

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES

Y TERRACERIAS 23 AL 28 JULIO DE 1984

PUEBLA, PUE.

ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI MALDONADO (COORDINADOR)

Gerente de Planeación

ICOR, S.A.

Antonio Maceo, No. 16-11

11800 México, D.F.

515-80-81 y 515-84-42

ING. ERNESTO RENE MENDOZA SANCHEZ

Jefe del Departamento de Construcción

División de Ingeniería Civil,

Topográfica y Geodésica

Facultad de Ingeniería

UNAM

México, D.F.

548-96-69

ING. MAURICIO JESSURUM SOLOMOU

Gerente General

Olin Internacional, S.A. DE C.V.

Tehuantepec 125

México, D.F.

664 13 57 y 564 30 64

ING. RAFAEL ABURTO VALDES

Director General

Grupo Empresas

Infran, S.A. Ing. Civ. del Pacífico, S.A.

Insurgentes Sur 1802-2° Piso

Col. Florida

México, D.F.

524 66 31 y 524 66 84

ING. JULIO CESAR ACEVES SERRANO

INGENIEROS CIVILES ASOCIADOS

Minería 145 Edificio 1 2° Piso

Escandón

México, D.F.

277 72 97



6.

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
Director General
Grupo de Ingeniería Integral, S.A.
Adolfo Prieto No. 430
México, D.F.
536 03 29

7.

ING. PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA
Jefe de Ingeniería de Ventas
Compacto
Div. Maquinaria de Industria del Hierro, S.A.
Tonalá No. 130-1° Piso
México, D.F.
584 41 88 y 565 46 38

8.

ING. JORGE HUMBERTO DE ALBA CASTAÑEDA
Coordinador de Supervisión
ICATEC
Av. San Francisco 469-2
Tlalpán
México, D.F.
655 01 84

MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

CAMINOS RURALES, S.C.T.

**PUEBLA, PUEBLA 1984
DEL 23 AL 28 DE JULIO**

FECHA	HORA	T E M A	PROFESOR
LUNES 23 DE JULIO	9:00 - 11:00	RETROEXCAVADORES	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	11:00 - 12:30	CARGADORES	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	12:30 - 14:00	OTROS EQUIPOS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 19:00	MOTOESCREPAS	ING. JULIO CESAR ACEVES SERRANO
MARTES 24 DE JULIO	9:00 - 12:30	TRACTORES	ING. RAFAEL ABURTO VALDES
" " " "	12:30 - 14:00	TALLER	ING. MAURICIO JESSURUM SOLOMOU
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	PLANEACION	ING. JORGE H. DE ALBA CASTAÑEDA
" " " "	18:00 - 19:00	CONTROL	ING. JORGE H. DE ALBA CASTAÑEDA
MIERCOLES 25 DE JULIO	9:00 - 11:00	CONTROL	ING. JORGE H. DE ALBA CASTAÑEDA
" " " "	11:00 - 14:00	COMPACTACION	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 20:00	EXPLOTACION DE ROCAS	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
JUEVES 26 DE JULIO	9:00 - 11:00	PRINCIPALES FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCION DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	11:00 - 13:00	METODOS DE SELECCION DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	13:00 - 14:00	REEMPLAZO DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 19:00	REEMPLAZO DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ

FECHA	HORA	TEMA	PROFESOR
VIERNES 27 DE JULIO	11:00 - 14:00	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS	ING. PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS	ING. PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA

COORDINADOR DEL CURSO: ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.

SECRETARIA DE EDUCACION

ING. PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO: " MOVIMIENTO DE TIERRAS , EXCAVACIONES Y TERRACERIAS "

FECHA: 23-28 DE JULIO PUEBLA PUE.

		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION).	PUNTUALIDAD
CONFERENCISTA					
1.	ING. CARLOS CHAVARRI MALDONADO				
2.	ING. JULIO CESAR ACEVES SERRANO				
3.	ING. RAFAEL ABURTO VALDES				
4.	ING. MAURICIO JESSURUM SOLOMOU				
5.	ING. JORGE DE H. DE ALBA CASTAÑEDA				
6.	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO				
7.	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ				
8.	ING. PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA				
9.					

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

1000
1000
1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

CURSO: "MOVIMIENTO DE TIERRAS, EXCAVACIONES Y TERRACERIA "

FECHA: 23-28 DE JULIO PUEBLA PUE.,

TEMA		ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA
1 2	RETROEXCAVADORES CARGADORES				
3 4	OTROS EQUIPOS MOTOESCREPAS				
5	...TORES ...ler				
6	PLANEACION CONTROL				
9 0	COMPACTACION EXPLOTACION DE ROCAS				
1	PRINCIPALES FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCION DE EQUIPO.				
2 3	METODOS DE SELECCION DE EQUIPO. REEPLAZO DE EQUIPO				
4	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS.				

EVALUACION DEL CURSO

③

	CONCEPTO	EVALUACION
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO CON EL CURSO	
4.	CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
5.	CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO	
6.	CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO	
7.	GRADO DE MOTIVACION LOGRADO CON EL CURSO	

ESCALA DE EVALUACION DE 1 A 10

1. ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE	AGRADABLE	DESAGRADABLE

2. Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR ANUNCIO TITULADO DE VISION DE EDUCACION CONTINUA	PERIODICO NOVEDADES ANUNCIO TITULADO DE VISION DE EDUCACION CONTINUA	FOLLETO DEL CURSO

CARTEL MENSUAL	RADIO UNIVERSIDAD	COMUNICACION CARTA, TELEFONO, VERBAL, ETC.

REVISTAS TECNICAS	FOLLETO ANUAL	CARTELERA UNAM "LOS UNIVERSITARIOS HOY"	GACETA UNAM

3. Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL PARTICULAR	METRO	OTRO MEDIO

4. ¿Qué cambios haría usted en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

5. ¿Recomendaría el curso a otras personas?

SI	NO

6. ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

7. La coordinación académica fue:

EXCELENTE	BUENA	REGULAR	MALA

8. Si está interesado en tomar algún curso intensivo ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES DE 9 A 13 H. Y DE 14 A 18 H. (CON COMIDAS)	LUNES A VIERNES DE 17 A 21 H.	LUNES, MIERCOLES Y VIERNES DE 18 A 21 H.	MARTES Y JUEVES DE 18 A 21 H.

VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 14 H.	VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 13 Y DE 14 a 18 H.	O T R O

9. ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

10. Otras sugerencias:



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS
EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: MOTOESCREPAS

PROFESOR: JULIO CESAR ACEVES S.

JULIO 23 DE 1984
PUEBLA, PUE.

Motoescrepas.

1
26

En las obras de construcción de nuestros días los movimientos de tierra son cada vez más grandes tanto en carreteras, como aeropuertos y presas.

Para efectuar dichos movimientos existen varios tipos de máquinas, - siendo las motoescrepas las que mayor demanda han tenido últimamente sobre todo en aquellos tipos de obras, donde se requiere acarrear las tierras a distancias que oscilan entre 200 a 3000 mts. debido a que compiten en costo con los sistemas tradicionales de cargador y camión o también cargador - vagoneta, independientemente de otras ventajas de carácter técnico tales como la colocación del material en capas a espesores controlables que permiten un mejor control en la calidad de la construcción de terraplenes, un mejor control en los acabados en cortes, etc.

Esta máquina consta fundamentalmente de dos partes.

Una caja metálica reforzada soportada por un eje con 2. ruedas neumáticas en la parte trasera, una compuerta curva que puede subir o bajar mediante un mecanismo de cables, eléctrico o hidráulico, una cuchilla de material resistente en la parte inferior de la caja que sirve para cortar el material, una placa metálica móvil en la parte interior, la cual al desplazarse hacia adelante permite desalojar el material contenido en la caja.

Todo este conjunto es halado mediante un tractor de ruedas neumáticas que puede ser de uno o dos ejes. Los controles de operación se encuentran en dicho tractor. En las siguientes transparencias (2, 3 y 4) - podemos ver en forma esquemática el proceso de carga acarreo y descarga.

En la 1a. se observa como baja la caja presentando la cuchilla contra el terreno para realizar el corte, en algunos casos la penetración llega a ser hasta de 30 cms. en motoescrepas de 11 a 20 m³ y del orden de 50 cms. en la de mayor tamaño. De acuerdo con la profundidad del corte y el ancho de la cuchilla será la longitud de corte para el llenado total de la caja. Una vez llena la caja se levanta, se cierra la compuerta delantera y se ejecuta el acarreo.

Y4
2

Llegada al sitio de descarga la operación consiste en bajar la caja, levantar la compuerta delantera y expulsar el material mediante la acción de la placa trasera hacia adelante. Esta actividad se realiza en movimiento y se irá extendiendo el material en una longitud y con un espesor de acuerdo con la abertura de descarga.

Existen y han existido una gran variedad de tipos de esta máquina desde la escrepa de mano, escrepa de arrastre, escrepa de tambor giratorio, etc. hasta llegar a la motoescrepa, las cuales a su vez han tenido una gran evolución debido a los avances en la tecnología.

Los principales adelantos han sido aplicados en los sistemas de operación, desde el sistema por cables, sistema eléctrico, hasta el sistema hidráulico el cual predomina en la actualidad. Las desventajas más importantes que se presentaban en las 2 primeras eran básicamente.

En el de cables el complicado y lento sistema de operación, así como su alto costo de mantenimiento.

En el eléctrico el polvo, que originaba grandes fallas en los motores y generadores a pesar de todas las protecciones y aditamentos que les fueran adaptados, independientemente también de lo complicado del sistema de manejo.

En el sistema hidráulico se superaron las desventajas iniciales que se tuvieron y que eran básicamente las fugas del líquido por roturas de mangueras y en las conexiones. Al mismo tiempo se obtuvo una gran ventaja que consiste en aprovechar la presión hidráulica en la penetración de la cuchilla en el terreno para la ejecución del corte.

Otra evolución que han tenido las motoescrepas es en relación con el tamaño de las mismas. Podemos ver motoescrepas desde 8 m^3 de capacidad hasta 50 m^3 .

En la transparencia siguiente podemos observar la motoescrepa L-90 Le Tourneau, constituida por un conjunto de 32 mts. de longitud, 3.60 mts. de ancho y una altura al tope de la cabina de 4.20 mts. Todas sus funciones son operadas eléctricamente por medio de 3 motores diesel de 475 H.P. c/u acoplados a 3 generadores de corriente continua conectados a 12 motores para las ruedas y mecanismos. Esta motoescrepa carga en 40 segundos sin empujador 50 m^3 de material $4\ 500 \text{ m}^3/\text{hora}$.

En esta otra transparencia vemos motoescrepa La Terex TS-32 de 43 - yd³ colmada (33 m³) operada con sistema hidráulico.

La influencia que tiene el tamaño de la motoescrepa en el costo la podemos ver en la siguiente curva que aunque es para determinadas condiciones específicas de operación, longitud de acarreo, tipo de camino, etc. se puede decir que es representativa.

En la gráfica vemos como aumenta el costo a medida que disminuye el tamaño de la motoescrepa tomando como 100% de costo la de 54 yd³ hasta llegar a la de 18 yd³ con un incremento de un 20%.

En el caso particular de México por las características de las obras sobre todo en carreteras y por los criterios de utilización del equipo las motoescrepas predominantes son las de 14, 18 y en algunos casos las de 24 yd³.

Una de las clasificaciones más actualizadas de los diferentes tipos de motoescrepas y capacidades la tiene la Caterpillar la cual consiste básicamente de 4 grupos con 16 modelos todos operados por medio de sistemas hidráulicos.

<u>MAQUINA</u>	<u>TIPO</u>	<u>CAPACIDAD</u>	<u>NO. DE MODELO</u>
Motoescrepa	Estandard	8-31 m ³	6
Motoescrepa	De potencia en Tandem	11-32 m ³	4
Motoescrepa	De tiro y empuje (Push-Pull)	11-49 m ³	3
Motoescrepa	De autocarga (con mecanismo elevador)	11-31 m ³	3

Todos estos modelos estan diseñados para mover todo tipo de materiales con excepción de roca. Para el caso de que quiera usarse para roca existe una caja reforzada especialmente y es usada en las motoescrepas estandard ó de potencia en Tandem. La roca deberá ser muy bien tronada o también para materiales no muy duros que requieran ser arados.

Las Motoescrapas Estandard tienen un solo motor en el tractor que puede ser de uno o 2 ejes con ruedas neumáticas; para ser cargados requieren de la ayuda de un tractor de orugas que se utiliza como empujador.

Estas unidades se utilizan tanto en distancias intermedias o largas con bajas pendientes y caminos de acarreo en buenas condiciones. - Trabajan generalmente en grupo de 2, 3 ó 4 unidades en combinación con el tractor empujador de acuerdo con las necesidades de la obra.

Las Motoescrapas de 2 Motores se utilizan al igual que las motoescrapas estandard en distancias intermedias o largas pero debido a su mayor potencia se adaptan para fuertes pendientes y disminuyen el tiempo de la carga siendo recomendable de todos modos el uso del tractor empujador. Sin embargo en materiales suaves se pueden cargar solas.

Las Motoescrapas de tiro y empuje (Push-Pull) Este nuevo concepto ha agregado versatilidad a las escrapas de 2 motores, abarcando la extensión de su aplicación a los demás tipos de motoescrapas. Sus ventajas se apoyan principalmente en lo siguiente:

Se elimina el tractor empujador.

Se elimina el problema de desproporción posible entre el número de escrapas convencionales y el empujador.

No se carga al costo el tiempo perdido del empujador.

Debido a que estas máquinas trabajan en parejas no tienen que esperar por el empujador, no se tiene amontonamiento de máquinas como en las convencionales.

Es un equipo balanceado con menor inversión.

El costo por el arreglo consistente en un refuerzo especial en los bastidores y el cuello de ganso más el sistema de enganche representa tan solo de un 6 a un 7% de la inversión de una motoescrapa de 2 motores.

Las Motoescrapas Autocargables

Con mecanismo elevador.- Funcionan mediante un sistema de paletas elevadoras las cuales van cargando el material dentro de la caja. Este tipo de máquinas no requieren del tractor empujador, se usan para materiales suaves. Son muy útiles para excavar en arenas donde el material-

es difícil de cargarse con los demás tipos de motoescrepas su utilización - está limitada para acarreos cortos y con pendientes muy suaves.

A continuación veremos una película de 8 mm. con duración de 8 minutos aproximadamente en donde podremos observar las operaciones con algunos tipos de Motoescrepas.

Nos queda ahora responder a las siguientes preguntas dado un trabajo de terminado: que tipo y que tamaño de Motoescrepa debemos seleccionar?. Suponiendo que se trata por supuesto de un trabajo para Motoescrepas, lo mínimo que debemos conocer es:

- 1.- La evaluación de la Obra
- 2.- Los costos de las máquinas
- 3.- Los rendimientos y características más importantes de las máquinas (Dimensiones, peso, avances técnicos en sus componentes, etc.)

1.- Entendemos en este caso por evaluación de la obra las cantidades de volúmenes a mover, las distancias a que hay que mover dichos volúmenes, el tipo de material (arena, limo, arcilla, tepetate, roca etc.) su configuración topográfica y todos aquellos datos de la observación directa que permitan escoger la estrategia más conveniente para la realización del trabajo partiendo de la base de ejecutarlo con el mínimo esfuerzo.

2.- Los costos de las máquinas que generalmente se refieren a la unidad horaria y que dependen de muchos factores (vida económica la máquina que depende a su vez del criterio de cada empresario, del lugar donde se utilice, sobre el nivel del mar o en zonas altas, en zonas desérticas o lluviosas, etc.) pero que básicamente se integran en tres conceptos:

- 1.- Cargos Fijos
 - a).- Depreciación anual
 - b).- Intereses seguros impuestos
 - c).- Reparaciones mayores y menores
 - d).- Talleres
 - e).- Almacenaje

II.- Cargos por consumo

- a).- Combustibles
- b).- Lubricantes
- c).- Llantas
- d).- Eléctricos
- e).- Otros

III.- Cargos por Operación

- a).- Salarios de Operadores, Ayudantes, etc. La suma de los 3 cargos nos dará el costo por hora de operación de la máquina.

Los rendimientos son los volúmenes movidos durante la unidad horaria y que pueden ser obtenidas mediante:

- 1).- Observación directa
- 2).- Por medio de reglas y fórmulas
- 3).- Por medio de datos del Fabricante

Dado el tema a tratar nos concretaremos a estudiar el aspecto de selección de Motoescrepas analizando los rendimientos y suponiendo sin analizar una determinada obra y los costos de las máquinas.

A continuación presentamos ejemplo de datos de rendimientos obtenidos por observación directa (promedio de 3 observaciones tomadas con cronómetro) de un conjunto de 3 unidades con un empujador en un trabajo de terracerías en material suave y con un acarreo total de 800 mts. en camino sin revestir. Tomando el ciclo de una de las Motoescrepas como observación.

Tiempo medio de espera	0.28	minutos
Tiempo medio de demora	0.25	"
Tiempo medio de carga	0.65	"
Tiempo medio de acarreo	4.26	"
Tiempo medio de descarga	0.50	"
Tiempo medio de retorno	2.06	"

Total : 8.00 minutos

Peso de la unidad vacía (con báscula) 22 070 kgs.

Peso de la unidad cargada.

Pesada No. 1	42 375 kgs.
Pesada No. 2	40 720 kgs.
Pesada No. 3	40 260 kgs.
	<hr/>
	123 355 kgs.
Peso medio	41 120 kgs.

- 1.- Peso medio de carga 41 120 - 22 070 = 19 050 kgs.
- 2.- Peso volumétrico del material 1 890 kg/m³ en banco.
- 3.- Carga = $\frac{19\ 050\ \text{kgs.}}{1\ 890\ \text{kg/m}^3}$ = 10 m³ en banco
- 4.- Ciclo = $\frac{60\ \text{minutos}}{8.00\ \text{min.}}$ = 7.5 viajes/hora
- 5.- Producción Media = 7.5 x 10 = 75 m³/hora en banco.

Este sistema es muy útil cuando ya se tienen las máquinas; por medio de las observaciones se corrigen las fallas y se llega a obtener el máximo de eficiencia en los trabajos.

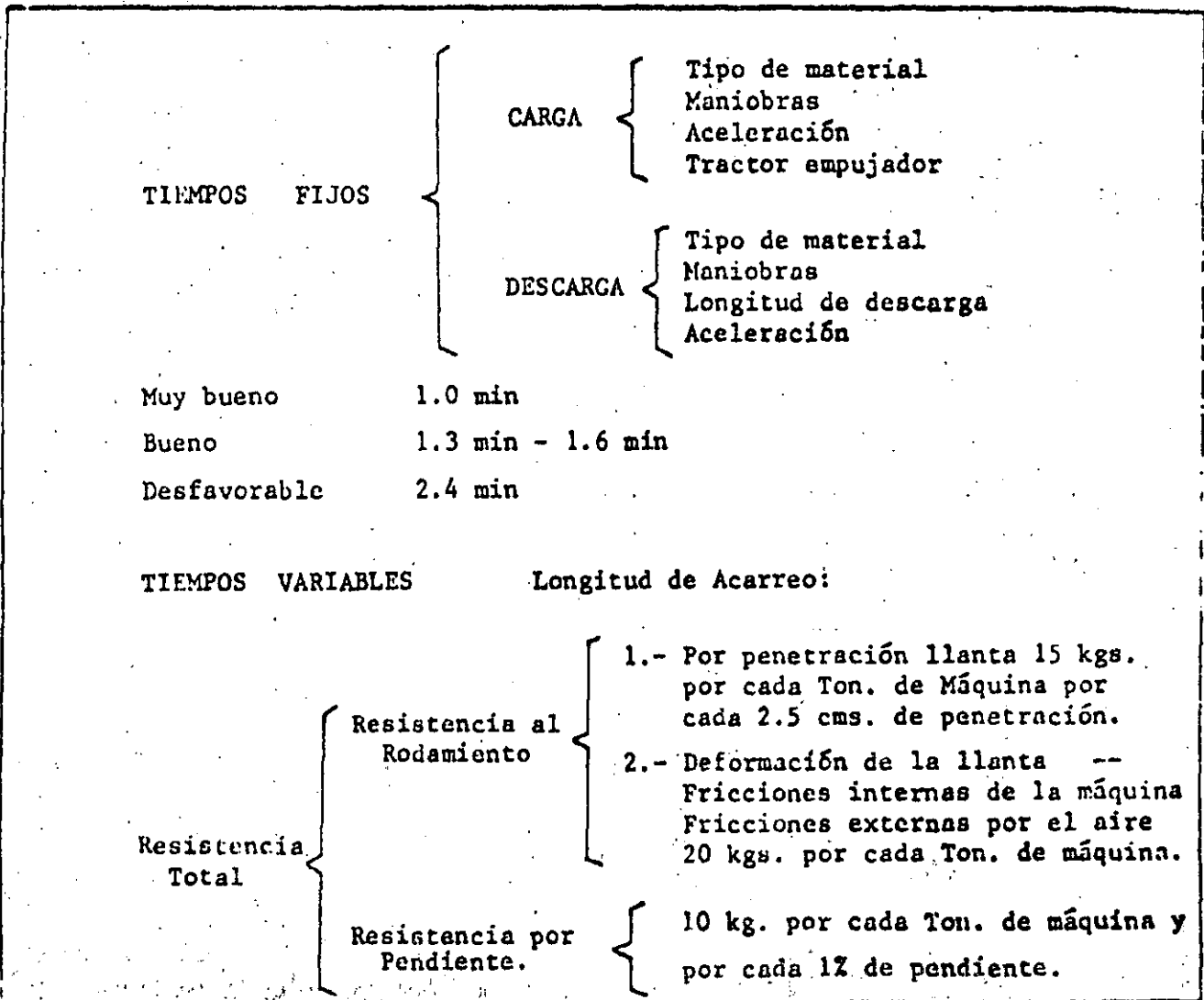
Por medio de Reglas y Fórmulas:

En general el ciclo de una motoescrepa esta formado por los tiempos durante los cuales la máquina carga, acarrea, descarga y regresa al lugar de carga.

- a) La carga. - se realizará en el tiempo necesario cuando ayudada o no por el tractor empujador force el material con la cuchilla de la motoescrepa hacia adentro de la caja y quede completamente llena.
- b) La descarga. - comprende el tiempo que necesita la máquina para que una vez en el lugar de depósito con la tapa semilevantada, la caja ligeramente inclinada y en movimiento tire todo el material en capas del espesor necesario.
- c) Las maniobras. - Son los tiempos que requiere la máquina en las vueltas que ejecute a la entrada de la carga y a la salida de la descarga.

- d) Las aceleraciones.- Son los tiempos que se requieren para ejecutar el cambio de velocidad de la caja de transmisión directa. En la actualidad las máquinas con cambios automáticos y de potencia permiten - - disminuir bastante estos tiempos.
- e) El acarreo.- Es el tiempo que requiere la máquina en transportar el material de la salida del sitio de carga al inicio en el sitio de descarga.
- f) El regreso o retorno.- Es el tiempo que requiere la máquina vacía de la salida del sitio de descarga al inicio en el sitio de carga.

Los tiempos anteriores han sido agrupados en 2 tiempos básicos: Tiempos fijos y Tiempos variables. En la transparencia siguiente tenemos su división y sus dependencias.



Del material que va a ser movido es necesario conocer las siguientes características: PESO VOLUMETRICO, EXPANSION VOLUMETRICA Y COMPRESIBILIDAD.

El peso del material afecta la carga de la Motoescrepa y las velocidades de la misma durante el acarreo, no es lo mismo cargar y transportar escoria por ejemplo a transportar arcilla mojada, a mayor peso se requiere mayor potencia.

La Expansión Volumétrica es muy importante conocerla dado que la mayoría de las formas de pago al contratista es referida al volumen del material natural en el banco. Cuando el material es movido de su estado natural su volumen aumenta; por ejemplo un m^3 de arcilla en estado natural es igual a $1.4 m^3$ en estado suelto. Si se transporta arcilla en una motoescrepa de $20 m^3$ de capacidad colmada realmente estamos transportando $\frac{20}{1.4} = 14.3 m^3$ de material en banco el cual es el que se multiplicará por el precio de paga y no los $20 m^3$ abundados.

Para obtener los Pesos Volumétricos así como para los coeficientes de expansión volumétrica, que es la relación de volumen abundado - volumen en banco, existen tablas para los distintos tipos de materiales predominantes.

La compresibilidad es el estado del material después de aumentar artificialmente su peso volumétrico por medios mecánicos (compactado) mediante la reducción del porcentaje de vacíos al lograr que las partículas encuentren un mayor acomodo. La relación entre el volumen compactado y el volumen en banco obtenida de los datos de trabajo nos dará el coeficiente de compresibilidad.

Veamos un ejemplo de aplicación de los conceptos anteriores.

Volúmen a colocar $10,000 m^3$ de arcilla coeficiente de abundamiento = 1.4
Coeficiente de compresibilidad = 0.8
Se moverá en motoescrepa de $20 m^3$ colmados

Se debe saber:

- 1.- Volúmen en banco necesario.
- 2.- Número de viajes.

Volúmen en banco =	$\frac{10,000}{0.8}$	=	12,500 m ³
Capacidad de la motoescrepa			
Referida a banco =	$\frac{20 \text{ m}^3}{1.4}$	=	14.3 m ³
Número de viajes =	$\frac{12,500}{14.3}$	=	869

Las maniobras y aceleraciones dependen básicamente de la habilidad del operador.

El objetivo que estamos persiguiendo es el de realizar un trabajo a la mayor velocidad posible para obtener el máximo de volúmen movido en el tiempo mínimo posible y por supuesto al menor costo factible.

Para lograr esto necesitamos conocer la potencia necesaria de la máquina para realizar el trabajo. Las potencias disponibles de las máquinas existentes en el mercado y por último la potencia utilizable que es la potencia disponible limitada por las condiciones del trabajo.

Los factores que debemos considerar son:

Resistencia al Rodamiento que es una medida de la fuerza requerida para empujar o halar y hacer rodar las ruedas en el suelo. Depende de las condiciones del terreno y del peso de la máquina vacía o cargada. Mientras más se hundan las ruedas en el terreno mayor es la resistencia.

La experiencia da como dato.- 15 kgs. por cada tonelada de carga y por cada 2.5 cms. de penetración. Se puede considerar aproximada para caminos:

Sin revestir	-	7.5 cm. de penetración
Revestidos	-	5.0 cm. de penetración
Pavimentados	-	2.5 cm. de penetración

Otros factores que intervienen son: la deformación de la llanta, el ancho de la misma, el dibujo, la velocidad (a mayor velocidad mayor resistencia del aire), las fricciones internas de las componentes de la máquina, etc.

En una máquina que este funcionando normalmente se consideran los factores anteriores constantes e igual a una resistencia de 20 kgs. por cada Tonelada de máquina cargada o descargada según sea el caso.

Del ejemplo de observación.

Una motoescrepa cuyo peso total es 41 120 kgs. en un camino revestido de penetración de llanta de 7.5 cms. ~~La~~ Resistencia al Rodamiento será:

$$\begin{array}{rcl} 15 \text{ kgs/Ton} \times 3 + 20 \text{ kgs/Ton} & = & 65 \text{ kg/Ton.} \\ 65 \text{ kgs/Ton} \times 41.120 \text{ Tons.} & = & \underline{2\ 673 \text{ kgs.}} \end{array}$$

Resistencia por Pendiente: Esta resistencia es causada por la fuerza de gravedad, puede ser a favor o en contra, dependiendo del sentido de movimiento de la máquina, se calcula aproximadamente tomando un valor de 10 kg. por tonelada por cada 1 % de inclinación.

Ya tenemos la Resistencia al Rodamiento y la Resistencia por pendiente.

$$\text{La Resistencia Total} = R. R. + R. P.$$

La Resistencia total nos marca la fuerza de tracción necesaria para mover la máquina.

Esta fuerza de tracción la debemos comparar con la fuerza de Tracción disponible de la máquina, la cual esta intimamente ligada con las diferentes velocidades que desarrolla por medio del sistema de transmisión que tenga. Así tendremos que una máquina desarrolla una gran fuerza de tracción a baja velocidad y poca fuerza de tracción a altas velocidades.

Como ejemplo tenemos:

La Resistencia total de una motoescrepa es de 3 200 kgs. o (fuerza de tracción necesaria), la cual comparamos con las diferentes fuerzas de Tracción -Velocidad de la siguiente tabla:

Transmisión	Velocidad Km/h	Fza. de Tracción disponible. Tons.
1a.	3.7	10.230
2a.	7.3	5.335
3a.	11.6	3.310
4a.	18.8	2.055
5a.	30.3	1.275

La Motoescrepa debe ser operada en 3a. velocidad con una fuerza de tracción 3 310 kgs. y una velocidad de 11.6 km/hora. Podríamos operarla en la. ó 2a. pero lo único que conseguiríamos es desperdiciar potencia y en consecuencia ir a menos velocidad. No podemos usar la 4a. ó 5a. porque la máquina no se movería.

La Potencia disponible no siempre es la potencia utilizable, está limitada por dos factores.

Coefficiente de Tracción.- que es la relación que existe entre la fuerza de tracción de las ruedas motrices y la fuerza que puede desarrollar contra el terreno. Es decir si una máquina trabaja en una superficie resbalosa es muy probable que la fuerza que desarrolla con el terreno sea inferior a la fuerza de tracción disponible y entonces las llantas patinarán. Se tienen tablas donde se dan los datos de coeficiente de tracción para diferentes terrenos; por ejemplo en tierra firme el coeficiente de tracción es de 0.50 y en tierra suelta es de 0.40; la fuerza de tracción utilizable se obtiene multiplicando el coeficiente de tracción por el peso sobre la ruedas motrices.

Ejemplo:

Que fuerza de tracción utilizable en las ruedas puede ejercer una Motocrepa cuyo peso en las ruedas propulsadas es de 23 600 kgs.

En tierra firme:

$$0.50 \times 23\ 600 = 11\ 800 \text{ kgs.}$$

En tierra suelta:

$$0.40 \times 23\ 600 = 9\ 440 \text{ kgs.}$$

El coeficiente de tracción depende del peso sobre las ruedas motrices y de las condiciones del suelo. Siempre podrá corregirse esto mejorando el terreno donde opere la máquina.

Altitud: La altitud es otra limitación a la potencia disponible de la máquina, A medida que aumenta la altura sobre el nivel del mar la eficiencia de los motores disminuye. En la actualidad algunas máquinas con motor turbina alimentado solo pierden potencia a partir de los 3000 m. sobre el nivel del mar. La mayoría de las máquinas se diseñan para funcionar hasta 1 500 m. sin pérdida de potencia y se considera un porcentaje del 1% de pérdida de potencia para cada 100 m. de altitud después de los 1 500 m. Cada fabricante proporciona tablas para corregir la potencia disponible por altitud.

En resumen estas son las secuencias para calcular la velocidad de trabajo de una máquina.

SECUENCIAS PARA CALCULAR LA VELOCIDAD DE TRABAJO DE UNA MAQUINA

- 10.- Determinese la Fuerza de tracción necesaria que es la suma de la Resistencia al Rodamiento más la Resistencia por Pendiente.
- 20.- Compárese la Fuerza de Tracción necesaria con la Fuerza de Tracción Velocidad disponible de las especificaciones de la máquina.

- 30.- De la comparación anterior selecciónese la más alta velocidad que sea aconsejable usar.
- 40.- En caso necesario considérese la tracción que ofrece el terreno y determinese la Fuerza de Tracción Utilizable - Velocidad.
- 50.- Si el trabajo se lleva a cabo a una altitud mayor de 1 500 mts. calcúlese la pérdida de potencia y revítese la nueva velocidad más aconsejable.

Una vez conocida la velocidad adecuada para la máquina en los diferentes tramos del camino de acarreo, estamos en posibilidad de calcular la velocidad media. Los fabricantes aconsejan que se multiplique la velocidad máxima por 0.65, suponiendo que la máquina parte del reposo. Si se supone que parte de una velocidad inicial el factor se modificará.

En general a lo largo de un camino podemos suponer que se presentan diferentes pendientes, diferentes resistencias al rodamiento y que no son factibles o convenientes de modificarse, en este caso las relaciones de transmisión de la máquina en movimiento, serán variables, es decir se requieran varios cambios de Transmisión. Para calcular la velocidad media se acostumbra en estos casos dividir el camino en los diferentes tramos y hacer el análisis de cada uno de ellos, calculando su velocidad media.

Una vez conocida la velocidad media y la longitud de recorrido estamos en posibilidad de calcular el tiempo o los tiempos en los diferentes tramos con solo dividir dicha longitud entre la velocidad media.

La suma de los tiempos de ida y vuelta más los tiempos fijos nos dará el Tiempo Total del Ciclo de Operación de la máquina.

Con este tiempo podemos calcular la producción horaria de la máquina y el costo por m³ de material movido en Banco.

Ejemplo para ver el proceso de cálculo:Problema:

La Empresa "A" tiene que ejecutar un trabajo consistente en mover - 800 000 m³ para la construcción de una pista de aterrizaje, cuenta la Empresa con el siguiente Equipo.

6 Motoescrapas. Caterpillar 621 de 15 m³ de capacidad colmada.
2 Tractores D-8H con empujador amortiguado.

Se supone que no se ejecutará la compactación del material, únicamente la extracción, carga, acarreo, transporte y colocación en capas del mismo.

Los Datos son:

Material	-	limo arenoso seco
Peso Volumétrico	-	1 600 kg/m ³
Altitud S.N.M.	-	2 000 m.
Longitud de acarreo	-	1 300 mts. de los cuales:
1 000 mts.	-	Tienen 4% de pendiente Adversa.
y 300 mts. tienen	-	2% Favorables.
Coefficiente de abundamiento	=	1.25 o su recíproco 0.8
Peso de la máquina vacía	=	23.6 Tons.
Peso de la máquina cargada del equipo	=	23.6 Tons. + 1 600x0.8x15 m ³ = 437

Costos horarios: según la Empresa

Tractor	-	\$ 280/hora
Motoescrapa	-	\$ 320/hora

La Empresa desea saber el costo por m³ en banco más barato con los siguientes tipos de camino de acarreo.

- Sin revestir
- Revestido
- Pavimentado.

I.- Suposición de los tiempos fijos:

Dada la experiencia que tiene la Empresa de acuerdo con su equipo, toma como tiempos fijos (carga y descarga) = 1.3 minutos.

II.- Cálculo de los tiempos variables:

A).- Resistencia al Rodamiento - 15 kg/por cada Ton. de máquina por cada 2.5 cm. de penetración.

7.5 cm. en camino sin revestir = 45 kg/ton. M.
 5.0 cm. en camino revestido = 30 kg/ton. M.
 2.5 cm. en camino pavimentado = 15 kg/ton. M.

A estas cantidades habrá que sumarle 20 kg/ton. M. por deformación de llanta, fricciones internas, etc.

B).- Resistencia por Pendiente: 10 kg/Ton. M. por cada 1 %.

Sección de 1000 m. de ida = 4% x 10 = 40 kg/T.M.
 Sección de 300 m. de ida = 2% x 10 = 20 kg/T.M.
 Sección de 1000 m. de regreso = 4% x 10 = 40 kg/T.M.
 Sección de 300 m. de regreso = 2% x 10 = 20 kg/T.M.

R E S U M I E N D O

DE IDA (CARGADA)

Tipo de Camino	Resist. al Rod. Kg/T.M.	R. por P. kg/T.M.		R. Total kg/T.M.	
		1000 m.	300 m.	1000 m.	300 m.
Sin revestir	65	40	-20	105	45
Revestido	50	40	-20	90	30
Pavimentado	35	40	-20	75	15

T-33

DE REGRESO (VACIA)

17

Tipo de Camino	Resist. al Rod. Kg/T.M.	R. por P. kg/T.M.		R. Total kg/T.M.	
		300 m.	1000 m.	300 m.	1000 m.
Sin revestir	65	20	-40	65	25
Revestido	50	20	-40	70	10
Pavimentado	35	20	-40	55	-15

Cálculo de la R. Total o Rimpull de la máquina.

Resistencia Total x Peso de la máquina cargada.

Resistencia total x Peso de la máquina vacía.

También la Resistencia Total puede hacerse equivalente a la pendiente de un camino ficticio es decir si tenemos que la resistencia por pendiente es igual a 10 kg. por cada Ton. de Máquina y por cada 1% de pendiente bastará dividir la resistencia total entre 10 para obtener el % de pendiente equivalente.

Esto se hace en virtud de que las gráficas de algunos fabricantes las presentan como Rimpull o en % de pendiente o ambos.

PESO MOTOESCREPA CARGADA = 43 TONS. DE IDA

Tipo de Camino	R. T. o Rimpull Toneladas		R. T. en % Pendiente	
	1000	300	1000	300
Sin revestir 105 - 45	4.5	1.9	10.5	4.5
Revestido 50 - 30	3.9	1.3	9.0	3.0
Pavimentado 75 - 15	3.2	0.7	7.5	1.5

PESO MOTOESCREPA VACIA = 23.6 TON. DE REGRESO

Tipo de Camino	R. T. o Rimpull toneladas		R.T. en % de Pendiente	
	300	1000	300	1000
Sin revestir 85 - 25	2.0	0.6	8.5	2.5
Revestido 70 - 10	1.7	0.2	7.0	1.0
Pavimentado 55 - (-15)	1.3	-0.1	5.5	-1.5

Cuando se obtiene el Rimpull o el % de pendiente negativo quiere decir que la máquina puede acelerarse más allá de su velocidad máxima permisible, sin embargo las máquinas actuales tienen un retardador que impide que esto suceda, evitando el uso excesivo de los frenos.

Revisemos el coeficiente de Tracción contra el suelo para las condiciones más desfavorables.

Coeficiente en camino sin revestir = 0.45

Peso de la máquina cargada en las ruedas motrices 63%

$0.63 \times 43 \text{ T} \times 0.45 = 12 \text{ T.}$

Peso de la máquina vacía en las ruedas motrices 63%

$0.63 \times 23.6 \text{ T.} \times 0.45 = 6.8 \text{ T.}$

Cubren ampliamente para las resistencias totales de 4.5 Tons. cargada y - 2.0 Tons. vacía.

Corrección por altitud.

La máquina puede trabajar al 100% de potencia a 1 500 m., los 500 mts. restantes serán igual a:

$$\frac{500}{100} \times 1\% \text{ por cada } 100 \text{ mts.} = 5\%$$

Habrà que multiplicar las Resistencias Totales o Rimpull de los cuadros anteriores por 1.05 .

MOTOESCREPA CARGADA

Tipo de Camino	R. T. TONS. (RIMPULL)		R. T. % DE PENDIENTE	
	1000	300	1000	300
Sin revestir	4.7	2.0	11.0	4.7
Revestido	4.1	1.4	9.5	3.2
Pavimentado	3.3	0.7	8.0	1.6

MOTOESCREPA VACIA

Tipo de Camino	R. T. TONS. (RIMPULL)		R. T. % DE PENDIENTE	
	300	1000	300	1000
Sin revestir	2.1	0.6	9.0	2.6
Revestido	1.8	0.2	7.5	1.1
Pavimentado	1.4	-0.1	6.0	-1.6

Con los datos anteriores entramos a la gráfica proporcionada por el fabricante.

Se puede entrar con el Rimpull o con el % de pendiente por ejemplo para 4.7 de Rimpull o 11% de pendiente, se procede de la siguiente forma:

20

En dónde dice Fuerza de Tracción o Rimpull de la escala vertical del lado izquierdo, buscamos 4.7 Tons. seguimos en una línea horizontal hasta interceptar la curva correspondiente a la 4a. velocidad, de este punto bajamos verticalmente y encontramos en la escala horizontal la velocidad de 15 Km/h.

Si procedemos con la pendiente, buscamos del lado derecho en la escala aproximadamente el 11% de pendiente descendemos en una línea paralela a las demás líneas marcadas y dónde cruce con la línea punteada vertical de carga de 21 800 kgs. trazamos una horizontal hacia la izquierda hasta encontrar el mismo punto de cruce con la curva correspondiente a la 4a. velocidad, después procedemos igual que en el caso anterior, bajamos verticalmente y encontramos la misma velocidad de 15 Km./hora.

Procediendo de la misma forma para todos los casos obtenemos los siguientes resultados:

VELOCIDADES DE LA MOTOESCREPA CARGADA

Tipo de Camino	Velocidad para los 1000 m.	Transmisión	Velocidad para los 300 m.	Transmisión
Sin Revestir	15 Km/h.	4a.	34 km/h.	7a.
Revestido	16 Km/h.	4a.	48 km/h.	8a.
Pavimentado	20 Km/h.	5a.	50 km/h.	8a.

VELOCIDADES DE LA MOTOESCREPA VACIA

Tipo de Camino	Velocidad para los 300 m.	Transmisión	Velocidad para los 1000 m.	Transmisión
Sin Revestir	34 km/h.	7a.	50 km/h.	8a.
Revestido	37 km/h.	7a.	50 km/h.	8a.
Pavimentado	49 km/h.	8a.	50 km/h.	8a.

Las tablas anteriores son muy importantes ya que físicamente en el camino se pueden marcar en un cuadro, como las señales de velocidad de los caminos, - la velocidad a la que debe transitar la Motoescropa.

Por ejemplo si se escogiera el tipo de camino pavimentado:

A la salida del corte se marcaría 20 km/h. y a los 1000 mts. otra señal - que indicará 50 km/h en el sentido de ida. Y de regreso, prácticamente desde - la salida del tiro hasta la entrada del corte 50 km/h.

Las velocidades anteriores son las velocidades máximas, debemos multipli- carlas por 0.65 para obtener las velocidades medias que consideran las acele- raciones y desaceleraciones.

VELOCIDADES MEDIAS (CARGADA)

Tipo de Camino	Velocidad para los 1000 m.	Velocidad para los 300 m.
Sin revestir	10 km/h.	22 km/h.
Revestido	11 km/h.	31 km/h.
Pavimentado	13 km/h.	35 km/h.

VELOCIDADES MEDIAS (VACIA)

Tipo de Camino	Velocidad para los 300 m.	Velocidad para los 1000 m.
Sin revestir	22 km/h.	35 km/h.
Revestido	24 km/h.	35 km/h.
Pavimentado	31 km/h.	35 km/h.

Con las velocidades medias y las longitudes podemos calcular los tiempos; bastará dividir la longitud por 60 minutos entre la velocidad en metros - por hora.

$$t = \frac{L \times 60}{V \text{ (m/h)}} = \text{tiempo en minutos}$$

TIEMPOS DE MOTOESCREPA CARGADA

Tipo de Camino	Tiempo en los 1000 m.	Tiempo en los 300 m.	T. Total
Sin revestir	6.0 min.	0.8 min.	6.8 min.
Revestido	5.5 min.	0.6 min.	6.1 min.
Pavimentado	4.6 min.	0.5 min.	5.1 min.

TIEMPOS DE MOTOESCREPA VACIA

Tipo de Camino	Tiempo en los 300 m.	Tiempo en los 1000 m.	T. Total
Sin revestir	0.8 min.	1.7 min.	2.5 min.
Revestido	0.7 min.	1.7 min.	2.4 min.
Pavimentado	0.6 min.	1.7 min.	2.3 min.

El siguiente paso es obtener el tiempo total del ciclo. (Tiempos fijos más tiempos variables) y la producción horaria en banco.

TIEMPO TOTAL DEL CICLO EN MINUTOS Y
M³/H. EN BANCO.

Tipo de Camino	Tiempos Fijos	Tiempos variables		Tiempo Total	Número de viajes por Hora	M ³ /H
		ida	regreso			
Sin revestir	1.3	6.8	2.5	10.5	5.7	67
Revestido	1.3	6.1	2.4	9.8	6.1	73
Pavimentado	1.3	5.1	2.3	8.7	6.9	83

COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO = 1.25 ó 0.8 por el P.
 CAPACIDAD COLMADA DE LA MOTOESCREPA = 15 m³
 CAPACIDAD DE LA MOTOESCREPA EN BANCO = 15 x 0.8 = 12 m³

Esta producción esta considerada para horas de 60 minutos, es lógico pensar que esto es poco real en virtud de que intervienen factores tales como la experiencia, la habilidad de los operadores, descomposturas, demoras imprevistas, etc., por lo cual la producción al 100% de eficiencia deberá afectarse del factor de eficiencia que considere cada empresa de acuerdo con su experiencia en términos generales un factor de eficiencia del 70% es bastante bueno. Con esto último calcularemos la producción real, el costo por m³ de material movido en banco. Antes de pasar a realizar este cálculo analizaremos si el equipo de 2 tractores y 6 motoescrepas esta balanceado.

Las maniobras que realiza el empujador considerando que tiene placa amortiguadora hasta para una velocidad de 8 km/h y que no tiene pérdida en el acomodo para el empuje son: Impulso, retorno y maniobras se considera que este tiempo lo realiza entre 1.6 minutos con mucha eficiencia y 2.4 en regular. Tomaremos para este caso 2 minutos, el valor medio.

NUMERO DE MOTOESCREPAS

Tipo de Camino	Tiempo del ciclo de la Motoescrepa	Tiempo de ciclo del tractor empujador.	Número de Motoescrepas
Sin revestir	10.6	2.0	6
Revestido	9.8	2.0	5
Pavimentado	8.7	2.0	5

De este cuadro se observa que en el peor de los casos se requiere unicamente 1 tractor empujador y 6 motoescrepas.

T-44

Costo de los conjuntos:	
Costo horario del tractor	\$ 280.00/hora
Costo horario Motoescrepa	\$ 320.00/hora
Costo conjunto 1 tractor y 6 Motoescrepas.	
1 x \$ 280.00	= \$ 280.00/h.
6 x \$ 320.00	= <u>\$ 1920.00/h.</u>
Costo Total	= \$ 2200.00/h.
Costo conjunto 1 tractor y 5 Motoescrepas.	
1 x \$ 280.00	= \$ 280.00/h.
5 x \$ 320.00	= <u>\$ 1600.00/h.</u>
Costo Total	= \$ 1880.00/h

Producción real para:

A.- Camino sin revestir					
67 m ³ /h	x	0.7	x 6 máquinas	=	281 m ³ /h
B.- Camino revestido					
73 m ³ /h	x	0.7	x 5 máquinas	=	256 m ³ /h
C.- Camino Pavimentado					
83 m ³ /h	x	0.7	x 5 máquinas	=	291 m ³ /h

Costo por m³/h movido en banco:

A.- Camino sin revestir			
<u>\$ 2 200.00</u>	=	\$ 7.82	
281 m ³ /h			
Costo Total	=	7.82 x 800,000 m ³	= 6'256,000
B.- Camino revestido			
<u>\$ 1 880.00</u>	=	\$ 7.35	
256 m ³ /h			
Costo Total	=	7.35 x 800,000 m ³	= 5'880,000
C.- Camino Pavimentado			
<u>\$ 1 880.00</u>	=	\$ 6.47	
291 m ³ /h			
Costo Total	=	6.47 x 800,000 m ³	= 5'176,000

Por último:

Obtención de Rendimientos por medio de datos proporcionados por el fabricante:

En el siguiente ejemplo vemos los diferentes rendimientos y costos para un camino con una resistencia determinada. La Caterpillar ha estudiado un gran número de combinaciones con la cual facilita bastante la selección del equipo.

DISTANCIA DE ACARREO EN METROS (MEDIO CICLO)
CAMINO DE 100 kg/T

	75	152	305	610	915	1525
627						
Producción de una sola unidad m ³ en b/hr	343	287	217	146	110	73
Traíllas/Empujador	2	2	3	4	6	6
Costo (¢ m ³ en b*)	14,8	17,7	21,2	29,8	37,4	56,4
621						
Producción de una sola unidad m ³ en b/hr	288	241	183	123	93	62
Traíllas/Empujador	2	2	3	5	6	6
Costo (¢ m ³ en b*)	14,7	17,6	20,7	28,8	35,8	53,7
623						
Producción de una sola unidad m ³ en b/hr	243	204	154	103	78	52
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m ³ en b*)	12,8	15,4	20,3	30,4	40,2	60,2
627						
Producción de una sola unidad m ³ en b/hr	281	239	184	126	96	65
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m ³ en b*)	12,9	15,0	19,5	28,5	37,4	55,2
La unidad más económica	623	627 de T y E	627 de T y E	627 de T y E	621	621

*Utilizando los porcentajes de la eficiencia de la flotilla y de la disponibilidad de la traílla.

Conclusiones:

Para cada tipo de trabajo deberá estudiarse la selección adecuada de equipo.

Siempre existirá alguna solución para reducir los tiempos fijos y variables, en el caso de las motoescrepas.

Reducción de Tiempos fijos.-

Realizar la carga con pendiente favorable.

Escoger el empujador más adecuado.

Educación del Operador.

etc.

Reducción de Tiempos variables.-

Camino adecuado (revestido o pavimentado), en caso de acarreo cortos o también en caminos revestidos conservación de los mismos mediante el uso de Motoconformadora, riego de agua y en algunos casos equipo auxiliar de compactación.

Señalamiento de las velocidades a lo largo del camino.

Tratar de localizar el camino sin pendientes ó modificarlo al máximo.

etc.

Existen aditamentos especiales en las Motoescrepas que permiten también obtener una buena reducción en los tiempos tales como: Enganche o empujador amortiguado, Asiento del operador amortiguado que permite una mejor operación de la máquina, transmisión automática, etc.

Recuérdese siempre que tiempo es dinero .

No olvidar respetar el mantenimiento que especifica el fabricante para la máquina .



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: PLANEACION

1.- DECISIONES

PROFESOR: ING. JORGE DE ALBA CASTAÑEDA

JULIO 24 DE 1984
PUEBLA, PUE.

DECISIONES

TOMA DE DECISIONES

El ingeniero que se ocupa del movimiento de tierras tiene que planear anticipadamente el equipo a utilizarse en el proceso. Esto lo hace seleccionando varios tipos de máquinas en ciertas combinaciones que él sabe le producirán la obra de acuerdo con el diseño. Se le presentan, pues, varias alternativas, una de las cuales escogerá para realizar las obras. Esto constituye la toma de una decisión. Una decisión es simplemente una selección entre dos o más cursos de acción. Podemos decir pues que la selección del equipo en movimiento de tierras es un caso de la toma de decisiones.

La toma de decisiones puede realizarse intuitiva o analíticamente. Si se aplica la intuición normalmente se usa lo que ha sucedido en el pasado y aplicado este conocimiento se estima lo que puede suceder en el futuro, con cada una de las vías de acción, y en función de esta apreciación se toma la decisión. La decisión tomada analíticamente consiste en un estudio sistemático y evaluación cuantitativa de el pasado y el futuro, y en función de este estudio se selecciona la vía de acción más adecuada. Ambos métodos se usan comunmente en el problema de selección de equipo.

OBJETIVOS

Si queremos hacer la selección de un camino entre varios que se presentan y que solucionarán el problema, tendremos en alguna forma que comparar las posibles soluciones. Se presenta el problema de cómo compararlas, en función de qué, cómo valuarlas. El ingeniero deberá, consecuentemente, determinar un objetivo u objetivos que le servirán para valuar dichas vías de acción o caminos alternativos.

La labor del ingeniero está orientada por la economía, es decir, tiene como objetivo fundamental adecuar el costo con la satisfacción de una necesidad. Aún cuando no es raro que en su labor el ingeniero se enfrente a problemas con objetivos contradictorios, en el caso de la selección de equipo sus decisiones están orientadas por el criterio económico.

La valuación de las alternativas será entonces una valuación de tipo económico, habrá que determinar el costo de las entradas a lo largo del tiempo y el beneficio que proporcionará la salida, también a lo largo del tiempo, para cada alternativa. De la comparación de estos costos-beneficios saldrá una manera de comparar las alternativas en que se basará el ingeniero para tomar su decisión. El ingeniero deberá, por lo tanto, tener un conocimiento profundo de los costos, y deberá poder definir los costos físicamente generados por el uso de su alternativa, así como los

derivados al usar la solución propuesta por él. 2

La selección dependerá, pues, del criterio económico. La evaluación de las alternativas podría tomar la forma de :

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Salida}}{\text{Entrada}} = \frac{\text{Ingreso}}{\text{Costo}}$$

También puede decirse que lo que busca el ingeniero es hacer máximas las utilidades.

PROCEDIMIENTO PARA TOMAR DECISIONES

Definido el problema deberá hacerse un análisis del mismo, en esta fase se recaba toda la información que nos de un conocimiento profundo y completo del problema, con el objeto de poder definir y valuar el mismo, lo que traerá como consecuencia una selección más depurada de las distintas alternativas-solución que se formulará en la siguiente etapa de la toma de decisión. Esta definición y valuación del problema se hará tomando en cuenta el objetivo.

En la siguiente fase se toman todas las alternativas posibles o cursos alternativos de acción. En este caso es muy importante para escoger las alternativas posibles la preparación técnica del ingeniero.

La tercera fase consiste en comparar estos posibles cursos de acción en función del objetivo y al final de esta fase podremos tomar ya una decisión que vaya guiada al objetivo propuesto.

Por último se considera una última fase de especificación e implementación, en la cual se hace una descripción completa de la solución elegida y su funcionamiento.

CERTEZA - RIESGO - INCERTIDUMBRE

Se dice que una decisión se toma bajo certeza cuando el ingeniero conoce y considera todas las alternativas posibles y conoce todos los estados futuros de la situación consecuencia de tomar dichas alternativas, y a cada alternativa corresponde un solo estado futuro.

Se dice que una decisión se toma bajo riesgo si a cada una de las alternativas corresponden diversos estados futuros, pero el ingeniero conoce la probabilidad de que se presente cada uno de ellos.

Se dice que la decisión se toma bajo incertidumbre si el ingeniero no conoce las características probabilistas de las variables.

PROCESO - SISTEMAS

Al analizar el proceso constructivo y planearlo nos encontramos que en realidad estamos encontrando el grupo de decisiones que permitirán el logro de nuestros objetivos.

Para estudiar este proceso será indispensable analizar todas las variables o las más importantes que intervienen en él, las relaciones-- entre ellas y como una variación en cada una de ellas influye en que el resultado final se acerque más o menos a nuestro objetivo. Esto en -- realidad equivale a considerar la totalidad de cursos alternativos de acción en función del objetivo.

Normalmente las variables tienen limitaciones. Podremos tener limitaciones en tiempo, en recursos, en sumas mensuales a gastar, -- etc.

Muchas veces los cursos alternativos de acción son muy grandes en número, y por esto es conveniente para compararlos con facilidad, encontrar como cada valor de la variable influye en la salida del proceso.

RESTRICCIONES

En la fase de análisis se fijan normalmente las restricciones o limitaciones. Estas pueden provenir de las especificaciones del diseñador, de limitaciones propias de la empresa, o restricciones externas.

Es muy conveniente que el ingeniero no se cree restricciones ficticias, que le limitarán el encontrar soluciones alternas posibles. Es to limitarla la aplicación de la técnica del ingeniero.

SELECCION DE VARIABLES

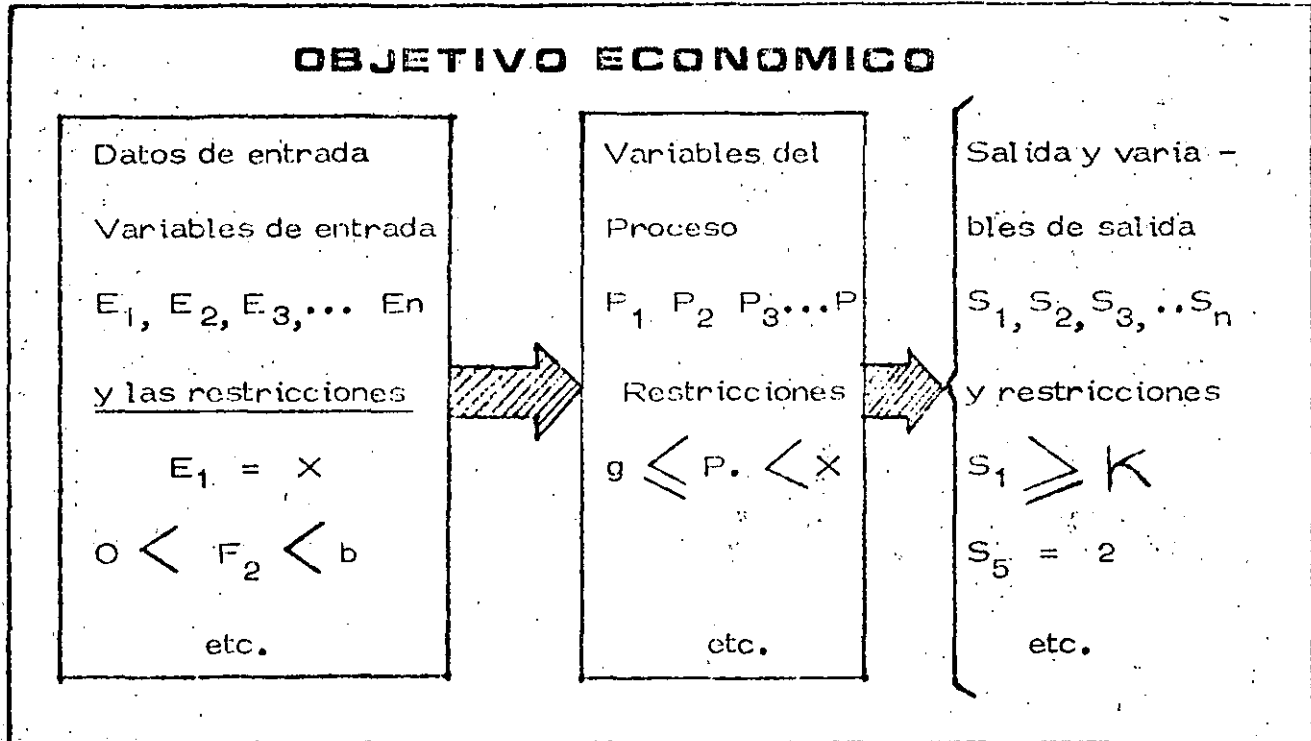
No es fácil encontrar todas las variables; por otro lado no todas-- influirán importantemente en el proceso, es pues conveniente definir-- las variables significativas, esto es las que modifiquen importantemen te la salida valuada en función del objetivo. Las variables pueden ser:

- a) Controlables, aquellas que podremos variar a nuestro antojo.
- b) Las que no pueden ser controladas o manipuladas en el proce so, pero que influyen en la salida.

Podemos pues definir nuestro método de decisión usando la si -- guiente notación:

DADOS

4



ENCONTRAR

El conjunto de valores de las variables controlables que hagan óptimo el criterio económico y que satisfagan las limitaciones y restricciones.

DECISION MINIMIZANDO COSTO DIRECTO

Este es un método comunmente usado en la obra para definir el equipo adecuado y en general tomar la decisión de qué procedimiento debe usarse en una obra determinada. Tiene la ventaja de su simplicidad, pero considera como sistema la actividad específica a analizar y no considera la relación de las diferentes actividades o subsistemas de la obra entre si.

Es costumbre relacionar a posteriori las actividades similares para buscar una optimización posterior. Por ejemplo todas las actividades que se refieren a compactación.

DECISION CONSIDERANDO GASTOS INDIRECTOS 5

Puede considerarse el sistema obra completo, lo cual es complicado, pero más comunmente se consideran algunas variables significativas que tienen que ver con gastos generales y se controlan como tales. Por ejemplo considerar el Costo del Almacén, Costo del Financiamiento, etc.

FLUJO DE INFORMACION

Se adjunta flujo de actividades para evaluar una alternativa, este flujo es de carácter general y tendrá las modificaciones que el tipo especial de obra indique. La decisión del tipo de equipo puede hacerse repitiendo la evaluación alternativa por alternativa seleccionando la más conveniente desde el punto de vista económico. Es común este sistema.

DECISIONES A NIVEL GERENCIA

Las decisiones a nivel gerencia se tomarán considerando el sistema-empresa. En este sistema las obras son subsistemas.

Es común que una decisión a nivel gerencia modifique una decisión aparentemente óptima considerando el sistema obra. Esto si no es explicado adecuadamente puede ocasionar problemas serios entre las relaciones ejecutor-gerente; pues aparece como contradictorio el hecho de que se proponga una solución a nivel de obra, que ha sido convenientemente analizada y la decisión sea diferente y en apariencias menos convenientes.

Es difícil aplicar un método cuantitativo que tome en cuenta todas las variables significativas. Sin embargo, se consideran algunas que son de especial relevancia, por ejemplo, los aspectos financieros.

6

PROGRAMA GENERAL

Por ser muy difícil planear de conjunto todo el proceso, es común que el ingeniero divida este proceso en subprocesos y optimice estos subprocesos por separado. Posteriormente podrá analizar estos subprocesos integrados en el proceso total para una segunda etapa de optimización.

Es muy frecuente que esta división en subprocesos o "actividades" lo haga a través del programa general.

Esto le permite, al mismo tiempo que subdivide, tener un esquema en el que todas las actividades están ligadas por su relación de tiempos de ejecución, cosa muy conveniente para no perder de vista el proceso total.

Para realizar el Programa General se presentan las siguientes etapas que se enlistan a continuación :

- a) Estudiar la Obra
- b) Desglosar Actividades
- c) Definir Procedimientos
- d) Determinar Tiempos
- e) Ordenar Actividades

Estudiar la obra y el desglose del proceso en subprocesos o actividades ya se habían comentado, y solo es conveniente decir que las actividades eran tanto más importantes cuanto menor sea el detalle del programa.

Al definir los procedimientos constructivos lo haremos en esta primera etapa de una manera general, sin un estudio muy profundo.

En seguida determinamos tiempos de duración de las actividades y ordenamos las mismas de acuerdo con su posición temporal, es decir colocándolas de tal manera que queden ordenadas respecto al tiempo de su realización.

Esto puede hacerse fácilmente mediante redes de actividades.

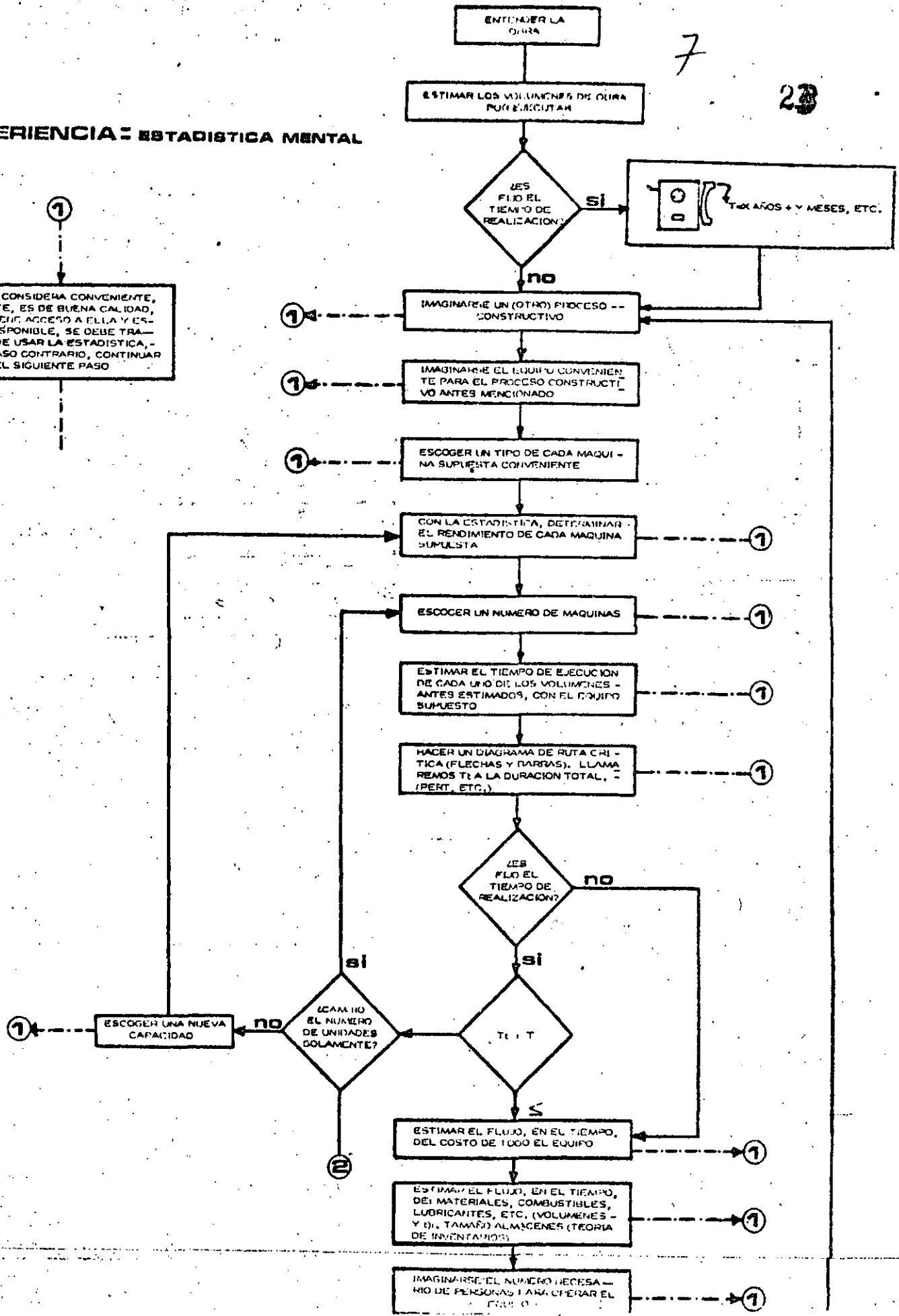
El orden puede modificarse, y hacer nuestra red de actividades previa a la fijación de tiempo.

EXPERIENCIA ESTADÍSTICA MENTAL

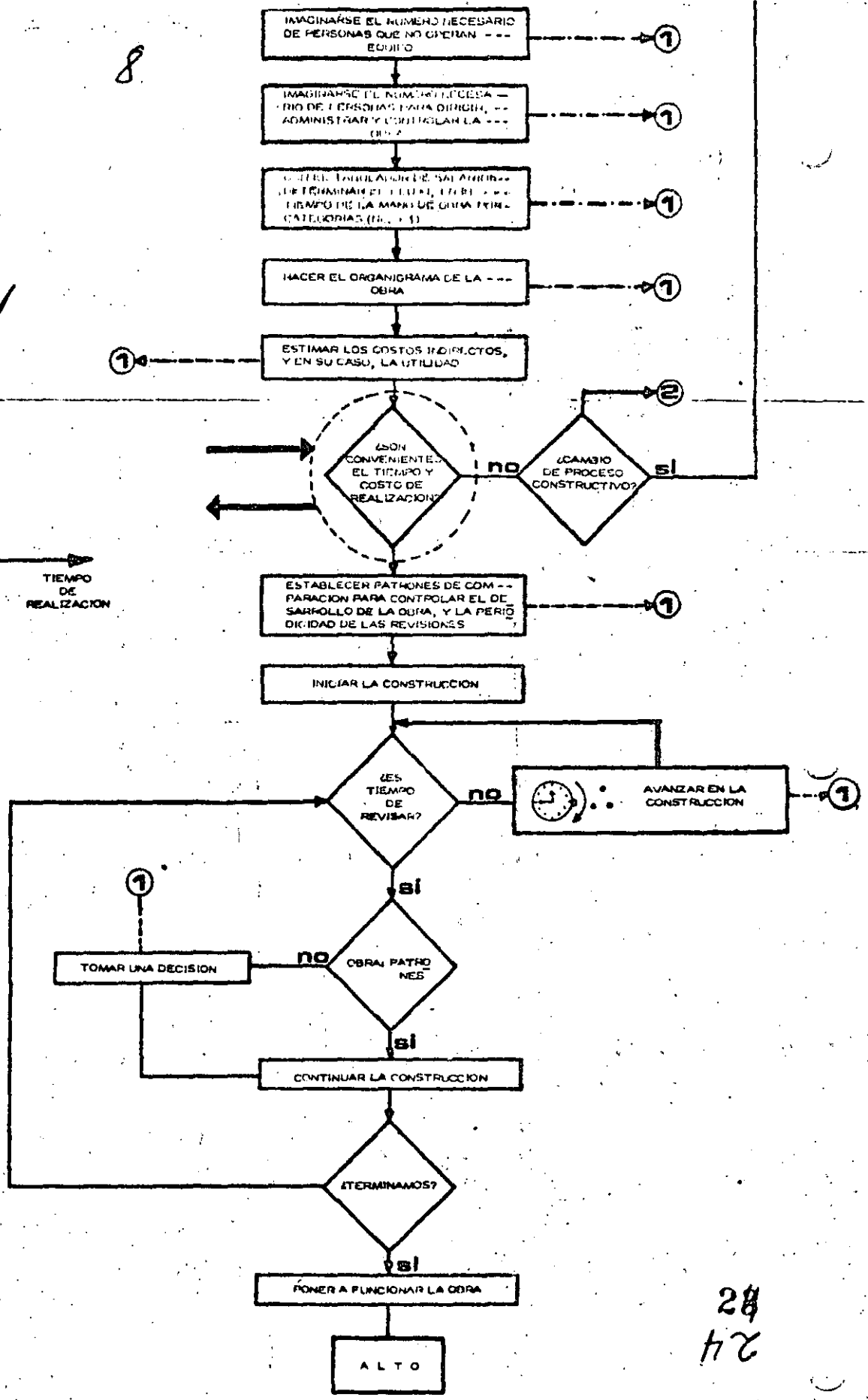
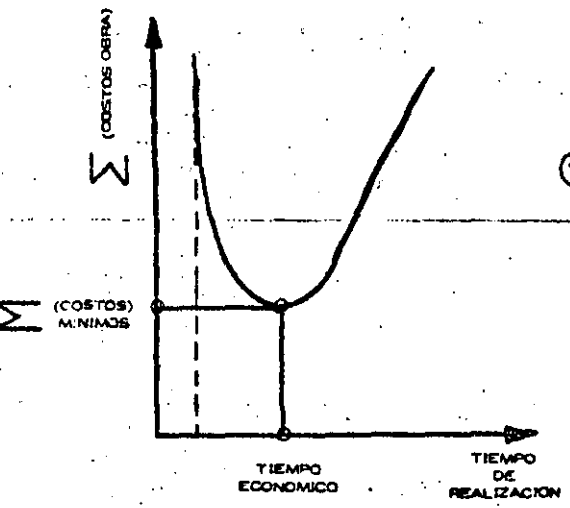
7

23

①
SI SE CONSIDERA CONVENIENTE, EXISTE, ES DE BUENA CALIDAD, SE TIENE ACCESO A ELLA Y ESTA DISPONIBLE, SE DEBE TRATAR DE USAR LA ESTADÍSTICA, EN CASO CONTRARIO, CONTINUAR CON EL SIGUIENTE PASO



8



28
24

Una vez revisado el tiempo total de realización del proyecto y -- después de varios intentos quedará fijo el programa general tentativo.

EJEMPLO DE PROGRAMACION DE EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

Es usual para la planeación de Excavaciones y Terracerías separar éstos del programa general y planearlos de conjunto.

Por esto es usual seguir las siguientes fases:

- a) Marcar Actividades
- b) Plantear Programas
- c) Programas Zonales
- d) Programas Totales
- e) Retroalimentación
- f) Estudio Económico
- g) Definir Procedimientos

Se marcan primero aquellas actividades del programa general -- que tengan que ver con las excavaciones específicamente (fig. # 2).

En seguida y con los datos del programa total se colocan en un -- programa generalmente de barras, teniendo cuidado de marcar holgu-- ras (fig. # 3).

Estos programas se hacen en las diferentes zonas geográficas de la obra, definiendo volúmenes totales a ejecutar por zona, y pasando-- estos programas de volúmenes por ejecutar a gráficas (fig. # 4).

En seguida se agrupan si se ve conveniente estos programas zo-- nales en un programa total.

Después se procura una retroalimentación de estos datos al pro-- grama parcial y al general de manera que se modifique el programa de producción a fin de uniformizarlo buscando ahorros en insumos.

Esta uniformización se busca primero usando las holguras. En-- la fig. # 5 se ve el resultado de una uniformización utilizando este pro-- cedimiento. La fig. # 6 muestra la gráfica de producción correspondien-- te al programa modificado. Se ve que el máximo de producción se ha-- disminuido con respecto al de la gráfica 4, a que se hizo referencia -- previa.

Si es necesario para uniformizar la producción se puede revisar el programa general haciendo las correcciones necesarias.

En seguida con las producciones de la zona uniforme hasta donde sea posible se pasa a realizar un estudio económico donde se define -- comparando las diferentes alternativas para realizar el trabajo desde -- el punto de vista económico.

De las alternativas elegidas se derivan los procedimientos de -- construcción detallados que se pasan a especificar y luego a implemen--
tar.

IMPLEMENTACION

Al implementar la planación hay que estar concientes de dos fac--
tores muy importantes.

El primero es que es indispensable planear también los mecanis--
mos de control que permitan revisar continuamente si lo ejecutado es --
igual o sensiblemente igual a lo planeado.

Como consecuencia de variaciones detectadas por el control, se--
tiene que modificar la planación, y de aquí resulta el siguiente factor
que consiste en que la planeación es una actividad continúa a lo largo --
de la obra.

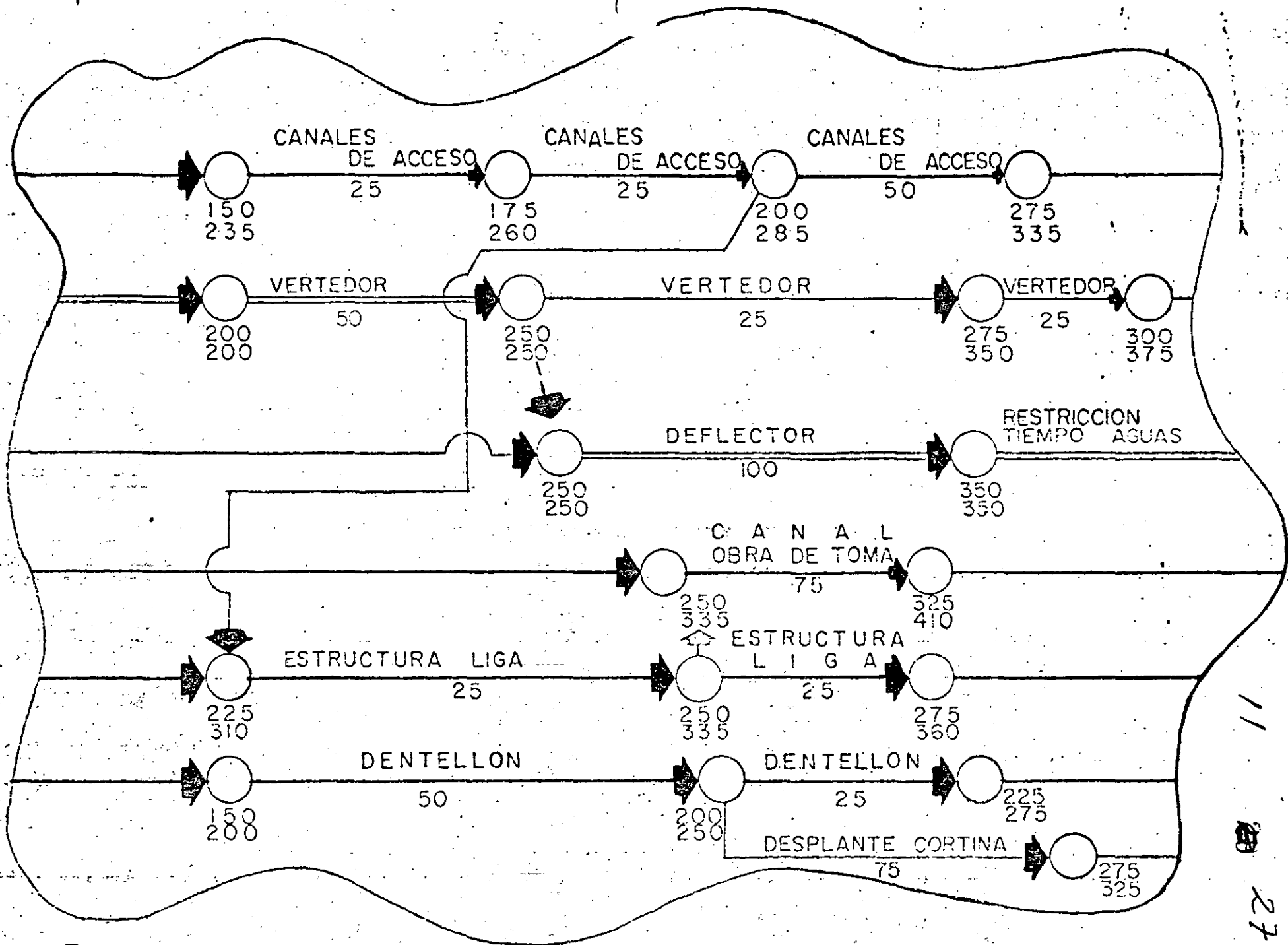


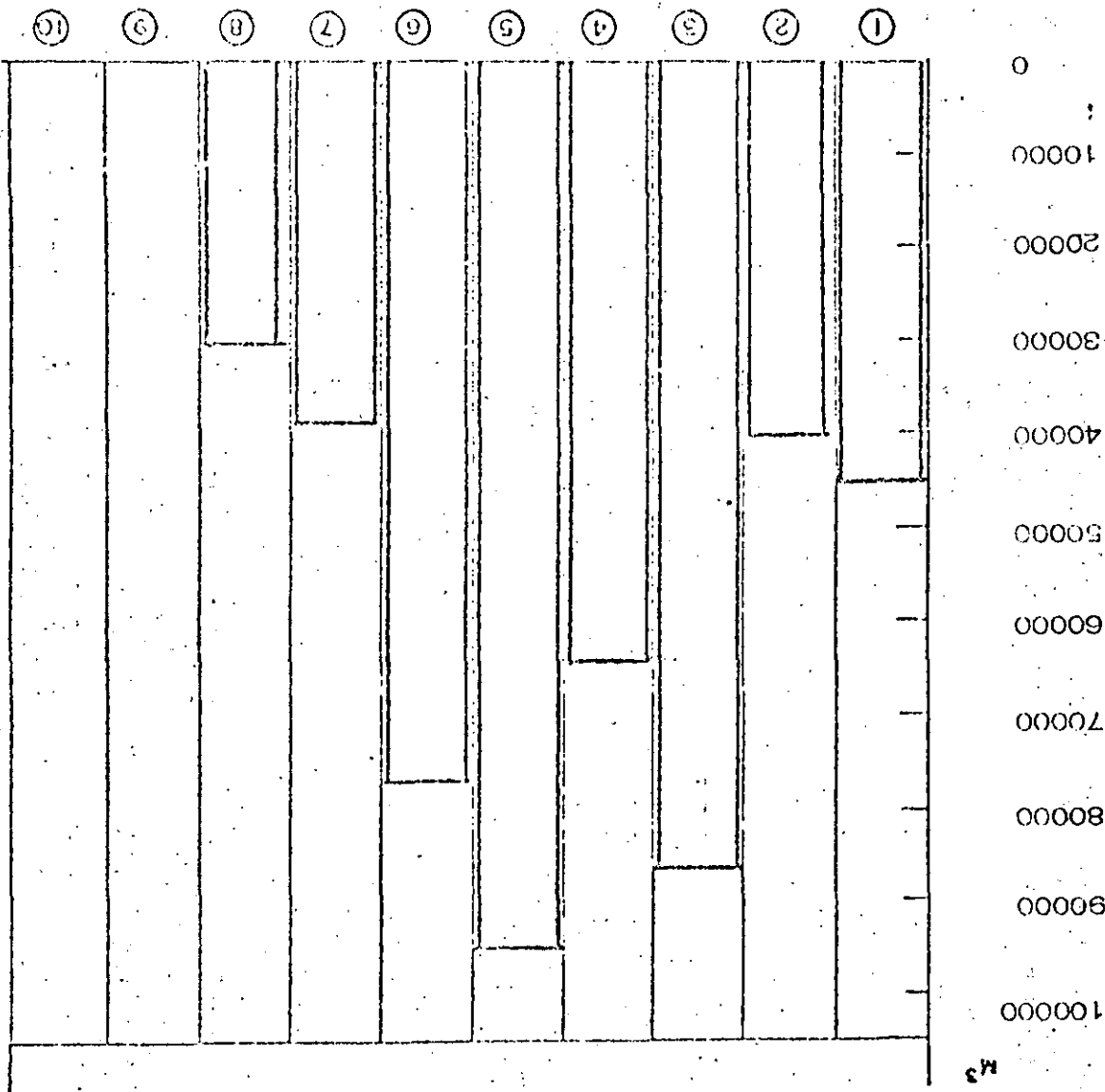
Fig. 1

11
27

C O N C E P T O	m3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400
CANALES DE ACCESO	20000	[Gantt chart bars for 20000 m3]										
CANALES DE ACCESO	15000	[Gantt chart bars for 15000 m3]										
CANALES DE ACCESO	12000	[Gantt chart bars for 12000 m3]										
VERTEDOR	70000	[Gantt chart bars for 70000 m3]										
VERTEDOR	30000	[Gantt chart bars for 30000 m3]										
VERTEDOR	39000	[Gantt chart bars for 39000 m3]										
DEFLECTOR	120000	[Gantt chart bars for 120000 m3]										
CANAL OBRA TOMA	24000	[Gantt chart bars for 24000 m3]										
ESTRUCTURA LIGA	2000	[Gantt chart bars for 2000 m3]										
ESTRUCTURA LIGA	2000	[Gantt chart bars for 2000 m3]										
DENTELLON	50000	[Gantt chart bars for 50000 m3]										
DENTELLON	10000	[Gantt chart bars for 10000 m3]										
DESPLANTE CORTINA	80000	[Gantt chart bars for 80000 m3]										
SUMA PARCIAL		45000	40000	860000	630000	950000	77000	38000	30000			
SUMA ACUMULADA		45000	85000	171000	234000	329000	406000	444000	474000			
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; width: 20px; height: 10px; margin-right: 5px;"></div> DURACION DE LA ACTIVIDAD </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> <div style="border-top: 1px dashed black; width: 20px; height: 10px; margin-right: 5px;"></div> TIEMPO FLOTANTE LIBRE </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> <div style="border: 1px dashed black; width: 20px; height: 10px; margin-right: 5px;"></div> TIEMPO FLOTANTE TOTAL </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> <div style="border: 2px solid black; width: 20px; height: 10px; margin-right: 5px;"></div> ACTIVIDAD CRITICA </div>										

28

Fig. #4



13

Fig. # 5

C O N C E P T O		150 1	175 2	200 3	225 4	250 5	275 6	300 7	325 8	350 9	375 10	400
CANALES DE ACCESO	20000		2000									
CANALES DE ACCESO	15000			7500	7500							
CANALES DE ACCESO	12000					8000	8000					
VERTEDOR	70000			10000	30000							
VERTEDOR	30000								30000			
VERTEDOR	39000										39000	
DEFLECTOR	120000					30000	30000	30000	30000			
CANAL OBRA TOMA	24000						8000	8000	4000	4000		
ESTRUCTURA LIGA	2000					2000						
ESTRUCTURA LIGA	2000						1000	1000				
DENTELLON	50000	25000	25000									
DENTELLON	10000			10000								
DESPLANTE CORTINA	80000					30000	25000	25000				
SUMA PARCIAL		25000	45000	47500	47500	68000	70000	64000	64000	43000		
SUMA ACUMULADA		25000	70000	1175000	233000	303000	367000	431000	474000			

14

20 05

15

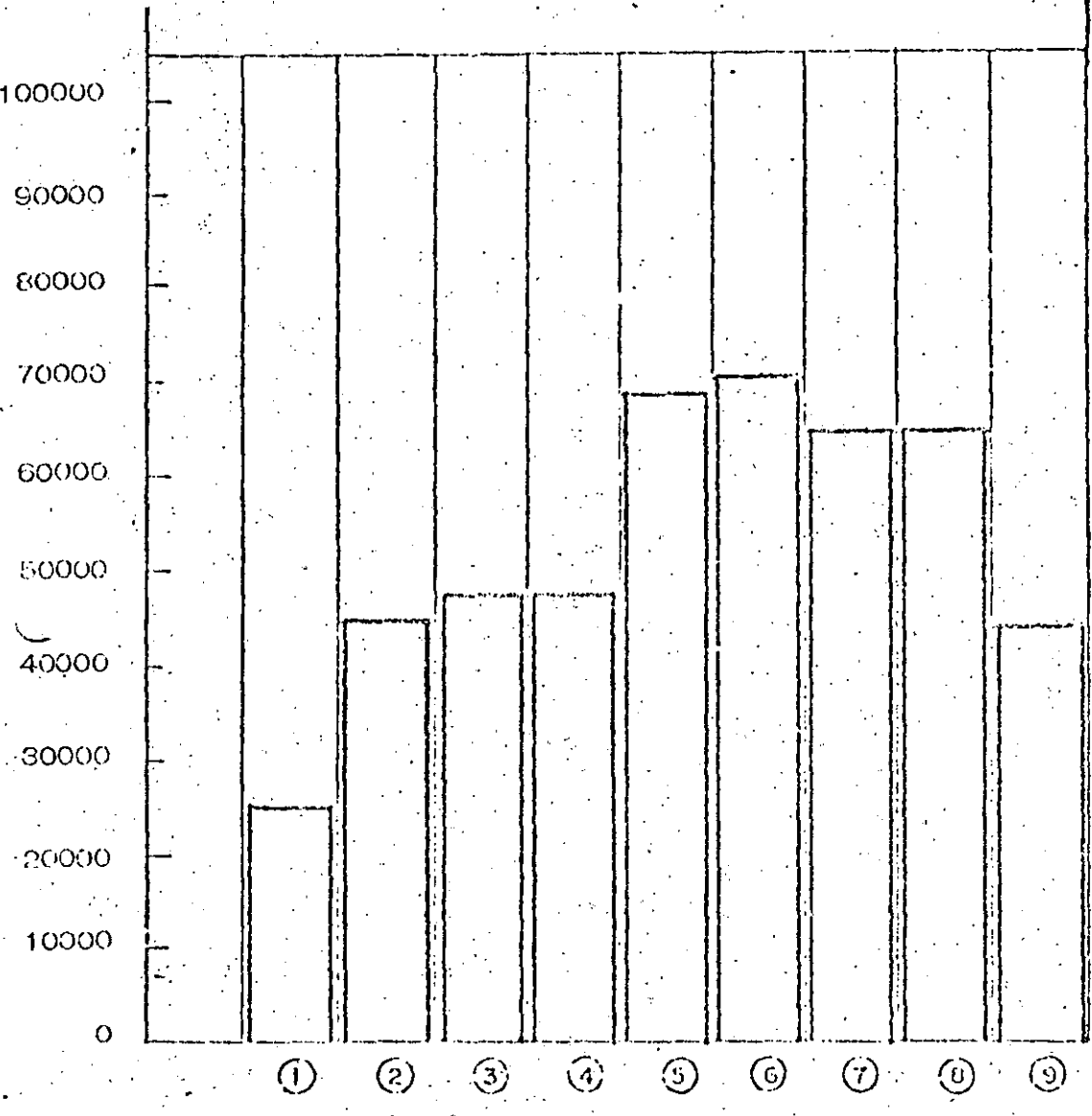


Fig. # 6



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS
EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: T R A C T O R E S

PROFESOR: ING. RAFAEL ABURTO VALDES

JULIO 24 DE 1984
PUEBLA, PUE.

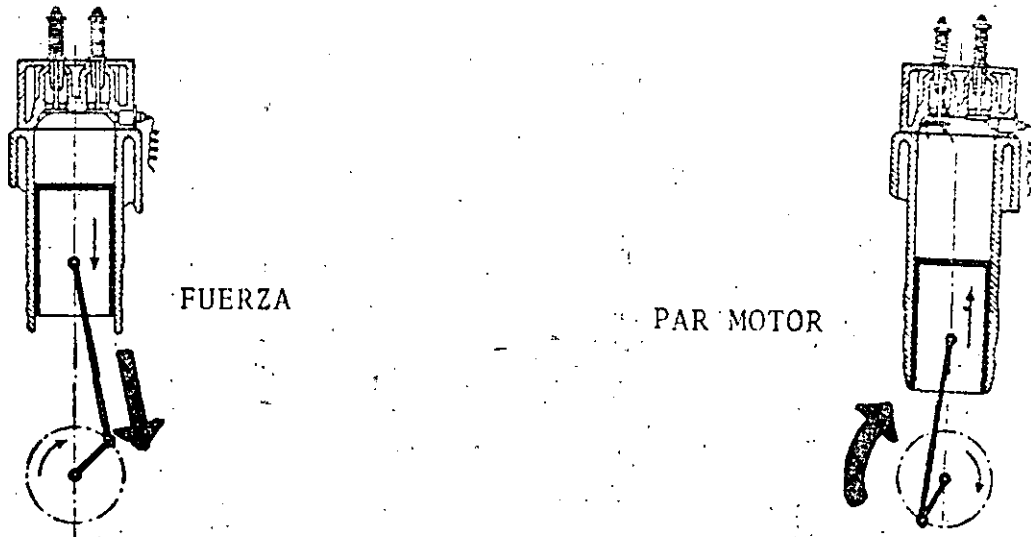
FUNDAMENTO DE TRABAJO, POTENCIA, PAR MOTOR.

Si sobre un cuerpo se aplica una fuerza y este se mueve una distancia, se produce un trabajo que se mide en kilográmetros (Kgm).

Potencia se define como la velocidad con que se realiza un trabajo.

Una de sus unidades es el caballo de fuerza (HP) que equivale a 76 Kgm/seg.

Sobre la orilla del eje de un motor de combustión en operación actúa una fuerza producto de la explosión en la cámara de combustión y que se transmite por la biela.



Esto produce lo que se conoce como PAR MOTOR que como se ve por definición no tiene variación con la velocidad.

El trabajo que produce el par motor será igual a:

$$T = \pi d f$$

Para calcular la potencia tendremos que hacer intervenir la velocidad con que se realiza este trabajo, por ejemplo N (dado en revoluciones por minuto).

$$P = \pi d f N$$

Para calcularla en Caballos de Fuerza (HP)

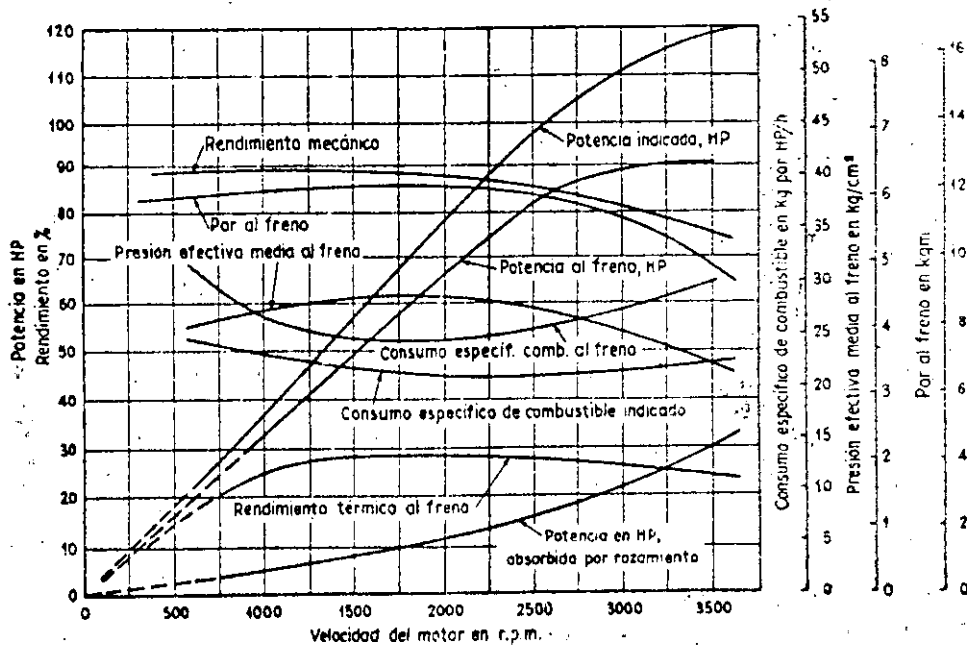
$$P \text{ (HP)} = \frac{\pi d f N}{60 \times 76} = \frac{\pi d f N}{4560}$$

En la fórmula anterior la única variable es N.

Conclusión: El par motor de una máquina es constante (*) y es dado por el diseño de fábrica.

La potencia de una máquina depende solamente de la velocidad de rotación (N) la cual se logra inyectando progresivamente mayores cantidades de combustible.

(*) El par motor puede aumentarse en forma artificial para aumentar su potencia como se verá -- más adelante.



" TRABAJO SIN FLUJO DE MASA "

En la figura el medio contenido dentro del cilindro constituye un sistema cerrado. El medio es capaz de efectuar trabajo o de absorberlo por el movimiento del émbolo (un límite). De esta forma puede conseguirse que actúe una fuerza a lo largo de un camino en la dirección de la fuerza y realice trabajo. El trabajo se considera positivo si es realizado por el medio y negativo si es absorbido por él. Suponiendo que en la figura se desplaza el émbolo sin rozamientos desde el punto c al d, la presión del gas, comenzando en el punto 1, seguirá una curva hasta llegar al punto 2.

Supongamos que en un punto cualquiera la presión sobre el pistón sea P mientras ésta se desplaza una distancia dL infinitamente pequeña, por cuya razón el valor P puede considerarse constante durante este desplazamiento. Si la superficie del pistón es A, la fuerza total ejercida sobre él valdrá PA y el trabajo realizado durante este incremento será PA dL. Pero $AdL = dV$, es decir, una pequeña variación del volumen, por lo tanto

$$dW = PdV$$

Integrando esta ecuación entre los límites, por ejemplo 1 y 2 resulta

$${}_1W_2 = \int_1^2 PdV$$

La fórmula es la expresión general del trabajo sin flujo de masa en el supuesto de que se desprecien los razonamientos. En la figura ${}_1W_2$ será un número negativo, indicando trabajo realizado sobre el medio. Este trabajo viene dado gráficamente por el área 1-2-d-c-1 sobre el plano PV y es un trabajo de compresión.

Si se añade calor en el punto 2 la presión aumentará y llegará, por ejemplo, hasta el punto 3. Entre los puntos 2 y 3 no se realiza trabajo alguno puesto que $dV = 0$. Si se permite a continuación que el émbolo retroceda desde d a c, la presión seguirá, por ejemplo, la línea 3-4 y el trabajo realizado será

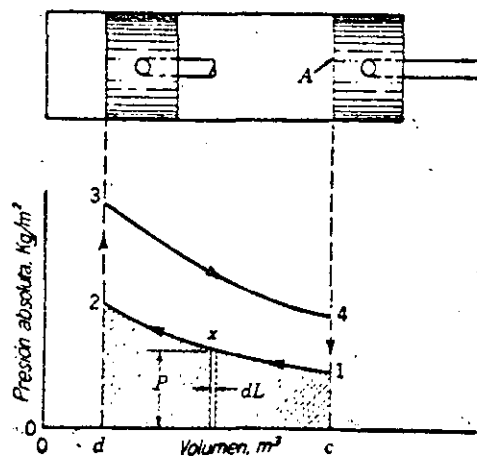


Diagrama PV representando un trabajo sin flujo de masa.

${}_3W_4 = \int_3^4 PdV$, el cual viene representado gráficamente por el área de la superficie 3-4-c-d-3. El valor de ${}_3W_4$ será positivo indicando un trabajo efectuado por el medio.

Si se permite que el medio se enfríe pasando del punto 4 al punto 1 mientras el émbolo se halla en el punto c, se habrá completado un ciclo.

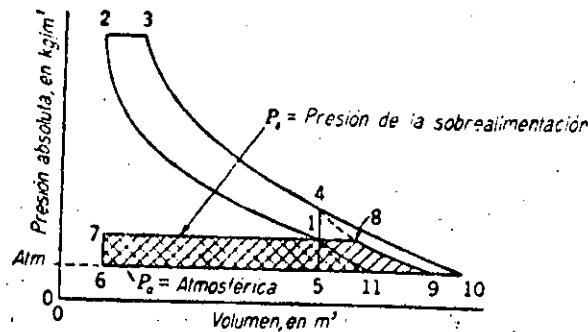
El trabajo resultante será la suma algebraica de los trabajos efectuados siguiendo el ciclo, es decir,

$$\begin{aligned}
 W_{\text{net}} &= {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1 \\
 &= \int_1^2 PdV + 0 + \int_3^4 PdV + 0 \\
 &= \text{área (1-2-3-4-1)}
 \end{aligned}$$

TURBOALIMENTACION.

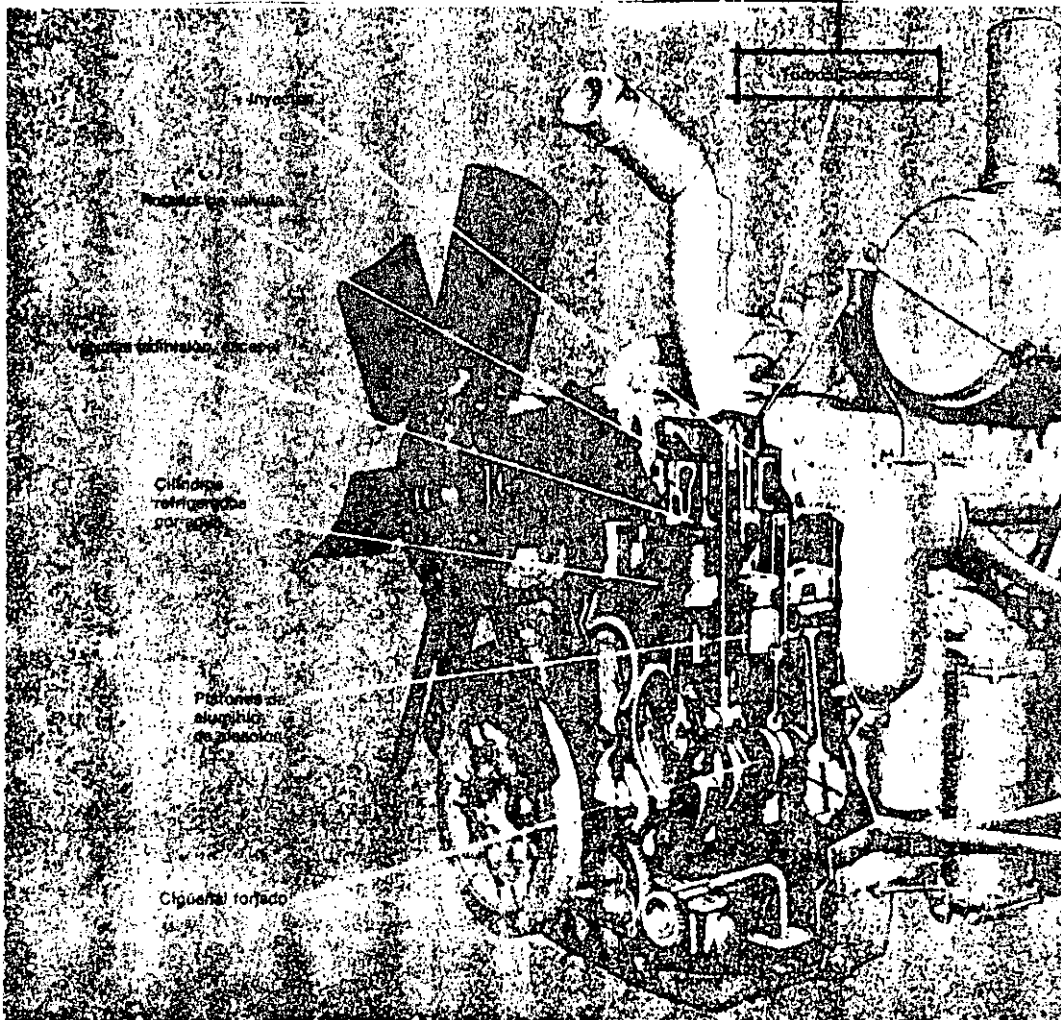
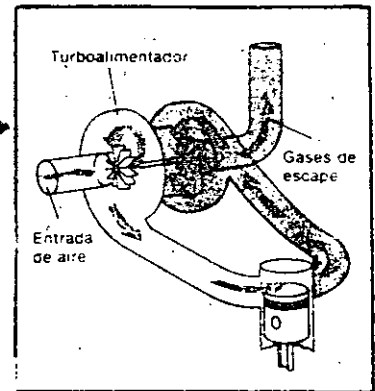
La potencia desarrollada por un cilindro con aspiración natural viene limitada por la cantidad de oxígeno que entra en él. Mediante la turboalimentación se consigue introducirle más cantidad de aire, quemar más combustible y producir una presión media efectiva más alta. Los turboalimentadores centrífugos son movidos generalmente por una turbina accionada por los gases de escape.

La figura representa un turboalimentador de este último tipo -- aplicado a un motor fijo.



El efecto producido por la turboalimentación en el ciclo teórico de un Diesel de cuatro tiempos aparece en la figura, en la cual el punto 11 se comprime aire isoentrópicamente hasta llegar al punto 1, en donde entra en el tubo distribuidor de la aspiración del motor. A partir del punto 1 el aire sigue el ciclo Diesel corriente, 1-2-3-4-1. En el punto 4 abandona el cilindro por las válvulas de escape, las cuales restringen el caudal y producen una gran caída de presión. Si la presión en el tubo de distribución de entrada es igual a la presión del colector de escape, los gases de escape llegan al punto 8 después de una expansión irreversible desde el punto 4; de esta suerte los gases efectúan trabajo sobre la turbina al expansionarse hasta la presión atmosférica en el punto 0. Con estas hipótesis de igual presión en el tubo de entrada y en el colector de escape, el trabajo realizado por la turbina será la superficie 6-7-8-9-6; el trabajo que el compresor efectúa sobre el aire durante la sobrealimentación, será la superficie 6-7-1-11-6; y el trabajo indicado correspondiente al motor, la superficie 1-2-3-4-1. La diferencia entre las superficies de los trabajos del compresor y turbina será, teóricamente, trabajo disponible en el eje; sin embargo, las deficiencias del compresor y turbina consumen más que esta diferencia, y tanto la presión en el distribuidor de entrada como la del colector de escape se estabilizan con valores que dependen de la carga del motor y de los rendimientos del compresor y de la turbina.

Mediante la turboalimentación se aumenta la potencia en un 50% de la obtenida sin ella, sin cambiar el rendimiento térmico. Además el trabajo de admisión y de escape no es realizado por el cilindro; este trabajo aparece como una porción de las pérdidas de fricción en los motores con aspiración natural. Por otra parte las presiones pueden mantenerse constantes y el motor desarrolla a grandes alturas la misma potencia que al nivel del mar. Los motores de cuatro tiempos se adaptan mejor a la turboalimentación que los de dos tiempos.

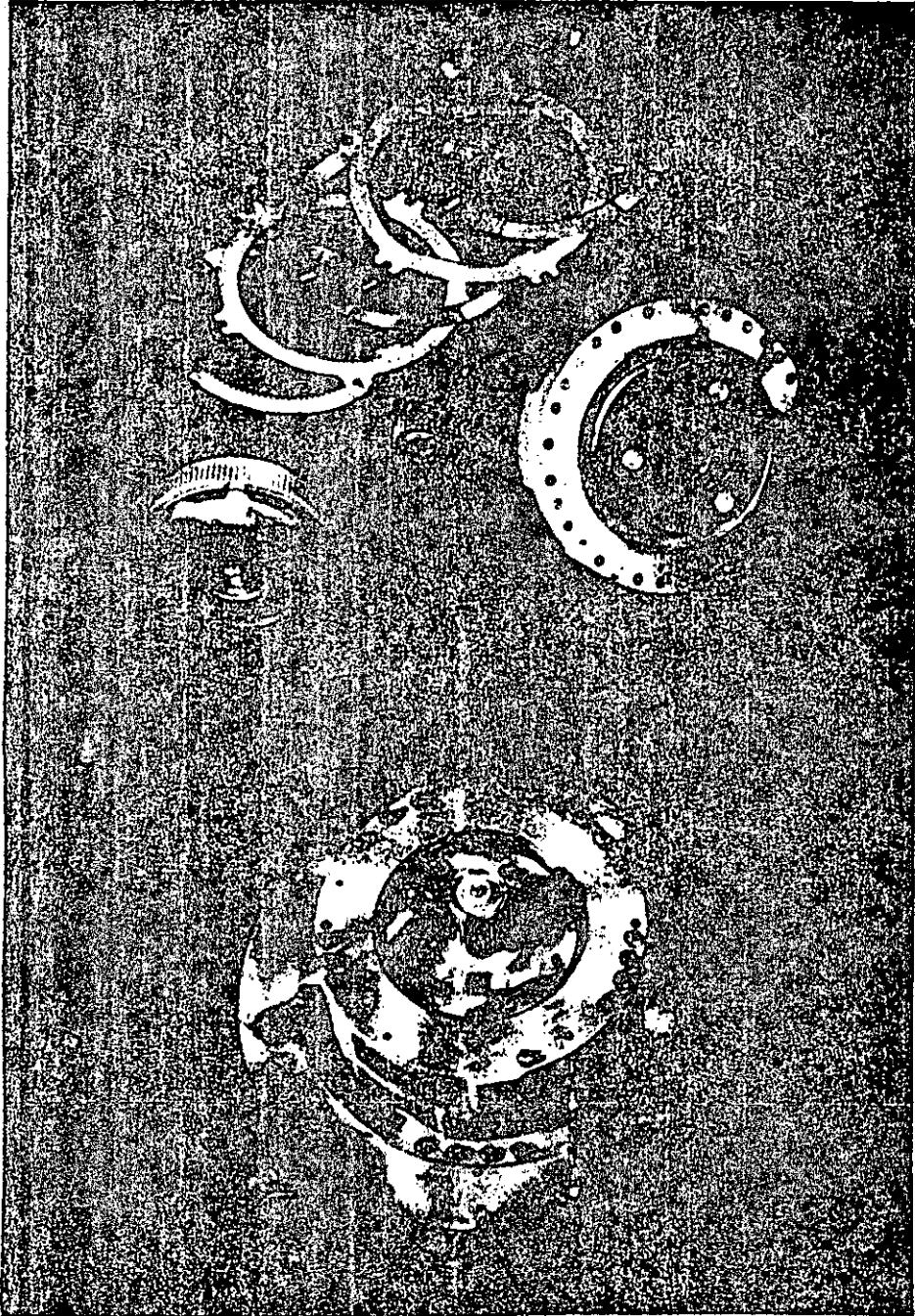


Turboalimentación

- Comprime más aire para quemar el combustible más completamente
- Respuesta más rápida
- Funcionamiento a mayores altitudes

GUIA PARA ELEGIR EL PERIODO DE POSESION BASADO
EN LA APLICACION Y CONDICIONES DE
OPERACION.

	ZONA A	ZONA B	ZONA C
0-10 TRACTORES DE CADENAS	Remolque de motoescrepas y en faenas agrícolas con implementos en la barra de tiro, amontonamiento, apilamiento de carbón y trabajos de relleno. Sin impactos. Operación intermitente a plena aceleración.	Trabajo con la hoja en arci-lla, arena y grava. Empuje de motoescrepas, desgarramiento en zanjas de préstamo y sobre todo, desmonte y arrastre de troncos. Condiciones de impacto medio.	Desgarramiento pesado en suelos rocosos. Desgarramiento en tándem. Empuje y arrastre de motoescrepas y trabajo pesado de la hoja en rocas duras. Trabajo en lugares rocosos. Cargas de impacto pesado y continuas.
D3-D7	12.000 Horas	10.000 Horas	8.000 Horas
D8-D9	15.000 Horas	12.000 Horas	10.000 Horas
D10	22.000 Horas	18.000 Horas	15.000 Horas
550 TIENDETUBOS	Muy poco uso o ninguno, en barro, agua o rocas. Terrenos sin cuesta y superficies parejas.	Tendido de tuberías en condiciones de operación de desfavorables a severas.	Empleo continuo en barro profundo o agua en suelos rocosos.
	15.000 Horas	13.000 Horas	10.000 Horas.
600 MOTOESCREPAS	Acarreo a nivel o descenso de cuestas en buenos caminos. Sin cargas de choque. Materiales de carga fácil.	Condiciones diversas en la carga y en los caminos de acarreo. Pendientes favorables y adversas. Algunas cargas de choque. Diversos trabajos en construcción de carreteras.	Fuertes cargas de choque, tales como cargas de rocas fragmentadas. Sobrecarga. Resistencia total continua a la rodadura. Caminos de acarreo escabrosos.
613B	12.000 Horas	10.000 Horas	8.000 Horas
Las otras	16.000 Horas	12.000 Horas	8.000 Horas.



DISMINUCION DE LA POTENCIA A CAUSA DE LA ALTITUD EXPRESADA
EN PORCENTAJE DE LA POTENCIA EN EL VOLANTE.

M O D E L O	0.760 m.	760- 1500 m.	1500- 2300 m.	2300- 3000 m.	3000- 3800 m.	3800- 4600 m
TRACTORES.						
D3B, D3B B.P.S.	100	100	100	95	88	80
D4E de A.E.	100	89	78	72	67	61
D4E B.P.S., D4E TD	100	100	87	80	73	67
D5B S-T	100	88	79	71	67	63
D5B B.P.S. D5B TD y S-T	100	100	86	76	71	67
D6D de A.E.	100	100	100	100	94	88
D6D B.P.S., D6D TD y S-T	100	100	100	100	97	93
D7G TD, S-T y B.P.S.	100	100	100	92	85	80
D8K TD y S-T	100	100	100	93	85	78
D9H	100	100	100	94	87	80
D10	100	100	100	91	84	77
MOTOESCREPA.						
613B	100	90	83	77	70	63
621B	100	100	100	92	85	79
613B	100	100	100	92	85	79
627B Delante	100	100	93	87	80	73
627B Detrás	100	100	93	87	80	73
613D	100	100	100	100	92	84
633D	100	100	100	100	92	84
637 Delante	100	100	100	100	92	84
736 Detrás	100	100	92	87	80	73
639D Delante	100	100	100	94	89	83
639D Detrás	100	100	94	86	78	73
641B	100	100	100	96	89	82
651B	100	100	100	96	89	82
657B Delante	100	100	100	96	89	82
657B Detrás	100	100	92	85	79	73

DENSIDADES APROXIMADAS DE VARIOS MATERIALES.

M A T E R I A L .	Kg/m ³ _s	Kg/m ³ _b	Factores Volumét.
Basalto.....	1960	2970	.67
Bauxita.....	1420	1900	.75
Caliche.....	1250	2260	.55
Carnotita, mineral de uranio..	1630	2200	.74
Ceniza.....	560	860	.66
Arcilla: en lecho natural.....	1660	2020	.82
seca.....	1480	1840	.81
mojada.....	1660	2080	.80
Arcilla y grava: secas.....	1420	1660	.85
mojadas.....	1540	1840	.85
Carbón: antracita en bruto....	1190	1600	.74
lavada....	1100		.74
ceniza, carbón bitumi- noso.....	530-650	590-890	.93
bituminoso en bruto...	950	1280	.74
lavado..	830		.74
Roca descompuesta:			
75% roca; 25% tierra.....	1960	2790	.70
50% roca; 50% tierra.....	1720	2280	.75
25% roca; 75% tierra.....	1570	1960	.80
Tierra: Apisonada y seca.....	1510	1900	.80
Excavada y mojada.....	1600	2020	.79
Marga.....	1250	1540	.81
Granito fragmentado.....	1660	2730	.61
Grava: Como sale de cantera...	1930	2170	.89
Seca.....	1510	1690	.89
Seca, de 1/4" a 2" (6 a 51 mm.).....	1690	1900	.89
Mojada de 1/4" a 2" (6 a 51 mm.).....	2020	2260	.89
Yeso: Fragmentado.....	1810	3170	.57
Triturado.....	1600	2790	.57
Hermatita, mineral de hierro..	1810-2450	2130-2900	.85
Piedra caliza: fragmentada....	1540	2610	.59
Triturado.....	1540		
Magnetita, mineral de hierro..	2790	3260	.85
Pirita, mineral de hierro.....	2580	3030	.85
Arena: Seca y suelta.....	1420	1600	.89
Húmeda.....	1690	1900	.89
Mojada.....	1840	2080	.89
Arena y Arcilla: suelta.....	1600	2020	.79
compactada...	2400		
Arena y grava: seca.....	1720	1930	.89
mojada.....	2020	2230	.91
Arenisca.....	1510	2520	.60
Esquistó.....	1250	1660	.75
Escorias fragmentadas.....	1750	2940	.60
Nieve - seca.....	130		
mojada.....	520		
Piedra triturada.....	1600	2670	.60
Taconita.....	1630-1900	2360-2700	.58
Tierra vegetal.....	950	1370	.70
Roca trapeana fragmentada.....	1750	2610	.67

EMPUJADORES :

Dentro de la Industria de la Construcción, la máquina que ha sido diseñada con el concepto de "Atacar", es el tractor de orugas.

Como muchas otras máquinas, el tractor tiene además otras funciones secundarias que en este caso son:

- Empujar.
- Jalar.
- Acarrear.
- Servir de grúa con pluma lateral.

Sin embargo, estas máquinas son utilizadas fundamentalmente para el concepto de ataque, bien sea cortando ó excavando terracerías o desgarrando material.

Los equipos convencionales para estas máquinas son su cuchilla frontal y su desgarrador trasero, ambas operadas hidráulicamente y cuyas características se ven más adelante.

La máquina consta de un chasis muy resistente sobre el que se monta un motor de diesel con turbocargador acoplado a un convertidor de par-torsión que se une a una transmisión de tipo planetario y posteriormente a un sistema de ejes que constituyen los mandos finales,

Estos mandos finales terminan en unas ruedas dentadas llamadas Catarinas, sobre las cuales y apoyándose en una rueda guía delantera, se monta el sistema de tránsitos.

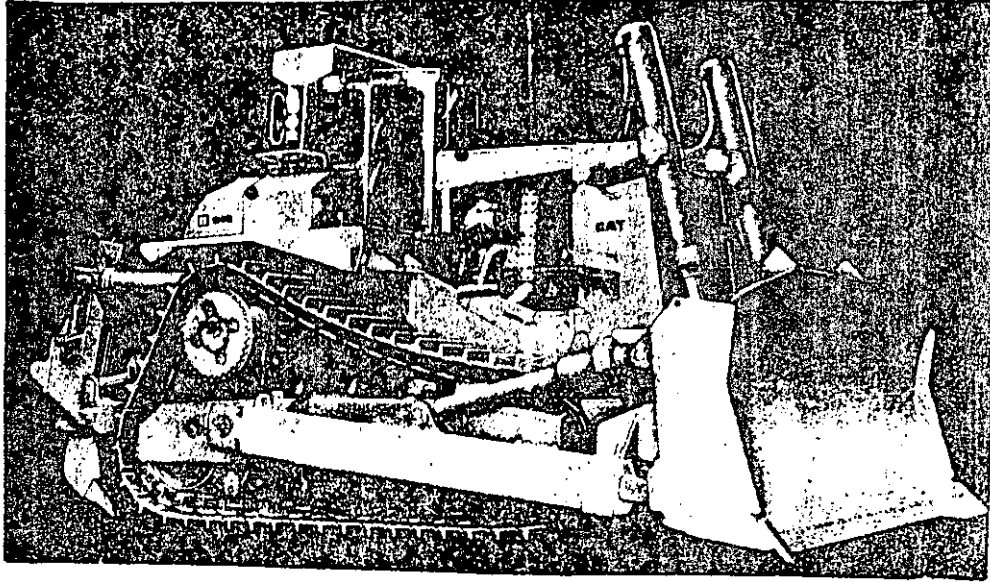
Estas máquinas han sido objeto de avances muy notables en su tecnología, pudiendo disponer actualmente de un tractor (Caterpillar-D10) que tiene una potencia de 700 HP. y está próximo a salir al mercado el modelo D555A de la fábrica Komatsu con una potencia de 1,000 HP.

Simplemente como referencia, el tractor Caterpillar (D846A) más popular en la era de los sesentas, tiene una potencia de 270 HP.

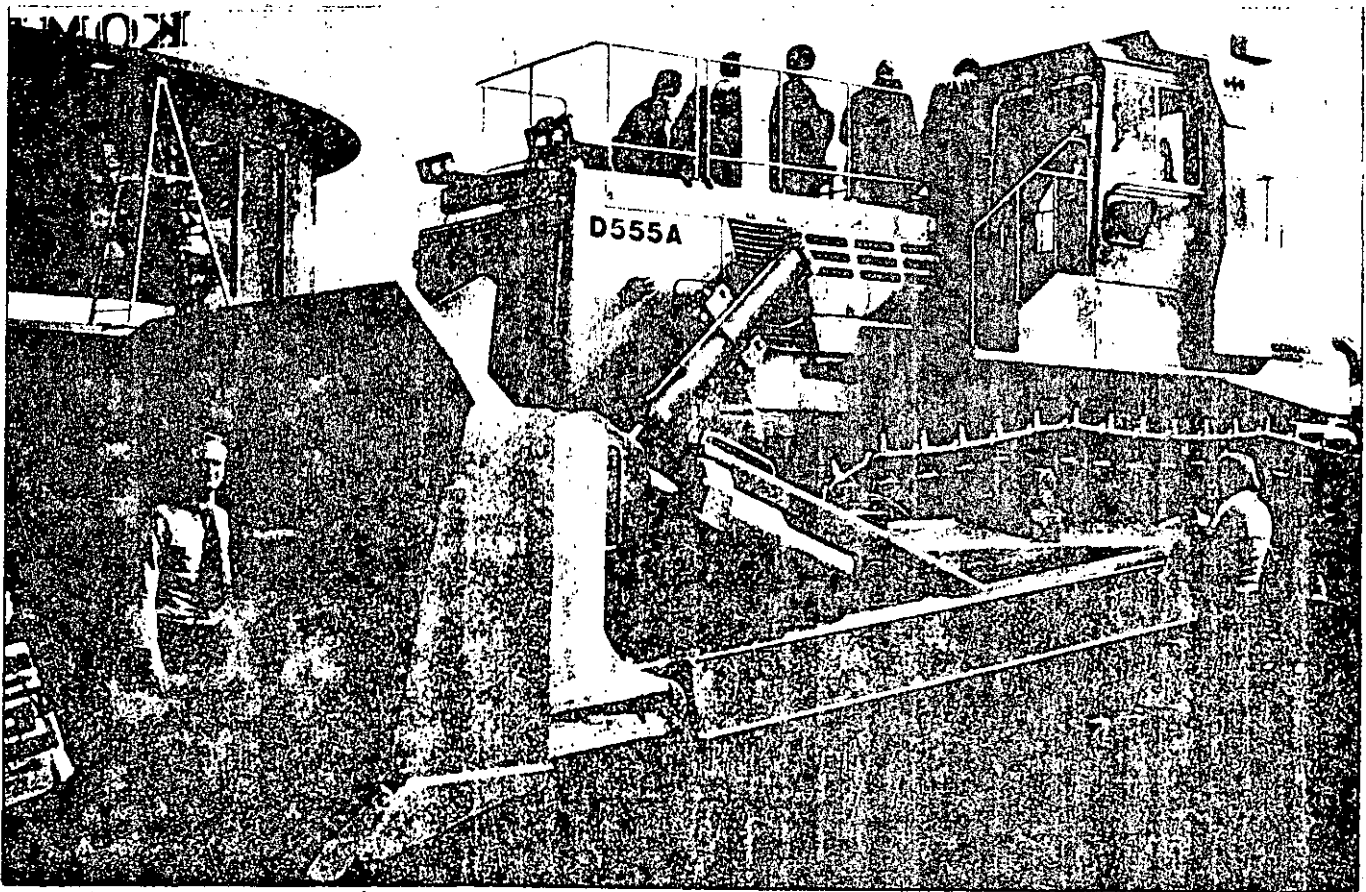
En las próximas páginas de estos apuntes, se podrá estudiar cuáles son y como son los tractores que existen en el mercado de México, sus principales aditamentos y las formas de poder estimar sus rendimientos.

LOS GIGANTES DE LA CONSTRUCCION.

La Fábrica Caterpillar, la primera en el mundo, ha desarrollado el Tractor D10 que tiene una potencia de 700 HP.



La fábrica Komatsu, está por sacar al mercado su modelo D555A con una potencia de 1,000 H.P.



PRODUCCION DE LOS TRACTORES EMPUJADORES
CON CUCHILLA.

La producción de éstas máquinas puede estimarse utilizando las curvas que se muestran más adelante y aplicando los factores necesarios. La fórmula sería:

$$\text{Producción real} = \frac{\text{(Producción máxima marcada en la curva)}}{\text{(Factores de corrección)}} \times$$

Estas curvas de producción dan la capacidad máxima teórica para cuchillas rectas (S) y universal (U) están basadas en las siguientes condiciones.

- 1.- 100% de eficiencia (60 minutos la hora).
- 2.- Máquinas de transmisión automática.
- 3.- La máquina corta el material a lo largo de 15 mts. y de ahí sigue con la cuchilla llena acarreándolo.
- 4.- El peso específico del material es de 1.300 Kg/M3. suelto ó bien 1.790 Kg/M3. de material en banco.
- 5.- Coeficiente de tracción.
 - a).- Máquinas de oruga = 0.5 como mínimo.
 - b).- Máquinas de neumáticos = 0.4 como mínimo.

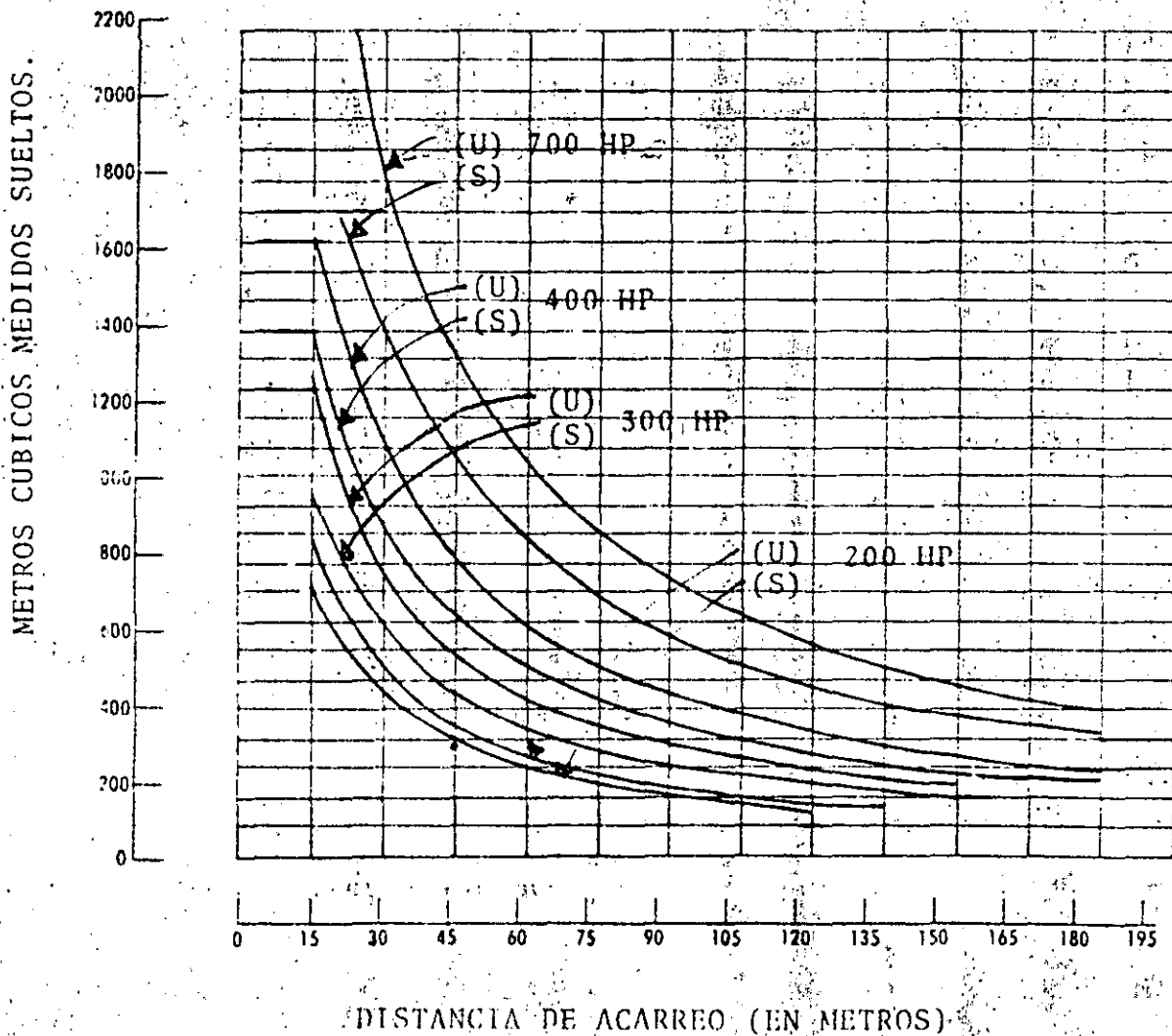
Cuando exista poco coeficiente de tracción, las máquinas de rueda resultan seriamente afectadas y su producción de crece rápidamente. Como no existen reglas fijas que puedan predecir esta pérdida de producción, se utiliza una regla que dice, que la producción decrece 4% por cada 1% que decrece el coeficiente de tracción abajo de 0.40.

Si por ejemplo:

El coeficiente de tracción es 0.30 la diferencia es de un 10% y la producción decrece al 60% (10 X 4% = 40% de decremento).

El tractor empujador, especialmente montado sobre orugas, es la máquina cuya producción requiere de mayor cuidado al ser determinada ya que la gran variedad de trabajos que ejecuta lo hace particularmente difícil. La producción será constante cuando la máquina se utilice para trabajar en una pila de material pétreo, homogéneo y de partículas pequeñas y se irá complicando si se utiliza con cuchilla angulable extrayendo material con los gavilanes y lo será más si se encuentra en un banco de roca mal tronada haciendo la reza.

PRODUCCION DE TRACTORES EMPUJADORES SOBRE ORUGA



FACTORES DE CORRECCION.

42

	Tractor de Oruga	Tractor de Llantas
OPERADOR.		
Excelente experiencia 10 años	1.00	1.00
Buena experiencia 3-10 años	0.75	0.60
Regular experiencia menos de 3 años.	0.60	0.60
MATERIAL.		
Suelto y apilado.	1.20	1.20
Difícil de extraer; cortado con gavilán.	0.80	0.75
Sin usar gavilán.	0.70	-o-
Difícil de empujar (seco, material no cohesivo).	0.80	0.80
Roca desgarrada	0.70	-o-
Roca mal tronada	0.60	-o-

MATERIALES PESADOS.

Si se trata de mover material mayor de 1790 Kg/m³ en banco ó 1300 Kg/m³ suelto, obtener el coeficiente dividiendo éstos pesos entre el real (la producción debe decrecer).

EFICIENCIA DE TRABAJO.

50 minutos/hr.	0.84	0.84
40 minutos/hr.	0.67	0.67

TRANSMISION DIRECTA (NO AUTOMATICA)
(0.1 minutos tiempo fijo)

0.80	-o-
------	-----

*** CUCHILLA EMPUJADORA.**

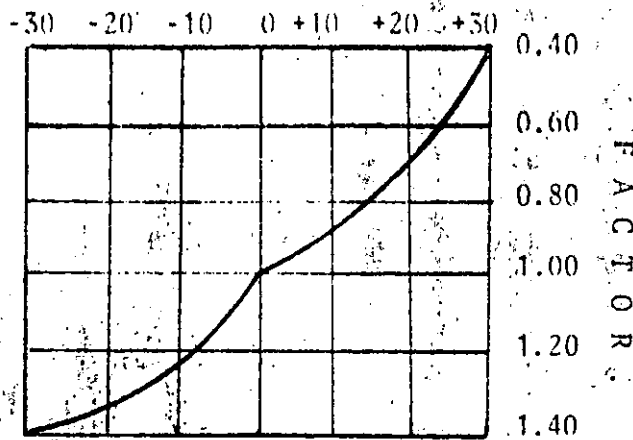
Cuchilla angulable (A)	0.60	-o-
Cuchilla amortiguadora (C)	0.50	0.50

***NOTA:** La cuchilla angulable y la cuchilla amortiguadora no se consideran como elementos de producción en los empujadores. Dependiendo de las condiciones de trabajo, éstas cuchillas producen de un 50% hasta un 75% de la producción que se consigue con las cuchillas rectas.

PENDIENTE.

La pendiente afecta la producción y el factor de corrección se obtiene del siguiente cuadro, haciendo la anotación de que siempre que sea posible debe aprovecharse la pendiente a favor de la producción.

% PENDIENTE



43

NOTA: (-) FAVORABLE
(+) DESFAVORABLE

EJEMPLO:

Determinar la producción por hora de un tractor D-8/85 utilizando los gavilanes, que tiene que mover una arcilla empacada a una distancia de 45 mts. con una pendiente hacia abajo de -15%.

El peso del material es de 1,600 Kg/M³. suelto, el operador es bueno y la eficiencia en el trabajo se estima en 50 minutos por hora.

SOLUCION.

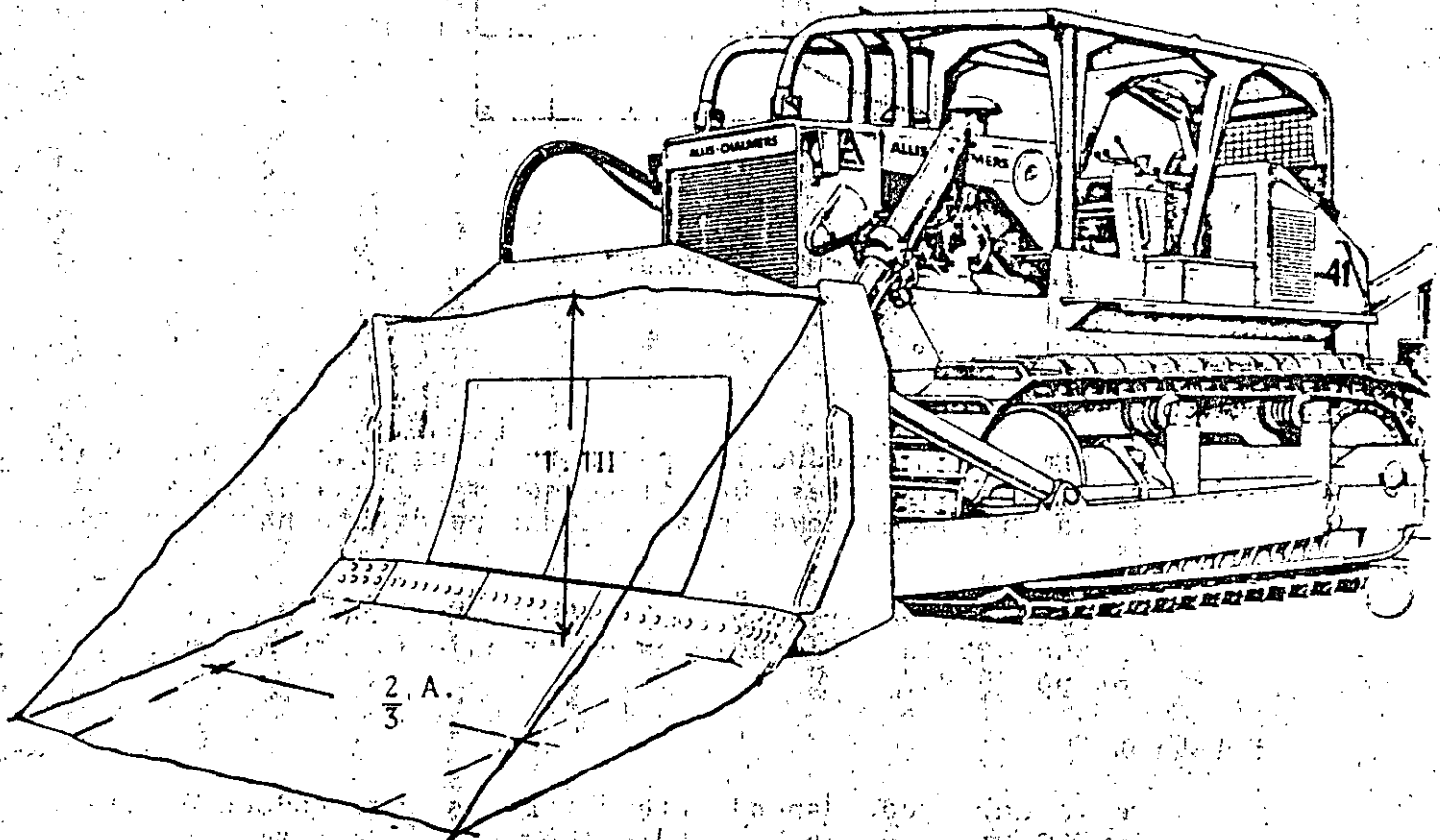
De la curva correspondiente obtenemos una producción teórica de 550 mts.3 por hora, medidos en estado suelto.

FACTORES DE CORRECCION APLICABLES:

- Una arcilla empacada es un material difícil de cortar y utilizamos los gavilanes. 0.80
 - Corrección por pendiente de la gráfica. 1.19
 - Peso del material 1300/1660 = 0.81
 - Operador bueno. 0.75
 - Eficiencia en el trabajo 50 minutos por hora. 0.84
- Producción real = 550 M³. X 0.80 X 1.19 X 0.81 X 0.75 X 0.84 = 267 M³/hora.

De las dimensiones de una cuchilla recta como la que se muestra en la figura el volumen de material que puede acarrear está dado por la siguiente fórmula.

$$V = \frac{1.1 H + 1.6H}{2} \times \frac{2}{3} A = 0.59 H^2 A$$



En teoría, el peso del material que le cabe a la cuchilla por su coeficiente de fricción que de no conocerse se puede suponer en 1.25 podrá ser movido por el peso del tractor por el coeficiente de fricción (f) entre el tractor y el piso.

$$(\text{peso de la Carga}) \times (f) = \text{Peso del tractor} \times (f)$$

Supongamos un tractor D-8 acarreando roca caliza cuyo peso volumétrico suelto es de 1,550 kg/M³.

Tamaño de la cuchilla H = 1.52 m. A = 4.24 m.

$$V = 0.59 H^2 A = 0.59 \times 1.52 \times 1.52 \times 4.24 = 5.77 \text{ M}^3.$$

$$\text{Peso de la carga} = 1,550 \times 5.77 = 8,943 \text{ Kg.}$$

Coeficiente de fricción (F) = 1.25

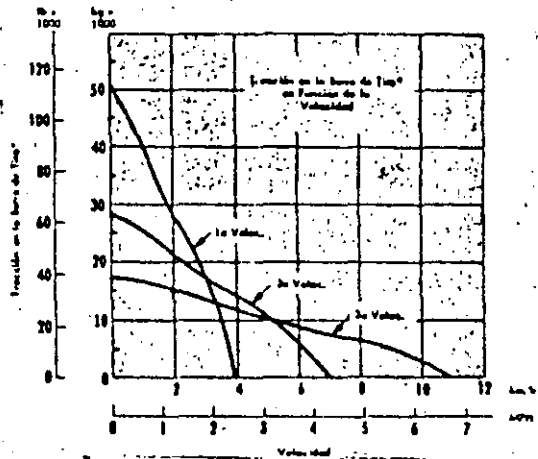
Coeficiente de fricción (f) = 0.40

Peso del tractor = 37,500 kg.

Peso carga x F = 8943 x 1.25 = 11.178 Kg.

Peso tractor x f = 37,500 x 0.40 = 15,000 Kg.

Esto quiere decir que el tractor es capaz de mover la carga y si recurrimos al cuadro de tracciones velocidades.



Observamos que el tractor podrá desarrollar 3 km/hora, sin embargo la velocidad cargado es realmente de 1.5 Km/hora ya que no es deseable trabajar al límite la fuerza de tracción sino aproximadamente al doble. Si deseamos conocer la producción teórica que obtendríamos con esta máquina a una distancia de 100 metros, tendríamos que el tiempo por ciclo sería

$$T = \frac{200 \times 60}{1500} = \frac{1200}{1500} = 0.8 \text{ min.}$$

Tiempos de maniobras 0.2 min.

Ciclo total = 1.00 minuto.

Esto quiere decir 60 ciclos por hora.

$$\text{Producción} = 60 \times 5.77 \text{ M3.} = 346 \text{ M3/Hora.}$$

Cifra que coincide con la que se obtiene de las curvas de producción en el cruce de la curva 8U y la ordenada 100 M.

Por supuesto por este procedimiento deberán también aplicarse -- los coeficientes de corrección establecidos con anterioridad.

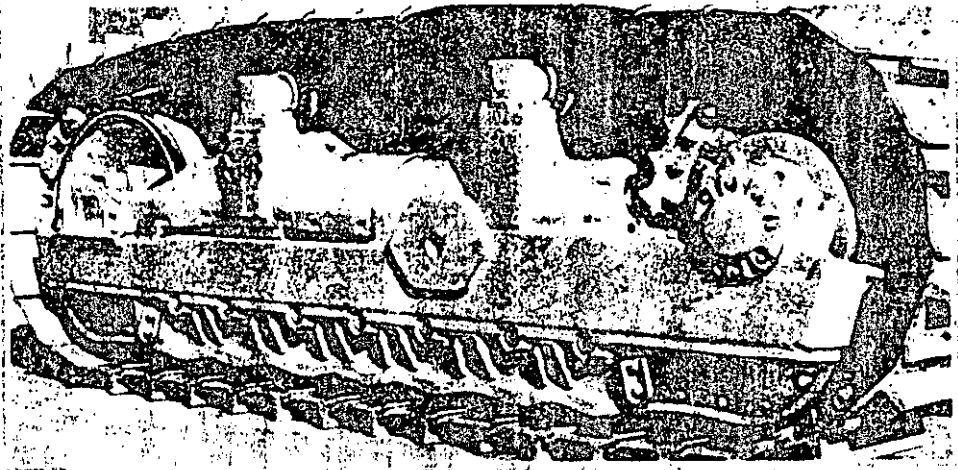
"A" GUARDA PROTECTORA DE LOS RODILLOS DEL TRANSITO.

"B" BARRAS PROTECTORAS PARA EL OPERADOR, EL TUBO DE ESCAPE Y LA ADMISION DEL AIRE.

"C" REJILLA PROTECTORA PARA EL OPERADOR.

"D" PLANCHA DE ACERO PARA PROTECCION DEL MOTOR.

46



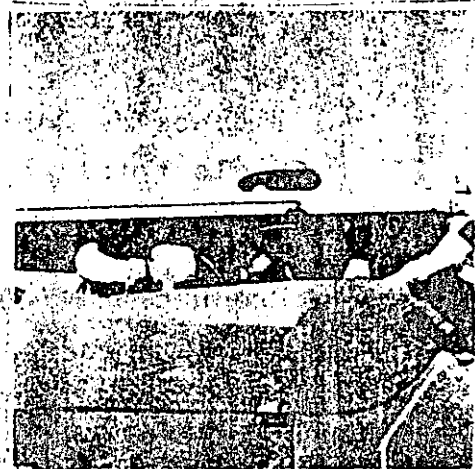
"A"



"B"



"C"



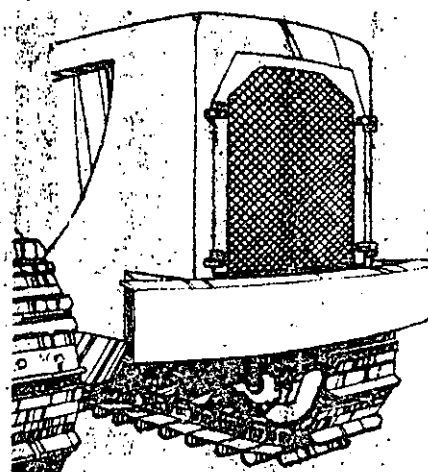
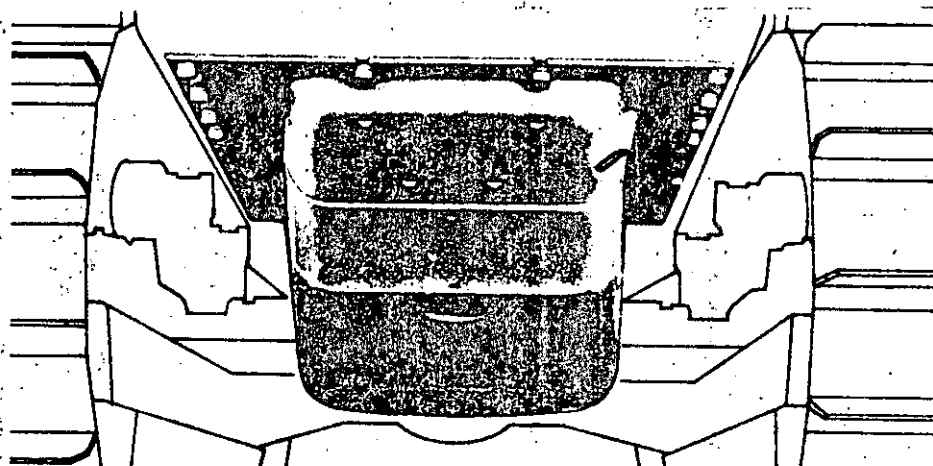
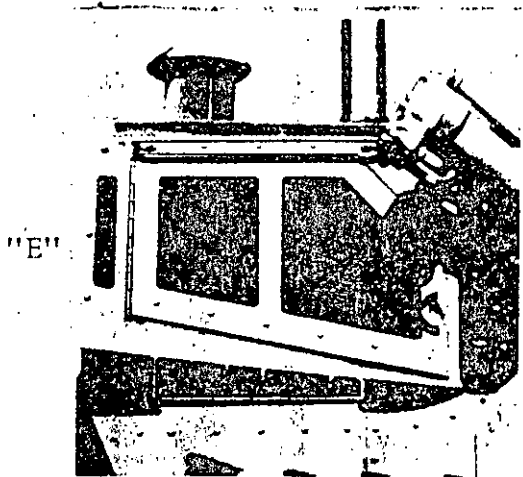
"D"

"E" - OTRO TIPO DE PROTECCION PARA MOTORES.

"F" - PROTECCION ESPECIAL PARA RADIADOR.

"G" - PROTECCION PARA EL CARTER CONTRA EL DAÑO PRODUCIDO POR TOCONES.

"H" - TAPA DELANTERA PARA PROTECCION DEL RADIADOR.





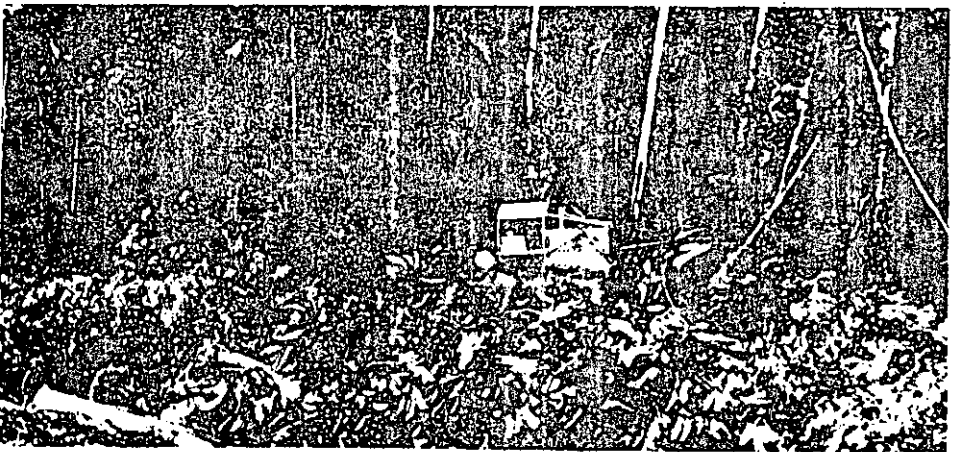
1. Sabana de tipo I



2. Sabana de tipo II



3. Bosques en Tierras Altas



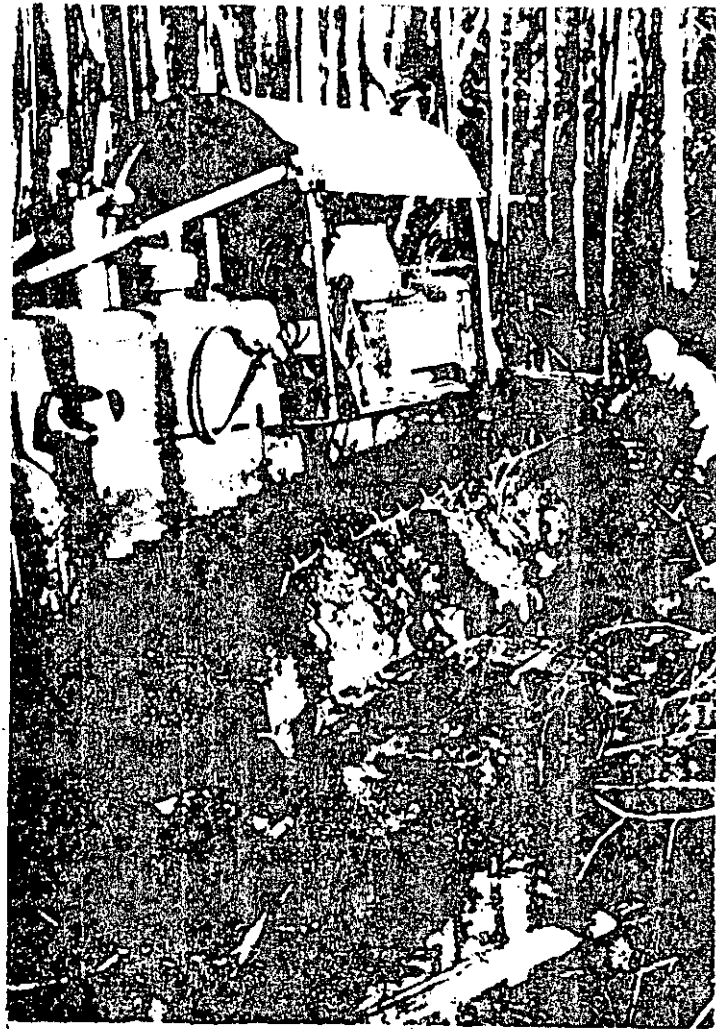
4. Selva Tropical

EN ESTAS FOTOS SE MUESTRAN LOS CUATRO TIPOS PRINCIPALES DE VEGETACION EN QUE SE LLEVAN A CABO DESMONTES EN EL MUNDO.



TRACTOR AMONTONANDO LA MALEZA PRODUCTO DEL DESMONTE.

49

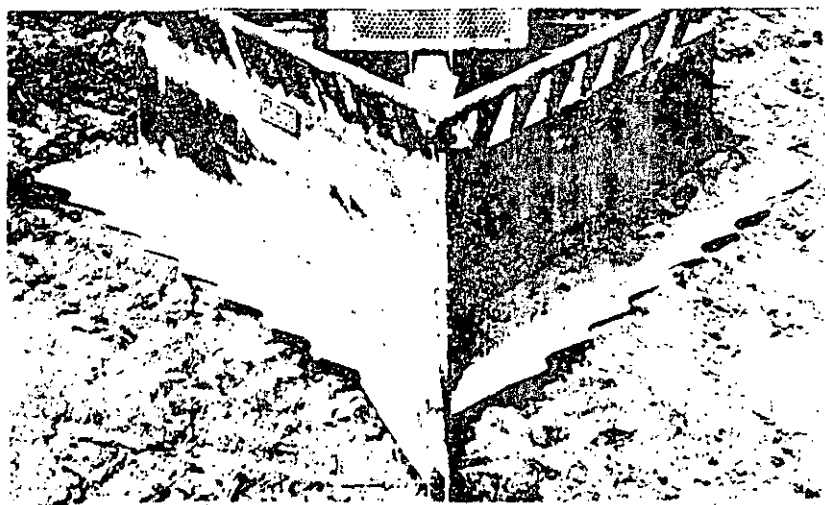


EN OCASIONES LOS TRACTORES EN LOS TRABAJOS DE DESMONTE, TIENEN QUE ENFRENTARSE A CONDICIONES DIFICILES.

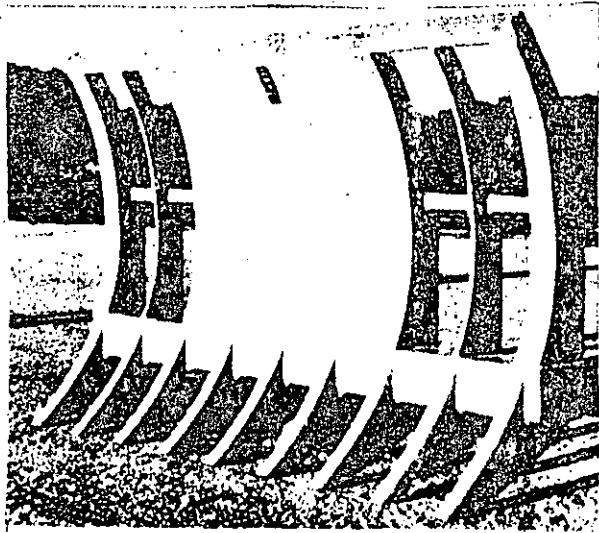


La hoja K/G está provista de una cuchilla de filo muy cortante que recibe la potencia y peso de un tractor de carriles. El ángulo de la hoja es de 30° en todos los modelos, y puede operarse ya sea mediante cable o fuerza hidráulica. Se fabrica de acero de aleación especial. Las cuchillas reemplazables y el "espolón" se pueden afilar con esmeril pequeño de modelo portátil. Se utiliza una barra de guía para que los árboles caigan en un ángulo determinado, o sea hacia adelante y a la derecha del operador.

TALADORA "V"

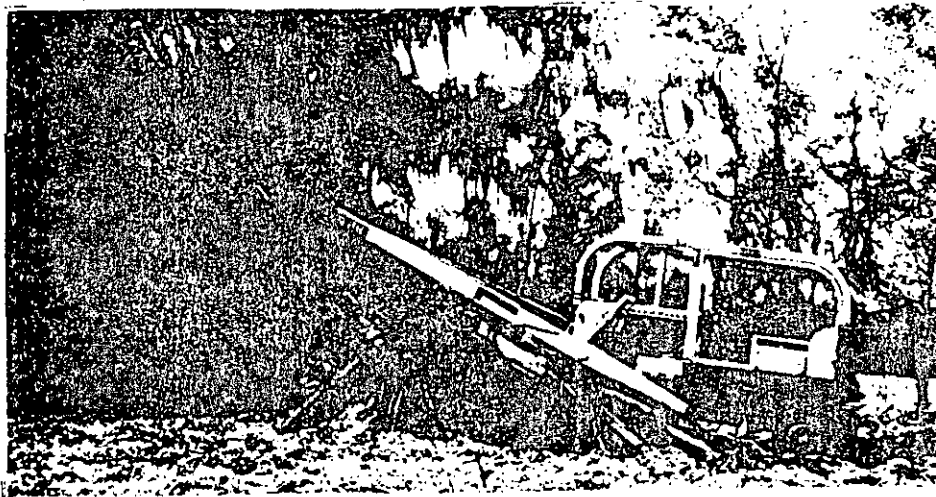


La taladora "V", está equipada con un "espolón" para servicio pesado, cuchillas dentadas, dispuestas en ángulo, y rejilla. Las hojas "V" se montan directamente en los muñones del tractor, y las hay disponibles para control de cable o hidráulico. La "V" está formada por dos secciones empernadas. La hoja dentada y el espolón son de acero endurecido.

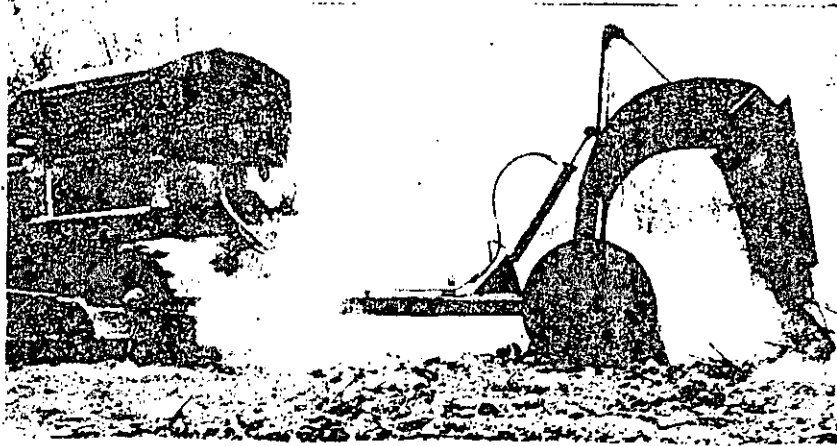


Se diseña para que resistan grandes cargas de choque en las condiciones más severas de desmonte. Los rastrillos de Uso Múltiple, tienen dientes de acero al carbono, con manganeso, equipados con puntas para desgaste reemplazables. Hay una plancha central de acero en el bastidor del rastrillo, con el fin de proteger el radiador.

EMPUJADOR DE ARBOLES.

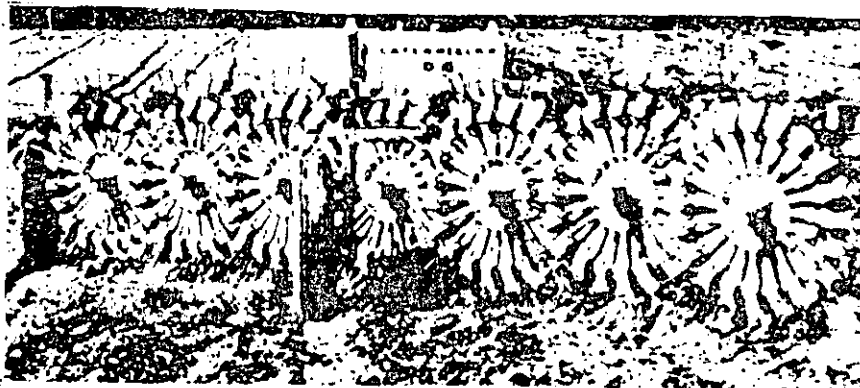


Hay disponibles dos modelos de Empujadores de Arboles. Se instalan en una hoja topadora recta o angulable. Una se asegura con soportes en la parte superior del bastidor, o en los brazos de empuje, y se fija con pasadores en la parte superior de la hoja gobernada por cable o fuerza hidráulica. Puede levantarse o bajarse con la hoja. Otro método de instalación es fijarla con pasadores al bastidor o a los brazos de empuje, de modo que pueda ascender o descender de modo independiente a la hoja topadora, utilizando un grupo separado de cable. Para esta unidad, se necesita un control de cable de dos tambores.

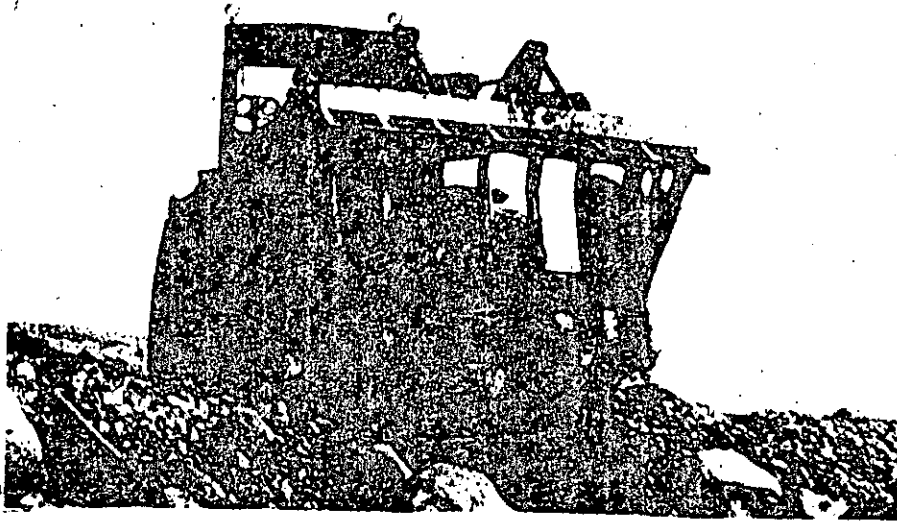


El rastrillo con ruedas para Raíces, de tipo de tracción, se diseñó específicamente para utilizarse después de la aradura de raíces, con el objeto de extraerlas. Deja una zona limpia y lista para utilizar la rastra de discos o efectuar operaciones agrícolas, tales como la resiembra de pasto en granjas ganaderas.

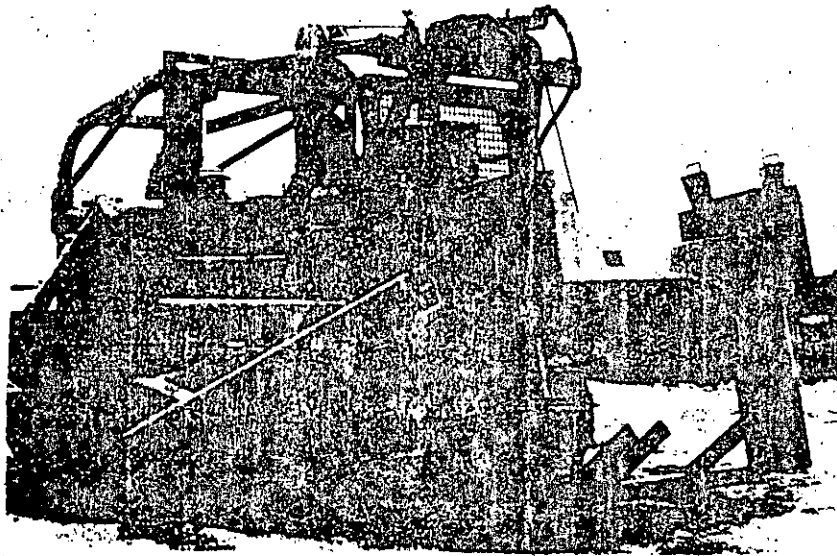
RASTRILLO BARREDOR.



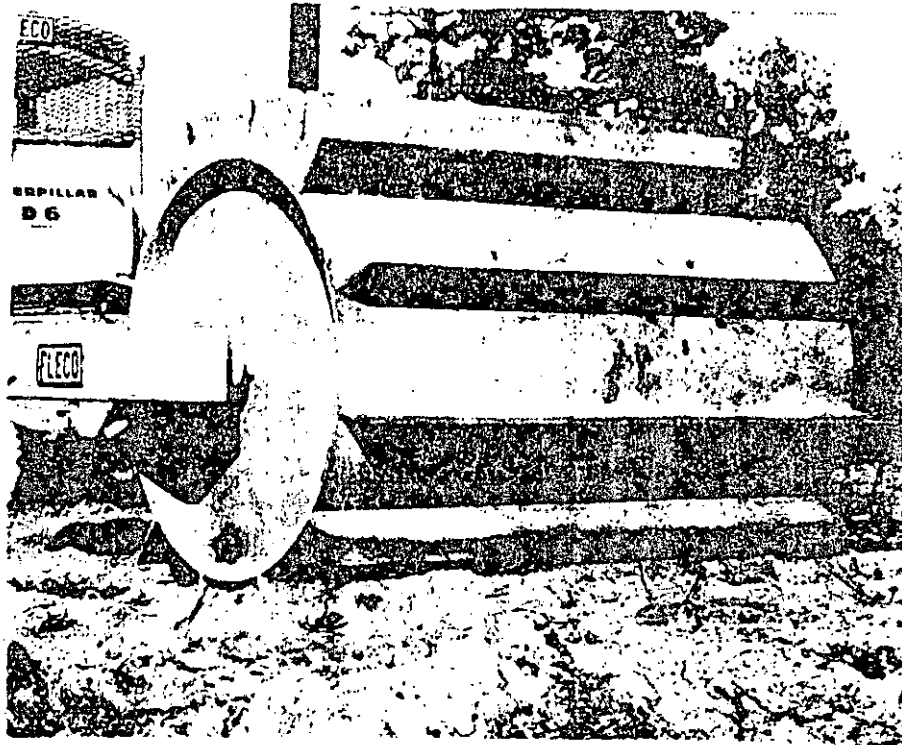
El Rastrillo (o Rastra) Barredor para tractor está provista de ruedas giratorias, las cuales peinan la capa superior de tierra y la limpian de desechos livianos. Asegurado a la barra de tiro de un tractor de carriles, puede limpiar el suelo a velocidades hasta de 8 Km/h.



El cucharón Skeleton para Rocas, se ha diseñado a fin de que las piedras pequeñas y la tierra se separen de la carga por las aberturas de los lados de atrás y de fondo. Este cucharón para servicio pesado se fabrica enteramente con acero de aleación. Está equipado con puntas, adaptadores y pasadores de fabricación como tipo estándar. Se halla disponible para los cargadores de Ruedas.



ARADOS PARA RAICES. Los Arados para Raíces consisten en un bastidor que se monta en los muñones con una vertedera de tipo de cuchilla, montada horizontalmente. Esta vertedera, que es un accesorio, se tira mediante un tractor a una profundidad de 20 a 45 cm. de cuña, el operador gradúa con rapidéz y facilidad la vertedera.

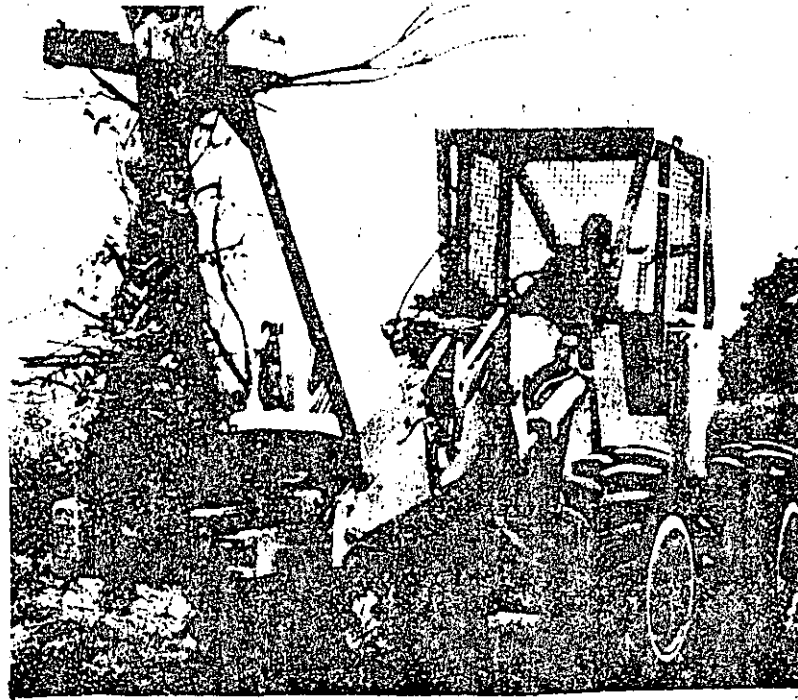


Los Rodillos Cortadores se hallan disponibles en modelos simples, o en combinación de tres. El tambor del cortador, que generalmente se llena con agua para añadirle peso, tiene cuchillas soldadas que pueden penetrar de 15 a 25 cm. Los cortadores de varios tambores están provistos de conjuntos giratorios que conectan los tambores.

CADENAS DE ANCLA.



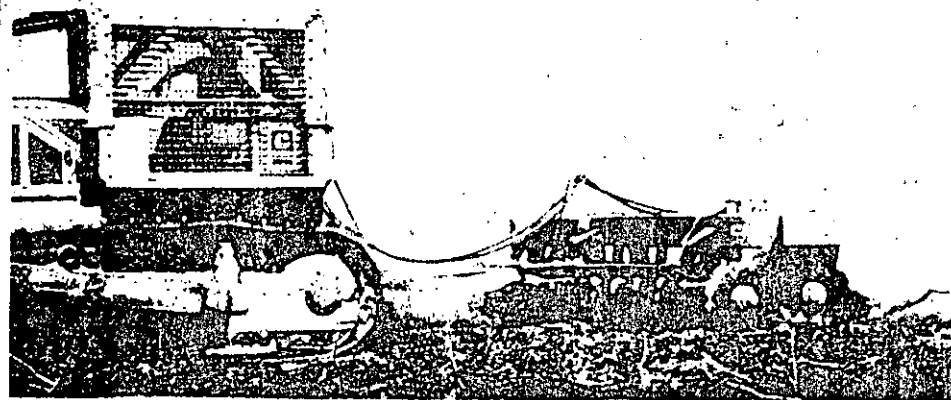
Dos tractores de carriles con cadena de ancla de 6.4 cm. (2.1/2 pulgadas) y longitud de 92 metros desmontan árboles y matorrales en tierras altas.



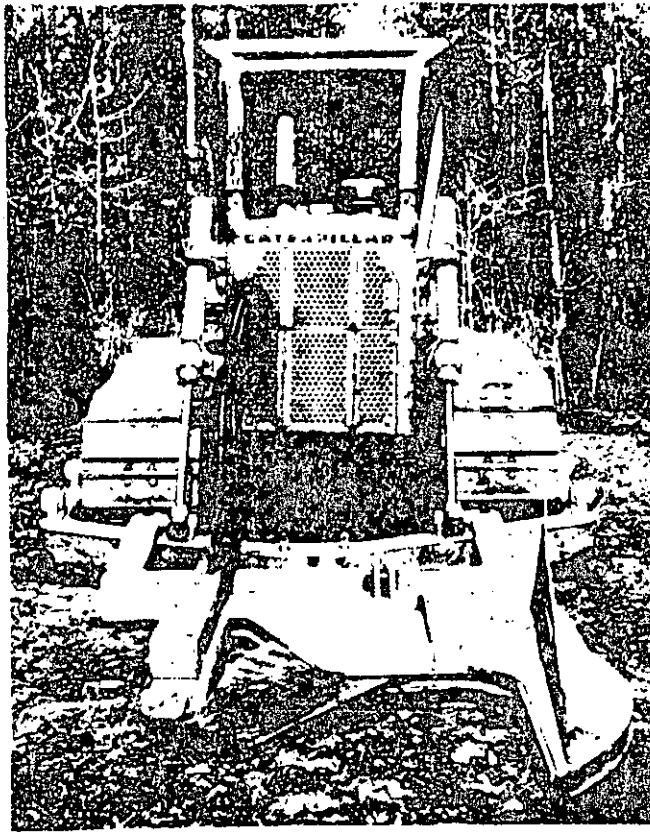
La Taladora con Gancho se diseñó para el derribo; arrastre y apilamiento. Incluye ventajas tales como la caída en línea recta, sin que virtualmente haya fracturas de la madera. Tala árboles hasta de 50 cm. de diámetro, y deja los tocones casi a ras de suelo. Hay modelos disponibles para utilizarse ya sea con madera dura o madera blanda.

La Taladora con Gancho utiliza el método de corte de una guillotina, a fin de conseguir máxima velocidad de corte y eficiencia. El corte recto proporciona buen control en la dirección de caída. Los cortes son simples y facilitan las operaciones. La cuchilla se monta al frente de los cargadores de carriles y de los cargadores de ruedas.

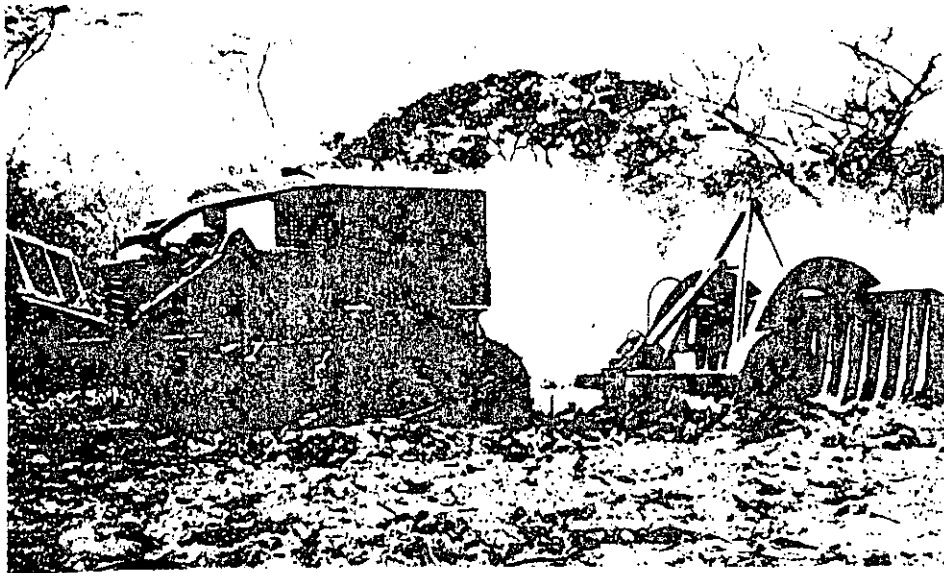
RASTRAS DE TIRO DESCENTRADO.



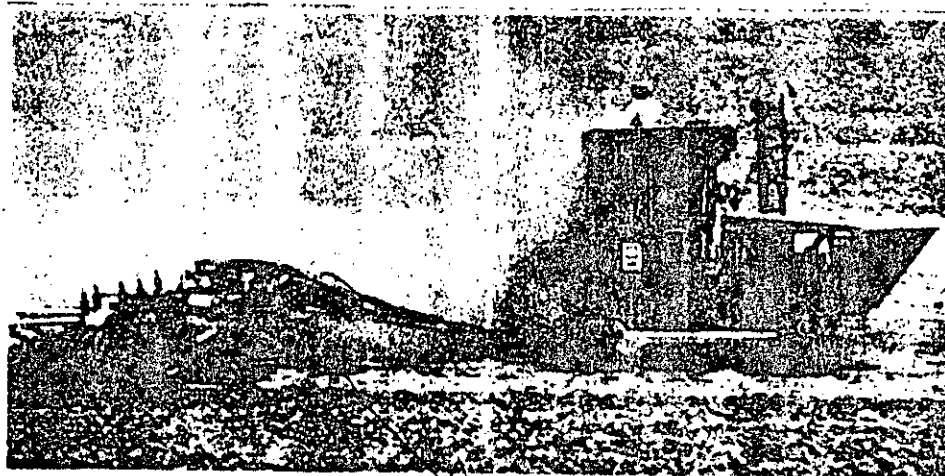
Esta rastra de tiro descentrado para servicio pesado desmonta la vegetación con tallos hasta de 5 cm. de diámetro.



La taladora de cuchilla, operada hidráulicamente, puede cortar árboles de madera blanda hasta de 76 cm. de diámetro y árboles de madera dura hasta de 56 mm. de diámetro.



El Rastrillo, tirado por un tractor D8H, se utiliza para extraer las matas y las raíces.



TRACTORES DE ORUGA TRABAJANDO CON RASTRAS.



TRACTOR DE ORUGAS CONVERTIDO DE MAQUINA PODADORA
HIDRAULICA PARA OPERACIONES FORESTALES.

Factores de Cadenas

Especificaciones

Especificaciones



MODELO

D3B

D4E

D5B

D6D

D7G

D8K

D9H

D10

	48 kW 65 HP		56 kW 75 HP		78 kW 105 HP		104 kW 140 HP		149 kW 200 HP		224 kW 300 HP		306 kW 410 HP		522 kW 700 HP	
Peso de operación* (Trans. P. Shift)	6604 kg	14,560 lb	8836 kg	19,480 lb	11 700 kg	25,800 lb	14 200 kg	31,500 lb	20 802 kg	45,860 lb	32 523 kg	71,700 lb	42 865 kg	94,500 lb	87 772 kg	193,500 lb
(Trans. Directa)	—		8950 kg 19,730 lb		11 521 kg 25,400 lb		13 835 kg 30,900 lb		20 684 kg 45,600 lb		31 616 kg 69,700 lb		—		—	
Modelo de motor	3204		3304		3306		3306		3306		D342		D353		D348	
PM indicadas del motor	2400		2000		1750		1900		2000		1330		1375		1200	
úm. de cilindros	4		4		6		6		6		6		6		12	
Diámetro interior,	114 mm	4.5"	121 mm	4.75"	121 mm	4.75"	121 mm	4.75"	121 mm	4.75"	146 mm	5.75"	159 mm	6.25"	137 mm	5.4"
arrera	127 mm	5"	152 mm	6"	152 mm	6"	152 mm	6"	152 mm	6"	203 mm	8"	203 mm	8"	165 mm	6.5"
Hidráulica	5.2 L	318 pulg ³	7 L	425 pulg ³	10.5 L	638 pulg ³	10.5 L	638 pulg ³	10.5 L	638 pulg ³	20.4 L	1246 pulg ³	24.2 L	1473 pulg ³	29.3 L	1786 pulg ³
Volillos inferiores (a cada lado)	5		5		6		6		6		7		7		8	
Argo de zapata estándar	305 mm	12"	330 mm	13"	406 mm	16"	457 mm	18"	510 mm	20"	560 mm	22"	610 mm	24"	711 mm	28"
Argo de cada cadena sobre el suelo	1.82 m	5'11.8"	1.83 m	6'0"	2.21 m	7'3"	2.36 m	7'9"	2.70 m	8'11"	3.15 m	10'4"	3.35 m	11'0"	3.91 m	12'10"
Área sobre el suelo (zapatas estándar)	1.11 m ²	1723 pulg ²	1.2 m ²	1875 pulg ²	1.81 m ²	2800 pulg ²	2.17 m ²	3360 pulg ²	2.76 m ²	4280 pulg ²	3.51 m ²	5437 pulg ²	4.09 m ²	6330 pulg ²	5.56 m ²	8624 pulg ²
Distancia de las cadenas	1.42 m	4'8"	1.52 m	5'0"	1.88 m	6'2"	1.88 m	6'2"	1.88 m	6'6"	2.13 m	7'0"	2.29 m	7'6"	2.89 m	9'6"
MENSIONES PRINCIPALES:																
Altura sin las partes de arriba**	1.70 m	5'7"	1.93 m	6'4"	1.93 m	6'4"	2.05 m	6'8"	2.16 m	7'1"	2.39 m	7'10"	2.54 m	8'4"	3.46 m	11'5"
Alt. incluso techo o cabina ROPS	2.69 m	8'10"	2.69 m	8'10"	2.77 m	9'1"	2.87 m	9'5"	3.20 m	10'6"	3.40 m	11'2"	3.56 m	11'8"	4.52 m	14'10"
Largo total (con hoja recta)	3.69 m	12'1"	3.86 m	12'8"	4.60 m	15'1"	4.80 m	15'9"	5.28 m	17'4"	6.58 m	21'7"	7.24 m	23'9"	7.57 m	24'10"
(sin la hoja)	2.75 m	9'1"	3.20 m	10'6"	3.63 m	11'11"	3.73 m	12'3"	4.19 m	13'9"	5.28 m	17'3"	5.61 m	18'5"	5.92 m	19'5"
Ancho (con zapatas estándar)	1.79 m	5'10"	1.85 m	6'6"	2.36 m	7'9"	2.36 m	7'9"	2.55 m	8'5"	2.79 m	9'2"	3.02 m	9'11"	3.81 m	11'10"
Altura libre sobre el suelo	305 mm	12"	357 mm	14"	277 mm	10.9"	310 mm	12.2"	347 mm	13.7"	434 mm	17.1"	480 mm	18.1"	701 mm	27.6"
Alturas y anchos de la hoja:																
Recta	—	—	2.44 m	8'0"	3.15 m	10'4"	3.20 m	10'6"	3.66 m	12'	4.04 m	13'3"	4.39 m	14'5"	5.49 m	18'
De giro horizontal	—	—	3.12 m	10'3"	3.63 m	11'11"	3.89 m	12'9"	4.27 m	14'	4.72 m	15'6"	4.88 m	16'0"	—	—
Universale	—	—	—	—	—	—	—	—	3.81 m	12'6"	4.24 m	13'11"	4.80 m	15'9"	6.05 m	19'10"
De giro e inclín. con potencia	2.41 m	7'11"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Amortiguada	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Cap. tanque de combust. (llenado)	116 L	31 gal	242 L	64 gal	246 L	65 gal	295 L	78 gal	435 L	115 gal	640 L	170 gal	870 L	230 gal	1446 L	382 gal

*Peso de operación. Incluye lubricantes, refrigerante, el tanque lleno de combustible, hoja empujadora recta, controles hidráulicos y fluido, techo ROPS, y el operador.
 **La transmisión del D3B tiene 3 velocidades de avance y 3 de retroceso, y la hoja empujadora es de giro horizontal e inclinación lateral con potencia.
 Altura (la parte superior desgarnecida) sin el techo o cabina ROPS, ni escape, respaldo del asiento, ni otros componentes que obstruyen y son difíciles de extraer.

**TRACTOR Y
DESARRADOR**

D7G y No. 7

D8K y No. 8

D9H y No. 9

D10 y No. 10

Tipo de desgarrador	En paralelogramo		En paralelogramo ajustable				En paralelogramo ajustable				En paralelogramo ajustable			
			Un vástago		Multivástago		Un vástago		Multivástago		Un vástago		Multivástago	
Dimensiones (tractor con desgarrador):														
Largo (desgarr. levant.)	5.64 m	18' 6"	6.88 m	22' 7"	6.38 m	20' 11"	7.32 m	24' 0"	6.88 m	22' 7"	8.16 m	26' 9"	7.39 m	24' 3"
Largo (desgarr. abajo)	5.84 m	19' 2"	7.26 m	23' 10"	6.78 m	22' 3"	7.80 m	25' 7"	7.37 m	24' 2"	8.52 m	27' 11"	7.83 m	25' 8"
Ancho	2.57 m	8' 5"	2.79 m	9' 2"	2.79 m	9' 2"	3.02 m	9' 11"	3.02 m	9' 11"	3.66 m	12' 0"	3.66 m	12' 0"
Viga														
Ancho	2.21 m	7' 3"	1.37 m	4' 6"	2.63 m	8' 7.5"	1.42 m	4' 8"	2.98 m	9' 10"	1.83 m	6' 0"	2.87 m	9' 5"
Sección (dimen. exter.)	279x343 mm	11"x13.5"	432x483 mm	17"x19"	381x457 mm	15"x18"	432x483 mm	17"x19"	432x483 mm	17"x19"	ND		559x559 mm	22"x22"
Esp. entre el suelo y la viga ... levantada	1.19 m	3' 11"	1.57 m	5' 1.5"	1.65 m	5' 5"	1.83 m	6' 0"	1.83 m	6' 0"	1.93 m	6' 4"	1.80 m	5' 11"
... abajo	203 mm	8"	305 mm	12"	381 mm	15"	223 mm	8.77"	223 mm	8.77"	330 mm	13"	213 mm	8.4"
Vástago:														
Penetración máx.	704 mm	28"	1.22 m	4' 0"	710 mm	28"	1.36 m	4' 5.5"	978 mm	38.5"	1.77 m	6' 10"	1.14 m	3' 9"
No. de cavidades	9		1		3		1		3		1		3	
Aguj. de ajuste de prof.	2		4 y 6"		2		4 y 6"		2		4		2	
Sección	76x229 mm	3"x9"	89x356 mm	3.5"x14"	76x330 mm	3"x13"	89x356 mm	3.5"x14"	76x330 mm	3"x13"	100x400 mm	4"x16"	100x400 mm	4"x16"
Esp. (centro a centro)	991 mm	39"			1.17 m	46"			1.35 m	4' 5"	ND		1.25 m	4' 1"
Largo con la punta	1.30 m	4' 3"	2.10 m	6' 10.5"	1.57 m	5' 2"	2.10 m	6' 10.5"	1.75 m	5' 9"	2.68 m	8' 9"	2.10 m	7' 10"
Largo de la punta	356 mm	14"	323 mm	12.7"	373 mm	14.7"	323 mm	12.7"	373 mm	14.7"	376 mm	14.8"	376 mm	14.8"
Esp. libre sobre el suelo (desgarrador levant.)	483 mm	19"	1.00 m	39.5"	787 mm	31"	1.12 m	44"	876 mm	34.5"	990 mm	39"	584 mm	23"
Peso, vástago instalado: (con vástago estándar)	2580 kg	5700 lb	4717 kg	10,400 lb	4536 kg	10,000 lb	5900 kg	13,007 lb	6293 kg	13,874 lb	9574 kg	21,106 lb	9813 kg	21,633 lb
Cada vástago adicional	191 kg	420 lb			318 kg	700 lb			363 kg	800 lb			703 kg	1,550 lb

*Vástago de desgarramiento profundo, disponible para los desgarradores de un vástago del D8 y el D9.
El extractor hidráulico de pasadores es equipo estándar con el vástago de desgarramiento profundo.
El peso del diseño para desgarramiento profundo, es de 4850 kg (10 700 lb) para el D8K, y de 6400 kg (14 100 lb) para el D9H.

RASTRILLOS DE APLICACION MULTIPLE FLECO

Modelo de tractor y hoja topadora	D3B			D4E			D5B			D6D			D7G			D8K		D9H	
	3SRPS	4A	4S	4SRPS	5A	5S	5SRPS	6A	6S	6SRPS	7A	7S	7SRPS	8A	8S	9A	9S		
Ancho del rastrillo	m	2.11	2.39	2.19	2.74	3.12	2.85	3.20	3.06	3.06	3.40	3.35	3.35	3.43	3.43	3.77	3.77		
	(pie)	(6'11")	(7'10")	(7'10")	(8'0")	(10'3")	(9'4")	(10'8")	(10'0")	(10'0")	(11'2")	(11'0")	(11'0")	(12'0")	(11'3")	(12'4.8")	(12'4.8")		
Abertura en punta de dientes	mm	280	266	268	264	279	241	305	268	266	305	305	305	305	305	343	343		
	(pulg)	(11")	(10.6")	(10.5")	(10")	(11")	(9.5")	(12")	(10.6")	(10.6")	(12")	(12")	(12")	(12")	(12")	(13.5")	(13.5")		
Penetración de los dientes	mm	360	380	380	483	406	406	584	406	406	533	506	506	711	506	506	533		
	(pulg)	(15")	(15")	(15")	(19")	(16")	(16")	(23")	(16")	(16")	(21")	(20")	(20")	(28")	(20")	(20")	(21")		
Peso total	kg	526	725	750	764	1420	1315	1395	1515	1749	1393	2080	2673	2052	2939	3064	4160		
	(lb)	(1160)	(1600)	(1650)	(1688)	(3133)	(2900)	(3095)	(3348)	(3860)	(3070)	(4580)	(5900)	(4525)	(6480)	(6800)	(9185)		

RASTRILLO DE HOJA FLECO

		D3B		3P/3S		3.55		2.59		3.88		2.92		3.96		2.95	
Ancho del rastrillo	m	2.13	2.77	2.13	3.18	2.62	3.55	2.59	3.88	2.92	3.96	2.95	3.96	2.95	3.96	2.95	3.96
	(pie)	(7'0")	(9'1")	(7'0")	(10'3")	(8'7")	(10'8")	(8'8")	(12'1")	(9'7")	(13'0")	(9'8")	(13'0")	(9'8")	(13'0")	(9'8")	(13'0")
Abertura en punta de los dientes	mm	273	305	254	330	330	330	330	381	356	419	330	381	356	419	330	381
	(pulg)	(10.75")	(12")	(10")	(13")	(13")	(13")	(13")	(15")	(14")	(16.5")	(13")	(15")	(14")	(16.5")	(13")	(15")
Penetración de los dientes	mm	330	381	381	381	406	457	457	559	533	559	559	559	533	559	559	559
	(pulg)	(13")	(15")	(15")	(15")	(16")	(18")	(18")	(22")	(21")	(22")	(22")	(22")	(21")	(22")	(22")	(22")
Peso total	kg	222	331	313	576	526	721	662	1111	993	1261	1064	1111	993	1261	1064	1111
	(lb)	(490)	(730)	(690)	(1270)	(1160)	(1590)	(1450)	(2450)	(2190)	(2780)	(2390)	(2450)	(2190)	(2780)	(2390)	(2450)

RASTRILLO DE ROCAS Y RAICES FLECO

Ancho del rastrillo	m	2.03	2.39	2.39	2.82	2.82	3.02	3.02	3.10	3.10	3.43	3.40	3.43	3.40	3.43	3.40	3.43
	(pie)	(6'8")	(7'10")	(7'10")	(9'3")	(9'3")	(9'11")	(9'11")	(10'2")	(10'2")	(11'3")	(11'2")	(11'3")	(11'2")	(11'3")	(11'2")	(11'3")
Abertura en punta de los dientes	mm	280	250	250	250	250	250	250	280	280	300	300	280	280	300	300	300
	(pulg)	(11")	(10")	(10")	(10")	(10")	(10")	(10")	(11")	(11")	(12")	(12")	(11")	(11")	(12")	(12")	(12")
Penetración de los dientes	mm	381	483	483	584	584	533	533	711	711	711	711	711	711	711	711	711
	(pulg)	(15")	(19")	(19")	(23")	(23")	(21")	(21")	(28")	(28")	(28")	(28")	(28")	(28")	(28")	(28")	(28")
Altura total del rastrillo para maiz	m	1.32	1.37	1.37	1.47	1.47	1.45	1.45	1.83	1.73	1.91	1.91	1.83	1.73	1.91	1.91	1.91
	(pie)	(4'4")	(4'6")	(4'6")	(4'10")	(4'10")	(4'9")	(4'9")	(5'4")	(5'8")	(6'3")	(6'3")	(5'4")	(5'8")	(6'3")	(6'3")	(6'3")
Peso total	kg	525	640	680	1230	1390	1200	1470	1690	1600	2670	2670	1690	1600	2670	2670	2670
	(lb)	(1150)	(1405)	(1500)	(2715)	(3075)	(2640)	(3250)	(3720)	(3500)	(5880)	(5880)	(3720)	(3500)	(5880)	(5880)	(5880)

BPS = Baja presión sobre el suelo

RASTRILLOS DE APLICACION MULTIPLE ROME SERIE MA (MODELO 9 DIENTES)

Modelo de tractor	Modelo de Rastrillos	Dientes	Ancho total del rastrillo		Abertura en punta de los dientes		Peso	
			m	pie	mm	Pulg	kg	lb
D5 y D5B	MA-136-5A	—	3.43	11.25'	360	14.0"	1130	2500
	MA-136-5R	—	3.43	11.25'	360	14.0"	1580	3475
	MA-136-5S	—	3.43	11.25'	360	14.0"	1130	2700
D5BPS	MA-151-5LA	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1180	2600
	MA-151-5LR	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1640	3610
	MA-151-5LS	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1270	2800
D6C y D6D	MA-136-6A	9	3.43	11.25'	360	14.0"	1320	2900
	MA-136A-6A	9	3.43	11.25'	360	14.0"	1360	3000
	MA-136-6R	9	3.43	11.25'	360	14.0"	1740	3825
	MA-136A-6R	9	3.43	11.25'	360	14.0"	1780	3925
	MA-136-6S	9	3.43	11.25'	360	14.0"	1400	3100
D6CBPS	MA-151-6LA	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1420	3140
	MA-151-6LR	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1870	4120
	MA-151-6LS	9	3.81	12.5'	360	14.0"	1470	3240
D7E, D7F y D7G	MA-144-7R	9	3.66	12.0'	360	14.0"	2600	5750
	MA-144-7S	9	3.66	12.0'	360	14.0"	2450	5400
D8H y D8K	MA-152-8R	9	3.87	12.7'	370	14.5"	3120	6870
	MA-152-8KS	9	3.87	12.7'	370	14.5"	2590	5700
	MA-152-8S	9	3.87	12.7'	370	14.5"	2590	5700

BPS = Baja presión sobre el suelo

Desmante de Tierras

Taladoras y Empujadores de árboles

- Fleco
- Rome

TALADORES EN "V" FLECO

Modelo del tractor	D4E		D6a		D6D		D7G		D8K			
Modelo Fleco	VT4		VT5		VT6		VT7		VT8			
Ancho de corte	2.49 m	8'2"	3.05 m	10'0"	3.05 m	10'0"	3.30 m	10'10"	3.66 m	12'0"	4.27 m	14'0"
Alto total	1.04 m	3'5"	1.12 m	3'8"	1.12 m	3'8"	1.24 m	4'1"	1.30 m	4'3"	1.30 m	4'3"
Extensión del espaldón	610 mm	24"	760 mm	30"	760 mm	30"	940 mm	37"	1.22 m	4'0"	1.22 m	4'0"
Peso	1710 kg	3750 lb	2270 kg	5000 lb	2780 kg	5900 lb	3720 kg	8200 lb	5550 kg	12,250 lb	5710 kg	12,600 lb

EMPUJADORA DE ARBOLES FLECO (Ancho completo, montada en la hoja topadora)

Modelo Fleco	D4E		D6a		D6D		D7G		D8K		
Altura máxima	No disponible		No disponible		No disponible		4.72 m	15'8"	—	4.80 m	15'9"
Altura mínima	—		—		—		2.67 m	8'9"	—	2.49 m	8'2"
Peso	—		—		—		2330 kg	5250 lb	—	3810 kg	8400 lb

EMPUJADORA DE ARBOLES FLECO (Viga simple, montada en la hoja empujadora)

Modelo Fleco	D4E		D6a		D6D		D7G		D8K		
Altura máxima	3.4 m	11'2"	3.8 m	12'6"	3.9 m	12'9"	4.6 m	15'0"	—	5.5 m	18'0"
Altura mínima	1.2 m	4'0"	1.5 m	5'0"	1.5 m	5'0"	2.1 m	7'0"	—	2.7 m	9'0"
Peso	730 kg	1600 lb	960 kg	2100 lb	1300 kg	2880 lb	1502 kg	3310 lb	—	2920 kg	6450 lb

TALADORA DE ARBOLES EN "V" ROME

Modelo de tractor	D7F & D7G		D6H		D6K	
Modelo Rome	RV7		RV6H		RV6K	
Ancho de corte	3.66 m	12'0"	4.27 m	14'0"	4.27 m	14'0"
Alto total	1.25 m	4'1"	1.35 m	4'5"	1.35 m	4'5"
Peso	4330 kg	9550 lb	5880 kg	12,970 lb	5880 kg	12,970 lb

EMPUJADORA DE ARBOLES ROME (Ancho total, montada en la hoja topadora)

Modelo del tractor	D7G		D6K	
Modelo Rome	RTP-7000		RTP-6000	
Altura máxima	4.88 m	16'0"	5.18 m	17'0"
Altura mínima	2.52 m	8'3"	2.82 m	9'3"
Peso	2340 kg	5150 lb	3321 kg	7100 lb

CUCHILLAS ROME K/G

Tractores equipados con bastidor "C" Caterpillar

Tractores equipados con bastidor "C" Rome

Modelo del tractor	D5B	D6D	D7G	D6K	D6D BPS	D6D	D7G BPS	D7G*	D7G	D6H	D6K*	D6K
Modelo de la cuchilla	KGBA6B	KGBA6CA	KGBA7E	KGBA8	KGB8CLGP	KGB8CA	KGB7FLGP	KGB7FTCA	KGB7F	KGB8	KGB6KTC	KGB8K
Ancho total	3.16	3.16	3.40	3.76	3.76	3.16	3.96	3.40	3.40	3.76	3.76	3.76
Montado	(10'4.6")	(10'4.3")	(11'2")	(12'4")	(12'4")	(10'4.6")	(13'0")	(11'2")	(11'2")	(12'4")	(12'4")	(12'4")
Peso	1520	1530	2350	3090	2700	2282	3770	3560	3420	5160	5320	5160
	(3380)	(3380)	(5180)	(6820)	(5950)	(5030)	(8310)	(7840)	(7530)	(11,380)	(11,730)	(11,280)

BPS = Baja presión sobre el suelo

* Equipado con cilindro de inclinación Caterpillar

RASTRILLAS FLECO PARA CARGADORAS DE RUEDAS

Tipo de rastrillo y modelo de cargadora de ruedas	910		920		930		950		96C		960C		988
	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte
Ancho del rastrillo (pie)	1.85 (6'1")	1.85 (6'1")	2.08 (6'10")	2.08 (6'10")	2.67 (8'9")	2.67 (8'9")	2.67 (8'9")	2.67 (8'9")	2.82 (9'3")	2.82 (9'3")	2.85 (9'4")	2.85 (9'4")	3.00 (9'11")
Largo de diente debajo del bastidor (pulg)	610 (24")	610 (24")	610 (24")	787 (31")	610 (24")	787 (31")	610 (24")	787 (31")	610 (24")	864 (34")	635 (25")	889 (35")	771 (28")
Abertura en punta de los dientes (pulg)	279 (11")	279 (11")	267 (10.5")	267 (10.5")	254 (10")	254 (10")	254 (10")	254 (10")	273 (10.75")	273 (10.75")	241 (9.5")	273 (10.75")	254 (10")
Peso del rastrillo (lb)	623 (1376)	692 (1525)	730 (1610)	903 (1990)	980 (2180)	1120 (2470)	1184 (2610)	1202 (2650)	1497 (3300)	1615 (3560)	1930 (4320)	2309 (5090)	3130 (6900)
Altura de la barra del paragolpe (máxima) (pie) en posición de empuje	3.26 (10'8")	3.26 (10'8")	3.56 (11'8")	3.61 (11'10")	3.76 (12'4")	3.76 (12'4")	4.01 (13'2")	4.12 (13'6")	4.27 (14'0")	4.17 (13'6")	4.12 (13'6")	4.06 (13'4")	5.36 (17'7")

RASTRILLO FLECO PARA CARGADORES DE CADENAS

Tipo de rastrillo y modelo de cargadora de ruedas	931B		941B		951C		955L		977L		983B
	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte	Rastrillo para apilar	Rastrillo para desmonte
Ancho del rastrillo (pie)	1.85 (6'1")	1.85 (6'1")	2.03 (6'8")	2.03 (6'8")	2.21 (7'3")	2.21 (7'3")	2.21 (7'3")	2.21 (7'3")	2.85 (9'4")	2.85 (9'4")	3.00 (9'10")
Largo de diente debajo del bastidor (pulg)	610 (24")	610 (24")	610 (24")	810 (32")	610 (24")	860 (34")	610 (24")	860 (34")	635 (25")	915 (36")	711 (28")
Abertura en punta de los dientes (pulg)	279 (11")	279 (11")	279 (11")	279 (11")	279 (11")	279 (11")	279 (11")	279 (11")	254 (10")	279 (11")	254 (10")
Peso del rastrillo (lb)	623 (1376)	692 (1525)	789 (1740)	960 (2107)	1148 (2530)	1310 (2879)	1197 (2640)	1310 (2889)	1920 (4237)	2050 (4520)	3090 (6819)
Altura de la barra del paragolpe (máxima) (pie) en posición de empuje	3.15 (10'4")	3.15 (10'4")	3.50 (11'6")	3.50 (11'6")	3.91 (12'10")	3.96 (12'10")	3.96 (12'10")	3.96 (12'10")	4.3 (14'0")	4.27 (14'0")	4.80 (15'9")

HOJAS CATERPILLAR

HOJAS BALDERSON

62

MODELOS	TIPOS DE HOJA											
	S	U	A	C	FS	PAT	LIMU	LMB	HMB	SLFU	PAT	
D3B						•						
D3B B.P.S.	•					•						
D4E	•		•				•					•
D4E B.P.S.	•											•
D5B	•		•				•					
D5B B.P.S.	•											
D6D	•		•				•					
D6D B.P.S.	•											
D7G	•	•	•				•					
D7G B.P.S.	•											
D8K	•	•	•				•	•	•			
D9H	•	•	•	•			•	•	•			
D10	•	•		•			•					
814	•						•					
815					•							
816					•							
824C	•						•	•				
825C					•							
826C					•							

- S- Recta
- U- Universal
- A- Giro horizontal
- C- Amortiguadora
- FS- Esparcidora de rellenos
- PAT- Giro horizontal e inclinación con potencia.
- LIMU- Universal para materias livianas.
- LMB- Hoja de tipo caja para materias livianas.
- HMB- Hoja de tipo caja para materias pesadas.
- SLFU- Universal para rellenos sanitarios.

PRODUCCION

DE USO ESPECIAL

	Con cilindro de inclinación lateral		Hoja de giro horiz.	Hoja con Amortig.	Hoja de caja Balderson	Hoja "U" para materias livianas Balderson	Hoja KG Rome.	Hoja "V" Fleco	Rastrillos
	S (recta)	U (universal)							
EMPUJE EN PRODUCCION									
Apilamiento liviano	G	E	G	F	E	E			
Materias corrientes	E	G	F	F	G	G			
Materias tenaces	G	F			F	F			
Apilamiento para cargadores	G	E	F			E			
Esparcim. y mezcla del relleno	E	E	E			G			
Operac. final para nivelar	E	G	E			G			
Relleno de zanjas	G	E	E			E			
Abertura de zanjas	G	G	E			E	G		
Formación de bancales	E	E	E			E			
Empuje de rocas	G	F		G	F	F			
TRABAJOS INICIALES									
Prep. de zonas para edificar	G	G	G			G	F	F	
Construc. de caminos	G	G	G			G	F	G	
Extracción de tocones	G	G	F			G	E		G
Extracción de rocas	G	E	F			F			F
CONFORMACION DEL SUELO									
Terrazas y drenaje	E	G	E			G	F		
Construc. de albercas	G	G	F			G	F		
Habilitación de tierras	E	E	F			E	F		
EMPUJE EN LA CARGA									
Empuje temporal con plancha	G	F		E		F			
Empuje continuo	F			E					
DESMONTE DE TIERRAS									
Extracción de matorrales	E	F	G			F		E	E
Tala de árboles	E	F	F			F	E	E	E
Amontonamiento	F	F	F			F	G		E

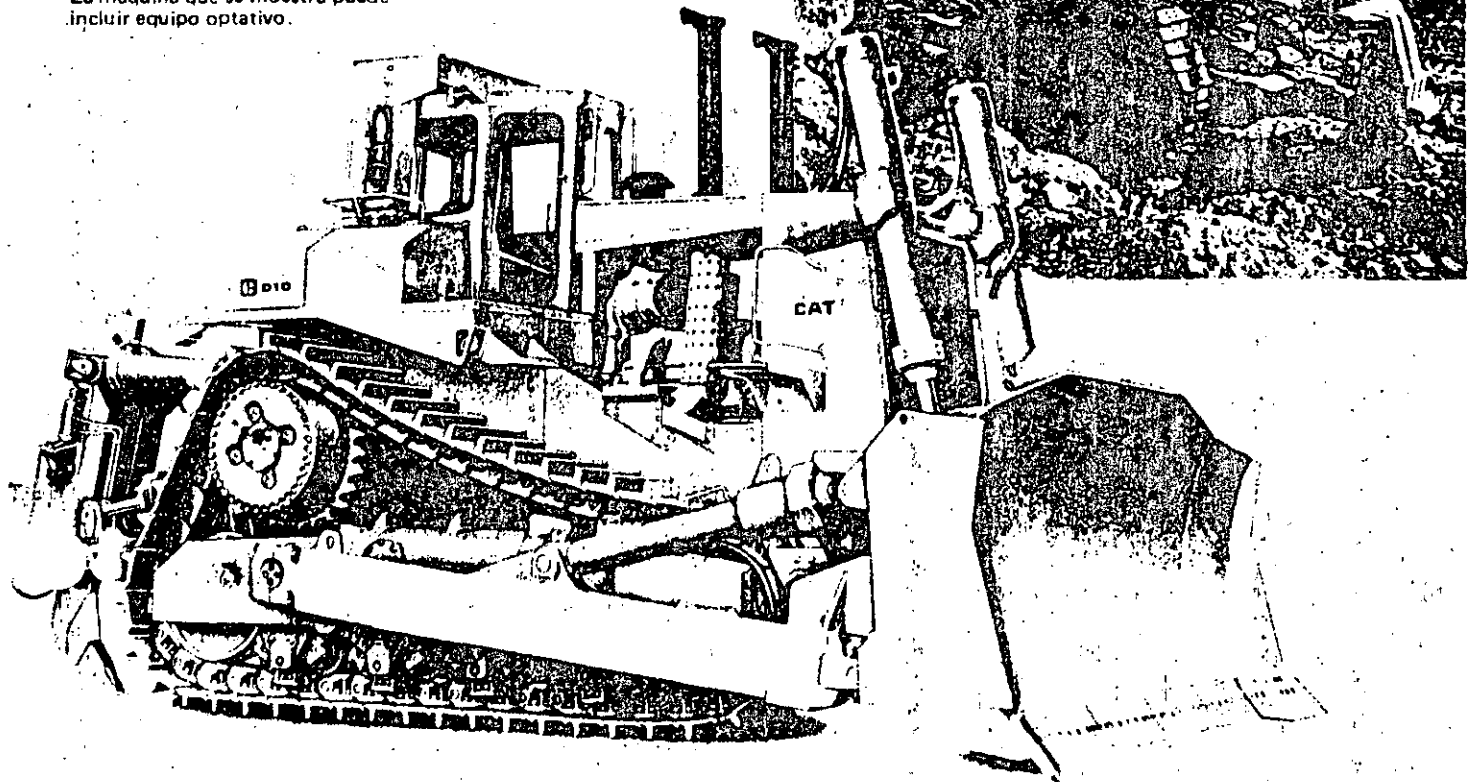


CATERPILLAR

Tractor de Cadenas D10

63

La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.



Características principales

- El Motor Diesel Caterpillar D348 turboalimentado, desarrolla una potencia de 522 kW (700 hp) en el volante.
- El diseño con rueda motriz elevada pone los mandos finales fuera del alcance del barro, las piedras y el agua, eliminando los impactos de las cargas para prolongar así la vida útil del tren de fuerza.
- El tren de rodaje de bogies montados elásticamente proporciona menos cargas de impactos en los rodillos y bastidores, mejora la tracción de la máquina y la comodidad del operador. Las Cadenas Selladas y Lubricadas, los rodillos y ruedas guía de lubricación permanente, y el eslabón maestro de dos piezas, son estándar.
- El eje pivote y la barra compensadora asegurada con pasadores controlan la alineación y la oscilación de los bastidores de rodillos.
- El diseño modular de los componentes principales facilita las reparaciones, permite el intercambio de componentes y la prueba preliminar de los módulos antes de ser instalados.
- El sistema de mando de accesorios montado en el bastidor principal, es una unidad autocontenida que facilita la remoción y atención técnica del motor.
- El sistema de enfriamiento tiene un ventilador impulsado hidrostáticamente, ubicado entre el radiador y los enfriadores de aceite abisagrados, para enfriamiento eficaz y reducción de ruidos. Parrilla con aletas deflectoras, abisagrada.
- El tirante estabilizador de la hoja empujadora permite instalar la hoja más cerca de las cadenas para mejor control de los implementos y maniobrabilidad del tractor, con excelente equilibrio.
- El compartimiento del operador con aislación de goma tiene los controles de implementos y de la máquina montados en la consola, a fácil alcance. El asiento, orientado, provee excelente visibilidad tanto hacia adelante como hacia atrás.

- El mantenimiento es sencillo, con menos puntos de engrase, ajustadores hidráulicos de cadenas, y uso extensivo de mirillas y filtros de combustible y aceite, enroscables.
- Servicios CAT PLUS, a cargo del distribuidor Caterpillar. Es el programa de apoyo técnico al cliente más completo en la industria.



Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1800 RPM 522 kW (700 hp)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina, cuando funciona en un ambiente, según norma SAE, de temperatura de 29°C (85°F) y presión de 995 mbar (29,38" Hg), usando un combustible Diesel de 35 unidades API a temperatura de 15,6°C (60°F) y después de hacer las deducciones por los siguientes equipos: ventilador; filtro de aire; bombas de agua, aceite lubricante y combustible; alternador y silenciador. El motor mantiene la potencia indicada en el volante hasta una altitud de 2300 m (7500').

Motor Diesel Caterpillar D348, de 4 tiempos y 12 cilindros en "V" de 60°, con calibre de 137 mm (5,4"), carrera de 166 mm (6,5") y cilindrada de 29,3 litros (1786 pulg³).

Dos turboalimentadores con cojinetes enfriados por agua para mayor duración. Lumbreras paralelas del múltiple con dos válvulas de admisión y dos de escape por cilindro. Válvulas revestidas de estelita, con asientos de dura aleación de acero, y rotadores de válvulas.

Pistones de aleación de aluminio, de forma elíptica y perfil cónico, con tres anillos de perfil de cuña, enfriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio reforzados con acero por el dorso y muñones del cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite filtrado en flujo total y enfriado. Filtros de aire, de tipo seco, con elementos primario y secundario.

motor (continuación)

Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios, con bujías incandescentes para calentar las cámaras de precombustión. Alternador de 50 A. Cuatro baterías de 12 voltios y 220 A-h.

El módulo del motor/divisor de par está montado con aislación de goma al bastidor principal para amortiguar las vibraciones y los ruidos del vehículo.

Transmisión

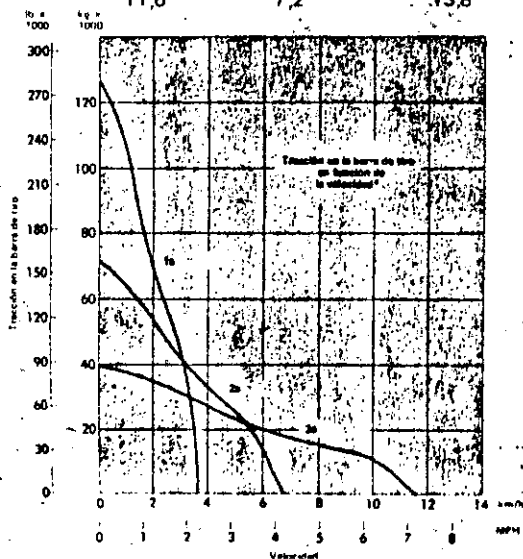
Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 533 mm (21") de diámetro y alta capacidad de par motor. El sistema de modulación especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga, sin restricciones.

Convertidor de par de una sola etapa con divisor del par de salida. Está conectado a la transmisión por doble junta universal, que proporciona una construcción unitaria para fácil servicio.

La transmisión modular se conecta con la caja de los engranajes de transferencia y de la corona, que a su vez conecta con la caja principal del tractor. Estos módulos se pueden cambiar aun con el desgarrador instalado.

Velocidades de marcha a las rpm indicadas del motor:

Marchas	Velocidades de avance		Velocidades de marcha atrás	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1a	3,8	2,4	4,6	2,9
2a	6,8	4,2	8,0	5,0
3a	11,6	7,2	13,8	8,6



* La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.

Dirección y frenado

Embragues y frenos de dirección de varios discos, que se aplican por resorte y se desacoplan hidráulicamente. Se enfrían con aceite presionizado y no requieren ajustes. Se puede atender cada conjunto como una sola unidad.

Las palancas combinan el desacoplamiento del embrague principal y el frenado en un solo control para cada cadena. Se tira ligeramente de la palanca para desacoplar los embragues de dirección, y al máximo hacia atrás para frenar la cadena.

Un solo pedal aplica simultáneamente los frenos de las cadenas para detener la máquina en paradas normales o de emergencia. El freno de estacionamiento se aplica con la palanca de traba de la transmisión. Si se pierde la presión y es necesario remolcar la máquina, se pueden desacoplar los frenos desde el asiento con una herramienta optativa que se activa desde el receptáculo de arranque auxiliar.

Mandos finales

Mandos finales planetarios, engranajes de doble reducción y dientes alineados de paso grueso y perfil convexo, lubricados por salpicadura de aceite y protegidos con sellos de anillos flotantes Duo-Cone. Aros de ruedas motrices divididos en tres segmentos de 120° cada uno, empernables y reemplazables.

Bastidor de rodillos



Tubular, que resiste los esfuerzos torsionales. Rodillos y ruedas guía de lubricación permanente y amortiguados por una serie de bogies que oscilan en conexiones de cartucho y pasador selladas y lubricadas. La oscilación de los bogies se controla con cojines elásticos.

Bastidores de rodillos oscilantes unidos al tractor por eje pivote y barra compensadora fijada con pasadores. Grandes bujes pivotes en depósito de aceite. Pasadores de rótula entre bastidor y barra compensadora sellados y lubricados. Bujes de baja fricción en el apoyo, que no necesita mantenimiento. La oscilación de la barra compensadora se limita por cojines elásticos. Mecanismo de retracción totalmente sellado y lubricado.

Número de rodillos (a cada lado)	8
Oscilación	502 mm (19,75")

Cadenas Selladas y Lubricadas



En las Cadenas Selladas y Lubricadas los pasadores están rodeados de lubricante a fin de eliminar el desgaste interno de los bujes como consideración crítica de mantenimiento. Se evitan las fugas de lubricante mediante una disposición de selladura que consiste en un sello de poliuretano, un anillo expensor de goma y un anillo de empuje. Cada pasador de cadena tiene, además un depósito de lubricante en su interior. Esto extiende los intervalos de conservación y la vida útil del tren de rodaje y reduce los costos. Las zapatas con rebajes, los ajustadores hidráulicos de cadena, las guardaguías de cadenas, y los eslabones maestros de dos piezas, son estándar.

Paso	260 mm (10,25")
Número de zapatas (a cada lado)	46
Tipo de zapata	Con rebajes, para servicio severo
Ancho de la zapata estándar	712 mm (28")
Longitud de la cadena sobre el suelo	3911 mm (154")
Superficie de contacto con el suelo con zapatas estándar	5,56 m ² (8624 pulg ²)
Altura de la garra, (desde la cara inferior de la zapata)	102 mm (4,0")

Datos para servicio



	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	1446	362
Sistema de enfriamiento	197	52
Sistemas de lubricación:		
Cárter del motor Diesel	79	21
Compartimientos de la transmisión, corona y embragues de dirección (incluye convertidor de par)	264	69,7
Sólo el tanque	180	47,5
Mandos finales (cada uno)	11	3
Cada bastidor de rodillos (incluye el compartimiento del eje pivote y del cojinete de retracción)	108	28,6
Sistema hidráulico de los implementos, cuatro válvulas	250	66
Tanque solamente	180	47,5

Peso (aproximado)



	Con entrecaja de 2692 mm (106")	Con entrecaja de 2896 mm (114")
De embarque, con lubr., refrig., 5% de comb., y cab. ROPS/FOPS	64.202 kg (141.538 lb)	64.849 kg (142.966 lb)
En orden de trabajo: incluye lubr., refrig., tanque comb. lleno, cont. hidr., Hoja 10U, desgarr. varios dientes, cab., ROPS/FOPS y el operador	86.622 kg (190.966 lb)	87.062 kg (191.936 lb)

Estructura ROPS



Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar para esta máquina conforman a los conceptos ROPS, según normas SAE J395 e ISO 3471. La cabina también conforma a los conceptos FOPS (Estructura de protección contra objetos que caen), según las normas SAE J231 e ISO 3449.



Controles hidráulicos

El sistema completo consta de: bomba, tanque con filtro, válvulas, tuberías, varillaje, y palancas de control. Las válvulas auxiliares hidráulicas facilitan las operaciones de los controles del desgarrador y de la hoja empujadora. Cuatro sistemas hidráulicos optativos, todos con válvulas externas, incluyen lo siguiente:

	kg	lb
Una válvula para la hoja 10C.	213	470
Dos válvulas para la hoja 10S ó 10U e inclinación.	249	550
Tres válvulas para la hoja 10C y desgarrador con inclinación hidráulica de los dientes	340	750
Cuatro válvulas para la hoja 10S ó 10U, inclinación y desgarrador con inclinación hidráulica de los dientes.	363	800

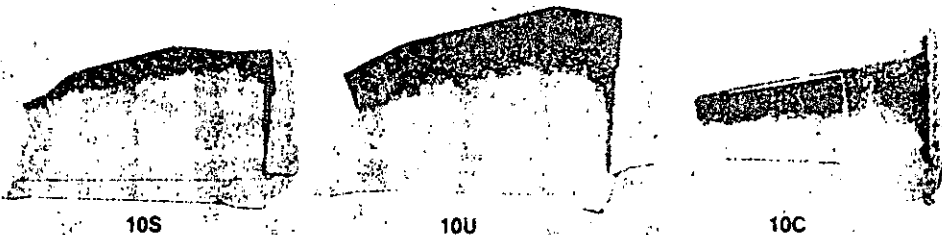
Bomba de engranajes:

Caudal a 6895 kPa (69 bar) (1000 lb/pulg ²)	579 litros/min (153 gal/min)
Flujo del cilindro de inclinación.	144 litros/min (38 gal/min)
RPM de la bomba a velocidad indicada del motor.	1800
Ajuste de la válvula de alivio,	
hoja empujadora	17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg ²)
Cilindro de inclinación	17 926 kPa (179 bar) (2600 lb/pulg ²)
Desgarrador	17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg ²)
Mando	Impulsada por el mando auxiliar

Posiciones de la válvula de control:

Hoja empujadora	Levantar, fija, bajar, libre
Desgarrador	Levantar, bajar, extender, retraer, fija
Cilindro de inclinación	Incl. a la der., fija, incl. a la izq.
Depósito:	
Montaje	Guardabarros (montaje con aislación de goma)
Capacidad del tanque.	176 litros (47 gal.)

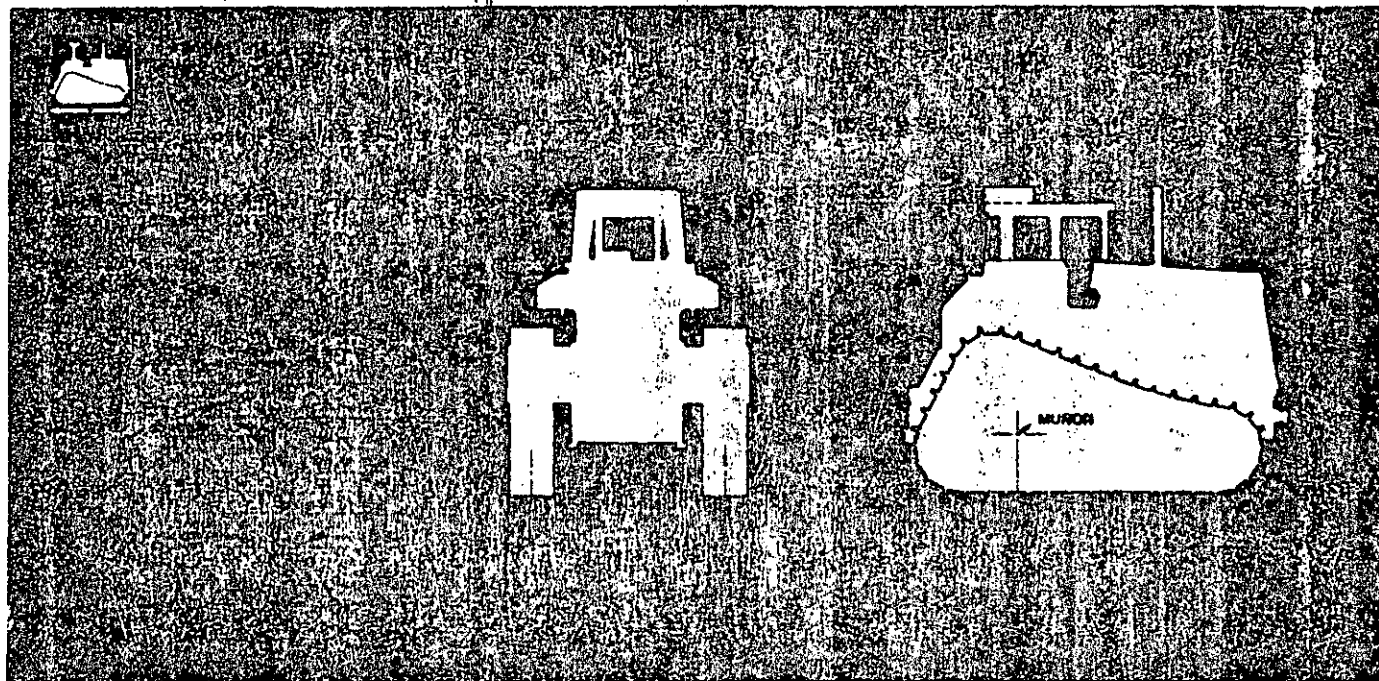
Hojas empujadoras diseñadas para trabajos severos de empuje, recuperación de tierras y carga y empuje de traillas. Cuchillas y cantoneras de acero DH-2, más duraderas. Más estabilidad por la conexión de tirante estabilizador que acerca la hoja al tractor. Cilindros de levantamiento montados en las esquinas superiores del protector del radiador para más ventaja mecánica. Una palanca controla los movimientos de la hoja, incluso la inclinación transversal.



Hojas empujadoras

	10S	10U	10C
Ancho	3396 mm (11'0")	3004 mm (9'8")	2810 mm (9'2")
Alto	2189 mm (7'2")	2237 mm (7'4")	1926 mm (6'3")
Alto de punta	886 mm (28")	711 mm (23")	1176 mm (38")
Alto de base	1488 mm (48")	1842 mm (60")	2052 mm (67")
Alto de punta a base	813 mm (27")	880 mm (29")	776 mm (25")
Peso	12 630 kg (27 849 lb)	12 960 kg (28 554 lb)	9600 kg (21 160 lb)
Peso con operador	79 050 kg (172 100 lb)	78 370 kg (172 806 lb)	74 920 kg (165 199 lb)

- *Ancho, incluyendo las cantoneras.
 - **No incluye controles hidráulicos, pero las hojas 10S y 10U incluyen cilindro de inclinación.
 - ***Incluye controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (10U, ó 10C), refrigerante, lubricantes, tanque de combustible lleno, cabina ROPS con FOPS, y el operador.
- La hoja 10C incluye un grupo de protección del cárter del motor compatible con el muñón de la hoja.





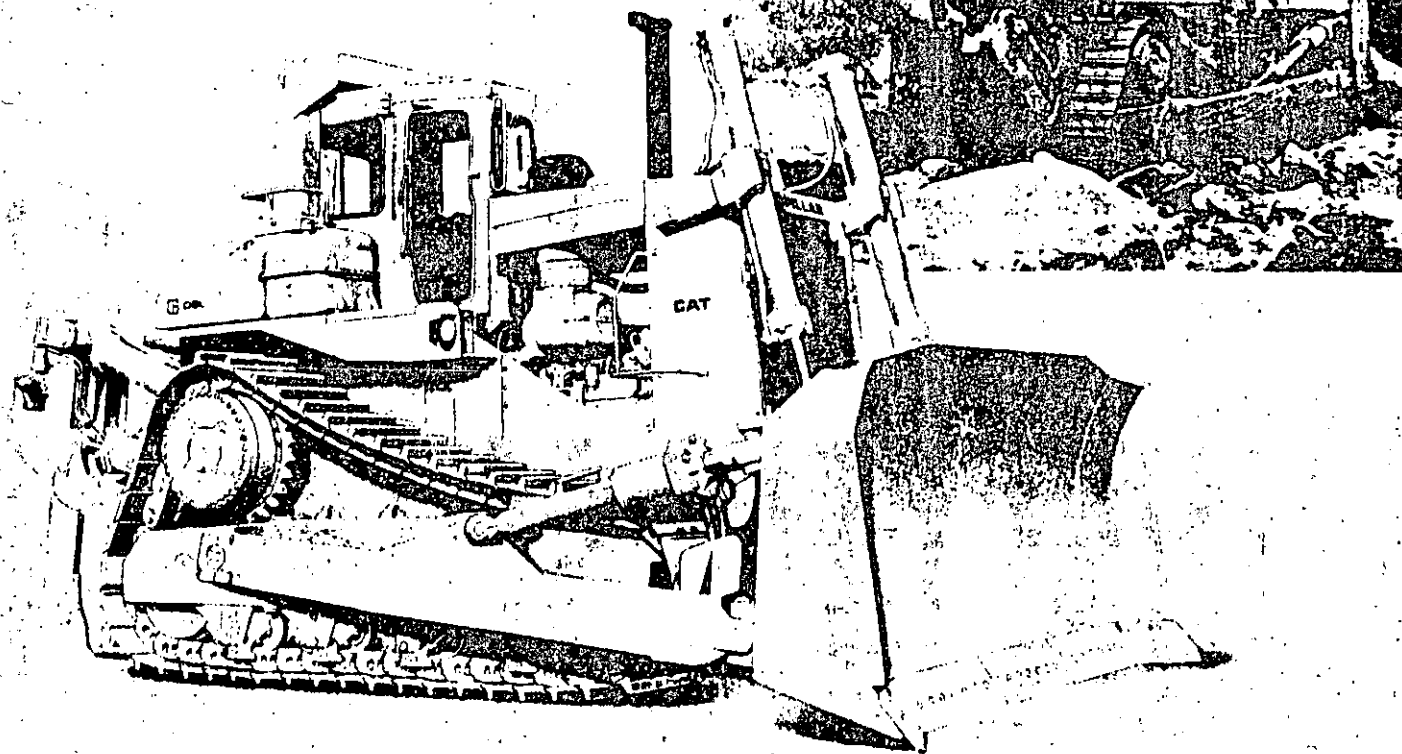
CATERPILLAR

Tractor de Cadenas

D9L

66

La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.



Características principales

- El Motor Diesel Caterpillar 3412 turboalimentado, desarrolla una potencia de 343 kW (460 hp) en el volante; con una reserva de par del 30%.
- El diseño con rueda motriz elevada pone los mandos finales fuera del alcance del barro, las piedras y el agua, eliminando los impactos de las cargas para prolongar así la vida útil del tren de fuerza.
- El tren de rodaje de bogies montados elásticamente proporciona menos cargas de impactos en los rodillos y bastidores, mejora la tracción de la máquina y la comodidad del operador. Las Cadenas Selladas y Lubricadas, los rodillos y ruedas guía de lubricación permanente, y el eslabón maestro de dos piezas, son estándar.
- El eje pivote y la barra compensadora asegurada con pasadores controlan la alineación y la oscilación de los bastidores de rodillos.
- El diseño modular de los componentes principales facilita las reparaciones, permite el intercambio de componentes y la prueba preliminar de los módulos antes de ser instalados.
- El tirante estabilizador de la hoja empujadora permite instalar la hoja más cerca de las cadenas para mejor control de los implementos y maniobrabilidad del tractor, con excelente equilibrio.
- El compartimiento del operador con aislación de goma tiene los controles de implementos y de la máquina montados en la consola a fácil alcance. El asiento, orientado, provee excelente visibilidad tanto hacia adelante como hacia atrás.
- El mantenimiento es sencillo, con menos puntos de engrase, y con ajustadores hidráulicos de cadenas, puntos de servicio agrupados para facilitar la atención técnica, y filtros enroscables de aceite y combustible.
- Servicios CAT PLUS, a cargo del distribuidor Caterpillar. Es el programa de apoyo técnico al cliente más completo en la industria.



Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1900 RPM . . . 343 kW (460 hp)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina, cuando funciona en un ambiente, según norma SAE, de temperatura de 29°C (85°F) y presión de 995 mbar (29,38" Hg), usando un combustible Diesel de 35 unidades API a temperatura de 15,6°C (60°F) y después de hacer las deducciones por los siguientes equipos: ventilador; filtro de aire; bombas de agua, aceite lubricante y combustible; alternador y silenciador. El motor mantiene la potencia indicada en el volante hasta una altitud de 2300 m (7500').

Motor Diesel Caterpillar 3412, turboalimentado, de 4 tiempos y 12 cilindros en "V" de 65°, con calibre de 137 mm (5,4"), carrera de 152 mm (6,0") y cilindrada de 27,0 litros (1649 pulg³).

Sistema de combustible Caterpillar de inyección directa, con válvulas y bombas de inyección individuales, libres de ajuste. Cojinetes del turboalimentador enfriados por agua para mayor duración. Lumbreras paralelas de los múltiples de admisión; con dos válvulas de admisión y dos de escape por cilindro. Válvulas revestidas de estelita, con asientos de dura aleación de acero y rotadores de válvulas.

Pistones de aleación de aluminio, de forma elíptica y perfil cónico, con tres anillos de perfil de cuña, enfriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio reforzados con acero por el dorso y muñones del cigüeñal totalmente endurecidos. Lubricación a presión con aceite filtrado en flujo total y enfriado. Filtro de aire, de tipo seco, con elemento primario y secundario.

Sistema de arranque eléctrico, directo de 24 voltios. Cuatro baterías de 12 voltios y 172 A-h.

El módulo del motor/divisor de par está montado con aislación de goma al bastidor principal para amortiguar las vibraciones y los ruidos del vehículo.



Transmisión

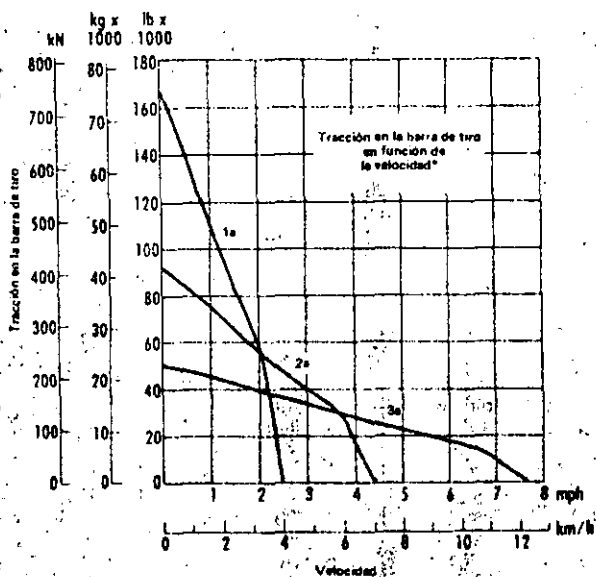
Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 432 mm (17") de diámetro y alta capacidad de par motor. El sistema de modulación especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga, sin restricciones.

Convertidor de par de una sola etapa con divisor del par de salida. Está conectado a la transmisión por doble junta universal, que proporciona una construcción unitaria para fácil servicio.

La transmisión modular se conecta con la caja de los engranajes de transferencia y de la corona, que a su vez conecta con la caja principal del tractor. Estos módulos se pueden cambiar aun con el desparador instalado.

Velocidades de marcha a rpm indicadas del motor:

Marchas	Velocidad de avance		Velocidad de marcha atrás	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1a	3,9	2,4	5,1	3,2
2a	7,2	4,5	9,0	5,6
3a	12,4	7,7	15,4	9,6



* La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.



Dirección y frenado

Embragues y frenos de dirección de varios discos, que se aplican mediante resortes y se desacoplan hidráulicamente. Se enfrían con aceite presionizado y no requieren ajustes. Se puede atender cada conjunto como una sola unidad.

Las palancas combinan el desacoplamiento del embrague principal y el frenado en un solo control para cada cadena. Se tira ligeramente de la palanca para desacoplar los embragues de dirección, y al máximo hacia atrás, para frenar la cadena.

Un solo pedal aplica los frenos en ambas cadenas simultáneamente para detener la máquina en paradas de emergencia o normales. El freno de estacionamiento se aplica con la palanca de traba de la transmisión. En caso de pérdida de presión en el sistema y que sea necesario remolcar la máquina, el operador puede desacoplar los frenos desde el asiento con una herramienta optativa de servicio que se activa eléctricamente desde el receptáculo de arranque auxiliar.



Mandos finales

Mandos finales planetarios, engranajes de doble reducción y dientes alineados de paso grueso y perfil convexo, lubricados por salpicadura de aceite y protegidos con sellos de anillos flotantes Duo-Cone. Aros de ruedas motrices divididos en tres segmentos de 120° cada uno, empernables y reemplazables.

Bastidor de rodillos



De diseño tubular, que resiste los esfuerzos torsionales y de flexión. Los rodillos y ruedas guía de lubricación permanentemente están montados elásticamente en el bastidor de rodillos por una serie de bogies. Los bogies oscilan en conexiones de cartucho y pasador selladas y lubricadas. La oscilación de los bogies se controla con cojines elásticos.

Los bastidores de rodillos oscilantes están unidos al tractor por un eje pivote y una barra compensadora asegurada con pasadores. Los grandes bujes pivotes funcionan en un depósito de aceite.

La oscilación de la barra compensadora está restringida por cojines de goma. La conexión de la montura es un buje de baja fricción que no necesita mantenimiento. El mecanismo de retracción está completamente sellado y lubricado.

Número de rodillos (a cada lado) 8



Cadenas Selladas y Lubricadas

En las Cadenas Selladas y Lubricadas los pasadores están rodeados de lubricante a fin de eliminar el desgaste interno de los bujes como consideración de mantenimiento crítica. Se evitan las fugas de lubricante mediante una disposición de selladura que consiste en un sello de poliuretano, un anillo expansor de goma y un anillo de empuje. Cada pasador de cadena tiene un depósito de aceite. Esto extiende los intervalos de conservación y la vida útil del tren de rodaje y reduce los costos. Los ajustadores hidráulicos, guardaguías de cadenas, y los eslabones maestros de dos piezas, son estándar.

- Paso 229 mm (9")
- Número de zapatas (a cada lado) 47
- Tipo de zapata Para servicio severo
- Ancho de la zapata estándar 610 mm (24")
- Longitud de la cadena sobre el suelo 3,556 m (1140")
- Superficie de contacto con el suelo con zapatas estándar 4,336 m² (6,720 pulg²)
- Altura de la garra, (desde la cara inferior de la zapata) 93 mm (3,66")



Datos para servicio

	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	965	255
Sistema de enfriamiento	129	34
Sistemas de lubricación:		
Cárter del motor Diesel	57	15
Compartimientos de la transmisión, corona y embragues de dirección (incluye convertidor de par)	178	47
Mandos finales (cada uno)	19	5
Cada bastidor de rodillos (incluye el compartimiento del eje pivote y del cojinete de retracción)	138	36,5
Sistema hidráulico de los implementos	83	22
Tanque solamente		



Peso (aproximado)

- De embarque, incluye lubricantes, refrigerante, 10% de combustible y ROPS con techo FOPS 41 098 kg (90.605 lb)
- ROPS con cabina FOPS 41 525 kg (91.545 lb)

En orden de trabajo: incluye lubricantes, refrigerante, tanque de combustible lleno, controles hidráulicos, Hoja 9S, cadenas para servicio severo con zapatas de 610 mm (24"), techo ROPS - FOPS y el operador 50 762 kg (111.910 lb)



Estructura ROPS

(El techo ROPS - FOPS es estándar en E.U.A. solamente) Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar para esta máquina conforman a los conceptos ROPS, según las normas SAE J395 e ISO 3471. El techo y la cabina también conforman a los conceptos FOPS (Estructura de Protección contra la Caída de Objetos), según las normas SAE J231 e ISO 3449.



Controles hidráulicos

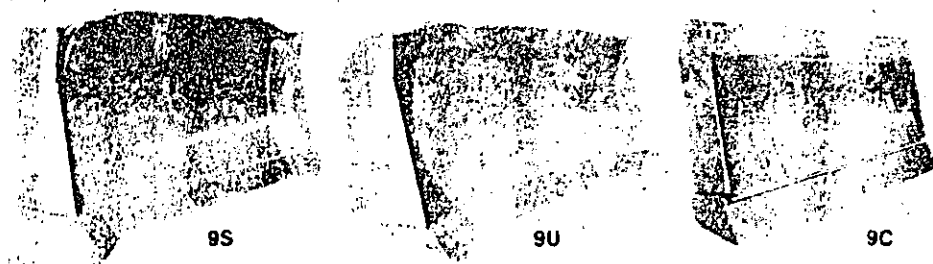
El sistema completo consta de bomba, tanque con filtro, válvulas, tuberías, varillaje, enfriador de aceite y palancas de control. Válvulas auxiliares hidráulicas facilitan las operaciones de control del desgarrador y de la hoja empujadora. Cuatro sistemas hidráulicos optativos, todos con válvulas externas, incluyen lo siguiente:

- Bomba, de paletas, impulsada por el mando auxiliar:
 - Caudal a 6895 kPa (60 bar) (1000 lb/pulg²) 390 litros/min (103 gal/min)
 - Flujo del cilindro de inclinación 117 litros/min (31 gal/min)
 - RPM de la bomba a velocidad indicada del motor 1800
- Ajuste de la válvula de alivio,
 - hoja empujadora 16 547 kPa (165 bar) (2400 lb/pulg²)
 - Cilindro de inclinación 17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg²)
 - Desgarrador 16 547 kPa (165 bar) (2400 lb/pulg²)

	kg	lb
Una válvula, para la hoja 9C	454	1000
Dos válvulas, para la hoja 9S ó 9U e inclinación	490	1080
Tres válvulas, para la hoja 9C y desgarrador con inclinación hidráulica de los dientes	558	1230
Cuatro válvulas, para la hoja 9S ó 9U, inclinación y desgarrador con inclinación hidráulica de los dientes	581	1280

- Posiciones de la válvula de control:**
- Hoja empujadora Levantar, fija, bajar, libre
 - Desgarrador Levantar, bajar, extender, retraer, fija
 - Cilindro de inclinación Incl. a la der, fija, incl. a la izq.
- Depósito:**
- Montaje Guarrítarros (montaje con aislación de goma)
 - Capacidad del tanque 83 litros (22 gal.)

Las hojas empujadoras del D9 están diseñadas para trabajos severos de empuje con la hoja, recuperación de tierras y carga y empuje de traíllas. Las cuchillas y cantoneras son de acero DH-2 para más durabilidad. La conexión mediante tirante estabilizador acerca la hoja a las cadenas para mejor equilibrio y control. Los cilindros de levantamiento de la hoja se montan en las esquinas superiores del protector del radiador para mejor visibilidad y más ventaja mecánica. Una sola palanca controla todos los movimientos de la hoja, incluso la inclinación transversal.



Hojas empujadoras

Hoja	Capacidad según SAE (D225)	Ancho total* (tracción en hoja empujadora)	Altura	Profundidad de corte	Despeje sobre el suelo	Inclinación transversal máxima	Peso**	Peso total en tractor con hoja empujadora
9S	15 (119 gal)	4 541 mm (14 901")	1 985 mm (78")	823 mm (32 4")	3 432 mm (135 1")	1 163 mm (45 8")	8 324 kg (18 350 lb)	51 189 kg (112 850 lb)
9U	15 (119 gal)	4 541 mm (14 901")	1 988 mm (78")	823 mm (32 4")	3 432 mm (135 1")	1 267 mm (49 5")	8 823 kg (19 450 lb)	51 688 kg (113 950 lb)
9C	22 (167 gal)	3 378 mm (10 754")	2 507 mm (98 3")	1 238 mm (48 7")	900 mm (35 4")	1 163 mm (45 8")	6 396 kg (14 100 lb)	49 025 kg (108 020 lb)

- *Ancho, incluyendo las cantoneras.
- **No incluye controles hidráulicos, pero las hojas 9S y 9U incluyen cilindro de inclinación.
- ***Incluye controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (9U, 9S ó 9C), refrigerante, lubricantes, tanque de combustible lleno, cabinas ROPS con FOPS, el operador, y cadenas de servicio severo con zapatas de 610 mm (24"). La hoja 9C incluye un grupo de protección del cárter del motor compatible con el muñón de la hoja.

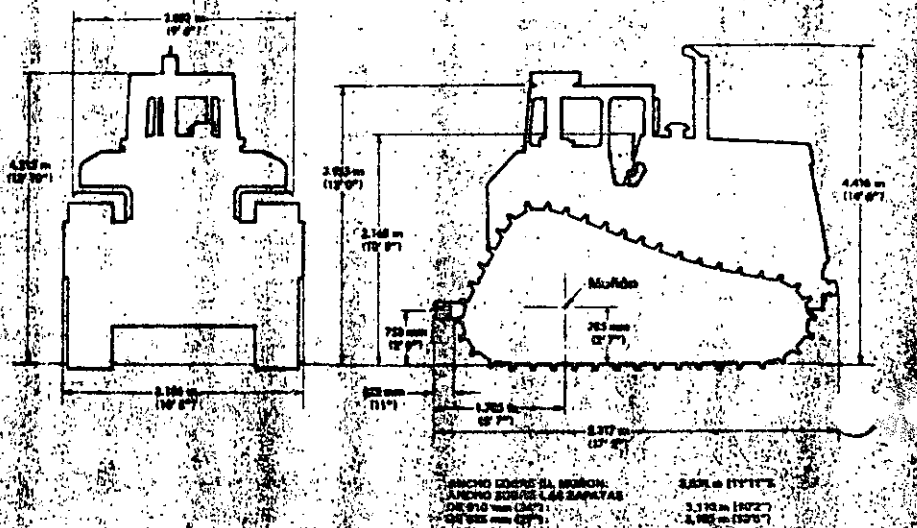


Dimensiones (aproximadas)

Despeje sobre el suelo, desde la cara inferior de las zapatas, según SAE J894 610 mm (24")

CON ESTOS ACCESORIOS, ARAÑAR A LA LONGITUD BÁSICA DEL TRACTOR DE 6,51 m (21 34")

DESCARRADOR DE UN DIENTE	2 700 mm (88 6")
DESCARRADOR DE VARIOS DIENTES	2 007 mm (65 9")
1413A S	1 078 mm (35 4")
1413A U	1 069 mm (35 1")
1413A C	1 200 mm (39 4")
DESCARRADOR EMPUJADOR AMPLIFICADO	8 360 mm (27 4")



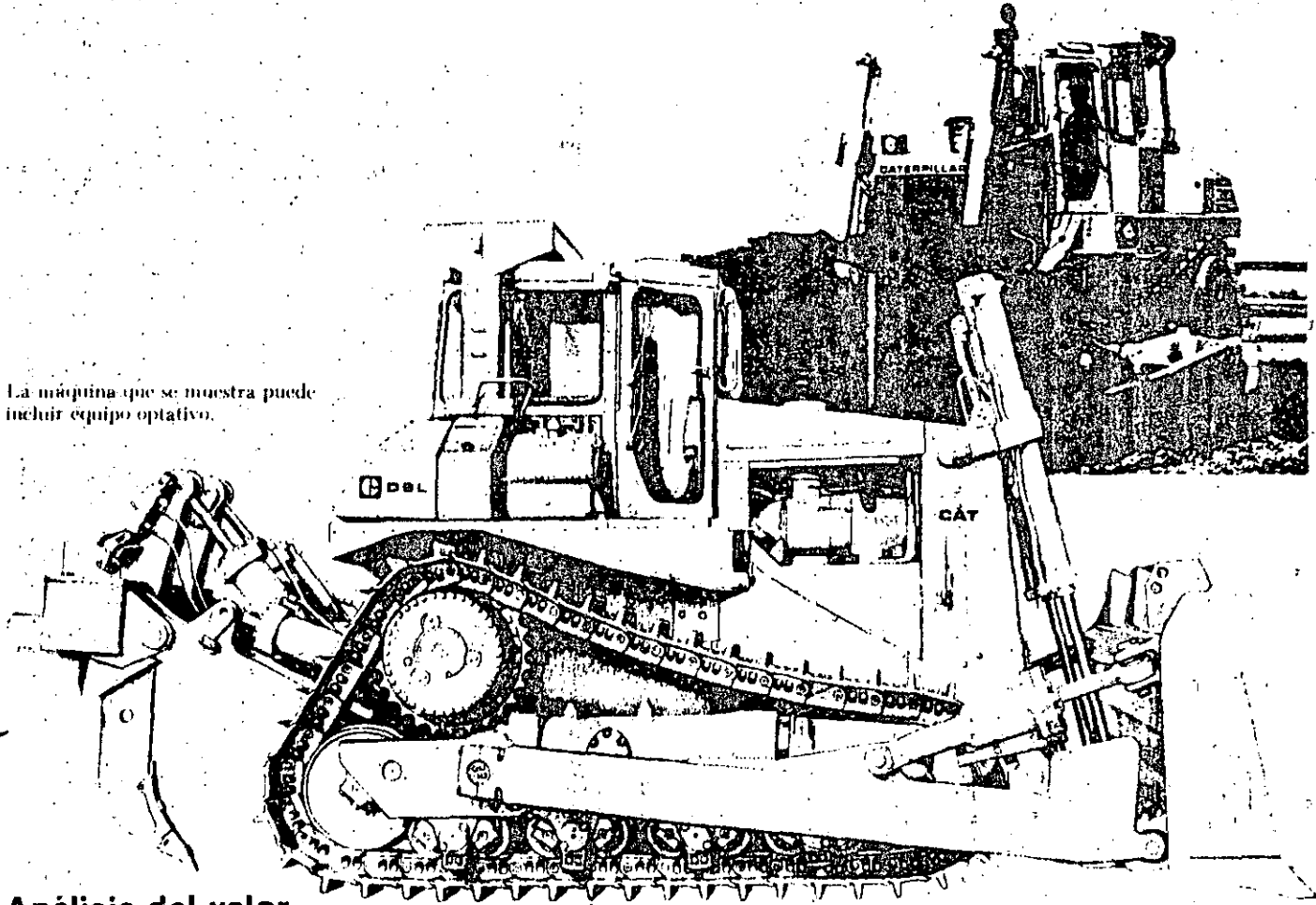


CATERPILLAR

Tractor de Cadenas D8L

69

La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.



Análisis del valor

- El Motor Diesel Caterpillar 3408 turboalimentado desarrolla una potencia de 250 kW (335 hp) en el volante, con una reserva de par del 25%.
- El diseño con rueda motriz elevada pone los mandos finales fuera del alcance del barro, las piedras y el agua, eliminando los impactos de las cargas para prolongar así la vida útil del tren de fuerza.
- El tren de rodaje de bogies montados elásticamente reduce las cargas de impactos en rodillos y bastidores; mejora la tracción de la máquina y la comodidad del operador. Las Cadenas Selladas y Lubricadas, los rodillos y ruedas guías de lubricación permanente y el eslabón maestro de dos piezas son estándar.
- El eje pivote y la barra compensadora, asegurada con pasadores controlan la alineación y la oscilación de los bastidores de rodillos.
- El diseño modular de los componentes principales facilita las reparaciones y permite el intercambio de componentes y la prueba de los módulos antes de ser instalados.
- El tirante estabilizador de la hoja empujadora acerca la hoja a las cadenas logrando mejor control de los implementos y maniobrabilidad del tractor, con excelente equilibrio.
- El compartimiento del operador con aislación de goma tiene los controles de implementos y de la máquina montados en la consola a un alcance. El asiento, orientado en ángulo, contribuye a la visibilidad hacia adelante y hacia atrás.
- El mantenimiento es sencillo, con menos puntos de engrase, y con ajustadores hidráulicos de cadenas, puntos de servicio agrupados, y filtros enroscables de aceite y combustible.
- Servicios CAT PLUS, a cargo del Distribuidor Caterpillar. Es el programa de apoyo técnico al cliente más completo en la industria.



Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1900 RPM : 250 kW (335 hp)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina, cuando funciona en un ambiente, según norma SAE, de temperatura de 29°C (85°F) y presión de 99,2 kPa (29,35" Hg), usando un combustible diesel de 35 unidades API a temperatura de 15,6°C (60°F) y después de hacer las deducciones por los siguientes equipos: ventilador; filtro de aire; bombas de agua, aceite lubricante y combustible; alternador y silenciador. No se debe reducir la potencia indicada hasta una altitud de 2300 m (7500').

Motor Diesel Caterpillar 3408, turboalimentado; de 4 tiempos y 8 cilindros en V, de 65°, con calibre de 137 mm (5,4"), carrera de 152 mm (6,0") y cilindrada de 18,0 litros (1099 pulg³).

Sistema de combustible Caterpillar de inyección directa, con válvulas y bombas de inyección individuales, libres de ajuste; Cojinetes del turboalimentador, enriados por agua para mayor duración. Lumbreras paralelas de los múltiples de admisión, con dos válvulas de admisión y dos de escape por cilindro. Válvulas revestidas de estelita, con asientos de dura aleación de acero y rotadores de válvulas.

Pistones de aleación de aluminio, de forma elíptica y perfil cónico, con tres anillos de perfil de encaje, enriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio reforzados con acero por el dorso y muñones del cigüeñal enteramente endurecidos. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado y enfriado. Filtro de aire con elemento primario y secundario.

Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios. Alternador de 35 A. Dos baterías de 12 voltios y 172 A.h.

El módulo del motor/divisor de par está montado con aislación de goma al bastidor principal para amortiguar las vibraciones y los ruidos.

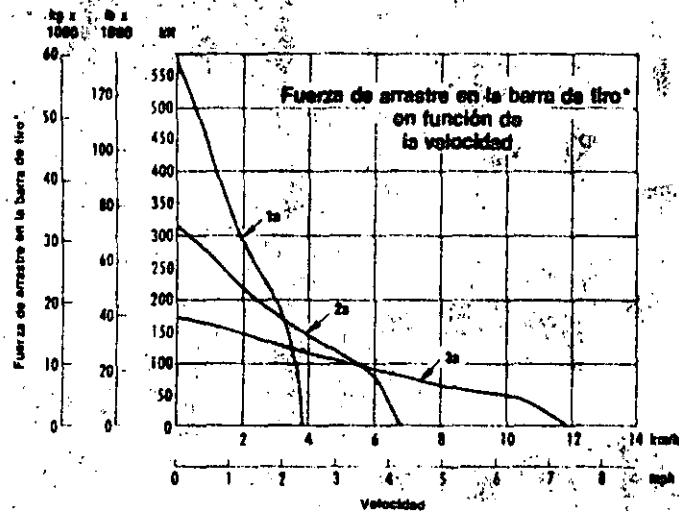


Transmisión

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 432 mm (17") de diámetro y alta capacidad de par motor. El sistema de modulación especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga sin restricciones. Convertidor de par de una sola etapa con divisor del par de salida. Está conectado a la transmisión por doble junta universal y forma así una unidad, lo que facilita su atención. La transmisión modular se conecta con la caja de los engranajes de transferencia y de la corona, que a su vez se conecta con la caja principal del tractor. Este módulo se cambia aún con desgarrador instalado.

Velocidades de marcha a las RPM indicadas del motor:

Marchas	Velocidad de avance		Velocidad de marcha atrás	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1a	3,9	2,4	4,8	3,0
2a	6,8	4,2	8,4	5,2
3a	11,9	7,4	14,9	9,2



*La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.



Dirección y frenado

Embragues y frenos de dirección de varios discos, que se aplican mediante resortes y se desacoplan hidráulicamente. Se enfrían con aceite presionizado y no requieren ajustes. Se puede atender cada conjunto como unidad sola.

Las palancas combinan el desacoplamiento del embrague principal y el frenado en un solo control para cada cadena. Se tira de la palanca un poco para desacoplar los embragues de dirección, y al máximo, para frenar la cadena.

Un solo pedal aplica los frenos en ambas cadenas simultáneamente para detener la máquina en paradas de servicio o de emergencia. El freno de estacionamiento se aplica con la palanca de traba de la transmisión. En caso de pérdida de presión en el sistema, cuando sea necesario remolcar la máquina, se pueden desacoplar los frenos desde el asiento con una bomba auxiliar.



Mandos finales

De diseño tubular, que resiste los esfuerzos torsionales y dientes alineados de paso grueso y perfil convexo; lubricados por salpicadura de aceite y protegidos con sellos de anillos flotantes Duo-Cone. Ruedas motrices con aros en tres segmentos empunables y reemplazables.

Bastidor de rodillos



De diseño tubular, que resiste los esfuerzos torsionales y de flexión. Los rodillos y ruedas guías de lubricación permanente están montados en el bastidor de rodillos por una serie de bogies. Los bogies oscilan en conexiones de caucho y pasador selladas y lubricadas. La oscilación de los bogies se controla con cojines elásticos. Los bastidores de rodillos oscilantes están unidos al tractor por un eje pivote y una barra compensadora asegurada con pasadores. Los grandes bujes pivotes funcionan en un depósito de aceite. La oscilación de la barra compensadora está restringida por cojines de goma. La conexión de la montura es un buje de baja fricción que no necesita mantenimiento. El mecanismo de retracción está completamente sellado y lubricado. Número de rodillos (a cada lado) 8



Cadenas Selladas y Lubricadas

En las Cadenas Selladas y Lubricadas los pasadores están rodeados de lubricante a fin de eliminar el desgaste interno de los bujes como consideración de mantenimiento crítica. Se evitan las fugas de lubricante mediante una disposición de selladura que consiste en un sello de poliuretano, un anillo expensor de goma y un anillo de empuje. Cada pasador de cadena tiene un depósito de aceite. Esto extiende la vida útil del tren de rodaje y reduce costos. Los ajustadores hidráulicos, guías de cadena y eslabones maestros de dos piezas son estándar. Paso 216 mm (8,5")
 Número de zapatas (a cada lado) 45
 Ancho de la zapata estándar 560 mm (22")
 Longitud de la cadena sobre el suelo 3.213 m (10'6,5")
 Superficie de contacto con el suelo con zapatas estándar 3.590 m² (5565 pulg²)
 Altura de la garra, (desde la cara inferior de la zapata) 78 mm (3,1")



Datos para servicio

	Litros	(Gal. E.U.A.)
Tanque de combustible	753	199
Sistema de enfriamiento	100	26,5
Sistemas de lubricación:		
Cárter del motor diésel	47	12,5
Compartimientos de la transmisión, corona y embragues de dirección (incluye convertidor de par)	167	44
Mandos finales (cada uno)	23	6
Bastidor de rodillos:		
Compartimiento del resorte tensor (cada uno)	30	8
Compartimiento del eje pivote	13	3,5
Sistema hidráulico de los implementos		
Tanque solamente	72	19



Peso (aproximado)

De embarque, con lubricantes, refrigerante, 10% de combustible y techo FOPS-ROPS 30 493 kg (67 226 lb)
 Techo FOPS-ROPS 586 kg (1291 lb)
 ROPS con cabina FOPS 978 kg (2156 lb)

En orden de trabajo, con lubricantes, refrigerante, tanque de combustible lleno, controles hidráulicos, Hoja 8S, cadenas con zapatas de 560 mm (22"), techo ROPS-FOPS y el operador 37 305 kg (82 243 lb)



Estructura ROPS

(El techo ROPS-FOPS es estándar en E.U.A. solamente.) Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar para esta máquina conforman a los conceptos ROPS, según las normas SAE J305, ISO 3471 y SAE 1040C. El techo y la cabina también conforman a los conceptos FOPS (Estructura de Protección contra la Caída de Objetos), según las normas SAE J231 e ISO 3449.

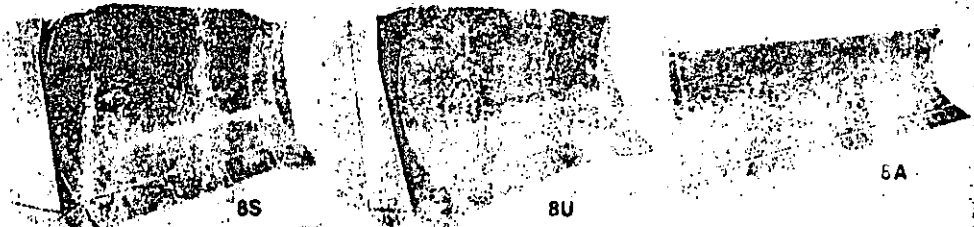


Controles hidráulicos

El sistema completo consta de bomba, tanque con filtro, válvulas, toberas, varillaje, enfriador de aceite y palancas de control. Válvulas mixilares hidráulicas facilitan las operaciones de control del desgarrador y de la hoja empujadora. Cuatro sistemas hidráulicos operativos, todos con válvulas externas, incluyen lo siguiente:

	kg	lb
Una válvula adicional, para la hoja SA	485	1070
Dos válvulas, para la hoja 8S u 8U e inclinación	534	1177
Tres válvulas, para las hojas SA, 8S u 8U y desgarrador con inclinación hidráulica de los dientes	643	1418
Cuatro válvulas, para la hoja 8S u 8U, inclinación y desgarrador con inclin. hidráulica de los dientes	691	1524
Dos válvulas, para la hoja 8A y desgarrador	534	1177
Tres válvulas, para la hoja 8S u 8U, inclinación y desgarrador	643	1418

Las hojas empujadoras del D8 están diseñadas para trabajos duros de empuje con la hoja, recuperación de tierras y carga y empuje de traillas. Las cuchillas y cantoneras son de acero DH-2 para más durabilidad. La conexión mediante tirante estabilizador acerca la hoja a las cadenas para mejor equilibrio y control. Los cilindros de levantamiento de la hoja se montan en las esquinas superiores del protector del radiador, para aumentar visibilidad y eficiencia mecánica. Una sola palanca controla todos los movimientos de la hoja, incluso la inclinación transversal.



Hojas empujadoras

Hoja	Capacidad según SAE J1265	Ancho total* (tractor con hoja empujadora)	Altura	Profundidad de excav.	Despejo sobre el suelo	Inclinación transversal máxima	Peso**	Peso total En orden de trabajo*** (tractor con hoja empujadora)
8A	6,6 m ³ (8,6 yd ³)	4,851 m (15'11")	1,295 m (4'3")	833 mm (33")	1,219 m (48")	864 mm (34")	5942 kg (13 090 lb)	37 710 kg (83 134 lb)
8S	10,7 m ³ (14 yd ³)	4,172 m (13'8")	1,765 m (5'9,5")	614 mm (24")	1,288 m (51")	850 mm (33,5")	5537 kg (12 199 lb)	37 505 kg (82 243 lb)
8U	13,5 m ³ (17,7 yd ³)	4,503 m (14'9")	1,765 m (5'9,5")	614 mm (24")	1,288 m (51")	917 mm (36")	6112 kg (13 464 lb)	37 879 kg (83 508 lb)

*Incluyendo las cantoneras.

**No incluye controles hidráulicos, pero las hojas 8S y 8U incluyen cilindro de inclinación.

***Incluye controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (8U, 8S), refrigerante, lubricantes, tanque de combustible lleno, techo ROPS, FOPS, el operador y cadenas con zapatas de 560 mm (22").

†Con la hoja 8A, la inclinación hidráulica es un accesorio.



Dimensiones

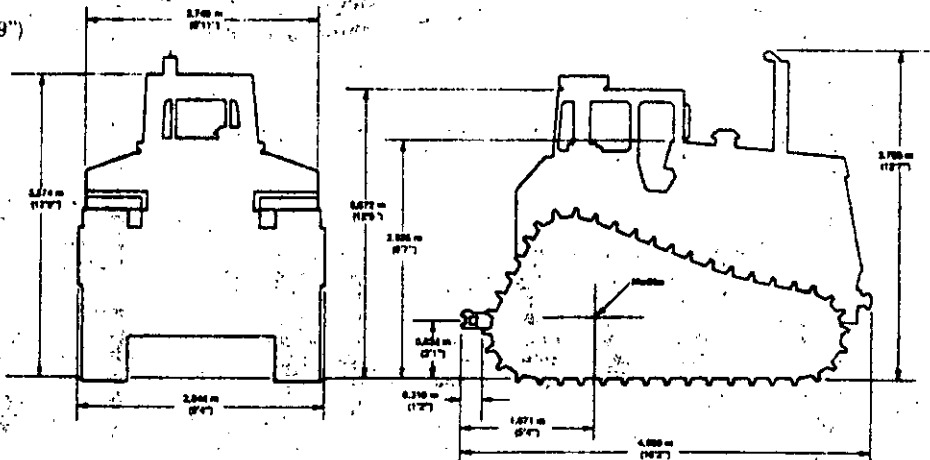
(aproximadas)

Despejo sobre el suelo, desde la cara inferior de las zapatas, según SAE J1234 485 mm (19,09")

CON ESTOS ACCESORIOS, ANADARE A LA LONGITUD BASICA DEL TRACTOR DE 4,980 m (16'2"):

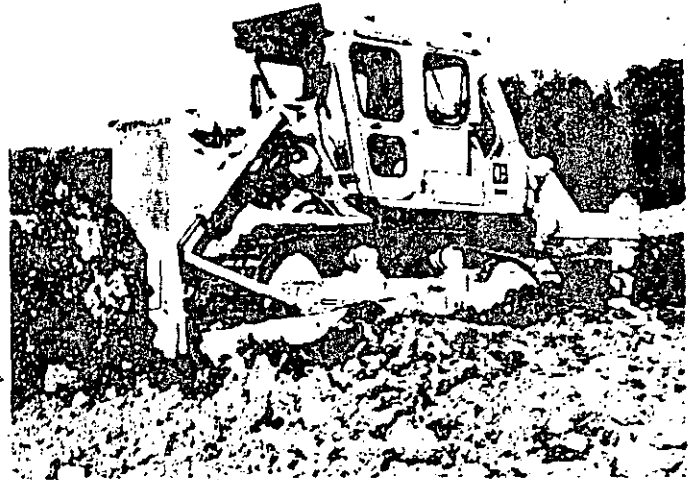
DESCARRADOR DE UN DIENTE	1,524 m (5')
DESCARRADOR DE VARIOS DIENTES	1,110 m (3'6")
HOJA S	1,277 m (4'2")
HOJA-U	1,631 m (5'4")
HOJA-A	1,591 m (5'3")

ANCHO SOBRE EL MUÑO: 3,080 m (10'1")
 ANCHO SOBRE LAS ZAPATAS DE 0,560 m (22") 2,789 m (9'0")
 DE 0,710 m (28") 2,913 m (9'7")
 ENTREPIA: 2,289 m (86'6")

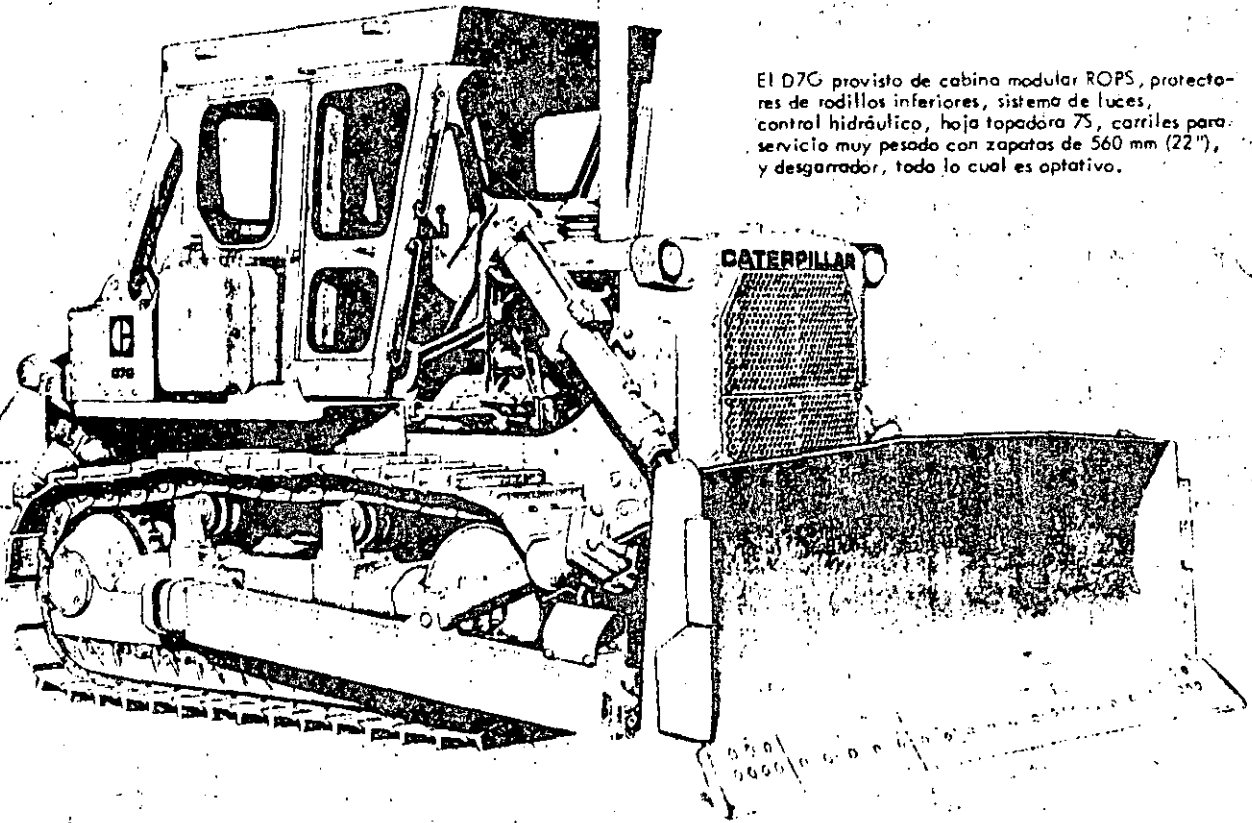


**características principales**

- **MOTOR DIESEL 3306 CATERPILLAR TURBOALIMENTADO** con cilindrado de 10,5 litros (638 pulg³).
- **CARRILES SELLADOS Y LUBRICADOS.** Se consigue gran reducción en el desgaste por fricción entre los pasadores y bujes, lo cual disminuye los costos del tren de rodaje.
- **CABINA MODULAR OPTATIVA CATERPILLAR.** Se sujeta a todas las normas que tiene al presente la OSHA (E.U.A.) sobre la protección del operador en caso de vuelco. Es una unidad completa e independiente que se puede hacer inclinar hacia atrás para facilitar el servicio.
- **DIRECCION TOTAL MEDIANTE UNA PALANCA.** Con un solo control, se desconecta el embrague y se frena.
- **CONTROLES HIDRAULICOS AUXILIARES.** Reducen el esfuerzo en el uso de las palancas del desgarrador y para inclinar la hoja topadora.
- **DE SIMPLE CONSERVACION** gracias a los ajustadores hidráulicos de carriles, que son estándar, al sistema de combustible libre de ajustes, y a los filtros del motor, provistos de rosca.
- **CAT PLUS** a cargo de los distribuidores Caterpillar. Constituye el sistema de respaldo de productos más extenso y completo en la industria.



El D7G provisto de cabina modular ROPS, protectores de rodillos inferiores, sistema de luces, control hidráulico, hoja topadora 75, carriles para servicio muy pesado con zapatas de 560 mm (22"), y desgarrador, todo lo cual es optativo.

**motor Caterpillar**

Potencia neta en el volante a 2000 RPM ... 200 hp (149 kW)

Es la potencia neta en el volante del motor del vehículo cuando funciona en las condiciones S.A.E. de temperatura y presión atmosférica, o sea a 29° C (85° F), y 746 mm (29,38") Hg (0,995 bar), utilizando Fuel Oil de 35 unidades A.P.I. El equipo instalado en el motor incluye ventilador soplador, filtro de aire, silenciador, protector para la lluvia, bomba de agua, de lubricante y de combustible, y alternador. El motor mantiene su potencia especificada en el volante hasta una altitud de 2300 m (7500').

Motor diesel Caterpillar, Modelo 3306, de cuatro tiempos y seis cilindros, con diámetro de 121 mm (4,75") y carrera de 152 mm (6"). Su cilindrado es de 10,5 litros (638 pulg³).

Turboalimentado. Bombas individuales de inyección de combustible que no requieren ajustes, y válvulas de inyección que no se obstruyen. Las válvulas están revestidas de estelita, los asientos son de duro acero de aleación, y hay rotadores de válvulas.

Los pistones son de aluminio de aleación, y tienen tres anillos. Se caracterizan por su leve conicidad y sección ligeramente elíptica. Los cojinetes son de aluminio reforzado con acero por el dorso, y los muñones de los cigüeñales se endurecen por "Hi-Electro". Se lubrica a presión, y el aceite es filtrado en flujo continuo. El filtro de aire es seco, con un elemento primario y otro de seguridad.

Opción de dos sistemas de arranque eléctrico directo de 24 voltios: estándar y para bajas temperaturas. Ambos incluyen bujías incandescentes para precalentar las cámaras de precombustión.

Tractor de Carriles D7G



transmisión

SERVOTRANSMISIÓN:

De diseño planetario con embragues en aceite de alta capacidad de par motor y diámetro de 381 mm (15"). Gracias a un sistema de válvulas, se pueden hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga. El convertidor de par motor es de una etapa, con divisor de par, que combina suavidad y economía. Está conectado a la transmisión por doble unión universal, para montaje y desmontaje en unidades independientes.

	Velocidades de Avance		Velocidades de Retroceso	
	km/h	(MPH)	km/h	(MPH)
1a	0-3,7	(2,3)	0-4,5	(2,8)
2a	0-6,4	(4,0)	0-7,9	(4,9)
3a	0-10,0	(6,2)	0-11,9	(7,4)



sistema de la dirección

Embragues de disco múltiple, engrasados con aceite y de acción hidráulica, que no requieren ajustes. Frenos de banda tensora engrasados con aceite, que se operan mediante palancas y/o pedal, reforzados hidráulicamente para fácil empleo. Freno mecánico de estacionamiento. Conjuntos de embrague y freno que pueden atenderse como unidades separadas.



mandos finales

Los engranajes de los mandos finales son de doble reducción y tienen dientes de perfil cóncavo. Los sellos son de anillos flotantes Duo-Cone. El aro de las ruedas dentadas se divide en segmentos reemplazables que se fijan con pernos.



bastidor de rodillos inferiores

Construcción de sección en coja reforzada. Los rodillos superiores son de montaje exterior. Los rodillos y ruedas tensoras son de Lubricación Permanente. Ruedas tensoras ajustables para dos posiciones. Gracias al uso de una barra estabilizadora libre, de tipo de balanceo, cada bastidor de rodillos oscila.

Número de rodillos a cada lado	5
Oscilación en el punto de las ruedas tensoras	406 mm (16")



Carriles Sellados y Lubricados

En los Carriles Sellados y Lubricados, cada pasador está debidamente lubricado a fin de reducir en gran parte el desgaste entre los pasadores y bujes. Se retiene el lubricante mediante un sistema sellador que consta de un sello de poliuretano, un anillo expansor de caucho, y un anillo de empuje. El lubricante adicional se halla en un depósito perforado en cada pasador. Debido a este sistema, se aumentan los intervalos de servicio en el tren de rodaje, y se reducen los costos. Los ajustadores hidráulicos de carriles son estándar, y también el eslabón maestro de dos piezas.

Número de zapatas a cada lado	38
Longitud de las zapatas estándar	510 mm (20")
Longitud de cada carril sobre el suelo	2720 mm (107")
Área de contacto de los carriles sobre el suelo con zapatas estándar	2,76 m ² (4270 pulg ²)
Altura de las garras desde la cara inferior de las zapatas	71 mm (2,8")



datos para servicio

	litros	(Gal de E. U. A.)
Tanque de combustible	435	(115)
Sistema de enfriamiento	45	(12)
Sistemas de lubricación:		
Cárter del motor diesel	27	(7,25)
Compartimientos de la servotransmisión, corona, y embragues de dirección (incluye el convertidor de par)	70	(18,5)
Compartimientos de la transmisión directa, embrague principal, embragues de dirección y corona	61	(16)
Cada mando final	34	(9)



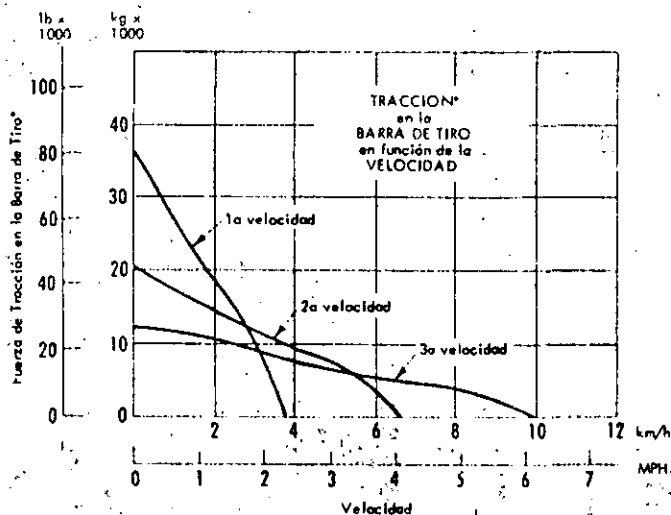
peso aproximado

Peso de embarque (incluye lubricantes, refrigerante y 10% de combustible):		
Con servotransmisión	15 250 kg (33 600 lb)	
Con transmisión directa	15 100 kg (33 300 lb)	
Peso de embarque (incluye lo anterior y techo ROPS):		
Con servotransmisión	16 000 kg (35 200 lb)	
Con transmisión directa	15 800 kg (34 900 lb)	
De operación (incluye lubricantes, refrigerante, el tanque lleno de combustible, control hidráulico, hoja topadora 7S, techo ROPS y el operador):		
Con servotransmisión	20 100 kg (44 300 lb)	
Con transmisión directa	19 950 kg (44 000 lb)	



R.O.P.S.

(Cabinas y techos optativos con protecciones R.O.P.S.)
La cabina y el techo con protecciones ROPS, que ofrece Caterpillar para esta máquina, se cifre a los conceptos ROPS, según las normas J395 y J1040a de la S. A. E., y 3471 de la I. S. O. También se sujetan a los conceptos FOPS (Protecciones para la Caída de Objetos), según se indica en la J231 de la S. A. E. y 3449 de la I. S. O.



*Depende de las condiciones del suelo y del peso del tractor equipado.

TRANSMISIÓN DIRECTA:

Engranajes helicoidales de engrane constante, y palanca para cambio rápido de sentido de marcha. La lubricación es a presión, con aceite filtrado y engrasado. Construida en unidades fácilmente desmontables. El embrague principal tiene tres discos con revestimiento metálico de acoplamiento de tipo de leva. Los discos se lubrican y enfrían con aceite que circula a presión. Está conectado a la transmisión mediante doble unión universal.

Velocidades de la Transmisión Directa y Tracción en la Barra de Tiro:

Transmisión Estándar

	Avance		Retroceso		Tracción en la Barra de Tiro*	
	km/h (MPH)	(MPH)	km/h (MPH)	(MPH)	Indicadas kg (lb)	Máximo bajo carga kg (lb)
1a	2,6 (1,6)	3,1 (1,9)	17 700 (39 000)	21 550 (47 500)		
2a	3,7 (2,3)	4,3 (2,7)	11 750 (25 900)	14 400 (31 700)		
3a	5,3 (3,3)	6,3 (3,9)	7700 (16 950)	9550 (21 000)		
4a	7,9 (4,9)	9,3 (5,8)	4700 (10 400)	5950 (13 100)		
5a	10,1 (6,3)	-	3300 (7300)	4300 (9450)		

Transmisión Optativa

a	3,5 (2,2)	4,1 (2,6)	12 550 (27 700)	16 100 (35 450)
o	4,8 (3,0)	5,6 (3,5)	8700 (19 200)	11 250 (24 800)
3a	5,6 (3,5)	6,7 (4,2)	7100 (15 700)	9300 (20 400)
4a	6,4 (4,0)	7,5 (4,7)	6200 (13 600)	8100 (17 800)
5a	7,2 (4,5)	-	5200 (11 450)	6900 (15 150)
6a	8,2 (5,1)	-	4450 (9850)	5950 (13 100)

*Depende de las condiciones del suelo y del peso del tractor equipado.



controles hidráulicos

El sistema completo consta de la bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías, estabonamiento y palancas de control. Los controles hidráulicos pilotes eliminan la mayoría del esfuerzo en el manejo de las palancas de control del desgarrador y de inclinación de la hoja. Los seis sistemas hidráulicos optativos son de válvulas externas. Incluyen los siguientes:

- UNA VALVULA, para la Hoja 7A 422 kg (930 lb)
- DOS VALVULAS, para la Hoja 7S ó 7U 485 kg (1070 lb)
- DOS VALVULAS, para la Hoja 7A y desgarrador 458 kg (1010 lb)
- DOS VALVULAS, para la Hoja 7A y el cilindro de inclinación 522 kg (1150 lb)
- TRES VALVULAS, para la Hoja 7S ó 7U, y desgarrador 535 kg (1180 lb)
- TRES VALVULAS, para la Hoja 7A, desgarrador y cilindro de inclinación 571 kg (1260 lb)

BOMBA de tipo de paletas:

- Capacidad a 70 kg/cm² (100 bar) 227 litros/m³
- Caudal del cilindro de inclinación lateral 91 litros/m³ (24 gal/m³)
- RPM a la velocidad indicada del motor 2080
- Ajustes de las válvulas de seguridad:

- Hoja topadora 158 kg/cm² (2250 lb/pulg²) - 155 bar
- Desgarrador 158 kg/cm² (2250 lb/pulg²) - 155 bar
- Cilindro de incl. lateral 172 kg/cm² (2450 lb/pulg²) - 169 bar
- Propulsión Mando auxiliar, mediante engranajes

POSICIONES DE LAS VALVULAS DE CONTROL:

- Hoja topadora Ascenso, retención, descenso, libre
- Desgarrador Ascenso, retención, descenso
- Cilindro de incl. lateral Incl. a la der., retención, incl. a la izq.

DEPOSITO:

- Montaje Guardafango
- Capacidad del tanque 91 litros (24 galones)

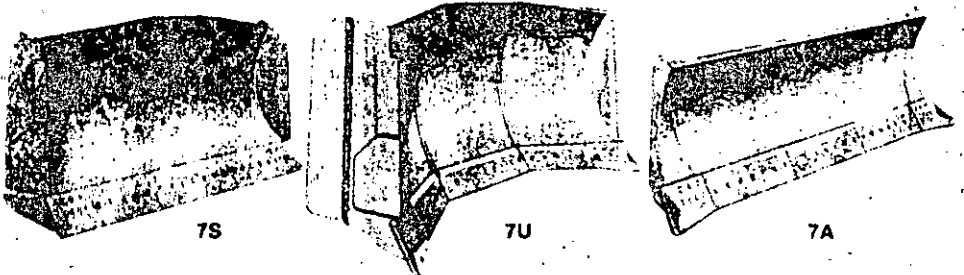
especificaciones de la hoja topadora

Hoja	Ancho Total (tractor con hoja)	Altura	Profundidad de Excavación	Espacio Libre sobre el Suelo	Inclinación Lateral Máxima	Peso (sin los controles hidráulicos)	Peso Total** de Operac. (tractor con hoja)
7S	3,66 m (12' 0")	1,27 m (4' 2")	0,45 m (17,6")	1,17 m (3' 10")	0,72 (28,4")	3475 kg (7660 lb)	20 094 kg (44 300 lb)
7U	3,81 (12' 6")	1,27 (4' 2")	0,45 m (17,6")	1,17 m (3' 10")	0,75 m (29,7")	3820 kg (8420 lb)	20 457 kg (45 100 lb)
7A, Recta	4,27 m* (14' 0")	0,97 m (3' 2")	0,48 m (18,9")	1,19 m (3' 11")	0,30 m (11,8")	3110 kg (6850 lb)	19 660 kg (43 300 lb)
Con giro de 25°	3,86 m (12' 8")	0,97 m (3' 2")	0,48 m (18,9")	1,45 m (4' 9")	0,30 m (11,8")	--	--

*La longitud con bastidor C sólo es de 3,12 m (10' 3").

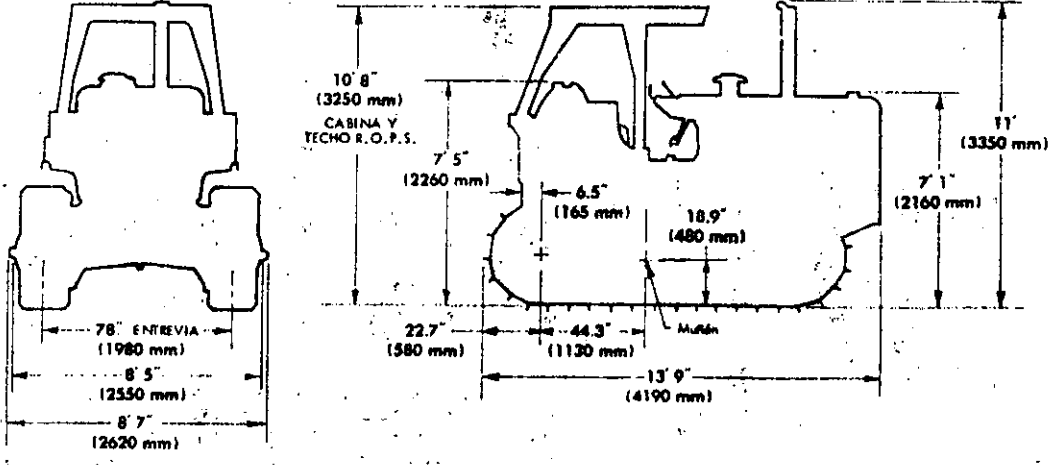
**Incluye los controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (7S y 7U), lubricantes, refrigerante, el tanque lleno de combustible, techo ROPS y el operador.

HOJAS TOPADORAS DE FABRICACION CATERPILLAR. Son fuertes, con cuchillos y puntas de extremo del resistente acero DH-2. Los brazos de empuje de la hoja topadora se hallan conectados a una bomba central deslizante que absorbe los esfuerzos laterales en los brazos de empuje y en la hoja. Elija hoja 7S para distancias cortas, la 7U para distancias largas y menos derrame por los lados, y la 7A para empuje lateral.



dimensiones aproximadas

Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas (según J894 de la S.A.E.) 347 mm (13,7")
 Altura de la barra de tiro desde la cara inferior 480 mm (18,9")



Con estos accesorios, añádase lo siguiente al largo básico del tractor de 4,19 m (13' 9"):

Desgarrador -	1,65 m (5' 5")
Hoja S-	1,09 m (3' 7")
Hoja U-	1,57 m (5' 2")
Hoja A-	1,30 m (4' 3")
Hoja A a 25° de giro -	2,16 m (7' 1")
Sólo el Bast. -	0,89 m (2' 11")

**Características principales**

Comodidad del operador. Se obtiene mediante la cabina semidular optativa ROPS, insonorizada, con tablero de instrumentos antirreflejante, asiento que se ajusta horizontal y verticalmente, una palanca ajustable de la hoja empujadora y palancas combinadas de dirección y frenado.

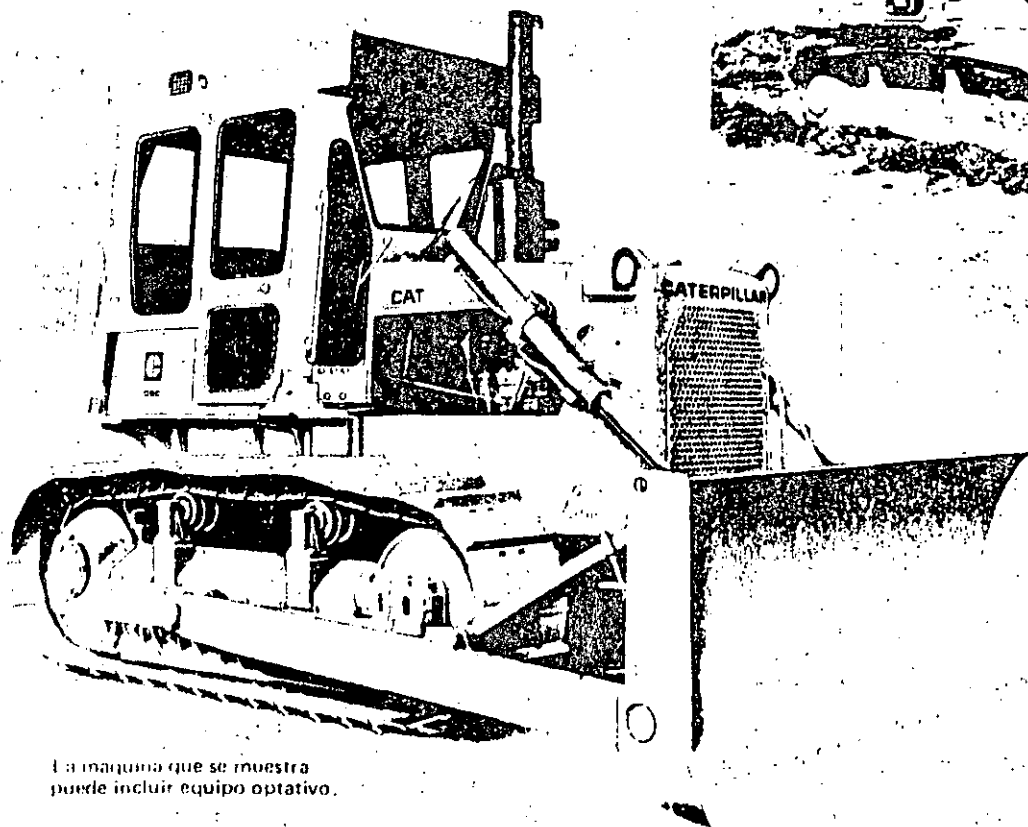
Cadenas Selladas y Lubricadas. Reducen considerablemente el desgaste entre pasadores y hujes y disminuyen los costos de mantenimiento.

Motor Diesel Caterpillar 3306, turboalimentado, con cilindrada de 10,5 litros (638 pulg³) y válvulas y bombas de inyección individuales libres de ajuste.

Opción de transmisión Power Shift o transmisión directa.

De fácil mantenimiento, con filtro de combustible enroscable, eslabón maestro de dos piezas, ajustadores hidráulicos de cadena y cabina inclinable optativa. Se pueden desmontar los embragues y frenos de dirección como una sola unidad.

CAT PLUS, a cargo del distribuidor Caterpillar. Es el programa de apoyo técnico al cliente más completo en la industria.



La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.

**Motor Caterpillar**

Potencia en el volante a 1900 RPM
Power Shift e impulsión directa. 104 kW (140 HP)
El kilovatio (kW) es la unidad de potencia del Sistema Internacional)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones según norma SAE, o sea a temperatura de 29°C (85°F) y presión de 995 mbar (29,38" Hg) cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a una temperatura de 15,6°C (60°F) y después de hacer las deducciones por los siguientes equipos: ventilador; filtro de aire; bombas de agua; aceite lubricante; y combustible; silenciador y alternador. No es necesario rebajar la potencia a altitudes inferiores a 3000 m (10 000').

Motor Diesel Caterpillar 3306, de 4 tiempos y 6 cilindros, con calibre de 121 mm (4,75"), carrera de 152 mm (6") y cilindrada de 10,5 litros (638 pulg³).

Turboalimentado. Sistema de combustible de inyección directa con válvulas y bombas de inyección individuales, libres de ajuste. Los rotadores de válvula proveen una distribución uniforme del calor.

Pistones de aleación de aluminio, de forma elíptica y perfil cónico, con tres anillos. Cojinetes de aluminio reforzados con acero por el dorso y muñones del cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión, con aceite filtrado con filtros de paso total. Filtro de aire de tipo seco, con elemento primario y secundario.

Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios con alternador de 35 amperios, estándar. El sistema de arranque para baja temperatura es optativo.

Tractor de Cadenas D6D

76



Transmisión

Power Shift:

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 380 mm (15") de diámetro, de alta capacidad de torsión. Una válvula especial permite hacer cambios rápidos de velocidad y de sentido de marcha. Tres velocidades de avance, tres de marcha atrás.

Convertidor de par de una sola etapa con divisor de par de salida que combina la suavidad y la economía. Va conectado a la transmisión por doble junta universal para fácil remoción. Los intercambiadores de calor de aire a aceite y agua a aceite enfrían el aceite del convertidor de par.

Marchas	Avance		Marcha atrás	
	Km/h	MPH	Km/h	MPH
1a	4,0	2,5	4,8	3,0
2a	6,9	4,3	8,4	5,2
3a	10,8	6,7	12,9	8,0



Sistema de dirección

Los embragues de varios discos enfriados con aceite y de acción hidráulica, no necesitan ajustes. Frenos de banda contractil, enfriados con aceite y reforzados hidráulicamente. Se pueden atender los conjuntos de embrague y frenos como una sola unidad.

Las palancas combinan en un solo control la desconexión de los embragues de dirección y el frenado. Se retienen los pedales de los frenos para los operadores que los prefieran. El freno de estacionamiento es mecánico.



Mandos finales

Los engranajes de los mandos finales son de doble reducción con dientes de paso grueso y perfil convexo. Sellos de anillos flotantes Duo-Cone. Ruedas motrices con aros de segmentos empernables y reemplazables.



Bastidor de rodillos inferiores

Construcción de sección en caja reforzada. Rodillos superiores de montaje exterior. Rodillos y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas guías tienen 2 posiciones ajustables.

Número de rodillos (cada lado) 6
Oscilación de las ruedas guías 361 mm (14,2")



Cadenas Selladas y Lubricadas

En las Cadenas Selladas y Lubricadas el pasador está cubierto con una película de lubricante que reduce considerablemente el desgaste interno entre pasadores y bujes. Se reduce la fuga de lubricante con una disposición de selladura que consiste en un sello de poliuretano, un anillo expansor de caucho y un anillo de tope. El eslabón maestro de dos piezas y los ajustadores hidráulicos de cadenas son estándar.

Número de zapatas (cada lado) 36
Ancho de las zapatas estándar 457 mm (18")
Longitud de cada cadena sobre el suelo 2360 mm (93")
Superficie de contacto con el suelo
con zapatas de 455 mm (18") 2,16 m² (3348 pulg²)
Altura de las garras
(desde la cara inferior de las zapatas) 60 mm (2,38")



Controles hidráulicos

Hay cuatro sistemas optativos. Un sistema completo consta de bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías, varillaje y palancas de control. Se incluye una válvula de anticavitación con los controles de la hoja empujadora. Los sistemas disponibles con sus pesos de instalación, son los siguientes:

Una válvula (interna) para la hoja empujadora. 227 kg (500 lb)
Posiciones: levantamiento, fija, bajada, libre.

Dos válvulas (ambas internas), para la hoja empujadora y el cilindro de inclinación horizontal 281 kg (620 lb)
Posiciones del cilindro de inclinación horizontal: inclinación a la derecha, fija, inclinación a la izquierda.

Dos válvulas (una interna, otra externa), para la hoja empujadora y el desgarrador. 318 kg (700 lb)
Posiciones del desgarrador: levantamiento, fija, bajada.

Tres válvulas (dos internas, una externa), para la hoja empujadora, cilindro de inclinación horizontal y desgarrador. 372 kg (820 lb)

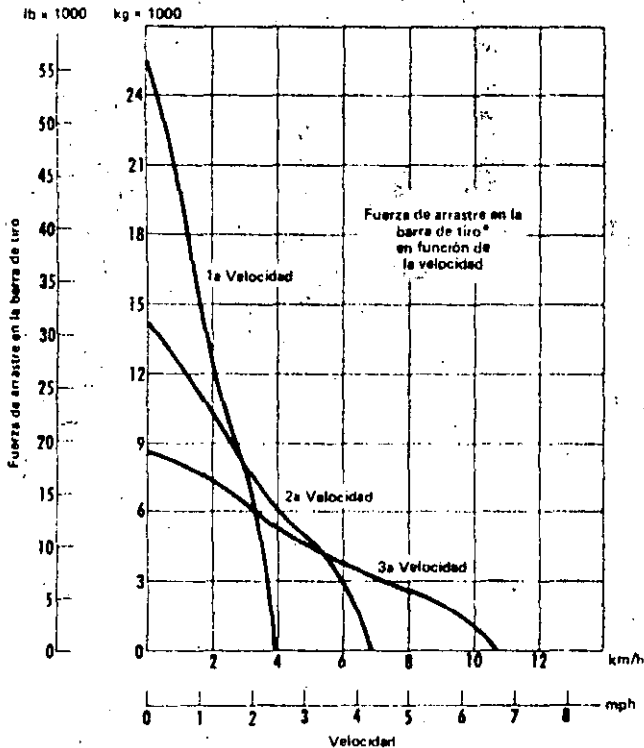
Bomba, de engranajes:

	Power Shift	Transm. directa
Capacidad a 69 bar (1000 lb/pulg ²)	167 litros/min 44 gal/min	167 litros/min 44 gal/min

RPM a la velocidad indicada del motor	1900	1900
Ajuste de la válvula de alivio	155 bar (2250 lb/pulg ²)	
Impulsión	Conectada con engranajes desde la impulsión auxiliar	

Tanque:

Montaje	Detrás del motor
Capacidad del tanque	49,2 litros (13 gal.)



*La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.

Transmisión directa:

De engranajes deslizantes con cambios rápidos de avance-marcha atrás. Lubricación con aceite filtrado a presión total.

El embrague principal tiene dos placas con revestimiento metálico y acoplamiento de tipo leva. El embrague se lubrica y enfría con aceite circulado a presión. Va conectado a la transmisión mediante doble junta universal.

Velocidades de impulsión directa y fuerzas de arrastre en la barra de tiro:

Marchas	Avance		Marcha atrás		Fuerza de arrastre en la barra de tiro en avance*		Fuerza de arrastre en la barra de tiro en marcha atrás*	
	Km/h	MPH	Km/h	MPH	kg	lb	kg	lb
1a	2,7	1,7	3,4	2,1	11 500	25 360	14 640	32 280
2a	4,0	2,5	4,8	3,0	7750	17 090	9950	21 940
3a	5,6	3,5	6,9	4,3	5180	11 420	6740	14 850
4a	7,9	4,9	9,7	6,0	3350	7380	4450	9800
5a	11,1	6,9	—	—	2090	4610	2880	6340

*La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.



Datos para servicio

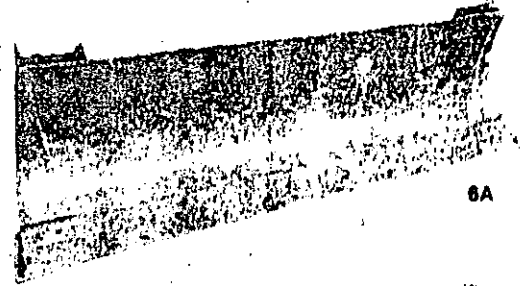
77

	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	295	78
Sistema de enfriamiento --		
Transmisión Power Shift	38,8	10,25
Transmisión directa	36,9	9,75
Sistema de lubricación:		
Cárter del motor Diesel	27,4	7,25
Compartimiento de la transmisión, corona y embragues de dirección, (incluye convertidor de par o embrague en aceite):		
Transmisión Power Shift	93	24,5
Transmisión directa	98	26
Cada mando final	18,9	5

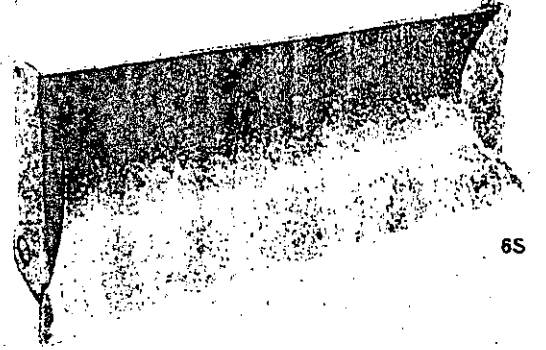


Pesos (aproximados)

Peso en orden de trabajo (incluye lubricantes, refrigerante, tanque de combustible lleno, control hidráulico, hoja empujadora recta 6S, techo ROPS y el operador) 14 290 kg (31 500 lb)
 Peso de embarque (incluye lubricantes, refrigerante y 10% de combustible) 11 820 kg (26 060 lb)



6A



6S



Estructura ROPS

(El techo ROPS es estándar en E.U.A.)

Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar como equipo optativo para esta máquina conforman a las normas ROPS: SAE J395, SAE J1040a e ISO 3471. También conforman a las normas FOPS (Estructura de protección en caso de caída de objetos): SAE J231 e ISO 3449.

En los tractores empujadores D6D, las funciones de levantamiento, bajada e inclinación horizontal de la hoja se efectúan con una sola palanca de control. Las hojas son de secciones en caja múltiples, con vertedera de acero termotratado, cuchillas y cantoneras de acero DH2. La hoja completa consta de la vertedera, bastidor "C" para la 6A, brazos de empuje para la 6S, tirantes, muñones, cilindros de levantamiento y soportes. Los controles hidráulicos se deben pedir por separado.

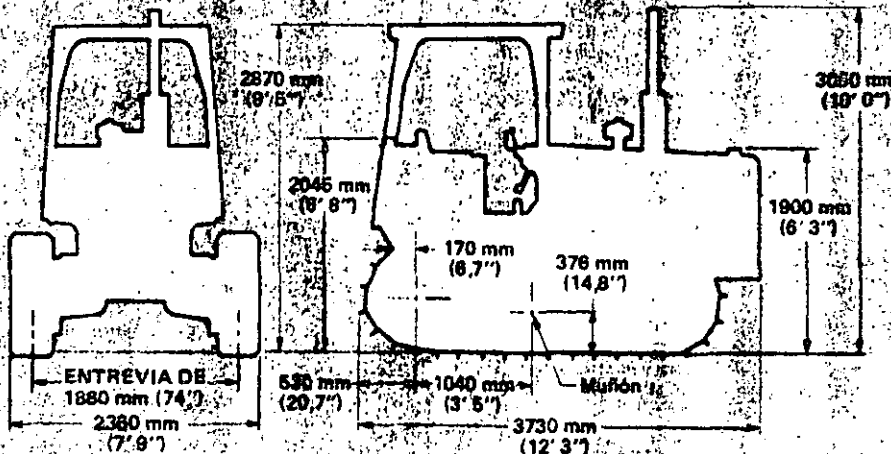
Hoja empujadora

6S (recta)	3200 mm (10' 6")	1130 mm (44,4")	472 mm (18,6")	910 mm (36")	810 mm (32")	2130 kg (4700 lb)
6A, (orient.) derecha	3890 mm (12' 9")	910 mm (36")	444 mm (17,5")	910 mm (36")	330 mm (13")	2270 kg (5000 lb)
Orientada	3510 mm (11' 6")	910 mm (36")	444 mm (17,5")	1030 mm (40,6")	330 mm (13")	--



Dimensiones (aproximadas)

Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas (según SAE J894) 310 mm (12,2")



CON ESTOS ACCESORIOS, AÑADASE LO SIGUIENTE A LA LONGITUD BASICA DEL TRACTOR DE 3730 mm (12' 3")

Desgarrador	1070 mm (3' 6")
Hoja Recta S	1070 mm (3' 6")
Hoja Orient. A	1120 mm (3' 8")
Hoja Orient. A (Orientada)	1680 mm (5' 2")

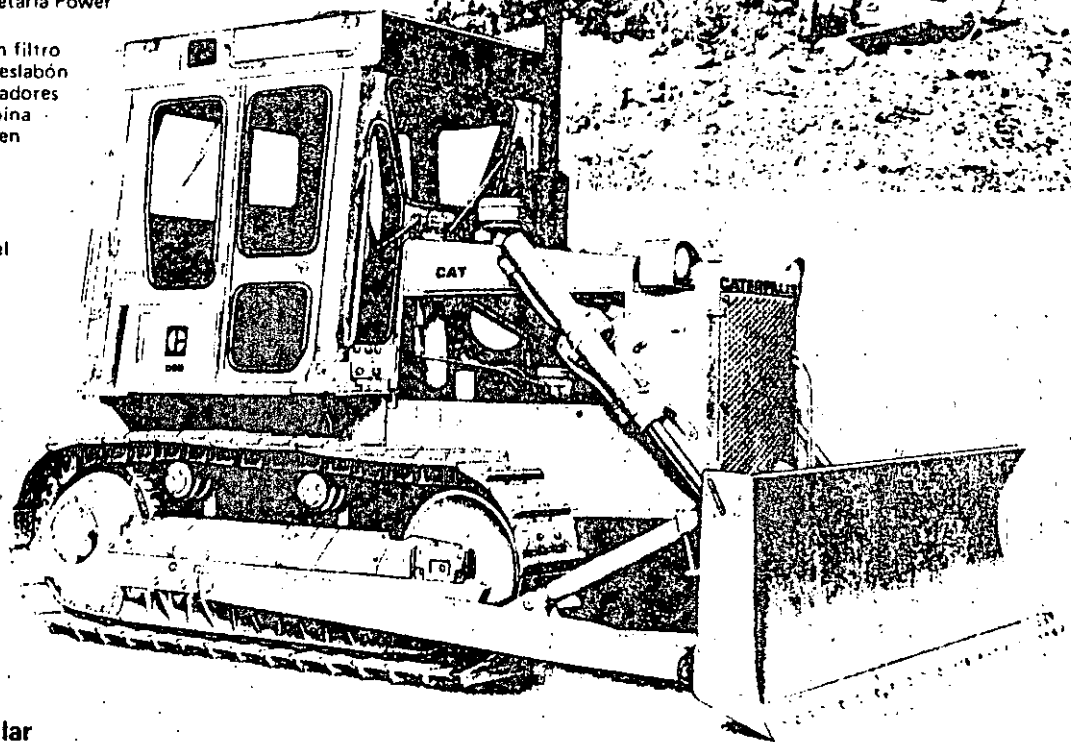
ALTURA DE LA MAQUINA DESDE LAS PUNTAS DE LAS GARRAS CON LOS SIGUIENTES EQUIPOS:

Techo ROPS ^{1,2}	2935 mm (9' 7,8")
Cabina ROPS	3125 mm (10' 3")
Cabina ROPS con second do dies	3150 mm (10' 4")

¹Altura al tubo de escape
²3110 mm (10' 2,5")

**Características principales**

- **Comodidad del operador.** Se obtiene mediante la cabina semimodular optativa ROPS, insonorizada, con tablero de instrumentos antirreflejante, asiento que se ajusta horizontal y verticalmente, una palanca ajustable de control de la hoja empujadora y palancas combinadas de dirección y frenado.
- **Cadenas Selladas y Lubricadas.** Reducen considerablemente el desgaste entre pasadores y bujes y disminuyen los costos de mantenimiento.
- **Embragues y frenos de dirección enfriados con aceite.** Aumentan la vida útil de los componentes y elevan la confiabilidad.
- **Motor Diesel Caterpillar 3306 con cilindrada de 10,5 litros (638 pulg³) y válvulas y bombas de inyección individuales, libres de ajustes.**
- **Opción de transmisión planetaria Power Shift o transmisión directa.**
- **De fácil mantenimiento,** con filtro de combustible enroscable, eslabón maestro de dos piezas, ajustadores hidráulicos de cadena, y cabina inclinable optativa. Se pueden desmontar los embragues y frenos de dirección como una sola unidad.
- **CAT PLUS,** a cargo del distribuidor Caterpillar. Es el programa de apoyo técnico al cliente más completo en la industria.

**Motor Caterpillar**

Potencia en el volante a 1750 RPM 78 kW (105 hp)
(El kilovatio es la unidad de potencia del sistema internacional.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones según norma SAE de temperatura de 29°C (85°F) y presión de 995 mbar (29.38" Hg) cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a una temperatura de 15,6°C (60°F) y después de hacer las deducciones por los siguientes equipos: ventilador; filtro de aire; bombas de agua, aceite lubricante, y combustible; alternador y silenciador. El motor mantiene su potencia indicada hasta 1500 m (5000') de altitud.

Motor Diesel Caterpillar 3306, de 4 tiempos y seis cilindros, con calibre de 121 mm (4.75"), carrera de 152 mm (6") y cilindrada de 10,5 litros (638 pulg³).

Sistema de combustible de inyección directa con bombas y válvulas de inyección individuales, libres de ajustes.

Pistones de aleación de aluminio, de forma elíptica y perfil cónico, con tres anillos. Cojinetes de aluminio reforzados con acero por el dorso y muñones del cigüeñal endurecidos por "Hi-Electro". Lubricación a presión, con aceite filtrado con filtros de paso total. Filtro de aire de tipo seco, con elemento primario y secundario.

Tiene dos sistemas de arranque eléctrico directo de 24 voltios: el estándar o el de bajas temperaturas. Ayuda optativa de éter para arranque en tiempo frío.

La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.

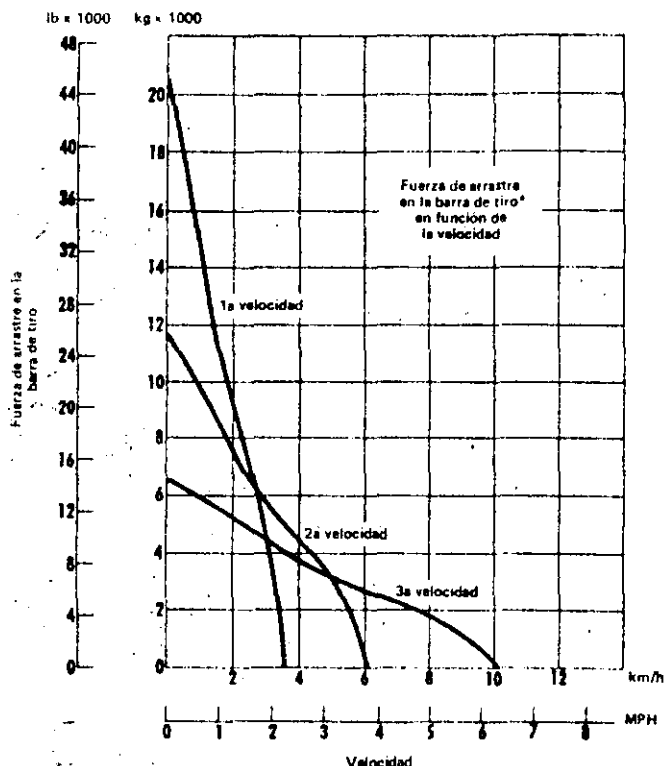
**Transmisión****Power Shift:**

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 311 mm (12.25") de diámetro y alta capacidad de torsión. Una válvula especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga. Tres velocidades de avance, tres de marcha atrás.

Convertidor de par de una etapa, conectado directamente a la transmisión. Los intercambiadores de calor de aire a aceite enfrían el aceite del convertidor de par.

Marchas	Avance		Retroseso	
	Km/h	MPH	Km/h	MPH
1a	3,5	2,2	4,2	2,6
2a	6,1	3,8	7,4	4,6
3a ₁	10,1	6,3	12,2	7,6

Transmisión (continuación)



* La tracción útil depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.

Transmisión directa:

De engranajes deslizantes y cambios rápidos de avance-marcha atrás. Lubricación con aceite filtrado a presión total. La característica de arranque en punto muerto evita arrancar la máquina en cambio.

El embrague principal tiene dos placas de revestimiento metálico y acoplamiento de tipo de leva. El embrague se lubrica y enfría con aceite circulando a presión. Va conectado a la transmisión mediante doble junta universal.

Velocidades de la transmisión directa y fuerzas de arrastre en la barra de tiro:

Marchas	Avance		Marcha atrás		Fuerza de arrastre en la barra de tiro en avance*			
	Km/h	MPH	Km/h	MPH	A rpm indic.	Máx. kg	Máx. lb	Máx. bajo carga
						kg	lb	lb
1a	2,7	1,7	3,4	2,1	8770	19 340	11 130	24 540
2a	4,2	2,6	5,3	3,3	5500	12 130	7040	15 530
3a	5,8	3,6	7,4	4,6	3750	8270	4850	10 700
4a	8,0	5,0	10,1	6,3	2540	5610	3350	7380
5a	11,1	6,9	—	—	1660	3660	2250	4950



Sistema de dirección

Los embragues de acción hidráulica de varios discos enfriados con aceite se acoplan mediante resortes y se desconectan hidráulicamente. Los conjuntos de discos de bronce proporcionan gran capacidad de soporte de carga, larga vida útil y no requieren ajustes. Frenos de banda tensora, enfriados con aceite y reforzados hidráulicamente. Conjuntos de embrague y frenos que pueden atenderse como una sola unidad. Las palancas combinan en un solo control la desconexión de los embragues de dirección y el frenado. Se retienen los pedales de los frenos para los operadores que los prefieran. El freno de estacionamiento es mecánico.

Mandos finales



Los engranajes de los mandos finales son de reducción sencilla con dientes de paso grueso y perfil convexo. Sellos de anillos flotantes Duo-Cone. Ruedas motrices con aros divididos en segmentos empornables y reemplazables.



Bastidor de rodillos inferiores

De sección en caja reforzada. Rodillos superiores de montaje interno; Rodillos y ruedas guía de lubricación permanente. Número de rodillos (a cada lado) 6
Oscilación en la rueda guía 279 mm (11,0")



Cadenas Selladas y Lubricadas

En las Cadenas Selladas y Lubricadas el pasador está cubierto con una película de lubricante que reduce considerablemente el desgaste interno entre pasadores y bujes. Se evita la fuga del lubricante con una disposición de selladura que consiste en un sello de poliuretano, un anillo expansor de caucho y un anillo de tope. El eslabón maestro de dos piezas y los ajustadores hidráulicos de cadenas son estándar.

- Número de zapatas (cada lado) 39
- Ancho de las zapatas estándar 406 mm (16")
- Longitud de carla cadena sobre el suelo 2210 mm (87")
- Superficie de contacto con el suelo con zapatas de 406 mm (16") 1,81 m² (2800 pulg²)
- Altura de las garras desde la cara inferior de las zapatas 57 mm (2,25")



Controles hidráulicos

Hay disponibles cuatro sistemas optativos. Un sistema completo consta de bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías, varillaje y palancas de control. Los sistemas disponibles con los pesos que tienen al instalarse, son los siguientes:

- Una válvula (interna) para hoja empujadora 236 kg (520 lb)
Posiciones: levantamiento, fija, bajada, libre.
- Dos válvulas (ambas internas) para la hoja empujadora y el cilindro de inclinación 299 kg (660 lb)
Posiciones del cilindro de inclinación horizontal: inclinación a la derecha, fija, inclinación a la izquierda.
- Dos válvulas (una interna, una externa), para hoja empujadora y desgarrador 313 kg (690 lb)
Posiciones del desgarrador: levantamiento, fija, bajada.
- Tres válvulas (dos internas, una externa) para hoja empujadora, cilindro de inclinación horizontal y desgarrador 381 kg (840 lb)

Bomba, de engranajes:

	Power Shift	Transmisión directa
Capacidad a 69 bar (1000 lb/pulg ²)	163 litros/min 43 gal/min	163 litros/min 43 gal/min
RPM a la velocidad indicada del motor	1750	1750
Ajuste de la válvula de alivio	155 bar (2250 lb/pulg ²)	
Impulsión	Conectada con engranajes desde la impulsión auxiliar	

Tanque:

- Montaje Parte trasera del motor
- Capacidad del tanque 49,2 litros (13 gal.)



Estructura ROPS

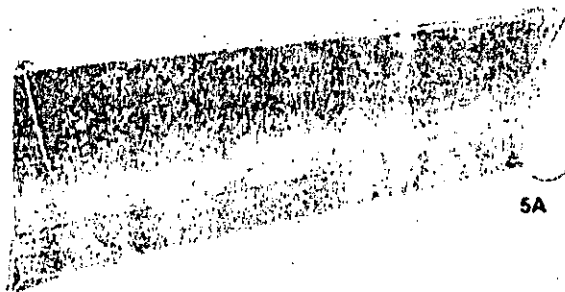
(El techo ROPS es estándar en E.U.A. solamente)
Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar para esta máquina conforman a los conceptos ROPS, según las normas SAE J395, SAE J1040a e ISO 3471. También conforman a los conceptos FOPS (Estructura de protección contra la caída de objetos), según las normas SAE J231 e ISO 3449.



Datos para servicio

	Litros	(Gal de E.U.A.)
Tanque de combustible	246	65
Sistema de enfriamiento	34,1	9
Sistemas de lubricación:		
Cárter del motor Diesel	27,4	7,25
Sistema hidráulico del tractor	76	20,5
Mandos finales (cada uno):		
Entrevía de 1520 mm (60")	9,0	2,38
Entrevía de 1880 mm (74")	11,4	3

80



5A



Pesos (aproximados)

Peso de embarque (incluye lubricantes, refrigerante, techo ROPS y 5% de combustible):

Power Shift:

Entrevía de 1520 mm (60")	9480 kg (20 900 lb)
Entrevía de 1880 mm (74")	9620 kg (21 200 lb)

Transmisión directa:

Entrevía de 1520 mm (60")	9250 kg (20 400 lb)
Entrevía de 1880 mm (74")	9480 kg (20 900 lb)

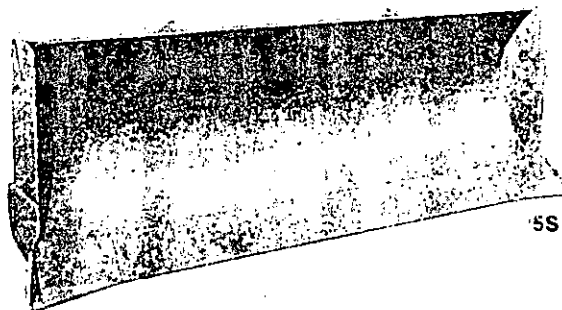
Peso en orden de trabajo (incluye lubricantes, refrigerante, tanque de combustible lleno, controles hidráulicos, hoja empujadora 5S, techo ROPS y el operador):

Power Shift:

Entrevía de 1520 mm (60")	11 430 kg (25 200 lb)
Entrevía de 1880 mm (74")	11 700 kg (25 800 lb)

Transmisión directa:

Entrevía de 1520 mm (60")	11 203 kg (24 700 lb)
Entrevía de 1880 mm (74")	11 521 kg (25 400 lb)



5S

En los tractores empujadores D5B, las funciones de levantamiento, bajada e inclinación horizontal de la hoja se efectúan con una sola palanca de control. Las hojas son de secciones en caja múltiples, con vertedera de acero termotratado, cuchillas y cantoneras de acero DH2. La hoja completa consta de la vertedera, bastidor "C" para la 5A, brazos de empuje para la 5S, tirantes, muñones, cilindros de levantamiento y soportes. Los controles hidráulicos se deben pedir por separado.

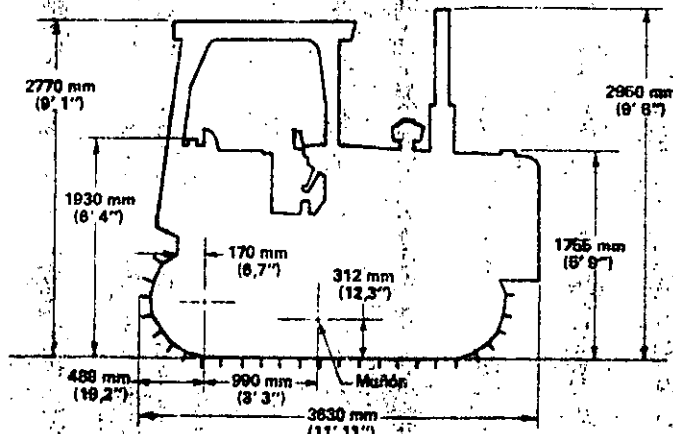
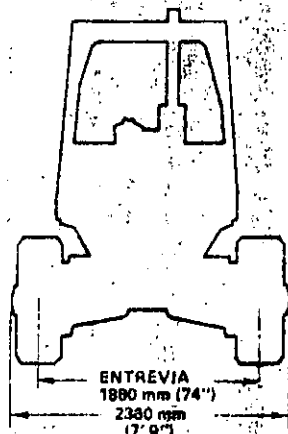
Características de la hoja empujadora

	Entrevía	Entrevía	Entrevía	Entrevía	Inclinación horizontal máxima	Peso (sin los cilindros)
5S - entrevía de 1520 mm (60")	2640 mm (8'8")	965 mm (38")	505 mm (19,9")	870 mm (34,2")	1015 mm (40")	1360 kg (3000 lb)
Entrevía de 1880 mm (74")	3150 mm (10'4")	965 mm (38")	505 mm (19,9")	870 mm (34,2")	1005 mm (39,5")	1450 kg (3200 lb)
5A - entrevía de 1880 mm (74")						
Derecha	3630 mm (11'11")	855 mm (33,7")	550 mm (21,7")	820 mm (32,2")	280 mm (11,0")	1910 kg (4200 lb)
Orientada	3300 mm (10'10")	855 mm (33,7")	550 mm (21,7")	970 mm (38,2")	280 mm (11,0")	-



Dimensiones (aproximadas)

Espacio libre sobre el suelo, desde la cara inferior de las zapatas (SAE J894) 277 mm (10,9")

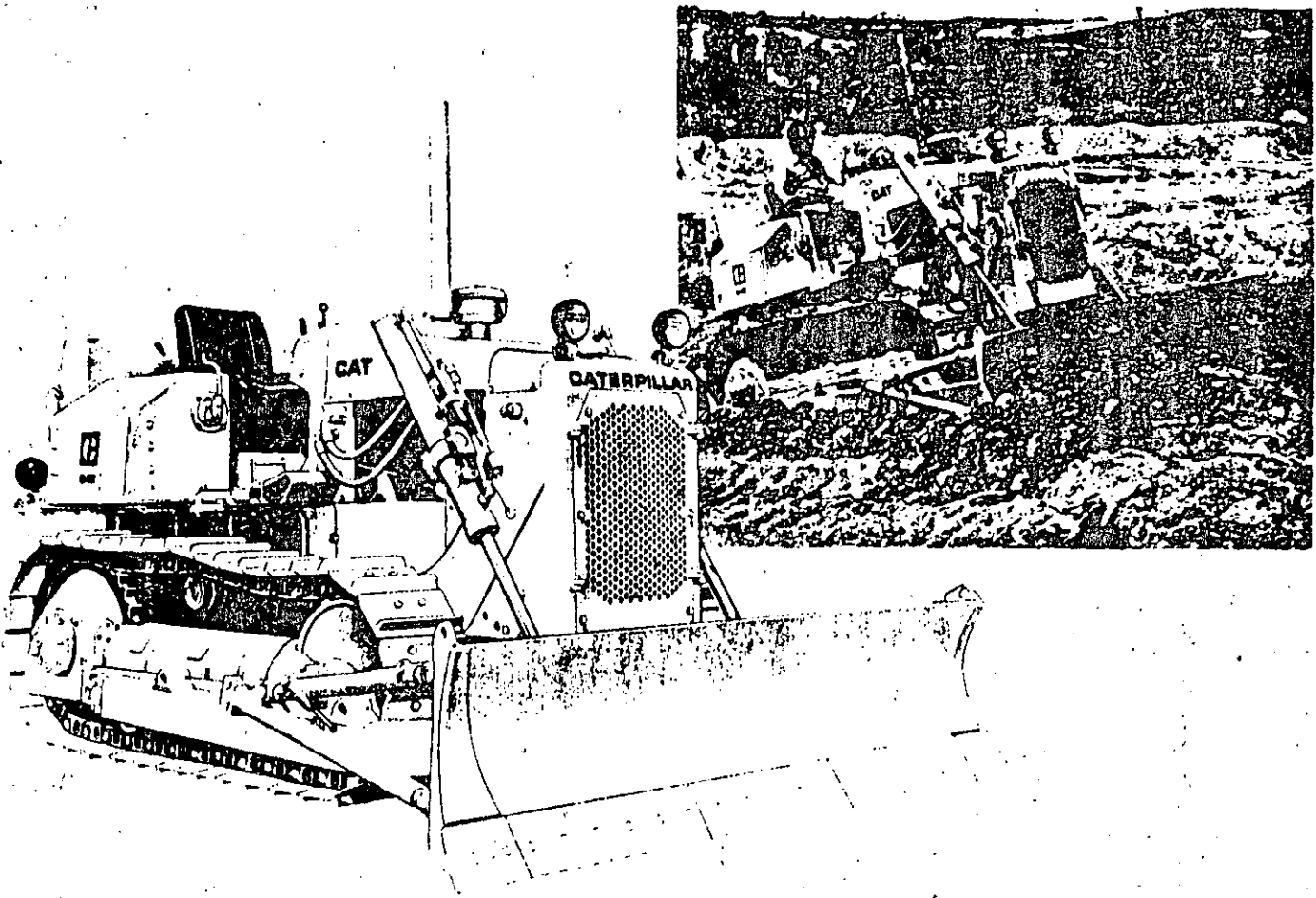


CON ESTOS ACCESORIOS AÑADASE LO SIGUIENTE A LA LONGITUD BASICA DEL TRACTOR DE 3630 mm (11' 11")

DESGARRADOR	1092 mm (3'7")
HOJA RECTA 'S'	965 mm (3'2")
HOJA ORIENT. 'A'	940 mm (3'1")
HOJA ORIENT. 'A' ORIENTADA	1676 mm (5'6")

ALTURA DE LA MAQUINA DESDE LAS PUNTAS DE LAS GARRAS CON LOS SIGUIENTES ACCESORIOS:

TECHO ROPS	2610 mm (8'7")
CABINA ROPS	2967 mm (9'9")
CABINA ROPS CON ACONDO. DE AIRE	3023 mm (9'11")



Características principales

- **Comodidad del operador.** Se logra mediante la plataforma del operador enteriza, el tablero de instrumentos sin reflejos, el asiento ajustable y el montaje de las palancas de dirección en la consola.
- **Cadenas Selladas.** Reducen los costos de conservación.
- **Embragues y frenos de dirección enriados con aceite.** Aumentan la vida útil de los componentes y mejoran la confiabilidad.
- **Motor Diesel Caterpillar, modelo 3304,** con bombas e inyectores individuales, libres de ajuste, y cilindrada de 7 litros.
- **Servotransmisión planetaria o transmisión directa.**

De fácil mantenimiento. Con filtros enroscables de combustible y de aceite, y ajustadores hidráulicos de cadenas. La bayoneta y el tubo de llenado son de fácil acceso. Los embragues y frenos de dirección se desmontan como una sola unidad.

- **CAT PLUS,** a cargo del distribuidor Caterpillar. Es el programa de servicio más completo, antes y después de la venta.



Motor Caterpillar

Potencia en el volante:
 Con servotransmisión 56 kW/75 hp/a 2000 rpm
 Con transmisión directa 56 kW/75 hp/a 1900 rpm

Es la potencia netu en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones de temperatura y presión atmosférica indicadas en las normas SAE o sea a 29°C y 746 mm Hg/0,995 bar, con "fuel oil" de 35 unidades A.P.I. a 15,6°C. Los accesorios estándar del motor son silenciador, ventilador soplador, filtro de aire, bomba de agua, de lubricante y de combustible, y alternador. El motor mantiene su potencia indicada hasta 1500 m de altitud en los modelos con transmisión directa y hasta 2300 m de altitud en los modelos con servotransmisión

Motor Diesel Caterpillar, modelo 3304, de cuatro tiempos y cuatro cilindros, diámetro de 121 mm, carrera de 152 mm y cilindrada de 7 litros.

Sistema de inyección con cámaras de precombustión, con bombas e inyectores individuales, libres de ajuste. Pistones de aleación de aluminio de forma elíptica y perfil cónico, con 3 anillos. Cojinetes reforzados con acero por el dorso. Muñones del cigüeñal endurecidos por "Hi-Electro". Lubricación a presión, con aceite enfriado y filtrado en flujo total. Filtro de aire seco, con elemento primario y secundario. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios, con bujías incandescentes para precalentar las cámaras de precombustión.

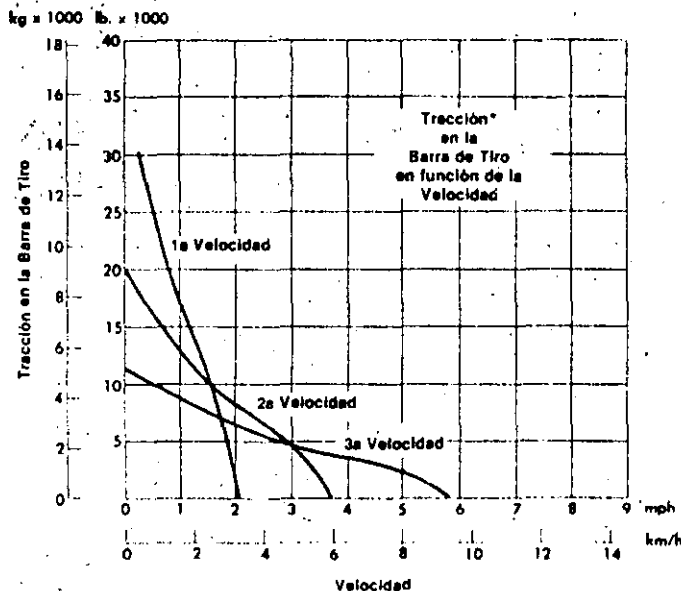


transmisión

Servotransmisión:

Servotransmisión planetaria con embragues en aceite de 264 mm de diámetro, y alta capacidad de par. Una válvula especial modula el enganche del embrague para cambios de velocidad y sentido de marcha a plena carga. Convertidor de par de una sola etapa, integrado con la servotransmisión. El convertidor se conecta al volante con un acoplamiento flexible. Servotransmisión con toma de fuerza directa disponible para usar con el Malacate 54.

Velocidades	Avance km/h	Retroceso km/h
1a	3,4	4,0
2a	6,0	7,1
3a	9,5	11,4



sistema de dirección

Embragues de discos múltiples enfriados con aceite, accionados hidráulicamente. Se acoplan mediante resortes y se desacoplan hidráulicamente. Los conjuntos de discos estrididos tienen alta capacidad de transferencia de carga, larga duración y no requieren ajustes. Los frenos son de banda, enfriados con aceite y activados mecánicamente. Los embragues y frenos forman un conjunto unitario y se pueden sacar o instalar independientemente.



mandos finales

Con engranajes de dientes de paso grueso y perfil convexo, y sellos flotantes Duo-Cone.



bastidor de rodillos inferiores

Construcción en caja, con cinco rodillos a cada lado. Los rodillos inferiores, los superiores y las ruedas guía son de lubricación permanente. Las ruedas guía son de tipo de disco de gran diámetro. La oscilación en la rueda guía es de 277 mm.



Cadenas Selladas

Las cadenas selladas y los ajustadores hidráulicos de cadenas selladas y los ajustadores hidráulicos de cadenas selladas.

Número de zapatas (a cada lado)	36
Ancho de cada zapata estándar	406 mm
Longitud de las cadenas sobre el suelo	1830 mm
Superficie de contacto con el suelo (con zapatas estándar)	1,48 m ²
Altura de la garra de la zapata	48 mm



sistemas hidráulicos

El sistema de base consiste en la bomba, tanque, filtro, válvulas, varillaje, tuberías y palancas de control.

Sistema disponible, con peso aproximado instalado:

Dos válvulas para la hoja empujadora, el desgarrador o un implemento trasero 191 kg

Posiciones (válvula No. 1): Levantamiento, fija, descenso (válvula No. 2): Levantamiento, fija, descenso, libre

Bomba: capacidad a 70 kg/cm²/69 bar/6900 kPa

Transmisión Directa:

Transmisión de engranajes deslizantes con cambios rápidos de sentido de marcha. Filtro imantado, lubricación por salpicadura y toma de fuerza directa disponible. El embrague del volante tiene dos placas revestidas de metal con enganche mecánico de sobrecentro. El embrague tiene lubricación continua y se enfría mediante aceite circulado a presión. Va conectado a la transmisión por dos juntas universales.

Velocidades y tracción en la barra de tiro:

Velocidades	Avance km/h	Retroceso km/h	Tracción en Avance* a RPM	
			Indicadas kg	Máxima en Sobrecarga kg
1a	2,7	3,4	6150	7480
2a	4,0	4,7	4150	5090
3a	5,5	6,6	2820	3490
4a	7,2	8,5	2030	2550
5a	9,5	11,1	1420	1810

*La tracción utilizable depende del peso del tractor equipado y de las condiciones del suelo.

	Servotransmisión	Transmisión Directa
Control hidráulico 143 RPM a la velocidad indicada del motor	143 litros/min 2000	136 litros/min 1900
Ajuste de la válvula de presión máxima	121 kg/cm ² /119 bar/11.900 kPa	
Mando	A través de engranajes directamente desde el motor	en el tablero
Montaje del depósito		22,7 litros
Capacidad del tanque		22,7 litros



datos para servicio (en litros)

Tanque de combustible	238
Sistema de enfriamiento	30
Cárter del motor	19
Transmisión (servotransmisión)	40
(transmisión directa)	8,5
Embrague del volante (sólo transm. directa)	8,5
Caja del embrague de dirección y reforzador:	
(servotransmisión)	62,5
(transmisión directa)	68
Mandos finales (cada uno)	9,5
Tanque hidráulico	22,7



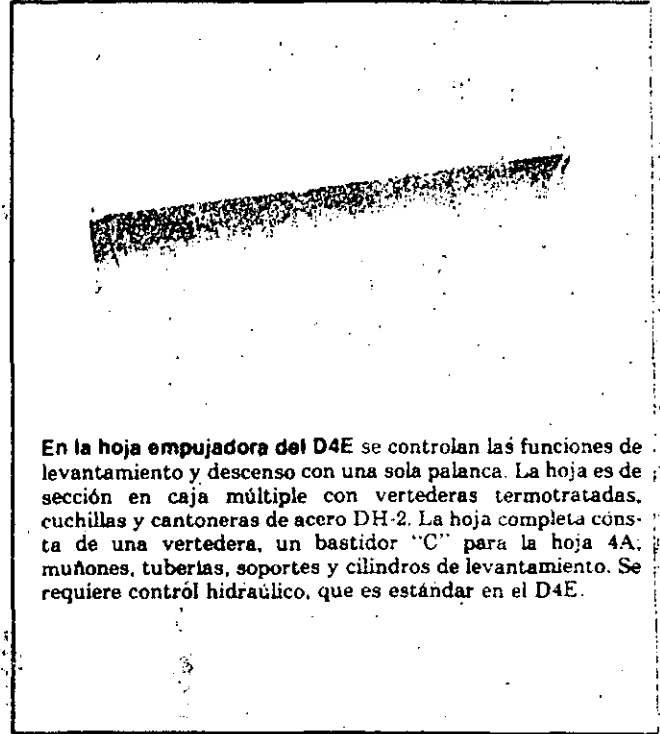
peso (aproximado)

Peso de embarque, con lubricantes, refrigerante, el 10% del combustible y hoja empujadora 4A.

Servotransmisión	9005 kg
Transmisión directa	8710 kg

Peso de operación, con lubricantes, refrigerante, 100% del combustible, hoja empujadora 4A y el operador.

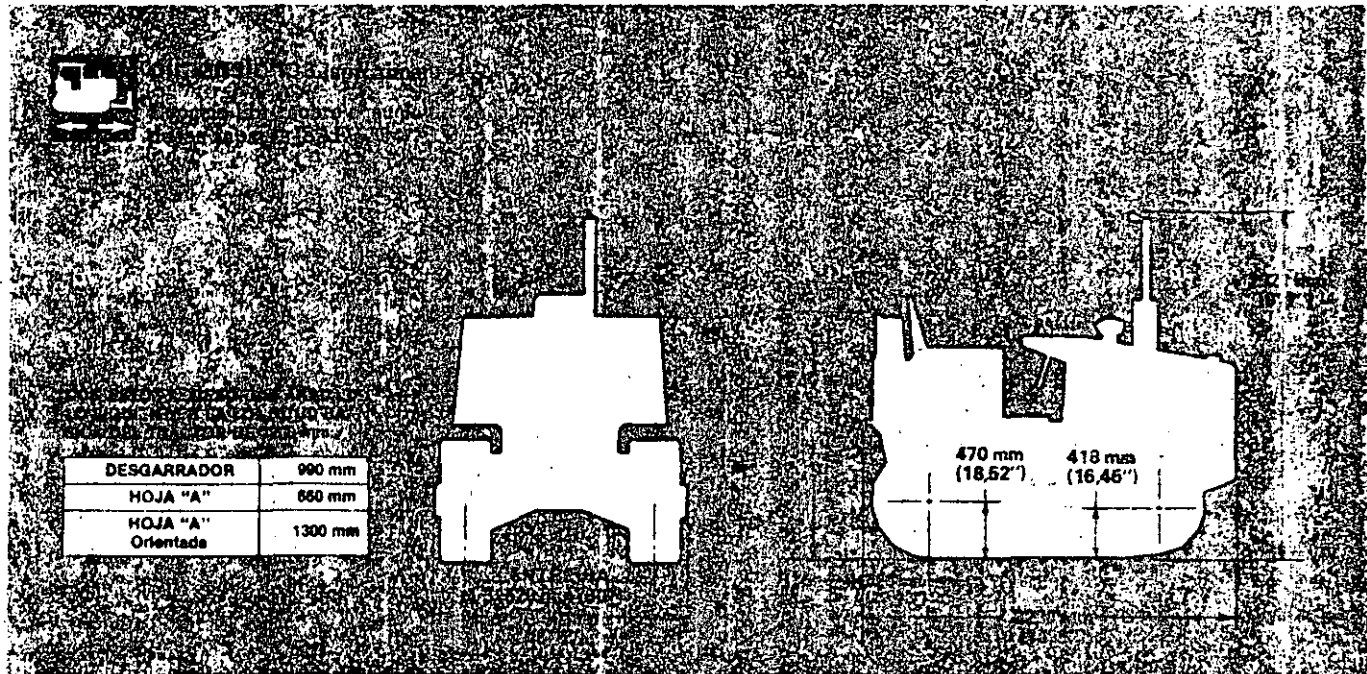
Servotransmisión	9258 kg
Transmisión directa	8960 kg

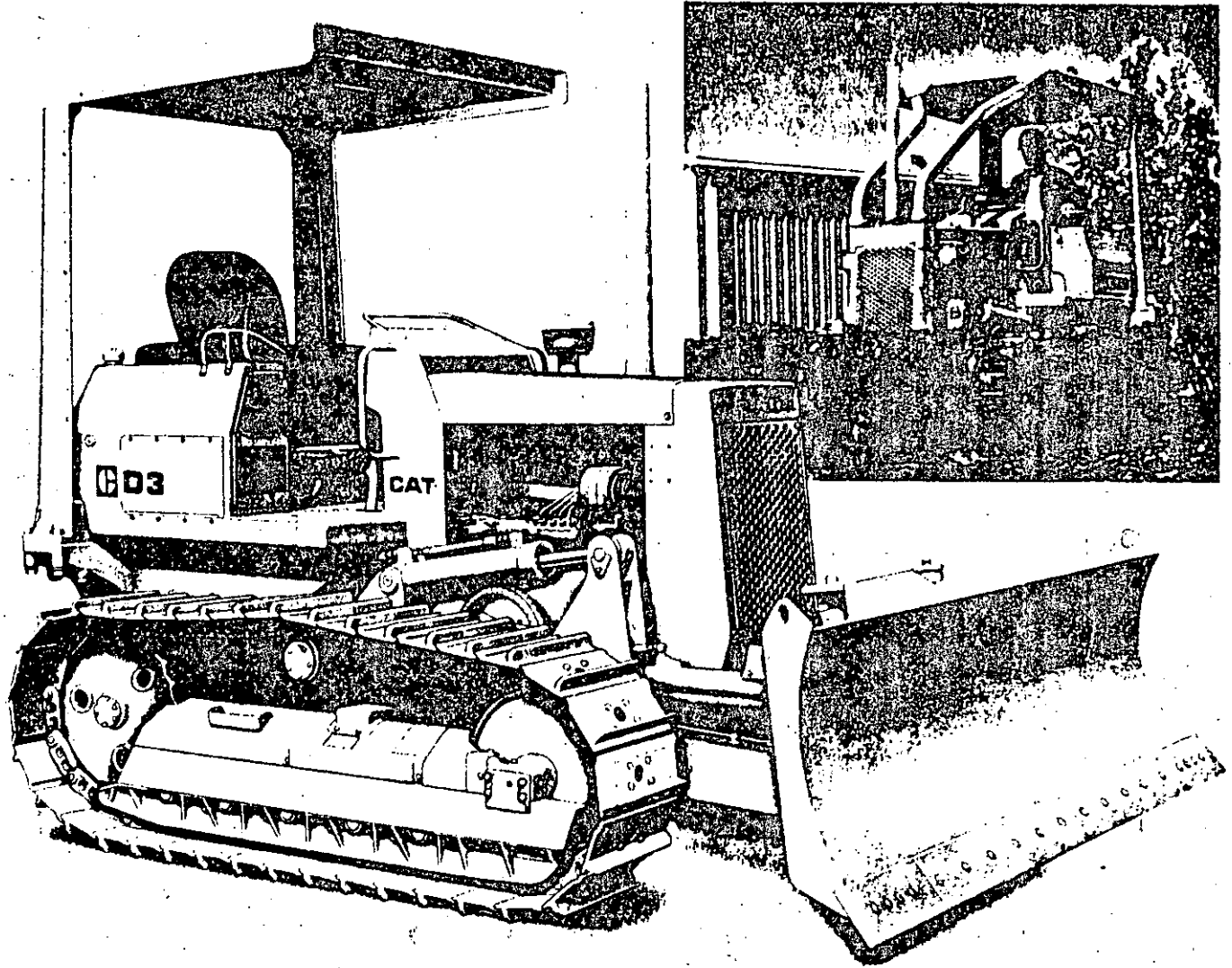


En la hoja empujadora del D4E se controlan las funciones de levantamiento y descenso con una sola palanca. La hoja es de sección en caja múltiple con vertederas termotratadas, cuchillas y cantoneras de acero DH-2. La hoja completa consta de una vertedera, un bastidor "C" para la hoja 4A, muñones, tuberías, soportes y cilindros de levantamiento. Se requiere control hidráulico, que es estándar en el D4E.

Especificaciones de la Hoja Empujadora

Modelo	Ancho Total Tronco y Caja Empujadora	Ancho Total de la Caja Empujadora	Profundidad de la Caja Empujadora	Empuje Libre Caja y al Suelo	Peso
4A	3120 mm	710 mm	370 mm	610 mm	1200 kg





Se muestra el D3 con techo R.O.P.S., protección de rodillos inferiores y hoja empujadora, los cuales son optativos.

características principales

- MOTOR DIESEL CAT de 62 hp (46 kW) en el volante.
- SERVOTRANSMISION DE DISEÑO PLANETARIO. Suministra cambios sobre la marcha, con 3 velocidades de avance y 1 de retroceso.
- DIRECCION A PEDAL. Deja las manos libres para fácil operación de los controles de la servotransmisión y de la hoja empujadora.
- CADENA SELLADA Y LUBRICADA ... reduce el desgaste interno de posadores y bujes, para costos más bajos de conservación del tren de rodaje.
- LA ORIENTACION E INCLINACION A POTENCIA de la hoja empujadora suministran la versatilidad requerida en trabajos auxiliares.
- CAT PLUS ... a cargo del distribuidor Caterpillar. Constituye el sistema de respaldo al producto más extenso y completo en la industria.



motor Caterpillar

Potencia en el volante a 2400-RPM 62 hp
Kilovatios 46 kW

(En el Sistema Internacional de Unidades, la potencia se mide en kilovatios.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina, cuando funciona en las condiciones de temperatura y presión atmosféricas correspondientes a las normas de la S.A.E., o sea a 29° C (85° F), y 746 mm (29,38") Hg (0,995 bar), utilizando "fuel oil" de 35 unidades A.P.I. a

15,6° C (60° F). El equipo del motor del vehículo incluye ventilador, filtro de aire, bombas de agua, de lubricante y de combustible, silenciador y alternador. El motor mantiene su potencia indicada en el volante hasta 2300 m (7500') de altitud.

Motor diesel Caterpillar, Modelo 3204, de cuatro tiempos y cuatro cilindros, con diámetro de 114 mm (4,5") y carrera de 127 mm (5"). Su cilindrada es de 5,2 litros (318 pulg³).

Sistema de combustible de inyección directa con bombas de inyección y válvulas individuales, libres de ajustes.

Pistones de forma elíptica y cónica, de aluminio de aleación y diseño de dos anillos. Cojinetes reforzados con acero por el dorso. Mufones del cigüeñal tratados térmicamente. Lubricación a presión, con aceite filtrado y enfriado en flujo total. Filtro de aire seco, con elemento primario y de seguridad.

Consumo el económico "fuel oil" No. 2 (Especificación ASTM D396), con un mínimo de 35 cetanos. Pueden usarse, también, combustibles de calidad superior, pero no es necesario.

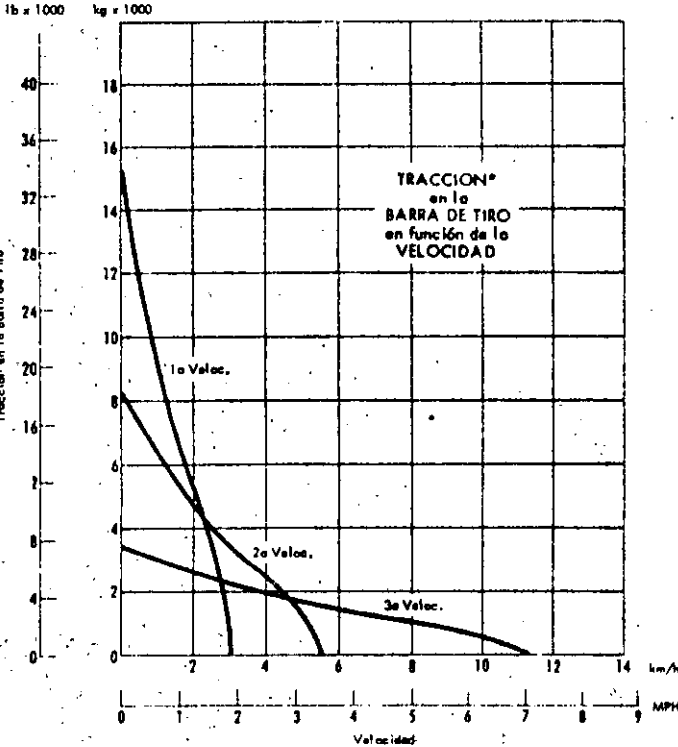
Sistema de arranque eléctrico directo de 12 voltios, con alternador de 40 A y grupo estándar de ayuda de éter para el arranque. (No se incluye el recipiente).



transmisión

Servotransmisión planetaria con tres velocidades de avance y una de retroceso. Tiene embragues en aceite de alta capacidad de par motor. Se pueden hacer cambios con carga plena, tanto de velocidad como de sentido de marcha. Convertidor de par de una etapa, integrado con la servotransmisión.

VELOCIDADES:	1a	2a	3a
Avance, km/h	3,1	5,6	11,3
(MPH)	1,9	3,5	7,0
Retroceso, km/h		5,1	
(MPH)		3,2	



*La fuerza de tracción depende del tractor equipado y del tipo de suelo.



sistema de dirección y frenos

La dirección y frenos se gobiernan con un pedal para cada cadena. El tercer pedal frena ambas cadenas, y se usa como freno de estacionamiento. Los embragues son de varios discos; se aplican con resorte y se sueltan hidráulicamente.



mandos finales

Los mandos finales son de reducción simple.



bastidor de rodillos inferiores

Construcción de sección en caja. Los rodillos y ruedas guía son de Lubricación Permanente.

Número de rodillos (cada lado) 5



Cadena Sellada y Lubricada

En la Cadena Sellada y Lubricada se suministra lubricante a los pasadores, lo cual reduce enormemente el desgaste motivado por la fricción con los bujes. Se retiene el lubricante mediante un sistema sellador que consta de un sello de poliuretano, un anillo expansor de caucho y un anillo de tope. Son estándar el eslabón maestro de tipo dividido y los ajustadores hidráulicos de las cadenas.

Número de zapatas a cada lado	36
Longitud de las zapatas estándar	305 mm (12")
Longitud de cada cadena sobre el suelo	1824 mm (71,8")
Area de contacto con el suelo con zapatas de 305 mm (12")	1,11 m ² (1723 pulg ²)
Entrevería	1420 mm (56")



sistemas hidráulicos

El sistema hidráulico completo consta de la bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías y varillaje. Los cuatro sistemas hidráulicos operativos incluyen:

- TRES VALVULAS Hoja de orientación e inclinación a potencia
- CUATRO VALVULAS Hoja y desgarrador de orientación e inclinación a potencia

BOMBA:

- Caudal a 69 bar (1000 lb/pulg²) 55 lit/min (14,5 gal/min)
- RPM a la velocidad indicada del motor 2640
- Ajuste a la válvula de seguridad 172 bar (2500 lb/pulg²)
- Propulsión (fuerza constante) Desde el tren de engranajes de sincronización auxiliar

POSICIONES DE LA VALVULA DE CONTROL (de tipo de carrete):

- Cilindros de levantamiento Subir, bajar, fija, libre
- Cilindro de inclinación Izquierda, derecha, fija
- Cilindros de orientación Izquierda, derecha, fija
- Cilindro del desgarrador Subir, fija, bajar

FILTRO De flujo total



datos para servicio

	litros	(Gal de E.U.A.)
Tanque de combustible	114	30
Sistema de enfriamiento	24,6	6,5
Cárter	11,4	3
Transmisión	17	4,5
Mandos finales, cada uno	9,5	2,5
Sistema hidráulico (inclusive el tanque)	57	15
Tanque hidráulico	30,3	8



peso (aproximado)

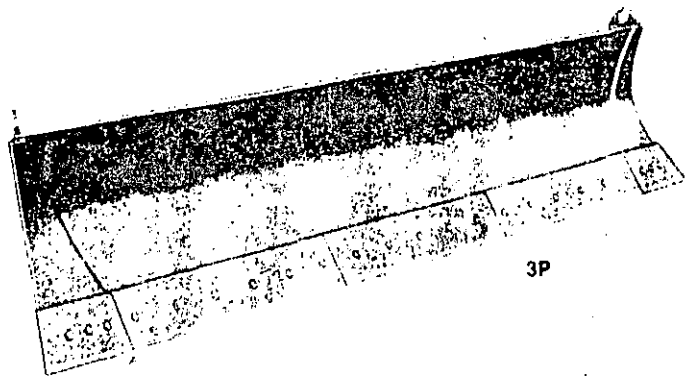
- Peso de embarque con 10% de combustible en el tanque, hoja y sistema hidráulico 5830 kg (12 860 lb)
- De operación (incluye refrigerante, lubricantes, tanque lleno de combustible, operador, techo ROPS, hoja y sistema hidráulico) 6340 kg (13 980 lb)



estructura R.O.P.S.

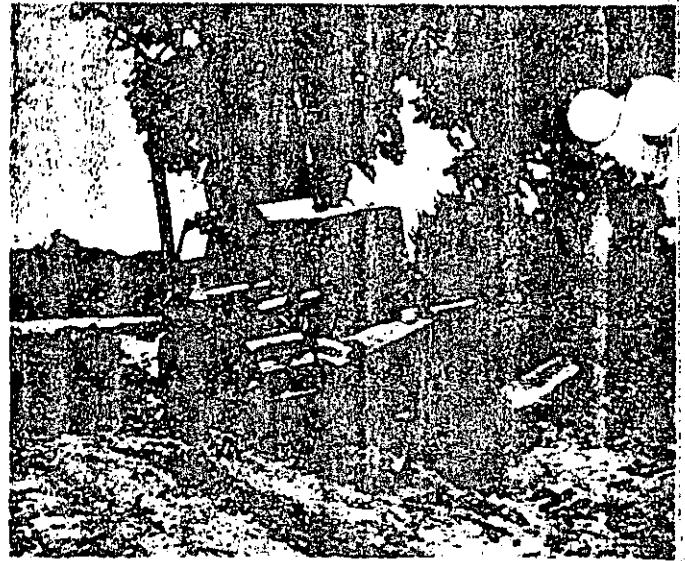
(El techo R.O.P.S. es optativo.)

La estructura para protección en caso de vuelco (R.O.P.S.) que ofrece Caterpillar para esta máquina se cifre al criterio R.O.P.S.: SAE J395, SAE J1040a e ISO 3471. También se cifre al criterio F.O.P.S. (Estructura para Protección contra la Caída de Objetos) SAE J231 e ISO 3449.



LA HOJA EMPUJADORA D3 es de diseño de construcción en caja múltiple, con vertedera de acero tratado térmicamente, y cuchillas y cantoneras de acero DH2.

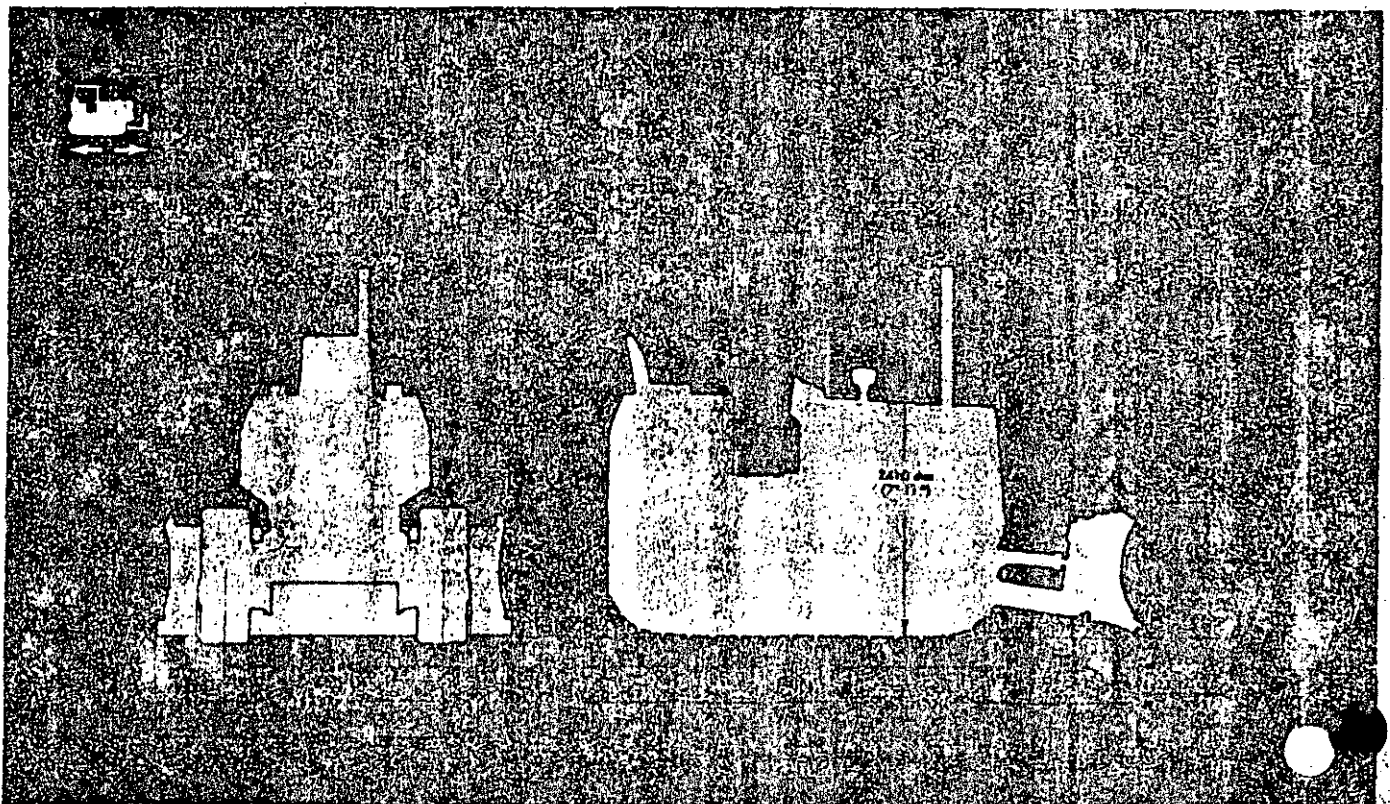
Una sola palanca controla los movimientos de ascenso, descenso e inclinación, con la orientación ajustada mecánicamente. La hoja completa consiste de vertedera, bastidor en "C", muñones, cilindros de levantamiento y soportes. Se requieren controles hidráulicos, pero no se incluyen con las hojas topadoras.

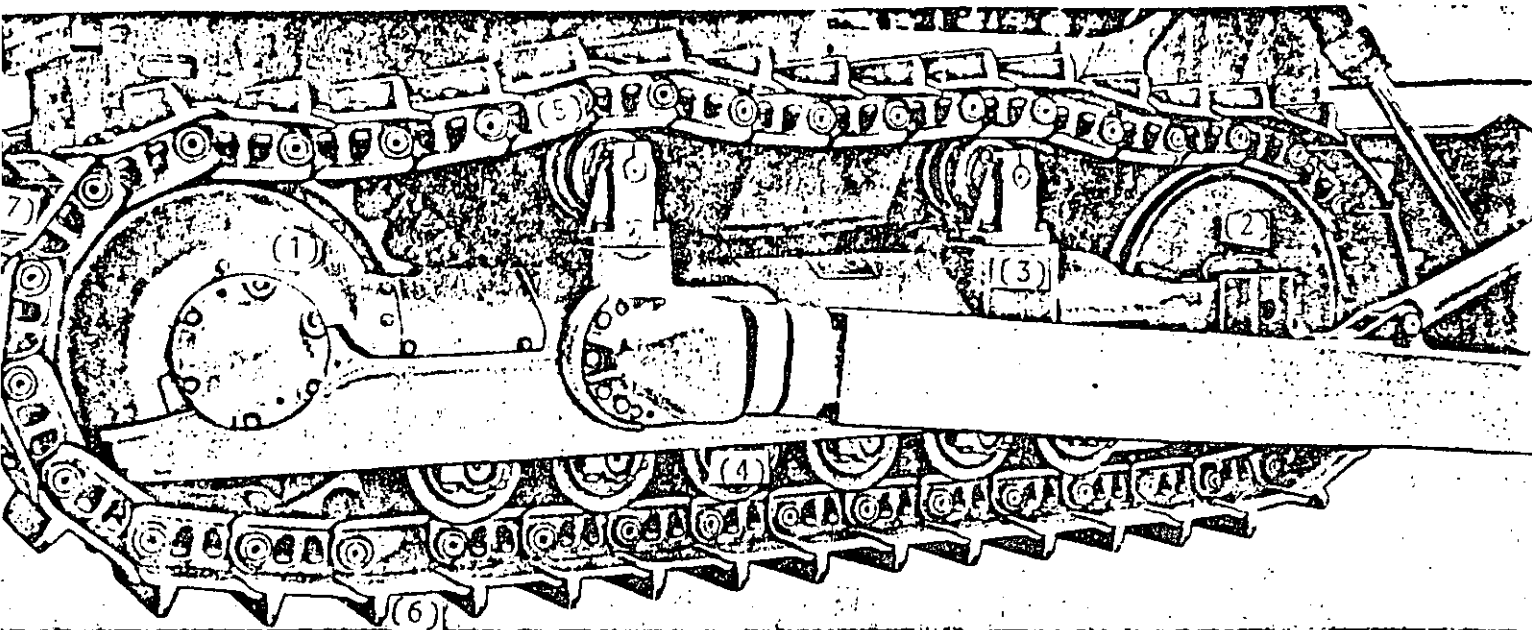


LA HOJA EMPUJADORA 3P DE ORIENTACION E INCLINACION A POTENCIA ES OPTATIVA, y hace más fácil la nivelación, el rellenado de zanjas, el esparcimiento y la conformación de terrenos. Se puede orientar a 25° a la izquierda o derecha. La inclinación es de 8 1/2°. Todo se gobierna con dos controles sencillos.

Especificaciones de la Hoja Empujadora

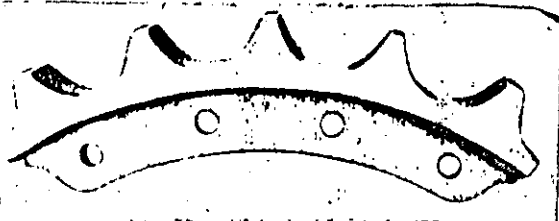
							Peso (sin los controles hidráulicos)
3P, recta	3680 mm (12' 1")	2410 mm (7' 11")	740 mm (29,2")	351 mm (13,8")	860 mm (33,8")	356 mm (14")	930 kg (2050)
Orientada a 25° . .	4170 mm (13' 8")	2240 mm (7' 4")	740 mm (29,2")	351 mm (13,8")	1090 mm (3' 7")	356 mm (14")	





- 1.- CATARINA.
- 2.- RUEDA GUIA.
- 3.- RODILLOS SUPERIORES.
- 4.- RODILLOS INFERIORES.
- 5.- ESLABON NORMAL DE LA CADENA.
- 6.- ESLABON DE AJUSTE DE LA CADENA.
- 7.- ZAPATA Y GARRA.

CATARINA.



La catarina se construye actualmente en secciones que pueden ser intercambiadas fácil y rápidamente en tanto se reparan las partes usadas. La parte superficial, está tratada para lograr un acero de alta dureza.

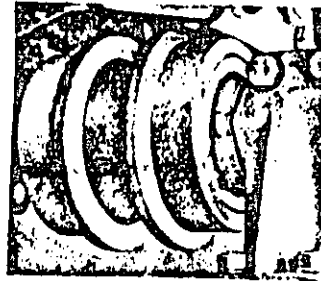
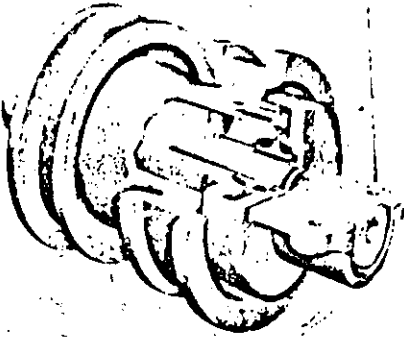
Existen secciones especiales para terrenos fangosos que evitan la acumulación de material.



RUEDA GUIA.

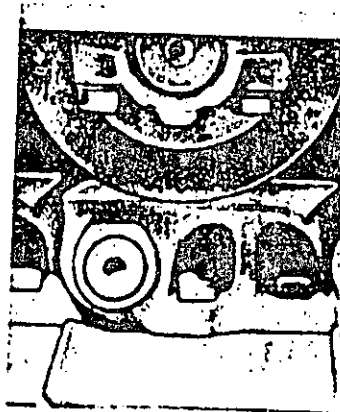
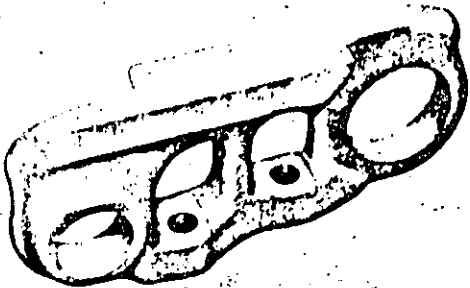
La Rueda Guía ó Rueda Tensora, permite el alineamiento y tensión adecuada de las cadenas.

RODILLOS SUPERIORES E INFERIORES.



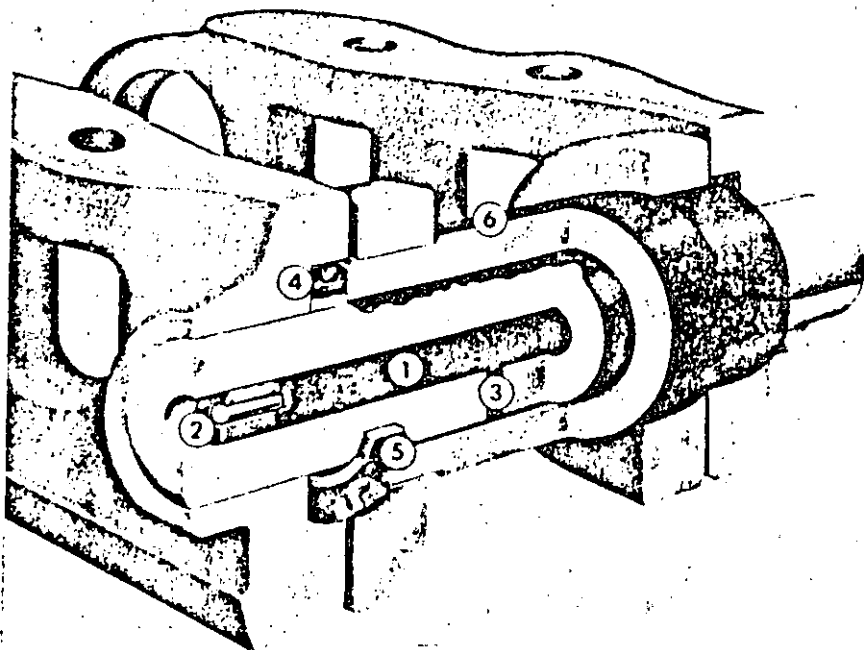
Los Rodillos Superiores e Inferiores se forjan con acero de endurecimiento profundo y son de lubricación permanente.

ESLABON NORMAL DE LA CADENA.



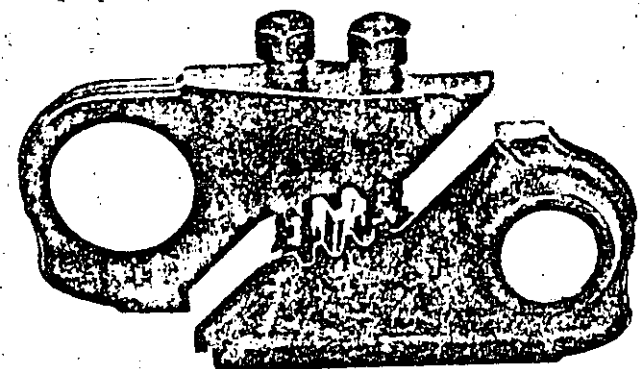
En las fotografías se muestran los eslabones que se utilizaban tradicionalmente.

En la actualidad se fabrican cadenas selladas y lubricadas como las que se muestran en la figura, que aumentan de una manera importante las horas de vida de el tránsito.



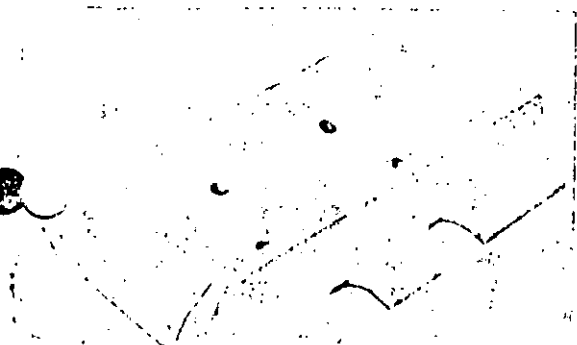
- ① DEPOSITO DE ACEITE
- ② ADAPTADOR DE CAUCHO Y TAPON
- ③ CONDUCTO DEL ACEITE
- ④ SELLO HERMETICO
- ⑤ ANILLO DE EMPUJE
- ⑥ BUJE

ESLABON DE AJUSTE DE LA CADENA.



El Eslabón de Ajuste de dos piezas permite una forma más rápida y fácil para desmontar e instalar las cadenas.

ZAPATA CON GARRA.



Se producen diversas clases de zapatas para las cadenas que van desde las de diseño plano hasta las de gran altura y resistencia de las garras cuando van a ser utilizadas en trabajos donde existe mucha roca.

Hoja Recta

Trabaja mejor en el empuje de gran volumen de tierra, y especialmente en pasadas de cortas a medianas.

Hoja Anguleble

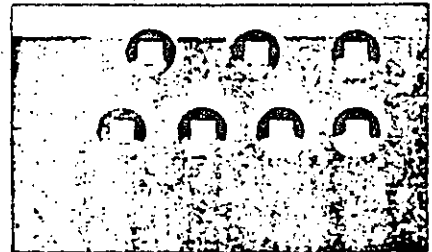
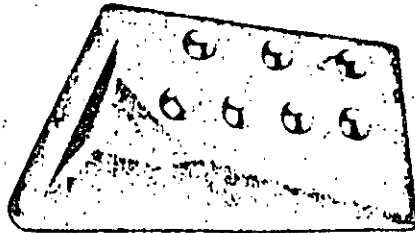
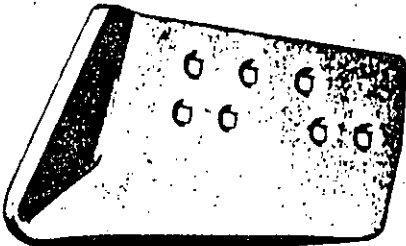
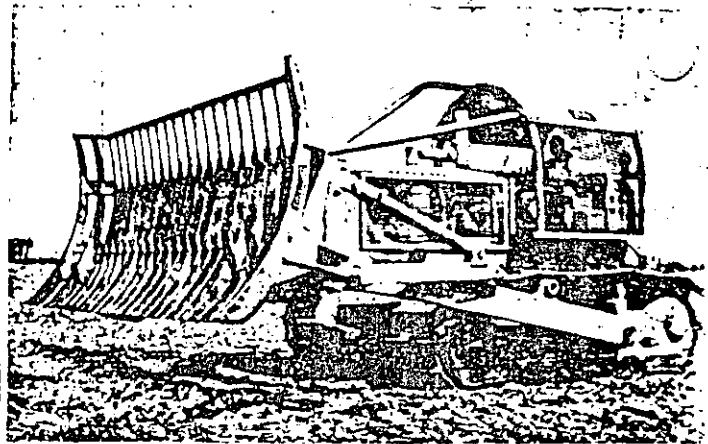
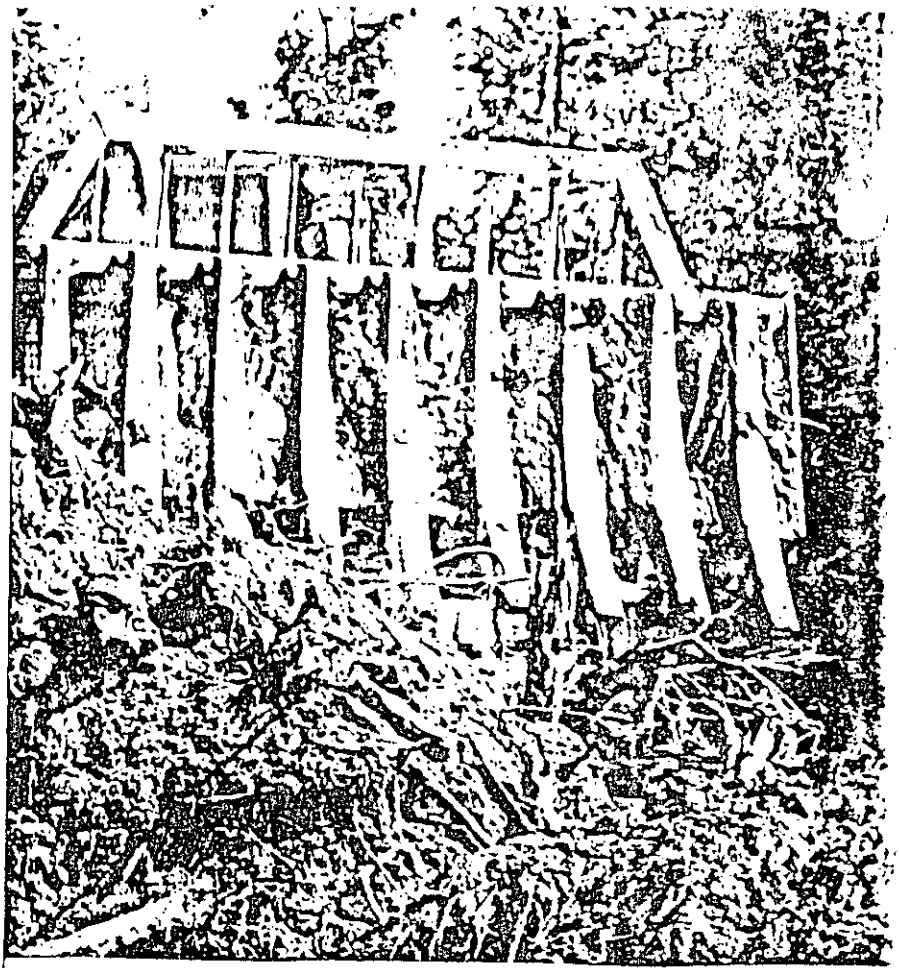
Gira 25° a cada lado, para formar camellones en trabajos iniciales y relleno. La curvatura de la hoja imparte acción de volteo para que el empuje lateral sea suave y fácil.

Hoja Universal

Se construye para empuje en gran volumen y a largas distancias. La curvatura en los lados de la hoja imparte a la tierra un movimiento hacia el centro, y disminuye el derrame lateral.

Hoja con Amortiguación

Para el D9. Tiene un mecanismo integrado que amortigua los choques en el empuje de trallas, a fin de hacer contacto hasta una velocidad relativa de 4,8 km/h (3 MPH). También puede utilizarse en trabajos de servicio general y de despejo.



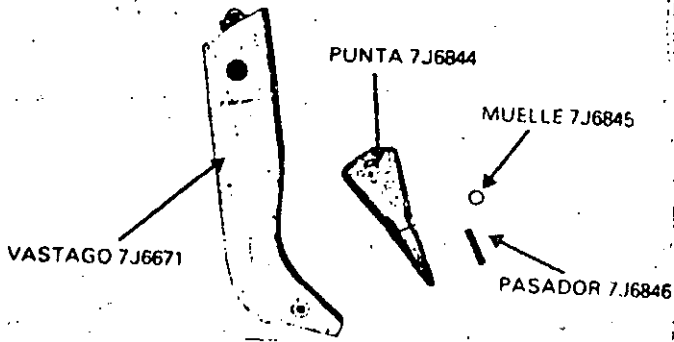
Hay puntas de extremo acopadas en caliente de 1-1/8" para el D8, de 1-3/8" para el D9, o de 1-5/8" para trabajos extremadamente duros y para condiciones muy abrasivas, en que se requiere gran fortaleza y penetración. Todas las puntas acopadas en caliente son de acero DH-2, y tienen la garantía respectiva.

Las puntas de extremo forjadas—optimativas en casi todas las hojas topadoras—son de gran tenacidad. Se fabrican para trabajos de condiciones extremadamente difíciles. Estas puntas resisten sin quebrarse grandes y continuas cargas de choque. Son de acero DH-2 totalmente endurecido, y se afilan al trabajar.

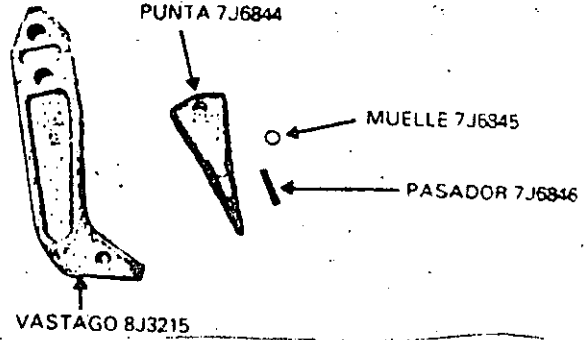
De acero DH-2 totalmente endurecido. Confiere protección económica a las esquinas en materiales de cargas bajas de choque, y poca abrasión. Es la herramienta perfecta para trabajos de acabado o semiacabado, con hoja topadora.

Existen diversos tipos de desgarradores, todos ellos hidráulicos y con juntas intercambiables.

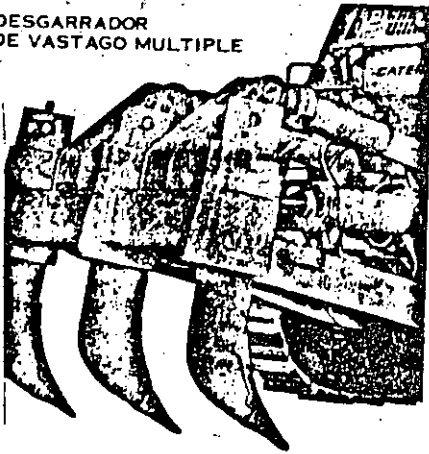
PUNTA DE DESGARRADOR 983



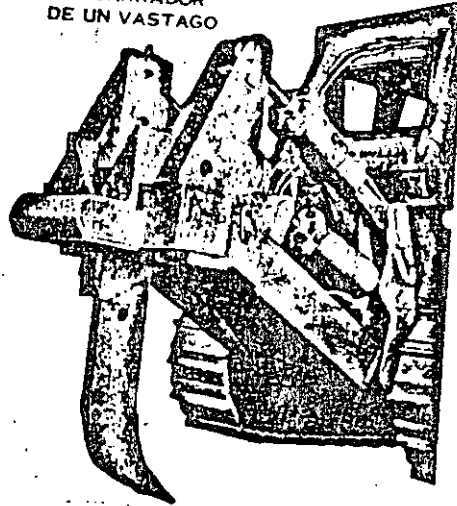
PUNTA 7J6844



DESGARRADOR DE VASTAGO MULTIPLE



DESGARRADOR DE UN VASTAGO



La clave para reducir los costos de operación por hora, es el operador y se deben seguir las siguientes reglas:

- Siempre se debe usar la primera velocidad. Los tractores tienen más tracción en baja velocidad, además disminuye el desgaste del tren de rodaje.
- Las cargas de choque y los daños al desgarrador aumentan con la velocidad. Se debe desgarrar lentamente para reducir el desgaste y aumentar la duración del desgarrador.
- Siempre que sea posible, debe desgarrarse cuesta abajo, pues esto eleva la producción ya que el peso de la máquina se suma a la potencia y aumenta la tracción.
- Cuando haya capas laminares inclinadas, se debe comenzar a desgarrar en el extremo superficial ya que esto profundiza la punta en el suelo, mejora la penetración y sube la producción.
- Cuando se acarrean con motoescrepas materiales desgarrados, se deben manejar ambas máquinas en el mismo sentido. entonces se podrá usar el tractor del desgarrador para empujar motoescrepas en la carga, y reducir el desgaste de las cuchillas.
- No se debe retirar todo el material desgarrado; hay que dejar una capa de 10 a 15 cm (4" a 6") ya que esto mejora la tracción y reduce el desgaste de los tránsitos.
- Cuando el acarreo sea con motoescrepas, el desgarre debe hacerse a profundidad uniforme ya que el corte uniforme, reduce el desgaste en las máquinas de acarreo y facilita la carga.
- Halle el número de dientes según la producción, la facilidad al desgarrar y la potencia de la máquina.

CON OBJETO DE CONOCER LA POSIBILIDAD DE DESGARRAMIENTO, LOS FABRICANTES HAN ELABORADO UNAS GRAFICAS EN QUE RELACIONAN LA CLASE DE MATERIAL Y SU VELOCIDAD SISMICA DE LA MANERA EN QUE SE MUESTRA EN LOS SIGUIENTES CUADROS:

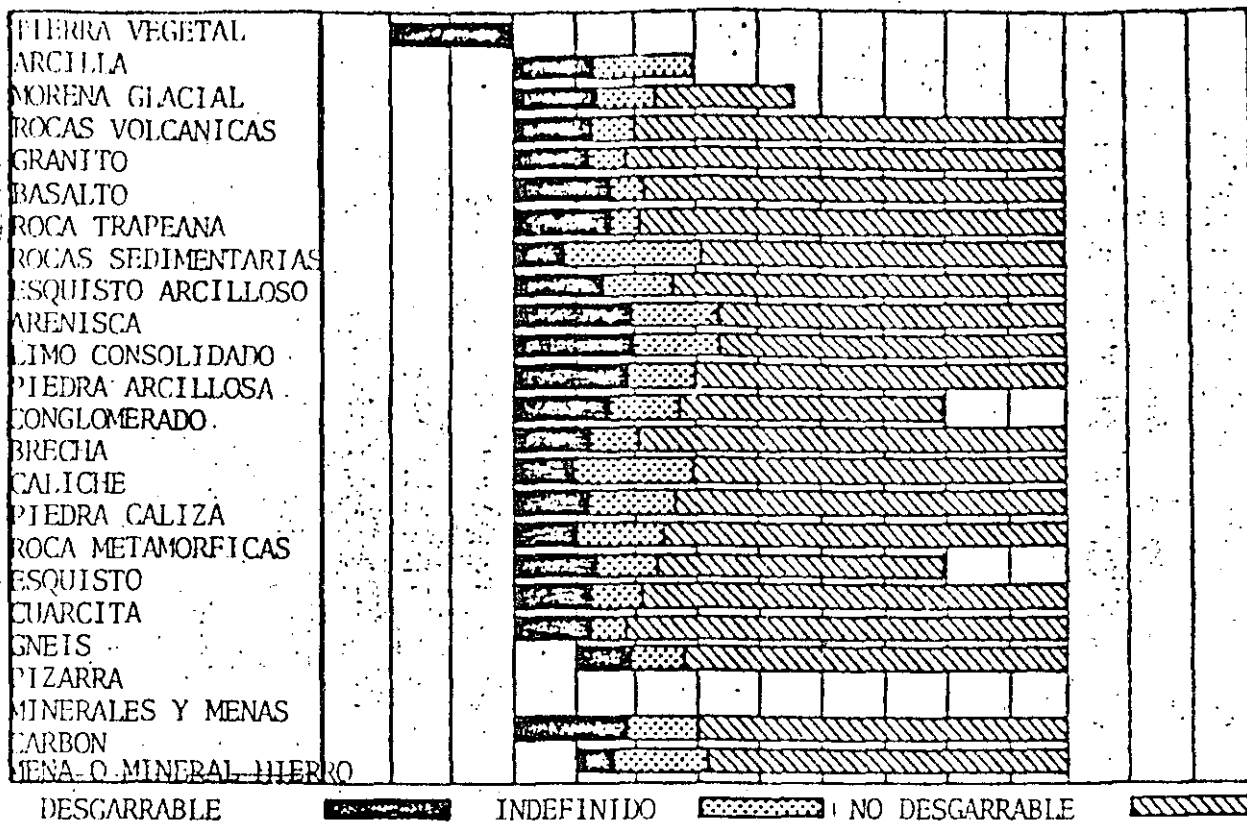
TRACTOR D7G

93

VELOCIDAD SISMICA

VELOCIDAD EN KM/SEG.

VELOCIDAD EN PIES X 1000/SEG

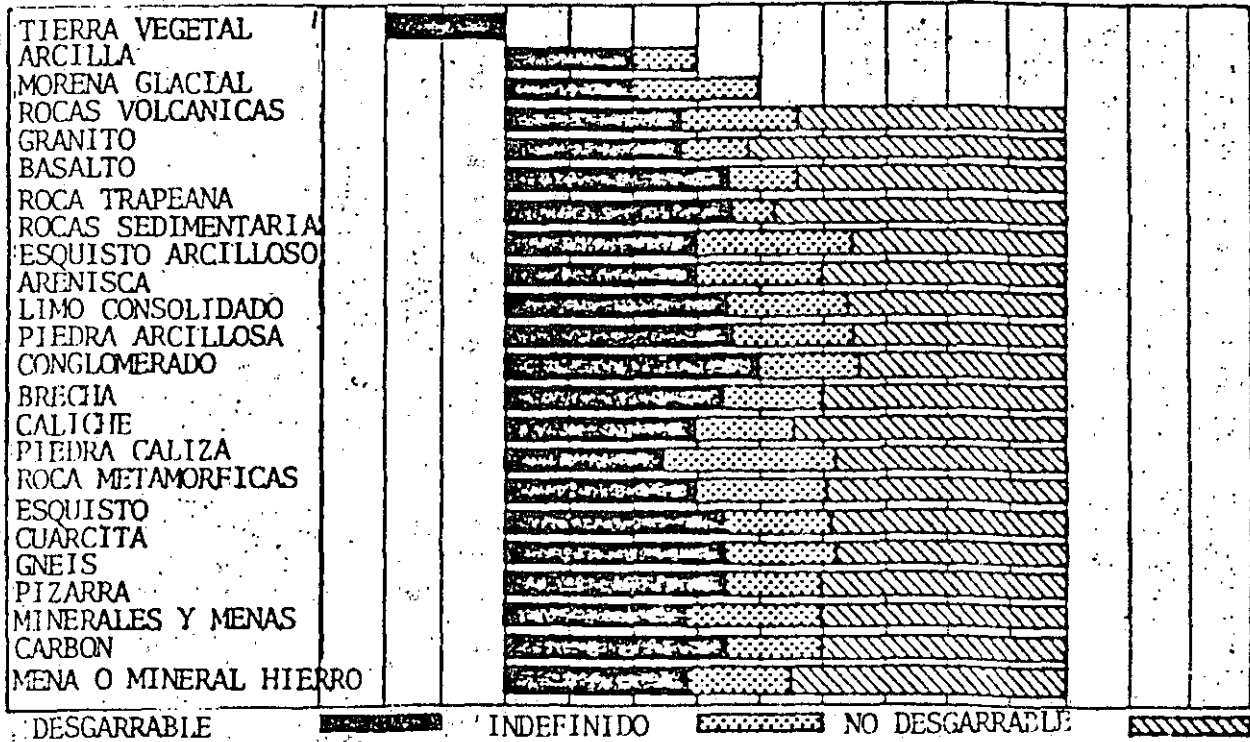


TRACTOR D8K

VELOCIDAD SISMICA

VELOCIDAD EN KM./SEG.

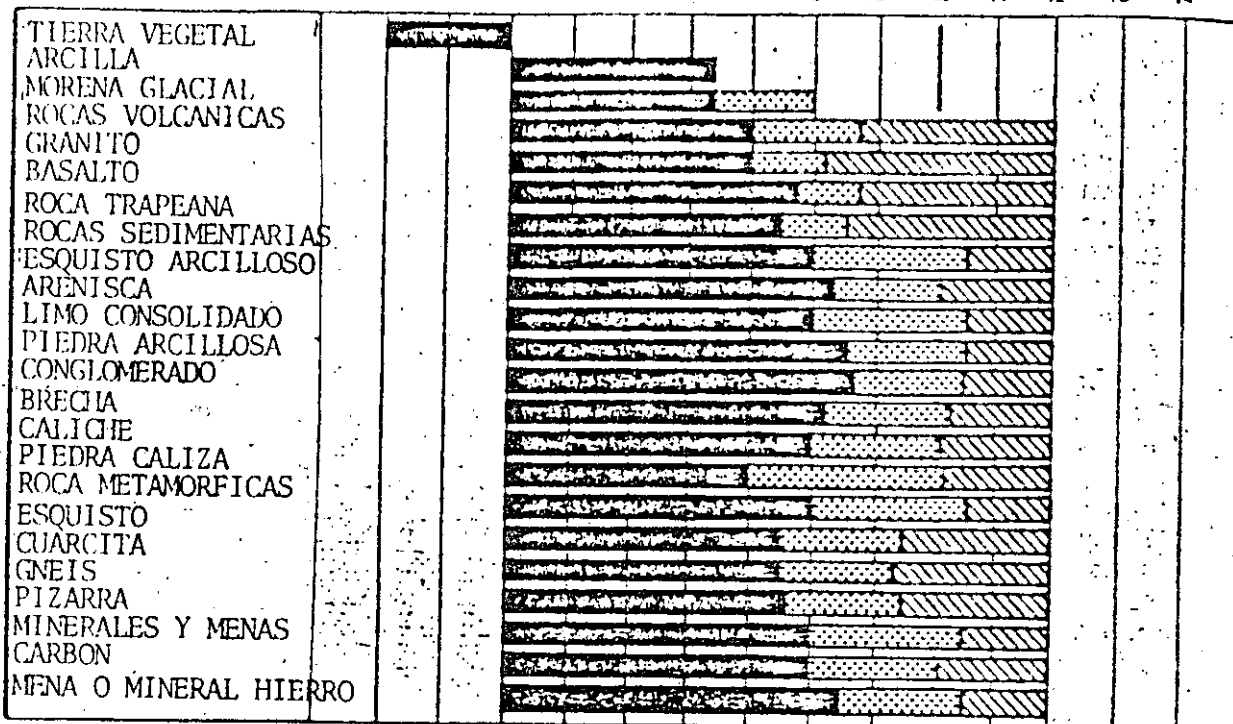
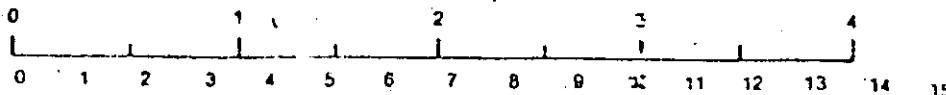
VELOCIDAD EN PIES X1000/SEG



VELOCIDAD SISMICA

94

VELOCIDAD EN KM/SEG.
VELOCIDAD EN PIES X1000/SEG



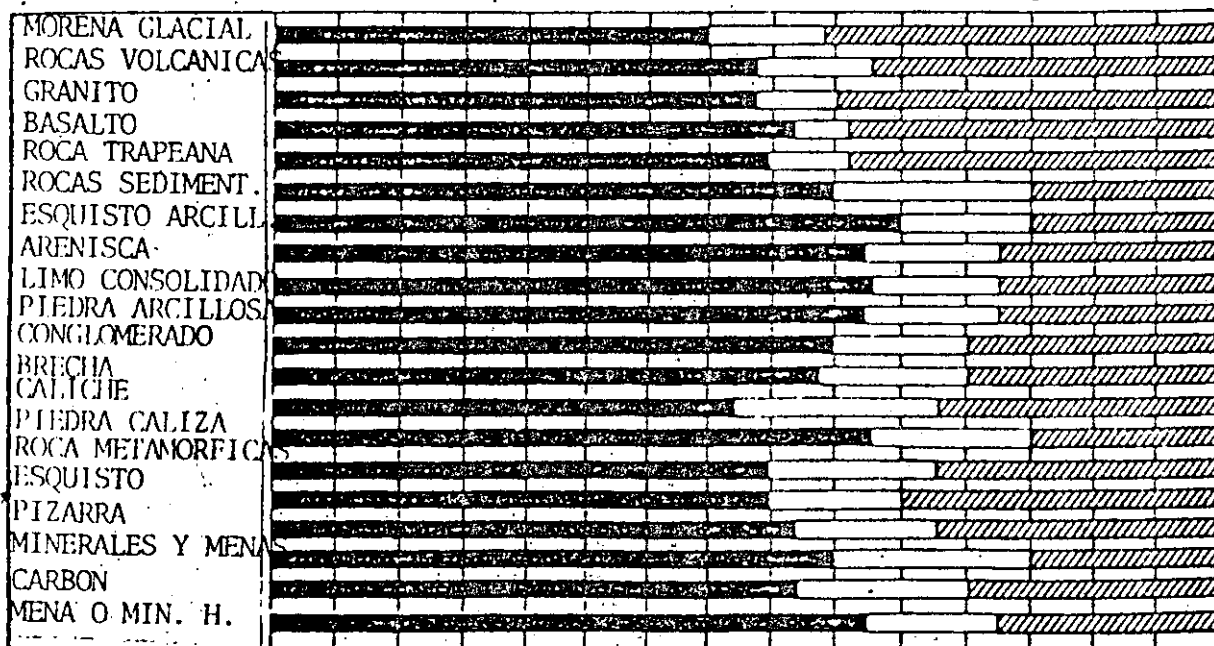
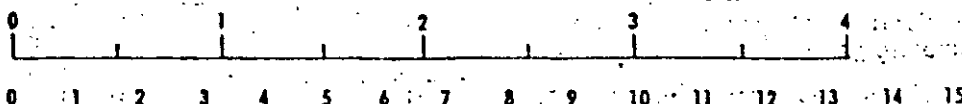
DESGARRABLE INDEFINIDO NO DESGARRABLE

TRACTOR D10

VELOCIDAD SISMICA

VELOCIDAD EN KM/SEG.

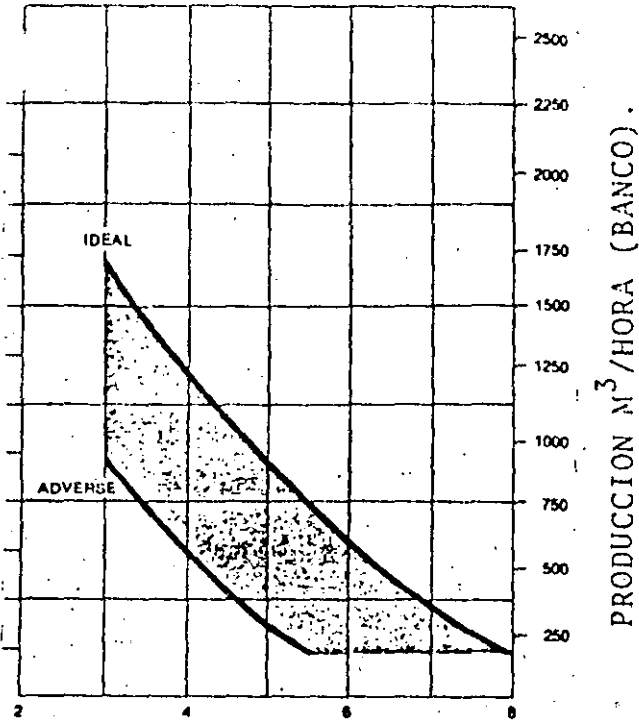
VELOCIDAD EN PIES X 1000/SEG



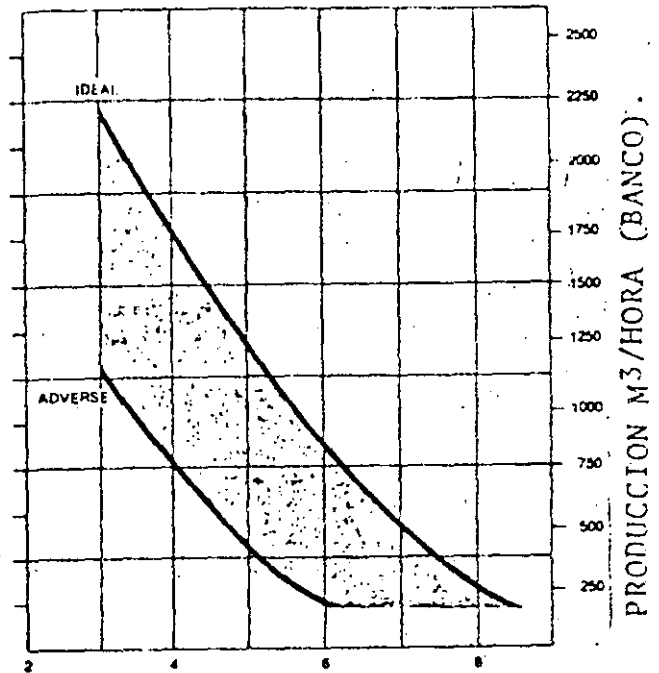
DESGARRABLE INDEFINIDO NO DESGARRABLE

D8K CON UN SOLO DIENTE

D9H CON UN SOLO DIENTE



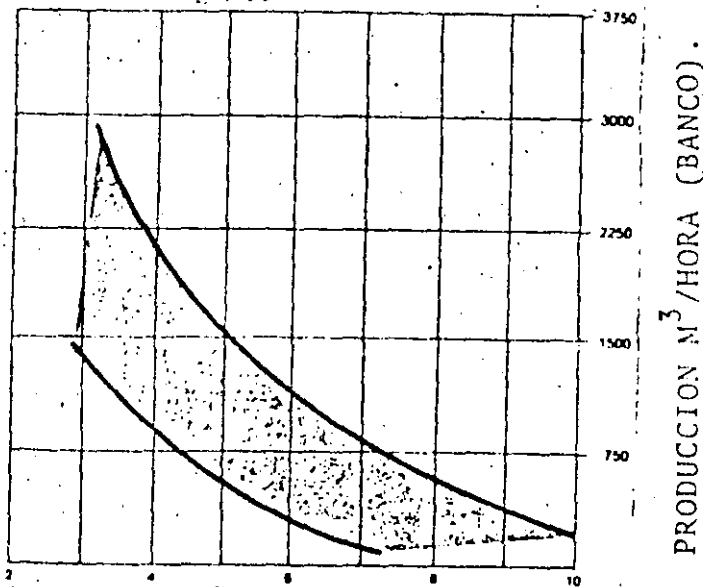
VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)



VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)

GRAFICAS PARA ESTIMAR LA PRODUCCION DE DESGARRADORES.

D 10 CON UN SOLO DIENTE



VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)

Características de estas gráficas:

- La máquina solamente desgarrar, es decir no hace dos trabajos a la vez.
- Máquinas de los últimos modelos con un sólo diente en el desgarrador.
- 100% de eficiencia (deberá considerarse la eficiencia real).
- Las gráficas sirven para cualquier clase de material.
- En rocas Igneas para una velocidad cerca de 2,400 mts. por segundo ó más para el D10, y de 1,750 mts. por segundo ó más para el D9 y el D8, deberá reducir la producción de las gráficas en un 25%.
- Deberá tenerse mucho cuidado en utilizar el rango entre condiciones ideales y condiciones adversas.

PRODUCCION CALCULADA DE UN DESGARRADOR

Supongamos un tractor D8K equipado con un desgarrador de un diente desgarrando un conglomerado que tiene una velocidad sísmica de 4,000 mts/seg. La penetración del diente es de 1.20 mts. y la separación entre pasadas es de 1.00 mt. La velocidad del tractor es de 1.5 Km/hora.

Velocidad 1500 M/hora = 25 m/minuto.

Tiempo empleado en tramos de 100 mts.

Tiempo tránsito = $\frac{100 \text{ M}}{25} = 4.00 \text{ min.}$

Tiempo perdido en las cabeceras = 1.00 min.

ciclo = 5.00 min.

No. ciclos/hora = $\frac{60 \text{ min}}{5 \text{ min}} = 12 \text{ ciclos}$

Volumen desgarrado por ciclo = $100 \times 1.20 \times 1.00 = 120 \text{ M3.}$

Volumen horario = $120 \times 12 = 1440 \text{ M3/hora.}$

Comparando este volumen se observa que casi coincide con la gráfica correspondiente. La variación se debe a que un tractor desgarrando no mantiene una velocidad constante.



Características principales

- Potencia de 78 kW (105 hp) en el volante
- Transmisión planetaria Power Shift
- Capacidad de levantamiento de 18 100 kg (40.000 lb)
- Embragues de dirección y frenos enfriados por aceite
- Ruedas motrices de segmentos de aro empennables.



Transmisión

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 311 mm (12,25") de diámetro y de alta capacidad de par. Una válvula especial permite cambios sin restricciones de velocidad y sentido de marcha a plena carga. Tres velocidades de avance y tres de marcha atrás. Convertidor de par de una sola etapa conectado directamente a la transmisión. Intercambiadores de calor de aceite-aire enfrían el aceite del convertidor de par.

Marcha	Velocidad de avance		Velocidad de retroceso	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1	3,5	2,2	4,2	2,6
2	6,1	3,8	7,4	4,6
3	10,1	6,3	12,2	7,6



Dirección

Embragues de dirección de acción hidráulica con discos múltiples enfriados por aceite, que se conectan con resortes y se desconectan hidráulicamente. Los conjuntos de discos de bronce proveen alta capacidad de soporte de carga, larga vida útil y no requieren ajustes.

Frenos de banda contráctil enfriados por aceite y reforzados hidráulicamente. Freno de estacionamiento mecánico. Los conjuntos de embrague y frenos se pueden atender como una sola unidad.



Tren de rodaje

La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste de los eslabones y rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empennables.

Número de rodillos inferiores (cada lado)	6
Entrevía de las cadenas	1880 mm (74")
Ancho de zapata estándar	457 mm (18")
Ancho optativo	508 mm (20")
Longitud de la cadena sobre el suelo	2210 mm (87")
Superficie de contacto con el suelo (zapata estándar)	2,02 m ² (3132 pulg ²)
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas (SAE J894)	396 mm (15,6")
Altura de la garras desde la cara inferior de la zapata	57 mm (2,25")



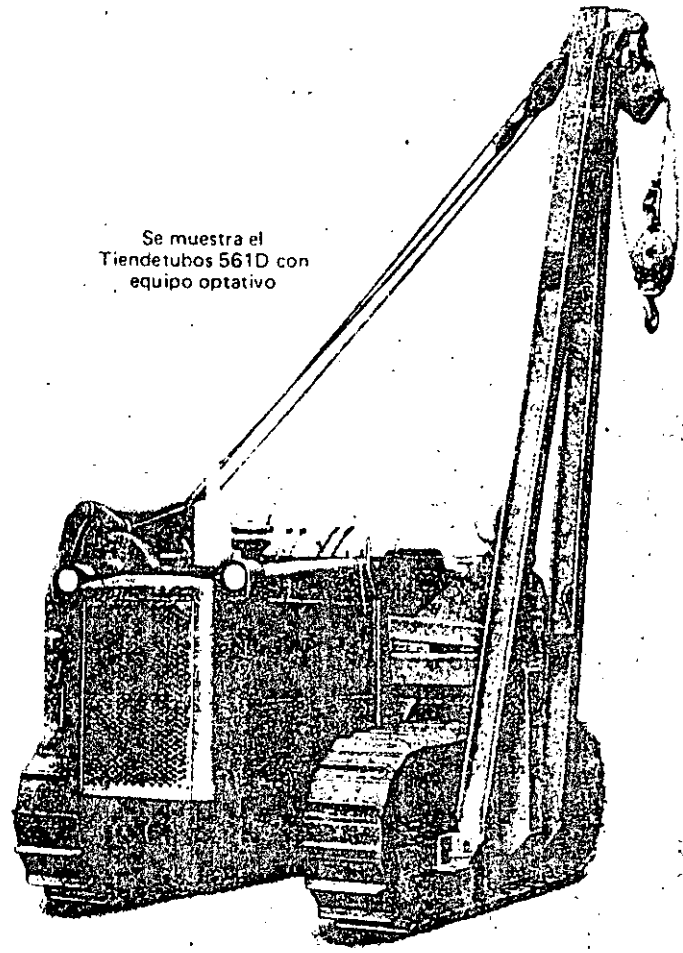
Contrapesos

Hay disponibles dos tipos de instalaciones:

Ajustable	9 segmentos con peso total de 2450 kg (5400 lb)
Peso total extensible	2994 kg (6600 lb)
Fijo	10 segmentos con peso total de 1134 kg (2500 lb)

Control totalmente hidráulico de la instalación ajustable. Ancho total mínimo para facilitar el manejo y el embarque.

Se muestra el Tiendetubos 561D con equipo optativo



Control de la pluma

Un triquete de seguridad trava el tambor de la pluma. La trava evita que el tambor retroceda accidentalmente con el triquete conectado.



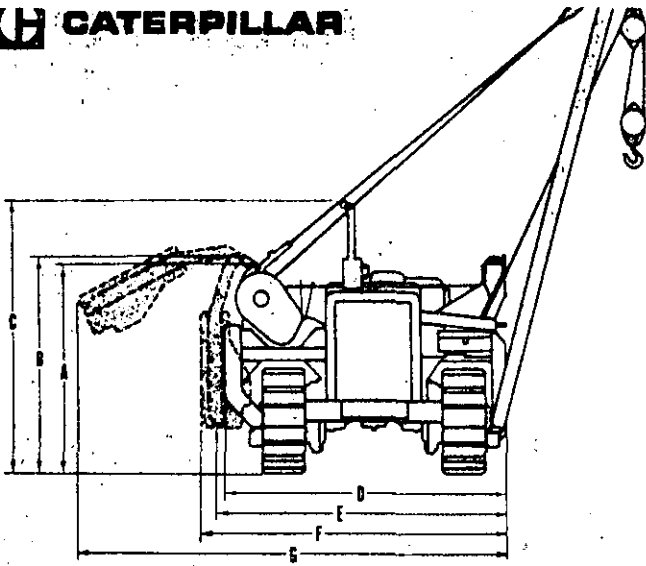
Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1750 RPM 78 kW (105 hp)
(El kilovatio (kW) es la unidad de potencia del Sistema Internacional.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y presión de 99,5 kPa (29,38" Hg) y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,5°C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye ventilador, separador de agua, bombas de agua, lubricante y combustible. El motor mantiene la potencia total hasta una altitud de 1500 m (5000').

Motor Diesel Caterpillar 3306 de 4 tiempos, con 6 cilindros de 121 mm (4,75") de calibre, 152 mm (6,0") de carrera y 10,5 litros (638 pulg³) de cilindrada.

Sistema de combustible de cámaras de precombustión con bombas y válvulas de inyección individuales y libres de ajuste. Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico, con tres anillos. Cojinetes de aluminio con dorso de acero, y muñones del cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado. Filtro de aire, de tipo seco, con elemento primario y secundario. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios con alternador de 35 amperios, estándar. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios para baja temperatura, optativo. Con ambos se incluyen las bujías incandescentes para calentar las cámaras de precombustión.



Dimensiones

- (A) Altura sin el contrapeso 2159 mm (7'1")
- (B) Altura desde el tope del bastidor del contrapeso 2286 mm (7'6")
- (C) Altura desde el tope del tubo de escape 2946 mm (9'8")
- (D) Ancho mínimo de embarque sin los contrapesos 2946 mm (9'8")
- (E) Ancho con contrapeso fijo 3023 mm (9'11")
- (F) Ancho con el contrapeso ajustable retraído 3200 mm (10'6")
- (G) Ancho con el contrapeso ajustable extendido 4343 mm (14'3")
- Longitud total 3835 mm (12'7")

Equipo tiendetubos

Potencia directa: Potencia continua a los malacates del tiendetubos, independiente del convertidor de par.
Transmisión del malacate: De engranajes deslizantes, fabricada por Caterpillar, 3 velocidades de levantamiento, 1 de descenso.

Tambores: De operación independiente o simultánea.

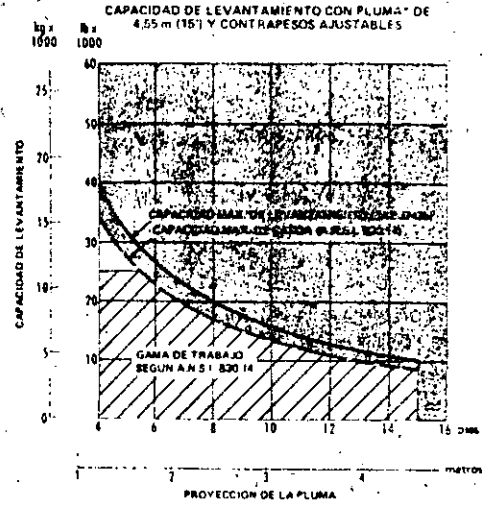
	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	216 mm (8,5")	216 mm (8,5")
Diámetro del freno	457 mm (18")	363 mm (14,3")
Distancia entre las pestañas	305 mm (12")	127 mm (5")
Capacidad	115 m (510')	35 m (115')
Calibre del cable	16 mm (5/8")	16 mm (5/8")

Velocidad del gancho (tambor desnudo):

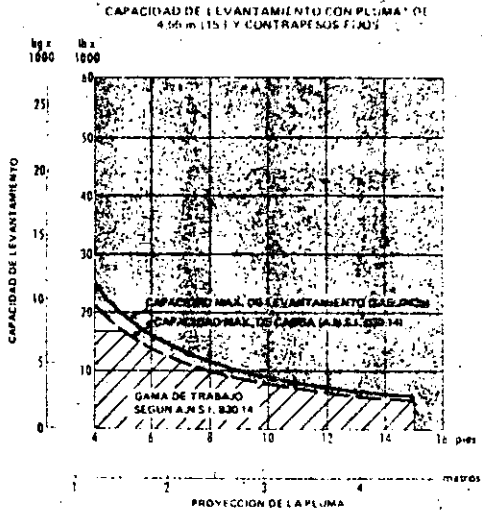
	Cable de carga con poleas de 3 puntos		Cable de carga con poleas de 2 puntos	
	m/min	pies/min	m/min	pies/min
Levantamiento:				
Primera	11	36	16,5	54
Segunda	19,5	64	29,3	96
Tercera	80,5	264	120,7	396
Descenso	11,6	38	17,4	57

Embrague: De una sola placa, de 290 mm (11,4") de diámetro y de tipo fricción. Conectado por una cadena de rodillos a la transmisión del malacate.

Pluma: Sección de viga en doble "T"
 Longitud estándar 4572 mm (15')
 Longitud optativa 5486 mm (18')



Equipo especificado:
 Cable de acero de 16 mm (5/8") de diámetro y con resistencia a la tracción de 15 150 kg (33 400 lb)
 Cable de carga con poleas de 3 puntos
 Cable de la pluma con poleas de 2 puntos
 Peso de los contrapesos en toneladas de 2994 a 2150



Equipo especificado:
 Cable de acero de 16 mm (5/8") de diámetro y con resistencia a la tracción de 15 150 kg (33 400 lb)
 Cable de carga con poleas de 2 puntos
 Cable de la pluma con poleas de 2 puntos
 Peso de los contrapesos de 1144 kg (2550 lb)

Datos para servicio



	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	246	65
Sistema de enfriamiento	34	9
Cárter del motor	27,4	7,25
Transmisión, embragues de dirección y frenos	77	20,5
Mandos finales (cada uno)	11,4	3

Pesos (aproximados)



	kg	lb
Sólo el chasis	9390	20.700
Peso total:		
Sin contrapeso	12 700	28.000
Con contrapeso fijo	13 600	30.000
Con contrapeso ajustable	15 650	34.500

Los materiales y las especificaciones están sujetos a cambio sin previo aviso.



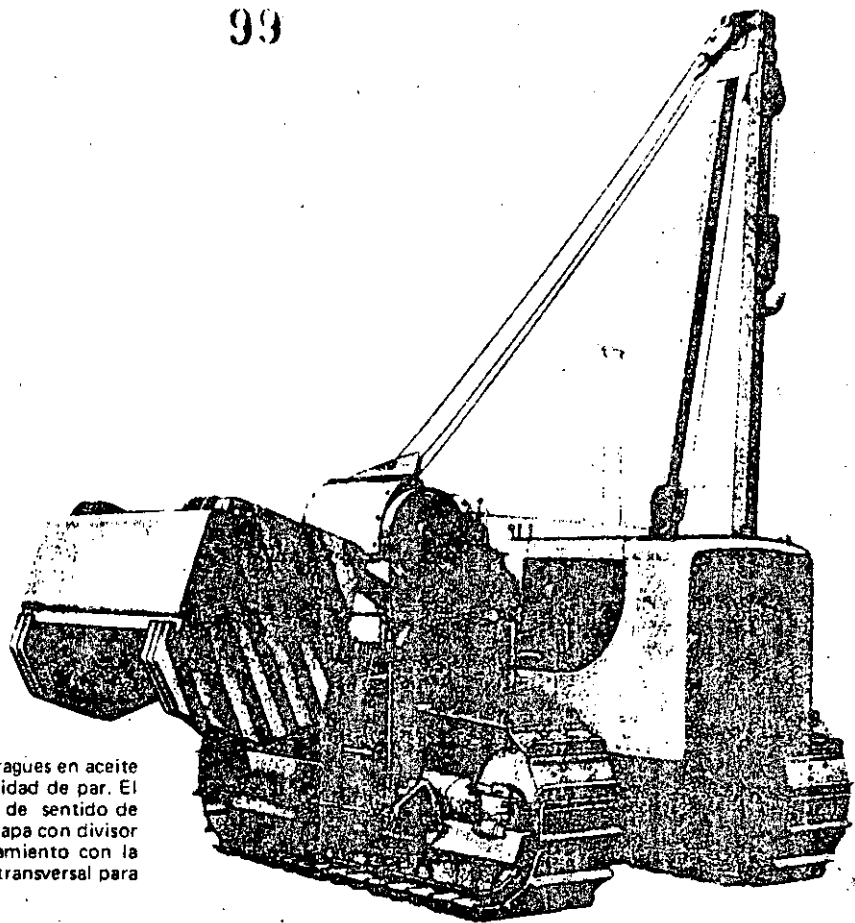
CATERPILLAR

571G Tandemtrubos

99

Características principales

- Potencia de 149 kW (200 hp) en el volante.
- Capacidad de levantamiento de 27 500 kg (60.600 lb)
- Transmisión planetaria Power Shift
- Ruedas motrices con aro de segmentos empernables
- Cadenas selladas, con sellos de discos de metal a metal



Transmisión



Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 381 mm (15") de diámetro, y alta capacidad de par. El sistema de válvulas permite los cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga. Convertidor de par de una sola etapa con divisor de par de salida, que combina la suavidad de funcionamiento con la economía. Conectado a la transmisión por doble junta transversal para fácil remoción del conjunto.

Marcha	Velocidad de avance		Velocidad de retroceso	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1	3,7	0-2,3	4,5	0-2,8
2	6,4	0-4,0	7,9	0-4,9
3	10,0	0-6,2	11,9	0-7,4

Dirección



Embragues de acción hidráulica y discos múltiples enfriados por aceite que no necesitan ajuste. Frenos de banda contráctil enfriados por aceite y con refuerzo hidráulico para operación más fácil. Freno de estacionamiento mecánico. Se pueden atender los conjuntos de embrague y freno como una sola unidad.

Tren de rodaje



La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste de los eslabones y rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores, y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empernables.

Número de rodillos inferiores (cada lado)	6
Entrevía de las cadenas	1980 mm (78")
Ancho de zapata estándar	560 mm (22")
Anchos optativos	510 y 610 mm (20" y 24")
Longitud de la cadena sobre el suelo	2720 mm (107")
Superficie de contacto sobre el suelo (con zapatas estándar)	3,04 m ² (4710 pulg ²)
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de la zapata	399 mm (15,75")
Altura de las garras desde la cara inferior de las zapatas	71 mm (2,81")

Contrapesos



De control totalmente hidráulico. El montaje alto del punto pivote del contrapeso proporciona excelente espacio libre lateral y debajo de la máquina. La disposición del montaje evita el movimiento al retráerse. Ancho total mínimo para facilitar el manejo y el embarque.

Control de la pluma



Un trinquete de seguridad trava el tambor de la pluma. La trava evita que el tambor retroceda accidentalmente con el trinquete conectado. Un mecanismo de desconexión, de seguridad, evita que la pluma se doble.

Motor Caterpillar

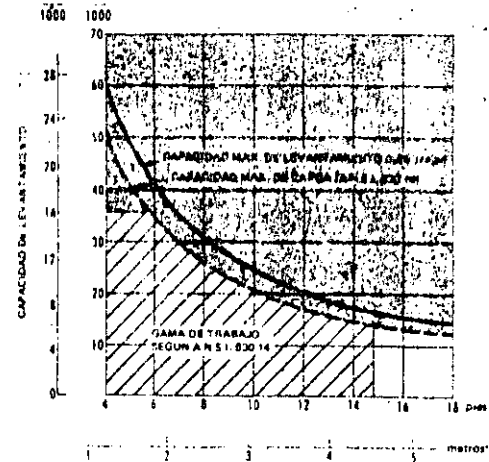
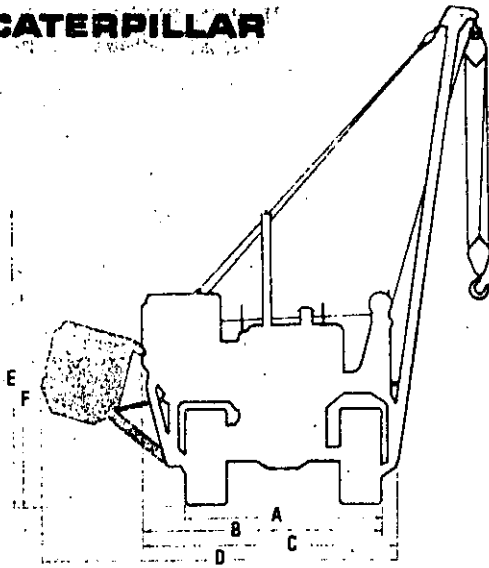


Potencia en el volante a 2000 RPM 149 kW (200 HP) (El kilovatio (kW) es la Unidad de Potencia del Sistema Internacional.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando opera en condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y a presión de 99,5 kPa (29,33" Hg) y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,6°C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye: ventilador; bombas de agua, lubricante y combustible. El motor mantiene la potencia total hasta una altitud de 2300 m (7500 pies).

Motor Diesel Caterpillar 3306 de 4 tiempos, con seis cilindros de 121 mm (4,75") de calibre, 152 mm (6,0") de carrera y 10,5 litros (638 pulg³) de cilindrada.

Turboalimentado. Sistema de combustible con cámaras de precombustión y bombas de inyección individuales y libres de ajuste. Válvulas revestidas de estelita con rotadores de válvulas y asientos de diuro acero de aleación. Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico con tres anillos, enfriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio con dorso de acero; muñones de cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado y enfriado. Filtro de aire, de tipo seco, con expulsor de polvo automático. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios con alternador de 35 amperios, estándar. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios para baja temperatura, optativo. Se incluyen con ambas las bujías incandescentes para calentar las cámaras de precombustión.



Equipo especificado*
 Cable de carga con polea de 3 puntos.
 Cable de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y con resistencia a la ruptura de 21 500 kg (47 000 lb).
 Cable de la pluma con polea de tres puntos.
 Cable de acero de 16 mm (5/8") de diámetro y con resistencia a la ruptura de 15 150 kg (33 400 lb).
 Peso de los contrapesos extendidos de 4355 kg (9600 lb).

Dimensiones



- (A) Ancho mínimo de embarque (sin los bastidores laterales) 2570 mm (8' 5")
- (B) Ancho de embarque (sin el bastidor izquierdo) 3020 mm (9' 11")
- (C) Ancho, con los contrapesos retraídos 3280 mm (10' 9")
- (D) Ancho, con los contrapesos extendidos 4570 mm (15')
- (E) Altura, sin la pluma 3350 mm (11')
- (F) Altura hasta el tope de los contrapesos 2720 mm (8' 4")
- Longitud total 4220 mm (14' 6")

Datos para servicio



	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	435	115
Sistema de enfriamiento	45,4	12
Control hidráulico de los contrapesos	6,6	1,75
Sistema de lubricación:		
Cárter	27,4	7,25
Transmisión, embragues de dirección y frenos	70	18,5
Mandos finales (cada uno)	34,1	9

Pesos (proximados)



	kg	lb
Sólo el chasis	14 740	32.500
Equipo tiendetubos con contrapesos	7938	17.500
Peso total de embarque	22 680	50.000

Equipo tiendetubos



Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente:

- Contrapeso y bastidor de levantamiento 1340 kg (2950 lb)
- 5 segmentos de 600 kg (1330 lb) (cada uno) 3010 kg (6650 lb)
- Peso total extensible 4350 kg (9600 lb)

Potencia directa: Potencia continua a los malacates del tiendetubos, independiente del convertidor de par.

Transmisión del malacate: De engranajes deslizantes, fabricada por Caterpillar. 3 velocidades de levantamiento, 1 de descenso.

Tambores: De operación independiente o simultánea.

	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	216 mm (8,5")	216 mm (8,5")
Diámetro del freno	457 mm (18")	363 mm (14,3")
Distancia entre las pestañas	305 mm (12")	127 mm (5")
Capacidad con cable de carga de 19 mm (0,75") y cable de la pluma de 16 mm (0,62")	108 m (355')	35 m (115')

Velocidad del gancho (tambor desnudo):

	Cable de carga con polea de 3 puntos	
	m/min	pies/min
Levantamiento:		
Primera	8,9	29,2
Segunda	15,4	50,2
Tercera	62,9	206,4
Descenso	8,6	29,0

Embrague: De dos placas de fricción con 290 mm (11,4") de diámetro, independiente del embrague principal y conectado por una cadena de rodillos a la transmisión del malacate.

Frenos: Pluma (diámetro x ancho) 363 x 89 mm (14,3" x 3,5"). Carga (diámetro x ancho), 457 x 127 mm (18" x 5").

Pluma: Longitud estándar 5490 mm (18")
 Longitud optativa 6100 mm (20")

Los materiales y las especificaciones están sujetos a cambios sin previo aviso.



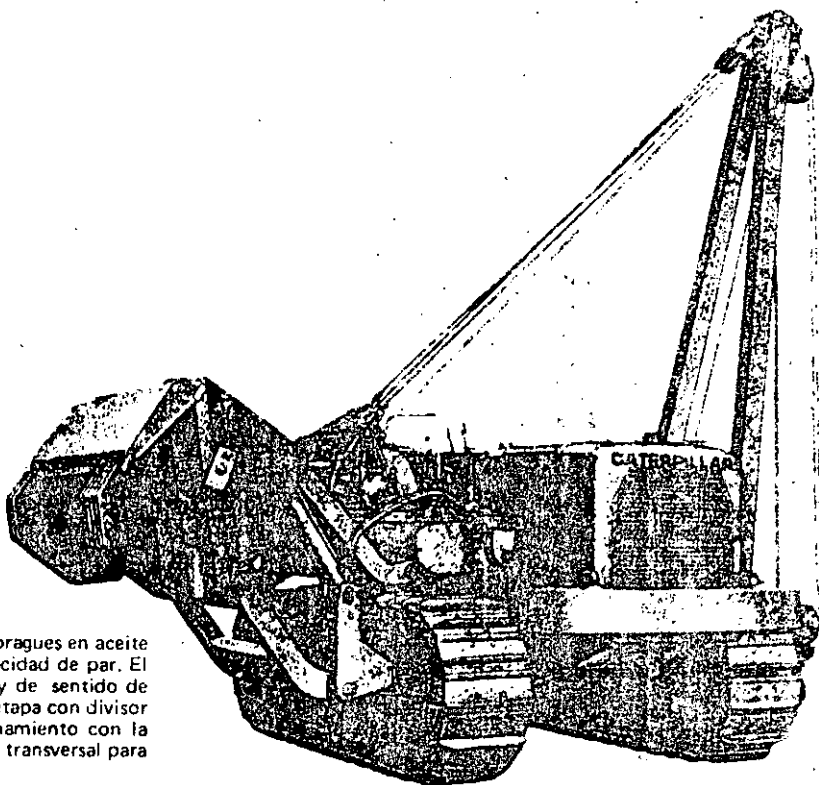
CATERPILLAR

572G Tlendetubos

Características principales

- Potencia de 149 kW (200 hp) en el volante.
- Capacidad de levantamiento de 40 800 kg (90.000 lb)
- Transmisión planetaria Power Shift
- Ruedas motrices con aro de segmentos empernables
- Cadenas selladas, con sellos de discos de metal a metal

101



Transmisión

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 381 mm (15") de diámetro, y alta capacidad de par. El sistema de válvulas permite los cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga. Convertidor de par de una sola etapa con divisor de par de salida, que combina la suavidad de funcionamiento con la economía. Conectado a la transmisión por doble junta transversal para fácil remoción del conjunto.

Marcha	Velocidad de avance		Velocidad de retroceso	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1	3,7	0-2,3	4,5	0-2,8
2	6,4	0-4,0	7,9	0-4,9
3	10,0	0-6,2	11,9	0-7,4



Dirección

Embragues de acción hidráulica y discos múltiples enfriados por aceite que no necesitan ajuste. Frenos de banda contráctil enfriados por aceite y con refuerzo hidráulico para operación más fácil. Freno de estacionamiento mecánico. Se pueden atender los conjuntos de embrague y freno como una sola unidad.



Tren de rodaje

La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste de los eslabones y rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores, y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empernables.

Número de rodillos inferiores (cada lado)	6
Entrevía de las cadenas	2180 mm (86")
Ancho de zapata estándar	610 mm (24")
Ancho optativo	660 mm (26")
Longitud de la cadena sobre el suelo	2820 mm (111")
Superficie de contacto sobre el suelo (con zapatas estándar)	3,48 m ² (5345 pulg ²)
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de la zapata	483 mm (19")
Altura de las garras desde la cara inferior de las zapatas	71 mm (2,81")



Contrapesos

De control totalmente hidráulico. El montaje alto del punto pivote del contrapeso proporciona excelente espacio libre lateral y debajo de la máquina. La disposición del montaje evita el corrimiento al retraerse. Ancho total mínimo para facilitar el manejo y el embarque.



Control de la pluma

Un trinquete de seguridad trava el tambor de la pluma. La trava evita que el tambor retroceda accidentalmente con el trinquete conectado. Un mecanismo de desconexión, de seguridad, evita que la pluma se doble.



Motor Caterpillar

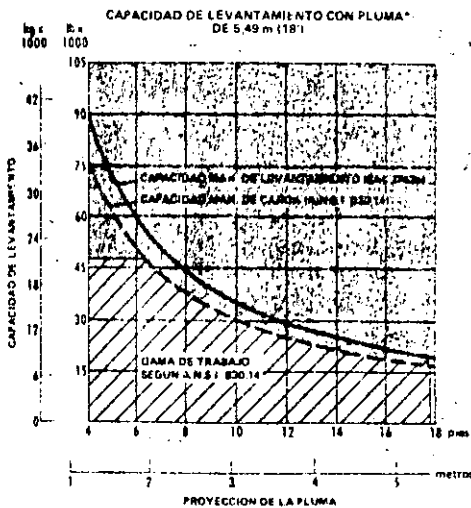
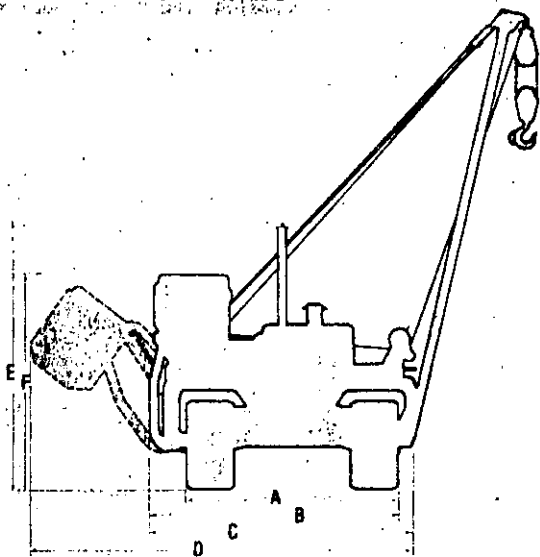
Potencia en el volante a 2000 RPM: 149 kW/200 HP (El kilovatio (kW) es la Unidad de Potencia del Sistema Internacional.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando opera en condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y a presión de 99,5 kPa (29,38" Hg) y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,6° C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye: ventilador; separador de agua; bombas de agua, lubricante y combustible. El motor mantiene la potencia total hasta una altitud de 2300 m (7500 pies).

Motor Diesel Caterpillar 3306 de 4 tiempos, con seis cilindros de 121 mm (4,75") de calibre, 152 mm (6,0") de carrera y 10,5 litros (638 pulg³) de cilindrada.

Turboalimentado. Sistema de combustible con cámaras de precombustión y bombas de inyección individuales y libres de ajuste. Válvulas revestidas de estelita con rotadores de válvulas y asientos de dúmco acero de aleación. Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico con tres anillos, enfriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio con dorso de acero; muñones de cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado y enfriado. Filtro de aire, de tipo seco, con expulsor de polvo automático.

Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios con alternador de 35 amperios, estándar. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios para baja temperatura, optativo. Se incluyen con ambos las bujías incandescentes para calentar las cámaras de precombustión.



Equipo especificado:
 Cable de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y con resistencia a la tracción de 21 530 kg (47 500 lb).
 Cable de carga con polea de cuatro puntos.
 Cable de la pluma con polea de cuatro puntos.
 Peso con contrapesos extendidos de 6441 kg (14 200 lb).

Dimensiones

(A) Ancho mínimo de embarque (sin los bastidores laterales)	2950 mm (9' 8")
(B) Ancho de embarque (sin el bastidor izquierdo)	3380 mm (11' 1")
(C) Ancho, con los contrapesos retraídos	3560 mm (11' 8")
(D) Ancho, con los contrapesos extendidos	5050 mm (16' 7")
(E) Altura, sin la pluma	3350 mm (11')
(F) Altura hasta el tope de los contrapesos	2620 mm (8' 7")
Longitud total	4930 mm (16' 2")

Equipo tiendetubos

Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente:

Contrapeso y bastidor de levantamiento	1610 kg (3560 lb)
8 segmentos de 600 kg (1.330 lb) (cada uno)	4830 kg (10.640 lb)
Peso total extensible	6440 kg (14.200 lb)

Potencia directa: Potencia continua a los malacates del tiendetubos, independiente del convertidor de par.

Transmisión del malacate: De engranaje constante, fabricada por Caterpillar. 3 velocidades de levantamiento, 1 de descenso.

Tambores: De operación independiente o simultánea.

	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	260 mm (10,5")	260 mm (10,5")
Diámetro del freno	560 mm (22")	560 mm (22")
Distancia entre las pestañas	356 mm (14")	178 mm (17")
Capacidad con cable de carga de 19 mm/0,75"	189 m (620')	78 m (255')

Velocidad del gancho (tambor desnudo):

	m/min	pies/min
Levantamiento:		
Primera	7,6	25
Segunda	15,1	49,7
Tercera	36,2	118,8
Descenso	15,3	53,4

Cable de carga con polea de cuatro puntos; cable de la pluma con polea de cuatro puntos.

Embrague: De dos placas de fricción, con 290 mm (11,4") de diámetro, independiente del embrague principal.

Frenos: De 560 x 127 mm (22" x 5"). Intercambiables entre los tambores del cable de la pluma y del cable de carga, autotrabantes, y protegidos contra la intemperie.

Pluma: De sección en caja soldada. Longitud: 5490 mm (18')

Datos para servicio

	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	435	115
Sistema de enfriamiento	45,4	12
Control hidráulico de los contrapesos	34,1	9
Sistema de lubricación:		
Cárter	27,4	7,25
Transmisión, embragues de dirección y frenos	70	18,5
Mandos finales (cada uno)	34,1	9

Pesos (proximados)

	kg	lb
Sólo el chasis	16 500	36 500
Equipo tiendetubos con contrapesos	10 900	24 000
Peso total de embarque	27 400	60 500

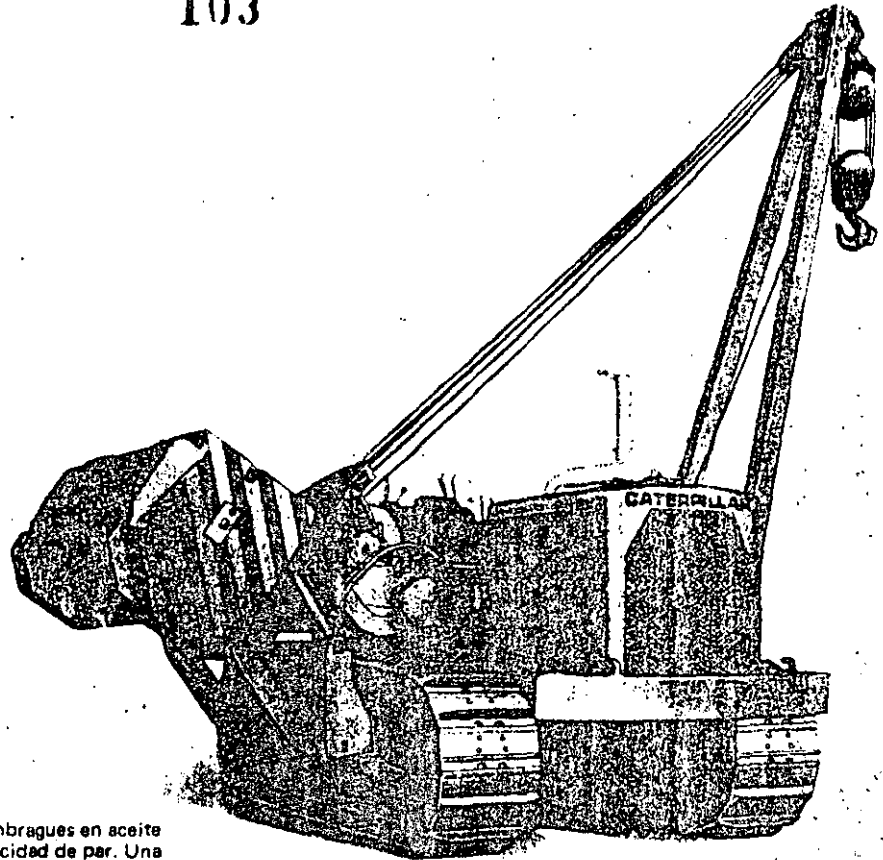
Los materiales y las especificaciones están sujetos a cambios sin previo aviso.



Características principales

103

- Potencia de 224 kW (300 hp) en el volante
- Capacidad de levantamiento de 63 500 kg (140.000 lb)
- Transmisión planetaria Power Shift
- Ruedas motrices con aro de segmentos empernables
- Cadena sellada



Transmisión

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 530 mm (21") de diámetro y alta capacidad de par. Una válvula especial permite cambios sin restricciones de velocidad y sentido de marcha a plena carga.

Convertidor de par de una sola etapa con divisor de par de salida, que combina la suavidad de funcionamiento con la economía. Conectado a la transmisión por doble junta universal — construcción unitaria para facilitar el servicio.

Marcha	Velocidad de Avance		Velocidad de retroceso	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1	4,0	0-2,6	5,0	0-3,1
2	7,1	0-4,4	8,7	0-5,4
3	10,9	0-6,8	13,5	0-8,4



Contrapesos

De control totalmente hidráulico. El montaje alto del punto pivote del contrapeso proporciona excelente espacio libre lateral y debajo de la máquina. La disposición del montaje evita el corrimiento al retraerse. Ancho total mínimo para facilitar el manejo y el embarque.



Tren de rodaje

La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste de los eslabones y rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores, y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empernables.

Eslabones maestros de dos piezas	7
Número de rodillos inferiores (cada lado)	2290 mm (90")
Entrevía de las cadenas	42
Número de zapatas (cada lado)	710 mm (28")
Ancho de zapata estándar	760 mm (30")
Ancho optativo	3280 mm (129")
Profundidad de la cadena sobre el suelo	4,65 m ² (7220 pulg ²)
Superficie de contacto con el suelo (con zapatas estándar)	530 mm (21")
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas	78 mm (3,96")
Altura de la garra desde la cara inferior de la zapata	



Control de la pluma

Un trinquete de seguridad trava el tambor de la pluma. La traba evita que el tambor retroceda accidentalmente con el trinquete conectado. Un mecanismo de desconexión, de seguridad, evita que la pluma se doble.



Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1330 RPM . . . 224 kW (300 HP) (El kilovatio (kW) es la unidad de potencia del Sistema Internacional.)

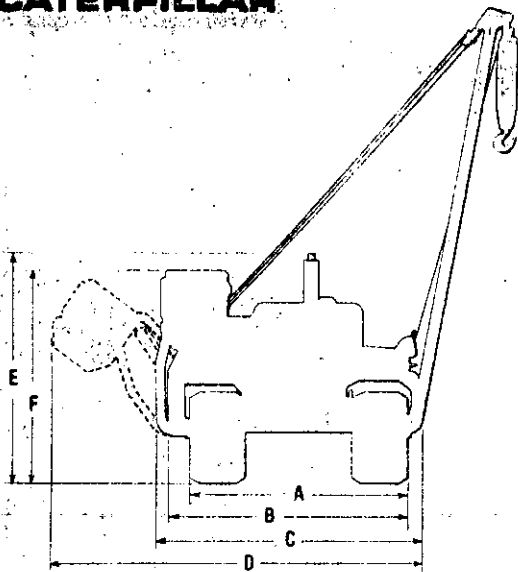
Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y presión de 99,5 kPa (29,38" Hg) y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,5° C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye: ventilador; bombas de agua, lubricante, y combustible. El motor mantiene la potencia indicada hasta una altitud de 2300 m (7500 pies).

Motor Diesel Caterpillar D342, de cuatro tiempos con seis cilindros de 146 mm (5,75") de calibre, 203 mm (8,0") de carrera, y 20,4 litros (1246 pulg³) de cilindrada.

Turboalimentado. Sistema de combustible con cámaras de precombustión, bombas y válvulas de inyección individuales y libres de ajustes. Válvulas revestidas de estelita con asientos de acero de aleación.

Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico, con tres anillos, enfriados por rocío de aceite. Cojinetes de aluminio con dorso de acero; muñones del cigüeñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado y enfriado. Filtro de aire, de tipo seco, con expulsor de polvo automático.

Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios. Alternador de 35 amperios.



Dimensiones

(A) Ancho mínimo de embarque (sin los bastidores laterales)	3070 mm (10' 1")
(B) Ancho de embarque (sin el bastidor izquierdo)	3430 mm (11' 3")
(C) Ancho, con contrapesos retraídos	3660 mm (12")
(D) Ancho, con contrapesos extendidos	5160 mm (16' 11")
(E) Altura, sin la pluma	3120 mm (10' 3")
(F) Altura hasta el tope de los contrapesos	2790 mm (9' 2")
Longitud total	5660 mm (18' 7")



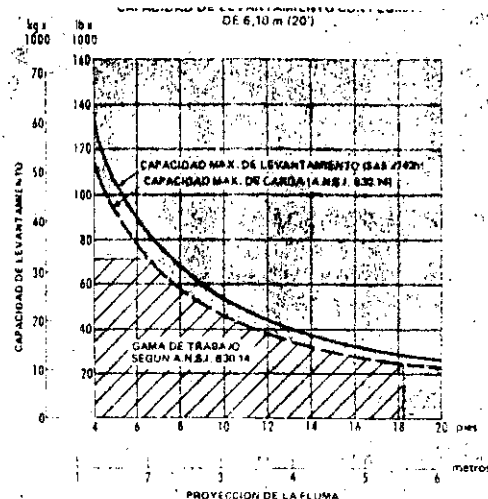
Datos para servicio

	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	435	115
Sistema de enfriamiento	121	32
Control hidráulico de los contrapesos	37,9	10
Transmisión, embragues de dirección y frenos	117	31
Mandos finales (cada uno)	36	9,5
Cárter del motor diesel	33,1	8,75



Pesos (aproximados)

	kg	lb
Sólo el chasis	24 950	55 000
Equipo tiendetubos con contrapesos	15 650	34 500
Peso de embarque	40 600	89 500



Equipo especificado:
 Cables de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y con resistencia a la rotura de 21 590 kg (47 600 lbs)
 Cable de carga con polea de 5 puntos
 Cable de la pluma con polea de 5 puntos
 Peso de los contrapesos extendidos de 19 263 kg (42 670 lbs)



Equipo tiendetubos

- Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente: 1450 kg (3200 lb)
- Bastidor de los contrapesos: 7840 kg (17 290 lb)
- 13 segmentos de 600 kg (1330 lb) cada uno: 7840 kg (17 290 lb)
- Bastidor de levantamiento de los contrapesos: 700 kg (1540 lb)
- Cilindros hidráulicos, eslabones de levantamiento, tornillería y herrajes: 290 kg (640 lb)
- Peso total extensible: 10 280 kg (22 670 lb)

Potencia directa: Potencia continua a los malacates del tiendetubos, independiente del convertidor de par.

Transmisión del malacate: De engranaje constante, construida por Caterpillar. 3 velocidades de levantamiento, 1 de descenso.

Tambores: De operación independiente o simultánea:

	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	260 mm (10,25")	260 mm (10,25")
Diámetro de los frenos	560 mm (22")	560 mm (22")
Distancia entre las pestañas	356 mm (14")	178 mm (7")
Capacidad con cable de carga de 19 mm (75")	189 m (620')	78 m (255')

Velocidad del gancho (tambor desnudo):

	m/min	pie/min
Levantamiento:		
Primera	5,5	18,2
Segunda	11,0	36,2
Tercera	26,5	87,0
Descenso	11,9	39,0

Cable de carga con polea de cinco puntos; cable de carga con polea de seis puntos.

Embrague: De 290 mm (11,4") de diámetro con dos placas. De tipo fricción e independiente del embrague principal.

Frenos: De 560 mm x 127 mm (22" x 5"). Intercambiables entre los tambores de la pluma y del cable de carga, autotrabantes y protegidos contra la intemperie.

Pluma: De sección en caja soldada. Longitud de 6100 mm (20').

Los materiales y especificaciones están sujetos a cambio sin previo aviso.



CATERPILLAR

594H Tiendatubos

Características principales

- Potencia de 306 kW (410 hp) en el volante
- Capacidad de levantamiento de 90 700 kg (200.000 lb)
- Transmisión planetaria Power Shift
- Ruedas motrices con aro de segmentos empernables.
- Cadena sellada

105



Transmisión

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 530 mm (21") de diámetro y alta capacidad de par. Un sistema de modulación especial permite cambios sin restricciones de velocidad y sentido de marcha a plena carga.

Convertidor de par de una sola etapa con divisor de par de salida. Conectado a la transmisión por doble junta universal - construcción unitaria para facilitar el servicio.

Marcha	Velocidad de avance		Velocidad de retroceso	
	km/h	MPH	km/h	MPH
1	4,0	0-2,5	5,0	0-3,1
2	6,9	0-4,3	8,7	0-5,4
3	10,8	0-6,7	13,2	0-8,2



Dirección

Embragues de acción hidráulica y discos múltiples enfriados por aceite con 30 superficies de fricción en cada embrague. Frenos de banda contractil enfriados por aceite, y reforzados hidráulicamente.



Tren de rodaje

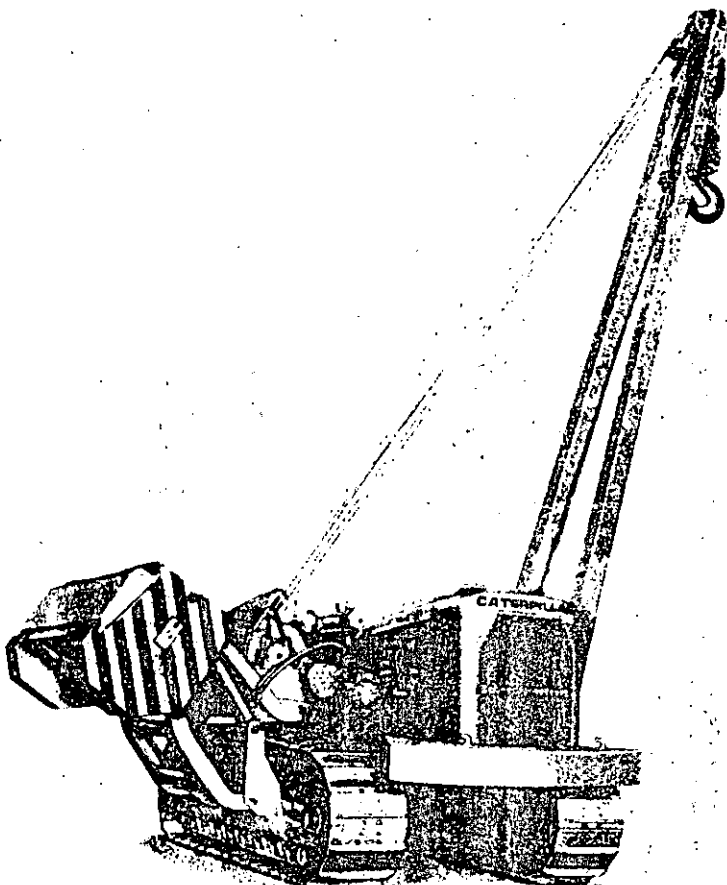
La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste en los eslabones y los rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores, y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empernables.

Número de rodillos inferiores (cada lado)	8
Entrevía de las cadenas	2540 mm (100")
Ancho de zapata estándar	860 mm (34")
Ancho optativo	1020 mm (40")
Longitud de la cadena sobre el suelo	3750 mm (147,75")
Superficie de contacto con el suelo (zapatas estándar)	6,48 m ² (10.050 pulg ²)
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de la zapata	630 mm (25")
Altura de la garrá desde la cara inferior de la zapata	87 mm (3,44")



Contrapesos

De control totalmente hidráulico. El montaje alto del punto pivote del contrapeso proporciona excelente espacio libre lateral y debajo de la máquina. La disposición del montaje evita el corrimiento al retraerse. Ancho total mínimo para facilitar el manejo y el embarque.



Control de la pluma

Un trinquete de seguridad trava el tambor de la pluma. La trava evita que el tambor retroceda accidentalmente con el trinquete conectado. Un mecanismo de desconexión, de seguridad, evita que la pluma se doble.



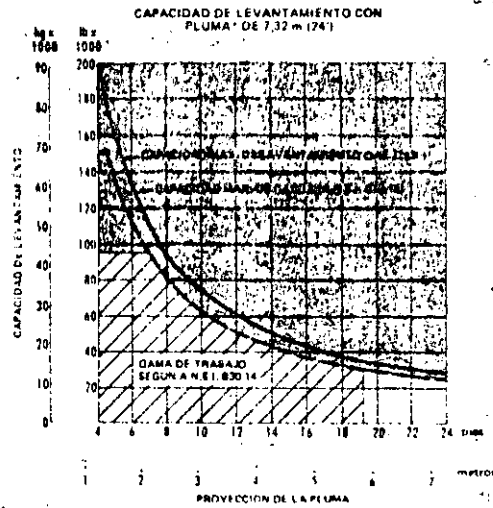
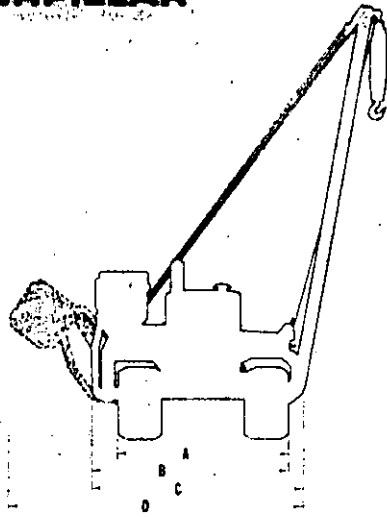
Motor Caterpillar

Potencia en el volante a 1375 RPM 306 kW (410 HP)
(El kilovatio (kW) es la unidad de potencia del Sistema Internacional.)

Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en las condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y presión de 99,5 kPa (29,38" Hg), y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,6°C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye ventilador, bombas de agua, lubricante y combustible. El motor mantiene la potencia indicada hasta una altitud de 2300 m (7500 pies).

Motor Diesel Caterpillar D353, de 4 tiempos y 6 cilindros de 159 mm (6,25") de calibre, 203 mm (8,0") de carrera y 24,2 litros (1473 pulg³) de cilindrada.

Turboalimentado y posefriado. Sistema de combustible de cámaras de precombustión que no se obstruyen y bombas individuales, libres de ajuste. Válvulas revestidas de estelita con rotadores de válvulas y asentos de acero duro de aleación. Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico con tres anillos, enfriados por rocío de aceite. Ambos anillos de compresión se soportan sobre bandas de hierro fundidas. Lubricación totalmente filtrada y enfriada. Filtro de aire, de tipo seco. Sistema de arranque eléctrico directo de 24 voltios. Alternador de 35 amperios.



Equipo especificado:
 Cable de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y un resorte de resaca número 21 595 (147 630 lb)
 Cable de tracción con polea de 11 puntos
 Cable de la pluma con polea de 5 puntos
 Peso de los contrapesos extendidos de 12 566 kg (27 680 lb)

Dimensiones

(A) Ancho mínimo de embarque (sin los bastidores laterales)	3430 mm (11' 3")
(B) Ancho de embarque (sin el bastidor izquierdo)	3760 mm (12' 4")
(C) Ancho, con los contrapesos retraídos	4290 mm (14' 1")
(D) Ancho, con los contrapesos extendidos	5800 mm (19' 25")
(E) Altura, sin la pluma	3760 mm (12' 4")
(F) Altura hasta el tope de los contrapesos	3070 mm (10' 75")
Longitud total	5790 mm (19')

Equipo tiendetubos



Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente.
 Bastidor de los contrapesos 1180 kg (2600 lb)
 17 segmentos de 600 kg (1330 lb) cada uno 10 180 kg (22 440 lb)
 Bastidor de levantamiento de los contrapesos 910 kg (2000 lb)
 Cilindros hidráulicos, eslabones de levantamiento, tornillería y herrajes 290 kg (640 lb)
 Peso total extensible 12 560 kg (27 680 lb)

Potencia directa: Potencia continua a los malacates del tiendetubos, independiente del convertidor de par.

Transmisión del malacate: De engranaje constante, fabricada por Caterpillar. 3 velocidades de levantamiento, 1 de descenso.

Tambores: De operación independiente o simultánea.

	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	260 mm (10,25")	260 mm (10,25")
Diámetro del freno	560 mm (22")	560 mm (22")
Distancia entre las pestañas	356 mm (14")	178 mm (7")
Capacidad con cable de carga de 19 mm (0,75")	189 m (620')	78 m (255')

Velocidad del gancho (tambor desnudo):

	m/min	pies/min
Levantamiento:		
Primera	4,02	13,2
Segunda	8,0	26,1
Tercera	19,0	62,5
Descenso	8,6	28,1

Cable de la pluma con polea de cinco puntos, cable de carga con polea de ocho puntos.

Embrague: De 290 mm (11,4") de diámetro con dos placas. De tipo fricción e independiente del embrague principal.

Frenos: De 560 mm x 127 mm (22" x 5"). Intercambiables entre los tambores de la pluma y del cable de carga, autotrabantes y protegidos contra la intemperie.

Pluma: De sección en caja soldada. Longitud estándar: 7310 mm (24'). Opativa: 8530 mm (28').

Datos para servicio



	Litros	(Gal. de E.U.A.)
Tanque de combustible	760	200
Sistema de enfriamiento	155	41
Control hidráulico de los contrapesos	37,9	10
Sistema de lubricación:		
Cárter	42,6	11,25
Transmisión, embragues de dirección y frenos	129	34
Mandos finales (cada uno)	42,6	11,25

Pesos (aproximados)



	kg	lb
Sólo el chasis	35 100	77 300
Equipo tiendetubos con contrapesos	20 400	45 000
Peso de embarque	55 500	122 300

Los materiales y las especificaciones están sujetos a cambio sin previo aviso.

107

OBRA	HOJA
MAQUINA	COMPACTADOR
MARCA	CATERPILLAR
MODELO	815-B
	Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion:	\$ 31'400,000	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional:		Vida economica (Ve):	5 años
		Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
Valor inicial (Va):	\$ 31'400,000	Motor:	Diesel 3306 de 170 HP
Valor rescate (Vr):	10 % = \$ 3'140,000	Factor operacion:	0.8
Tasa interes (i):	65 %	Potencia operacion:	136 HP op
Prima seguros (s):	2 %	Coefficiente almacenaje (K):	0.01
		Factor mantenimiento (Q):	0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{31'400 - 3'140}{10,000} = \$ 2,826.00/h.e.$
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(31'400 + 3'140) \cdot 0.65}{4,000} = 5,612.75/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(31'400 + 3'140) \cdot 0.02}{4,000} = 172.70/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 2,826.00 \times 0.01 = 28.26/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 2,826.00 \times 0.80 = 2,260.80/h.e.$
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 10,900.51/h.	

II.- CONSUMOS.

a) Combustible:	$E = e Pc$
Diesel:	$E = 0.20 \times 136 \text{ HP op.} \times \$ 14.00/lt. = \$ 380.80/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ /lt. =$
b) Otras fuentes de energia:	
c) Lubricantes $L = a Pe$	
Capacidad corte:	C = _____ litros
Cambios aceite:	t = _____ horas
$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op.} = 0.53 \text{ lt/hr. (Manual CAT)} = 106.00/h.e.$	
$L = 0.53 \text{ lt/hr} \times \$ 200.00 /lt.$	
d) Llantas:	$Li = \frac{VII \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida economica)}}$
Vida economica:	Hv = _____ horas
$Li = \$ - \text{ horas}$	
SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 386.80/h.e.	

III.- OPERACION.

Salarios:	S
operador:	\$ 1,500.00
Sal/turno - prom:	\$
Horas / turno - prom. (H):	H = 8 horas $\times 0.75$ (factor rendimiento) = 6 horas
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6} = \$ 250.00/h.e.$	
SUMA OPERACION POR HORA \$ 250.00/h.	

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA \$ 11,637.31/h.

108

OBRA	MAQUINA	CANTON VOLTEO	HOJA
	MARCA	FORD	
	MODELO	F-600 (6M3)	Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion:	\$ 2'300,000.00	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional menos llantas	150,000.00	Vida economica (Ve):	5 años
Valor inicial (Va):	\$ 2'150,000.00	Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
Valor rescate (Vr):	10 % = \$ 215,000.00	Motor:	Gasolina de 150 HP
Tasa interes (i):	65 %	Factor operacion:	0.8
Prima seguros (s):	2 %	Potencia operacion:	120 HP op
		Coefficiente almacenaje (K):	0.03
		Factor mantenimiento (Q):	1.00

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{2'150 - 215}{10,000} =$	\$ 193.50/h.e.
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(2'150 + 215) \cdot 0.65}{4,000} =$	384.31/h.e.
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr \cdot s}{2 Ha} = \frac{(2'150 + 215) \cdot 0.02}{4,000} =$	11.82/h.e.
d) Almacenaje:	A = KD = 193.50 X 0.03 =	5.80 /h.e.
e) Mantenimiento:	M = QD = 193.50 X 1.00 =	193.50/h.e.
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA		\$ 788.93/h.e.

II.- CONSUMOS.

a) Combustible:	E = e Pc	
Diesel:	E = 0.20 x HP. op. x \$ /lt.	= \$
Gasolina:	E = 0.24 x 120 HP. op. x \$ 24.00 /lt.	= 691.20/h.e.
b) Otras fuentes de energia:		=
c) Lubricantes L = a Pe		
Capacidad carter:	C = 7 litros	
Cambios aceite:	t = 100 horas	
a = C/t + $\frac{0.0035}{0.0030} \times 120$ HP. op = 0.49	lt/hr.	73.50/h.e.
L = 0.49 lt/hr x \$ 150 /lt.		
d) Llantas: LI = $\frac{Vl}{Hv}$ (valor llantas)		
Vida economica: Hv = 2000 horas		
LI = $\frac{\$ 150,000}{2000}$ horas		75.00/h.e.
SUMA CONSUMOS POR HORA		\$ 839.70/h.e.

III.- OPERACION.

Salarios: S		
operador:	\$ 1,500.00	
Sal/ turno - prom:	\$	
Horas / turno - prom. (H)		
H = 8 horas x 1.75 (factor rendimiento) = 0 horas		
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6}$ horas		= \$ 250.00
SUMA OPERACION POR HORA		\$ 250.00/h.e.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA **\$1,878.63/h.e.**

OBRA	HOJA
MAQUINA CARGADOR FRONTAL	
MARCA CATERPILLAR	
MODELO 955L	Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion:	\$ 20'700,000.00	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional:		Vida economica (Ve):	5 años
		Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
		Motor:	Diesel 3304 de 130 HP
Valor inicial (Va):	\$ 20'700,000.00	Factor operacion:	0.80
Valor rescate (Vr):	10 % = \$ 2'070,000.00	Potencia operacion:	104 HP op
Tasa interes (i):	65 %	Coficiente almacenaje (K):	0.01
Prima seguros (s):	2 %	Factor mantenimiento (Q):	0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{20'700 - 2'070}{10,000.00} = \$ 2,277.00/h.e.$
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(20'700 + 2'070) 0.65}{4,000} = 3,700.12/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(20'700 + 2'070) 0.02}{4,000} = 113,85/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 2,277.00 \times 0.01 = 22.77/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 2,277.00 \times 0.80 = 1,821.60/h.e.$
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 7,935.54/h.e.	

II.- CONSUMOS

a) Combustible:	$E = e Pc$
Diesel:	$E = 0.20 \times 130 \text{ HP op.} \times \$14.00 /ll. = \$ 364.00/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ \text{---} /ll. =$
b) Otras fuentes de energia:	
c) Lubricantes: $L = a Pc$	
Capacidad carter:	$C = \text{---} \text{ litros}$
Cambios aceite:	$I = \text{---} \text{ horas}$
$a = C/i + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{---} \text{ HP op.} = 0.34 \text{ ll/hr. (manual Cat) } 68.00/h.e.$	
$L = 0.34 \text{ ll/hr} \times \$200.00 /ll.$	
d) Llantas: $Ll = \frac{VII}{Hv}$ (valor llantas)	
Vida economica: $Hv = \text{---} \text{ horas}$	
$Ll = \$ \text{---} / \text{---} \text{ horas}$	
SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 452.00/h.e.	

III.- OPERACION

Salarios: S	
operador:	\$ 1,500.00
Sal/turno - prom:	\$
Horas/turno - prom:	(H)
$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} = 6 \text{ horas}$	
$\therefore \text{Operacion} = O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6} = \$ 250.00$	
SUMA OPERACION POR HORA \$ 250.00/h.e.	

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA \$ 8,617.34/h.e.

110

OBRA	HOJA
MAQUINA EMPUJADOR	
MARCA CATERPILLAR	
MODELO D-10	Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion:	\$ 129'000,000.00	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional:		Vida economica (Ve):	5 años
		Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
Valor inicial (Va):	\$ 129'000,000.00	Motor:	Diesel D 348 de 700 HP
Valor rescate (Vr): 10 %:	\$ 12'900,000.00	Factor operacion:	0.80
Tasa interes (i): 65 %:		Potencia operacion:	560 HP op
Prima seguros (s): 2 %:		Coefficiente almacenaje (K):	0.01
		Factor mantenimiento (Q):	0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve}$	$= \frac{119'000 - 12'900}{10,000}$	$= \$ 11,610.00/h.e.$
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha}$	$= \frac{(129'000 + 12'900) 0.65}{4,000}$	$= 23,058.75/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha}$	$= \frac{(129'000 + 12'900) 0.02}{4,000}$	$= 709.50/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD$	$= 11,610.00 \times 0.01$	$= 116.10/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD$	$= 11,610.00 \times 0.80$	$= 9,288.00/h.e.$
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA			\$ 44,782.35/h.

II.- CONSUMOS.

a) Combustible:	$E = e Pc$		
Diesel:	$E = 0.20 \times 560$	HP. op. x \$ 14.00 / lt.	$= \$ 1,568.00/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times$	HP. op. x \$ / lt.	$=$
b) Otras fuentes de energia:			$=$
c) Lubricantes $L = a Pc$			
Capacidad carter:	$C =$	litros	
Cambios aceite:	$t =$	horas	
$a = C/t + \begin{matrix} 0.0035 \\ 0.0030 \end{matrix}$	\times	HP. op. =	$L.20$ lt/hr. (Manual CAT) 260.00/h.e.
$L = 1.30$	lt/hr x \$ 200.00 / lt.		
d) Llantas:	$LI = \frac{VII}{Hv}$	(valor llantas)	
Vida economica:	$Hv =$	horas	
$LI = \$$		horas	
SUMA CONSUMOS POR HORA			\$ 1,828.00/h.e.

III. OPERACION.

Salarios: S	\$ 2,500.00	operador	
Sal/ turno - prom:	\$		
Horas / turno - prom. (H)			
$H = 8$ horas x 0.75 (factor rendimiento) =	6	horas	
Operacion = $O = \frac{S}{H}$	$= \frac{2,500.00}{6}$		$= \$ 416.66$
SUMA OPERACION POR HORA			\$ 416.66/h.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA **\$ 46,975.01/h.**

111

OBRA	HOJA
MAQUINA EMPUJADOR	
MARCA CATERPILLAR	
MODELO D 9 H	Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion:	\$78'250,000.00	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional:	-----	Vida economica (Ve):	5 años
Valor inicial (Vo):	\$78'250,000.00	Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
Valor rescate (Vr):	10% = \$7'825,000.00	Motor:	Diesel-D353 de 410 HP
Tasa interes (i):	65%	Factor operacion:	0.8
Prima seguros (s):	2%	Potencia operacion:	328 HP op
		Coefficiente almacenaje (K):	0.01
		Factor mantenimiento (Q):	0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{V_o - V_r}{V_e} = \frac{78'250 - 7'825}{10,000} = \$ 7,042.50/h.e.$
b) Inversion:	$I = \frac{V_o + V_r}{2 Ha} = \frac{(78'250 + 7'825)}{4,000} \cdot 0.65 = 13,987.18/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{V_o + V_r}{2 Ha} = \frac{(78'250 + 7'825)}{4,000} \cdot 2 = 13,987.18/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 7,042.50 \times 0.01 = 70.42/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 7,042.50 \times 0.80 = 5,634.00/h.e.$
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 27,161.47/h.	

II.- CONSUMOS.

a) Combustible:	$E = e P_c$
Diesel:	$E = 0.20 \times 328 \text{ HP op.} \times \$ 14.00 / \text{lt.} = \$ 918.40/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ / \text{lt.} =$
b) Otras fuentes de energia:	=
c) Lubricantes: $L = a P_e$	
Capacidad carter: C =	litros
Cambios aceite: f =	horas
$a = C/f + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op.} = 0.68 \text{ lt/hr. (Manual CAT)} = 135.00/h.e.$	
$L = 0.68 \text{ lt/hr} \times \$ 200.00 / \text{lt.}$	
d) Llantas: $LI = \frac{V_{ll}}{H_v}$ (valor llantas)	
Hv (vida economica)	
Vida economica: Hv =	horas
LI = \$	horas
SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 1,054.40/h.e.	

III.- OPERACION.

Salarios: S	2,500.00
operador:	\$
Sal/ turno - prom:	\$
Horas / turno - prom. (H)	
H = 8 horas x 0.75 (factor rendimiento) = 6 horas	
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{2,500.00}{6} = \$ 416.66$	
SUMA OPERACION POR HORA \$ 416.66	

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA \$ 28,635.53

112

OBRA _____	HOJA _____
MAQUINA EMPUJADOR _____	
MARCA CATERPILLAR _____	
MODELO D-7G _____	Nº SERIE _____

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion: \$ 35'000,000.00	Fecha cotizacion: Junio 1983
Equipo adicional _____	Vida economica (Ve): 5 años
	Horas por año (Ha): 2,000 hr/año
	Motor: Diesel 3300 de 210 HP
Valor inicial (Va): \$ 35'000,000.00	Factor operacion: 0.80
Valor rescate (Vr): 10% = \$ 3'500,000.00	Potencia operacion: 160 HP op
Tasa interes (i): 65%	Coefficiente almacenaje (K): 0.01
Prima seguros (s): 2%	Factor mantenimiento (Q): 0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{35'000 - 3'500}{10,000} = \$$	3,150.00/h.e.
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{(35'000 + 3'500)}{4,000} 0.65 =$	6,256.25/h.e.
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{(35'000 + 3'500)}{4,000} 0.02 =$	192.50/h.e.
d) Almacenaje:	$A = KD = 0.01 \times 3,150.00 =$	31.50/h.e.
e) Mantenimiento:	$M = QD = 0.80 \times 3,150.00 =$	2,520.00/h.e.
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA		\$ 12,150.25/h.

II.- CONSUMOS.

a) Combustible:	$E = e Pc$	
Diesel:	$E = 0.20 \times 160 \text{ HP. op.} \times \$ 14.00 / \text{lt.} =$	\$ 448.00/h.e.
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ \text{ /lt.} =$	
b) Otras fuentes de energia:		
c) Lubricantes $L = a Pc$		
Capacidad carter:	$C = \text{litros}$	
Cambios aceite:	$t = \text{horas}$	
$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.45 \text{ lt/hr. (Manual CAT)}$		
$L = 0.45 \text{ lt/hr} \times \$ 200 / \text{lt.}$		90.00/h.e.
d) Llantas: $Ll = \frac{Vll}{Hv} (\text{valor llantas})$		
Vida economica: $Hv = \text{horas}$		
$Ll = \$ \text{ horas}$		
SUMA CONSUMOS POR HORA		\$ 538.00/h.

III.- OPERACION.

Salarios: S		
operador:	\$ 2,000.00	
Sal/turno - prom:	\$	
Horas/turno - prom. (H)		
$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 (\text{factor rendimiento}) = 6 \text{ horas}$		
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{2,000.00}{6} =$		\$ 333.33/h.e.
SUMA OPERACION POR HORA		\$ 333.33/h.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA **\$ 13,021.58/h.**

OBRA _____	HOJA _____
MAQUINA _____ EMPUJADOR _____	
MARCA _____ CATERPILLAR _____	
MODELO _____ D-8K _____	Nº SERIE _____

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion: <u>\$ 47'500,000.00</u>	Fecha cotizacion: <u>Junio 1983</u>
Equipo adicional _____	Vida economica (Ve): <u>5</u> años
	Horas por año (Ha): <u>2,000</u> hr/año
	Motor: <u>Diesel D-342</u> de <u>300</u> HP
Valor inicial (Va): <u>\$ 47'500,000.00</u>	Factor operacion: <u>0.8</u>
Valor rescate (Vr): <u>10</u> % = <u>\$ 4'750,000.00</u>	Potencia operacion: <u>240</u> HP op
Tasa interes (i): <u>65</u> %	Coefficiente almacenaje (K): <u>0.01</u>
Prima seguros (s): <u>2</u> %	Factor mantenimiento (Q): <u>0.80</u>

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve}$	$= \frac{47'500 - 4'750}{10,000}$	$= \$ 4.275.00/h.e.$
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha}$	$= \frac{(47'500 + 4'750) \cdot 0.65}{2 \cdot 2000}$	$= 8,490.62/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} \cdot s$	$= \frac{(47'500 + 4'750) \cdot 0.02}{2 \cdot 2000}$	$= 261.25/h.e.$
d) Almacenaje:	A = KD	$= 4,275.00 \times 0.01$	$= 42.75/h.e.$
e) Mantenimiento:	M = QD	$= 4,275.00 \times 0.80$	$= 3,420.00/h.e.$
SUMA CARGOS FIJOS POR HORA			\$ 16,489.62

II.- CONSUMOS

a) Combustible:	E = e Pc		
Diesel:	E = 0.20 x 240 HP. op. x \$14.00 /lt.	= \$	672.00/h.e.
Gasolina:	E = 0.24 x _____ HP. op. x \$ _____ /lt.	=	
b) Otras fuentes de energia:		=	
c) Lubricantes L = a Pe			
Capacidad carter:	C = _____ litros		
Cambios aceite:	t = _____ horas		
a = C/t + $\frac{0.0035}{0.0030}$	x _____ HP. op = 0.57 lt/hr. (Manual CAT)		114.00/h.e.
L = 0.57 lt/hr x \$ 200 /lt.			
d) Llantas: LI = $\frac{Vll}{Hv}$ (valor llantas)			
Vida economica: Hv = _____ horas			
LI = \$ _____ horas			
SUMA CONSUMOS POR HORA			\$ 786.00/h.e.

III.- OPERACION

Salarios: S			
operador:	\$ 2,000.00		
Sal/ turno - prom:	\$ _____		
Horas / turno - prom. (H)			
H = 8 horas x 0.75 (factor rendimiento) = 6 horas			
Operacion = O = $\frac{S}{H}$	$= \frac{2,000.00}{6}$		$= \$ 333.33/h.e.$
SUMA OPERACION POR HORA			\$ 333.33/h.e.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA **\$ 17,608.95/h.e.**

OBRA _____
 MAQUINA MOTOESCREPA
 MARCA CATERPILLAR
 MODELO 621 B (20 hd3. = 15 M3.)

HOJA _____
 Nº SERIE _____

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion: \$ 44'600,000.00
 Equipo adicional: 2'200,000.00
 Valor inicial (Va): \$ 42'400,000.00
 Valor rescate (Vr): 10 % = \$ 4'240,000.00
 Tasa interes (i): 65 %
 Prima seguros (s): 2 %

Fecha cotizacion: Junio 1983
 Vida economica (Ve): 5 años
 Horas por año (Ha): 2,000 hr/año
 Motor: Diesel 3406 de 330 HP
 Factor operacion: 0.8
 Potencia operacion: 264 HP op
 Coeficiente almacenaje (K): 0.01
 Factor mantenimiento (Q): 0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion: $D = \frac{V_a - V_r}{V_e} = \frac{42'400 - 4'240}{10,000} = \$ 3,816.00/h.e.$
 b) Inversion: $I = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(42'400 + 4'240) \cdot 0.65}{4,000} = 7,579.00/h.e.$
 c) Seguros: $S = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(42'400 + 4'240) \cdot 0.02}{4,000} = 233.20/h.e.$
 d) Almacenaje: $A = K D = 3,816.00 \times 0.01 = 38.16/h.e.$
 e) Mantenimiento: $M = Q D = 3,816.00 \times 0.80 = 3,052.80/h.e.$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 14,719.16/h.e.

II.- CONSUMOS.

a) Combustible: $E = a P_c$
 Diesel: $E = 0.20 \times 264 \text{ HP. op.} \times \$14.00 / \text{lt.} = \$ 739.20/h.e.$
 Gasolina: $E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ / \text{lt.} =$
 b) Otras fuentes de energia: _____
 c) Lubricantes $L = a P_a$
 Capacidad carter: $C =$ _____ litros
 Cambios aceite $I =$ _____ horas
 $a = \frac{C}{I} + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.35 \text{ lt/hr. (Manual CAT) } 70.00/h.e.$
 $L = 0.35 \text{ lt/hr} \times \$ 200 / \text{lt.}$
 d) Llantas: $L_l = \frac{V_l}{H_v}$ (valor llantas)
 Vida economica: $H_v =$ _____ horas
 $L_l = \frac{\$ 2'200,000}{3,000 \text{ horas}} = 733.33/h.e.$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 1,542.53/h.e.

III.- OPERACION.

Salarios: S
 operador: \$ 2,000.00
 Sal/ turno - prom: \$ _____
 Horas / turno - prom. (H)
 $H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} = 6 \text{ horas}$
 $\therefore \text{Operacion} = O = \frac{S}{H} = \frac{2,000.00}{6 \text{ horas}} = \$ 333.33$

SUMA OPERACION POR HORA \$ 333.33

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA

\$ 16,595.02

115

OBRA _____
 MAQUINA MOTOCONFORMADORA
 MARCA CATERPILLAR
 MODELO 120-B

HOJA _____
 Nº SERIE _____

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion: \$ 14'500,000

Equipo adicional
Menos llantas 1'200,000

Valor inicial (Va): \$ 13'300,000

Valor rescate (Vr): 10 % = \$ 1'330,000

Tasa interes (i): 65 %

Primo seguros (s): 2 %

Fecha cotizacion: Junio 1983

Vida economica (Ve): 5 años

Horas por año (Ha): 2,000 hr/año

Motor: Diesel 3306 de 125 HP

Factor operacion: 0.80

Potencia operacion: 100 HP op

Coefficiente almacenaje (K): 0.01

Factor mantenimiento (Q): 0.80

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion: $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{13'300 - 1'330}{5} = \$ 1,197.00/h.e.$

b) Inversion: $I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} \cdot (13'300 + 1'330) \cdot 0.65 = 2,377.37/h.e.$

c) Seguros: $S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} \cdot (13'300 + 1'330) \cdot 0.02 = 73.15/h.e.$

d) Almacenaje: $A = KD = 1,197.00 \times 0.01 = 11.97/h.e.$

e) Mantenimiento: $M = QD = 1,197.00 \times 0.80 = 957.60/h.e.$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 4,617.09/h.

II.- CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e Pc$
 Diesel: $E = 0.20 \times 100 \text{ HP. op.} \times \$14.00 / \text{lt.} = \$ 280.00/h.e.$

Gasolina: $E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ / \text{lt.} =$

b) Otras fuentes de energia: $=$

c) Lubricantes $L = a Pa$

Capacidad carter: $C =$ litros

Cambios aceite $f =$ horas

$a = C/f + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.28 \text{ lt/hr. (Manual CAT)} 56.00/h.e.$

$L = 0.28 \text{ lt/hr} \times \$ 200.00 / \text{lt.}$

d) Llantas: $LI = \frac{VII \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida economica)}}$

Vida economica: $Hv = 3,000$ horas

$LI = \$ \frac{1'200,000}{3,000} = 400.00/h.e.$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 736.00/h.

III.- OPERACION.

Salarios: S 1,500.00
 operador: \$ _____

Sal/ turno - prom: \$ _____

Horas / turno - prom. (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} = 6 \text{ horas}$

Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6} = \$ 250.00/h.e.$

SUMA OPERACION POR HORA \$ 250.00/h.e.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA

\$ 5,603.09/h.e.

COMPARACION DE COSTOS DE MANEJO DE MATERIAL
CON LAS MISMAS CARACTERISTICAS CON DIFEREN-
TES EMPUJADORES.

DISTANCIA DE ACARREO 60 MTS. HOJA RECTA(S)

Producción teórica graficada por CAT.

D7G	240 M3/hora.
D8K	325 M3/hora.
D9H	525 M3/hora.
D10	850 M3/hora.

Factores de corrección:

Operador bueno	0.75
Material extraído con cilindro de incli- nación lateral.	0.80
Eficiencia 50 min/hora.	0.84
Pendiente favorable 10%	1.15

Producto de los factores de corrección $(0.75 \times 0.80 \times 0.84 \times 1.15)$
= 0.579

Producciones reales:

D7G	$240 \times 0.579 = 139$ M3/h.
D8K	$325 \times 0.579 = 188$ M3/h.
D9H	$525 \times 0.579 = 304$ M3/h.
D10	$850 \times 0.579 = 492$ M3/h.

COSTOS.-

D7G	\$ 13,021.58 / 139 = \$ 93.68/m3.
D8K	\$ 17,608.95 / 188 = \$ 93.66/m3.
D9H	\$ 28,635.53 / 304 = \$ 94.19/m3.
D10	\$ 46,973.01 / 492 = \$ 95.47/m3.

COMPARACION DE COSTO POR CABALLO DE FUERZA.

D7G	\$ $\frac{35'000,000}{200 \text{ H.P.}}$	=	\$ 175,000/H.P.
D8K	\$ $\frac{47'500,000}{300 \text{ H.P.}}$	=	\$ 158,333/H.P.
D9H	\$ $\frac{78'250,000}{410 \text{ H.P.}}$	=	\$ 190,853/H.P.
D10	\$ $\frac{129'000,000}{700 \text{ H.P.}}$	=	\$ 184,285/H.P.

Formación de bordos o terraplenes semicompactados con material producto de banco de préstamo, hecho con motoescropa.

ESPECIFICACIONES.- El precio unitario estipulado para este concepto, comprende las operaciones necesarias para formar los terraplenes en obras de caminos, aeropistas, ferrocarriles, sistemas de riego y en otras obras similares donde pueda ejecutarse el trabajo con motoescropas y sea suficiente una semicompactación en el paso del equipo.

Estas operaciones consistirán en desprender, llevar hasta su sitio y tender este material en el terreno donde se colocarán los bordos por medio de motoescropa. Comprenderán además, la semicompactación de este material, colocado en capas de espesor no mayor de 30 cms., con el tránsito de la motoescropa.

EQUIPO.

Motoescropa Cat Modelo 621-B..... \$ 16,595.02/h.e.
Tractor D-8K \$ 17,508.95/h.e.

Cargo por tractor, considerando para poder establecer comparativos de precios, un número ilimitado de motoescropas. De no ser así en un caso real, el cargo deberá prorratearse entre el número de motoescropas operando en la obra.

$$\frac{\$ 16,595.02 \times \text{tiempo de carga (1.5 min)}}{60 \text{ Min./hora}} = \$ 414.87/\text{máquina}$$

$$\frac{\$ 415.87/\text{máquina}}{15 \text{ M3. capacidad} \times 0.9} = \$ 17.65/\text{m3.} \quad \$ 30.73$$

TABLA DE COSTOS.

DISTANCIA DE ACARREO	CARGO POR TRACTOR	CARGO POR MOTOESCROPA \$17,608.95 Producción/horaria.	COSTO TOTAL
100	\$ 30.63/m3.	\$ 53.36/m3.	\$ 84.09/m3.
200	30.73/m3.	\$ 63.11/m3.	\$ 93.84/m3.
300	30.73/m3.	\$ 72.76/m3.	\$ 105.49/m3.
400	30.73/m3.	\$ 82.67/m3.	\$ 113.40/m3.
500	30.73/m3.	\$ 92.67/m3.	\$ 123.10/m3.
600	30.73/m3.	\$ 102.37/m3.	\$ 133.10/m3.
700	30.73/m3.	\$ 112.15/m3.	\$ 142.88/m3.
800	30.73/m3.	\$ 122.28/m3.	\$ 153.01/m3.
900	30.73/m3.	\$ 132.39/m3.	\$ 163.12/m3.

1000	\$ 30.73/m3.	\$ 142.00/m3.	\$ 172.73/m3.
1100	30.73/m3.	\$ 151.80/m3.	\$ 182.53/m3.
1200	30.73/m3.	\$ 161.55/m3.	\$ 192.28/m3.
1300	30.73/m3.	\$ 170.96/m3.	\$ 201.69/m3.
1400	30.73/m3.	\$ 181.53/m3.	\$ 212.26/m3.
1500	30.73/m3.	\$ 191.40/m3.	\$ 222.13/m3.

CONCEPTO. Formación de bordos o terraplenes semicompactados, - con material producto de bancos de préstamo, transportado en camión de volteo; con acarreo no mayor de 1.0 (un) Km.

ESPECIFICACIONES.- El precio unitario estipulado para este concepto, comprende las operaciones necesarias para formar los terraplenes de cualquier tipo de obra, donde deban por su distancia ser acarreados en camiones de volteo y su compactación sea suficiente con el paso del equipo.

Estas operaciones consistirán, en la excavación del material, su carga a los camiones y transporte, el depósito y tendido de este material sobre el terreno en que se colocarán los bordos, o sobre la corona del terraplén que se construyó con el material disponible; la semicompactación del material, colocado en capas de espesor no mayor que 30 cm., con el tránsito del equipo de transporte y del tractor.

EQUIPO.

Cargador frontal 955L (2.25 Yd3.) (1.70 M3.) ...	\$ 8,617.34/h.e.
Tractor D-8	\$ 17,608.95/h.e.
Camión Ford F-600, de volteo de 6 M3. (operando) ..	\$ 1,878.63/h.e.

Para efectos de comparación de precios supondremos

- Que los tractores tienen suficiente volumen para estar plenamente ocupados.
- Que el volumen por cargar y acarrear también hace que el cargador y camiones no tengan tiempos muertos.

Rendimiento de tractor aflojando el banco de préstamo.

Distancia 60 mts. hoja recta(s).

Producción teórica 425 m3/hora.

Factores de corrección:

Operador bueno	0.75
Materia.- Sacado con cilindro de inclinación lateral.	0.80
Eficiencia 50 min./hora.	0.84
Pendiente favorable 15%	1.18

120

Producción real:

$$= 425 \times 0.75 \times 0.80 \times 0.84 \times 1.18 = 252 \text{ M3/hora sueltos.}$$

Producción medida en el terraplén = $252 \times 0.9 = 227 \text{ M3/hora}$

Rendimiento de tractor esparciendo el material que amontonan los camiones de volteo en el terraplén.

Distancia 40 mts. hoja recta(s).

Producción teórica 500 m3/hora.

Factores de corrección.

Operador bueno 0.75

Material suelto y amontonado. 1.20

Eficiencia 50 min/hora. 0.84

Trabajo a nivel. 1.00

Producción real:

$$= 500 \times 0.75 \times 1.20 \times 0.84 \times 1.00 = 378 \text{ m3/hora sueltos.}$$

Producción medida en el terraplén = $372 \times 0.9 = 340 \text{ M3/hora.}$

Cálculo del volumen horario del cargador y del tiempo de carga de camión de 6 m3. = 5.4 m3. medidos en terraplén.

Factor de llenado del cucharón del cargador 0.9

Capacidad real 1.70 m3. x 0.9 = 1.53 m3.

Tiempo de carga diversos tamaños de partículas 0.05 min.

Tiempo de maniobras 0.22 min.

Tiempo de tránsito. 0.00 min.

Tiempo de descarga camión volteo. 0.06 min.

0.33 min.

$$\text{No. de ciclos por hora} = \frac{60}{0.33} = 181$$

Producción = 181 ciclos/hora x 1.53 M3 = 277 m3/hora.

Medido en terraplén = $277 \times 0.9 = 249 \text{ m3/hora.}$

$$\text{Tiempo de carga del camión} = \frac{5.40 \times 0.33}{2.53} = 1.16 \text{ min.}$$

Tiempo de descarga:

0.34 min.

Total.

2.50 min.

CARGO por tractor aflojando material

$$\frac{\$ 17,608.95/h.e.}{227 \text{ m}^3/\text{hora.}} = \$ 77.57/\text{m}^3.$$

CARGO por tractor esparciendo material

$$\frac{\$ 17,608.95/h.e.}{340 \text{ M}^3/\text{hora.}} = \$ 51.79/\text{m}^3.$$

CARGO por cargador frontal

$$\frac{\$ 8,617.34/h.e.}{249 \text{ m}^3/\text{hora.}} = \$ 34.60/\text{m}^3.$$

$$\$ 163.96/\text{m}^3.$$

T A B L A D E C O S T O S .

DISTANCIA ACARREO.	CARGO POR TRACTORES Y CARGADOR.	CARGO POR CAMION \$1,878.63/PROD. HORARIA	COSTO TOTAL
100	\$ 163.96/m ³ .	\$ 10.43/m ³ .	\$ 174.39/m ³ .
200	163.96/m ³ .	12.20/m ³ .	176.16/m ³ .
300	163.96/m ³ .	13.90/m ³ .	177.86/m ³ .
400	163.96/m ³ .	15.65/m ³ .	179.61/m ³ .
500	163.96/m ³ .	17.40/m ³ .	181.36/m ³ .
600	163.96/m ³ .	19.16/m ³ .	183.12/m ³ .
700	163.96/m ³ .	20.87/m ³ .	184.83/m ³ .
800	163.96/m ³ .	22.63/m ³ .	186.59/m ³ .
900	163.96/m ³ .	24.40/m ³ .	188.36/m ³ .
1000	163.96/m ³ .	36.09/m ³ .	190.05/m ³ .
1100	163.96/m ³ .	28.04/m ³ .	192.00/m ³ .
1200	163.96/m ³ .	29.82/m ³ .	193.78/m ³ .
1300	163.96/m ³ .	31.31/m ³ .	195.27/m ³ .
1400	163.96/m ³ .	33.54/m ³ .	197.50/m ³ .
1500	163.96/m ³ .	34.78/m ³ .	198.74/m ³ .

" CAMION VOLTEO "

T A B L A D E T I E M P O S .

DISTANCIA DE ACARREO	TIEMPOS FIJOS DE CARGA Y DESCARGA	TIEMPO DE IDA	TIEMPO REGRESO	TIEMPO DEL CICLO	PRODUCCION HORARIA
		CARGADO 30 K/H DISTANCIA X 60	VACIO 60 Km/h DISTANCIA X 60		DE MATERIAL COMPAC TADO 5.40 M3. X 60
		30	60		TIEMPO DEL CICLO
100	1.5 min.	0.20 min.	0.10 min.	1.80 min.	180 m3/hora.
200	1.5 min.	0.40 min.	0.20 min.	2.10 min.	154 m3/hora.
300	1.5 min.	0.60 min.	0.30 min.	2.40 min.	235 m3/hora.
400	1.5 min.	0.80 min.	0.40 min.	2.70 min.	120 m3/hora.
500	1.5 min.	1.00 min.	0.50 min.	3.00 min.	108 m3/hora.
600	1.5 min.	1.20 min.	0.60 min.	3.30 min.	98 m3/hora.
700	1.5 min.	1.40 min.	0.70 min.	3.60 min.	90 m3/hora.
800	1.5 min.	1.60 min.	0.80 min.	3.90 min.	85 m3/hora.
900	1.5 min.	1.80 min.	0.90 min.	4.20 min.	77 m3/hora.
1000	1.5 min.	2.00 min.	1.00 min.	4.50 min.	72 m3/hora.
1100	1.5 min.	2.20 min.	1.10 min.	4.80 min.	67 m3/hora.
1200	1.5 min.	2.40 min.	1.20 min.	5.10 min.	63 m3/hora.
1300	1.5 min.	2.60 min.	1.30 min.	5.40 min.	60 m3/hora.
1400	1.5 min.	2.80 min.	1.40 min.	5.70 min.	56 m3/hora.
1500	1.5 min.	3.00 min.	1.50 min.	6.00 min.	54 m3/hora.

T A B L A D E T I E M P O S .

DISTANCIA DE ACARREO.	TIEMPOS FIJOS - CARGA Y DESCARGA	TIEMPO VIAJE CARGADA (20Km/h) DISTANCIA X 60	TIEMPO VIAJE VACIA (40 Km/h) DISTANCIA X 60	TIEMPO CICLO	PRODUCCION HORARIA MATERIAL COMPACTO-CAPACIDAD CAJA X - 0.9 X 60.
		20	40		TIEMPO CICLO.
100 M.	2.0 min.	0.30 min.	0.15 min.	2.45 min.	330 m3/hora.
200 M.	2.0 min.	0.60 min.	0.30 min.	2.90 min.	279 m3/hora.
300 M.	2.0 min.	0.90 min.	0.45 min.	3.35 min.	242 m3/hora.
400 M.	2.0 min.	1.20 min.	0.60 min.	3.80 min.	213 m3/hora.
500 M.	2.0 min.	1.50 min.	0.75 min.	4.25 min.	190 m3/hora.
600 M.	2.0 min.	1.80 min.	0.90 min.	4.70 min.	172 m3/hora.
700 M.	2.0 min.	2.10 min.	1.05 min.	5.15 min.	157 m3/hora.
800 M.	2.0 min.	2.40 min.	1.20 min.	5.60 min.	144 m3/hora.
900 M.	2.0 min.	2.70 min.	1.25 min.	6.05 min.	133 m3/hora.
1000 M.	2.0 min.	3.00 min.	1.50 min.	6.50 min.	124 m3/hora.
1100 M.	2.0 min.	3.30 min.	1.65 min.	6.95 min.	116 m3/hora.
1200 M.	2.0 min.	2.50 min.	1.80 min.	7.40 min.	109 m3/hora.
1300 M.	2.0 min.	3.90 min.	1.95 min.	7.84 min.	103 m3/hora.
1400 M.	2.0 min.	4.20 min.	2.10 min.	8.30 min.	97 m3/hora.
1500 M.	2.0 min.	4.50 min.	2.25 min.	8.75 min.	92 m3/hora.

Es de gran tamaño y de líneas diferentes a las usuales a fin de crear una nueva configuración del valor, pero antes de alcanzar tal nivel, el Tractor D-10 pasó por miles de horas de estudios y pruebas, por ejemplo, para hallar la resistencia de las nuevas piezas del tren de rodaje, uno de los tractores experimentales, trabajó por largo tiempo en una charca de cieno arenoso, otro batió con la hoja unas rocas muy duras para medir la resistencia de las nuevas piezas del tren de rodaje, uno de los tractores experimentales, trabajó por largo tiempo en una charca de cieno arenoso, otro batió con la hoja unas rocas muy duras para medir la resistencia de las puntas a la acción de desgaste y a los impactos, fué una prueba tan severa, que derritió el acero. Se causó la inclinación lateral de una máquina de prueba a fin de confirmar su lubricación constante y estabilidad, a otra se le hizo dar vuelcos cuesta abajo, para asegurarse de la protección de la cabina, se efectuaron muchas otras pruebas, pero los modelos guías de producción que veremos ahora, fueron sometidos a las pruebas más demoledoras, el primer piloto de producción D-10 en la línea de montaje, están instalando la transmisión y la corona cada componente es un módulo comprobado, completo e independiente fácil de instalar y desmontar si es necesario, luego viene el mando final, el embrague y el freno de dirección, son también módulos independientes, puede sacarse el mando final por separado o los tres componentes juntos, el rayador inclinable facilita la instalación del motor V12K de doble turbo alimentador y es muy útil además para suministrar servicio a los sistemas de enfriamiento de doble núcleo. El tren de rodaje con suspensión elástica antes de instalarlo, los rodillos y ruedas guías de lubricación permanente penden de placas que oscilan en el bastidor de rodillos, después veremos esto en acción, el sistema de placas de suspensión asegura buen reparto de carga entre los rodillos, las ruedas guías y las almohadillas de caucho como reduce las cargas de choque a una fracción de lo usual, se utilizan piezas del tamaño requerido.

Un carril sellado y lubricado, se instala en la rueda motriz, como las dos van a más altura sobre el bastidor de rodillos, dura más el tren de fuerza y puede haber una línea central común entre los mandos finales, embragues de dirección y frenos.

El primer D-10 emerge en la industria pesada de movimiento de tierras, este y muchos otros se someterán a nuevas pruebas en obras de los clientes para aceptarse o desecharse, y ahora Caterpillar presenta, la nueva configuración del valor, la prueba más dura para un tractor, es el desgarramiento de roca, destinado a la construcción de una carretera, este tractor piloto D-10 se eligió para desgarrar rocas calizas arenosas de gran dureza-excluyeron la voladura, a causa de un túnel cercano del ferrocarril y un D-9H tuvo dificultades con esta dura capa metamórfica pero no el D-10, la capacidad para desgarrar, depende en parte del peso, potencia y fuerza de tracción de 86,000 Kgs. con equipo, 700 HP. en el volante y un tren de rodaje el que mayor área de las cadenas toca el suelo, fué fácil para el D-10 fragmentar tan duras rocas, adviertan que debido a la suspensión se flexionan las cadenas, los rodillos hacen mejor contacto en los rieles, mayor área de las cadenas toca el suelo y es mejor la tracción, estabilidad y marcha, además la elevación de las ruedas motrices resguarda el tren de fuerza de las cargas del choque del suelo, de los impactos de la hoja o el desgarrador y de las cargas de torsión en el bastidor, mientras tanto, otro D-10 desgarraba y retiraba el material de la sobrecapa en una mina de uranio, a veces las rocas eran tan duras, que otro tractor de la categoría del D-10 en tamaño tenía serias dificultades, El Vicepresidente Charles Jamilton Jr., lo expone así, una tarde hicimos competir a un D-10 con otro tractor de especificaciones comparables, decidimos que el D-10 era algo más potente en casi todo tiraba de dos desgarradores, mientras que el otro a menudo, sólo podía trabajar con uno aunque ambos desgarraban a profundidad similar, como puede verse, el D-10 tiene gran espacio libre sobre el suelo, no obstante su tamaño es realmente maniobrable por lo menos tan maniobrable como un D-9H, aunque tiene más peso y más potencia que un D-9H sólo es ligeramente más largo, el exclusivo tirante estabilizador, mejora la maniobrabilidad, el equilibrio y el control pues mantiene unos 70 cms. más cerca la hoja recta de 12,700 kgs., con dicho tirante, los cilindros de levantamiento de la hoja, hacen más presión vertical hacia abajo para mayor rendimiento al excavar, mejora también el control de las cargas en los cortes laterales de los bancos ó al extra-

er piedras grandes, el empuje de traillas durante la carga de tractores traillas 651K en una mina de uranio, fué otra labor asignada a un D-10 piloto, este D-10 un modelo de entrevía an-gosta, estaba equipado con hoja amortiguadora 10-C en la misma obra dos tractores D9-H en Tandem, empujaban dos traillas de 24,4 m3. a ras con material arenoso un sólo D-10 probó ser más eficiente que dos D9, por lo siguiente, primero, con un sólo tractor empujador no se perdía tiempo en alinearlos con la trailla, segundo, el operador del D-10, veía mejor el interior de la caja, tercero, se empleaba sólo un tractor y el operador en vez de dos, el factor decisivo del valor real en toda máquina, es su productividad, en una mina de carbón a cielo abierto, se comparó el D-10 con el D9-H en la tarea de recoger montones de desechos en una cuesta del 15%, un grupo de analistas en producción de Caterpillar, trabajaron con los Ingenieros de la Mina el personal fijó los puntos de referencia y registró las elevaciones.

El pozo de cada máquina tenía un ancho de tres hojas y 46 metros de longitud, comienza el estudio, ambos tenían hoja en U, la altura y el ancho de las hojas, era de 1,80 por 4,80 mts. la del D-9 y de 2.14 por 6.05 mts. la hoja del D-10, era un material excelente para comparar el rendimiento, arena arcillosa húmeda bien consolidada y sobre todo de consistencia uniforme, el estudio duró mas de una hora la cuesta empinada tuvo importancia en el estudio sobre todo en el regreso, las cuestas influyen en la tracción estabilidad y eficiencia en el tren de fuerza o sea en el rendimiento, debido a las condiciones de marcha, el operador del D9H, decidió regresar en segunda velocidad como el operador del D-10 lo hizo en tercera ya no varió segundo por ciclo, al finalizar el estudio, los ingenieros de la mina midieron y registraron los volúmenes excavados, gracias a la cuesta favorable cada tractor tuvo buen rendimiento, en total el D9H movió 582 M3. en banco en 60 minutos por hora y el D-10 movió 1,018 m3. en banco o sea 75% más, en otras palabras el D-10 produjo tanto como el D9 más 3/4 de otro, uno de los trabajos más duros que efectuó con la hoja el D-10 fué en otra mina de carbón a cielo abierto donde extrajo la sobrecapa de la roca de voladura, fué un triunfo de la potencia, fuerza bruta y flexibilidad.

del tren de rodaje del D-10.

Sin duda alguna, tenemos ante nosotros un nuevo nivel de productividad, una nueva magnitud en fuerza de tracción, un nuevo estándar de durabilidad, en breve, una nueva forma de valor para trabajos pesados de movimientos de tierras.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: C A R G A D O R E S

PROFESOR: CARLOS MANUEL CHAVARRI MALDONADO

JULIO 23 DE 1984
PUEBLA, PUE.

ORIGEN
DE
LOS
CARGADORES

La evolución de tractores potentes para el movimiento de tierras y el manejo de otros materiales pesados se ha producido con tal rapidez que es imposible generalizar acerca de las mejoras adicionales que aún puedan conseguirse en este tipo de máquinas. En los pocos años transcurridos desde la segunda guerra mundial, el desarrollo de nuevos tipos de neumáticos, grupos motopropulsores, convertidores de par, transmisiones automáticas, reducciones por planetarios en las ruedas, materiales estructurales y diseño general del tractor han hecho una realidad tanto de los tractores de ruedas como de orugas que son en la actualidad adecuados virtualmente para todo tipo de trabajo intensivo realizable con tractor.

Originalmente los tractores cargadores sólo tenían movimiento de giro del bote y vertical a lo largo de un marco que le servía de guía al bote, que se colocaba en la parte delantera del tractor. Cuando el bote estaba a nivel de piso, el tractor avanzaba hacia adelante y el bote se introducía en el material para cargar; después se subía el bote a base de cables y poleas accionadas por una toma de fuerza del motor del tractor, y con el bote en esta posición, el tractor se movía hasta colocarse con el bote en la parte superior del vehículo, que se deseaba cargar y se dejaba que el bote girara por el peso del material, y del bote mismo, aflojando uno de los cables de control. De este tipo de equipo quedan muy pocos trabajando pero fueron el origen de los actuales. Estas máquinas tenían embrague de fricción y ejes de tipo usado en automoción, apenas si podían realizar trabajos de carga de materiales sueltos.

El trabajo pesado, incluyendo la excavación de material en su estado natural, estaba reservado casi por entero a las excavadoras giratorias montadas sobre orugas.

Los tractores cargadores de hoy en día nacieron principalmente de las necesidades económicas de la vida. El constructor de carreteras, por ejemplo, se enfrentó con el uso de maquinaria que no se adaptaba al ritmo de aumento del costo de los trabajos. Acudió pues, a los fabricantes de maquinaria para la construcción; la necesidad inmediata era conseguir una máquina que excavara y cargara, es decir, un tractor cargador que proporcionase:

- a) Mayor producción
- b) Menor costo de funcionamiento
- c) Mayor movilidad
- d) Más facilidad de servicio

Por conveniencia podemos clasificar a los cargadores desde dos puntos de vista: en cuanto a su forma de descarga y en cuanto al tipo de rodamiento.

- A) Por la forma de efectuar la descarga se clasifican en:
- a) Descarga Frontal
 - b) Descarga Lateral
 - c) Descarga Trasera

Descarga Frontal

Los cargadores con descarga frontal son los más usuales de todos. Estos voltean el cucharón o bote hacia la parte delantera del tractor, accionándolo por medio de gatos hidráulicos.

Su acción es a base de desplazamientos cortos y se usa para excavaciones en sótanos, a cielo abierto, para la manipulación de materiales suaves o fracturados, en los bancos de arena, grava, arcilla, etc. También se usa con frecuencia en rellenos de zanjas y en alimentación de agregados a plantas dosificadoras o trituradoras.

Una derivación de este tipo de descarga, es cuando se usa el cucharón tipo concha de almeja al que también se le llama bote de uso múltiple. Este se puede abrir en dos para cargar o descargar, además de que se puede usar como bote de descarga frontal.

El objeto de que el bote se abra es que, cuando el labio superior que es el que forma la caja del bote se separa de la parte vertical y ésta queda como cuchilla topadora, y se puede usar como tal, además de que cuando está cargando se pueden forzar ciertos materiales a entrar dentro de él al cerrar las dos partes del bote. En la parte trasera del cucharón, un par de cilindros hidráulicos de doble acción hacen que éste se abra o se cierre.

Descarga Lateral

Los de descarga lateral tienen un gato adicional que acciona al bote volteándolo hacia uno de los costados del cargador. Esto tiene como ventaja que el cargador no necesita hacer tantos movimientos, para colocarse en posición de cargar al camión o vehículo que se dese, sino que basta que se coloque al vehículo paralelo.

Desde luego este tipo es más caro que el de descarga frontal, y sólo se justifica su uso en condiciones especiales de trabajo, por ejemplo, en sitios donde no hay muchos espacios para maniobras, como en rezaga de túneles de gran sección, o en cortes largos de camino, ferrocarriles o canales.

Descarga Trasera

Los equipos de descarga trasera se diseñaron con la intención de evitar maniobras del cargador. En éstos el cucharón ya cargado pasa sobre la cabeza del operador y descarga hacia atrás directamente al camión o a bandas transportadoras o a tolvas, etc.

Estos equipos resultan sumamente peligrosos y causan muchos accidentes, porque los brazos del equipo y bote cargado pasan muy cerca del operador.

Algunos de estos equipos han sido diseñados con una cabina especial de protección, pero esto resta eficiencia a la máquina porque reduce la visibilidad, además de que añade peso al cargador.

En realidad han sido desechados para excavaciones a cielo abierto y sólo se usa en la rezaga de túneles, cuya sección no es suficientemente amplia, para usar otro tipo de cargador.

A este equipo de descarga trasera diseñado especialmente para excavaciones de túneles, se les llama rezagadoras y hay algunas fábricas que se han dedicado especialmente a perfeccionarlos por lo que en muchas ocasiones resulta ser el equipo adecuado para cargar el producto de la excavación dentro de túneles. Vienen montados generalmente sobre orugas, aunque algunos pequeños vienen sobre ruedas metálicas que ruedan sobre una vía previamente instalada dentro del túnel. Es muy raro encontrar este equipo montado sobre llantas.

B) Clasificación por la forma de Rodamiento:

- a) De Carriles (orugas)
- b) De Llantas (neumáticos)

Las orugas son de calibre ancho para mejorar la estabilidad contra el volcamiento lateral cuando acarrean cargas pesadas.

03 00
06

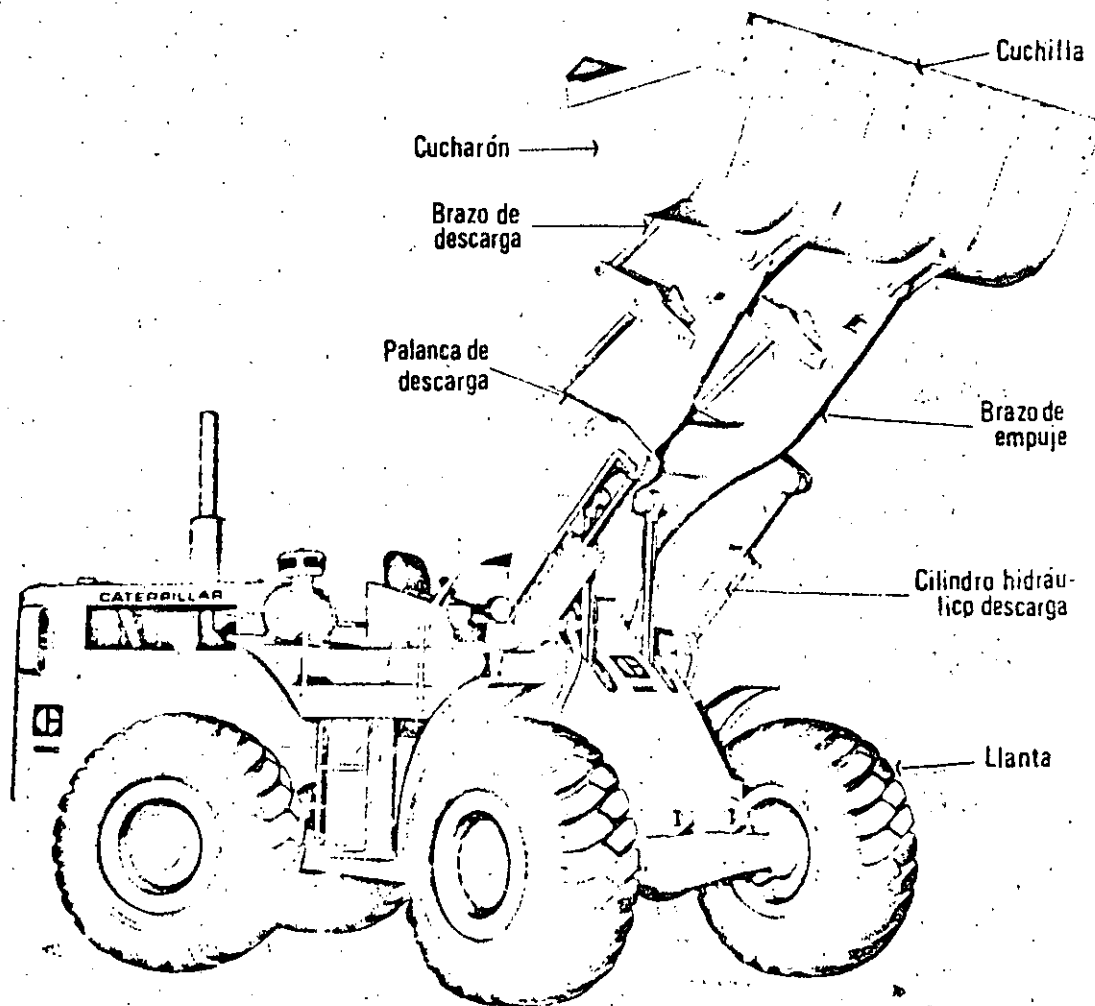
Los cargadores montados sobre llantas pueden ser de dos o cuatro ruedas motrices. Generalmente se utilizan llantas muy grandes. Estas sirven para proporcionar una excelente flotación que les permite trabajar en la mayoría de los terrenos.

En el siguiente capítulo, se tratará con detalle los diferentes trabajos que pueden desarrollar tanto los cargadores montados sobre orugas, como los de llantas.

DESCRIPCION
DE
LOS
CARGADORES
FRONTALES

CARGADORES FRONTALES MONTADOS
SOBRE NEUMATICOS

Los cargadores frontales montados sobre neumáticos, son equipos de excavación, carga y acarreo que tienen un cucharón o bote para estos fines y que se adaptan en la parte delantera de los tractores (Fig. 6).



Mediante la selección del convertidor de par, bombas, motores adecuados, ejes de transmisión, diferencial y reducciones planetarias perfectamente conjuntados para suministrar la máxima potencia utilizable con pérdidas por rozamientos mínimos, se pueden realizar las siguientes funciones:

1. Transmitir fuerza suficiente a las ruedas para proporcionar una acción de empuje adecuado al peso de la máquina.
2. Suministrar fuerza al sistema hidráulico que excavará, levantará y volcará las cargas adecuadas por anticipado.

Estas máquinas por tanto no son simples tractores equipados con componentes adecuados para la excavación y carga, sino que son máquinas básicamente proyectadas para excavar, elevar y cargar, cada uno de ellas formada por componentes estructurales, motrices y mecánicos, plenamente integrados y concebidos para trabajar conjuntamente.

NEUMATICOS

Si los motores y trenes de transmisión han experimentado cambios lo suficientemente amplios para hacer posible la consecución del moderno cargador, para trabajos intensivos, los neumáticos también han evolucionado. Los de base estrecha inflados a alta presión han sido sustituidos por neumáticos de amplia base, alto índice de tracción, gran flotación y larga vida en servicio.

Quizás el resultado más significativo de las investigaciones sobre neumáticos, llevadas a cabo por fabricantes, es el desarrollo de neumáticos de gran base, sin cámara, especiales para el movimiento de tierra y para actuar sobre roca. Las presiones de inflado más bajas y las bases más amplias, han impulsado a una reconsideración de los conceptos de resistencia a la rodadura.

Otro resultado de la investigación llevada a cabo con neumáticos de base ancha es el referente a la presión por pulgada cuadrada ejercida sobre el suelo por el neumático, que es aproximadamente igual a la presión de

inflado del neumático.

Se ha conseguido aún otra mejora que relaciona la duración de los neumáticos con la cantidad de lonas utilizadas en su fabricación según las diversas condiciones de trabajo. Se ha demostrado mediante una gran cantidad de estudios efectuados sobre el terreno que, por ejemplo, un neumático del tipo que se utiliza en las máquinas para el movimiento de tierra, equipado con pocas lonas, suministra un área de apoyo superior.

En contra de la creencia popular de que los neumáticos de los cargadores se deterioran bajo condiciones de trabajo intensivo en proporción similar, e incluso superior a los de los neumáticos de las motoescrepas, la experiencia nos demuestra lo contrario. El armazón básico del neumático montado en un cargador se desgasta mucho más despacio, debido a que la cantidad de calor generada en el neumático es menor a la que se produce en el mismo neumático cuando este es utilizado en una motoescrepa. Esto es debido principalmente por que tanto la velocidad y distancia de acarreo de los cargadores, son menores que los de la motoescrepa.

El tractor básico del cargador se ha diseñado para permitir modificaciones en la distribución del peso, ya sea mediante el inflado de los neumáticos con agua o adición de contrapesos, por lo que se puede adaptar con mayor precisión a las diversas condiciones de trabajo.

Existe una gran variedad de tamaños de neumáticos, número de lonas y diseño de cubiertas adecuadas para su utilización en los cargadores, por lo que por considerarlo interesante anexamos la tabla que a continuación se muestra.

Dimensión Neumático	Número de lonas	Tipo de Neumático	Precio agosto-1975
23.5 x 25	20	L-3	26,538.00
	24	L-2	29,297.00
26.5x25	14	L-3	26,900.00
	16	L-3	32,552.00
29.5x25	22	L-4	46,285.00
29.5x29	22	L-3	47,967.00
	28	L-4	53,361.00
33.25x35	20	L-3	66,305.00
	25	L-3	77,738.00

- L-2 Tipo de Tracción
- L-3 Para Roca
- L-4 Para Roca (huella profunda)

A los neumáticos se les designan, generalmente por tres números visibles en la cara lateral por ejemplo, 23.5 x 25-20 indican: el primero la anchura nominal exterior en pulgadas, el segundo, el diámetro de la lianta en pulgadas y el tercero el número de lonas.

Protección de los Neumáticos

Para aumentar la duración de las costosas llantas, se debe recomendar a los operadores que no acomoden las cargas mediante arrancones y frenajes bruscos, pues esta pésima costumbre, se traduce en severos impactos y frecuentemente causan la rotura del tejido de las lonas de los neumáticos.

La presión de aire apropiado, es base para la duración y el buen funcionamiento de estos equipos.

Cuando la superficie de rodamiento está compuesta de materiales

abrasivos y fragmentos de roca que puedan dañar a los neumáticos, es práctica recomendable proteger a éstos, por medio de accesorios que constan de zapatas y eslabones de acero (Fig. 7).

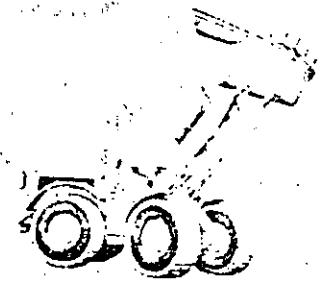


Fig. 7. Cargador Frontal con Cadenas amortiguadas.

Para resolver el problema de las cortaduras y daños por calentamiento de los neumáticos, en los cargadores de gran producción, se usa una llanta sin ceja (beadless), que consiste en un cinturón de montaje reemplazable, que está compuesto de zapatas de acero.

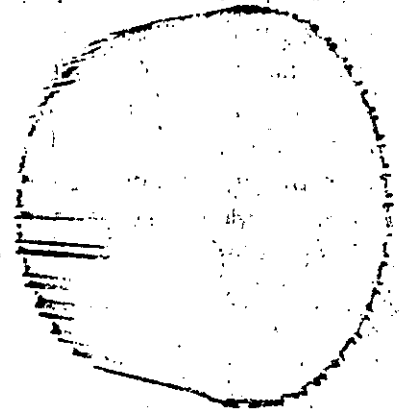


Fig. 8. Beadless

Este tipo de llantas se importan actualmente de Alemania pero está en proyecto fabricarlas en México.

Las ventajas principales que se obtienen al utilizar estas llantas son: su más larga duración y su más bajo costo de operación, para los usuarios.

MANDOS FINALES

Los cargadores montados sobre neumáticos pueden ser de dos o cuatro ruedas motrices.

Por las duras condiciones de trabajo los cargadores de dos ruedas motrices están siendo desplazados en el movimiento de tierra y su aplicación más bien es para fines agrícolas.

Los cargadores con tracción en las cuatro ruedas, puesto que aprovechan un mayor porcentaje de peso en la máquina comparado con los de tracción en un solo eje, realizan la acción de excavado y acarreo mucho mejor.

La mayoría de los cargadores de cuatro ruedas motrices se dirigen con las ruedas traseras. Sin embargo, los hay con dirección frontal e inclusive en las cuatro ruedas.

Algunos cargadores utilizan un mecanismo de dirección que hacen girar la mitad delantera del tractor, incluyendo el sistema articulado del tractor y el cucharón, alrededor de un pivote central (Fig. 9). Esto ofrece las mismas ventajas que los de dirección en las ruedas traseras, manteniendo el peso del cargador directamente detrás del cucharón y haciendo que todas las ruedas sigan el rastro del trayecto del cucharón. Además, permite que el cucharón gire antes de que vire el tractor, aumentando la facilidad de la colocación, tanto en el banco como sobre el camión, reduciendo de esta manera el tiempo consumido en la distancia de recorrido entre banco y el camión.

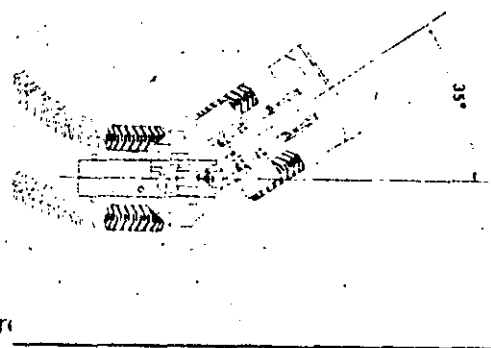


Fig. 9. Dirección de Bastidor

La fuerza de empuje describe la capacidad que tiene una máquina para hacer penetrar la cuchara en el material que se excave. La fuerza de

tracción útil disponible y las condiciones del terreno determinan la fuerza de empuje disponible. Si el operario de la máquina permite que patinen las ruedas, ello significa que se ha alcanzado la fuerza de empuje máximo y nada se consigue sino reducir la duración de los neumáticos. Puesto que el debido ajuste entre la unidad motriz y la máquina permite que el cargador haga patinar las ruedas en velocidad baja, cuanto mejores sean las condiciones del terreno, mayor esfuerzo tractor puede ser desarrollado para incrementar la acción de empuje.

El eje delantero del cargador es el que soporta los mayores esfuerzos resultantes de la excavación y el transporte de la carga.

El eje oscilante trasero se ha perfeccionado mediante el uso del sistema de dirección de doble émbolo accionado hidráulicamente, lo que proporciona al operario un manejo eficaz de la dirección con un mínimo esfuerzo. Ello permite la obtención de máxima maniobrabilidad y perfecto control del vehículo. El eje oscilante es especialmente valioso en terrenos accidentados, debido a que asegura la permanencia de las cuatro ruedas sobre el suelo con objeto de proporcionar el máximo esfuerzo de tracción.

SISTEMA DE FRENOS

Los cargadores cuentan con frenos de servicio y para estacionamiento. Los primeros son hidráulicos, con circuitos independientes para los ejes delantero y trasero; y están dotados de un sistema de alarma con objeto de que cuando se produzca algún fallo en cualquiera de los circuitos, entre en función el freno de emergencia de modo automático y se detenga la máquina. Los segundos, son de disco y se aplican manualmente.

Es importante hacer notar las ventajas que representa una adecuada conservación del sistema de frenos, ya que el costo tan elevado del equipo, nos obliga a ser muy cuidadosos en este renglón y si a eso aunamos la seguridad que representa para el personal que de alguna forma esté laborando cerca de la zona de maniobras de las máquinas, la buena conservación del sistema nos garantiza un manejo seguro y eficaz, tanto para el equipo como para el elemento humano.

CUCHARONES

Toca ahora hablar de los elementos básicos de carga, es decir, de los cucharones. Para ello, mencionaremos los diferentes tipos existentes en el mercado, concretándonos a continuación, a hacer una breve descripción de los mismos.

- a) Bote Ligero
- b) Bote Reforzado
- c) Bote Super Reforzado con Dientes
- d) Bote para Demolición
- e) Bote Eyector de Roca
- f) Bote de Rejilla.

a) Bote Ligero

Los equipos que únicamente van a cargar materiales sueltos y poco abrasivos tienen un bote ligero y en la parte extrema del labio inferior están reforzados por una cuchilla que es la que primero entra en el material que se va a mover (Fig. 10)



Fig. 10. Bote Ligero

b) Bote Reforzado

Cuando se necesita excavar además de cargar entonces el bote es un poco más fuerte que el anterior y viene equipado con una serie de puntas o dientes repartidos en el mismo sitio en que el anterior lleva cuchilla. Los dientes tienen por objeto facilitar la penetración del cucharón dentro del

material (Fig 11)



Fig. 11. Bote de Dientes para Excavar y Cargar.

Estos dientes están cubiertos por un castillo de acero especial, resistente a la abrasión y cuando sufren desgaste considerable se cambian por nuevos con objeto de proteger a los dientes y al bote mismo.

c) Bote Super Reforzado con Dientes

Cuando el material que se va a cargar es roca fragmentada o lajar entonces se debe usar un bote especial, super. reforzado, que es igual al bote de excavaciones pero más fuerte (Fig. 12). Algunos botes para roca tienen su borde inferior en forma de "V" y no llevan dientes sino **cuchilla** (Fig. 13).

Fig. 12. Bote Super Reforzado

Fig. 13

roca con
borde infe-
rior en "V"

d) Bote para Demolición

Este tipo sirve para cargar desechos y escombros de forma irregular, para esto cuenta con una mandíbula con fuerza hidráulica cuyos bordes son dentados (Fig. 14). Las planchas laterales son desmontables para mejor agarre de materiales grandes.

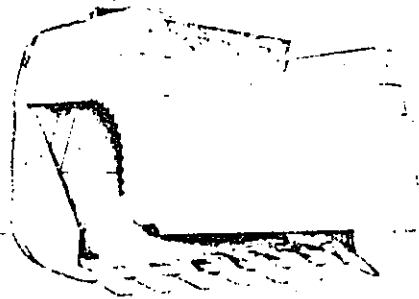


Fig. 14. Bote para Demolición

e) Bote Eyector de Rocas

El eyector es utilizado para descargar el material que se encuentra en el bote, ya que éste avanza hasta el extremo delantero, por esta causa es posible regular la eyección del material a fin de situar bien la carga y minimizar los choques en la caja del camión. La cuchilla en "V" truncada facilita la penetración y la carga (Fig 15).

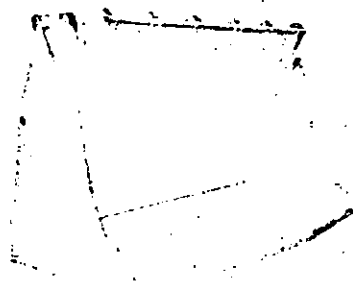


Fig. 15. Bote Eyector de Roca

f) Bote de Rejilla

Se utiliza para el manejo de roca suelta. Las aberturas del fondo permiten que el material indeseable caiga a través de éstas (Fig. 16).

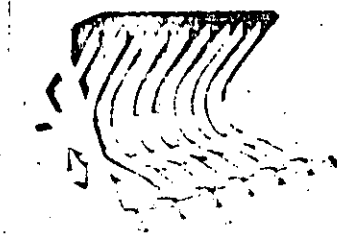


Fig. 16. Bote de Rejilla

Los fabricantes además de estos tipos hacen otros según las necesidades del cliente.

Capacidades

La resistencia mecánica de toda la máquina y en particular de los componentes de los brazos y la cuchara, ha de ser suficiente para soportar las tremendas fuerzas que se desarrollan durante esta parte del ciclo de trabajo del cargador. Probablemente de ninguna otra parte del diseño básico del cargador, tienen los fabricantes tantas opiniones diferentes, como en el método de construir las piezas que componen el conjunto de brazos-cuchara, para mejor resistir las cargas de choque de excavación, elevación, acarreo y volteo. Cuanto menor sea el número de puntos articulados, palancas acodadas y elementos de conexión, mayor será el período de tiempo que puede esperarse que el mecanismo brazo-cuchara funcione sin fallas estructurales.

Intimamente ligado a lo anterior esta la capacidad de los botes los cuales varían con la potencia del tractor, el uso al que se destine y también debe relacionarse al tamaño de las unidades de transporte. Por lo que si se desea adaptar uno de estos equipos a un tractor, es conveniente consultar los catálogos correspondientes, porque cada equipo ha sido diseñado para un tractor determinado, y lo anterior por lo general no será posible, ya que estos equipos vienen adaptados al tractor que corresponde desde la fábrica; pero vale la pena tenerlo en cuenta, pues una mala adaptación puede costar mucho dinero y ser infructuosa.

Las capacidades más usuales de los botes varía de $1/2$ a 5 yd^3 , aunque actualmente hay fábricas que están haciendo equipos más grandes, que pueden dar magníficos resultados en determinados trabajos, de los que más adelante se hablará.

SISTEMA HIDRAULICO

El conjunto brazo-cuchara de los cargadores, se acciona por medio de un sistema hidráulico, que está formado por una bomba que recibe movimiento del motor del tractor, un depósito general de aceite, una red de circulación cerrada del fluido, los correspondientes pistones y los controles instalados al alcance del operador en el puesto de mandos en el propio tractor.

Casi en todos los cargadores son dos pares de gatos los que se accionan, sirviendo uno de los pares para subir y bajar el equipo, mientras que el otro para accionar el cucharón en sus movimientos de excavación y volteo.

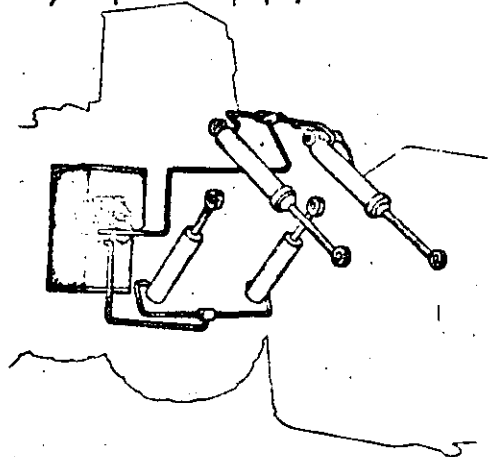


Fig. 17. Sistema Hidráulico

El tamaño de los cilindros, la presión hidráulica y la longitud de los brazos de palanca mediante los cuales se transmite la fuerza hidráulica, nos determina la fuerza de ruptura que puede ser desarrollada en el borde de ataque de la cuchara.

Los cilindros de elevación proporcionan la fuerza suficiente para elevar una carga capaz de hacer bascular la máquina sobre su eje delantero, cuando la cuchara se encuentra situada en su posición de máximo alcance hacia adelante. Esta carga se define como carga de vuelco.

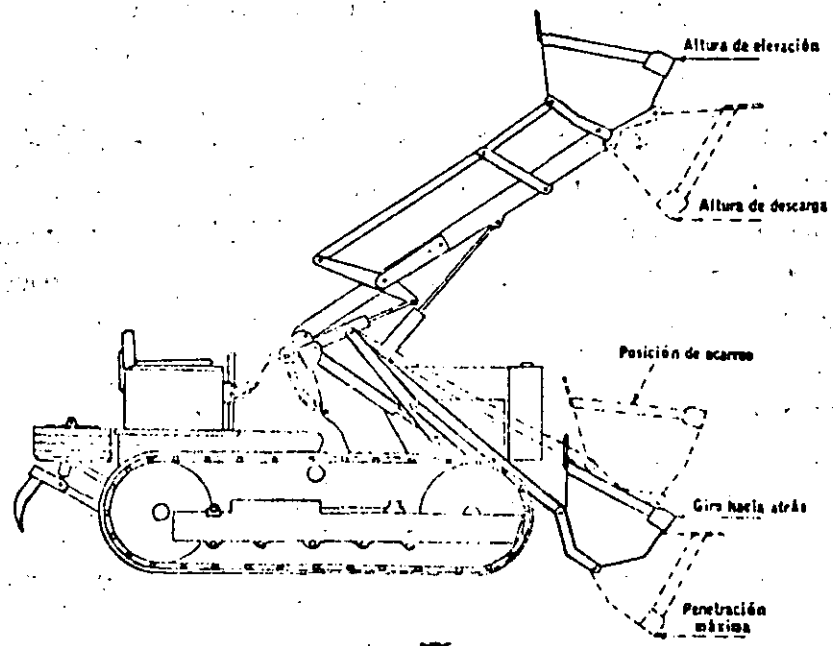
El mismo efecto se puede conseguir sujetando el borde de ataque de

la cuchara, mediante algún objeto fijo haciendo que la máquina bascule sobre su eje delantero, aplicando la fuerza de ruptura disponible. Puesto que no se puede realizar prácticamente ningún trabajo con la máquina, cuando uno de los ejes está levantado sobre el suelo, la fuerza de ruptura o capacidad de elevación que exceda del punto de carga de vuelco no tiene significado práctico alguno.

Como es lógico suponer otra bomba hidráulica independiente a la del sistema de carga y descarga de material, permite en todo momento accionar la dirección del cargador. Este sistema de dos bombas proporciona rendimientos óptimos cuando la máquina se encuentra debidamente conjuntada con el convertidor de par y con la adecuada selección de marchas.

CONTROLES AUTOMATICOS

Algunos cargadores tienen el mecanismo de descarga dispuesto de tal



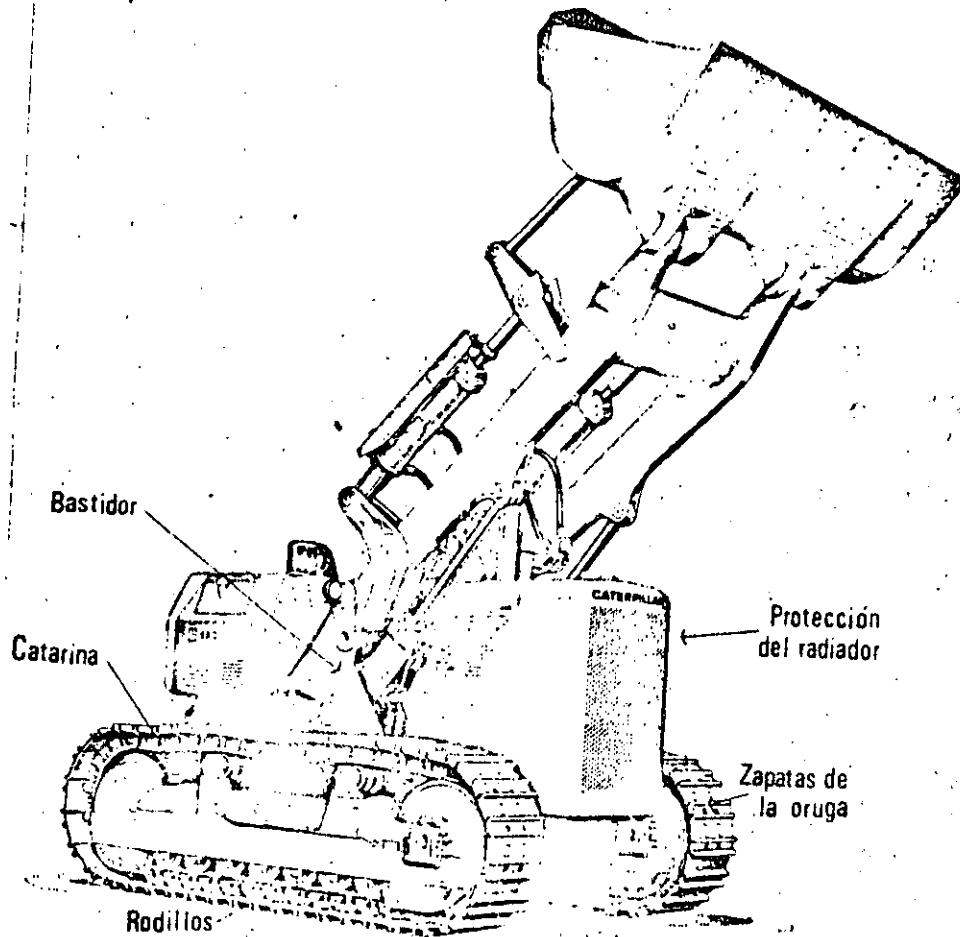


Fig. 20. Cargador Frontal sobre Orugas

motor, se rigen en forma general bajo el mismo principio que los cargadores montados sobre neumáticos ya descritos anteriormente. Por esa razón en adelante se describirán solamente las diferencias más significativas.

ORUGAS

El sistema de tránsito de estos cargadores consta de cadenas formadas por pernos y eslabones, a las cuales se atornillan las zapatas de apoyo. Estas cadenas se deslizan sobre rodillos, conocidos comúnmente como roles. En el extremo posterior de la cadena se encuentra la catarina que es un engranaje propulsor que trasmite la fuerza tractiva (Fig. 21).

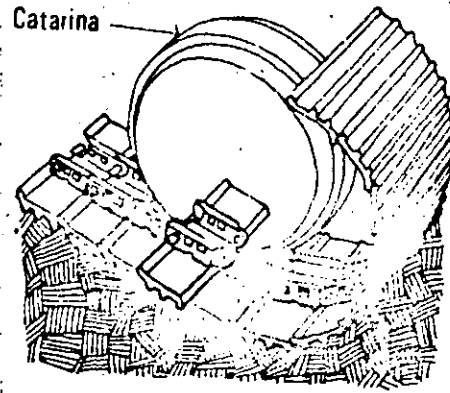


Fig. 21. Sistema de Tránsito

Un adecuado ancho y largo de las orugas es necesario para la estabilidad contra el volcamiento lateral cuando acarrear cargas pesadas.

Estos tipos de cargadores tienen una conexión rígida entre el bastidor de las orugas y el bastidor principal, pues de esta manera se mejora la estabilidad (Fig. 22).

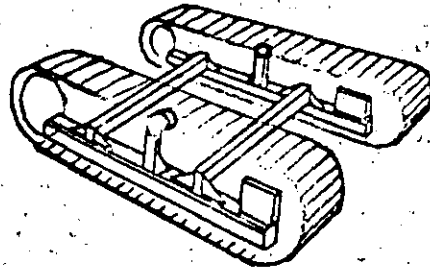


Fig. 22. Conexión Rígida entre Bastidores.

El tipo de zapatas de las orugas utilizadas, tienen una influencia considerable en la técnica de excavación.

En ocasiones se utiliza la zapata lisa para no deteriorar la superficie de trabajo, pero ésta tiene el inconveniente de que patinan bastante sobre muchos suelos e impide que toda la potencia de la máquina se aplique al trabajo.

- d) Donde el uso de orugas sea perjudicial al terreno o por no ajustarse a las restricciones de tipo legal.
- e) Cuando los materiales abrasivos provoquen desgaste excesivo en las orugas, siempre que los neumáticos resistan las condiciones de trabajo.
- f) Donde el terreno es duro y seco.
- h) El radio de giro es mucho mayor que el de orugas, de manera que se requiere más espacio para maniobrar.
- i) La presión sobre el suelo es aún mucho mayor que los de orugas, pero el efecto de compactación de las llantas y las vueltas más graduales le hacen posible, trabajar fácilmente en suelos arenosos que se partirían bajo las orugas, causando un excesivo desgaste a éstas:
- j) En superficies, resbalosas pueden ocasionar la pérdida, tanto de la tracción como de la precisión de la dirección.

Una de las características de estos tipos de cargadores, es que da una mayor facilidad de desplazamiento y por ésto, se obtiene mayor rendimiento a distancias considerables de acarreo, en comparación con los de orugas.

Los cargadores frontales montados sobre orugas se pueden utilizar con ventajas en los siguientes casos:

- a) En terrenos flojos donde el área de apoyo de las orugas aseguran un movimiento adecuado y una estabilidad correcta.

- b) Cuando las condiciones del terreno o las pendientes exijan buena tracción y amplia superficie de apoyo.
- c) Donde no hay necesidad de hacer movimientos frecuentes y rápidos.
- d) Cuando los materiales son duros y no pueden excavar fácilmente.
- e) En donde los fragmentos de roca pueden dañar los neumáticos.
- g) En trabajos que requieren volúmenes pequeños.

Por su diseño los cargadores sobre orugas, pueden salvar las irregularidades del terreno y su característica principal es su buena tracción, su baja velocidad y su limitación a distancias cortas de acarreo.

CARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

DATOS DE FUNCIONAMIENTO

Fabricante	Modelo	Aplicación	Clase máxima de aplicación	Capacidad de carga (kilogramos)		Capacidad de carga (toneladas)		Peso máximo de carga (kg)		Peso máximo de carga (toneladas)		Consumo de combustible (litros/hora)		Consumo de combustible (galones/hora)		Velocidad máxima (km/h)		Velocidad máxima (mph)	
				yd ³	m ³	yd ³	m ³	kg	ton	litros/h	galones/h	km/h	mph	litros/h	galones/h	km/h	mph	litros/h	galones/h
Allis Chalmers	840	Y	40	1.25-1.75	855-1.34	1.5	1.2	112	2844.8	38	990.8	208.75	5307.25	124	3149.6	67	1701.8	96	242.8
	940	Y	40	1.5-2	1.15-1.53	1.75	1.34	112	2844.8	26	660.6	212	5384.8	122.5	3111.5	72	1828.8	96	242.8
	15200	N		1.5-3	1.15-2.3	2	1.53	104	2641.8	38.5	977.8	220	5740.4	80	2035.2	70	1760.8	87	220.8
	15230	Y		1.75-3.5	1.34-2.7	2.5	1.8	104	2641.8	38.5	977.8	228	5781.2	88	2235.2	78	1976.8	87	220.8
	15240	N		2-3.5	1.9-3.8	3.3	2.7	114	2895.8	40	1018	255	6477	77	1955.8	81	2057.4	86	218.8
Bray	540	N	40	1.7	2.3-5.4	5	3.8	122	3038.8	55	1397	332	8432.8	114	2895.8	115.5	2932.7	136	346.8
	544	N		1.2	784.15	1.25	865				224	5649.8	108	2743.2	66	1678.4	81	205.8	
	548	N		1.2	784.15	1.25	865				224	5689.8	108	2743.2	66	1678.4	81	205.8	
	581	N		1.2	784.15	1.25	865				224	5689.8	108	2743.2	66	1678.4	81	205.8	
	584	N		2.25-4	1.7-3.1	2.9	1.8	116	2948.4	37	939.8	242	6148.8	115	2970.2	81	2057.4	92	234.8
Case	914	Y	80	1.25-1.75	86-1.3	1.25(0)	1(0)	109.5	2781.3	30	782	218	5486.4	123	3124.2	68	1727.2	106	270.8
	914H	Y	80	1.25-1.75	86-1.3	1.4(0)	1.15	106.5	2705.1	32	812.8	220	5548	123	3124.2	68	1727.2	106	270.8
	918	Y	80	1.25-2	1.15-1.5	1.75(0)	1.34	108	2768.8	35.5	901.2	239	6070.8	124	3149.6	73	1854.2	108	276.8
	923	Y	80	1.75-2.5	1.34-1.9	2(0)	1.5	106.5	2705.1	38	965.2	243	6172.2	124	3149.6	73	1854.2	108	276.8
	925B	Y	80	2-5	1.9-3.8	3(0)	2.28	118	3022.8	38.5	977.8	294	7518.4	208	5232.4	87	2208.8	121	308.8
Caterpillar	910	Y	35	1-1.25(0)	8-1(0)	1.25(0)	1(0)	97	2460	34	840	218	5490	107	2720	62	1570	87	220.8
	920	Y	35	1.5-1.75(0)	1.15-1.35(0)	1.5(0)	1.15(0)	109	2770	29	740	223	5715	123	3100	85	2160	100	256.8
	930	Y	35	1.75-2.25(0)	1.34-1.72(0)	2(0)	1.53(0)	112.5	2840	31.8	830	228	5845	128	3200	89	2240	108	276.8
	940	Y	35	2.25-3.5(0)	1.72-2.54(0)	2.5(0)	1.81(0)	115	2920	29	740	243	6170	124	3150	85	2140	118	298.8
	964C	Y	35	3-4.5(0)	2.3-3.45(0)	3.5(0)	2.64(0)	118	3000	31	790	269	6830	134	3490	106.5	2700	122	310.8
	968C	Y	35	4.5-5.5(0)	3.45-4.7(0)	4.5(0)	3.45(0)	126	3200	44	1120	323	8230	142.5	3620	114.5-121	2910-3252	130	330.8
	988	Y	35	6-7(0)	4.8-5.4(0)	6(0)	4.8(0)	126	3200	44	1120	336	8534	146	3700	126.5	3200	144	366.8
	997B	Y	35	10(0)	7.6-9(0)	10(0)	7.65(0)	181	4570	66	1680	420	10668	172-188	4400-4800	155	3940	170	430.8
	35	N	4-4	1.2	76-1.5	1.25	955	102-144	2740-3444	25-44	634-844	202	5130.8	116-148	2997-3188	67	1711.8	82.5	210.8
	45B	Y	35	1.5-2	1.15-1.5	1.5	1.15	109-147	2768-3444	29-44	711-844	225	5715	119-148	3027-3188	66	1702.8	86.5	218.8
55A	Y	35	2-3.5	1.5-2.7	2	1.5	108-147	2743-3444	31-44	802-844	265	6731	137-148	3482-3888	74.5	1892.3	110	278.8	
75B	Y	35	2.5-4	1.9-3.1	2.5	1.9	108-147	2743-3444	34-44	863-844	264	6705.8	131-148	3327-4188	72	1855.8	112	284.8	
125B	Y	35	3-5	2.7-3.9	3.5	2.7	119-144	3035-3444	37-44	952-844	287	7343.8	138-148	3563-3188	88	2235.2	120	304.8	
175B	Y	35	4-6	3.4-4.6	5	3.8	118-144	3022-3444	52-44	1320-844	314	8024	150-148	3816-3888	89	2240.8	125	318.8	
275B	Y	35	6-8	5.8-7	7	5.4	125-144	3187-3444	52-24-44	1352-8-44	349	8846	159-148	4078-3888	105.5	2678.7	146	368.8	
417B (HDD)	Y	35	10-19	7.6-13.8	10	7.6	192-144	4876-3444	81-44	1549-444	471	11913.4	184-144	4927-4188	114	2895.8	162	414.8	
475B	Y	35	10-20	7.6-15.3	12	9.2	183-144	4180-3444	88-24-44	1743-444	470.3	11945.6	189-4-148	5074-3888	114	2895.8	162	414.8	
675	Y	35	24	18.3	24-1(FF)	18-24-1(FF)	204-1(FF)	5182-1(FF)	82-1(FF)	2332-1(FF)	622-1(FF)	15418-1(FF)	254-1(FF)	6522-1(FF)	160	414	223.5	568.8	
John Deere	JD448	Y	80	1.5-3	1.15-2.3	2	1.5	109	2767	35.8	904	232	5892.8	124-1(FF)	3149-6-1(FF)	84	2115.2	94.5	240.8
	JH419	Y	80	2-4.5	1.9-3.4	3	2.29	108	2743.2	37.5	952.5	243	6178.8	127-1(FF)	3272-4-1(FF)	100	2540	164	414.8
Eaton	YALE 1100	Y	35	1.75-2.5	1.3-1.9	2(0)	1.5	112	2844.8	34	872.8	251.5	6398.1	125.5	3187.7	90.5	234.4	126	318.8
	YALE 1900	Y	35	2-3	1.5-2.3	2.25	1.7	109	2788.8	36	914.4	251.5	6398.1	125.5	3187.7	90.5	234.4	126	318.8
	YALE 2000	Y	40	2.5-4	1.9-3	2.5	1.9	114	2895.8	38	965.2	265	6731	133	3378.2	65	1643	118	298.8
	YALE 2500	Y	40	3.25-5	2.5-3.8	3.25	2.5	127	3098.8	39	990.6	287	7343.8	138	3530.8	115	2875.2	128	324.8
	YALE 3000	Y	40	3.75-5.5	2.8-4.2	3.75	2.9	124	3149.8	42	1066.8	301	7645.4	139	3530.8	113	2870.2	124	314.8
	YALE 4000	Y	40	4-5	3-3.8	4.5	3.4	126	3200.4	38	993.8	325	8255	138	3502.2	126	3200.4	138	348.8
Eince TMD	YALE 6000	Y	40	6-7.5	4.6-5.7	6	4.8	129	3276.8	45	1142.8	340	8536	157	3950.8	134	3403.8	149	378.8
	911LHD	Y	45	1.2	784-1.5	1	784	38	965.2	21.25	539.8	181	4597.4	44-1(FF)	1117-6-1(FF)	48	1219.2	80	204.8
	911ELHD	Y	45	1.2	784-1.5	1	784	38	965.2	21.25	539.8	181	4597.4	44-1(FF)	1117-6-1(FF)	48	1219.2	80	204.8
	912BLHD	Y	45	2	1.5	3	1.5	78	1828.8	41.8	1057.3	213.78	5460.3	63-18(0)	1600-198-1(1)	60.84	1524-21-34	85	214.8
	913LHD	Y	45	3	2.3	3	2.3	67	1447.8	34	863.8	204	5124-1(FF)	60-1(FF)	1524-1(FF)	72	1828.8	114	288.8
	913CLHD	Y	45	4-4	3-4	5	3.8	85-48	1801-1727	67	1701.8	370	9388	68-1(FF)	1752-6-1(FF)	66	1638.4	114	288.8
	918LHD	Y	40	8	8.8	8	8.8	86	1878.4	78	1981.2	370	9388	78	1981.2	66	1638.4	144	364.8
920C	Y	40	10	7.8	10	7.8	78	1981.2	148	3738.2	442	11228.8	76-1(FF)	1981-2-1(FF)	120	3048	150	384.8	

CARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	DATOS DE FUNCIONAMIENTO																MOTOR		
		Dimensiones generales				Material de construcción	Carga de operación		Carga de tracción en la línea de avance		Carga de tracción en la línea de dirección		Carga de tracción en la línea de frenado		Carga de tracción en la línea de maniobra		Carga de tracción en la línea de maniobra	Carga de tracción en la línea de maniobra	Marca	Modelo
		mm	kg	kg	kg		kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg				
Allis Chalmers	840	2438 4	15 350	7044 2	N	11 090	5023 8	88 40	4027 2	13 300	6024 9	35	15	381			FERRANS	8 248		
	840	2438 4	17 850	7995 5	N	12 566	5699 7	10 690	4842 6	14 470	6772 2	35	15 2	386 1			A.C.	244 MARK		
Avating Barford	TS200	2299 8	20 850	8445 1	N	13 570	6115 5	N/A	N/A			43	18 3	410 1	121	371 4	FERRANS	4 216		
	TS230	2299 8	21 070	8544 7	N	15 000	6795	15 200	6795	15 700	6795	42	14 5	368 3	248	624 4	LETLAND	401		
	TS250	2438 4	20 000	12 590	N	21 200	9513	21 070	9513	N/A	N/A	40	18	406 4	330	79 20	LETLAND	690		
Bray	TS500	3504 2	50 872	23 045	N	38 313	18 467 8	31 125	14 371 4	N/A	N/A	43	18	482 8	6985		FERRANS	5245 C316		
	540	2057 4	15 182	8077 9	N	9000	4077	N/A	N/A	12 500	5662 5	48	18 75	475 5	734	584 6	FERRANS	4 236		
	544	2057 4	15 939	7220 4	N	9000	4077	N/A	N/A	12 500	5662 5	48	18 75	475 5	734	584 6	FERRANS	4 236		
	545	2057 4	15 939	7220 4	N	9000	4077	N/A	N/A	12 500	5662 5	48	18 75	475 5	734	584 6	FERRANS	4 236		
	547	2288	25 000	11 325	N	18 500	7821 5	N/A	N/A	17 000	7781	48	18 75	475 5	734	584 6	FERRANS	4 236		
Case	566	2288	25 000	11 325	N	18 500	7821 5	N/A	N/A	17 000	7781	48	18 75	475 5	734	584 6	FERRANS	4 236		
	W-14	2540	14 500	6549 5	N	10 733	4862 3	9132	4136 8	14 022	6352	45	16	406 4	340 8	615 3	LELAND	1E 401		
	W-14H	2540	15 734	7121 5	N	12 927	5399 8	10 927	4448 8	12 361	5548 5	45	16	406 4	340 8	615 3	LELAND	1E 401		
	W-18	2143 2	19 030	8620 6	N	12 730	5757 2	10 229	5088 3	20 140	9125 3	45	15 5	393 7	396	1024 4	LELAND	1E 401		
	W-20	2742 2	21 107	9561 5	N	15 250	6988 3	13 550	6198 2	18 870	8368 4	45	15 5	393 7	396	1024 4	LELAND	1E 401		
Caterpillar	910	3225 8	33 045	14 968 4	Y	25 810	11 631 9	27 750	10 705 8	27 710	12 276 3	46	18	428 4	671 6	1E 978 6	LELAND	1E 401		
	920	2340	12 400(N)	8100(N)	-	8054(N)	4100(N)	8500(N)	1700(N)	10 000(J)	4530(J)	16	16	361	196	470	CAT	7004		
	930	2540	17 400(N)	7990(N)	-	11 830(N)	5470(N)	18 820(N)	4940(N)	12 870(J)	6010(J)	13 2	13 2	335	205	5210	CAT	1104		
	950	2790	18 800(L)	8750(L)	-	13 620(L)	6230(L)	12 500(L)	5670(L)	19 190(J)	7810(J)	13 60	13 60	348	220	5500	CAT	1104		
	960C	2900	24 200	11 000	-	18 500	7485	15 420	7790	22 570(J)	10 400(J)	15	15	361	220	5870	CAT	1104		
	960C	3100	33 500	15 700	-	24 587	11 140	22 620	10 760	28 680(J)	13 000(J)	15 8	15 8	297	249	6370	CAT	1104		
	960B	3300	49 700(M)	22 500(M)	-	33 820(M)	15 380(M)	30 840(M)	13 990(M)	35 780(J)	16 270(J)	16 270	16 270	425 278	258	1510	CAT	1104		
	968	3500	67 900	30 820	-	42 247	18 250	38 470	18 540	47 270(J)	21 420(J)	41	22 5	570	348	7240	CAT	1104		
	990B	4300	133 20(N)	80 470(N)	-	82 790(N)	42 150(N)	83 970(N)	38 400(N)	81 060	36 370	23	23	590	348	6880	CAT	1104		
	Case	75	2720 9	12 590	5498 2	N	8415	3811 8	N/A	N/A	9100	4122 3	40	17(AA)	431 6(AA)	367 9(AA)	8045 2(AA)	GM	155	
450		2501 9	17 830	8078 9	N	12 068	5475 9	11 879	5016 5	15 030	6808 6	42 5	16(AA)	406 4(AA)	440 4(AA)	11 185 2(AA)	GM	4 53		
554		2784	22 300	10 101 9	N	14 420	6532 3	13 320	6033 9	18 250	8247 3	45	16(AA)	416 4(AA)	474 2	11 185 2(AA)	GM	4 53		
758		2844 9	27 020	12 740	N	18 000	8601	17 700	8018 1	18 900	8561 2	40	14 5(AA)	368 3(AA)	482(AA)	12 486 2(AA)	GM	4 53		
121B		3251 2	38 000	12 718	N	25 780	11 878 3	23 190	10 500 5	30 100	13 635 3	45	16(AA)	406 4(AA)	549(AA)	13 945(AA)	GM	4 53		
175B		3479	51 300	23 248	Y	34 710	15 732 4	31 088	14 251 4	34 000	15 400	45	20(AA)	579(AA)	579(AA)	14 746 2(AA)	GM	4 53		
275B		3788 4	76 981	34 848 8	Y	46 820	21 274	43 487	18 440	51 070	21 181	44	12(AA)	579(AA)	579(AA)	16 871 2(AA)	GM	4 53		
401B (MOO)		4572 4	154 061	68 141 2	Y	101 405	45 914 2	88 120	40 181	104 200	47 655 8	42	22(AA)	545(AA)	619(AA)	20 692 2(AA)	GM	4 53		
475B		4822 8	156 020	70 832	Y	94 801	45 118 8	80 000	42 770	99 530	40 543 2	44	22(AA)	545(AA)	619(AA)	20 692 2(AA)	GM	4 53		
675		5678 8	381 475	172 804	Y	181 470	82 174	162 100	73 431	148 290	81 135	42	38(AA)	965 2(AA)	1041(AA)	26 401(AA)	GM	4 53		
John Deere	2044H	2400 3	21 850	9 846 1	Y	18 081	7284 5	13 470	6265 8	15 450	7094	42	16 5	318 3	322	541 8	GM	1104		
	2044B	2644 6	28 240	12 812 9	Y	27 420	10 154 3	19 160	8478 5	21 141	948 2	42	17 2	436 9	370	636 9	GM	1104		
	YALE 1700	2642 4	18 045	8124 4	N	13 344	6074 6	12 161	5509 8	20 110	9155 8	49	15	361	230	636 9	GM	1104		
	YALE 1900	2642 4	19 341	8781 7	Y	14 962	6772 8	13 818	6168 1	20 535	8302 4	40	15	361	230	636 9	GM	1104		
	YALE 1900	2944 4	28 000	11 728	N	18 380	8773 1	17 112	7781 7	25 870	11 687 4	40	16	406 4	278	579 2	GM	1104		
	YALE 2560	3200 4	35 100	15 900 3	N	24 940	11 316 4	21 880	9875 4	38 010	17 214	48	16	406 4	278	579 2	GM	1104		
	YALE 3000	3251 2	39 130	17 726	N	28 690	12 878 5	25 000	11 325	39 200	17 757 8	40	16	406 4	278	579 2	GM	1104		
	YALE 4000	3505 2	48 500	21 864 5	N	37 064	18 791 8	32 731	14 827 3	48 241	17 322 2	40	16	406 4	278	579 2	GM	1104		
	YALE 6000	3794 2	68 900	31 164 4	N	45 578	20 845 9	48 241	16 230 5	61 700	23 163	40	16	406 4	278	579 2	GM	1104		
	Eisco TMD	911LHD	1524	8000	4077	N	7000	3171			8000	3624		16 2	183 7	222	5438 8	FELTRAC	1E 401	
911FHD		1524	8000	4077	N	7000	3171			8000	3624		16 2	183 7	222	5438 8	FELTRAC	1E 401		
912BHD		2413	20 100	9189 3	N	12 000	6436			12 000	6436		10 375	263 5	330	687	FELTRAC	1E 401		
913LHD		2893 8	29 000	12 686	N					12 000	6436		10 375	263 5	330	687	FELTRAC	1E 401		
915CLHD		41 500	16 786 5		N	24 000	19 872			24 000	13 187		12 375	214 3	282	695 8	CAT	1104		
919LHD		3687 8	34 000	39 838	N					45 000	20 185		12 375	214 3	282	695 8	CAT	1104		
890C		3810	62 000	41 878	N	47 600	21 862 8			64 000	28 374		18	381	600	15 210	CAT	1693TA		

CARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	MOTOR										NEUMATICOS STANDARD				TRANSMISION					
		Potencia SAE (kW)		Combustible	Numero de cilindros	Cilindros (Cilindros)		Numero de tachos	Capacidad de tanque de combustible			Dimensiones	L x B	Tercel	Tipo	Transmision estandar (Rat. de engr.)	Transmision de potencia (Rat. de engr.)		Transmision de potencia (Rat. de engr.)	Transmision de potencia (Rat. de engr.)	
		hp	rpm			Cu in	litros		U.S gal	imp gal	litros						MPH	km/h			MPH
Ade Chalmers	840	73-2700	D	4	248	4	4	30	25	113.7	16.9324	10	R-4	CS PS	3	0-18.7	0-30	3	0-18.7	0-30	
	840	90-2500	D	6	301	4.8	4	30	25	113.7	15.542	8	L-2	CS PS	3	0-19.3	0-31	3	0-18.7	0-31	
Avco-Berkard	15200	132-2500	D	6	360	6.2	4	36	30	136.3	17.13125	12	L-1	PS	4	3.7-24	6-38.6	4	3.7-24	6-38.6	
	15230	145-2470	D	6	401	6.8	4	36	30	136.3	17.13125	12	L-1	PS	4	3.7-24	6-38.6	4	3.7-24	6-38.6	
	15250	202-2700	D	6	677	11.1	4	45.8	38	172.6	18.00425	12	L-3	PS	4	3.4-25	5.5-40.2	4	3.5-25.5	5.8-41	
	15500		D	6	855	14	4	101.2	66	300.4	24.1475	12	L-3	PS	4	3.6-23	5.8-37	4	3.9-25	5.8-37	
Bom	540	88-2570	D	4	236	3.8	4	26.4	22	99.9	14.00424	8	EARTHMOVER	PS	4	5.2-8	8.39-8	4	5.2-8	8.39-8	
	544	88-2570	D	4	236	3.8	4	26.4	22	99.9	14.00425	8	EARTHMOVER	PS	4	5.2-8	8.39-8	4	5.2-8	8.39-8	
	548	110-2500	D	6	254	4.2	4	26.4	22	99.9	14.00424	8	EARTHMOVER	PS	4	5.5-28	8.9-45	4	5.5-28	8.9-45	
	562	149.5-2600	D	6	399	6.5	4	36	30	136.3	18.00424	12	EARTHMOVER	PS	4	5.2-8	8.39-8	4	5.2-8	8.39-8	
	566	149.5-2500	D	6	399	6.5	4	36	30	136.3	18.00424	12	EARTHMOVER	PS	4	5.2-8	8.39-8	4	5.2-8	8.39-8	
Case	W12	83-2200	D	4	336	5.5	4	36	31.7	144	13.00424	8	G-2	PS PL SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.1	
	W14H	83-2200	D	4	336	5.5	4	36	31.7	144	15.5825	10	L-2	PS PL SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.1	
	W16	100-2200	D	6	401	6.8	4	50	41.7	189.4	14.00424	10	G-2	PS PL SS	4	0-25.5	0-41	3	0-8.5	0-15.3	
	W20	183-2200	D	6	401	6.8	4	50	41.7	189.4	17.5125	10	L-2	PS PL SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.1	
	W26B	185-2200	D	6	504	8.3	4	62	48.3	310.6	23.5125	12	L-2	PS PL	3	0-28.9	0-48.1	3	0-28.8	0-48.6	
Caterpillar	910		D	4	318	5.2	4	31	25.8	117	15.5825	8	TR	PL PS	3	4-15	6.5-24.1	2	0-9	0-14.1	
	920		D	4	425	7	4	39	32.5	148	OPT	OPT	G-2 L-3 L-2	PS	4	4-28.2	6.4-27.2	3	4.8-14.8	7.9-21.5	
	930		D	4	425	7	4	39	32.5	148	OPT	OPT	G-2 L-3 L-2	PS	4	4-25.8	6.8-41.5	3	5.1-10.1	8.2-24.3	
	950		D	4	425	7	4	53	44.2	207	OPT	OPT	L-3 L-2	PS	4	4-42.3	7.1-35.8	4	5.3-28.4	8.5-42.5	
	955C		D	6	638	10.5	4	63	54.2	246	OPT	OPT	L-2 L-3	PS	4	4.8-23.8	7.7-38	4	5.7-28	9.2-45.1	
	980R		D	6	638	10.5	4	95	79.2	360	OPT	OPT	L-3 L-4 L-6	PS	4	4.1-26.7	6.6-41	3	5.5-27.4	8.5-37.4	
	908		D	6	813	14.8	4	130	108.3	490	24.5125	22	L-3 L-4 L-6	PL PS	3	3.8-19	6.1-30.8	3	3.8-18	6.1-30.4	
	992B		D	12	1786	29.3	4	275	229	1042	OPT	OPT	L-4 L-6	PS	3	4.5-23.9	7.2-38.5	3	4.8-26	7.9-40.2	
	Clark	35	68-2200	D	3	159.2	2.6	2	26	23.3	106	14.00424	8	G-2	CS PS	4	4-23.7(AA)	6.4-37.3(AA)	4	4-23.7(AA)	6.4-37.3(AA)
		45B	95-2200	D	4	217	3.5	2	45	37.5	170.5	13.00424	10	G-2	CS PS	3	4.1-18.6	6.6-29.8	3	4.0-18.6	6.6-29.8
55A		136-2500	D	4	272.7	3.5	2	70	58.1	265	17.5125	12	L-3	CS PS	3	4.1-18.6	6.6-29.8	3	4.1-18.6	6.6-29.8	
75B		142-2300	D	4	284	4.7	2	70	58.3	265	20.5125	12	L-3	CS PS	4	3.8-20.5	6.1-33	4	3.8-20.5	6.1-33	
125B		212-2500	D	6	425.5	7	2	75	62.5	283.9	23.5125	18	L-3	CS PS	4	3.7-20.3	6.3-37	4	3.7-20.3	6.3-37	
175B		273-2100	D	6	567.4	8.3	2	116	96.7	433	24.5125	20	L-3	CS PS	4	4-22	6.4-35.4	4	4-22	6.4-35.4	
275B		342-2300	D	6	855	14.8	4	165	137.5	624.5	24.5125	22	L-4	CS PS	4	3.6-18.3	5.8-31	4	3.6-18.3	5.8-31	
475B (HDD)		812-2200	D	12	1710	28	4	275	229.2	1040.9	37.25125	36	L-5	CS PS	4	3.4-18.3	5.5-29.5	4	3.4-18.3	5.5-29.5	
475H		812-2200	D	12	1710	28	4	275	229.2	1040.9	37.25125	26	L-5	CS PS	4	3.4-18.3	5.5-29.5	4	3.4-18.3	5.5-29.5	
475		215-2200	D	12	2117.0	28.0	4	500	416.7	1842.0	47.14125	40	L-5	CS PS	4	3.7-18.3	6.2-37	4	3.7-18.3	6.2-37	
John Deere		JD444B	105-2200	D	6	414	6.8	4	40	33.3	151.2	17.5125	12	L-2	PL PS SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.1
		JD444B	145-2200	D	6	531	8.7	4	56	46.7	212.2	20.5125	12	L-2	PL PS SS	4	0-25.8	0-41.5	2	0-10.2	0-18.6
Yale		YALE 1700	104-2500	D	6	354	5.8	4	37	30.8	140.7	14.00424	12	G-2	PS	3	3.8-18.2	6.3-29.3	3	3.8-18.2	6.3-29.3
	YALE 1900	104-2500	D	6	354	5.8	4	37	30.8	140.7	17.5125	12	L-2	PS	4	3.4-19.8	5.5-31.6	4	3.4-19.8	5.5-31.6	
	YALE 2100	165-2500	D	6	555	9	4	55	45.8	208.4	16.00424	12	G-2	PS	4	3.8-22.8	6.3-36.4	4	3.5-22.6	6.3-34	
	YALE 2500	182-2200	D	6	426	7	2	81	66.7	302	23.5125	12	L-2	PS	4	3.7-21	6.3-38	4	3.7-21	6.3-38	
	YALE 3000	229-2300	D	6	603	14.6	4	80	66.7	303	23.5125	16	L-2	PS	4	4-21.2	6.4-34.1	4	4-21.2	6.4-34.1	
	YALE 4000	280-2700	D	6	568	8.3	2	103	85.8	390.7	26.5125	14	L-2	PS	4	4.1-21.2	6.6-34.1	4	4.1-21.2	6.6-34.1	
	YALE 4500	309-2700	D	6	855	14	4	110	91.7	416.7	24.5125	22	L-3	PS	4	4.2-20.9	6.8-31.6	4	4.2-20.9	6.8-31.6	
	Eaton 740D	911ELHD	30-1800	D	3	160	2.8	4	10	8.3	37.9	8.25125	14	SPECIAL	H	(G)	0.5	0.8	(G)	0.5	0.8
911ELHD		30-1800	(H)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	8.25125	14	SPECIAL	H	(G)	0.5	0.8	(G)	0.5	0.8		
912BLHD		72-2300	D	4	344.88	5.7	4	40	33.3	151.5	12.00424	18	G-2	PS	3	0.6	0.9	2	0.6	0.9	
913LHD		118-2200	D	4	425	7	4	60	41.7	189.4	17.5125	14	L-3	PS	3	2.2-10	3.5-18.1	3	2.2-10	3.5-18.1	
915CLHD		174-2300	D	6	774	12.7	4	75	62.5	284	18.00425	24	G-3	PS	4	3.75-14	5.22.5	4	3.75-14	5.22.5	
918LHD		279-2300	D	12	1158	19	4	125	104.2	473.5	24.00425	24	G-3	PS	4						
920C		400-2100	D	6	893	14.8	4	180	158.3	718.9	28.5125	34	L-6	PS	4	3.8-18.4	6.1-29.8	4	3.8-18.4	6.1-29.8	

LARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

DATOS DE FUNCIONAMIENTO

Fabricante	Modelo	Año	Cilindros	Cilindros máximos de arranque		Cilindros máximos de alto régimen		Cilindros de lazo mínimo		Velocidad máxima de carretera (v)		Consumo máximo de combustible (v)		Consumo mínimo de combustible (v)		Consumo mínimo de combustible (v)		Consumo mínimo de combustible (v)		Consumo mínimo de combustible (v)			
				mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
				mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
Ericsson	Eric LV-G	N		278-815	212-823				80	2032	17.5	444.5	113.75	2489.3	84.75	2140	58	1673.2			34		
	Eric LVW-G	N		278-815	212-813				80	2032	17.5	444.5	113.75	2489.3	84.75	2140	58	1673.2			34		
	Little Eric	N		222-877	177-243				72.25	1835.2	20	508	80	2489.2	72.5	1841.5	45	1143			31		
Ford	A62	Y	30	1.5-2	1.15-1.5	1.5	1.15	1.15	110	2794	34	863.8	124	5469.8	133	3718.2	83.5	2120.8			107		
	A64	Y	30	2-2.75	1.5-2.1	2	1.5	1.5	110.5	2806.7	34	814.4	125	6527.8	132	3352.8	87.5	2272.5			107		
	A66	Y	30	2-3	1.5-2.3	2.5	1.8	1.8	110	2784	35	889	129	6578.6	137	3479.8	91.5	2324.1			111		
International Harvester	H 50C	N		1.5-3.5	1.2-2.7	1.5	1.2	1.2	105	2667	37	918.8	121.75	5403.8	87.25	2218.2	80.24	2122.4			96		
	H 60F	Y	35	1.5-3.5	1.15-2.7	2	1.5	1.5	102.5	2603.5	47.5	1206.5	125	5968	121.5	3055.1	93	2312.2			100		
	H 65C	Y	35	2.5-4.5	1.9-3.4	2.5	1.8	1.8	111.5	2832.1	41	1041.4	120.5	6362.7	128	3251.2	96	2418.4			103		
	H 80B	Y	35	3-6	2.3-4.8	3.5	2.7	2.7	118.5	3035.3	47	1193.8	141	7150.1	133.5	3330.9	107	2717.8			117		
	H 80E	Y	35	4-7	3-5.4	4	3	3	114.5	2908.3	48	1168.4	143.75	7207.3	138	3530.6	113.5	2882.9			120		
	H-100C	Y	40	4.5-5.5	3.4-4.2	4.5	3.4	3.4	124	3148.8	58	1473.2	128	8331.2	150	3810	126	3200.4			140		
	560	Y	35	6.5-12	4.87-9.2	8.5	4.9	4.9	149	3784.8	52.5	1333.5	132	8942.8	158.5	4025.8	133	3178.2			155		
	H 420C	Y	48	11	8.4	8.4	11	8.4	180	4064	72	1878.8	135	10488.2	180	4572	158	4538.6			180		
	3850	N		1.25-1.8	955-1.15	1.25	955		102	2540.8	43	1052.2	207	6257.8	115.5	2833.7	68.5	1718.8			78		
	4450T	N		3-6.25	382-4.8	6.25	4.8	4.8	94	2387.8	33	838.2	164	4613.6	57.5	1450.5	64.51	1626.2111			81		
Long	MF 11	N		1.3-2	1.15	1.3	1	1	110	2784	34	863.8	168	4725.2	112	2844.8	68	1676.4			82		
	MF 33	N		1-2	788-1.5	1.375	1.05	1.05	109.5	2781.3	28.375	746.1	211.4	5197.5	115	2921	70.5	1706.2			83.5		
	MF 44B	Y	70	2-3	1.5-2.3	2	1.5	1.5	108	2743.2	33	818.2	258	6578.6	126	3209.4	72.5	1841.5			108		
	MF 55	Y	78	2.5-5	1.5-2.7	2.5	1.8	1.8	109	2748.8	38	945.2	243	6480.2	134	3423.6	78	1981.2			110		
	MF 56	Y	80	3.5-4	2.7-3	3.5	2.7	2.7	109	2768.8	38	965.2	300.5	7632.7	133.25	3284.6	86	2184.4			130		
	MF 77	Y	80	4.5-5	3.4-3.8	4.5	3.4	3.4	118.5	3009.8	48	1219.2	322.5	8191.5	102.75	2629.8	88	2232.2			138		
	MF 88	Y	80	5.5-8	4.2-6.1	4	4.6	4.6	128	3278.8	50	1270	354.5	8004.3	107.5	2730.5	98	2516.8			148		
Marathon Le Tourneau	L-700A	Y	45	18-30	7.6-22.9	15	11.5	11.5	182	4818.8	94	2489.2	578	13142.4	182	4614.4	138.5	3543.3			218		
	MaxiH 4000	Y	45	7.5-2.5	573-1.8	1.25	98	98	106	2743.2	38.5	977.8	227	5144.8	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1738.8			96		
	MaxiH 5000	Y	45	7.5-2.5	573-1.8	1.25	98	98	106	2743.2	38.5	977.8	230	4842	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1738.8			96		
Massey Ferguson	MaxiH 7000	Y	45	1-3	184-2.3	2	1.5	1.5	106	2743.2	41	1041.4	215	5789	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1738.8			96		
	MaxiH 10,000	Y	45	2-4	1.5-2	2	2.3	2.3	108	2743.2	43.75	1111.3	282	6554.8	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1738.8			120		
	M 37 Bobcat	N	(2)	185-407	141-311	185	141	210	1803.8	170	310	310	82	2328.8	72	1828.8	35	889			28		
Merco	M 513	N	(2)	37-87	28-87	37	28	86	2184.8	17.5	444.5	107	2777.8	82	2082.8	53.5	1348.8			35			
	M 700	N	(2)	37-87	28-87	37	28	87	2108.8	16.5	419.5	141.5	2812.1	83	2108.2	52.5	1348.8			35			
	M 975	N	(2)	1-2	784-1.5	1.25	955	94	2187.8	78	711.2	150.25	3816.4	81.5	2324.1	83.25	2174.4			45			
	SK 500	Y	40	75-1125	8-45	75	8	8	2400		173	4800	45	2470	68	1750			78				
	72 21	Y	30	1.5-2.3	1.5-2.3	2	1.5	1.5	105	2667	24	408.8	225	5715	123	3124.2	78	1981.2			96		
Pill	72 31	Y	30	2.5-5	1.8-3.8	2.5	1.8	1.8	120	3048	27	685.8	247	6271.8	125	3175	82	2082.8			99		
	72 41	Y	30	2.5-5	1.8-3.8	3	2.3	2.3	120	3048	41	1041.4	253	6476.2	123	3175	83	2108.2			101		
	72 51	Y	30	3.5-6	2.7-4.8	3.5	2.7	2.7	122	3018.8	38	965.2	264	6105.8	133	3278.2	87	2184.4			108		
	72-71	Y	40	8.5-7	4.87-5.4	8.5	4.9	4.9	147	3733.8	50	1270	386	9807.4	162	4218.8	107	2717.8			110		
	72 81	Y	40	9-10	6.9-7.8	9	8.9	8.9	154	3911.8	64	1625.8	428	10420.4	168	4218.4	110	2746			165		
	72-11	Y	80	1.5-2.5	1.15-1.9	1.5	1.15	1.15	108	2743.2	36	814.4	216	5496.4	81	2311.4	74	1878.8			93		
	72-11	Y	80	2-4	1.5-3.06	2	1.5	1.5	112	1828.8	14	355.8	88.25	2444.8	75.5	1917.7	35	887			32		
Thomson	S-5700	N		4-8	308-811	4	308	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.8			35			
	S-51700	N		5-1	382-744	5	382	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.8			35			
	S-51700	N		5-1	382-744	5	382	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.8			35			
	S-527500	N		8-1	382-744	8	382	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.8			35			
	S-527500	N		8-1	382-744	8	382	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.8			35			
Vaux	BM441	N		1.3-3.8	1.4	1.3	1	1	118	2895.8	28.5	748.3	218.5	5150	104	2641.8	71.5	1818.1			91.5		
	BM841	N		1.7-4.2	1.3-4	1.7	1.3	1.3	127	3088.8	36	980.8	228	5740.8	108.8	2783.8	78	1982			96		
	BM846	Y	40	1.8-3.3	1.4-3	2.1	1.8	1.8	118	2888.8	41	1041.4	256	6582.8	118	2888.8	77	1858.8			108		
	BM1240	Y	40	2.1-8.1	1.8-7	2.7	2.1	2.1	118.8	3010	61.8	1064.1	398	8807.2	178	3048	77	1884.8			118		
	BM1841	Y	37.8	3.3-14.4	2.5-11	4.8	3.7	3.7	114.8	2808.2	47	1182.8	318.8	7888.7	178	3200.4	81	2311.4			128.8		

CARGADORES DE RUEDA (TRACCIÓN EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	MOTOR										NEUMÁTICOS STANDARD			TRANSMISIÓN				
		Potencia SAE (kW)	Clasificación	Número de cilindros	Velocidad (km/h)		Número de Correas	Clase de Unidad de Tracción			Diámetro	Largo	Tipo	Tipo	Tracción sobre terreno por eje	Tracción sobre terreno		Tracción sobre terreno	
					km/h	MPH		US gal	mp gal	Litros						MPH	km/h	MPH	km/h
Erickson	Enc LV-G	30/2800	G	4	107.7	1.8	4	18	8.3	37.9	7.50x15	8	LUG	M	-	0-6.3	0-10.1	0-6.3	0-17.1
	Enc LVW-G	40/2800	G	4	103.7	1.7	4	19	8.3	37.9	7.50x15	6	LUG	M	-	0-6.3	0-10.1	0-6.3	0-17.1
	LW-Enc	25/3400	G	2	80	9.5	4	8	8.7	30.3	5.90x15	4	SPECIAL	M	-	0-5.5	0-8.8	0-5.5	0-8.8
Ford	A62 (M)		D	4	75.4	4.2	4	40	33.3	151.5	15.5x25	12	L-2	PS PLSS	4	0.20	0.372	2	0.74
	A64 (M)		D	6	401	8.8	4	50	41.7	189.4	17.5x25	12	L-2	PS PLSS	4	0.21	0.338	2	0.8
	A68 (M)		D	6	601	6.6	4	50	41.7	189.4	20.5x25	12	L-2	PS PLSS	4	0.21	0.338	2	0.8
International Harvester	H-50C	93/2300	D	6	301	4.9	4	22	35	152.1	13.00x24	8	G-2	PS	3	3.85/23.3	6.2/37.4	3	4.63/28
	H-50E	100/2500	D	6	340	5.9	4	50	41.7	189.4	15.5x25	12	L-2	PS	3	5.27/6	8.444	3	5.833
	H-55C	147/2400	D	6	414	9.9	4	84	51.3	247.5	17.5x25	12	L-2	PS PLSS CS	3	3.9/21.8	8.3/35	3	4.7/28.2
	H-80R	184/2500	D	6	466	7.8	4	78	85	294.5	20.5x25	12	L-3	PS PLSS CS	3	4.22/1	8.4/35.6	3	4.7/28.5
	H-80E	239/2500	D	6	573	9.4	4	92	80.8	387.5	23.5x25	12	L-3	PS CS	4	4.6/32	7.4/31.5	4	4.6/27
	H-100C	290/2100	D	6	817	13.4	4	175	95.8	435.7	25.5x25	14	L-3	PS CS	4	4.7/30.6	7.8/49.6	4	4.7/30.8
	S60	380/2200	D	6	817	13.4	4	155	129.7	587.2	29.1x29	22	L-4	PS	3	4.8/22.2	7.7/25.7	3	4.8/22.2
	H-400C	580/2100	D	12	1210	29	4	250	208.3	947	65.40x39	30	L-4	PS SS	2	8.7/21.4	14.34/9	2	8.7/21.4
	8650	80/2300	G	0	263	4.3	4	31	25.8	117.4	14.9x24	8	R-4	PS	4	0.21	0.338	2	0.71
	Long	44507	45/2400	D	3	142.8	2.3	4	14.25	11.9	54	13.6x17.5	8	R-1	GD	5	1.43/14.5	2.3/23.4	5
Massey Ferguson	MF11	74/2300	D	4	248	4	4	38	30	136.4	14.00x24	8	R-4	PS MS	4	1.99/20.8	3.2/11.5	4	1.87/20.3
	MF13	74/2300	D	4	248.2	4.1	4	37	30.8	140.2	13.00x24	8	G-2	CS	4	4.24	8.4/35.6	4	4.24
	MF44B	93/2100	D	6	354	5.6	4	51	42.5	192.2	17.5x25	12	L-2 L-3	CS	4	4.24	8.4/35.6	4	4.24
	MF55	138/2250	D	6	510.7	8.4	4	73	60.9	276.8	17.5x25	12	L-2	PS	4	3.21	4.8/31.8	4	3.21
	MF66	175/2500	D	6	318	5.2	2	73	60.8	274.4	23.5x25	12	L-2 L-3	PS	3	2.7/24	4.3/38.6	3	2.6/23.3
	MF77	228/2100	D	6	651	14	4	95	79.2	352.9	26.5x25	20	L-2	PS	4	2.23/2	3.2/33.4	4	2.2/25.4
	MF78	380/2100	D	6	655	14	4	120	100	444.6	29.1x29	22	L-2	PS	4	2.2/25	3.5/42.2	4	2.4/23.3
	MF79	700/2100	D	18	1136	18.6	2	336	280	1272.6	27.5x29	26	L-2	PS	(G)	0.17/25	0.27/8	(G)	0.17/25
Massey	Mast R 4000	100/2500	D	6	363	8	4	30	25	113.8	13.00x24	8	EARTHMOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25
	Mast R 5000	108.5/2500	D	6	380	8.2	4	30	25	113.4	14.00x24	8	EARTHMOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25
	Mast R 7000	108.5/2500	D	6	380	8.2	4	30	25	113.6	14.00x24	12	EARTHMOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25
	Mast R 10,000	150/2400	D	6	363	8	4	30	25	113.8	17.50x25	18	EARTHMOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25
	M 3710Bocai	137/3000	G	1	31.27	5	4	5.5	4.6	20.8	5.70x12	4	BARTUG	CC	2	0.37	0.6	2	0.37
Massey	M-618	30/2800	G	4	107.7	1.8	4	11	9.7	41.7	7.00x15	6	NYLON	VS	(G)	0.88	0.10/6	(G)	0.88
	M-700	30/2800	G	4	107.7	1.8	4	12.5	10.4	47.4	7.00x15	6	STEEL CAP	M	2	0.7	0.11/3	2	0.7
	M-915	82/2500	D	6	216	4.5	4	33	21.5	123	18x10.5	12	DUMPER	M	2	0.67	0.14	2	0.67
Karl Schmid	SKL 500		D	3	172.2	2.8	4			12.5x18	8	Tractor	H-GD	2	0.12/4	0.20	2	0.12/4	
Terex	T2-21		D	2	213	3.5	2	50	41.7	189.4	17.5x25	12	L-2	PL SS PS	2	0.174	0.26	1	0.6
	T2-31		D	4	284	4.7	2	50	41.7	189.4	20.5x25	12	L-2	PL SS PS	2	0.204	0.332	1	0.74
	T2-41		D	4	284	4.7	2	50	41.7	189.4	20.5x25	12	L-2	PL PS	3	0.207	0.43	3	0.215
	T2-51		D	6	426	7	2	75	62.5	284.2	23.5x25	12	L-2	SS PL PS	2	0.22	0.354	1	0.55
	T2-71	336/2300	D	6	558	9.3	2	148	127.7	557	29.1x29	22	L-4	PL PS	3	0.208	0.335	3	0.207
	T2-81	434/2100	D	12	857	14	2	204	164.7	757.7	33.2x35	26	L-4	SS PL PS	3	0.15	0.24	3	0.17
	T2-11	86/2100	D	6	330	5.4	4	34	30	136.1	13.00x24	8	G-2	PL PS	2	0.17	0.11/3	1	0.63
Thomas	S/S700	18/3000	G	2	53.9	86	4	10	8.3	37.9	5.90x15	4		M	-	0.46	0.77	-	0.46
	S/S1200	30/2800	G	4	107.7	1.8	4	21.8	18	81.8	7.00x15	6		M	-	0.6	0.87	-	0.6
	S/S1700	37/2400	G	4	154	2.5	4	21.8	18	81.8	7.00x15	6		M	-	0.10	0.161	-	0.10
	S/S27500	42/3000	G	4	188	1.8	4	21.8	18	81.8	7.00x15	6		M	-	0.10	0.161	-	0.10
	S-S7150G	37/2400	G	4	154	2.5	4	21.8	18	81.8	10.1x16.5	6		M	-	0.10	0.161	-	0.10
Volvo	BM641	80/2300	D	4	250	4.2	4	29	24.2	110	12.4x24.5	12.5	R-4	PS	-	18.8	28.9	4	18.8
	BM641	112/2400	D	6	313	5.1	4	37	30.8	140	14.9x24.5	12.5	R-4	PS	-	18.4	28.4	4	18.4
	BM848	115/2400	D	6	313	5.1	4	51	42.5	191.1	20.5x25	12	L-2	PS	4	18.8	28.9	4	18.8
	BM1240	180/2500	D	6	408	8.7	4	61	50.8	231	20.5x25	16	L-2	PS	4	26	41.6	4	26
	BM1641	240/2700	D	6	586	8.8	4	85	54.2	246.1	23.5x25	16	L-2	PS	4	26	41.6	4	26

CARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	DATOS DE FUNCIONAMIENTO														MOTOR		
		Distancia entre ejes			Peso operativo en toneladas	Velocidad máxima en km/h	Carga en el eje delantero		Carga en el eje trasero		Carga en el eje trasero		Carga en el eje trasero		Potencia en kW	Velocidad en km/h	Modelo	
		mm	lb	kg			lb	kg	lb	kg	lb	kg	mm	mm				
Eickson	Enc LV G	863.6	3700	1676.1	N	1960	887.9	N/A	N/A	2900	1313.7	6	152.4	73	1854.7	WISCONSIN	W440	
	Enc LVW G	863.6	3700	1676.1	N	1960	887.9	N/A	N/A	2900	1313.7	6	152.4	73	1854.7	FORD	W410A	
	Line Enc	787.4	2900	1313.7	N	1500	679.5	N/A	N/A	1600	727.8	6.5	165.1	62	1574.8	OMAN	NHC	
Ford	A62	2616.7	18,900	856.7	N	14,000(N)	6342(N)	12,650(N)	5458.7(N)	11,000(L)	7701(L)	51	15.5	393.7	358	979.7	FORD	758-T
	A64	2619.4	23,460	10,927.4	N	17,300(N)	7816(N)	14,872(N)	6727(N)	20,900(N)	9467(N)	50	18	466.4	396	10,158.4	FORD	801-D
	A66	2619.4	28,300	12,820	N	21,800(N)	9875(N)	16,700(N)	8471(N)	23,000(P)	10,416(P)	50	18	457.2	400	10,185	FORD	801-T
International Harvester	H-50C	2184.4	17,450	7904	N	11,571	5241.7	11,571	5241.7	21,521	9749	41	18.6	487.8	252	6400.8	GM	G-301(C)
	H-6CE	2540	21,040	9531.0	N	14,882	6740.8	13,363	6061.1	21,340	9687	43	14.8	370.8	207.5	5276.5	GM	D-380
	H-6SC	2743.7	28,485	12,903.7	N	20,702	9378	18,637	8442.8	34,333	15,552.8	40	15.4	391.2	240	6048	GM	DT-47A
	H-80B	2671.8	33,878	15,256.6	N	23,854	10,716.2	21,505	9741.8	26,308	12,007.2	44	13.9	353.1	241	6121.6	GM	DT-45B
	H-8CE	3049	39,589	17,937.6	N	28,612	12,961.2	25,800	11,687.4	30,982	14,029.8	43	18.5	419.1	268.3	6819.8	GM	DT-532B
	H-120C	3555	46,843	21,249.3	N	35,077	15,867.7	29,777	13,487.2	36,138	16,481.1	45	23.25	590.8	258	6502.4	GM	DT-817C
	S60	3037	79,210	35,982.1	N	52,207	23,649.8	48,984	21,284.7	84,101	38,181	45	20.8	528.3	316	8026.4	GM	DT-817C
	H-420C	4572	129,532	58,678	N	87,370	39,741.7	74,570	33,780	86,000	38,958	45	18.5	470	364(R)	8245.6(P)	CLIMAX	VT-1710-C
	3E2	1930.4	12,610	5712.4	N	9000	4077	N/A	N/A	8000	3695.8	80	15	381	440	11,176	GM	D-253(C)
	Lump	4450T	2057.4	8705	3937.4	Y	5492	2482.4	N/A	N/A	4450	2015.8	25	18.3	464.8	307	7848.8	GM
Massey Ferguson	MF11	2087.8	14,500	6568.5	N	8000	3674	8700	3908.8	18,000	8130	47	15	381	156	3962.4	WISCONSIN	A4-248
	MF33	2170.9	15,300	6930.9	N	8000	3650.5	N/A	N/A	14,300	6477.9	44	16	406.4	154	3911.6	WISCONSIN	A4-248
	MF45	2692.4	20,700	9350.6	N	13,500	6115.5	12,000	5438	18,100	7593.3	43	14.5	368.3	212	5294.8	WISCONSIN	A4-254
	MF55	2784	26,760	11,895.8	N	18,500	7474.5	15,500	7021.5	25,000	11,325	45	16.25	412.8	210	5334	WISCONSIN	W5-510
	MF64	3302	34,100	15,447.3	N	25,450	11,528.9	22,000	9968	30,190	13,671.1	43.5	15.4	391.2	232	5892.8	GM	8V-328
	MF77	3505.7	42,180	19,107.5	N	30,970	13,816.5	27,000	12,221	39,200	17,802.8	42	18	457.2	244.5	6216.3	CLIMAX	W-344C
	MF78	3708.4	60,000	27,180	N	42,990	19,025	37,600	17,032.8	81,000	27,633	41	17.5	444.5	266	6758.4	CLIMAX	W-355C-310
	MF88	4486.4	180,000	81,342	N	117,000	53,001	105,000	47,565	115,000	52,095	50	19	487.2	284	9112.2	CLIMAX	W-371C
Marathon Le Tourneau	L-700A	2438.4	14,000	6342	N	8000	3624	8400(N)	2893(N)	10,800	4892.4	57	15.25	387.4	318	8025.4	FORD	2713E
	Max H 4000	2438.4	18,500	7424.5	N	10,000	4539	8700	2714.8	15,600	7066.8	57	15.25	387.4	318	8025.4	FORD	2714E
	Max H 7000	2438.4	18,500	8363.5	N	14,000	6342	11,500	5208.5	15,600	7066.8	57	15.25	387.4	318	8025.4	FORD	2714E
Merco	Mer H 10 000	3048	21,000	9513	N	20,000	9070	18,400	7429.2	22,800	10,328.4	57	15.25	387.4	278	8025.4	FORD	2714E
	M-31 Bobcat	711.2	1900	862.7	N	1158	524.8	N/A	N/A	1085	486	24	8.75	170.7	108	2743.2	WISCONSIN	W440
	M-510	889	3810	1725.8	N	2350	1064.6	N/A	N/A	1850	838.1	25	8	203.2	130	3352	WISCONSIN	W440
Ralf Schaeff	M-700	889	4730	1916.7	N	2500	1132.5	N/A	N/A	1950	883.4	26	8	203.2	130	3352	WISCONSIN	W440
	M-715	1143	11,870	5377.1	N	7400	3349.7	N/A	N/A	6790	2849.4	25	8	203.2	130	3352	WISCONSIN	W440
	SAC-50	1940	8274	3750	N	5000	2275	N/A	N/A	2960	1340	25	18(NH)	460(NH)	150	3808	WISCONSIN	W440
Teres	T2-1	2438.4	21,700	9820.1	N	15,400	6976.2	14,900	6347	20,100	9105.3	44	12	304.8	452	11,811.8	DE TRONT	4-21N
	T2-31	2514.6	28,100	12,729	N	18,800	8497	18,000	8154	28,900	12,895.7	47	12	304.8	460	11,811.8	DE TRONT	4-21N
	T2-41	2585.4	31,200	14,134	N	21,800	9875.4	19,800	8788	28,000	12,778	40	12	304.8	472.1	11,811.8	DE TRONT	4-21N
	T2-51	2743.7	38,100	18,352	N	15,400	6976.2	14,000	6342	20,100	9105.3	45	12	304.8	451.8	11,811.8	DE TRONT	4-21N
	T2-71	4084	76,250	34,541.3	N	52,100	23,601	44,900	20,340	85,800	29,807	40	18	457.2	568.1	16,428	DE TRONT	8V-311
	T2-81	4191	111,490	50,505	N	78,400	35,513	68,700	31,574	81,100	27,878	44	18	457.2	592.1	16,428	DE TRONT	12V-211
	T2-11	2362.7	18,500	7474.5	N	10,450	4733.9	9300	4217.8	18,700	7545	47	16	406.4	390	624	WISCONSIN	W440
Thomas	S-5700	812.8	3400	1540.7	N	1400	634.2	N/A	N/A	1500	678.5	29	8.75	146.1	91	1447.8	WISCONSIN	W440
	S-57200	889	5800	2514.8	N	3800	1687.2	N/A	N/A	3800	1784.8	28	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	W440
	S-57300	889	8750	3957.8	N	3400	1540.7	N/A	N/A	3000	1359	29	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	W440
	S-57200	889	7800	3447.8	N	4500	2018.5	N/A	N/A	3100	1404.3	28	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	W440
Wabo	WM841	2775	17,300	7847.7	N	7240	3284	N/A	N/A	8350	4218.4	44	14	355.8	444	11,278	WILVO	D-508
	WM841	2438.4	21,700	9843	N	9480	4300	N/A	N/A	12,100	5488.5	45	19.5	393.7	444	11,278	WILVO	D-508
	WM846	2807.4	22,000	9979	N	13,550	6238.9	12,100	5488.5	17,000	7711.1	43	19	482.8	390	8800	WILVO	D-508
	WM740	2895.6	26,600	12,066	N	18,050	8187.3	18,000	7257.8	18,150	8088.3	43	17.5	444.5	413	10,488	WILVO	D-708
WM1843	3487.1	37,400	18,984	N	25,800	11,703	23,800	10,785	27,600	12,519	48	15.6	393.7	520	13,208	WILVO	TD-100	

- PI -- Se puede Importar
 - EM -- Ensamblado en México
 - *N -- No
 - Y -- Si
 - †N -- No
 - Y -- Si
 - ** -- La estabilidad de la máquina depende del tamaño de llantas, balasto en llantas traseras, o de accesorios utilizados.
 - ±D -- Diesel
 - G -- Gasolina
 - oCP -- Cara de laminación transversal
 - OPT -- Opcional
 - TR -- De tracción
 - A -- Automática
 - CC -- De embrague tipo convencional
 - CS -- Contraste
 - E -- Eléctrica
 - GD -- De engranajes
 - H -- Hidrostática
 - HS -- DE varén hidráulico
 - L -- De cierre
 - PL -- Planetaria
 - PS -- De cambio automático
 - SA -- Semiautomática
 - SS -- De cambio suave
 - VS -- De poleas variables
- Todo ítem N/A - No aplica

- (A) Modelo Ford 2711-E disponible como opción
- (B) Modelo Ford 2713-E disponible como opción
- (C) Modelo Perkins T6,354 disponible como opción
- (D) Cangilón para uso general.
- (E) Con cabina
- (F) Solamente máquina
- (G) Infinitamente variable
- (H) Motor eléctrico
- (I) Adelante—frente al operador
- (J) Frente, trasero
- (K) Con llantas normales, balasto con llantas traseras; cangilón normal, cabina, combustible y 175 lbs. (79kg) por operador.
- (L) Al cangilón: Levantamiento = 16,200 lbs. (7338.6 kg).
- (M) Todavía no se encuentra disponible.
- (N) Al cangilón: levantamiento = 18,800 lbs. (8516.4 kg).
- (P) Al cangilón: levantamiento = 22,500 lbs. (10,193 kg.)
- (Q) Modelo D-282 diesel también disponible
- (R) Por fuera de cangilón.
- (S) Llantas traseras
- (T) Modelo GMC 6V-71-N también disponible
- (U) Modelo GMC 8V-71-N también disponible
- (V) Modelo Cummins VTA-1710-C también disponible.
- (W) Sin extra balasto.
- (X) Modelo Perkins 6,354, también disponible.
- (Y) Perkins T6,354 también disponible. Ambos modelos con turbina.

- (Z) Dirección de largueros.
- (AA) Con llantas normales
- (BB) Con llantas normales y techo de protección.
- (CC) Modelo Cummins también disponible.
- (DD) Con brazos de alta elevación opcionales.
- (EE) Cangilón de canto derecho.
- (FF) Con llantas normales y dientes de cangilón
- (GG) Con llantas normales, techo de protección y lamparas inundantes.
- (HH) Bajo articulación
- (II) Incluye tanque lleno, operador, cangilón y llantas 15.5 x 25 - 8PR.
- (JJ) Medido 3 pulgadas (102 mm) detrás de junta de arista cortante, con espiga de cangilón como pivote.
- (KK) Incluye llantas 15.5 x 25 - 12 PR con 846 lbs. (382 kg) de solución CaCl₂ en llantas traseras.
- (LL) Incluye llantas 17.5 x 25 - 12 PR con 1182 lbs. (540 kg) de solución CaCl₂ en llantas traseras.
- (MM) Incluye llantas 25.5 x 25 - 20 PR con 3038 lbs. (1380 kg) de solución CaCl₂ en llantas traseras.
- (NN) Incluye cabina estándar y llantas 38.00 x 39-30-PR con 7660 lbs. (3570 kg) de solución CaCl₂ en llantas traseras.

CARGADORES DE ORUGA

Fabricante	Modelo	FUNCIONAMIENTO (en todos los aspectos)																										
		Carga estándar del cam SAE (reserva)		Carga estándar del cam SAE (combinada)		Peso del cam estándar con motor		Altura de carga estándar		Altura de descarga a 45°		Altura a 45°		Altura a 45°		Carga en 45°		Carga en 45° en el suelo		Altura total, cam combinado		Altura estándar de los camiones		Peso en funcionamiento, camión estándar		Carga en los frentes, SAE, estándar		Fuente de información del camión
		yo'	m'	yo'	m'	lb	kg	ft	mm	m	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	lb	kg	lb	kg	ft
J.I. Case	350	686	575	75	573	660	299.4	63	1600.2	98	2438.4	38	965.2	158	3962.2	155	3937	60	1524	10 400	4578							5100
	450	800	612	1	765	775	351.5	67.6	1722.4	88	2489.2	38.75	933.5	180	4564	162	4114.8	64	1625.6	13 900	4702						7500	
	850	1 178	801	1.375	1.1	1245	610.1	76.5	1943.1	98.5	2501.9	46.5	1181.1	180	4572	168.5	4280	67	1701.6	18 900	6572.9			11 700	4999.5		11 000	
	1150B	1.52	1.2	1.75	1.3	1745	791.5	81.2	2062.5	104	2641.6	54	1371.6	180	4508.8	184	4673.9	77	1955.8	24 800	11 249			16 700	7575		18 400	
1450	1.85	1.4	2.25	1.7	2305	1045.5	89	2255.2	115	2971	60	1676.4	210.5	5245.1	202	5130.8	81	2057.4	31 320	14 296.5			18 100	8436.8		27 100		
Caterpillar	PI 931	87(D)	87(D)	1(D)	8(D)	750	340			8(5)	2443(C)	32	810	153	3890	8(D)	2440(D)	70.5	1790	15 300(E)	6373(F)			8700(E)	4170(E)		10 100	
	PI 941B	1.24(D)	95(D)	1.5(D)	1.15(D)					102	2590	51(F)	1300(F)	166	4220	173.5	4410	73	1860	22 500	12 250			12 630	5730		14 150	
	PI 955L	1.88(D)	1.29(D)	2(D)	1.53(D)			88.5(1)	225(N)	114	2900	63(F)	1600(F)	185	4650	185	4650	85(J)	2180(J)	30 700	13 720			18 640	8460		23 170	
	PI 977L	2.33(D)	1.74(D)	2.75(D)	2.1(D)			98(1)	2490(N)	128	3200	72(F)	1830(F)	221	5610	213	5470	84	2390	42 500	18 300			24 748	11 248		34 780	
PI 983	3.74(D)	2.85(D)	4.5(D)	3.9(D)			120(N)	3040(N)	144	3650	85(F)	2160(F)	267	6780	245	6200	114	2920	71 600	32 500			48 480	22 080		47 850(M)		
John Deere	JD 350R	632	483	75	573	775	351.5	66	1676.4	98	2489.2	38	962	164.5	4170.2	144.3	3619.2	60	1524	12 400	5024.8			1758	793.2		12 100	
	JD 450C	1.05	803	1.25	956	996	451.8	72.25	1835.2	103	2616.2	33	938.2	160.25	4070.4	170	4318	66	1676.4	18 700	7579			8236	3723		14 160	
JD 55	1.052	804	1.25	956	996	451.8	72.25	1835.2	103	2616.2	33	938.2	160.25	4070.4	170	4318	66	1676.4	18 755	8740.3			12 470	5698		15 250		
Eaton TMD	630			3	255			54	1371.6	22.28.5	518.724			112	2844.8	80.121	2012.3228	54	1371.6	10 350	4749							
	632			3	255			54	1371.6	36	914.4			147	3713.6	126.5	3213.1	54	1371.6	12 500	5669.9						4700	
International Harvester	50CE-75	68	52	78	573	650	294.8	68.5	1699	86.7	2207	28.4	748.8	154.6	3928.8	175	4445	62	1574.8	12 150	5422			7308	3402		10 300	
	100E	82	703	1.13	864	780	353.8	68.5	1729.9	87	2463.8	31.7	805.2	156	3962.4	180.5	4518.7	65	1651	15 481	7827			8067	4112.7		14 144	
	125E	1.12	858	1.38	1.1	840	428.4	71.6	1818.6	103.5	2670.9	36.2	970.3	164.75	4184.7	171.5	4358.1	68	1727.2	18 835	8451.6			11 706	5137.4		18 918	
	175C	1.72	1.3	2	1.5	1092	494.2	86	2184.4	134	3423.6	60	1524	184.5	4640.3	180	4572	81	2057.4	28 890	13 104			18 946	8568.2		21 370	
	250C	2.25	1.7	2.75	2.1	2330	1057	96	2438.4	128	3278.6	60	1524	225	5715	211	5359.4	84	2387.8	43 300	18 568			26 626	11 470		18 226	
JCB	110	725	956	1.5	1.2	1070	484.5	80	2032	100	2540	45	1143	203	5158.2	166	4267.2	88	2287.8	20 743	9414			18 278	8278.6		13 270	
Massey Ferguson	MF 700	675	478	75	573	455	206.4	62	1574.8	89.5	2277.3	37	938	152	3860.8	139.5	3543.3	60	1524	10 375(B)	4736(B)			6706	2948.4		7000	
	MF 300	1.125	860	1.25	956	1215	551	77	1955.8	96.5	2451.1	38	938.8	154	3911.8	151	3836.4	72	1829.8	18 711	8848.8			12 528	5707.7		18 500	
	MF 400	1.5	1.2	1.825	1.2	1785	800.6	80	2032	100	2540	33	838.8	208	5232.4	188	4778.2	75	1905	24 880	11 322			12 388	5674.4		15 430	
	MF 500B	2	1.8	2.25	1.7	1910	868.4	80	2032	102	2580.8	35	888	180	4572	181	4651.4	82	2082.8	38 531	16 578			19 848	8998.3		18 840	

CARGADORES DE ORUGA

Fabricante	Modelo	Carril				MOTOR		Potencia SAE (kW) HP	Número de Cadenas	Cadena					No. de Espaltes en Cada Carril	CARRILES				Transmisión Tipo							
		Esp. mm	Deg	Deg	p	mm	MARCA			Modelo	cu in	Mts	U.S gal	imp gal		Litros	Anch. de los carriles estándar		Presión en el suelo - relación estándar		Anch. de los carriles distribuidos						
																	in	mm	psi		kg/cm ²	in	mm				
J Case	350	2404	40	110	11	275.4	CASE	G188D	38	2000	4	188	3.1	18	13.3	80.5	33	12	304.8	43	1092.2	-	-	12-14	304.8-355.6	GD	
	450	3402	40	110	12	304.8	CASE	G188D	51	2000	4	188	3.1	20	16.7	75.9	36	12	304.8	52	1320.8	-	-	12-14	304.8-355.6	PS	
	650	4989.5	40	105	16	254	CASE	A3018D	72	2000	4	301	4.9	36	30	136.4	39	13	330.2	54	1371.8	-	-	13-14	330.2-355.6	PS	
	1150B	8348	40	103	13	330.2	CASE	A4518D	100	2100	8	451	7.4	52	43.3	194.9	40	15	381	62	1574.8	-	-	15-18	381-406.4	PS	
	1450	12,232	40	106	15	381	CASE	A504PDT	130	2100	8	504	8.3	63	54.7	248.4	56	15	381	66	1678.4	-	-	15-18	381-406.4	PS	
Caterpillar	931	4850	-	-	13	348	CAT	3204	82	2400	4	318	5.2	30	25	114	36	12	305	56	1420	-	-	-	-	PL PS	
	941B	6510	-	74	-	152.4	381.2	CAT	D330	80	2000	4	425	7	42	35	159	38	13	330	60	1520	-	-	-	-	PS PL
	955A	10,500	-	75	15	381	401.0	CAT	D330	130	2185	4	425	7	66	56.7	257	41	15	380	66	1680	-	-	-	-	PS PL
	977L	15,540	-	75	18	481.0	481.0	CAT	D333	180	1950	8	638	10.5	100	83.3	378.7	41	18	455	76	1930	-	-	-	-	PS PL
	98J	18,890(M)	-	76	23	508.0	508.0	CAT	D743	275	2640	4	893	14.8	135	112.5	510	42	22	440	92	2340	-	-	-	-	PS PL
John Deere	JD350B	5488.5	40	70	13.25	325.6	JOHN DEERE	JD3152	42	2500	3	152	2.5	22	18.3	81.2	36	12	304.8	48	1219.2	7.2	48.7	12	304.8	PSR	
	JD450C	8513.8	40	70	14.25	362	JOHN DEERE	JD4219	65	2500	4	216	3.8	31	25.8	117.3	37	14	355.8	52	1320.8	7.8	53.8	14	355.8	PS	
	JD555	7144	40	70	14.25	382	JOHN DEERE	JD4278	72	2200	4	278	4.5	31	25.8	117.3	37	14	355.8	52	1320.8	8.5	48.8	14	355.8	PS	
Eaton TMD	830	-	-	-	8	152.4	EMCO	271	27	1200	5	-	-	-	-	-	25	8	228.8	45	1143	-	-	9	278.8	AMD	
	832	2404	-	-	8	152.4	EMCO	271	27	1200	5	-	-	-	-	-	28	8	228.8	45	1143	-	-	9	278.8	AMD	
International Harvester	500E-75	4672	40	-	13.1	322.7	INTERNATIONAL	D 155	45	2500	3	155	3.5	27.5	22.8	104.1	35	12	304.8	50	1270	7.8	52.4	10-14	254-315	PS	
	100E	8849.2	38.5	80.3	12.8	321	INTERNATIONAL	D 239	65	2500	4	239	3.8	30	25	113.7	37	12	304.8	52	1320.8	8	62.1	12-13	304.8-323	PS CS	
	125E	8554.3	38.5	80.9	15	381	INTERNATIONAL	DT-239	78	2400	4	239	3.8	38	31.7	144.1	38	13	330.2	54	1371.8	8.8	64.2	13-14	330.2-355.6	PS CS	
	175C	11,508	48.5	58.1	17.75	450.8	INTERNATIONAL	DY 466	180	2400	8	466	7.6	60	50	227.3	39	15	381	66	1678.4	11.1	78.5	15-18	381-406.4	PS CS	
	250C	17,331	48	61.1	18.5	487.9	INTERNATIONAL	DVT-573B	180	2400	8	573	9.4	66	73.6	327.5	43	18	457.2	76	1930.4	11.3	77.8	18	457.2	PS CS	
JCB	110	5995.7	40	73	15	381	PERKINS	4 248	71	2200	4	248	4.1	46	38.3	174.1	37	13	330.2	56	1422.4	9.48	65.2	13	330.2	HY PL	
	MF 300	3175.2	45	54	10.5	266.7	PERKINS	A3 152	44	2250	3	152.7	2.5	11.1	9.3	42.3	36	12	304.8	48	1219.2	6.7	46.2	12	304.8	CS HY	
Massey Ferguson	MF 300	8391.5	45	57	15	381	PERKINS	A4 248	83	2100	4	248	4.1	28.8	23.8	108.2	37	14	355.8	56	1422.4	8.8	60.7	14	355.8	PS	
	MF 400	8999	41	56	12.5	317.5	PERKINS	A6 354	85	2200	6	354	5.8	38	30	136.4	37	15	381	60	1524	8.4	64.8	15	381	CS HY	
	MF500B	8999.3	41	62	13	330.2	PERKINS	AV8-510	125	2100	8	510.7	8.4	55	45.8	208.2	40	18	381	66	1678.4	13.1	80.3	15-18	381-406.4	PS	

Fabricante	Modelo	TRANSMISION				SISTEMA HIDRAULICO						
		Convertidor de fuerza de traccion	Embrague del motor	Velocidad máx. transmitida hacia adelante		Capacidad del sistema			Presión máx. de trabajo		Tipos de bombas	Número de bombas
				MPH	km/h	U.S. gal.	Imp. gal.	Litros	psi	kPa		
J.I. Case	350	Y	N	4.85	7.8	8	6.7	30.5	2000	13,790	G	1
	450	Y	N	7.2	11.6	7.5	6.3	28.6	2000	13,790	G	1
	850	Y	N	6.5	10.5	8.6	7.2	32.7	1850	12,755	G	1
	1150B	Y	N	6.2	10	15	12.5	56.8	2000	13,790	G	1
	1450	Y	N	5.5	8.9	22	18.3	83.2	2500	17,237	G	1
Caterpillar	931	-	-	6.9	11.1	13	10.8	49.2	-	-	G	-
	941B	Y	-	5.5	8.9	21	17.5	79.5	-	-	V(H)	-
	955L	Y	-	5.6	9	37(K)	30.8(K)	140(K)	-	-	V(H)	-
	977L	Y	-	5.8	9.3	36.5(L)	30.4(L)	138(L)	-	-	V(H)	-
	983	-	-	6.3	10.1	38(L)	31.7(L)	144(L)	-	-	-	-
John Deere	JD350B	N	Y	1.4-6.5	2.3-10.5	12.5	10.4	47.3	2250	15,513	G	1
	JD450C	N	Y	1.3-6.7	2.1-10.8	12.25	10.2	46.4	2250	15,513	G	1
	JD555	Y	N	5.63	9.1	12.25	10.2	46.4	2250	15,513	G	1
Eimco TMD	630	N	N	0-1.5	0-2.4	-	-	-	-	-	-	-
	632	N	N	0-1.5	0-2.4	15	12.5	56.8	1250	8618.5	G	1
International Harvester	500E-75	Y	N	5.9	9.5	17	14.2	64.6	2250	15,513	G	1
	100E	Y	N	5.28	8.5	15.4	12.8	58.2	2150	14,824	G	1
	125E	Y	N	5.32	8.6	15	12.5	56.8	2150	14,824	G	1
	175C	Y	N	5.2	8.4	24	20	90.9	1900	13,100	G	1
	250C	Y	N	5.28	8.5	28	23.3	105.9	2000	13,789.5	G	1
JCB	110	N	N	5.5	8.9	84	70	318.2	2500	17,237	G	1
Massey Ferguson	MF200	N	N	1.7-5.7	2.7-9.2	11.1	9.3	42.3	2150	14,824	G	1
	MF300	Y	N	2.17-4.04	3.5-6.5	8	6.7	30.5	2150	14,824	G	1
	MF400	Y	N	2.17-3.95	3.5-6.4	27	22.5	102.3	2200	15,169	G	1
	MF500B	Y	N	2.64-5.28	4.3-8.5	28.6	23.8	108.2	2000	13,790	G	1

- PI — Se puede Importar
- EM — Ensamblado en México
- FN — Fabricación Nacional.
- *AMD — Motor neumático
- CS — Contraeje
- CD. — De engranajes
- HY — Hidrostática
- PL — Planetaria
- PS — De cambio automático
- PSR — De reversionador automático
- †N — No
- Y — Si
- ‡G — De engranajes
- V — De paletas

Todo item N/A -- No aplica.

- (A) — Altura de paso de la máquina.
- (B) Peso de embarque
- (C) A plena elevación
- (D) Cangilón para uso general
- (E) Incluye tanque lleno, 170 lbs. (77 kg) por operador, protectores inferiores, y de rodillos de orugas, dientes de cangilón, iluminación, gancho de tracción, y techo de protección.
- (F) Con 7 pies (2130 mm.) de paso.
- (G) De la cara de zapata
- (H) Sistema hidráulico del cangilón
- (I) A arista cortante
- (J) Por fuera de tapas del árbol de catalina
- (K) Controles de cangilón, incluyendo tanque y tuberías hidráulicas.
- (L) Controles de cangilón
- (M) Medido 4 pulgadas (102 mm) detrás de junta de arista cortante con espiga de cangilón como pivote.

RENDIMIENTO

En el movimiento de tierras lo que más nos interesa es minimizar los costos de producción, es decir obtener el costo más bajo posible por unidad de material movido.

Se entenderá por rendimiento al volumen de material movido durante la unidad de tiempo. Este depende de numerosos factores como son:

- a) Capacidad del cucharón y su posibilidad de llenado
- b) Tipo de material
- c) Altura del terreno a excavar y la altura de descarga
- d) La rotación necesaria entre la posición de excavación y descarga
- e) La habilidad del conductor
- f) La rapidez de evacuación de los materiales
- g) Características de la organización de la empresa
- h) Capacidad del vehículo o recipiente que se cargue

El rendimiento aproximado de un cargador se puede valorar de las siguientes formas:

- A) Por observación directa
- B) Por medio de reglas y fórmulas (teórico)
- C) Por medio de tablas proporcionadas por el fabricante

A) Cálculo del Rendimiento de un Cargador por medio de Observación Directa.

La obtención de los rendimientos por observación directa es la medición física de los volúmenes de materiales movidos por el cargador,

durante la unidad horaria de trabajo, cronómetro en mano.

Con este método se obtienen los rendimientos reales, sin embargo, este sistema requiere de contar con la máquina en el frente de trabajo, por esta razón no es posible usarlo para tomar una decisión de compra. Este método nos proporciona un medio objetivo de comparación entre el rendimiento real y el rendimiento teórico.

B) Cálculo de Rendimiento de un Cargador por medio de Reglas y Fórmulas.

El rendimiento aproximado de un cargador por medio de este método puede estimarse del modo siguiente:

Se calcula la cantidad de material que mueve el cucharón en cada ciclo y ésta se multiplica por el número de ciclos por hora. De esta forma se obtiene el rendimiento horario.

$$m^3/\text{Hora} = m^3/\text{Ciclo} \times \text{Ciclos}/\text{Hora}$$

La cantidad de material que mueve el cucharón en cada ciclo es la capacidad nominal del cucharón afectada por un factor que se denomina "Factor de Carga", expresado en forma de porcentaje, que depende del tipo de material que se cargue. Este factor de llenado o de carga debe tomarse muy en cuenta pues el cucharón no se puede llenar al ras más que en los terrenos ligeros en condiciones óptimas. En terrenos pesados especialmente arcilla, el cucharón sólo se llena parcialmente, mientras que en materiales rocosos el llenado es aún más imperfecto.

$$m^3/\text{Ciclo} = \text{Capacidad nominal del Cucharón} \times \text{Factor de Carga}$$

El factor de carga se puede determinar empíricamente para cada caso en particular o sea por medio de mediciones físicas, o tomarse de los manuales de fabricantes, por ejemplo, tenemos los siguientes valores, tomados de un fabricante:

<u>MATERIAL SUELTO</u>	<u>FACTOR DE CARGA</u>
Agregados húmedos mezclados	95 - 100 %
Agregados uniformes hasta de 1/8"	95 - 100 %
Agregados de 1/8" a 3/8"	85 - 90 %
Agregados de 1/2" - 3/4"	90 - 95 %
Agregados de 1" - o más	85 - 90 %
<u>MATERIAL DINAMITADO</u>	
Bien fragmentado	80 - 85 %
De fragmentación mediana	75 - 80 %
Mal fragmentado	60 - 65 %

Para determinar el número de ciclos/Hora en la operación de un cargador, se debe determinar la eficiencia de la operación o sea los minutos efectivos de trabajo en una hora y éste dividido entre el tiempo en minutos del ciclo total.

$$\text{Ciclos/Hora} = \frac{\text{Minutos Efectivos por Hora}}{\text{Tiempo total de un Ciclo (minutos)}}$$

La eficiencia de la operación o sea los minutos efectivos de trabajo en una hora, depende de las condiciones del sitio de trabajo y las características de la organización de la empresa. Se puede estimar de la forma siguiente:

Condiciones del sitio del trabajo.	Características de la Organización							
	Excelente		Buenas		Regular		Malas	
	%	Min/Hr.	%	Min/h	%	Min/H	%	Min/H
Excelentes	84	50.4	81	48.6	76	45.6	70	42.0
Buenas	78	46.8	75	45.0	71	42.6	65	39.0
Regular	72	43.2	69	41.4	65	39.0	60	36.0
Malas	63	37.8	61	36.6	57	34.2	52	31.2

El tiempo total de un ciclo está compuesto por el tiempo del ciclo básico más el tiempo del ciclo de acarreo.

El tiempo del ciclo básico incluye, el tiempo de carga, descarga, cambios de velocidades, el ciclo completo del cucharón y el recorrido mínimo.

El ciclo básico lo podemos tomar en forma teórica de estadísticas de varias obras o de recomendaciones de fabricantes. Estos nos dicen que el tiempo del ciclo básico es del orden de 20 a 25 segundos y que se ve afectado por diversos factores que se han estimado aproximadamente como sigue:

MATERIAL	Segundos que deben añadirse (+) o restarse (-) del tiempo del ciclo básico.
De diversos tamaños	+ 1.2
Hasta de 1/8"	+ 1.2
De 1/8" a 3/4"	- 1.2
De 3/4" a 6"	0.0
De 6" ó más	+ 1.8 y más
En el banco o fragmentado	+ 2.4 y más

MONTON	
Apilado con transportador o tractor a 3 mts. o más	0.0
Apilado con transportador o tractor menos de 3 mts.	+ 0.6
Descargado de un camión	+ 1.2

DIVERSOS	Segundos que deben añadirse (+) o restarse (-) del tiempo del ciclo básico
Posesiones en común de camiones y cargador	- 2.4
Operación continua	- 2.4
Operaciones intermitentes	+ 2.4
Tolvas o camiones pequeños	+ 2.4
Tolvas o camiones endebles	+ 3.0

El ciclo de acarreo, es el tiempo que requiere la máquina en transportar el material de la salida del sitio de carga, al lugar de descarga y regresar vacío al lugar del abastecimiento.

El tiempo de este ciclo de acarreo, si se desconoce, puede tomarse de gráficas hechas por los fabricantes o prepararse con datos estadísticos medidos en la obra en forma apropiada.

A continuación se presentan varias gráficas del tiempo estimado de acarreo o retorno para diversos cargadores, las cuales se han preparado en las siguientes condiciones:

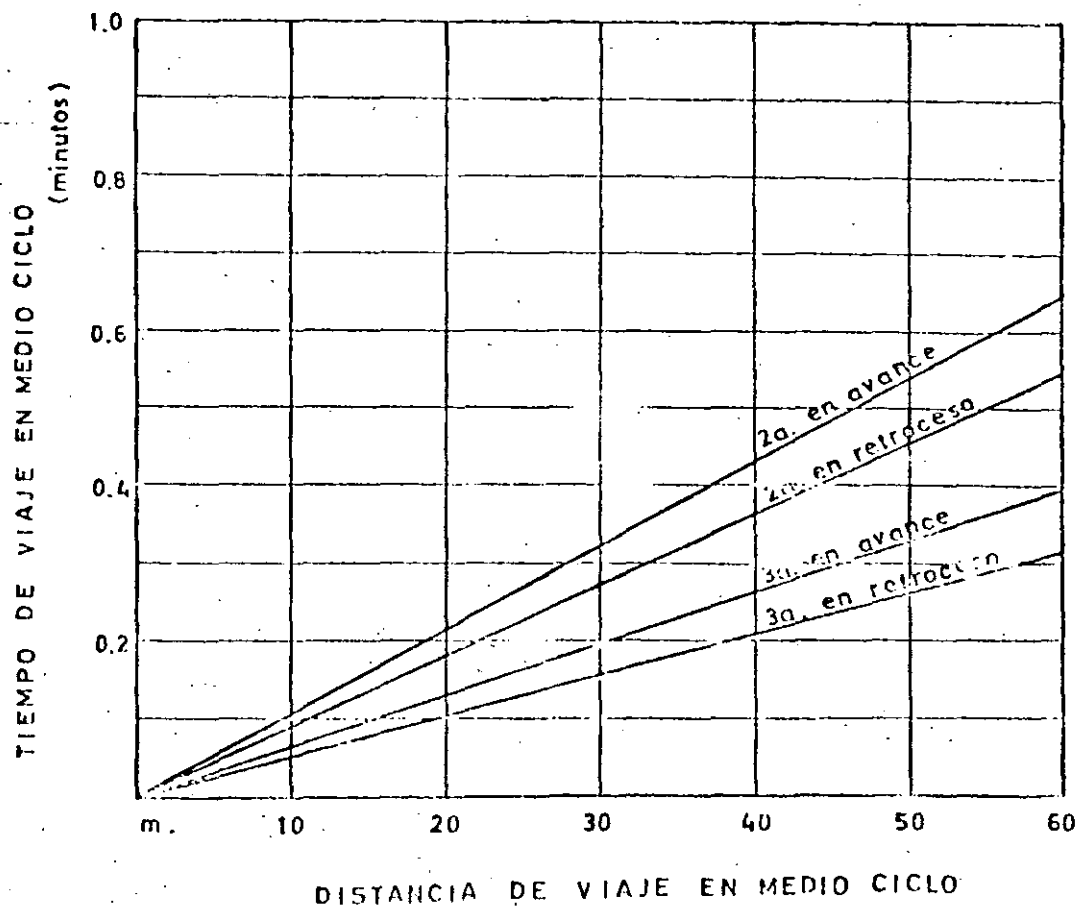
— Sin pendiente

46

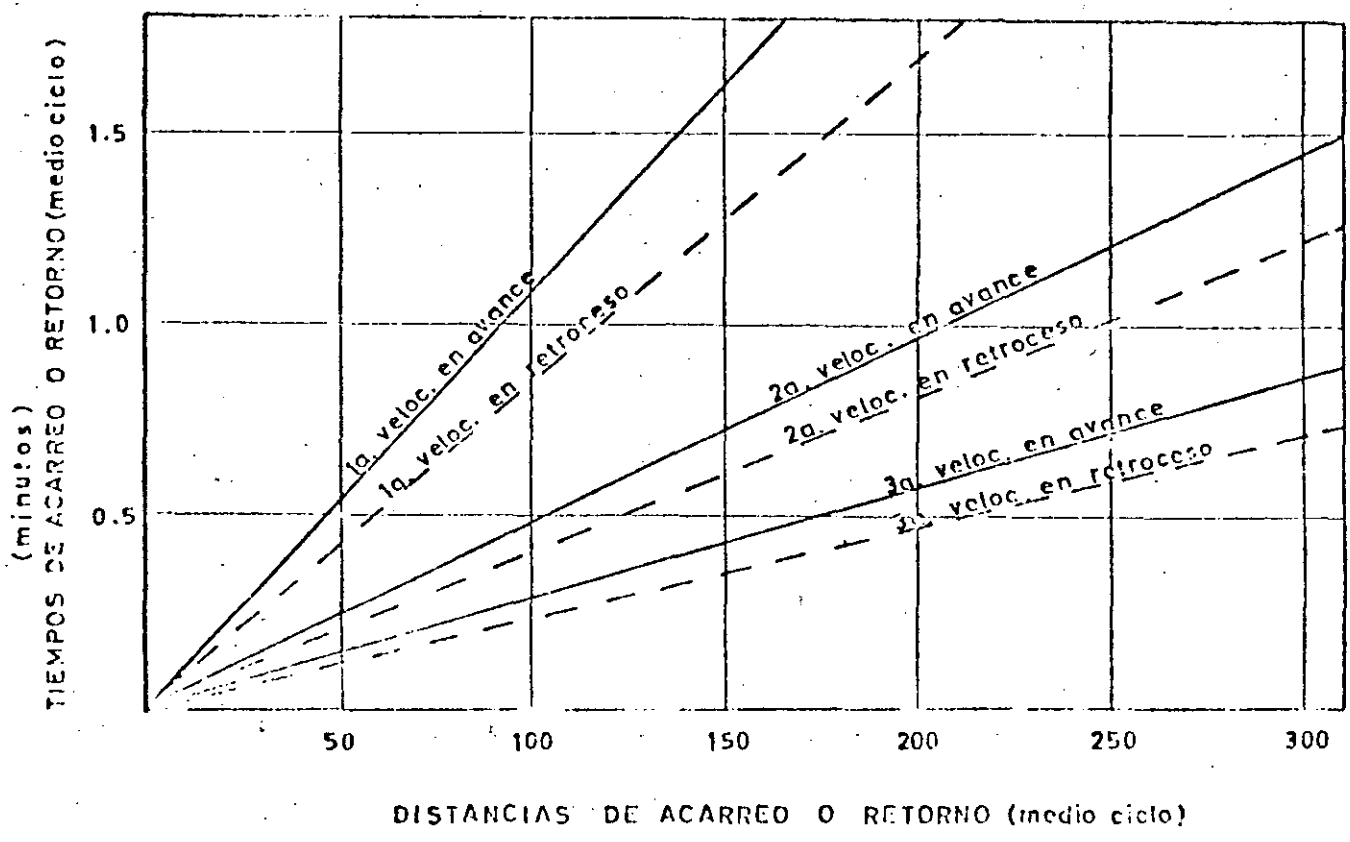
- Las velocidades son prácticamente las mismas con carga o sin ella.
- Se considera el tiempo de aceleración en el tiempo de maniobras.
- La posición del cucharón es constante en el recorrido.
- No se incluye el recorrido efectuado en el tiempo de maniobras.

TIEMPO ESTIMADO DE VIAJE PARA UN CARGADOR
DE CARRILES DE 2 Yd3.

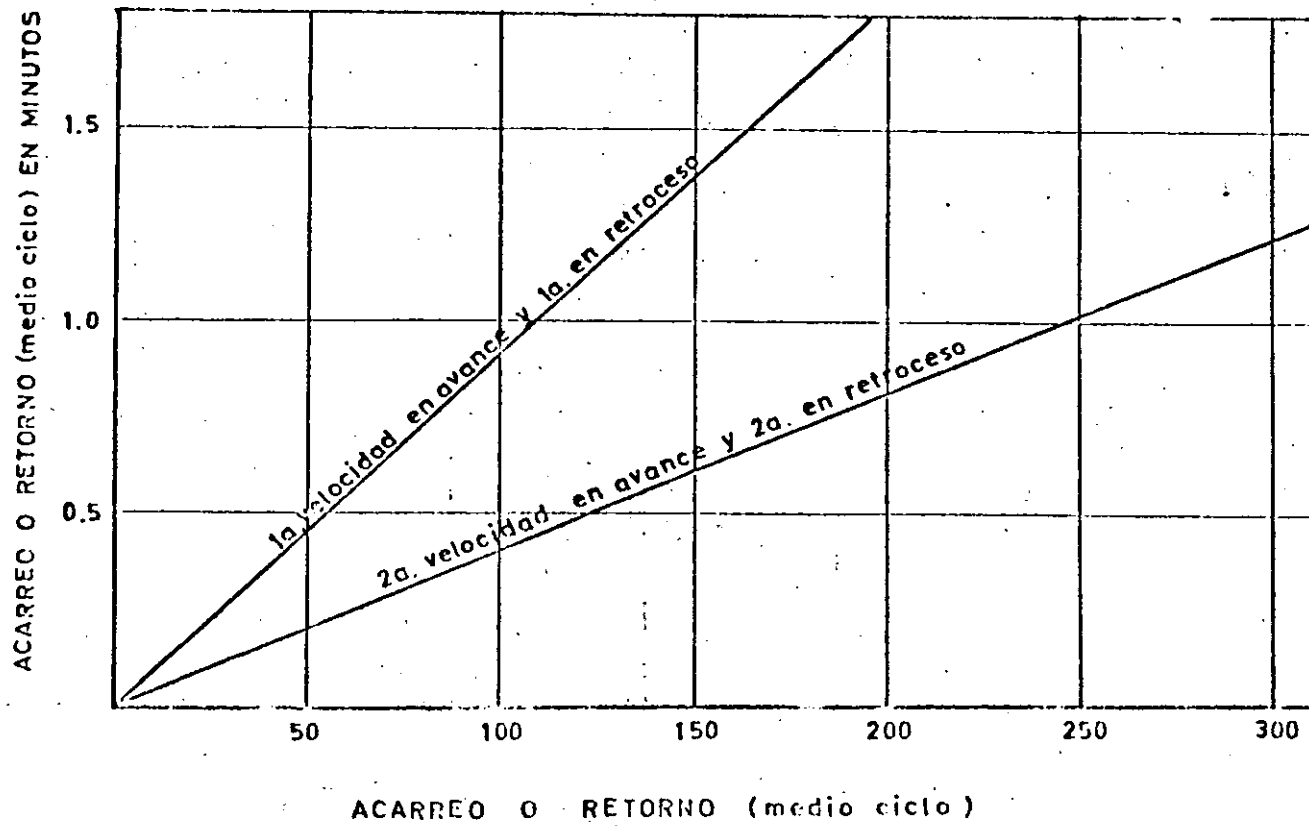
47



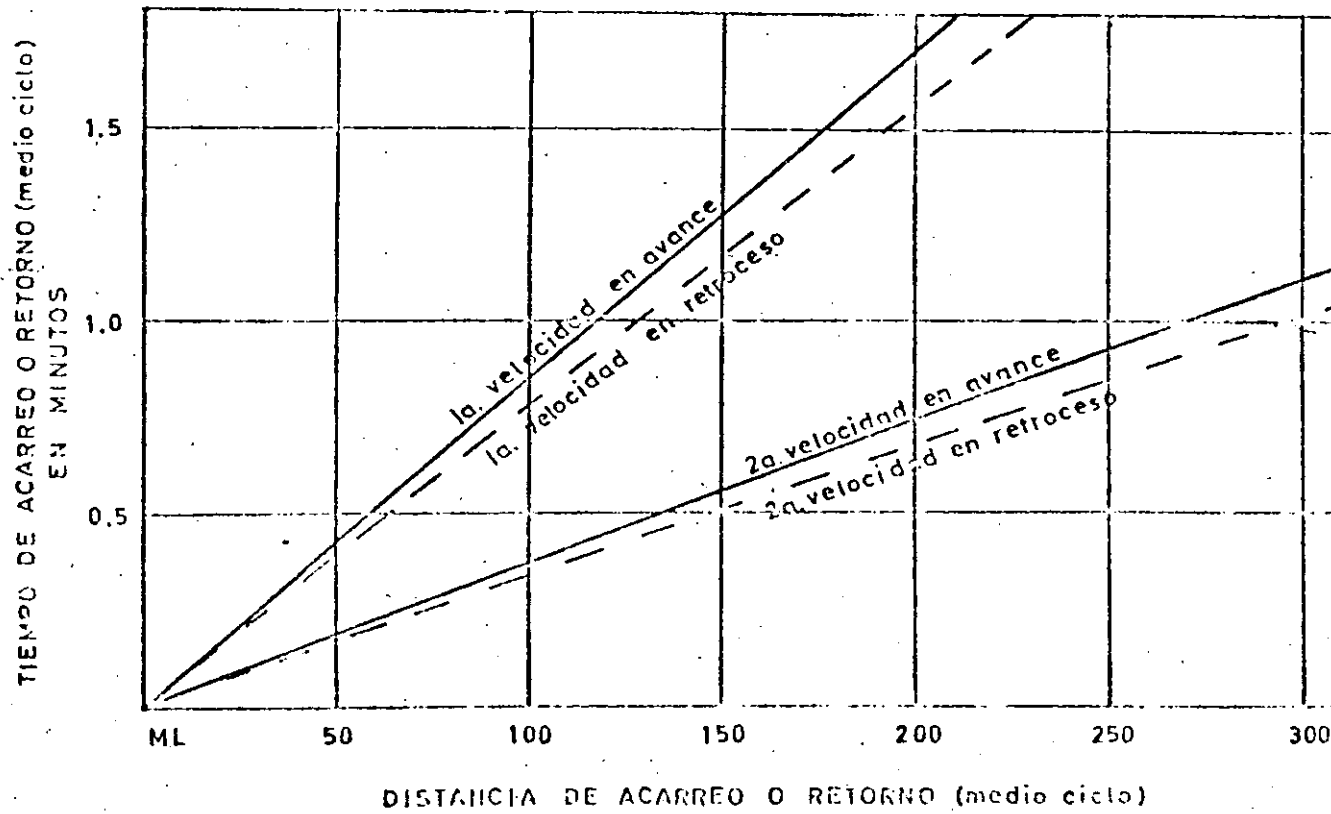
TIEMPO ESTIMADO DE ACARREO O RETORNO PARA UN CARGADOR DE RUEDAS DE 2 Yd3.



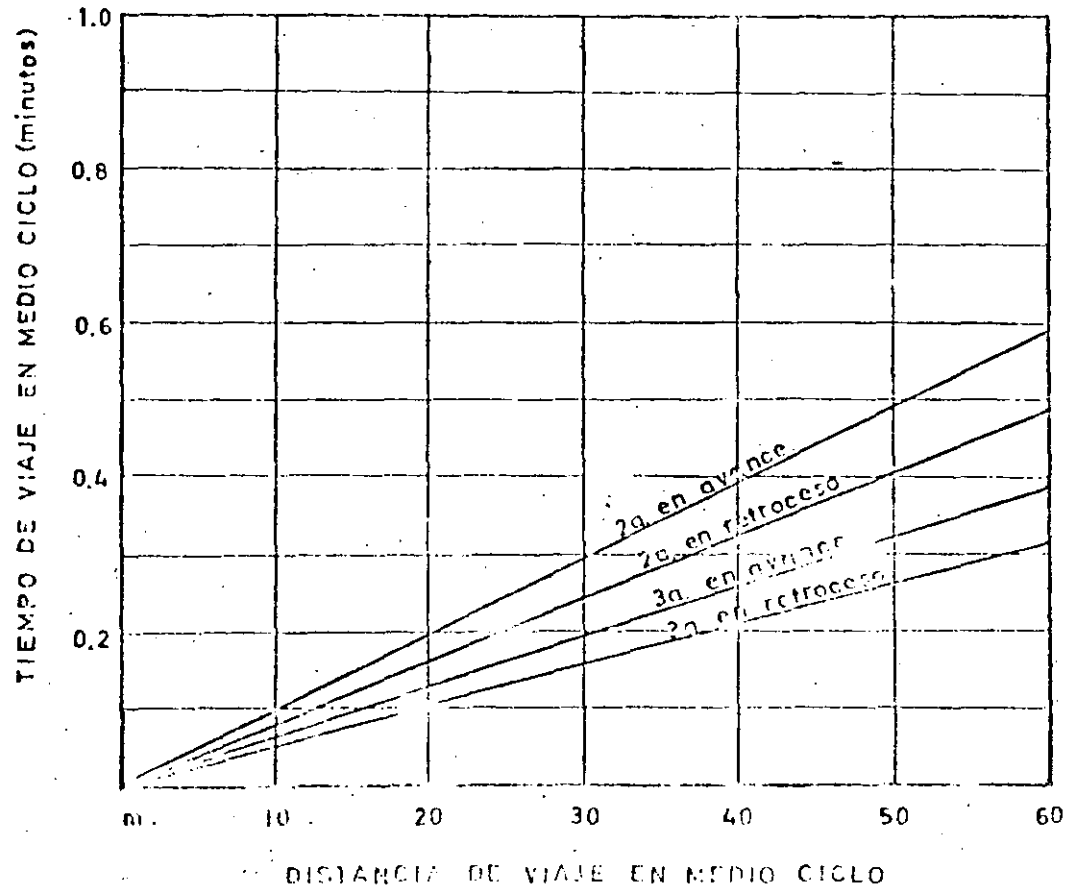
TIEMPO ESTIMADO DE ACARREO O RETORNO PARA UN CARGADOR
DE RUEDAS DE 6 Yd3.



TIEMPO ESTIMADO DE ACARREO O RETORNO PARA UN CARGADOR
DE RUEDAS DE 10 Yd³.



TIEMPO ESTIMADO DE VIAJE PARA UN CARGADOR
DE CARRILES DE 5 Yd3.



C) Cálculo del Rendimiento por medio de Tablas proporcionadas por el Fabricante.

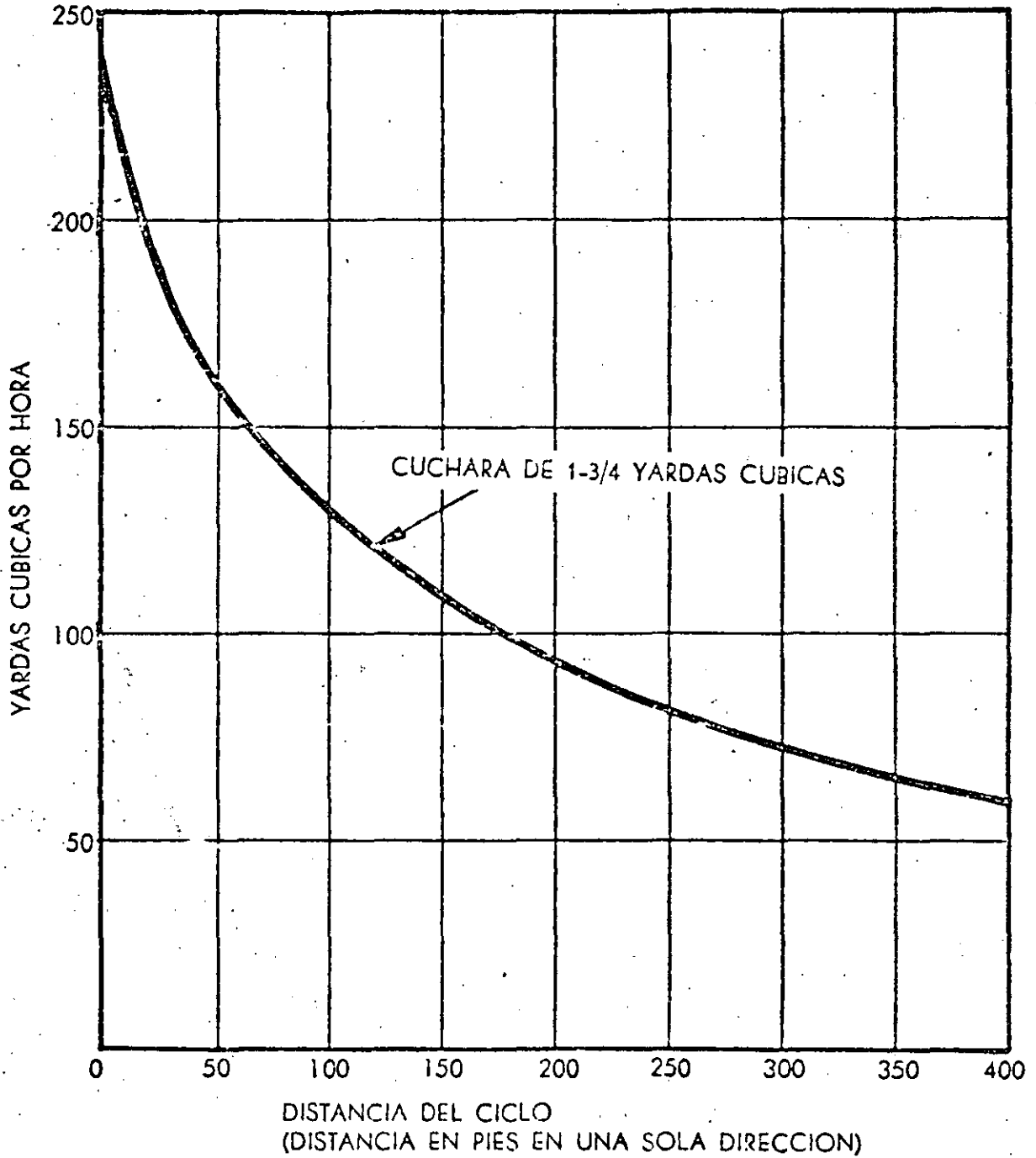
Los fabricantes de equipos cuentan con manuales donde se justifican los rendimientos teóricos de las máquinas que producen para determinadas condiciones de trabajo. Los datos se basan en pruebas de campo, análisis en computadora, investigaciones en el laboratorio, experiencia, etc. Tomando en cuenta las medidas necesarias para conseguir exactitud.

Debe tomarse en cuenta, sin embargo, que todos los datos se basan en un 100% de eficiencia, algo que no es posible conseguir ni aún en condiciones óptimas. Esto significa, que al utilizar los datos de eficiencia y producción, es necesario rectificar los resultados que se dan en las tablas, mediante factores adecuados a fin de compensar el menor grado de eficiencia alcanzada, ya sea por las características del material, la habilidad del operador, la altitud y otros sin número de factores que pudieran reducir la producción en un determinado trabajo.

Por lo anterior mencionado se puede concluir que antes de utilizar cualquier información sobre rendimientos contenido en determinado manual, es esencial conocer detalladamente las condiciones que pueden afectar el trabajo de la máquina. Luego, el manual de rendimientos es tan solo una ayuda que si no se compara con la experiencia y el conocimiento de las condiciones donde se desarrolla el trabajo, los rendimientos obtenidos de esta manera resultan falsos.

De las investigaciones y pruebas llevadas a cabo por los fabricantes del cargador marca Michigan, sobre el terreno, se obtuvieron gráficas de producción como las siguientes:

PRODUCCION EN YARDAS CUBICAS POR HORA
CARGADOR MODELO 75A, SERIE II

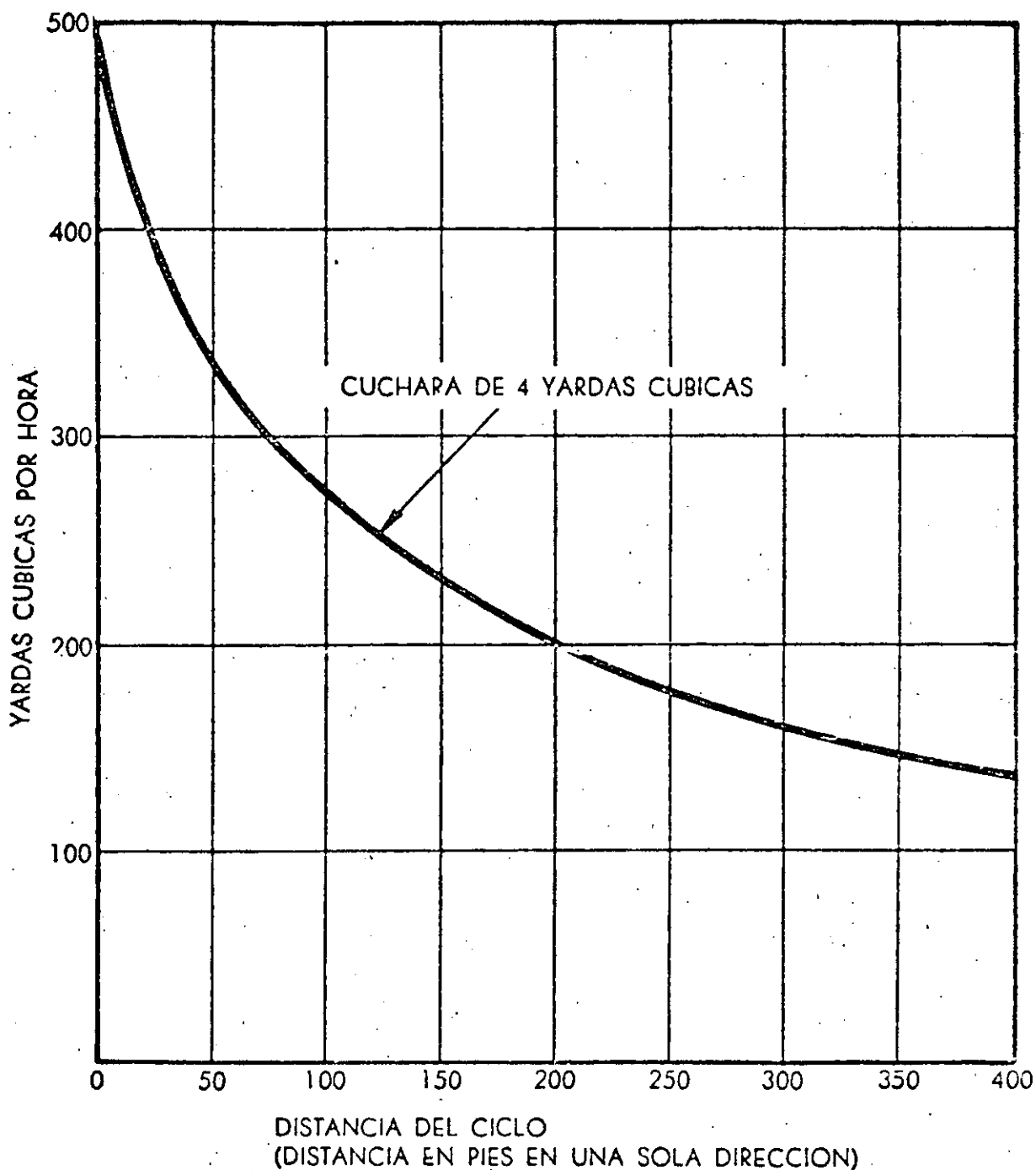


SUPUESTO DE PRODUCCION:

- CARGA DE MONTON - TERRENO FIRME Y LLANO.
- HORA DE TRABAJO - 60 MINUTOS
- PESO DEL MATERIAL - 2.800 LBS. POR YARDA CUBICA

PARA PENDIENTES ADVERSAS DE MAS DEL 5%: REDUZCASE LA PRODUCCION EN UN 2% POR CADA 1% ADICIONAL.

PRODUCCION EN YARDAS CUBICAS POR HORA
CARGADOR MODELO 175A, SERIE II

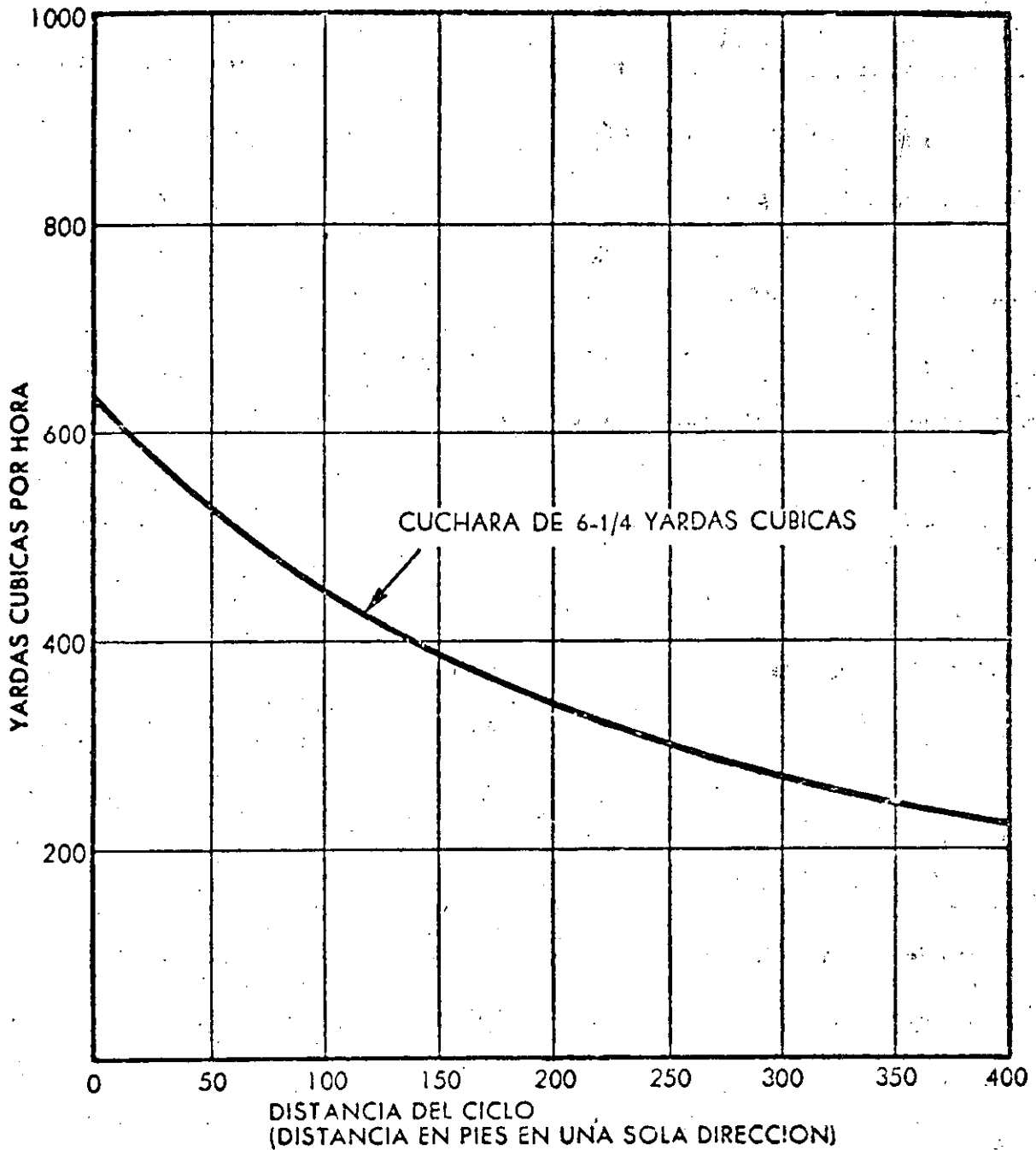


SUPUESTO DE PRODUCCION:

CARGA DE MONTON - TERRENO FIRME Y LLANO
HORA DE TRABAJO - 60 MINUTOS
PESO DEL MATERIAL - 2.800 LBS. POR YARDA CUBICA

PARA PENDIENTES ADVERSAS DE MAS DEL 5%: REDUZCASE LA PRODUCCION EN UN 2% POR CADA 1% ADICIONAL.

PRODUCCION EN YARDAS CUBICAS POR HORA
CARGADOR MODELO 275A, SERIE II



SUPUESTO DE PRODUCCION:

- CARGA DE MONTON - TERRENO FIRME Y LLANO
- HORA DE TRABAJO - 60 MINUTOS
- PESO DEL MATERIAL - 2.800 LBS. POR YARDA CUBICA

PARA PENDIENTES ADVERSAS DE MAS DEL 5%: REDUZCASE LA PRODUCCION EN UN 2% POR CADA 1% ADICIONAL.

PROBLEMA

a) Datos

Calculemos la producción de un cargador de ruedas equipado con cucharón de 31/2 y d3 (2.67 m^3), cargando camiones de 10 m^3 de capacidad propiedad de la misma empresa.

Material Grava triturada 1 1/2" tam. max.
almacenada en pilas de 6m. de altura en operación continua, con horas de 50 minutos efectivos.

Solución:

Paso 1

Capacidad del cucharón	2.67 m ³
Factor de carga	0.85
Volumen por ciclo:	$2.67 \text{ m}^3 \times 0.85 = 2.27 \text{ m}^3$

Paso 2

Cálculo del tiempo del ciclo:

Ciclo básico	25.0 seg.
--------------	-----------

Correcciones:

- por el material	0.0
- por el montón	0.0
- posesión en común de cargador y camiones	- 2.4
- operación continua	- 2.4

20.2 seg.

$\frac{20.2 \text{ seg.}}{60.0 \text{ seg.}} = 0.34 \text{ min.}$

Paso 3

$$\text{Ciclos-hora} = \frac{50 \text{ min/hora}}{0.34 \text{ min/ciclo}} = 147 \text{ ciclos/hora}$$

Paso 4

$$\begin{aligned} \text{Producción} &= 2.27 \text{ m}^3/\text{ciclo} \times 147 \text{ ciclos/hora} \\ &= 333.7 \text{ m}^3/\text{hora} \end{aligned}$$

La elección del cargador apropiado para un determinado trabajo se puede hacer en la forma inversa de la solución del problema anterior; es decir, ustedes conocen sus necesidades de producción y las condiciones de su obra, su problema es, calcular la capacidad del cucharón; y con esto efectuarán la primera parte de la elección.

Cargador vs. Pala mecánica

Si recordamos la evolución habida en los trabajos de movimiento de roca y analizamos los cambios que ha habido en los últimos años, tanto en la maquinaria como en la utilización de la misma, notamos que la más significativa tendencia es que cada día más y más cargadores reemplazan a las palas mecánicas en el movimiento de rocas.

Históricamente, las palas, además de funcionar como una herramienta de carga, terminaban el trabajo que la barrenación y voladura habían iniciado. Sin embargo, con los avances tecnológicos en barrenación y explosivos, muchas de las necesidades que existían han sido eliminadas; y la utilización de cargadores en los bancos de roca se ha multiplicado rápidamente.

Es decir, las desventajas de las palas (alta inversión, poca movilidad, altos costos de transportación, etc.) aunadas a los avances tecnológicos

en explotación de bancos de roca, han provocado la declinación de su uso.

Pero esto no es todo; el desenvolvimiento de este nuevo método de movimiento de rocas lo provocaron dos causas muy poderosas para nosotros: Producción y Costo.

Un cargador de 6 yd³ ha probado que puede, por lo menos, igualar la productividad de palas de más de 5 yd³ de capacidad; y que además puede cargar material a un costo comparable al de palas de 4 y hasta 5 yd³ de capacidad.

Veamos un ejemplo comparativo entre un cargador de 10 yd³ y una pala de 6 yd³, en la carga de roca caliza de una cantera, a camiones.

<u>Concepto</u>	<u>Cargador</u>	<u>Pala</u>
Tiempo de carga	0.08	0.08
giro	0.14	0.09
descarga	0.05	0.04
regreso	<u>0.13</u>	<u>0.13</u>
ciclo	0.40	0.34
arreglo de piso	0.10	0.18
espera	<u>0.20</u>	<u>0.20</u>
ciclo total	0.70	0.72
ciclos por hora	85.7	83.3
producción por hora	523.3	305.6
diferencia	71 %	
costo horario	\$ 2,160.00	\$1,452.90
costo por m ³	4.13	4.75
diferencia	15 %	

Además, el cargador ofrece otras ventajas sobre la pala:

Movilidad. - Un cargador puede moverse fuera del área de voladura rápidamente y con seguridad; y antes que el polvo de la explosión se disipe el cargador puede estar recogiendo la roca regada y preparándose para la entrega de material.

Podemos mover también el cargador hacia el taller para hacerle mantenimiento y reparaciones. Compáren esto con el tener que llevar herramienta y equipo para reparar una pala.

Versatilidad. - El cargador puede mover rápidamente de un lugar a otro el material que se requiera. Es decir, puede realizar la operación de carga y acarreo de roca, en ciertas condiciones, que más adelante discutiremos con detalle.

Sin embargo, los cargadores no están exentos de desventajas.

El problema número uno de los cargadores que trabajan en roca, es el desgaste y rotura de los neumáticos, que ha sido solucionado con el empleo de mallas metálicas y cadenas amortiguadas que protegen la llanta y alargan su vida útil, con el consiguiente abatimiento del costo de operación de la máquina.

Carga y acarreo con cargadores de llantas vs. carga con cargador a camiones volteo

Si un cargador realiza la carga y el acarreo del material del banco hasta la tolva de una planta que lo procesará y elimina el uso de unidades de acarreo tradicionales, se puede obtener, en ocasiones un ahorro de costo considerable.

Este trabajo se puede efectuar con cargadores chicos y grandes, dependiendo de las condiciones del trabajo y requerimientos de producción, con limi

taciones económicas por el costo unitario del material movido.

Es en esta operación donde destacan, sin lugar a dudas, las ventajas del empleo de cargadores de gran capacidad, pues es precisamente su gran producción lo que abate los costos del movimiento de tierras.

Véamos un ejemplo ilustrativo de lo que hasta aquí hemos tratado.

EJEMPLO:

Movamos un volumen de material de un banco a un lugar situado a 200 m. de aquel (condición muy usual en operaciones de trituración). Nuestro problema es elegir el equipo que nos dé un costo más bajo por m³ de material movido. El volumen a mover es de un material de 3/4" a 6" apilado con tractor en montones de más de 3m. de altura.

El trabajo se puede hacer con:

- 1.- Cargador y camiones propiedad de la empresa
- 2.- Cargador propio y camiones de fleteros locales
- 3.- Cargador de gran producción (propiedad de la empresa), en una operación de carga y acarreo.

Analicemos el costo unitario de cada una de estas tres alternativas:

ALTERNATIVA 1

Operación de carga a camiones

Equipo propio:

1 cargador sobre llantas de 2 1/2 yd³ (1.91 m³)

2 camiones de 6.0 m³

Costo horario cargador: \$ 616.75

Costo horario camión: 242.35

Cálculo de la producción:

Factor de carga: 0.90
 Volumen por ciclo: $1.91 \text{ m}^3 \times 0.90$
 $1.72 \text{ m}^3/\text{ciclo}$

Tiempo del ciclo (ciclo básico) 25.0 seg. = 0.42 min. Para cargar un camión de 6.0 m^3 son necesarios 4 ciclos de operación del cargador; es decir, son necesarios $0.42 \text{ min} \times 4 = 1.68 \text{ min}$. para cargar 6.0 m^3 .

$$\frac{6.0 \text{ m}^3}{1.72 \text{ m}^3} = 3.49 \text{ ciclos}$$

En una hora de 50.0 min., tenemos una producción de 179 m^3 .

$$\begin{array}{r} 1.68 \text{ min} \quad - \quad 6.0 \text{ m}^3 \\ \hline 50.0 \text{ min} \quad - \quad X \end{array}$$

Cálculo del costo unitario: $X = 179 \text{ m}^3$

Costo horario del equipo: \$ 1,101.45

Costo unitario = $\frac{1,101.45/\text{hora}}{179 \text{ m}^3/\text{hora}}$
 \$ 6.15/ m^3

ALTERNATIVA 2Operación de carga a camiones

Camiones de fleteros locales

Equipo: 1 cargador sobre llantas de $2 \frac{1}{2} \text{ yd}^3 (1.91 \text{ m}^3)$

2 camiones de 6.0 m^3 de fleteros

Costo horario del cargador \$ 616.75

Tarifa local de fletes: 8.00 - 400

Cálculo de la producción

En este caso, la producción es la misma que en alternativa 1

Producción = 179 m³/hora

Cálculo del costo unitario

Costo horario del cargador:		\$ 616.75
Costo unitario de carga	=	$\frac{616.75/\text{hora}}{179.00 \text{ m}^3/\text{hora}}$
		\$ 3.44/m ³
Costo unitario de acarreo	=	8.00/m ³
(1er. km. tarifa de fletes)		
Costo unitario	+	11.44/m ³

ALTERNATIVA 3

Operación de carga y acarreo

Equipo: Cargador sobre llantas de 10 yd³ (7.64 m³)

Costo horario \$2,160.00

Cálculo de la producción:

Factor de carga		0.90
Volumen por ciclo		7.64 x 0.90
		6.88
Tiempo del ciclo básico: (25.0 seg)		0.42 min
Tiempo del ciclo de acarreo (2a. velocidad en retroceso)		0.26 min
Tiempo del ciclo de retorno (2a. velocidad en avance)		0.28 min
Tiempo total del ciclo		0.96 min
Ciclos por hora	=	$\frac{50.0 \text{ min/hora}}{0.96 \text{ min/ciclo}}$
		= 52.1

Producción	=	52.1 ciclos/hora 6.88 m ³ /ciclo
		358 m ³ /hora
Cálculo del costo unitario		
Costo unitario	=	$\frac{\$ 2,160.00/\text{hora}}{358 \text{ m}^3/\text{hora}}$
	=	6.03/m ³

RESUMEN

Alternativa	Costo unitario
1	\$ 6.15/m ³
2	11.44/m ³
3	6.03/m ³

Es decir, la alternativa 3 es la que nos dá un costo más bajo por m³ de material. Hasta aquí, la elección a nivel de obra queda hecha; falta analizar, a nivel gerencia, la aceptabilidad de esta decisión, pues podría suceder que la empresa tuviera disponible un cargador de 2 1/4 yd³ al que - podría dársele utilización en esta obra; o si no, revisar si la inversión de la compra de un cargador de 10 yd³ podría amortizarse en ésta u otras - obras donde pudiera seguir utilizando esta máquina.

En fin, son éstos y muchos otros los factores que afectan la elección de - un cargador para efectuar un determinado trabajo. Los principios básicos para el cálculo de la producción de este equipo y para el cálculo del costo unitario de movimiento de materiales con él, los hemos revisado en esta ocasión; y han oído las razones del uso de cargadores de gran producción en el movimiento de tierra y roca, y la forma cómo se utilizan en operaciones de carga y acarreo. Estos eran los objetivos de esta conferencia.

Analícemos el siguiente problema:

Una empresa adquirió una planta de trituración para procesar fuertes volúmenes de material en tiempos relativamente cortos. La gerencia decidió ya, - que un cargador sobre llantas es el equipo adecuado para alimentar del banco a la planta la roca que se triturará. Se requiere decidir en la obra, el cargador de capacidad adecuada y elegir entre dos disponibles.

Cargador 1

Capacidad	10 yd ³
Costo horario	\$2,160.00

Cargador 2

Capacidad	6 yd ³
Costo horario	\$1,992.13

Trituradora

Producción:	140 m ³ /hora
Costo horario	\$4,703.35

Operación

- carga y acarreo de roca bien fragmentada
- costo aproximado de un cambio de instalación de la planta trituradora dentro del banco: \$ 350,000.00
- Producción requerida en cada banco 200,000.00 m³
- Frente del banco 80.0 m. de ancho
- 12.5 m. de altura

Solución:

Dado que el costo horario de la trituradora es de \$4,703.35 es el equipo que debe operar en todo tiempo al 100% de eficiencia.

Cálculo de la máxima distancia de acarreo para cada cargador, para una -

producción de $140 \text{ m}^3/\text{hora}$. Consideramos un 83% de eficiencia de la operación, es decir, horas de 50.0 minutos.

Cargador 1

Factor de carga: 0.80
 Volumen por ciclo $0.80 \times 7.65 \text{ m}^3$
 6.12 m^3

Ciclos por hora necesarios para producir
 $140 \text{ m}^3/\text{hora}$

$$C = \frac{140 \text{ m}^3/\text{hora}}{6.12 \text{ m}^3/\text{ciclo}}$$

$$C = 22.9 \text{ ciclos/hora}$$

Tiempo del ciclo total

$$T = \frac{50.00 \text{ min/hora}}{22.9 \text{ ciclos/hora}}$$

$$T = 2.18 \text{ min/ciclo}$$

Tiempo del ciclo básico: (25.0 seg.) 0.42 min

Tiempo del ciclo de acarreo y retornos

$$T = 2.18 - 0.42 = 1.76 \text{ min.}$$

De la gráfica de tiempo estimado de acarreo o retorno para un cargador de ruedas de 10 yd^3 , tenemos que a 255 m. de acarreo, los tiempos del ciclo de acarreo y retorno son:

Tiempo del ciclo de acarreo (2a. velocidad en retroceso)	0.85 min
Tiempo del ciclo de retorno (2a. velocidad en avance)	0.91 min
	<hr/>
SUMA:	1.76 min

Es decir, el cargador de 10 yd^3 puede acarrear a 255 m., $140 \text{ m}^3/\text{hora}$ de

roca bien fragmentada.

$$\begin{aligned}\text{Costo unitario} &= \frac{\$ 2,160.00/\text{hora}}{140 \text{ m}^3/\text{hora}} \\ &= \$ 15.43/\text{m}^3\end{aligned}$$

Sin necesidad de hacer cambios de instalación de la planta trituradora dentro del banco.

Cargador 2

$$\begin{aligned}\text{Factor de carga} &: 0.80 \\ \text{Volumen por ciclo} &: 0.80 \times 4.58 \text{ m}^3 \\ &: 3.66 \text{ m}^3\end{aligned}$$

Ciclos por hora necesarios para producir

140 m³/ hora

$$C = \frac{140. \text{ m}^3/\text{hora}}{3.66 \text{ m}^3/\text{ciclo}}$$

$$C = 38.2 \text{ ciclos/hora}$$

Tiempo de ciclo total

$$T = \frac{50.0 \text{ min/hora}}{38.2 \text{ ciclos/hora}}$$

$$T = 1.31 \text{ min/ciclo}$$

Tiempo del ciclo básico: (25.0 seg.) 0.42 min

Tiempo de ciclo de acarreo y retorno

$$T = 1.31 - 0.42 = 0.89 \text{ min}$$

De la gráfica de tiempo estimado de acarreo o retorno para un cargador de ruedas de 6 yd³, para un tiempo de ciclo de acarreo y retorno de 0.89 min., tenemos que la distancia de acarreo es de 105 m. (2a. velocidad en avance y 2a. velocidad en retroceso).

Es decir , si instalamos la planta a 30 m. de distancia del frente inicial --
(para protegerla de las voladuras), cada 75 m. debemos hacer un cambio de
la planta dentro del banco.

Dadas las características del banco (80m. de ancho x 12.5 de altura) cada
metro de avance en el banco produce 1,000 m³ de roca.

Así, son necesarios 2 cambios de instalación dentro del banco para producir
los 200,000 m³ requeridos.

Costo unitario por carga	=	$\frac{\$ 1,992.13}{140 \text{ m}^3/\text{hora}}$
	=	\$ 14.23/m ³

Costo unitario por cambio de instalación dentro del banco		$\frac{2 \text{ cambios} \times 350,000 \text{ m}^3/\text{cambio}}{200,000 \text{ m}^3}$
---	--	--

Costo unitario :	=	\$ 3.50/m ³
	=	17.73/m ³

Esto sin considerar el costo de los tiempos perdidos en los cambios de ins-
talación dentro del banco.

En resumen, la elección del cargador de 10 yd³ es la que proporciona una -
operación más económica.

CONSTRUCTORA

Máquina: CARGADOR

Hoja No: _____

Modelo: TEREX 72-81

Calculó: C A M

Datos Adic: 10 yd³

Revisó: C CH M

OBRA: _____

Fecha: 17-1-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$10'238,717.52

Fecha cotización: 10-1-80

Equipo adicional -
4 llantas
33.25 x35-26
616,509.28

Vida económica (Ve): _____ años

Horas por año (Ha): 2000 hr/año

Motores Diesel de 434 HP.

Valor inicial (Va): 9'617,208.24

Factor operación: 0.75

Valor rescate (Vr): 20 % = \$1'923,441.65

Potencia operación: 325.5 HP. cp.

Tasa interés (i): 18 %

Coefficiente almacenaje (K): 0.01

Prima seguros (s): 2 %

Factor mantenimiento (Q): 0.90

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación : $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{9'617,208.24 - 1'923,441.65}{12\ 000} = 641.15$

b) Inversión : $I = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} i = \frac{9'617,208.24 + 1'923,441.65}{2 \times 2000} 0.18 = 519.33$

c) Seguros : $S = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} s = \frac{9'617,208.24 + 1'923,441.65}{2 \times 2000} 0.02 = 57.70$

d) Almacenaje : $A = KD = 0.01 \times 641.15 = 6.41$

e) Mantenimiento : $M = QD = 0.9 \times 641.15 = 577.04$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 1 801.63

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

$$\text{Diesel: } E = 0.20 \times \frac{325.5}{100} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{\text{lt.}} = \$ 65.10$$

$$\text{Gasolina: } E = 0.24 \times \frac{\quad}{\quad} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{\quad}{\text{lt.}} =$$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

$$\text{Capacidad carter: } C = \frac{32.2}{100} \text{ litros}$$

$$\text{Cambios aceite: } t = \frac{\quad}{\quad} \text{ horas}$$

$$a = \frac{C}{t} + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{325.5}{\quad} \text{ HP. op.} = \frac{1.46}{\quad} \text{ lt/hr.}$$

$$L = \frac{1.46}{\quad} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14}{\text{lt.}} = 20.44$$

d) Llantas: $LI = \frac{VII}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

$$\text{Vida económica: } H_v = \frac{2800}{616,509.28} \text{ horas}$$

$$LI = \frac{\quad}{2800} \text{ horas} = \underline{\underline{220.18}}$$

Suma Consumos por Hora

\$ 305.72

III. OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

_____:

_____:

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$$H = 8 \text{ horas} \times \frac{0.83}{\quad} \text{ (factor rendimiento)} = \frac{6.64}{\quad} \text{ horas}$$

$$\text{Operación} = O = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{\underline{52.65}}$$

Suma Operación por Hora

\$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 2,160.00

CONSTRUCTORA

Máquina: CARGADOR

Hoja No: _____

Modelo: Michigan 75-111-ACalculó: C A MDatos Adic: 25 yd³Revisó: C C H M

OBRA: _____

Fecha: 17-1-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$2' 264,745 60Fecha cotización: 10-1-80Equipo adicional -
Llantas 20.5x25-12103,611.84Vida económica (Ve): 5 añosHoras por año (Ha): 2000 hr/añoMotores Diesel de 174 HP.Valor inicial (Va): 2' 161,133 76Factor operación: 0.75Valor rescate (Vr): 10% = \$ 216 113,38Potencia operación: 130.5 HP. op.Tasa interés (i): 18%Coeficiente almacenaje (K): 0.01Prima seguros (s): 2%Factor mantenimiento (Q): 0.90

I. CARGOS FIJOS.

$$a) \text{ Depreciación : } D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{2' 161 133.76 - 216,113.38}{5} = \$ 194.50$$

$$b) \text{ Inversión : } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{2' 161,133.76 + 216,113.38}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 106.98$$

$$c) \text{ Seguros : } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{2' 161,133.76 + 216,113.38}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 11.89$$

$$d) \text{ Almacenaje : } A = KD = \frac{0.01 \times 194.50}{1} = 1.94$$

$$e) \text{ Mantenimiento : } M = QD = \frac{0.90 \times 194.50}{1} = 175.05$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 490.36

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

$$\text{Diesel: } E = 0.20 \times \frac{130.5}{100} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{\text{lt.}} = \$ 26.10$$

$$\text{Gasolina: } E = 0.24 \times \frac{\quad}{\quad} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{\quad}{\text{lt.}} =$$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

$$\text{Capacidad carter: } C = \frac{30.3}{100} \text{ litros}$$

$$\text{Cambios aceite: } t = \frac{\quad}{\quad} \text{ horas}$$

$$a = \frac{C}{t} \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{130.5}{\quad} \text{ HP. op.} = \frac{0.76}{\quad} \text{ lt/hr.}$$

$$L = \frac{0.76}{\quad} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14}{\quad} \text{ /lt.} = 10.64$$

d) Llantas: $Ll = \frac{VII}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

$$\text{Vida económica: } Hv = \frac{2800}{103.611.84} \text{ horas}$$

$$Ll = \frac{2800}{\quad} \text{ horas} = \underline{\underline{37.00}}$$

Suma Consumos por Hora \$ 73.74

III. OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

_____:

_____:

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$$H = 8 \text{ horas} \times \frac{0.83}{349.60} \text{ (factor rendimiento)} = \frac{6.64}{\quad} \text{ horas}$$

$$\text{Operación} = O = \frac{S}{H} = \frac{\quad}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{\underline{52.65}}$$

Suma Operación por Hora \$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 616.75

CONSTRUCTORA

Máquina: CAMION

Hoja No: _____

Modelo: FORD

Calculó: C A M

Datos Adic: 6 m³

Revisó: C C H M

OBRA: _____

Fecha: 14-1-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$ 436,430.45

Fecha cotización: 10-1-80

Equipo adicional -

Vida económica (Ve): 5 años

6 llantas 23,363.94

Horas por año (Ha): 2 000 hr/año

1000x20-12 c/cámara

Motores Gasolinade 160 HP.

Valor inicial (Va): 413,056.51

Factor operación: 0.75

Valor rescate (Vr): 0 % = \$

Potencia operación: 120 HP. op.

Tasa interés (i): 18 %

Coefficiente almacenaje (K): 0.01

Prima seguros (s): 2 %

Factor mantenimiento (Q): 0.80

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación :
$$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{413,056.51 - 0}{10,000} = \$ 41.30$$

b) Inversión :
$$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{413,056.51 + 0}{2 \times 2000} \times 0.18 = 18.58$$

c) Seguros :
$$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{413,056.51 + 0}{2 \times 2000} \times 0.02 = 2.06$$

d) Almacenaje :
$$A = KD = \frac{0.01 \times 41.30}{1} = 0.41$$

e) Mantenimiento :
$$M = QD = \frac{0.8 \times 41.30}{1} = 33.04$$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 95.39

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

Diesel: $E = 0.20 \times \text{HP. op.} \times \$ \text{ /lt.} = \$$

Gasolina: $E = 0.24 \times \underline{120} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{2.80} \text{ /lt.} = \$ 80.64$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \frac{6.6}{\text{litros}}$

Cambios aceite: $t = \frac{100}{\text{horas}}$

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{120} \text{ HP. op.} = \frac{0.48}{\text{lt/hr.}}$

$L = \frac{0.48}{\text{lt/hr}} \times \$ \underline{14} \text{ /lt.} = 6.72$

d) Llantas: $Ll = \frac{VII}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

Vida económica: $Hv = \frac{1,600}{\text{horas}}$

$Ll = \frac{23,363.94}{1,600 \text{ horas}} = \underline{14.60}$

Suma Consumos por Hora

\$ 101.96

III. OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

_____:

_____:

Sal/turno-prom: \$ 298.77

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times \underline{0.83} \text{ (factor rendimiento)} = \underline{6.64} \text{ horas}$

Operación = $O = \frac{S}{H} = \frac{298.77}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{45.00}$

Suma Operación por Hora

\$ 45.00

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M.D)

\$ 242.35

Problema

Se requiere cargar 1 000,000 m³ de roca para la construcción de una cortina. El material es producto dinamitado bien fragmentado en pilas mayores de 3 m. hechas por un tractor y se cargarán a camiones de 35 ton. de capacidad.

Equipo disponible:

Cargador 6 yd³ cat 988 costo - horario \$ 1,992.13

Cargador 10 yd³ Terex 72-81 costo-horario \$ 2,160.00

Tractor D8K Cat costo-horario \$ 1,104.86

Tiempo de realización 15 meses

Solución:

Tiempo disponible $25 \times 15 \times 3 \times 8 = 9\,000$ horas

Producción requerida $\frac{1\,000,000}{9,000} = 111 \text{ m}^3/\text{hora}$

Cargador 10 yd³ (7.64 m³)

Factor de carga 0.75

Volumen por ciclo $0.75 (7.64) = 5.73 \text{ m}^3$

Tiempo del ciclo básico = 25 seg

Tiempo por material = + 2.4 seg

Tiempo por apilado = - 2.4 seg

Posesión del equipo = 0 seg

ciclo = 25 seg = 0.42 min.

09

$$\text{Número de ciclos por hora} = \frac{50 \text{ min}}{0.42 \text{ min}} = 119 \text{ ciclos/hora}$$

$$\text{Producción teórica} = 119 \times 5.73 = 682 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Producción real} = 143.2 \text{ m}^3/\text{hora}$$

Factor utilización 21%

$$\text{Costo} = \frac{2,160.00}{143.2} = 15.08/\text{m}^3$$

$$\text{Cargador } 6 \text{ yd}^3 (4.58 \text{ m}^3)$$

Factor de carga 0.75

$$\text{Volumen por ciclo } 0.75 (4.58) = 3.44 \text{ m}^3$$

Tiempo del ciclo = 0.42 min.

$$\text{Número de ciclos por hora} = \frac{50}{0.42} = 119 \text{ ciclos/hora}$$

$$\text{Producción teórica } 119 \times 3.44 = 409 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Producción real} = 112.5 \text{ m}^3/\text{hora}$$

Factor utilización 27 %

$$\text{costo} = \frac{1,992.13}{112.5} = \$ 17.70/\text{m}^3$$

CONSTRUCTORA

Máquina: CARGADOR

Hoja No: _____

Modelo: 988 B

Calculó: CAM

Datos Adic: 6 yd³

Revisó: C CH M

OBRA: _____

Fecha: 17-1-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$9' 508,186.6

Fecha cotización: 10-1-80

Equipo adicional - 512 442.74

Vida económica (Ve): _____ años

Horas por año (Ha): 2000 hr/año

Motores Diesel de 375 HP.

Valor inicial (Va): 8' 995,743.90

Factor operación: 70

Valor rescate (Vr): 20% = \$1' 799,148.80

Potencia operación: 262.5 HP. cp.

Tasa interés (i): 18%

Coefficiente almacenaje (K): 0.01

Prima seguros (s): 2%

Factor mantenimiento (Q): 0.90

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación : $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{8' 995,743.90 - 1' 799,148.80}{12\ 000} = 599.72$

b) Inversión : $I = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} \cdot i = \frac{8' 995,743.90 + 1' 799,148.80}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 485.72$

c) Seguros : $S = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} \cdot s = \frac{8' 995,743.90 + 1' 799,148.80}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 53.97$

d) Almacenaje : $A = KD = 0.01 \times 599.72 = 6.00$

e) Mantenimiento : $M = QD = 0.90 \times 599.72 = 539.75$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 1 685.21

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

Diesel: $E = 0.20 \times \underline{262.5} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{1.00} / \text{lt.} = \$ 52.50$

Gasolina: $E = 0.24 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{lt.} =$

b) Otras fuentes de energía: $\underline{\hspace{5cm}} =$

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \frac{42}{100}$ litros

Cambios aceite: $t = \underline{\hspace{2cm}}$ horas

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{262.5} \text{ HP. op.} = \frac{1.34}{\hspace{1cm}}$ lt/hr.

$L = \frac{1.34}{\hspace{1cm}} \text{ lt/hr} \times \$ \underline{14} / \text{lt.} = 18.76$

d) Llantas: $Ll = \frac{VII}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

Vida económica: $Hv = \frac{2800}{512.442.74}$ horas

$Ll = \frac{\hspace{2cm}}{2800 \text{ horas}} = \underline{\underline{183.01}}$

Suma Consumos por Hora

\$ 254.

III. OPERACION.

Salario base: \$

Salario real -
operador:

 :

 :

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times \underline{0.83} \text{ (factor rendimiento)} = \underline{6.64} \text{ horas}$

Operación = $0 = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{\underline{52.65}}$

Suma Operación por Hora

\$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 1,992.13

CONSTRUCTORA	Máquina: <u>TRACTOR</u>	Hoja No: _____
_____	Modelo: <u>D 8</u>	Calculó: <u>C A M</u>
_____	Datos Adic: _____	Revisó: <u>C C H M</u>
OBRA: _____		Fecha: <u>17-1-80</u>

DATOS GENERALES

Precio adquisición:	<u>\$4'624,070.88</u>	Fecha cotización:	<u>10-1-80</u>
Equipo adicional - cuchilla angulable	<u>477,562.80</u>	Vida económica (Ve):	_____ años
_____	_____	Horas por año (Ha):	<u>2000</u> hr/año
Valor inicial (Va):	<u>5'101,633.68</u>	Motores Diesel de	<u>300</u> HP.
Valor rescate (Vr): <u>20</u> % =	<u>\$1'020,326.74</u>	Factor operación:	<u>0.75</u>
Tasa interés (i): <u>18</u> %		Potencia operación:	<u>225</u> HP. op.
Prima seguros (s): <u>2</u> %		Coefficiente almacenaje (K):	<u>0.01</u>
		Factor mantenimiento (Q):	<u>1.0</u>

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación : $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{5'101,633.68 - 1'020,326.74}{12000} = \$ 340.11$

b) Inversión : $I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{5'101,633.68 + 1'020,326.74}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 275.49$

c) Seguros : $S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{5'101,633.68 + 1'020,326.74}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 30.61$

d) Almacenaje : $A = KD = \frac{0.01 \times 340.11}{1} = 3.40$

e) Mantenimiento : $M = QD = \frac{1.0 \times 340.11}{1} = 340.11$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 989.72

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$
 Diesel: $E = 0.20 \times \underline{225} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{1.00} / \text{lt.} = \$ 45.00$
 Gasolina: $E = 0.24 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{lt.} =$

b) Otras fuentes de energía: $\underline{\hspace{5cm}} =$

c) Lubricantes: $L = a P_e$
 Capacidad carter: $C = \underline{33.12} \text{ litros}$
 Cambios aceite: $t = \underline{100} \text{ horas}$
 $a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{225} \text{ HP. op.} = \underline{1.12} \text{ lt/hr.}$
 $L = \underline{1.12} \text{ lt/hr} \times \$ \underline{14} / \text{lt.} = 15.68$

d) Llantas: $Ll = \frac{Vll \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida económica)}}$
 Vida económica: $Hv = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas}$
 $Ll = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas} = \underline{\hspace{2cm}}$

Suma Consumos por Hora \$ 60.68

III. OPERACION.

Salario base: \$
 Salario real -
 operador:
 :
 :

Tiempo-prom: \$ 361.67
 Horas/tiempo-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = \underline{6.64} \text{ horas}$

Operación = $O = \frac{S}{H} = \frac{361.67}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{54.46}$

Suma Operación por Hora \$ 54.46

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 1,104.86



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: RETROEXCAVADORAS

PROFESOR: ING. CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO

JULIO 23 DE 1984
PUEBLA, PUE.

RETROEXCAVADORAS

Introducción

Las retroexcavadoras son equipos que se utilizan en una amplia variedad de trabajos de excavación, donde el material a excavar se encuentra bajo el nivel del piso en el que se apoya la máquina.

Este tipo de excavadoras existe desde hace mucho tiempo (más de 40 años), y se desarrolló a partir de un diseño básico de orugas y operadas con motor de gasolina o diesel.

Originalmente aparecieron en el mercado de maquinaria de construcción operadas por cable y con capacidad de 3/8 a 3/4 yd³. Posteriormente, con el desarrollo del equipo de construcción fueron perdiendo aplicaciones al haber sido desplazadas por equipo operado hidráulico. Recientemente resurgieron con un nuevo diseño, completamente hidráulico y con un mayor poder de excavación dando por resultado una mayor productividad en los trabajos a desarrollar.

Las retroexcavadoras hidráulicas pequeñas, de 3/8, 1/2 y 5/8 yd³ de capacidad, además de trabajar en alcantarillados y líneas de agua como sus antecesoras operadas con cable, hacen obras de excavaciones para cimentaciones y urbanizaciones.

Las retroexcavadoras más grandes de 2 1/2 a 3 yd³ de capacidad, gracias a su alcance, profundidad y productividad se han abierto paso a nuevas aplicaciones en excavaciones en general,

trabajos de cantera y manejo de materiales y han desplazado, - en algunos casos, a los cargadores sobre llantas, palas y dragas, que efectuaban esos trabajos.

Zona de trabajo.

Una retroexcavadora tiene un rango de acción bastante amplio - en el cual se puede mover económica y eficientemente; obtener su carga correctamente, colocar el cucharón para descargar y - finalmente, hacer la descarga.

Zona aproximada de trabajo de una retroexcavadora hidráulica (capacidad de 1 a 3 yd³)

Alcance	10 a 15 m
Profundidad	6 a 10 m
Altura de carga	4 a 7 m

La zona de trabajo se divide en dos áreas:

1.- Area de excavación

El área de excavación esta bajo el piso en el que se apoya la máquina. Está limitada por el alcance de la pluma, brazo de excavación y cucharón. Estas piezas también limitan la máxima profundidad a la cual la máquina puede excavar.

2.- Area de vaciado.

Esta área está sobre el piso y su alcance está definido por la distancia a la que la retroexcavadora puede vaciar su cucharón fuera del área que está excavando, alrededor de sí misma, sin moverse de lugar.

El límite económico de la zona de trabajo se establece mediante

la comparación de algunas alternativas, o con algunas otras máquinas que hagan el mismo trabajo, Por ejemplo, una retroexcavadora tiene características favorables para excavar una zanja, pero su área de vaciado está limitada, Puede moverse utilizando sus medios de tracción y aumentar así su alcance de descarga, dentro de ciertos límites; pero esto reduce su productividad.

Características de operación:

Movilidad.

Depende del tipo de tracción que posea; puede ser montada sobre orugas o montada sobre llantas.

Las retroexcavadoras más comunes son las montadas sobre orugas. Por lo general, las retroexcavadoras montadas sobre neumáticos, por su mayor movilidad, tienen un uso adecuado para excavaciones de alcantarillas y obras auxiliares en caminos y obras de urbanización.

Se utilizan donde es posible mover grandes volúmenes sin necesidad de desplazamientos grandes.

Las demás características de operación y diseño son:

- a) Alcance
- b) Profundidad de excavación
- c) Área de excavación
- d) Altura de descarga
- e) Giro
- f) Capacidad del cucharón

Estas características, se muestran en la gráfica No. 1

Selección del cucharón apropiado.

Existe un amplio diseño de cucharones cuya selección se hace de acuerdo a:

- Tamaño de la retroexcavadora.
- Tipo y peso del material que va a ser excavado.
- Profundidad y ancho de la zanja que se requiera hacer.

Los fabricantes ofrecen equipos opcionales (cuchillas y dientes), según las necesidades del constructor, así como distintos tipos de cucharones, además de los comúnmente empleados.

Aplicaciones:

Dentro de la amplia variedad de aplicaciones de una retroexcavadora, se pueden mencionar:

- 1 Excavación de zanjas para drenaje y agua potable.
- 2 Alcantarillas y cunetas de caminos.
- 3 Excavación y afinamiento de canales.
- 4 Excavación para cimentación de edificios y casas.
- 5 Alimentación de equipos de trituración y cribado.
- 6 Carga a camiones.
- 7 Levantar pavimentos asfálticos deteriorados.
- 8 Limpieza de terrenos.
- 9 Colocación de tuberías de drenaje y agua potable.
- 10 Excavación de precisión.
- 11 Rellenos.
- 12 Desazolve de canales.

Cálculo de la producción

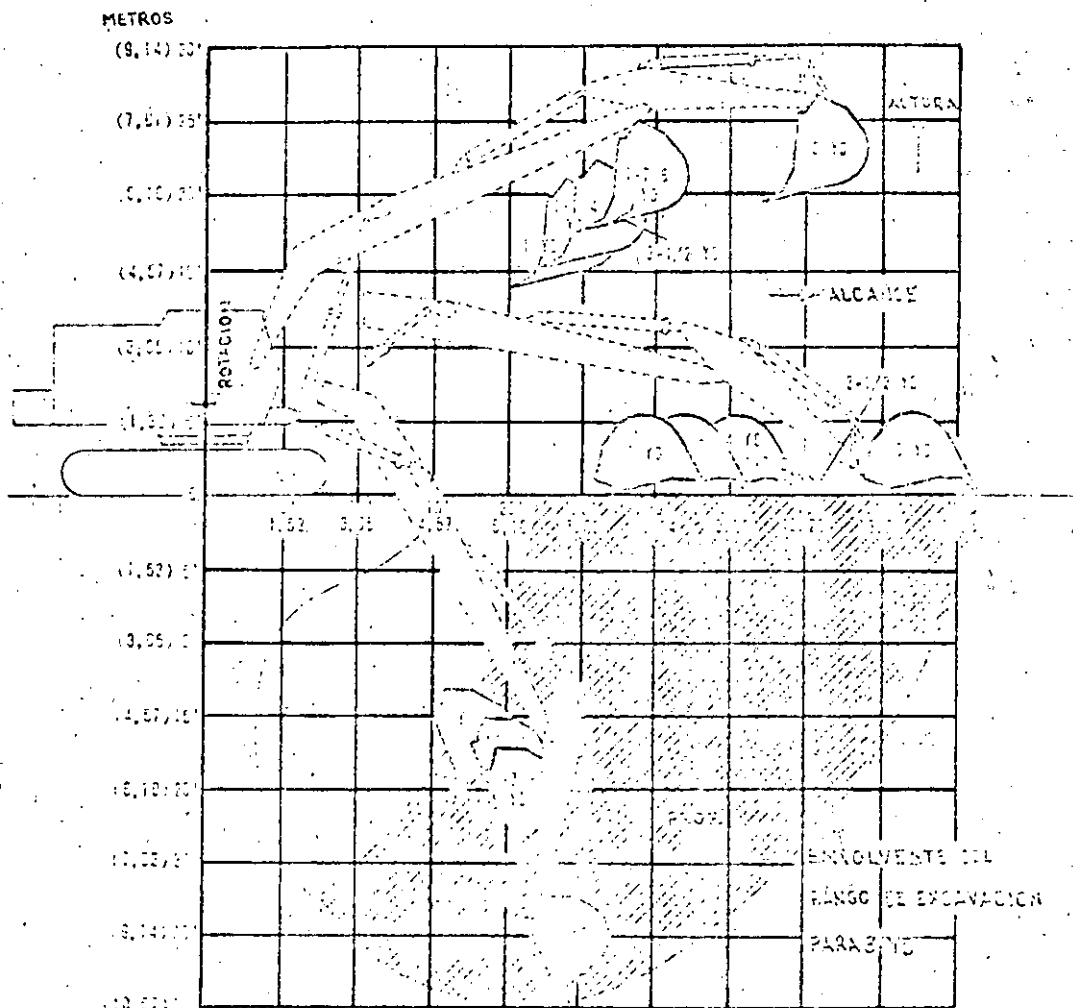
Factores que afectan la producción:

- Tipo de material.
- Peso del material
- Abundamiento del material
- Contenido de humedad
- Facilidad de manejo
- Angulo de reposo

Factores que intervienen en el cálculo de la producción:

- Selección del cucharón
- Rendimiento horario aproximado
- Factor de eficiencia
- Coefficiente por profundidad de corte
- Coefficiente por giro
- Coefficiente por facilidad de carga
- Número de vehículos de acarreo (cuando se esté cargando camiones)

GRAFICA No. 1



3 YD = 2.3 m ³
2-1/2 YD = 1.9 m ³
1-7/8 YD = 1.45 m ³
1-1/4 YD = 950 Liters
1 YD = 750 Liters

TABLA 1

Rendimiento horario aproximado (m³ en banco) en m³/hora.

Capacidad cucharón (yd ³)	m ³	Suelo arcilloso	Roca bien fragmentada
1	0.75	65 - 76	45 - 57
1 1/4	0.95	76 - 100	60 - 76
1 7/8	1.45	110 - 145	80 - 105
2 1/2	1.90	150 - 195	105 - 150
3	2.30	188 - 295	138 - 188

TABLA 2

Factor de eficiencia

	Min/hora	%	Factor
Excelente	55	92	1.1
Medio	50	83	1.0
Malo	45	75	0.9
Muy malo	40	67	0.8

TABLA 3

Carga fácil	0.95
Carga media	0.85
Carga dura	0.70
Carga muy dura	0.55

TABLA 4

Factor por profundidad de corte

Prof. máx. de corte (m)	Factor
1.5	0.97
3.0	1.15
4.5	1.00
6.0	0.95
7.5	0.85
9.0	0.75

TABLA 5

Factor por ángulo de giro

Angulo de giro	Factor
45°	1.05
60°	1.00
75°	0.93
90°	0.86
120°	0.76
180°	0.61

EJEMPLO:

Se requiere una producción mensual de 15,000 m³ en un terreno de suelo arcilloso, difícil de cargar a una profundidad máxima de excavación de 8.00 m con un ángulo de giro de 90°

Determinar qué capacidad debe tener la retroexcavadora apropiada para este trabajo.

Se trabajará 1 turno, con una eficiencia de 50 min/hora

Solución:

$$\begin{aligned} \text{Horas disponibles por mes} &= 25 \text{ días} \times 8 \text{ h/día} \times 0.83 \\ &= 160 \text{ horas} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rendimiento teórico necesario por hora} &= \frac{15,000 \text{ m}^3/\text{mes}}{160 \text{ horas/mes}} \\ &= 93.7 \text{ m}^3/\text{hora} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rendimiento necesario por hora (según tablas)} &= \frac{\text{Rend. teórico necesario por h.}}{\text{Factor de carga} \times \text{Factor de giro} \times \text{factor de prof. de corte}} \\ &= \frac{93.7 \text{ m}^3/\text{hora}}{0.70 \times 0.86 \times 0.80} \\ &= 195.2 \text{ m}^3/\text{hora} \end{aligned}$$

De la tabla 1, se considera apropiado un equipo con cucharón de 2 1/2 a 3 yd³.

Ejemplo:

Calcular el costo por m³ de material excavado y colocado a un lado de una zanja para alojar unas tuberías para drenaje. Se utiliza una retroexcavadora de 1 yd³, la zanja tiene una profundidad máxima de 7.0 m y el giro para descargar es de 90°. La zanja se hará en un suelo arcilloso de muy dura extracción. Se considera una eficiencia de la obra de 0.9
Costo horario de la retroexcavadora de 1 yd³ \$ 611.40

Solución:

De la tabla 1

Rendimiento teórico	= 65 m ³ /hora
Rendimiento real	= Rend. teórico x factor de eficiencia x factor de giro x factor de profundidad de corte x factor de carga
	= 65 m ³ /hora x 0.9 x 0.86 x 0.92 x 0.55
	= 25.5 m ³ /hora
Costo Unitario	= $\frac{\text{Costo horario de la retroexcavadora}}{\text{Rend. real}}$
	= $\frac{\$ 611.40/\text{hora}}{25.5 \text{ m}^3/\text{hora}}$
	= \$ 23.98/m ³

PROBLEMA

Se requiere cargar 2,650,000 m³ de grava-arena para la construcción de una cortina. El material se extrae del cauce del río a una profundidad promedio de 3m y un giro de 90° cargándose a camiones de 6 m³.

Equipo disponible

Retroexcavadora 4 yd ³	Koering 1066	Costo horario	\$ 2,378.47
Retroexcavadora 1 1/2 yd ³	LS-5000	Costo horario	\$ 952.69
Draga 2 1/2 yd ³	LS-408	Costo horario	\$ 1899.14

Tiempo de realización 15 meses

Solución

Tiempo disponible $25 \times 15 \times 3 \times 8 = 9000$ horas
Producción requerida $\frac{2,650,000}{9000} = 294.5$ m³/hora

de la operación de las máquinas se obtuvieron los resultados siguientes:

Koering 1066 = 131 m³/hora
LS-5000 = 84.6 m³/hora
Draga = 50 m³/hora

Costos

$$\text{Retroexcavadora } 4 \text{ yd}^3 \quad \frac{2,378.47}{131} = \$18.15/\text{m}^3$$

$$\text{Retroexcavadora } 1 \text{ } 1/2 \text{ yd}^3 \quad \frac{952.69}{84.6} = \$11.26/\text{m}^3$$

$$\text{Draga } 2 \text{ } 1/2 \text{ yd}^3 \quad \frac{1899.14}{50} = \$37.98/\text{m}^3$$

Como puede observarse el costo más bajo lo da la retroexcavadora de 1 1/2 yd³.

CONSTRUCTORA

Máquina: Retroexcavadora

Hoja No: _____

Modelo: Y-90Calculó: CAMDatos Adic: 1.0 yd3Revisó: CCIM

OBRA: _____

Fecha: 24-I-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$ 2'328,970.80Fecha cotización: 10-I-80

Equipo adicional - _____

Vida económica (Ve): 5 añosHoras por año (Ha): 2000 hr/añoMotores DIESEL de 103 HP.Valor inicial (Va): 2'328,970.80Factor operación: 0.75Valor rescate (Vr): 0 % = \$ _____Potencia operación: 77.25 HP. op.Tasa interés (i): 18 %Coeficiente almacenaje (K): 0.01Prima seguros (s): 2 %Factor mantenimiento (Q): 0.8

I. CARGOS FIJOS.

$$a) \text{ Depreciación: } D = \frac{Va - Vr}{-Ve} = \frac{2'328,970.80 - 0}{10,000} = \$ 232.90$$

$$b) \text{ Inversión: } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{2'328,970.80 + 0}{2 \times 2000} 0.18 = 104.80$$

$$c) \text{ Seguros: } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{2'328,970.80 + 0}{2 \times 2000} 0.02 = 11.64$$

$$d) \text{ Almacenaje: } A = KD = \frac{0.01 \times 232.90}{1} = 2.32$$

$$e) \text{ Mantenimiento: } M = QD = \frac{0.8 \times 232.90}{1} = \underline{\underline{186.32}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 537.98

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$
 Diesel: $E = 0.20 \times \frac{77.25 \text{ HP. op.} \times \$ 1.00}{\text{lt.}} = \$ 15.45$
 Gasolina: $E = 0.24 \times \frac{\text{HP. op.} \times \$ \text{ /lt.}}{\text{lt.}} =$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \frac{11.4}{\text{litros}}$

Cambios aceite: $t = \frac{100}{\text{horas}}$

$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{77.25 \text{ HP. op.}}{\text{lt./hr.}} = \frac{0.38}{\text{lt./hr.}}$

$L = \frac{0.38}{\text{lt./hr.}} \times \$ \frac{14}{\text{lt.}} = 5.32$

d) Llantas: $Ll = \frac{Vl}{Hv}$ (valor llantas)
 (vida económica)

Vida económica: $Hv = \text{_____ horas}$

$Ll = \text{_____ horas}$

$= \underline{\underline{0}}$

Suma Consumos por Hora \$ 20.77

I. OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

_____:

_____:

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = 6.64 \text{ horas}$

Operación = $0 = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{\underline{52.65}}$

Suma Operación por Hora \$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 611.40

CONSTRUCTORA

Máquina: RETROEXCAVADORA

Hoja No: _____

Modelo: GC-120Calculó: CAMDatos Adic: 1.5 YD³Revisó: CCIM

OBRA: _____

Fecha: 24-1-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$3'795,000.00 Fecha cotización: 10-1-80
 Equipo adicional - _____ Vida económica (Ve): 5 años
 _____ Horas por año (Ha): 2,000 hr/año
 _____ Motores PIESCI de 115 HP.
 Valor inicial (Va): 3'795,000.00 Factor operación: 0.75
 Valor rescate (Vr): 0 % = \$ 0 Potencia operación: 86.25 HP. op.
 Tasa interés (i): 18 % Coeficiente almacenaje (K): 0.01
 Prima seguros (s): 2 % Factor mantenimiento (Q): 0.8

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación :
$$D = \frac{Va - Vr}{.Ve} = \frac{3'795,000 - 0}{10,000} = \$ 379.5$$

b) Inversión :
$$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{3'795,000 + 0}{2 \times 2,000} 0.18 = 170.77$$

c) Seguros :
$$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{3'795,000 + 0}{2 \times 2000} 0.02 = 18.97$$

d) Almacenaje :
$$A = KD = \frac{0.01 \times 379.5}{1} = 3.79$$

e) Mantenimiento :
$$M = QD = \frac{0.8 \times 379.5}{1} = \underline{\underline{303.60}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 876.63

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

Diesel: $E = 0.20 \times \frac{86.25}{100} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{\text{lt.}} = \$ 17.25$

Gasolina: $E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ \text{ /lt.} =$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \frac{14.2}{100}$ litros

Cambios aceite: $t =$ horas

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times 86.25 \text{ HP. op.} = \frac{0.44}{\text{lt/hr.}}$

$L = \frac{0.44}{\text{lt/hr.}} \times \$ \frac{14}{\text{lt.}} = 6.16$

d) Llantas: $Ll = \frac{Vll}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

Vida económica: $Hv =$ horas

$Ll =$ horas = 0

Suma Consumos por Hora: \$ 25.41

OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = \underline{6.64} \text{ horas}$

Operación = $O = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{\underline{52.65}}$

Suma Operación por Hora \$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 952.60

CONSTRUCTORA

Máquina: DRAGA

Hoja No:

Modelo: LS-408

Calculó: CAM

Datos Adic: 2.5 YD³

Revisó: CCHM

OBRA:

Fecha: 24-I-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$7'771,608.00

Equipo adicional -

Fecha cotización: 10-I-80

Vida económica (Ve): 5 años

Horas por año (Ha): 2,000 hr/año

Motores DIESEL de 194 HP.

Valor inicial (Va): 7'771,608.00

Factor operación: 0.75

Valor rescate (Vr): 0 % = \$ 0

Potencia operación: 145.5 HP. op.

Tasa interés (i): 18 %

Coefficiente almacenaje (K): 0.01

Prima seguros (s): 2 %

Factor mantenimiento (Q): 0.8

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación :
$$D = \frac{Va - Vr}{-Ve} = \frac{7'771,608 - 0}{10,000} = \$ 777.16$$

b) Inversión :
$$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{7'771,608 + 0}{2 \times 2,000} \times 0.18 = 349.72$$

c) Seguros :
$$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{7'771,608 + 0}{2 \times 2,000} \times 0.02 = 38.86$$

d) Almacenaje :
$$A = KD = \frac{0.01 \times 777.16}{1} = 7.77$$

e) Mantenimiento :
$$M = QD = \frac{0.8 \times 777.16}{1} = 621.72$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 1,795.25

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$

Diesel: $E = 0.20 \times 145.5 \text{ HP. op.} \times \$ 1.00 / \text{lt.} = \$ 29.10$

Gasolina: $E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ \text{ /lt.} =$

b) Otras fuentes de energía: _____ =

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \frac{14.4}{100} \text{ litros}$

Cambios aceite: $t = \text{horas}$

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times 145.5 \text{ HP. op.} = \frac{0.65}{\text{lt/hr.}}$

$L = \frac{0.65}{\text{lt/hr}} \times \$ 14 \text{ /lt.} = 9.10$

d) Llantas: $Ll = \frac{Vll}{Hv}$ (valor llantas)
(vida económica)

Vida económica: $Hv = \text{horas}$

$Ll = \text{horas} = 0$

Suma Consumos por Hora

\$ 38.20

OPERACION.

Salario base: \$ _____

Salario real -
operador: _____

Sal/turno-prom: \$ 436.36

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = 6.64 \text{ horas}$

Operación = $0 = \frac{S}{H} = \frac{436.36}{6.64 \text{ horas}} = \$ 65.71$

Suma Operación por Hora

\$ 65.71

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 1,899.14

CONSTRUCTORA	Máquina: <u>RETRO EXCAVADORA</u>	Hoja No: _____
_____	Modelo: <u>KOERING 1066</u>	Calculó: <u>CAM</u>
_____	Datos Adic: <u>4 Yd3</u>	Revisó: <u>CCHM</u>
OBRA: _____		Fecha: <u>24-I-80</u>

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$ <u>9'600,000.00</u>	Fecha cotización: <u>10-I-80</u>
Equipo adicional - _____	Vida económica (Ve): <u>5</u> años
_____	Horas por año (Ha): <u>2,000</u> hr/año
_____	Motores <u>DIESEL</u> de <u>450</u> HP.
Valor inicial (Va): <u>9'600,000.00</u>	Factor operación: <u>0.75</u>
Valor rescate (Vr): <u>0</u> % = \$ _____	Potencia operación: <u>337.5</u> HP. op.
Tasa interés (i): <u>18</u> %	Coefficiente almacenaje (K): <u>0.01</u>
Prima seguros (s): <u>2</u> %	Factor mantenimiento (Q): <u>0.08</u>

I. CARGOS FIJOS.

a) Depreciación :	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{9'600,000.00}{10,000} = \$ 960.00$
b) Inversión :	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{9'600,000.00}{2 \times 2,000.00} \times 0.18 = 432.00$
c) Seguros :	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{9'600,000.00}{2 \times 2,000} \times 0.02 = 48.00$
d) Almacenaje :	$A = KD = \frac{0.01 \times 960}{1} = 9.60$
e) Mantenimiento :	$M = QD = \frac{0.8 \times 960}{1} = 768.00$
Suma Cargos Fijos por Hora <u>\$2,217.60</u>	

II. CONSUMOS.

a) Combustible: $E = e P_c$
 Diesel: $E = 0.20 \times 337.5 \text{ HP. op.} \times \$ 1.00 / \text{lt.} = \$ 67.50$
 Gasolina: $E = 0.24 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{lt.} =$

b) Otras fuentes de energía: $\underline{\hspace{2cm}} =$

c) Lubricantes: $L = a P_e$

Capacidad carter: $C = \underline{\hspace{2cm}} \text{ litros}$

Cambios aceite: $t = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas}$

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{337.5 \text{ HP. op.}}{\hspace{2cm}} = \frac{1.3}{\hspace{2cm}} \text{ lt/hr.}$

$L = \frac{1.3}{\hspace{2cm}} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14.00}{\text{lt.}} = 18.20$

d) Llantas: $LI = \frac{VII}{H_v} \text{ (valor llantas)}$
 (vida económica)

Vida económica: $H_v = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas}$

$LI = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas} = \underline{\underline{0}}$

Suma Consumos por Hora \$ 85.70

III. OPERACION.

Salario base: \$

Salario real -
operador:

 :

 :

Sal/turno-prom: \$ 499.15

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = \underline{6.64} \text{ horas}$

Operación = $0 = \frac{S}{H} = \frac{499.15}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{\underline{75.17}}$

Suma Operación. por Hora \$ 75.17

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 3378.47



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

TEMA: OTROS EQUIPOS

PROFESOR: CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO

**JULIO 23 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

El Ingeniero Civil al estar ligado en las diferentes esferas del desarrollo de la infraestructura de nuestro país, requiere estar actualizado sus conocimientos, por ello se organizó el presente curso que está dirigido a aquellos que tienen que ver con el movimiento de tierras. En el aspecto de caminos, los primeros se requieren para el paso de la gente y bestias de carga y posteriormente otros tipos ligeros como los carruajes, pero la frecuencia de cargas y el tránsito cada vez mayor, han exigido que se desarrollen nuevas técnicas para un mejor aprovechamiento de los materiales naturales, con objeto de lograr máxima economía en su construcción y tiendan a durar más.

Esto ha traído como resultado entre otros, que el constructor de un proyecto determinado planee, programe, organice, ejecute y controle mejor todos los recursos por aplicar en dicho proyecto. Es por ello que en la ejecución de obras tenemos la necesidad de equipos más potentes y modernos para excavar, transportar, triturar, mezclar, colocar y compactar los materiales ya sea en la construcción de caminos, en pistas de aeropuertos, cañales o cortinas de presas. Esta diversidad de técnicas que intervienen en las construcciones antes mencionadas, traen como consecuencia que el ingeniero se aleje con frecuencia del avance de la técnica y por ello consideramos de gran utilidad cursos como este.

Vamos a hacer una breve descripción de las innovaciones en el equipo de construcción como preámbulo a los temas que se desarrollarán más adelante.

Existen muchos equipos para realizar trabajo, pero posiblemente ninguno tan versátil como el tractor, especialmente el de carriles equipado con su hoja y arado. La hoja o dozer, se encuentra montada en un marco que se acopla al tractor y se controla hoy en día -- por sistemas hidráulicos, a diferencia de los antiguos modelos con -- sistema de cables que, aunque más sencillos en cuanto a su mantenimiento no permitían aplicar mayor fuerza que los primeros. Anteriormente se objetaba el sistema hidráulico debido al alto costo de las reparaciones derivadas de usar mal dicho sistema, aspecto completamente superado en la actualidad.

En cuanto al arado o desgarrador, que se empezó a utilizar -- desde 1930 ha evolucionado rápidamente, ya que desde entonces a la -- fecha ha cambiado su estructura al integrarlo al tractor, además de otros cambios como son: nuevas aleaciones, mayor potencia en los -- tractores, introducción de un mecanismo hidráulico en paralelogramo que permite al arado controlar mejor la fuerza y profundidad de hincado etc.

Las motoescrepas que utilizamos en trabajos de terracerías -- con mediana longitud de acarreo, están formadas fundamentalmente de

dos partes: una que da tracción a la máquina y otra que es en sí la escrepa formada por una caja metálica integrada con piezas diversas para rigidizarla y que puede subir o bajar ya sea hidráulicamente, por cables o bien por electricidad. Durante mucho tiempo se utilizó la motoescrepa con mecanismo de cables y se consideró de mayor eficiencia en vista de que los sistemas hidráulicos no estaban bien desarrollados. Hay que recordar que el sistema hidráulico trabaja con elevadas presiones, lo que puede provocar algunos problemas, pero como ya se mencionó para los tractores, existen actualmente motoescrepas perfectamente desarrolladas con mecanismo hidráulico. También se emplean los sistemas eléctricos a base de motores independientes, solo que el polvo origina grandes fallas a pesar de las protecciones que se le den, además de que el manejo del sistema en sí, es complicado.

Una evolución más en las motoescrepas es su tamaño, ya que las podemos ver desde 8 m³ hasta 50 m³.

Por otra parte la potencia de tractor ha aumentado, con lo cual, evidentemente se reducen los costos de operación, siempre que el tamaño de la obra permita su uso.

Otra ventaja que se ha originado con los últimos avances, tanto en el tractor como en la escrepa, es la alta velocidad a la cual se pueden desplazar en los caminos, invadiendo así el campo

de las vagonetas. A medida que aumenta la velocidad disminuye el ciclo y por lo tanto la capacidad horaria, es mayor.

La introducción de dos motores permite utilizar las motoescrepas en caminos de fuerte pendiente y disminuyen el tiempo de carga. Hay ocasiones, cuando el material es suave, en que se cargan solas, sin ayuda del tractor empujador.

Existe un nuevo sistema de trabajo, que le ha dado mayor versatilidad a las motoescrepas con dos motores, conocido como Push-Pull el cual elimina el uso del tractor empujador.

En lo referente a cargadores, estos han mejorado tanto sus sistemas como sus capacidades y las restricciones que se tenían respecto a la posibilidad en el tipo de ataque han cambiado a tal grado que tienden a desplazar a las palas aún en el ataque en roca, pues con solo proteger adecuadamente los neumáticos se pueden reducir sus costos de operación. Esto ha dado lugar a que los veamos alimentando trituradoras cuando el banco se encuentra a 150 ó 200 m de distancia, o cargando material en bancos de roca a cielo abierto. Por otra parte su movilidad permite que el rango de aplicaciones se incremente día a día.

Por lo que respecta a las dragas, éstas van siendo desplazadas poco a poco por retroexcavadoras las cuales han venido mejorando en su diseño y capacidad, actualmente las encontramos --

desde $3/8$ hasta $3\ 1/2$ yd³ de capacidad además de haber aumentado su alcance, profundidad y productividad, lo cual nos permite nuevas aplicaciones que sólo eran destinadas a las dragas y palas.

Por lo que se refiere al equipo de compactación tenemos una serie de modificaciones muy amplias como son: mejores sistemas hidráulicos, sensores electrónicos, mayor versatilidad en su uso, etc., que se han traducido en más alta productividad. Así, tenemos que, el equipo pata de cabra que consistía en un rodillo que era jalado por un tractor ha cambiado de tal manera que, ahora es autopropulsado, con cuatro rodillos y una cuchilla que le permite acomodar el material; obteniendo así una versatilidad tal que produce mayores rendimientos.

El rodillo liso vibratorio jalado por tractor ha evolucionado en tal forma que hoy lo tenemos auto propulsado, con mayores rangos de vibración que nos permiten tener menor número de ciclos y de pasadas, pudiéndose aplicar inclusive en la compactación de carpetas asfálticas con magníficos resultados.

El seleccionar correctamente un equipo de trituración es uno de los aspectos que influyen para dar buenos resultados de costo y producción.

Anteriormente se utilizaban equipos de muy poca producción además de un tamaño inadecuado para su transportación a las obras y que requerían mucho tiempo para su instalación. Es por ello, -

que actualmente las plantas móviles nos permiten una más rápida instalación y en consecuencia se reduce el tiempo para iniciar la producción. Las modificaciones a sus mecanismos y tamaños nos permiten poder obtener mejores costos y programas más ambiciosos además de control más adecuado en el tamaño de los agregados obtenidos. Los molinos han sido desplazados por la trituradora de conos que es la máquina idónea para integrar grupos móviles secundarios y terciarios que permiten procesar cualquier tipo de roca.

El mezclar o revolver materiales pétreos, con asfaltos o agua es muy común en la elaboración de mezclas asfálticas o bases hidráulicas respectivamente.

Existen equipos que nos permiten ahorrar horas motoconformadora en el mezclado de bases hidráulicas, al realizar dicha mezcla antes de su colocación obteniendo mayor producción en su tendido y una reducción considerable en el número de pipas y -- motoconformadoras.

Las mezclas asfálticas se realizan en plantas, que pueden ser del tipo continuo o discontinuo. En nuestro país se está incrementando el número de plantas continuas pues el mito que se tenía con relación en su dificultad para calibrarlas va desapareciendo rápidamente al mejorarse sus sistemas de operación, que han cambiado de mecánicos a electrónicos. Así mismo una mejor clasificación de materiales nos permite en las plantas modernas

reducir el recribado y obtener costos horarios más bajos así como mayores producciones.

En lo referente a colocación de material de sello, se tienen actualmente equipos autopropulsados que han permitido aumentar de una manera considerable la producción.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: EQUIPO DE COMPACTACION

PROFESOR: ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

JULIO 25 DE 1984
PUEBLA, PUE.

4. COMPACTACION
EN
EL
CAMPO

Ing. Federico Alcaraz Lozano

COMPACTACION

I. INTRODUCCION

La palabra "compactación" resulta de sustantivar el Adjetivo "compacto" que deriva del latín "compactus", participio pasivo de "compingere" que quiere decir unir, juntar.

Desde tiempos antiguos se ha reconocido la conveniencia de compactar los terraplenes de los caminos. Los métodos primitivos incluían llevar borregos de un lado para otro del terraplén y arrastrar con caballos --- aplanadoras pesadas de madera.

Hasta hace pocos años se podía contar con la compactación hecha por las unidades de transporte y por aplanadoras casuales, junto con los --- asentamientos naturales, para estabilizar los terraplenes, de modo que --- retuvieran su forma y soportaran las cargas que se colocarán sobre ellos.

En los últimos quince años ha habido un gran progreso en la ciencia de la compactación de los suelos. Los estudios de laboratorio han resuelto muchos problemas del comportamiento del suelo, y los fabricantes han diseñado una amplia variedad de equipo para producir el máximo de compactación con el máximo de economía.

La compactación de los suelos debe ajustarse de la forma más adecuada, ya que, a excepción de unas correctas características de drenaje, es el factor que tiene mayor influencia en las condiciones funcionales de cualquier obra civil, como pueden ser terraplenes, sub-bases, bases y --- superficies de rodamiento.

Se desprende de lo anterior, que la vida útil de una obra, en la que interviene la compactación, dependerá en gran parte del grado de compactación especificado, el cual deberá ser estrictamente controlado.

La realización de proyectos cada vez más ambiciosos y de programas --- más agresivos ha originado una intensa y constante evolución del equipo de compactación.

Se ha introducido mejoras, tales como: poderosos sistemas hidráulicos, sensores electrónicos confiables, diseños más funcionales, mayor --- versatilidad en su uso, transmisiones rápidas, potentes motores, --- etc., las cuales se han traducido en una mayor producción de los equipos.

Con el objeto de poder cumplir con plazos cada vez menores en la ejecución de obras cada vez mayores, se ha llegado a la necesidad de utilizar equipos de gran producción.

Los grandes equipos de carga, acarreo y tipo de material, han obligado a los fabricantes de equipo de compactación a diseñar máquinas compactadoras capaces de balancear al tiro con la compactación, para evitar interferencia de actividades y pérdida de tiempo, lo que da por resultado un proyecto antieconómico.

II. COMPACTACION

2.1. DEFINICION

En la terminología de Mecánica de Suelos, la reducción de los vacíos de un suelo recibe varios nombres: Consolidación, Compactación, Densificación, etc., existen ligeras diferencias en el significado de los dos primeros.

Consolidación, se usa para la reducción de vacíos, relativamente lenta, debida a la aplicación de una carga estática, usualmente acompañada de expulsión de agua del suelo, por ejemplo, la reducción de vacíos en el suelo bajo un edificio.

El término compactación se usa para la reducción de vacíos, más o menos rápida, producida por medios mecánicos durante el proceso de construcción. (Fig. 1).

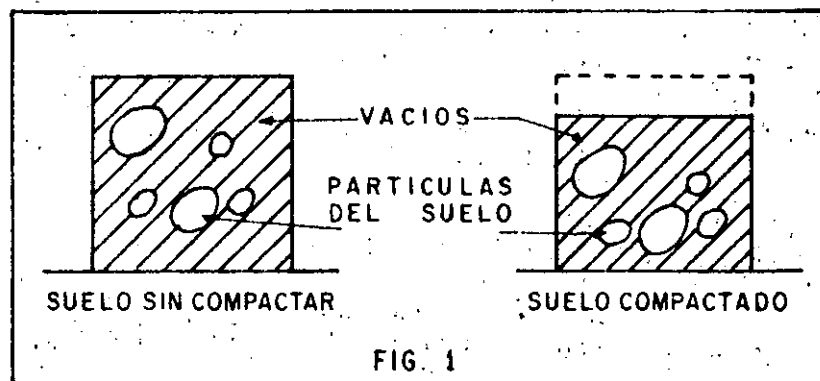


FIG. 1

COMPACTACION

I. INTRODUCCION

La palabra "compactación" resulta de sustantivar el Adjetivo "compacto" que deriva del latín "compactus", participio pasivo de "compingere" que quiere decir unir, juntar.

Desde tiempos antiguos se ha reconocido la conveniencia de compactar los terraplenes de los caminos. Los métodos primitivos incluían llevar borregos de un lado para otro del terraplén y arrastrar con caballos --- aplanadoras pesadas de madera.

Hasta hace pocos años se podía contar con la compactación hecha por las unidades de transporte y por aplanadoras casuales, junto con los --- asentamientos naturales, para estabilizar los terraplenes, de modo que --- retuvieran su forma y soportaran las cargas que se colocaran sobre ellos.

En los últimos quince años ha habido un gran progreso en la ciencia de la compactación de los suelos. Los estudios de laboratorio han resuelto muchos problemas del comportamiento del suelo, y los fabricantes han diseñado una amplia variedad de equipo para producir el máximo de compactación con el máximo de economía.

La compactación de los suelos debe ajustarse de la forma más adecuada, ya que, a excepción de unas correctas características de drenaje, es el factor que tiene mayor influencia en las condiciones funcionales de cualquier obra civil, como pueden ser terraplenes, sub-bases, bases y --- superficies de rodamiento.

Se desprende de lo anterior, que la vida útil de una obra, en la que interviene la compactación, dependerá en gran parte del grado de compactación especificado, el cual deberá ser estrictamente controlado.

La realización de proyectos cada vez más ambiciosos y de programas --- más agresivos ha originado una intensa y constante evolución del equipo de compactación.

Se ha introducido mejoras, tales como: poderosos sistemas hidráulicos, sensores electrónicos confiables, diseños más funcionales, mayor --- versatilidad en su uso, transmisiones rápidas, potentes motores, --- etc., las cuales se han traducido en una mayor producción de los equipos.

Con el objeto de poder cumplir con plazos cada vez menores en la ejecución de obras cada vez mayores, se ha llegado a la necesidad de utilizar equipos de gran producción.

Los grandes equipos de carga, acarreo y tipo de material, han obligado a los fabricantes de equipo de compactación a diseñar máquinas compactadoras capaces de balancear al tiro con la compactación, para evitar interferencia de actividades y pérdida de tiempo, lo que da por resultado un proyecto antieconómico.

II. COMPACTACION

2.1. DEFINICION

En la terminología de Mecánica de Suelos, la reducción de los vacíos de un suelo recibe varios nombres: Consolidación, Compactación, Densificación, etc., existen ligeras diferencias en el significado de los dos primeros.

Consolidación, se usa para la reducción de vacíos, relativamente lenta, debida a la aplicación de una carga estática, usualmente acompañada de expulsión de agua del suelo, por ejemplo, la reducción de vacíos en el suelo bajo un edificio.

El término compactación, se usa para la reducción de vacíos, más o menos rápida, producida por medios mecánicos durante el proceso de construcción. (Fig. 1).

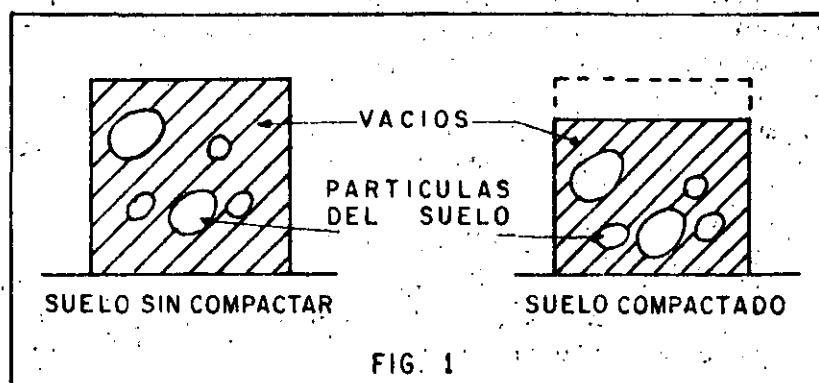


FIG. 1

Al reducirse los vacíos del suelo hay un incremento del peso volumétrico del material, de donde se puede dar la siguiente definición.

Compactación: Es el aumento artificial, por medios mecánicos, del peso volumétrico de un suelo, esto se logra a costa de la reducción de los vacíos del mismo al conseguir un mejor acomodo de las partículas - que los forman mediante la expulsión de aire y/o agua del material.

2.2. PROPOSITO E IMPORTANCIA.

La compactación mejora las características de un suelo en lo que se refiere a:

- a) Resistencia mecánica
- b) Resistencia a los asentamientos bajo cargas futuras
- c) Impermeabilidad

Entre las obras que requieren compactación se pueden señalar como más importantes las carreteras, las aeropistas y las presas de tierra.

Estas estructuras deberán ser capaces de soportar su propio peso y el peso de las cargas super-impuestas, si falla, el costo de la reparación puede ser muy elevado.

Desde el punto de vista del constructor el problema es: obtener la densidad especificada por el diseñador. Obtenida esta densidad se asegura que la resistencia a futuros asentamientos y la impermeabilidad sean las supuestas por el diseñador, sin embargo, la obtención de la densidad de diseño no necesariamente asegura la resistencia mecánica supuesta, ya que ésta depende, en muchos suelos, de la humedad a la cual fue compactado. Es necesario entonces que la compactación -- sea efectuada a la humedad especificada, especialmente para suelos -- cohesivos.

Se hace notar que compactar a mayores grados del especificado no es conveniente, es decir, compactar más, puede resultar perjudicial al proyecto.

La falla de algunas obras han obligado a que las especificaciones de compactación sean cada vez más estrictas: las tolerancias en más o en menos, del grado de compactación especificado, son generalmente fijadas desde el inicio de la obra.

2.3. PRUEBAS DE COMPACTACION

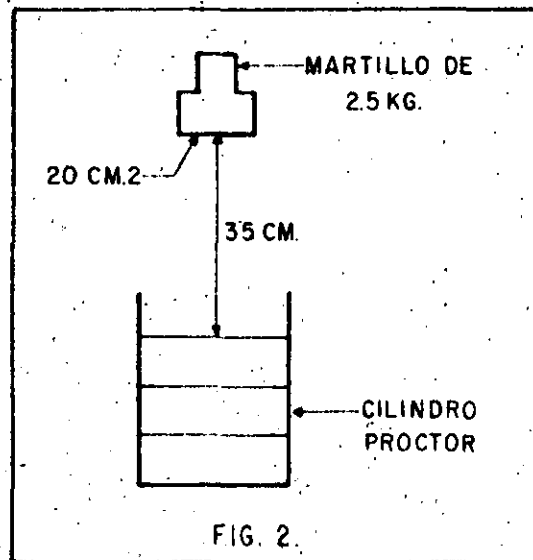
En la construcción de terraplenes sería ideal poder medir la resistencia del suelo para determinar cuando se ha alcanzado la resis -

tencia necesaria, pero el equipo para medir esta resistencia (especialmente a esfuerzos de compactación y cortante) es difícil de manejar, es caro y no es aplicable a todos los suelos, por lo tanto se han preparado las siguientes pruebas de laboratorio.

- A) Proctor
- B) Proctor Modificada
- C) Porter

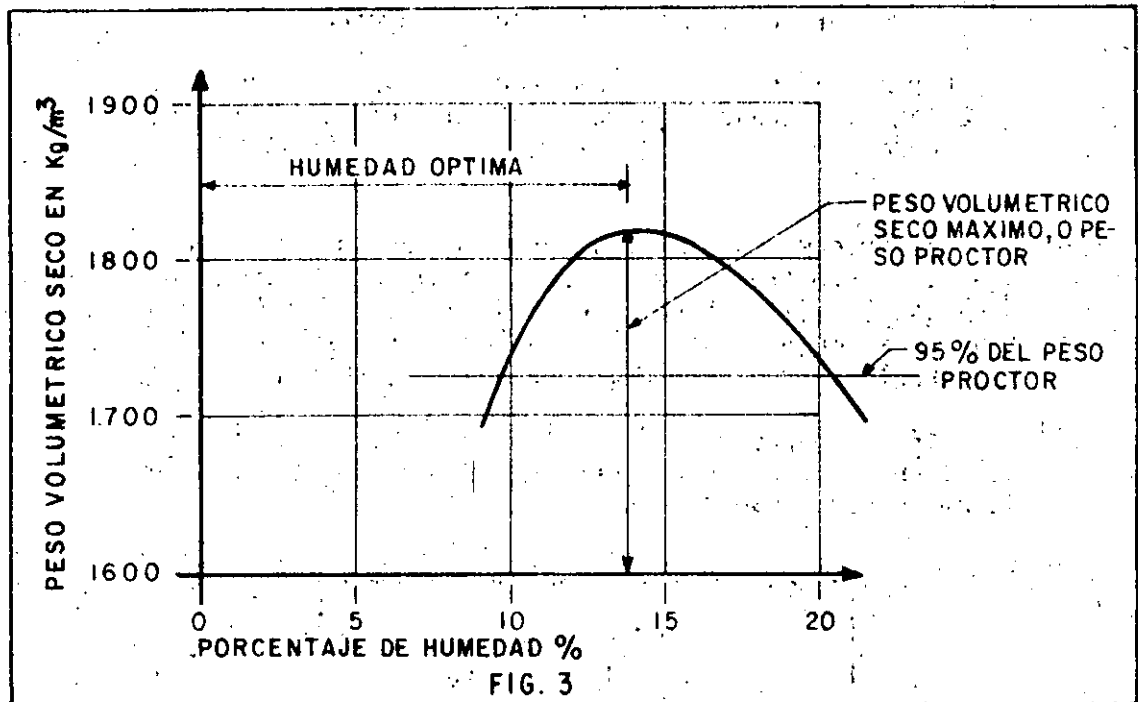
A). Proctor: R.R. Proctor estableció que hay una correspondencia entre el peso volumétrico seco de un suelo compactado y su resistencia. El equipo para hacer pruebas de compactación en la obra es un equipo económico y sencillo. Proctor desarrolló una prueba que consiste en:

- a) Se toma una muestra representativa del suelo a compactar, de humedad conocida.
- b) Se toma un cilindro de 4" de diámetro x 4 1/2" de altura, se llena en tres capas aproximadamente iguales con el material de la prueba.
- c) Cada capa se compacta con 25 golpes de un martillo de 2.5 kg -- con un área de contacto de 20 cm², el que se deja caer de 35 cm de altura (Fig. 2). Todo esto con el objeto de siempre dar al material la misma energía de compactación.



- d) Se pesa el material y como el volumen es conocido se calcula el peso volumétrico húmedo, simplemente dividiendo el peso del material entre su volumen. Como la humedad es conocida, se resta el peso del agua y se obtiene el peso volumétrico seco para esa humedad.
- e) Se repite la prueba varias veces, variando cada vez el grado de humedad, con lo que se obtienen pares de valores Humedad-Peso Volumétrico Seco.

Con estos pares de valores se dibuja la siguiente gráfica (Fig. 3).



Puede observarse que hay un cierto contenido de humedad para el cual el peso volumétrico es máximo, este peso se conoce como: "Peso Volumétrico Seco Máximo" (P.V.S.M.), o peso proctor, y el contenido de humedad como humedad óptima.

El diseñador entonces especifica el porcentaje del peso proctor que debe obtenerse en la construcción del terraplén y la humedad óptima.

Por ejemplo: Si el proyectista especifica 95% Proctor en el caso de la gráfica, tenemos: P.V.S.M. = 1820 kg/m³

$$95\% \text{ de P.V.S.M.} = 0.95 \times 1820 = 1729 \text{ kg/m}^3$$

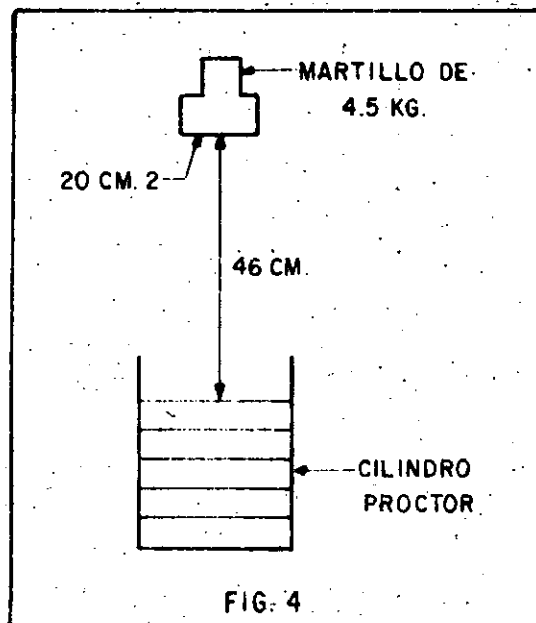
es decir el constructor debe obtener un peso volumétrico seco mínimo de 1729 kg/m^3 en ese material.

La razón de la existencia de un peso volumétrico máximo es que a todos los suelos, al incrementarse su humedad, se les proporciona un medio lubricante entre sus partículas que permite un cierto acomodo de estas cuando se sujetan a un cierto trabajo de compactación. Si se sigue aumentando la humedad, con el mismo trabajo de compactación, se llega a obtener un mejor acomodo de sus partículas y en consecuencia un mayor peso volumétrico, si se aumenta más la humedad todavía, el agua empieza a ocupar el espacio que deberían ocupar las partículas del suelo y por lo tanto comienza a bajar el peso volumétrico del material, para el mismo trabajo de compactación.

Por lo tanto, si se aumenta o disminuye la humedad será necesario aumentar el trabajo del equipo de compactación, lo que, en general, no es económico.

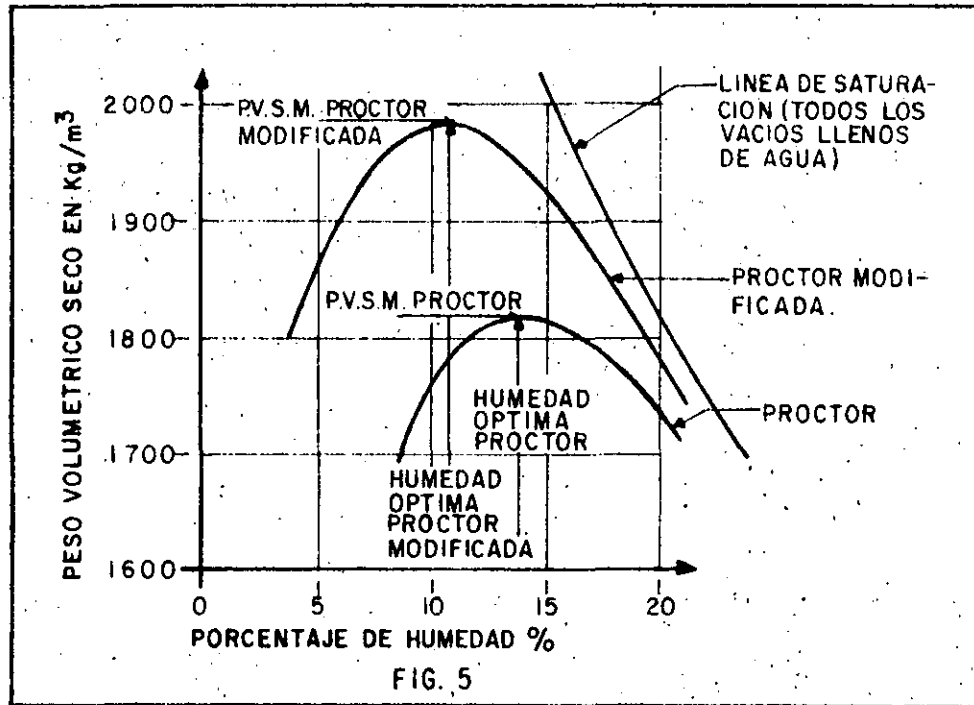
B) Proctor Modificada: Conforme fueron aumentando las cargas sobre las terracerías por el uso de camiones y aeroplanos cada vez más pesados, se vió la necesidad de desarrollar mayores densidades y resistencias en muchos materiales usando mayor trabajo de compactación. Por esta razón se desarrolló la prueba Proctor modificada.

Para esta prueba se usa el mismo proctor, pero el material se compacta en 5 capas con un martillo de 4.5 kg y cayendo de una altura de 46 cm, dando 25 golpes por capa (Fig. 4).



En todos los aspectos las dos pruebas son semejantes, únicamente el trabajo de compactación se ha incrementado aproximadamente 4.5 veces.

La gráfica siguiente es un ejemplo de la prueba proctor y la prueba proctor modificada efectuadas en el mismo material (Fig. 5).



Obsérvese en esta gráfica que aunque el trabajo de compactación se ha incrementado 4.5 veces, la densidad solamente se incrementó 9%, y que la humedad óptima disminuyó 3%. Esto último es invariablemente cierto.

C). Porter: Tanto la prueba Proctor como la Proctor modificada han dado muy buen resultado en suelos cuyos tamaños máximos son de 10 mm (3/8"), en suelos con partículas mayores el golpe del martillo no resulta uniforme y por lo tanto la prueba puede variar de resultados en un mismo material.

Para evitar esta dificultad se ideó la prueba Porter, que consiste en lo siguiente:

- a) Se toma una muestra del material a probar y se seca
- b) Se pasa por la malla de 25 mm (1") y se determina el porcentaje, en peso, retenido en la malla, si el porcentaje es menor del 15%, se usará para la prueba el material que pasó la malla. Si el porcentaje retenido es mayor del 15% se prepara, del material original, una muestra que pasó la malla de 1" y que sea retenida en la malla No. 4, de esta muestra se pesa un tanto igual al peso del retenido, el que se agrega al material que pasó la malla de 1", con este nuevo material se procede a la prueba.
- c) A 4 kg de la muestra así preparada se le incorpora una cantidad de agua conocida; y se homogeniza con el material.
- d) Con este material se llena, en tres capas, un molde metálico de 6" de diámetro por 8" de altura con el fondo perforado. Cada capa se pica 25 veces con una varilla de 5/8" (1.9 cm) de diámetro por 30 cm de longitud con punta de bala.
- e) Sobre la última capa se coloca una placa circular ligeramente menor que el diámetro interior del cilindro, y se mete el molde en una prensa de 30 Ton.
- f) Se aplica la carga gradualmente de tal manera que en cinco minutos se alcance una presión de 140.6 kg/cm², la cual debe mantenerse durante un minuto, e inmediatamente se descarga en forma gradual durante un minuto.

Si al llegar a la carga máxima no se humedece la base del molde, la humedad ensayada es inferior a la óptima.

- g) Se prosigue por tanteos hasta que la base del molde se humedezca al alcanzar la carga máxima. La humedad de esta prueba es la humedad óptima. Se determina entonces el peso volumétrico seco de la muestra dentro del cilindro, a este peso se le conoce como el "Peso Volumétrico Seco Máximo Porter", y que será el peso comparativo para el trabajo de campo.

Por ejemplo: si en la prueba Porter obtuvimos un "Peso Volumétrico Seco Máximo" de 2,000 kg/m³, y el diseñador ha pedido el 95% Porter, en la obra tendremos que alcanzar un peso volumétrico seco de: $0.95 \times 2,000 = 1,900 \text{ kg/m}^3$.

2.4. METODOS DE CONTROL

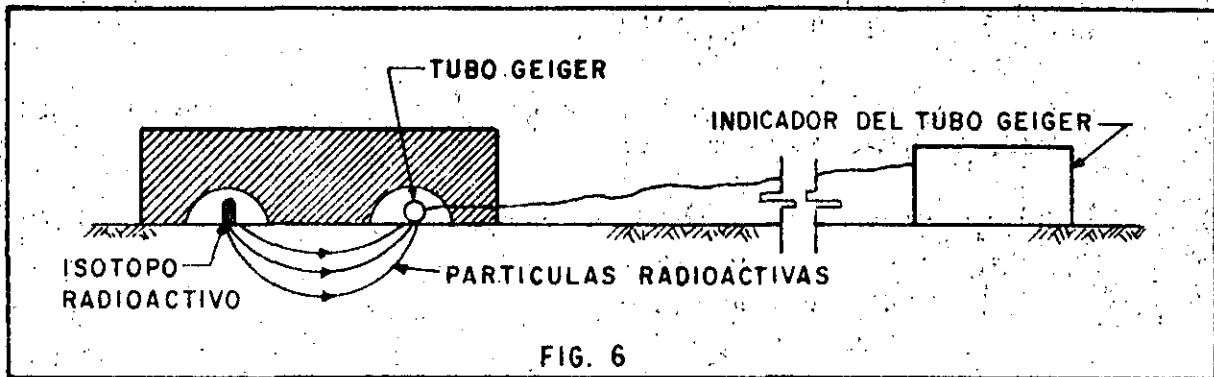
Para medir en la obra si se ha alcanzado el peso volumétrico especificado hay varios métodos:

- A) Medida física de peso y volumen
- B) Mediciones nucleares
- C) Otros

A) Medida Física de Peso y Volumen: En cualquiera de los métodos existentes el principal problema radica en la determinación de la humedad para poder calcular el peso volumétrico seco en función del peso volumétrico húmedo que es el que se obtiene en las pruebas de campo. Normalmente se calienta una parte del material hasta secarlo y por diferencia se obtiene la humedad; pero este método es lento y peligroso porque en algunos suelos se altera el peso con el calentamiento, debido a la evaporación de partes orgánicas principalmente. Nunca debe llegarse a la calcinación que también puede alterar el peso. Este método consiste en:

- a) Se excava un agujero de 10 a 15 cm de diámetro, o un cuadrado de 15 cm por lado, a la misma profundidad de la capa por probar.
- b) El material excavado es cuidadosamente recogido y pesado. Se seca para determinar la humedad y el peso volumétrico seco.
- c) El volumen del agujero es medido. El método usado generalmente es llenándolo con una arena de peso volumétrico constante.
- d) Conocidos el peso seco de la muestra y el volumen del agujero, se calcula el peso volumétrico seco de la muestra, que debe ser igual o mayor que el peso volumétrico seco especificado.

B) Prueba de medición Nuclear: Para evitar el tiempo y costo -- que significa la prueba anterior se han ideado varios métodos, uno de ellos es el Método Nuclear, que consiste en un bloque de plomo que contiene un isótopo y un tubo Geiger (Fig. 6).

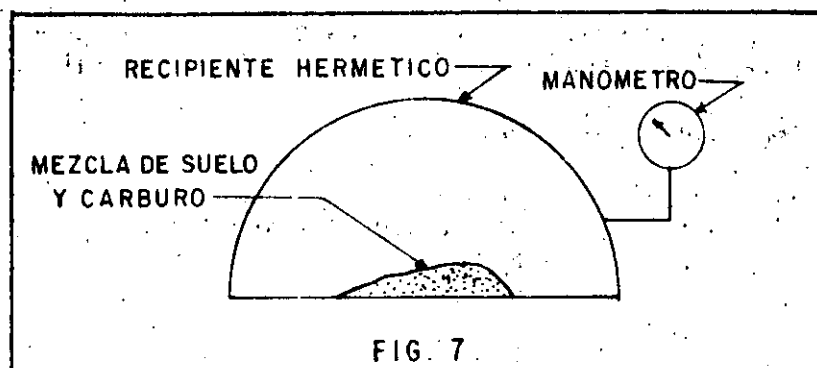


El bloque de plomo se coloca sobre la capa a probar, el número de partículas que llegan al tubo Geiger está en función de la masa del material que tienen que atravesar, es decir, es función del peso volumétrico, entonces la medida del indicador debe compararse con otra medida hecha en una capa que tenga el peso volumétrico especificado.

Estos aparatos necesitan frecuentemente calibración, no siempre hay una indicación clara cuando el aparato no funciona bien y su exactitud varía con el tipo de suelo.

Estas desventajas, sin embargo son despreciables por los constructores en grandes trabajos de terracerías, pues el aparato le permite asegurar que una cierta capa ha sido compactada, con un alto grado de confiabilidad, prosiguiendo el trabajo de inmediato con la siguiente capa.

C) Otros: Como el problema principal es la determinación de la humedad se han desarrollado últimamente algunos métodos entre los que destaca principalmente el denominado "Speedy" (Fig. 7), que consiste en colocar un peso conocido de suelo mezclado con carburo de calcio dentro de un recipiente hermético provisto de un manómetro. El carburo reacciona con la humedad del suelo, produciendo gas acetileno y por lo tanto una presión que es registrada en el manómetro el que se puede inclusive graduar en gramos de agua, determinándose rápidamente de esta manera el porcentaje de humedad, y así poder calcular su peso volumétrico seco.



III. TRABAJO DEL EQUIPO DE COMPACTACION

Para comprender mejor la transmisión de los esfuerzos de compresión en un suelo, consideremos una placa rígida, circular, de área "A", colocada sobre un suelo, a la que se aplica una carga "L", dando una presión de contacto "p" (Fig. 9).

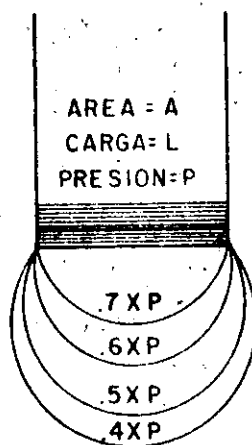


FIG. 8

En el suelo se desarrollan presiones, si unimos los puntos de --
igual presión, obtendremos suficientes llamadas bulbos de presión.

Obsérvese lo siguiente:

- a) Si aumenta el tamaño de la placa pero la presión permanece --
constante, incrementando la carga: la profundidad del bulbo --
de presión aumenta (Fig. 9).

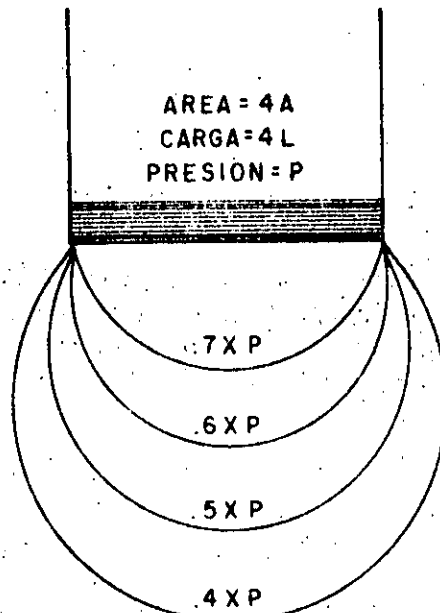


FIG. 9

- b) Si aumenta la presión, y el área permanece constante (Fig.10)
la profundidad del bulbo no aumenta significativamente, pero
la presión, y por lo tanto la energía de compactación, si au-
menta.

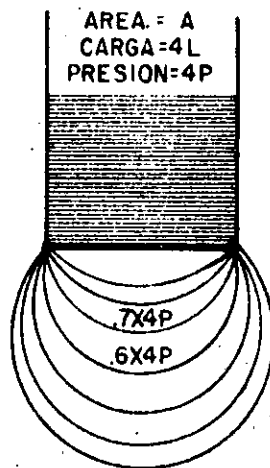


FIG. 10

Si consideramos un cierto equipo de compactación, trabajando capas de un determinado espesor:

de (a) y (b) se deduce que es necesario controlar el espesor de las capas para tener suficiente presión en el suelo para obtener la compactación deseada.

De (b) se deduce que no podemos aumentar significativamente el espesor de la capa de compactación simplemente lastrando excesivamente el equipo.

De (a) se deduce que para aumentar el espesor de la capa, debemos cambiar el equipo por otro que tenga mayor superficie de contacto, aunque la presión permanezca constante.

La teoría de los bulbos de presión fue desarrollada por Boussinesq para un medio elástico. Para fines prácticos todos los suelos son - - elásticos y la teoría es razonablemente cierta aún para suelos granulares.

Los esfuerzos mecánicos empleados en la compactación, son una combinación de uno o más de los siguientes efectos:

- 3.1) PRESION ESTATICA: La aplicación de una fuerza por unidad de área.
- 3.2) IMPACTO: Golpeo con una carga de corta duración, alta amplitud y baja frecuencia.
- 3.3) VIBRACION: Golpeo con una carga de corta duración, alta frecuencia, baja amplitud.
- 3.4) AMASAMIENTO: Acción de amasado, reorientación de partículas próximas, causando una reducción de vacíos.
- 3.5) CON AYUDA DE ENZIMAS:

3.1. COMPACTACION POR PRESION ESTATICA.

Este principio se basa en la aplicación de pesos más o menos - - grandes sobre la superficie del suelo.

La acción de este principio de compactación es de arriba hacia - abajo, es decir, las capas superiores alcanzan primero mayores densidades que las de abajo.

Este principio de compactación tiene dos inconvenientes en la obtención de una rápida densificación:

A) Su Acción de Arriba hacia Abajo: El inconveniente de que la parte superior se compacte primero que la de abajo, es que el esfuerzo compactivo debe atravesar la parte ya compactada, para poder compactar la inferior. Se consume por lo tanto mayor energía de compactación.

También suele suceder que las características granulométricas -- del material varíen, debido a la sobrecompactación de la porción superior de la capa; dicha sobrecompactación o exceso de energía compactiva produce una fragmentación de partículas.

B) Fomentar la resistencia de la fricción interna del material, durante la compactación: definiendo como fricción interna a la resistencia de las partículas de un suelo para deslizarse dentro de la masa del mismo, se puede juzgar este segundo inconveniente.

Si llamamos (F) a la fuerza aplicada por el compactador y (n) al coeficiente de fricción interna del material, se puede deducir la reacción (R) de las partículas para deslizarse dentro de la masa de suelo.

$$R = nF$$

A mayor fuerza aplicada mayor la reacción de la fricción interna del material, aquí es donde el papel que juega el agua resulta muy importante, ya que, tendrá efectos lubricantes entre las partículas reduciendo (n) y por consecuencia a (R).

3.2. COMPACTACION POR IMPACTO

La compactación por medio de impacto se logra aplicando repetidamente una fuerza sobre el suelo, con alta amplitud y baja frecuencia.

Cuando la unidad compactadora tiene una frecuencia baja y una amplitud grande, la unidad cae dentro de este tipo de compactación.

3.3. COMPACTACION POR VIBRACION

Este principio de compactación es el que últimamente ha tenido mayor desarrollo y prácticamente ha invadido todos los materiales por compactar.

En la mayoría de los tipos de material, la compactación dinámica o vibratoria, supera en eficiencia a los compactadores estáticos.

Como en la compactación por presión estática, en este tipo de compactación también se aplica una cierta presión, pero al mismo tiempo se somete al material a rápidas y fuertes vibraciones, entre 700 y 4,000, dependiendo del compactador.

Debido a las vibraciones producidas por el equipo sobre el material, la fricción interna de éste, desaparece momentáneamente, propiciando el acomodo de las partículas.

Esto se puede demostrar mediante el experimento de girar un palote de álabes dentro de un recipiente que contenga arena o grava, primero en estado estático y luego colocando el recipiente sobre una placa vibratoria. (Fig. 10 A).

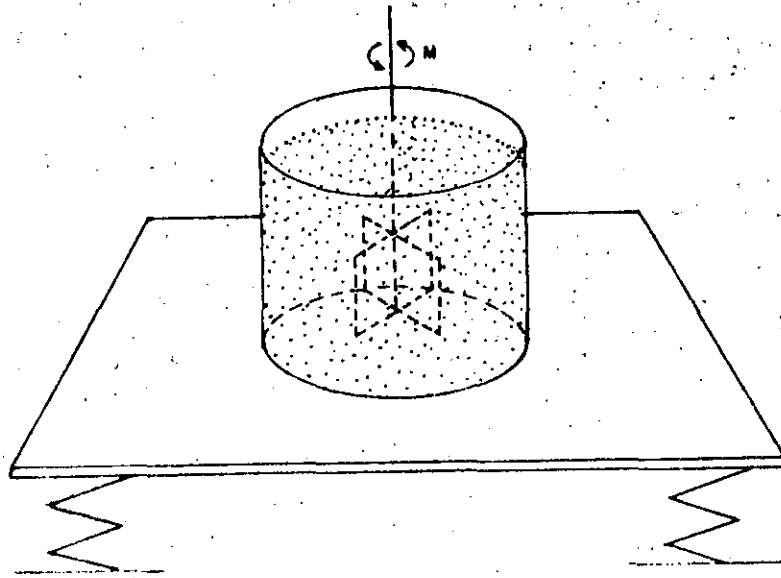


FIG. 10-A DISPOSITIVO PARA MEDIR EL MOMENTO DE RESISTENCIA

La vibración multiplica la movilidad interna del material en forma contundente; en suelos de granulometría gruesa la movilidad dinámica es de 10 a 30 veces mayor que la movilidad estática.

La experiencia sueca nos proporciona la siguiente tabla:

Material	Contenido de agua %	Momento Resistivo (kg-cm)	
		En reposo	Con vibraciones
Grava	0	1700	40
Arena	10	600	45
Limo	12	150	25

La compactación por vibración tiene un efecto de penetración como el sonido, el cual también es dinámico, pero tiene una frecuencia mayor y audible; este tipo de compactación evita los efectos de arco y disminuye la fricción interna del material permitiendo que las fuerzas compactivas trabajen a mayor profundidad y a mayor anchura.

Con este principio de compactación las partículas de material se ven sujetas a presión estática y a impulsos dinámicos de las fuerzas vibratorias, con lo cual se logra una compactación con menor esfuerzo.

La densificación de un material por medio de compactadores vibratorios es de abajo hacia arriba.

VENTAJAS DE LA COMPACTACION POR VIBRACION

- a) Es posible compactar a más altas densidades; facilita la obtención de los últimos porcentos del grado de compactación que son tan difíciles, y a veces imposibles, de obtener con compactadores estáticos.
- b) Permite el uso de compactadores más pequeños
- c) Se puede trabajar sobre capas de mayor espesor
- d) Permite hacer más rápidos por el menor número de pasadas
- e) Por las razones anteriores los costos de compactación resultan menores.

3.4. COMPACTACION POR AMASAMIENTO

Amasar en este caso puede confundirse con exprimir, es decir - el efecto de una pata de cabra al penetrar en un material ejerce presión hacia todos lados, obligando al agua y/o al aire a salir por la superficie.

La compactación por este principio se lleva a cabo de abajo -- hacia arriba; es decir, las capas inferiores se densifican primero y las superiores posteriormente. Por esto se dice que un rodillo pata de cabra emerge o sale cuando el material se encuentra compactado -- debidamente.

Los rodillos pata de cabra se emplean fundamentalmente en materiales cohesivos; en cambio su efectividad es casi nula en materiales granulares.

3.5. COMPACTACION CON AYUDA DE ENZIMAS

Mediante la adición de productos enzimáticos en el agua de compactación, se ha pretendido obtener, en combinación con algún otro -- esfuerzo compactador mecánico, la densificación más rápida de los -- materiales.

Una enzima es: "Cierta substancia química-orgánica que está -- formada por plantas, animales y microorganismos, capaz de incrementar la velocidad de transformación química del medio donde se encuentra, sin que sea consumida por ello en este proceso, llegando a formar -- parte del conjunto".

Según los fabricantes de enzimas para compactación, esta se -- logra mediante una reacción química de ionización de los componentes orgánicos e inorgánicos del terreno, lo que trae por consecuencia -- que las partículas del suelo se agrupen y se transformen en una masa compacta y firme.

Se hace hincapié en que el agregar productos enzimáticos al -- agua de compactación no densificará al material tratado, sino que es necesario aplicar esfuerzo compactivo adicional: es decir, se usará algún equipo compactador y agua con enzimas con lo cual puede reducirse el tiempo de compactación.

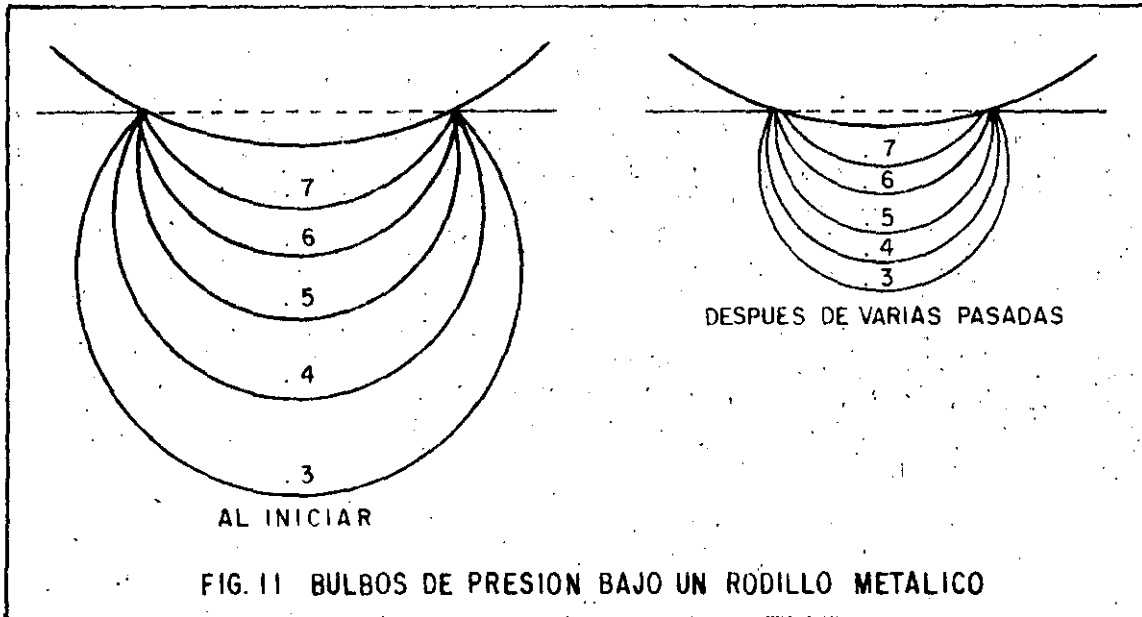
IV. EQUIPO DE COMPACTACION

Hay una gran variedad de equipos de compactación, se describirán sus características básicas:

4.1. RODILLOS METALICOS

Un rodillo metálico utiliza solamente presión con un mínimo de amasamiento en materiales plásticos.

Cuando estos rodillos inician la compactación de una capa el área de contacto es más o menos ancha y se forma un bulbo de presión de una cierta profundidad. Conforme avanza la compactación el ancho del área de contacto se reduce, y por lo tanto también se reduce la profundidad del bulbo de presión y aumentan los esfuerzos de compresión en la cercanía de la superficie (Fig. 11). Estos esfuerzos son con frecuencia suficientes para triturar los agregados en materiales granulares, e invariablemente causan la formación de una costra en la superficie de la capa (encarpetamiento).



Si a esto se agrega la costumbre de hacer riegos adicionales durante la compactación, para compensar la evaporación, en una capa en donde la penetración del agua es difícil por la misma compacidad del material, llegaremos a un estado de estratificación de la humedad, en este momento la formación de la costra es inevitable.

También es costumbre más o menos generalizada, el sobre lasstrar estos equipos cuando no se está obteniendo la compactación, para aumentar la penetración y la profundidad del bulbo de presión, esto generalmente tiene como consecuencia el sobre esforzar la superficie.

Un rodillo metálico, no compacta pequeñas áreas bajas o suaves, debido a que la rigidez de la rueda las puentea, estas áreas suaves se presentan con frecuencia en terracerías debido a la irregularidad de la capa.

Dentro de este grupo se puede hacer la división siguiente:

A) Planchas Tandem.- Son aquellas que tienen dos o tres rodillos metálicos paralelos. Los rodillos son generalmente huecos para ser lastrados con agua y/o arena. Tienen generalmente dos números - por nomenclatura. El primero es el peso de la máquina sin lastre y el segundo es el peso de la máquina lastrada totalmente (Fig. 12).

B) Planchas de Tres Ruedas.- Son quizás de más antiguo diseño; estas planchas tienen dos ruedas traseras paralelas y una rueda de lantera; las ruedas pueden ser huecas para ser lastradas o formadas por placas de acero roladas con atiesadores (Fig. 13).

Las planchas tandem, a pesar de que son generalmente de menor peso que las de tres rodillos, suelen tener mayor compresión por centímetro lineal de generatriz que las de tres rodillos, por tener menor superficie de contacto con el material.

Tanto las planchas tandem como las de tres rodillos, tienen bajas velocidades de operación y poca seguridad al compactar las orillas de terraplenes altos.

Son efectivas en todos los suelos, pero, por los inconvenientes mencionados y su bajo rendimiento hacen que su uso se limite a trabajos pequeños o al armado de una capa al inicio de la compactación.

Resumiendo, puede decirse que estas máquinas por su lentitud y poca profundidad, han perdido terreno en la compactación de grandes movimientos de tierra; también en algunas aplicaciones específicas que tienen estos equipos como la compactación de carpetas asfálticas, van siendo desplazados por otras máquinas compactadoras.

4.2. RODILLOS NEUMATICOS

Los rodillos neumáticos son muy eficientes y a menudo esenciales para la compactación de sub-bases, bases y carpetas, sus bulbos de presión son semejantes a los de los rodillos metálicos, pero el área de contacto permanece constante por lo que no se produce el efecto de reducción del bulbo. Por otra parte, el efecto de puenteo del rodillo metálico, sobre zonas suaves, se elimina con llantas de suspensión independiente.

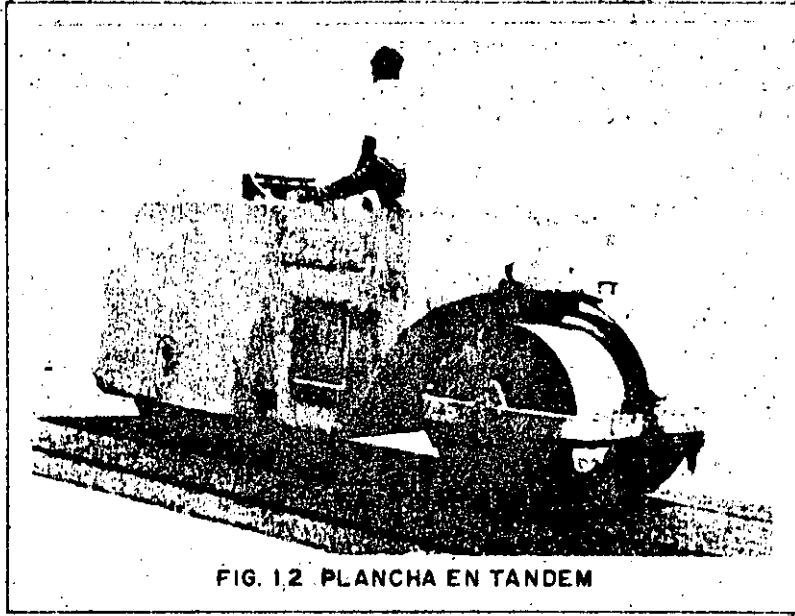


FIG. 12 PLANCHA EN TANDEM

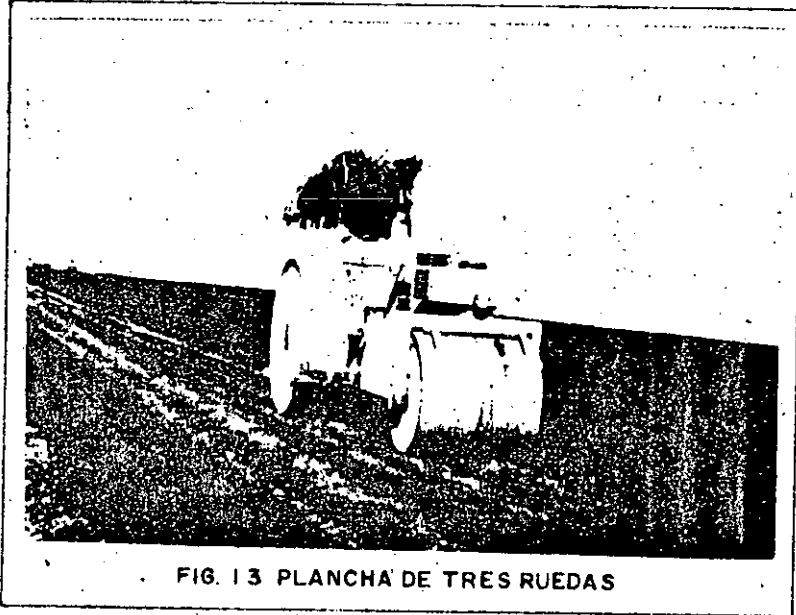


FIG. 13 PLANCHA DE TRES RUEDAS

Estos compactadores pueden ser jalados o autopropulsados.

Se pueden dividir conforme al tamaño de sus llantas en:

- A) De llantas pequeñas
- B) De llantas grandes

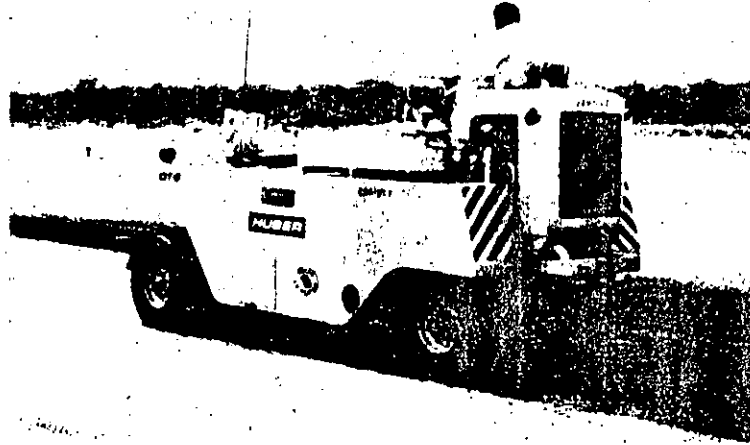


FIG. 14

A) DE LLANTAS PEQUEÑAS.- Generalmente tienen dos ejes en tandem y el número de llantas puede variar entre 7 y 13. El arreglo de las llantas es tal que las traseras traslapan con las delanteras - - (Fig. 14 A).

Algunos de estos compactadores tienen montadas sus ruedas en forma tal que oscilan o "bailan" al rodar, lo que aumenta su efecto de amasamiento.

Estos compactadores proporcionan una presión de contacto semejante a la proporcionada por equipos de mayor peso y llantas grandes, tienen mayor maniobrabilidad, no empujan mucho material adelante de ellos, tienen poca profundidad de acción y poca flotación en materiales sueltos. Tienen una buena acción de secado y cierran la textura del material de la capa.

B) DE LLANTAS GRANDES.- Son generalmente arrastrados por tractor y pesan de 15 a 50 Ton. Tienen 4 ó 6 llantas en un mismo eje, -

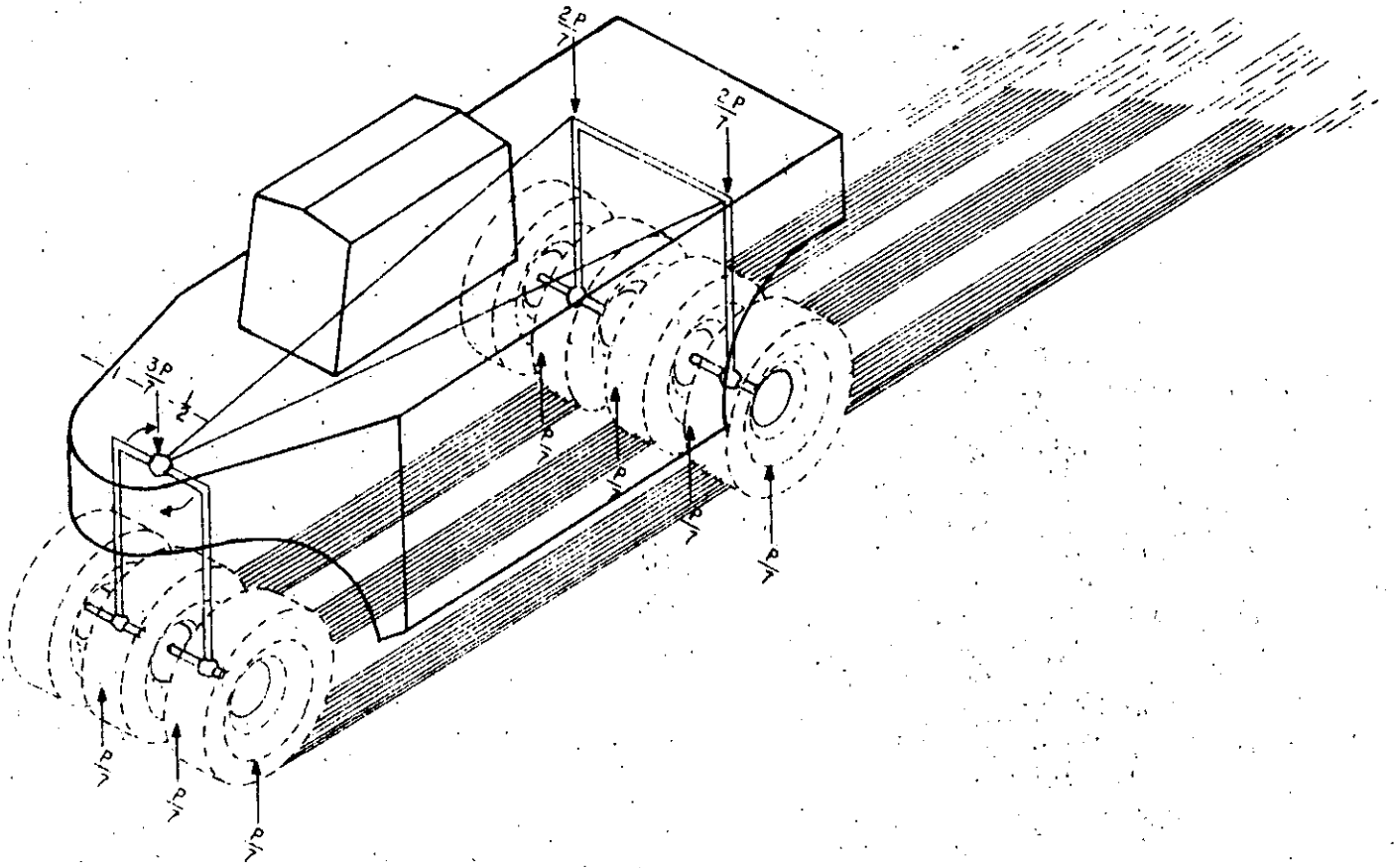


Fig. 14-A

además son difíciles de maniobrar y de transportar, por lo que están siendo desplazados por otros equipos más ligeros y versátiles.

Los factores más importantes que intervienen en este tipo de compactadores son:

a) Peso total.- Dependiendo del número total de llantas y del sistema de suspensión del compactador se puede conocer el peso o fuerza aplicada por llanta. A mayor peso total, mayor carga por llanta, en caso de tratarse de una suspensión isostática.

b) La presión de inflado es importante, pero está ligada íntimamente a la carga de la llanta. Si "W" es el peso del compactador, y "p" es la presión de contacto (Fig. 15):

Podemos observar que si aumentamos el peso sin aumentar la presión (Fig. 16), aumentamos la profundidad del bulbo, pero no aumentamos la presión, esto nos permitiría trabajar capas relativamente mayores, pero el aumento de eficiencia es casi nulo, y las llantas durarán menos pues estamos aumentando el trabajo de deformación de la llanta.

Si aumentamos la presión sin aumentar la carga (Fig. 17) disminuimos la profundidad del bulbo de presión, y podemos llegar a encarpetar la capa. Esto puede ser eficiente si la capa es delgada como suele serlo en bases y sub-bases y carpetas.

Si aumentamos el peso y la presión (Fig. 18), estamos aumentando la presión efectiva sobre la capa y por lo tanto el trabajo de compactación sobre la capa, sin embargo esto nos puede disminuir la vida útil de las llantas y del equipo, y aumentará la tendencia al rebote.

En el concepto moderno de un compactador neumático la carga sobre la llanta y la presión de inflado, deben ser las adecuadas para dar la presión de contacto suficiente para ejercer el esfuerzo requerido de compactación (es aconsejable no alejarse mucho de las recomendaciones del fabricante).

Por la razón anterior los fabricantes de equipo progresistas han provisto a sus máquinas, con implementos para variar rápidamente la presión de inflado de sus equipos.

Las presiones de inflado usuales son del orden de 50 psi, para compactadores pequeños (hasta 10 Ton) y pueden llegar hasta 80 psi en compactadores grandes (de 10 a 60 Ton).

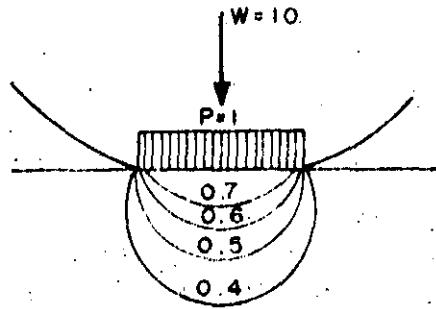


FIG. 15

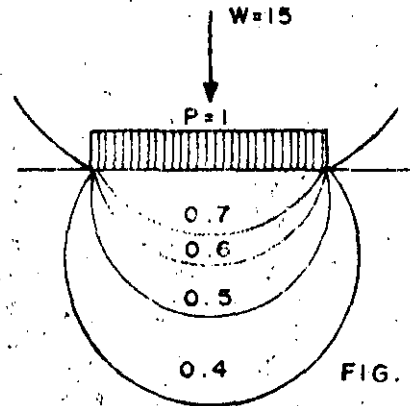


FIG. 16

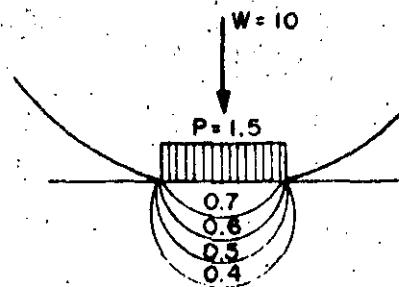


FIG. 17

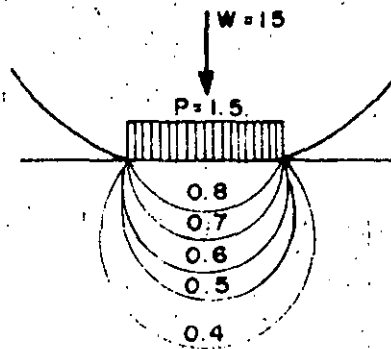


FIG. 18

La presión de inflado no es igual a la de contacto ya que interviene (en mucho) la rigidez de la llanta inflada.

Tienen aplicaciones especializadas como la compactación del terreno natural en aeropuertos (grandes extensiones, terreno plano, alto grado de compactación, fácil acceso, etc), tienen gran utilidad para sellar las capas superiores, con lo que se logra una buena impermeabilidad.

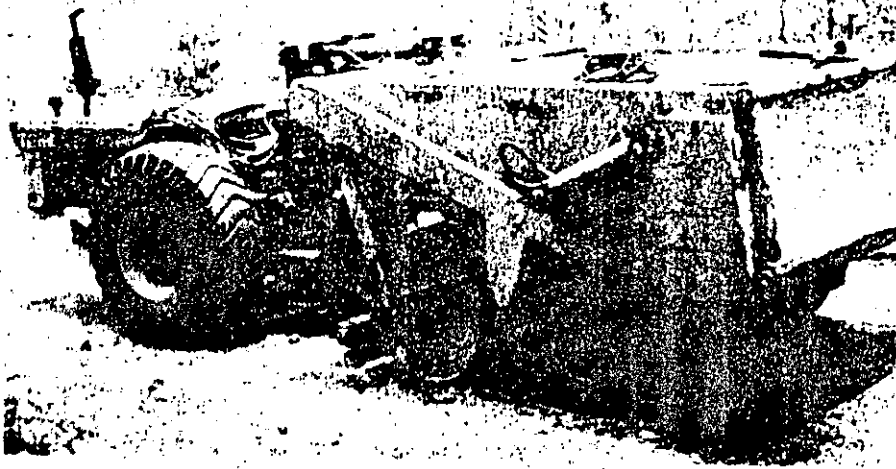


FIG. 19 COMBINACION DE RODILLOS METALICO Y NEUMATICO (DUO-FACTOR)

4.3. RODILLOS PATA DE CABRA.

Son ahora raramente usados, excepto para amasamiento y compactación de arcillas donde la estratificación debe ser eliminada, - como en el corazón impermeable de una presa. Debido a la pequeña -- área de contacto de una pata y al alto peso de éstos equipos el bulbo de presión es intenso y poco profundo. La compactación se consigue por penetración y amasamiento más que por efecto del bulbo de -- presión (Fig. 20).

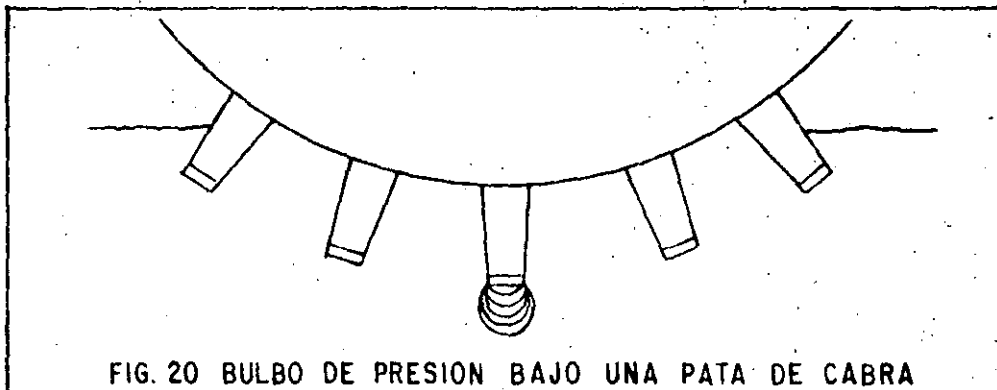


FIG. 20 BULBO DE PRESION BAJO UNA PATA DE CABRA

Los rodillos pata de cabra son lentos, tienen una gran resistencia al rodamiento, por lo que consumen mucha potencia. Este equipo es todavía pedido en especificaciones algunas veces, pero su uso está declinando debido a los altos costos que tienen, usualmente, por unidad de volumen compactado (Fig 21).

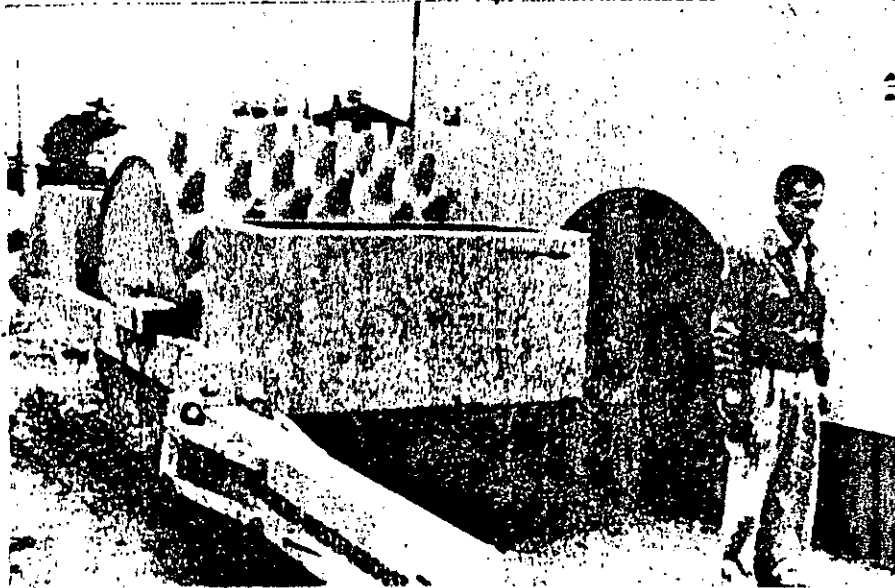


Fig. 21 RODILLO PATA DE CABRA

4.4. RODILLO DE REJA

Este compactador fue desarrollado originalmente para disgregar y compactar rocas poco resistentes a la compresión, como rocas sedimentarias y algunas metamórficas, para hacer caminos de penetración transitables todo el año, para esto el rodillo transita sobre la roca suelta en el camino, rompiéndola y produciendo finos que llenan los vacíos formando una superficie suelta y estable. Como una quifa; la roca que se puede escarificar también se puede disgregar.

Al ser usado este equipo se encontró que era capaz de compactar a alta velocidad una gran variedad de suelos. Los puntos altos de la reja producen efecto de impacto, y cuando es remolcado a alta velocidad, produce efecto de vibración, efectivo en materiales granulares. El perfil alternado alto y bajo de la rejilla produce efecto de amasamiento por lo que este rodillo también es eficiente en materiales plásticos. Desafortunadamente, como los materiales plásticos suelen ser pegajosos, se atascan de material los huecos de la reja y se reduce la eficiencia (Fig. 22).

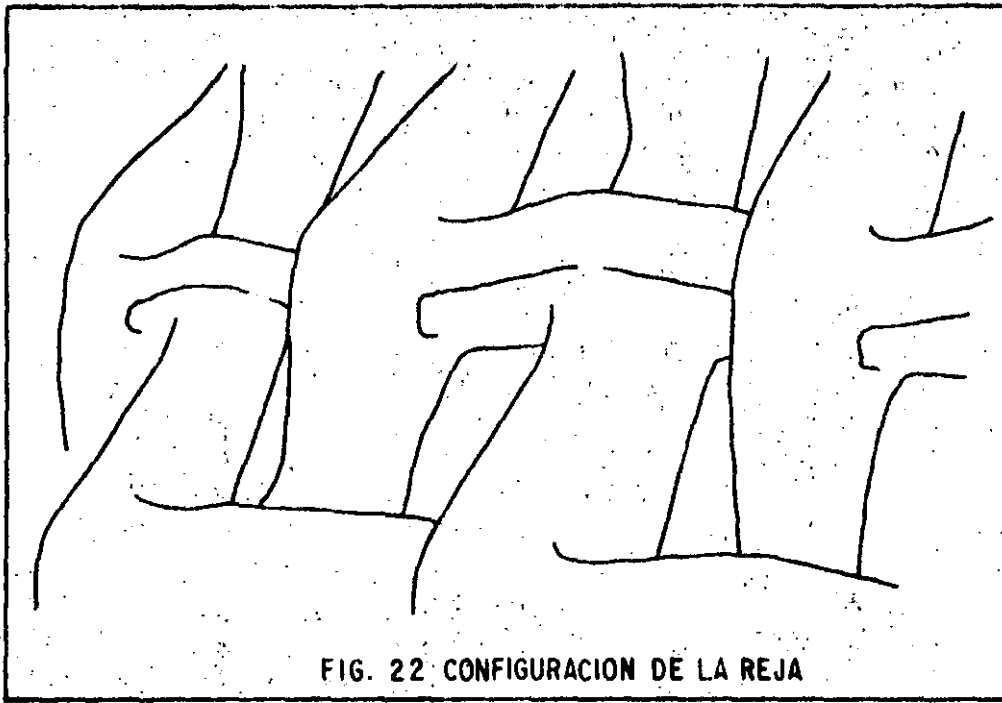


FIG. 22 CONFIGURACION DE LA REJA

Estos rodillos, debido a su misma configuración no pueden dejar una superficie tersa como puede ser la base de una carretera.

4.5. RODILLO DE IMPACTO (TAMPING ROLLER).

A causa de los problemas de limpieza del rodillo de reja, se diseñó un nuevo rodillo usando los mismos principios: el rodillo de impacto. Este es un rodillo metálico, en el que se han fijado unas salientes en forma aproximada de una pirámide rectangular truncada. (Fig. 23).

Estas pirámides no son de la misma altura pues hay unas más altas que otras, siguiendo el modelo de puntos altos y bajos del rodillo de reja, esto da las mismas ventajas, pudiéndose limpiar fácilmente por medio de dientes sujetos a un marco.

Estas salientes han sido diseñadas de tal manera que el área de contacto se incrementa con la penetración, ajustándose automáticamente la presión a la resistencia del suelo compactado (Fig. 24).

El diseño contempla también una fácil entrada y salida a la capa, lo que disminuye la resistencia al rodamiento.

Estos rodillos han probado ser muy eficientes y eliminan estratificación en los terraplenes, esto es importante en corazones impermeables de presas.

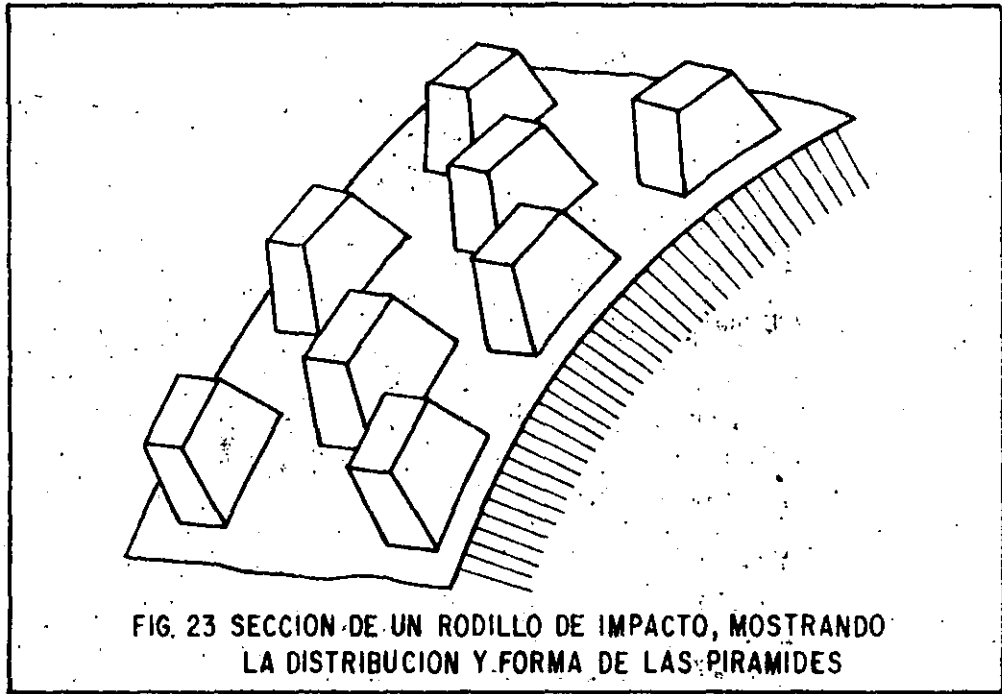


FIG. 23 SECCION DE UN RODILLO DE IMPACTO, MOSTRANDO LA DISTRIBUCION Y FORMA DE LAS PIRAMIDES

Cuando un rodillo de impacto empieza una nueva capa, que no sea mayor de 30 cm los bulbos de presión y las ondas de impacto proveen suficiente amasamiento con la capa inferior para eliminar la estratificación que ocurre con cualquier otro compactador excepto la pata de cabra.

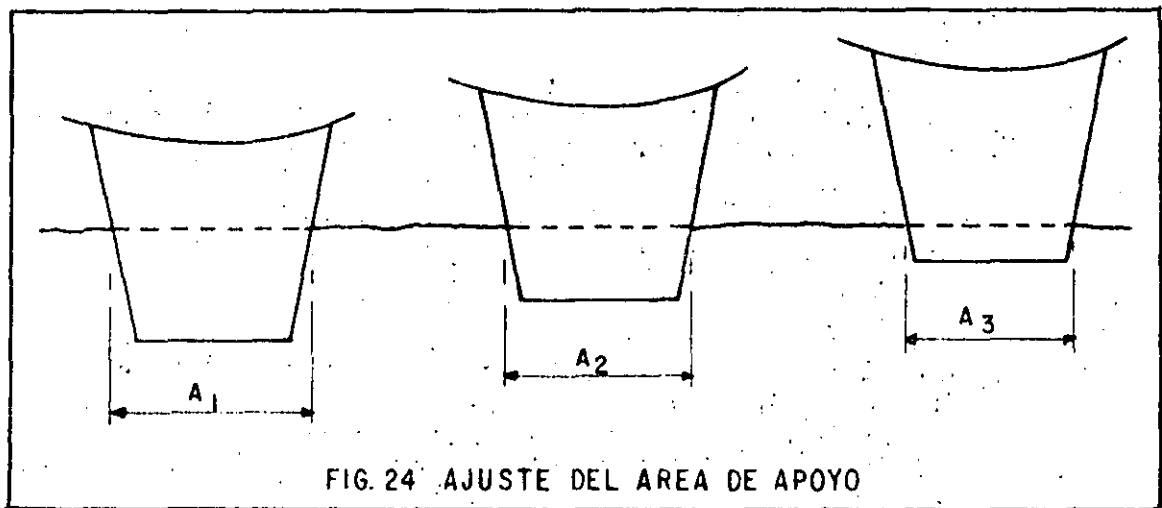


FIG. 24 AJUSTE DEL AREA DE APOYO

El rodillo de impacto ha probado ser uno de los más versátiles y económicos compactadores en terracerías, capaz de compactar eficientemente la mayor parte de los suelos (Fig. 25).

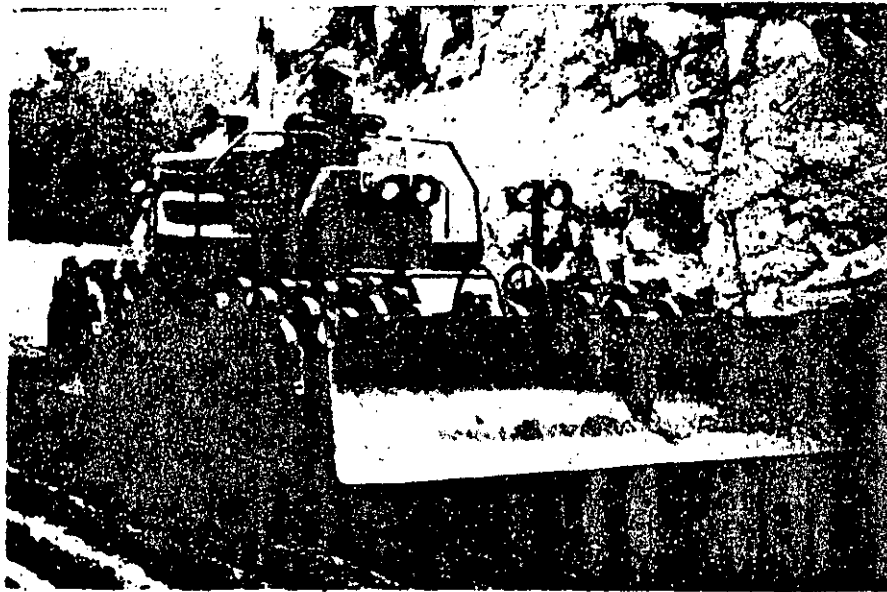


FIG. 25 RODILLO DE IMPACTO (TAMPING-ROLLER)

4.6. RODILLOS VIBRATORIOS.

Estos rodillos funcionan disminuyendo temporalmente la fricción interna del suelo. Como en los suelos granulares (gravas y arenas) - su resistencia depende principalmente de la fricción interna (en los suelos plásticos depende de la cohesión), la eficiencia de estos rodillos está casi limitada a suelos granulares.

La vibración provoca un reacomodo de las partículas del suelo - que resulta en un incremento del peso volumétrico, pudiendo alcanzar espesores grandes de la capa (0.80 m).

Estos rodillos pueden producir un gran trabajo de compactación en relación a su peso estático ya que la principal fuente de trabajo es la fuerza dinámica de compactación (Fig. 26).

Buscando extender ventajas a suelos cohesivos se han desarrollado rodillos pata de cabra vibratorios, en los que la fuerza y la amplitud de la vibración se han aumentado, y se ha disminuido la frecuencia. Con el mismo objeto se han acoplado dos rodillos vibratorios, "fuera de fase", a un marco rígido para obtener efecto de amasamiento.

Estos rodillos se clasifican por su tamaño, pequeños hasta -- 9,000 kg de fuerza dinámica y grandes de más de 9,000, pudiendo llegar hasta 20,000 kg o más. Los grandes pueden llegar a sobreesforzar suelos débiles por lo que hay que manejarlos con cuidado.

Todos los vibradores deben de manejarse a velocidades de 2.5 a 5 km/h. Velocidades mayores no incrementan la producción, y con frecuencia no se obtiene la compactación.

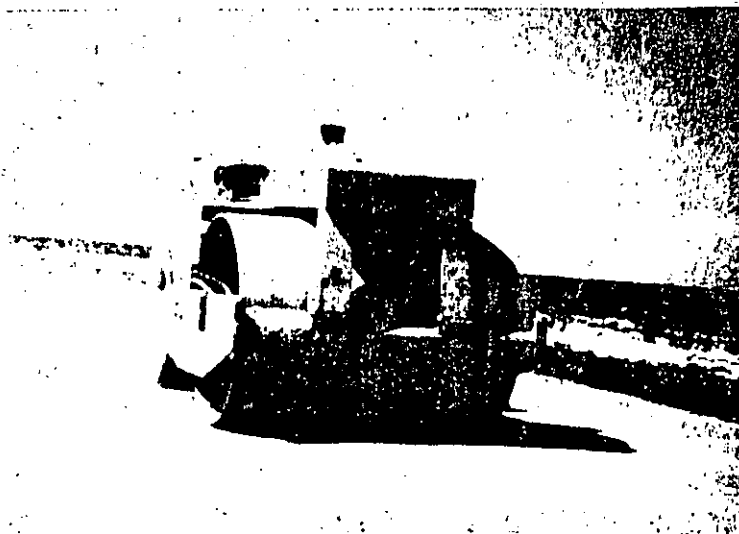


FIG. 26 RODILLO LISO VIBRATORIO AUTOPROPULSADO

V. FACTORES QUE INFLUYEN EN LA COMPACTACION

Los factores que primordialmente influyen en la obtención de una compactación económica son:

- 5.1) CONTENIDO DE HUMEDAD DEL MATERIAL
- 5.2) GRANULOMETRIA DEL MATERIAL
- 5.3) NUMERO DE PASADAS DEL EQUIPO
- 5.4) PESO DEL COMPACTADOR
- 5.5) PRESION DE CONTACTO
- 5.6) VELOCIDAD DEL EQUIPO COMPACTADOR
- 5.7) ESPESOR DE CAPA

5.1) **CONTENIDO DE HUMEDAD.** El agua tiene en el proceso de compactación, el papel de lubricante entre las partículas del material. Una falta de humedad exigirá mayor esfuerzo compactivo, así como también lo exigiría un exceso de la misma.

Debe recordarse que todo material tiene un contenido óptimo de humedad, para el cual se obtiene, bajo una cierta energía de compactación, una densidad máxima.

El agua, entonces, facilita el trabajo de compactación.

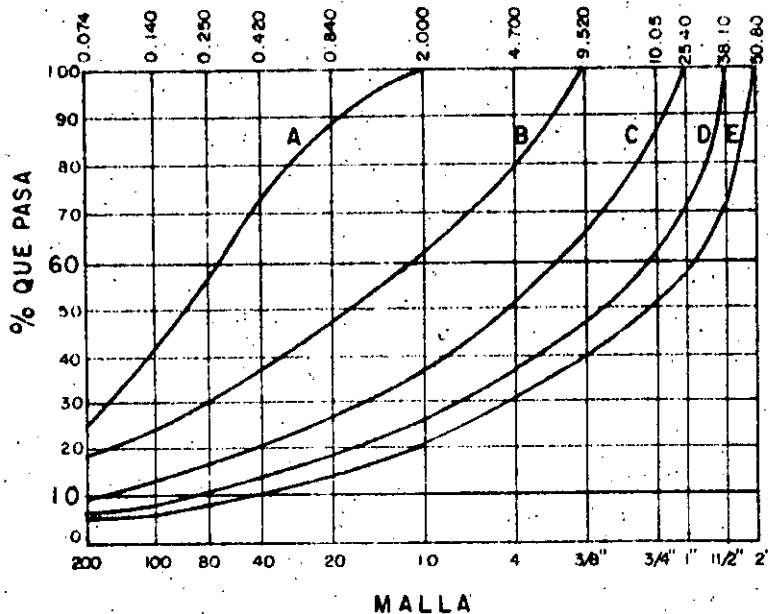
5.2) **GRANULOMETRIA DEL MATERIAL.** Para la obtención de una eficiente compactación es necesario, que haya partículas de varios tamaños en el material por compactar, ya que las partículas de menor tamaño ocuparán los espacios formados entre partículas de mayor tamaño.

Un suelo que contiene un tamaño muy uniforme de partículas -- (mal graduado), será difícilmente compactado. En cambio un suelo con amplia gama de tamaños (bien graduado), se compacta mejor ya -- que las partículas de menor tamaño ocuparán los espacios formados -- entre las partículas de mayor tamaño.

Por lo que es muy importante considerar el Coeficiente de Uniformidad de Lars Forssblád, que es la relación entre el D_{60} y el D_{10} .

**COEFICIENTE DE UNIFORMIDAD (Cu)
DE LARS FORSSBLAD**

GRAFICA DE COMPOSICION GRANULOMETRICA



$$Cu = \frac{D_{60}}{D_{10}}$$

FIG. 27

En donde:

El D_{60} : Es el tamaño de la malla por el que pasa el 60% del material.

El D_{10} : Es el tamaño de la malla por el que pasa el 10% del material.

Si el $C_u > 7$, se tiene un excelente suelo (bien graduado) para compactar. Con amplio margen de tamaños de partículas y cantidades apreciables de cada tamaño intermedio.

Si el $7 > C_u > 3$, se tienen suelos, que presentan ciertos problemas para la compactación, las que podemos eliminar mejorando la granulometría y así obtener buenos resultados.

Si el $C_u < 3$, se tiene un pésimo suelo (mal graduado) para compactar.

Por ejemplo en la gráfica de composición granulométrica, podemos observar de la curva (D), el D_{60} corresponde al material que pasa la malla de 1 1/2, tamaño igual a 19.05 mm y el D_{10} corresponde al material que pasa por la malla 80, tamaño igual a 0.250 mm. Si calculamos el coeficiente de uniformidad tenemos que:

$$C_u = \frac{D_{60}}{D_{10}} = \frac{19.05 \text{ mm}}{0.250 \text{ mm}} = 76.2$$

lo que nos indica que es un excelente suelo para compactar, porque tiene una amplia gama de tamaños.

Es oportuno hacer notar aquí, que la forma de las partículas también tiene importancia en la compactación. Materiales con partículas de forma angulosa son generalmente más difícilmente compactados por sus acunamientos, que materiales con partículas redondeadas.

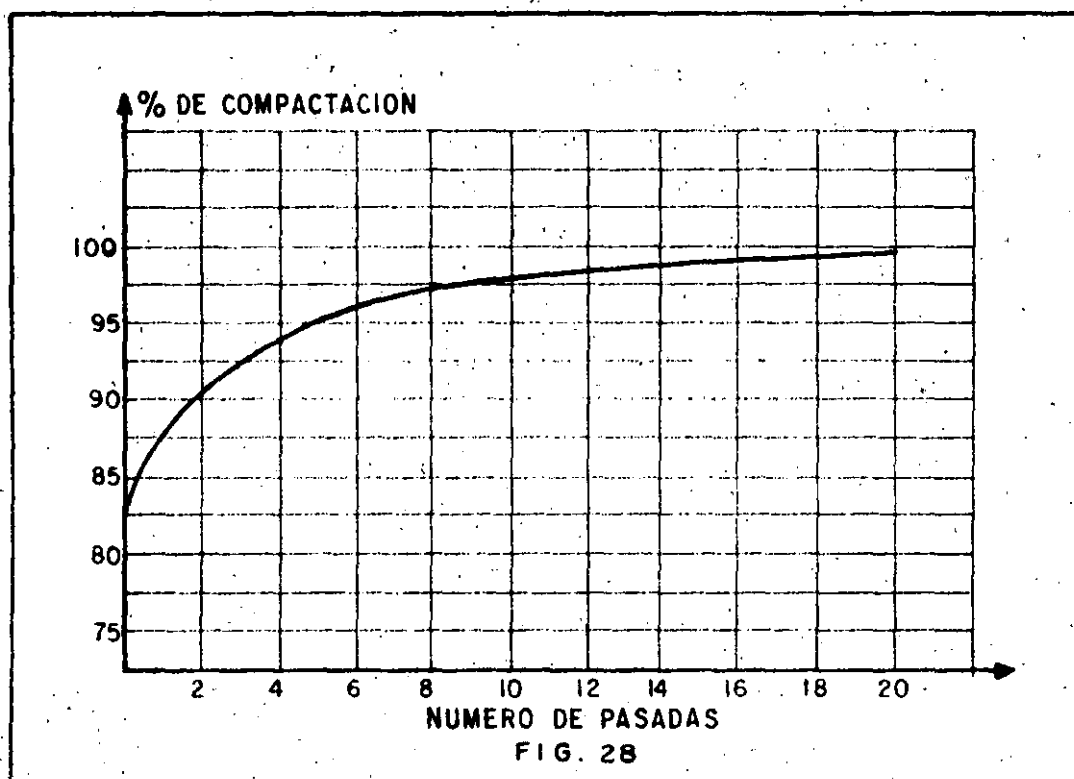
5.3) NUMERO DE PASADAS. El número de pasadas que un equipo deba dar sobre un material dependerá de (Fig. 28):

- A) Tipo de compactador
- B) Tipo de material

- C) Contenido de humedad
- D) Forma en que aplique la presión al material
- E) Maniobrabilidad del equipo

5.4) PESO DEL COMPACTADOR. La presión ejercida sobre el material dependerá, en parte, del peso del equipo de compactación.

5.5) PRESION DE CONTACTO. Más que el peso del compactador importa la presión de contacto; ésta depende de:



- A) Tipo de material
- B) Estado del material (Suelto o Semisuelto)
- C) Area expuesta por el compactador
- D) Presión de inflado en el caso de un equipo sobre neumáticos

E) Peso del compactador

F) Temperatura del material tratándose de mezclas asfálticas.

Los fabricantes de equipo de compactación se han preocupado por que sus máquinas ejerzan presiones de contacto uniformes, lo cual han logrado mediante suspensiones isostáticas.

Es necesario hacer hincapié, que resulta de mayor importancia la presión de contacto de un compactador, que el peso mismo.

Por ejemplo un compactador muy pesado necesita de un mayor número de llantas o de llantas más grandes, con lo cual, el área de contacto entre el compactador y el material se incrementa, resultando la presión de contacto, similar a la de un compactador normal con menos llantas o llantas menores.

5.6) VELOCIDADES DE OPERACION

De la velocidad de translación del compactador y del número de pasadas dependerá, principalmente la producción. La velocidad estará entre los siguientes valores:

5.6.1. Rodillos Metálicos y Patas de Cabra

Son lentos por naturaleza, entre más rápido mejor, limitados sólo por la seguridad. 5 km por hora es un buen máximo.

5.6.2. Rodillos de Reja o de Impacto

Entre más rápido mejor, limitado sólo por la seguridad, normalmente de 10 a 20 km por hora.

5.6.3. Rodillos Neumáticos

Entre más rápido mejor, excepto que haya rebotes, lo que puede ocasionar ondulación de la capa, compactación dispareja y desgaste -- acelerado del equipo. Normal de 4 a 8 km por hora.

5.6.4. Rodillos Vibratorios

La máxima eficiencia se obtiene entre 3 y 5 km por hora, a velocidades mayores la eficiencia baja rápidamente y se puede llegar a no obtener la compactación.

VI. SELECCION DE COMPACTADORES EN CUANTO A SU FUNCION

La selección de compactadores más adecuado no siempre es sencilla, ya que depende de muchos factores: tipo de suelo, tipo de trabajo, método de movimiento de tierras, compatibilidad de trabajo, etc., en la selección final deben hacerse intervenir, cuando menos, los factores mencionados. Es frecuente y muy eficiente el uso de varios equipos que combinen los diferentes efectos de compactación.

Los factores más importantes que deben tomarse en cuenta para esta selección son:

- 6.1. Tipo de Material
- 6.2. Tamaño de la Obra
- 6.3. Requerimientos especiales

6.1. TIPO DE MATERIAL

En la figura 29 se muestra en los renglones 4 y 5 los diferentes materiales y su respectivo tamaño en mm. En el renglón 3 se clasifican en cohesivos, semicohesivos y no cohesivos, (los más finos son cohesivos y los granulares no cohesivos) en los renglones 1 y 2 se indica su uso más frecuente:

- 1) Sub-bases, bases y carpetas: siempre materiales no cohesivos (arenas y gravas).
- 2) Terracerías: normalmente materiales cohesivos y semicohesivos, a veces no cohesivos.

En el renglón 6: la compactación por presión estática (rodillos metálicos y neumáticos) es aplicable a todos los suelos. Limitación: bajo rendimiento, excepto en los compactadores neumáticos grandes.

En el renglón 7: la compactación por amasamiento (rodillo pata de cabra estática y pata de cabra vibratoria) es útil para suelos cohesivos y semicohesivos (arcillas, limos y algo en arenas limosas). Limitación: alto costo de pata de cabra estática.

En el renglón 8: la compactación por impacto (rodillo de impacto y rodillo de reja) aplicable a toda clase de suelos, pero el mal acabado que dan a la capa sólo permite aplicarlos en terracerías, normalmente arcillas y limos, a veces arenas. Limitación: el rodillo de reja se atasca con los materiales cohesivos y hay que parar frecuente

SELECCION DE EQUIPO

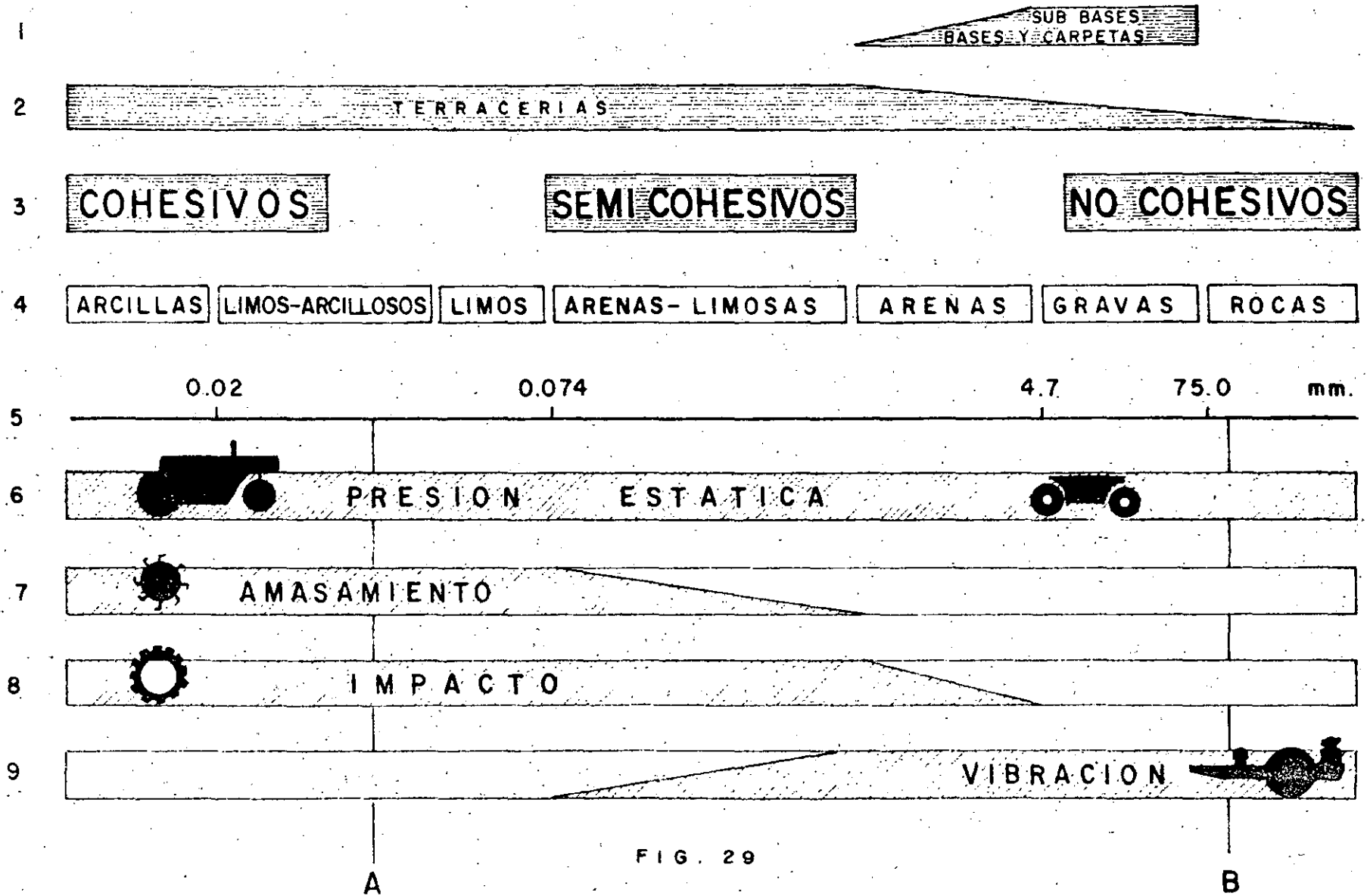


FIG. 29

mente a limpiarlo, sin embargo es un excelente disgregador, por lo que el rodillo de reja es extraordinario en terracerías que necesi- tan disgregado.

En el renglón 9: la compactación por vibración (rodillo liso vibratorio) es aplicable en suelos no cohesivos (arenas y gravas) y a veces algunos semicohesivos (arenas limosas).

Conclusiones: (Fig. 29)

- a) Para suelos cohesivos se debe preferir pata de cabra vibratoria o rodillo de impacto. (Línea A).
- b) Para suelos no cohesivos se debe preferir rodillo liso vibratorio. (Línea B).
- c) Para todos los suelos: rodillo neumático
- d) Las mejores combinaciones son:

Para suelos cohesivos: Neumático grande y pata de cabra o neumático y rodillo de impacto. (Línea A, Fig. 29).

Para suelos no cohesivos: Neumático y rodillo vibratorio (Línea B, Fig. 29).

6.2. TAMAÑO DE OBRA.

Dependiendo del tamaño de la obra y habiendo ya seleccionado el tipo de compactador adecuado para el material por compactar, se puede determinar el número de compactadores necesarios para cumplir con el plazo estipulado.

6.3. REQUERIMIENTOS ESPECIALES.

Existen casos en que por requerimientos especiales es necesario decidirse por un determinado tipo de compactador, como cuando las especificaciones solicitan un compactador que no estratifique el terraplén (corazones arcillosos), ésto nos haría seleccionar una pata de cabra vibratoria o un rodillo de impacto.

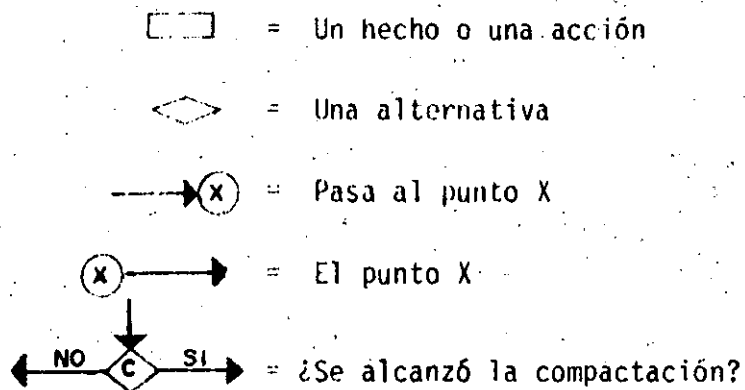
Debemos tener en mente que, en construcción pesada, la inversión en equipo es cuantiosa y que éste se adquiere usualmente fuera del país, por lo que es muy importante pesar cuidadosamente todas las posibilidades para poder escoger la máquina más eficiente; esto es: la menor inversión posible al más bajo costo unitario en el mínimo tiempo realizable.

VII. REGLAS A SEGUIR EN CASO DE TENER PROBLEMAS CON LA COMPACTACION

¿Qué hacer cuando el control nos indica una falla?

Esta pregunta la vamos a contestar por medio de diagramas lógicos, que siguen a continuación, en los que intenta, en forma general, mostrar un camino lógico para un análisis formal.

En estos diagramas se usan los siguientes símbolos:



VIII. SELECCION DEL EQUIPO DE COMPACTACION EN CUANTO AL RENDIMIENTO Y AL COSTO DE LA COMPACTACION

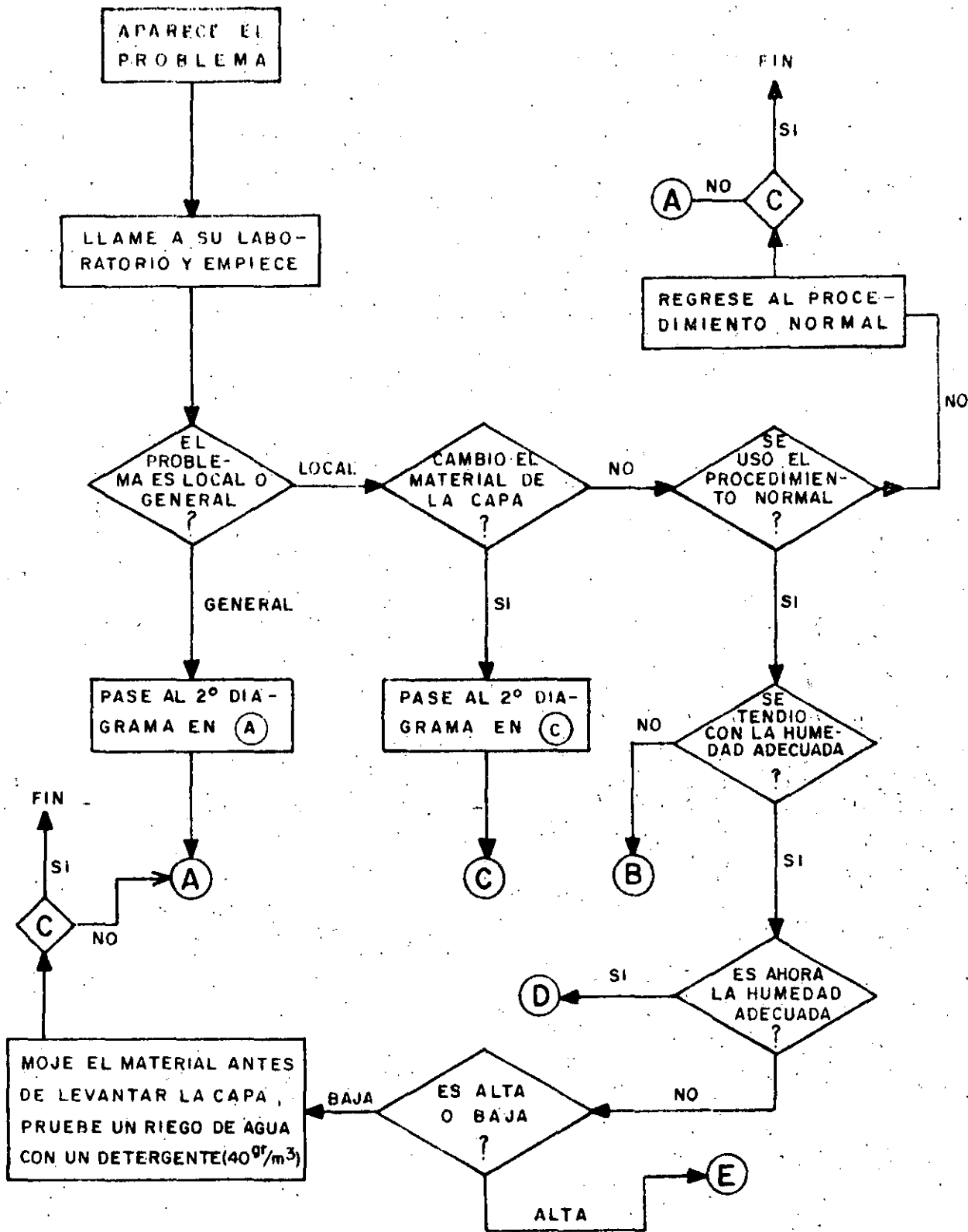
8.1. RENDIMIENTO

Para determinar la producción horaria de un equipo de compactación se debe tomar en cuenta los siguientes factores:

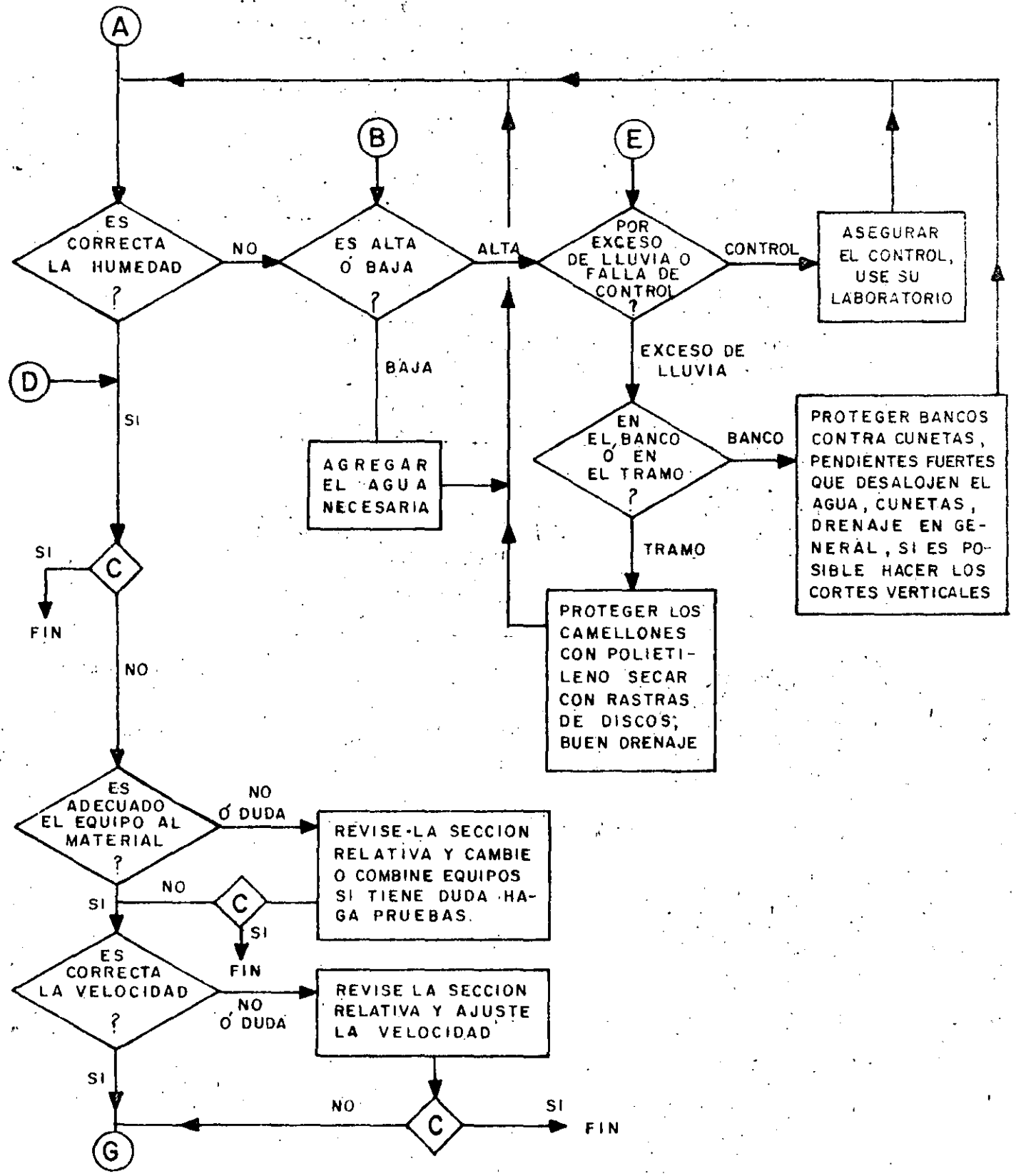
- A) Ancho compactado por la máquina = A
- B) Velocidad de operación = V
- C) Espesor de capa = E
- D) Número de pasadas para obtener la compactación especificada = N

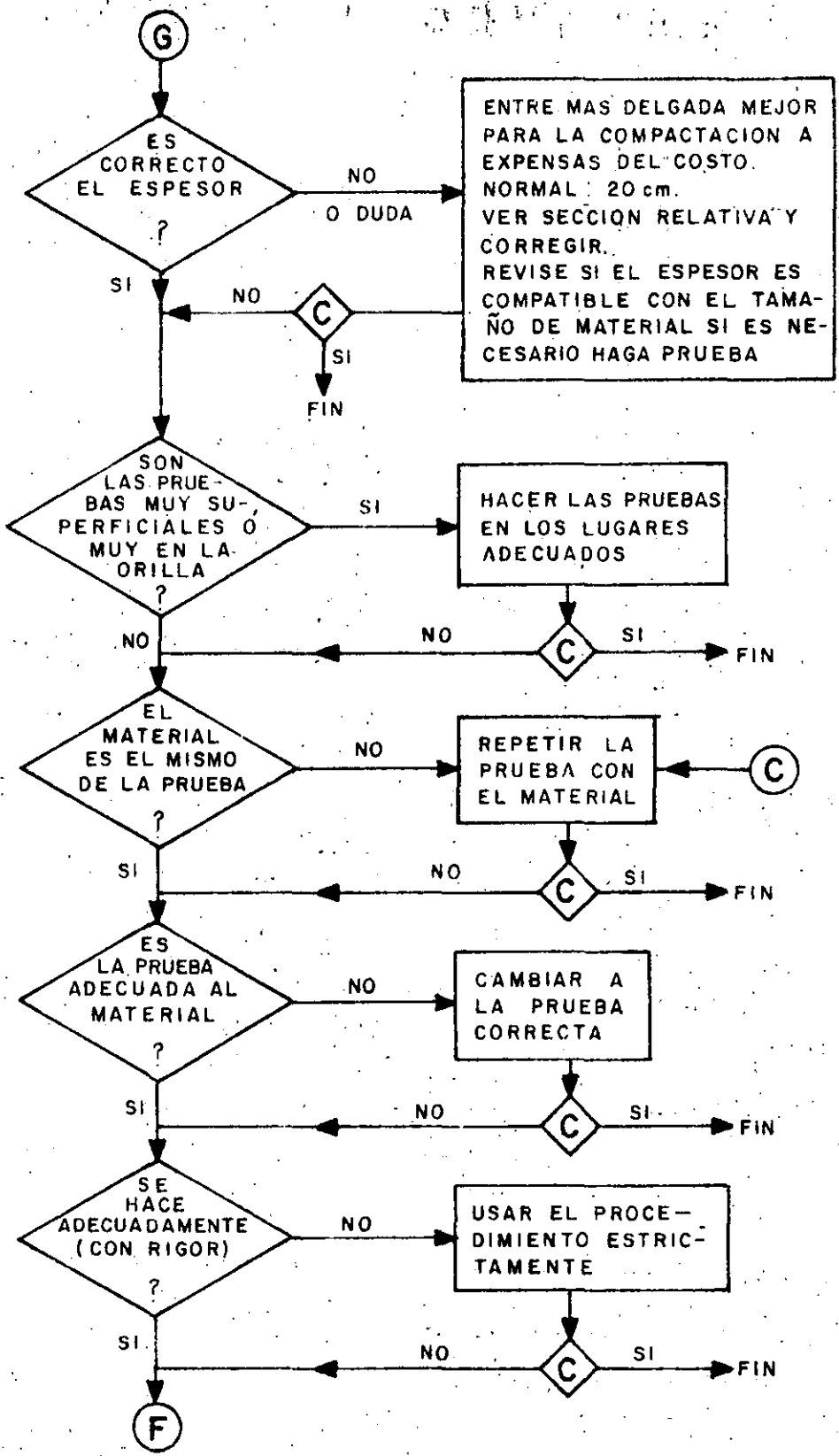
Para calcular la producción se determina primero el área cubierta en una hora con una pasada; dividiendo la cifra así obtenida entre el número de pasadas requeridas para obtener la compactación estipulada, resulta el área compactada de suelo por hora. Multiplicando esta última área por el espesor compactado de capa se obtiene el volumen compactado por hora.

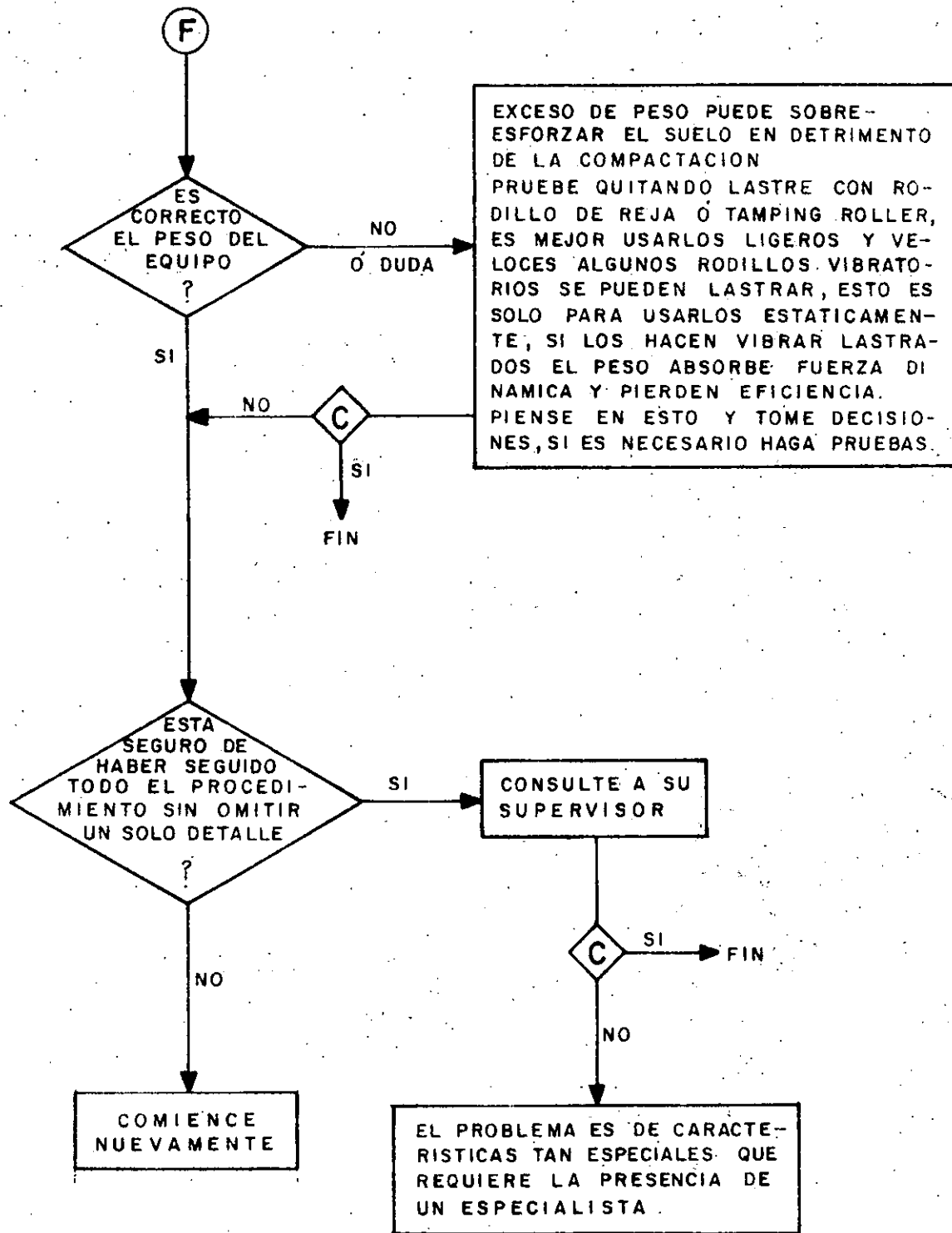
PRIMER DIAGRAMA



SEGUNDO DIAGRAMA







La fórmula puede escribirse:

$$P = \frac{A \times V \times E \times 10 \times C}{N}$$

P = Producción horaria (m³/h)

A = Ancho compactado por la máquina (m)

V = Velocidad (km/h)

E = Espesor de capa (cm)

N = Número de pasadas

10 = Factor de conversión

C = Eficiencia (0.6 a 0.8)

La eficiencia (C) afecta la capacidad teórica, reduciéndola - por traslapes de pasadas paralelas, por tiempo perdido para dar vuelta y otros factores propios del equipo.

El número de pasadas depende de la energía que el equipo puede proporcionar al suelo:

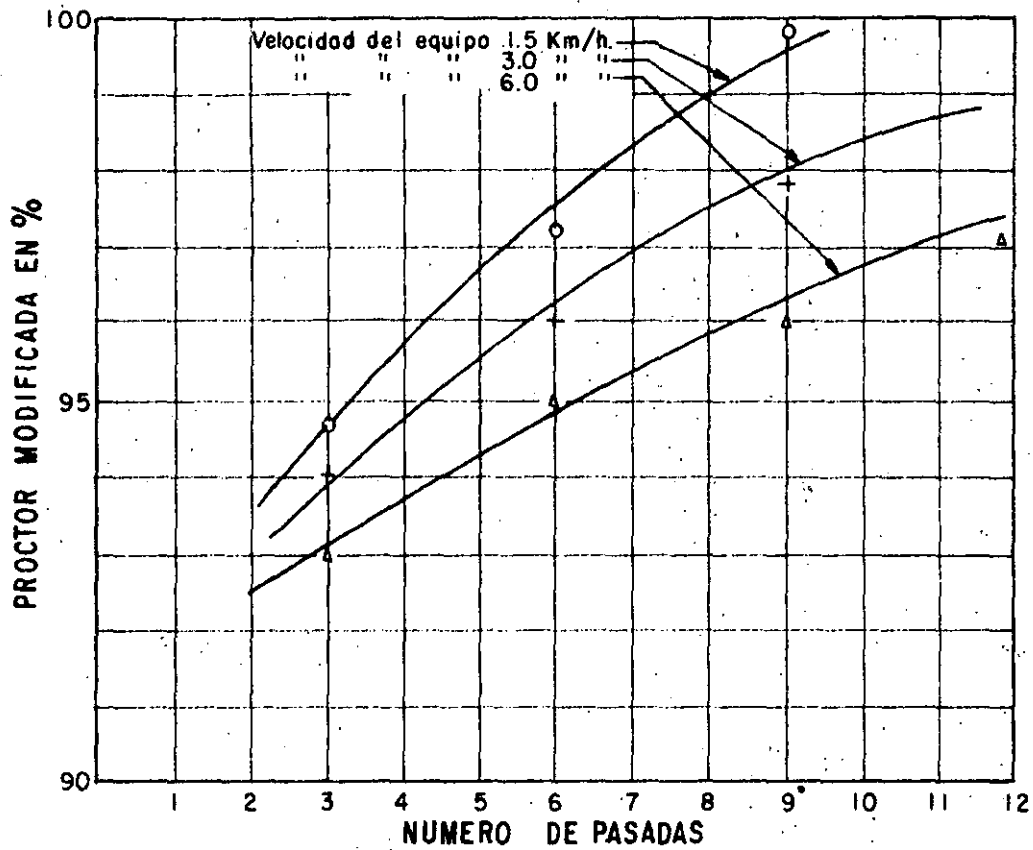
EJEMPLOS TÍPICOS:

EQUIPO	PROFUNDIDAD DE LA CAPA (CM)	No. DE PASADAS	
		PARA 90%	PARA 95%
RODILLO METALICO	10 A 20	7 A 9	10 A 12
NEUMATICO LIGERO	15 A 20	5 A 6	8 A 9
NEUMATICO PESADO	HASTA 70	4 A 5	6 A 8
RODILLO DE IMPACTO	20 A 30	5 A 6	6 A 8
RODILLO DE REJA	20 A 25	6 A 7	7 A 9
PATA DE CABRA VIBRATORIA	20 A 30	3 A 5	6 A 7
LISO VIBRATORIO	20 A 30	VER GRAFICA SIGUIENTE	

Conociendo la capacidad de producción de un compactador y para conocer el costo del (m) compactado es necesario determinar el costo horario del equipo.

8.2. COSTOS

Para la determinación del costo horario del equipo de compactación se siguen los mismo pasos que se siguen para la determinación -



RELACION ENTRE EL GRADO DE COMPACTACION Y NUMERO DE PASADAS
Equipo liso-vibratorio

de cualquier otro costo horario de equipo de construcción.

Es decir se deben obtener:

A) Cargos fijos.

Depreciación

Intereses

Seguros

Almacenaje

Mantenimiento

B) Consumos

Combustibles

Lubricantes

Llantas

C) Operación

D) Transporte

Sumando,

A) Cargos fijos

B) Consumos

C) Operación

D) Transporte

COSTO HORARIO

Determinado el costo horario del equipo y conociendo la producción del mismo, para un cierto grado de compactación, se puede obtener el costo por (m) compactado:

$$\text{Costo por m} = \frac{\text{Costo Horario Equipo}}{\text{Producción Horaria Equipo}}$$

8.3. EJEMPLOS

Ejemplo (1)

Si tiene por ejemplo un material compuesto por un 30% limo y 70% arena. Consideramos que se trata de un material granular y por lo tanto un compactador vibratorio es el indicado.

Se analizarán las siguientes alternativas:

- 1.- Rodillo liso vibratorio arrastrado por tractor agrícola
- 2.- Rodillo sencillo liso vibratorio autopropulsado
- 3.- Rodillo doble (Tandem) vibratorio autopropulsado

1.- Determinación de costos horario.

1. Rodillo liso arrastrado por tractor agrícola.

Precio de adquisición rodillo	\$ 1'100,000.00
Precio de adquisición del tractor	840,000.00

Se considera una vida útil del conjunto de 8000 horas y un valor de rescate de cero.

Cargos fijos	\$ 612.00
Consumos	36.00
Operación	72.00
	<hr/>
	\$ 720.00

2.- Rodillo sencillo vibratorio autopropulsado

Precio de adquisición \$ 2'400,000.00

Se considera también una vida útil de 8000 horas y un valor de rescate de cero:

Cargos fijos	\$ 672.00
Consumos	36.00
Operación	72.00
	<hr/>
	\$ 780.00/hora

3.- Rodillo Tandem vibratorio autopropulsado

Precio de adquisición \$ 4'300,000.00

Haremos la misma consideración por lo que respecta a vida útil y valor de rescate que las alternativas anteriores.

Cargos fijos	\$ 1,150.00
Consumos	52.00
Operación	72.00
	<hr/>
	\$ 1,274.00

II.- Determinación de producciones horarias

1. Rodillo arrastrado por tractor agrícola.

Ancho = 1.50 m

Velocidad = 4 km/h

Espesor = 20 cm (sueños)

Número de pasadas = 4 para 95%

Coefficiente de reducc. = 0.7

Eficiencia = 0.75

$$P = \frac{1.50 \times 4 \times 20 \times 0.7 \times 10}{4} \times 0.75$$

$$P = 157 \text{ m}^3/\text{hora}$$

2. Rodillo autopulsado

Ancho = 2.14 m

Velocidad = 4.5 km/h

Espesor = 20 m (suelos)

Número de pasadas = 4 para 95%

Coefficiente de reducc. = 0.7

Eficiencia = 0.75

(Es de mayor maniobrabilidad y de mayor energía dinámica).

$$P = \frac{2.14 \times 4.5 \times 20 \times 10 \times 0.7}{4} \times 0.75$$

$$P = 253 \text{ m}^3/\text{hora}$$

3. Rodillo vibratorio Tandem autopulsado

Ancho = 1.50

Velocidad = 4 km/h

Espesor = 20 cm (suelos)

Número de pasadas = 2 (por ser dos rodillos)

Coefficiente de reducc. = 0.7

Eficiencia = 0.75

$$P = \frac{1.50 \times 4 \times 20 \times 10 \times 0.8}{2} \times 0.75$$

$$P = 315 \text{ m}^3/\text{hora}$$

III. Determinación de costo de compactación.

	COSTO HORARIO	PRODUCCION	COSTO X m ³
Caso 1	\$ 720.00/h	157 m ³ /h	\$ 4.59/m ³
Caso 2	\$ 780.00/h	253 m ³ /h	\$ 3.08/m ³
Caso 3	\$ 1,274.00/h	315 m ³ /h	\$ 4.36/m ³

Se hace notar que a pesar de que la diferencia de valor de adquisición entre los casos (1) y (3) es de 280% aproximadamente, se obtiene un ahorro en el caso (3), del costo de compactación, cercano al 10%.

Suponiendo que se contara con un compactador de impacto auto-propulsado, con un costo horario de \$ 1,240.00 y se tratara de compactar el material granular del ejemplo, se obtiene:

Producción horaria:

$$\text{Ancho} = 1.94 \text{ m}$$

$$\text{Velocidad} = 9 \text{ km/hora}$$

$$\text{Espesor} = 20 \text{ cm (suelos)}$$

$$\text{Número de pasadas} = 8 \text{ pasadas (contando sus cuatro rodillos)}$$

$$\text{Coeficientes de reduc} = 0.7$$

$$\text{PRODUCCION} = \frac{1.94 \times 9 \times 20 \times 10 \times 0.7}{8} \times 0.8$$

$$\text{PRODUCCION} = 244 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{COSTO POR COMPACTACION} = \frac{\$ 1,240.00/\text{h}}{244 \text{ m}^3/\text{h}} = \$ 5.08$$

El costo obtenido demuestra una mala selección del equipo, ya que resultó mayor que los obtenidos para rodillos vibratorios.

En caso contrario puede encontrarse cuando con un rodillo vibratorio liso traten de compactarse materiales altamente cohesivos - para los cuales el compactador de impacto resultara más ventajoso.

EJEMPLO (2)

Material por compactar: Arena bien graduada

Volumen por compactar: 300 m³ compactados/hora

Compactación al 95%

Eficiencia 70%

A) Plancha Tandem

Ancho rodillos = 1.20

Velocidad máxima de desplazamiento: 2 km/h

Número de pasadas para obtener el 95% de compactación = 11

Espesor compacto de capa = 12 cm

Costo horario = \$ 400.00/h

B) Rodillo Vibratorio Autopropulsado

Ancho rodillo = 1.50

Velocidad máxima de desplazamiento = 4 km/h

Número de pasadas para obtener el 95% de compactación = 4

Espesor compacto de capa = 25 cm

Costo horario = \$ 1,000.00/hora

P R E G U N T A S

- 1.- ¿Cuántas planchas tandem son necesarias para compactar 300 m³ compactos por hora?
- 2.- ¿Cuántos rodillos vibratorios son necesarios para compactar 300 m³ compactos por hora?
- 3.- ¿Cuál equipo proporcionará una compactación más económica?

Se determinan primero las producciones horarias de los equipos.

A) Plancha Tandem

$$P = \frac{1.20 \times 2 \times 12 \times 10}{11} \times 0.70$$

$$P = 18.3 \text{ m}^3/\text{h (compactos)}$$

B) Rodillo Vibratorio

$$P = \frac{1.50 \times 4 \times 25 \times 10}{4} \times 0.70$$

$$P = 262 \text{ m}^3/\text{h (compactos)}$$

RESPUESTAS :

1.- Se necesitan tantas planchas como:

$$\frac{300}{18.3} = 16 + = 17 \text{ planchas}$$

Se pueden utilizar 16 unidades, pero con utilización óptima -- que frecuentemente resulta difícil de obtener.

Se necesitan usar 17 unidades; lo cual es totalmente impráctico.

2.- Los rodillos vibratorios necesarios son:

$$\frac{300 \text{ m}^3/\text{h}}{262 \text{ m}^3/\text{h}} = 1.14 + = 2 \text{ rodillos}$$

3.- Determinación del costo de compactación:

A) Planchas Tandem (6 - 8 Tons)

$$\text{Costo} = \frac{\text{Costo Horario}}{\text{Producción}}$$

$$\text{Costo} = \frac{\$ 400.00/\text{h}}{18.3} = \$ 21.85/\text{m}^3$$

Costo que es muy elevado ii

B) Rodillos Vibratorios

$$\text{Costo} = \frac{\$ 1,000.00/\text{h}}{262 \text{ m}^3/\text{h}} = \$ 3.82/\text{m}^3$$

Que es un costo razonable.

IX. CONCLUSIONES

- 9.1. La forma de mejorar los elementos mecánicos en un suelo es la compactación.
- 9.2. Los efectos más importantes que produce una buena compactación en un suelo son: Resistencia mecánica, minimización de asentamientos y reducción de la permeabilidad.
- 9.3. El factor de mayor importancia para dar una compactación óptima en un suelo, es el contenido de humedad del material.
- 9.4. Los esfuerzos de compactación pueden transmitirse al suelo por la combinación de uno o más de los siguientes efectos: Presión estática, impacto, vibración y amasamiento.
- 9.5. El compactador que deba usarse dependerá básicamente del tipo de suelo que se quiera compactar (Fig. 29).
- 9.6. La selección de compactadores deberá hacerse con mucho cuidado y tratando de hacer intervenir las variables ya que de esto dependerá el éxito económico y funcional de la compactación.
- 9.7. De un buen control depende que la compactación se lleve a cabo correctamente.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

TEMA: EXPLOTACION DE ROCAS

PROFESOR: ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

**JULIO 25 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

EXPLOTACION DE ROCA

Ing. Federico Alcaraz Lozano

En la explotación de roca podremos encontrar los siguientes casos importantes:

Roca graduada
(en la que se piden
requerimientos de
tamaño).

Para trituración

Para enrocamientos
etc.

Roca sin graduar (cortes)
(en la que no se piden re-
querimientos de tamaño)

PROCESOS PRINCIPALES.

Extracción

con arado

con explosivos

Carga

En distancias cortas para ali-
mentar otra máquina (Quebradora).
En distancias largas para pedre-
plén.

Acarreo

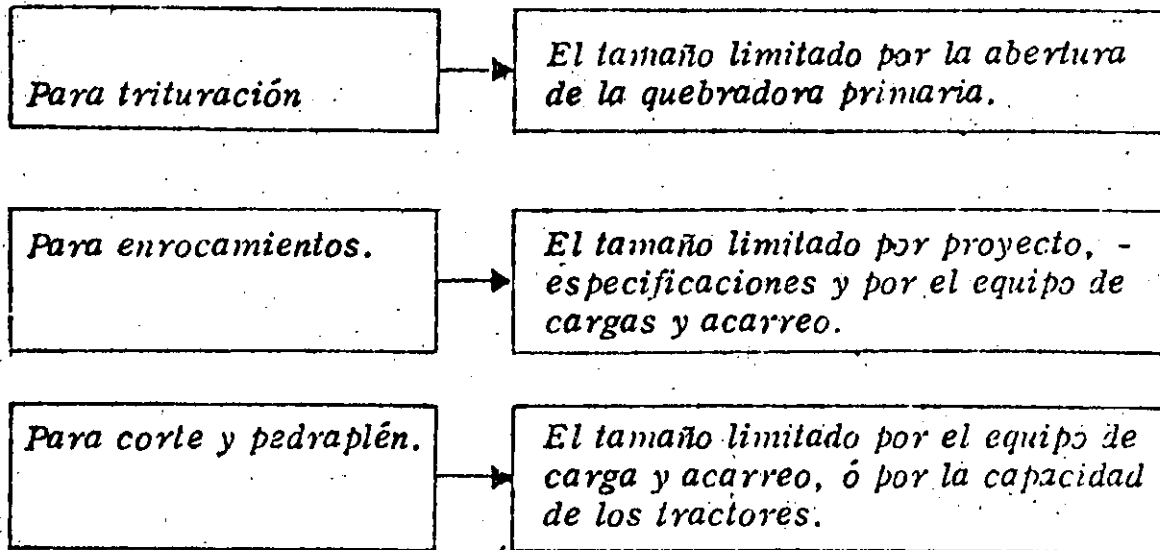
a corta distancia

Para alimentar
otra máquina
(Quebradora).
Para formar un
pedraplén.

a distancia.

EXTRACCION.

La extracción consiste en separar un fragmento de roca de un banco ó corte, reducido al tamaño adecuado para el uso a que se destine.



El proceso de extracción con arado ya fué visto anteriormente en este curso, nos limitaremos a la extracción con explosivos.

EXPLOSIVOS.

DEFINICION.

Por explosivos se entienden aquellas substancias de poca estabilidad química, que son capaces al incendiarse ó detonar de producir una gran cantidad de energía, la que producirá una explosión. Si esta -- está confinada se aprovecha para separar la roca del banco (tronada)

RESEÑA HISTORICA.

Desde la aparición del hombre en la tierra, hasta el siglo XIV, éste no conocía otra detonación que no fuera la del rayo y otros fenóme--

nos telúricos. Nunca pensaron nuestros antepasados que una substancia aparentemente inofensiva llegara a ocasionar explosiones tan destructoras como las que en la actualidad son capaces de destruir a la humanidad.

En Europa, entre los años 1200 y 1300, se conoció la pólvora negra, la más antigua de las substancias explosivas, que consistía en una mezcla de salitre, carbón de leña y azufre. Probablemente su inventor fué el monje Bertoldo Schwarz a quien también se le debe su aplicación en las armas de fuego.

La pólvora negra sólo se utilizó para fines bélicos en un principio, y no fué sino hasta el siglo XVII cuando se probó en Alemania e Inglaterra para demoler piedras. Cuando los resultados que se obtuvieron fueron satisfactorios, se abandonaron los viejos métodos mineros, generalizándose el trabajo con barrenos en la construcción de túneles y caminos. La operación de dar fuego a los barrenos se consideró siempre peligrosa, ya que hasta el año de 1831 se conoció la mecha lenta.

Cinco siglos después de descubrirse la pólvora negra, el químico francés Berthollet (1788) la modificó, sustituyendo el salitre por clorato potásico, transformándola, así, en un explosivo más potente. En ese mismo año Berthollet presentó la plata negra como una de las substancias más peligrosas. El alquimista inglés Howard (1799) obtuvo el fulminato de mercurio, el cual hace explosión por medio de llama ó de percusión, constituyendo un verdadero detonante.

Aunque los descubrimientos de la nitroglicerina y el algodón pólvora por los químicos Sobrero y Schonbein influyeron notablemente en el campo de los explosivos, el que abrió nuevos horizontes en esta Industria, fué el sabio sueco ALFREDO NOBEL (1833-1896) que logró hacer manejable la peligrosa nitroglicerina, transformándola en un explosivo de trabajo, al que llamó DINAMITA, la cual no es otra cosa que el 75% de nitroglicerina absorbida en 25% de tierra de infusorios (una tierra de diatomeas muy porosa). A Nobel se le debe, también, la gelatina explosiva, así como la introducción del ya olvidado fulminato de mercurio, que fabricó a manera de cebo para provocar con seguridad la explosión de la dinamita, del algodón pólvora y de otros explosivos.

Los suecos Ahlsson y Norrbin obtuvieron los explosivos de nitrato de amónico, precursores de los explosivos de seguridad. Turpin dió a conocer el ácido pícrico. Esto, así como la salida al mercado de la pólvora sin humo, la laminar, etc., inició la erección de fábricas de pólvoras y explosivos en todo el mundo, dando así principio a una nueva era en la que se ha tratado de sacar el mayor provecho a estas sustancias. Empresas muy poderosas se han dedicado al estudio y los resultados obtenidos son los máximos adelantos en esta materia. Queda al constructor sacar el mayor partido de los explosivos industriales y así cooperar al constante adelanto de los procedimientos de construcción, ya que estos son una expresión objetiva de la evolución constante de la humanidad.

PROPIEDADES.

a) Fuerza.

Por fuerza se entiende la energía ó potencia del explosivo; energía que a su vez determina el empuje ó fuerza que desarrolla y, por consiguiente, el trabajo que es capaz de hacer. Las dinamitas nitroglicéricas se clasifican según la proporción de nitroglicerina por peso que contienen. La dinamita nitroglicerina de 40% de fuerza, por ejemplo, contiene realmente 40% de nitroglicerina. La fuerza de acción de este tipo de explosivo se toma como base para la clasificación de todas las demás dinamitas. Así pues, la fuerza de cualquier otra dinamita, expresada en tanto por ciento, indica que esta revienta con tanta potencia como otra alaca equivalente de dinamita nitroglicerina en igualdad de peso.

Pocas son las personas entre las que usan dinamitas que entienden bien la energía relativa de las dinamitas de diferentes porcentajes de fuerza. Suele creerse que la energía verdadera desarrollada por estas distintas fuerzas guarda proporción directa con los porcentajes marcados. Se cree, por ejemplo, que la dinamita de 40% es dos veces más fuerte que la de 20%.

La inexactitud de esta creencia ha sido demostrada por cuidadosas pruebas de laboratorio, cuyos resultados se indican en la tabla siguiente que muestra el número de cartuchos de determinada fuerza necesaria para igualar un cartucho de diferente fuerza y de la misma densidad.

TABLA I

Un cartucho	60%	50%	45%	40%	35%	30%	25%	20%	15%
60%	1.00	1.12	1.20	1.28	1.38	1.50	1.63	1.80	2.08
50%	0.89	1.00	1.07	1.14	1.23	1.34	1.45	1.60	1.85
45%	0.83	0.93	1.00	1.07	1.15	1.25	1.36	1.50	1.73
40%	0.78	0.87	0.94	1.00	1.08	1.17	1.27	1.40	1.53
35%	0.72	0.81	0.87	0.93	1.00	1.09	1.18	1.30	1.50
30%	0.67	0.75	0.80	0.85	0.92	1.00	1.09	1.20	1.38
25%	0.61	0.69	0.74	0.78	0.85	0.92	1.00	1.10	1.27
20%	0.55	0.62	0.67	0.71	0.77	0.83	0.90	1.00	1.15
15%	0.48	0.54	0.58	0.61	0.76	0.72	0.78	0.86	1.00

Tabla que muestra el número de cartuchos de determinada fuerza necesaria para igualar un cartucho de diferentes fuerzas.

b) Velocidad.

Es la rapidez expresada en metros por segundo con que se propaga la onda de detonación a lo largo de una columna de explosivos.

Algunos explosivos violentos detonan mucho más rápidamente que otros.

Cuando mayor es la rapidez de explosión mayor suele ser el efecto de quebramiento. Como este efecto depende también hasta cierto punto de la fuerza y de la densidad, deben tomarse en cuenta estas tres propiedades al escoger el explosivo adecuado para un fin determinado.

c) Resistencia al agua.

Los explosivos violentos difieren mucho entre sí por lo que toca a la resistencia al agua. En zonas secas esto no tiene mucho importancia, pero cuando existe mucha agua es preciso emplear un explosivo resistente al agua.

d) Densidad.

La densidad de una dinamita se expresa en forma del número de cartuchos de $1 \frac{1}{4}'' \times 8''$ (3.175 x 20.32cm.) que contiene una caja de 25Kg. la diferencia de densidad tiene por objeto facilitar la tarea de concentrar ó distribuir las cargas de la manera deseada.

e) Inflamabilidad.

Se refiere a la facilidad con que arde un materia. En el caso de las dinamitas, varia desde alguna que se incendian con facilidad y se queman violentamente, a otras que no sufren combustión a no ser que se les aplique directa y continuamente alguna flama exterior.

f) Emanaciones.

Los gases que se originan con la explosión de dinamita son principalmente bióxido de carbono, nitrógeno y vapor de agua, los cuales no son tóxicos en el sentido general de la palabra. Además de éstos, se forman ó pueden formarse emanaciones venenosas como el monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno. En la industria de explosivos estas emanaciones se conocen con el nombre de "gases". Tanto la naturaleza como la cantidad de gases venenosos varían en los diferentes tipos y clases de dinamitas.

g) Selección.

Para seleccionar el explosivo adecuado se anexa la siguiente table con propiedades y uso de los explosivos.

TABLA II

TIPO	ACENTE EXPLOSIVO	FUERZA	VELOCIDAD	RESISTENCIA AL AGUA	EMANACION	USO
<i>Dinamita Nitroglicérida.</i>	<i>Nitroglicerina</i>	-	<i>Alta</i>	<i>Buena</i>	<i>Exceso de gases.</i>	<i>Trabajos a cielo abierto.</i>
<i>Extra</i>	<i>Nitroglicerina y amoniaco</i>	<i>20 a 60%</i>	<i>Alta</i>	<i>Regular</i>	<i>Exceso de gases.</i>	<i>Trabajos a cielo abierto.</i>
<i>Granulada</i>	<i>Amoniaco</i>	<i>25 a 65%</i>	<i>Baja</i>	<i>Muy mala</i>	<i>Exceso de gases.</i>	<i>Trabajos a cielo abierto (canteras)</i>
<i>Gelatina</i>	<i>Amoniaco</i>	<i>30 a 75%</i>	<i>Muy alta</i>	<i>Buena a excelente.</i>	<i>Muy pocos gases a nulos</i>	<i>Sismología. Trabajos submarinos y subterráneos.</i>
<i>Permitidos</i>	<i>?</i>	-	<i>Alta</i>	<i>Regular</i>	<i>Muy pocos gases.</i>	<i>Trabajos mineros (carbón)</i>
<i>Baja densidad</i>	<i>Amoniaco</i>	<i>25%</i>	<i>Regular</i>	<i>Ninguna</i>	<i>Pocos gases</i>	<i>Trabajos mineros.</i>

Selección y Propiedades de los Explosivos más comunes en construcción.

ACCESORIOS PARA VOLADURAS.

Los accesorios para voladuras son los productos ó dispositivos empleados para ceber cargas explosivas, suministrar ó transmitir una llama que inicie una explosión, ó llevar una onda detonadora de un punto a otro ó de una carga explosiva a otra.

INICIADORES.

a) Mecha para minas.

La mecha para minas consiste en un núcleo de pólvora negra especial, envuelto con varias cubiertas de hilazas ó cintas y sustancias impermeabilizantes. Su objeto de hacer estallar al fulminante, por lo tanto debe arder en una forma continua y uniforme. La velocidad de ignición oscila entre 125 y 131 segundos por metro.

b) Ignitacord.

Es un artefacto para encender mecha. Tiene la apariencia de un cable de diámetro muy pequeño y arde progresivamente con una flama exterior corta y muy caliente que permite encender una serie de mechas en "rotación", con la ventaja de que el tiempo necesario para que una persona inicie el encendido de la serie, es el mismo que se necesitará para encender una sola mecha.

Se surte en tres velocidades de combustión: De 26 a 33 segundos por metro; de 52 a 65 segundos por metro y de 13 a 16 segundos por metro.

DETONADORES.

a) Fulminantes.

Los fulminantes son tubos ó casquillos cerrados en un extremo y que contienen una carga de explosivos de gran sensibilidad. Están hechos para detonar con las chispas del tren de fuego de la mecha para minas.

b) Estopines eléctricos.

Los estopines eléctricos, son fulminantes elaborados de tal manera que pueden hacerse detonar con corriente eléctrica. Con ellos pueden iniciarse simultáneamente varias cargas de explosivos de gran potencia. Los estopines eléctricos tienen una carga básica de un explosivo de alta velocidad, una carga como cebo y una carga de ignición suelta ó de tipo píldora.

El dispositivo para la detonación con electricidad consiste en dos --- alambres con aislamiento de plástico, con un tapón de hule que mantiene los alambres en su lugar y un puente de alambre anticorrosivo de diámetro pequeño, que une las terminales de los alambres debajo del tapón. Cuando se aplica la corriente eléctrica el puente se pone incandescente y detona el estopín.

c) Estopines eléctricos tipo instantáneo.

Los estopines eléctricos instantáneos tienen casquillos de aluminio de 1 1/8" de largo; estos son los detonadores para usos comunes. Un alambre lleva aislamiento color rojo y el otro amarillo, estos dos colores distintos son de gran ayuda al hacer las conexiones.

d) Estopines eléctricos de tiempo.

Los estopines eléctricos de tiempo son semejantes a los estopines eléctricos instantáneos, con la diferencia que llevan un elemento de retardo colocado entre el puente de alambre y las cargas de detonación.

Existen dos tipos diferentes de estopines eléctricos de tiempo, los regulares Mark V y los estopines eléctricos de tiempo "MS". La diferencia estriba, particularmente en la duración del intervalo de retardo entre períodos consecutivos de la serie.

e) Estopines eléctricos de tiempo regulares Mark V.

La nueva serie de estopines eléctricos de tiempo regulares, ha sido fabricada para disparar con un intervalo definido entre el estopín -- más lento de cualquier período y el más rápido del siguiente período. Estas nuevas series aseguran un intervalo positivo de tiempo -- entre períodos y a través de toda la serie de tiempos. Comprenden 10 períodos de retardo, los tiempos de detonación de los estopines -- Mark V después de aplicar la corriente, para el primer período es de 25 MS y para el décimo período 9.6 segundos.

f) Estopines eléctricos de tiempo "MS".

Los estopines eléctricos de tiempo con retardo de milésimos de segundo difieren de los estopines de tiempo ordinario en que los intervalos de retardo son muy cortos. Su elemento de retardo es diferente al de los estopines de tiempo ordinarios. Se surten en 10 períodos

cuyos numeros indican el tiempo que tarda el disparo en producirse, en milésimos de segundo a saber: MS - 25, MS - 50, MS - 100, -- MS - 150, MS - 200, MS - 300, MS - 400, MS - 600, MS - 800, MS - 1000.

MECHAS DETONANTES.

a) Primacord.

Este producto es un cordón detonante que contiene un núcleo de tetranitrato de pentaeritritol (Niperlla) dentro de una envoltura impermeable reforzada con cubiertas que la protegen. Tiene una velocidad de detonación muy alta de 6,400 metros por segundo. La fuerza con que estalla es suficiente para hacer detonar los explosivos violentos continuos dentro de un barreno, de modo que si se conecta al primer cartucho que se coloque en el barreno, actúa como un agente iniciador a todo lo largo de la carga explosiva.

El "primacord" se usa principalmente para disparos múltiples de barrenos grandes en la superficie ya sean verticales y horizontales. Es ilimitado el número de barrenos que pueden dispararse en esta forma.

PINZAS CORRUGADORAS DE FULMINANTES.

Hay dos tipos de pinzas: Las de mano y las máquinas corrugadoras. Las pinzas de mano dan un servicios satisfactorio en las operaciones donde el número de fulminantes que va a fijarse a los tramos de mecha es relativamente pequeño. En cambio la máquina se recomienda para operaciones donde diariamente se fija una gran cantidad de fulminantes y donde hay puestos centrales para hacer ese trabajo de fi-

jación.

MAQUINAS EXPLOSORAS.

Estas máquinas suministran la corriente necesaria para disparos -- eléctricos. Hay dos tipos de Máquinas Explosoras. El tipo "Descarga de Condensador" y el tipo "Generador".

DESCARGA DE CONDENSADOR.

Utiliza pilas secas para la carga de un banco de condensadores que ya así pueden proporcionar una corriente directa y de corta duración a los dispositivos de disparo eléctrico. Están provistas de cajas metálicas resistentes al agua. Se caracterizan por:

1. - Una capacidad extremadamente alta, en comparación con su peso y tamaño.
2. - La ausencia de partes dotadas de movimiento.
3. - La eliminación del factor humano que interviene en las máquinas de tipo mecánico.
4. - Una luz piloto, y
5. - Un sistema de alambres e interruptores que reúne importantes características de seguridad.

GENERADOR.

Su principio se basa en un generador modificado que proporciona una corriente directa pulsativa. Estas máquinas son de tipo llamado "de vuelta" ó también "Cremallera". Están diseñadas de tal manera que no fluye de ellas corriente alguna hasta que se dé todo el movimiento

necesario a la manivela de Vueltá ó de Cremallera; es entonces cuando la corriente va a dar a las líneas de disparo en casi todo su amperaje y voltaje.

INSTRUMENTOS DE PRUEBA.

a) Galvanómetro para voladuras.

Este instrumento tiene una pila especial de cloruro de plata que proporciona la corriente necesaria para mover una manecilla en una escala graduada. La pila y las partes mecánicas están encerradas en una caja de pasta la cual está provista de dos bornes de contacto. Sirve para probar los estopines eléctricos individuales y también para determinar si un circuito de voladura está cerrado ó no y si está en condiciones para el disparo; además sirve para localizar los alambres rotos, las conexiones defectuosas y los cortos circuitos, así como para medir la resistencia aproximada de un circuito.

b) Voltiohmetro para voladuras.

Este instrumento es una combinación del voltímetro y del óhmetro, que sirve para descubrir la presencia de corrientes extrañas, para la lectura de voltaje de las líneas y para medir la resistencia de los circuitos de voladura.

c) Reostato.

Este instrumento se usa para probar la eficiencia de las máquinas explosoras de cremallera.

VOLADURAS.

Para una buena voladura no basta seleccionar correctamente el explosivo, ya que es necesario conocer también el método de aplicación más indicado para cada clase de trabajo, obteniéndose con ello una máxima eficiencia, la cual se traduce en menor costo de la obra. Usualmente los resultados óptimos en voladuras se adquieren a través de la experiencia.

Un corte puede atacarse tronando parte de él, como si se tratara de una cantera de frente angosto, disparando varias hileras de barrenos al mismo tiempo (Fig. 1). Para este caso la profundidad P debe exceder, aproximadamente, 30 centímetros, la profundidad del corte.

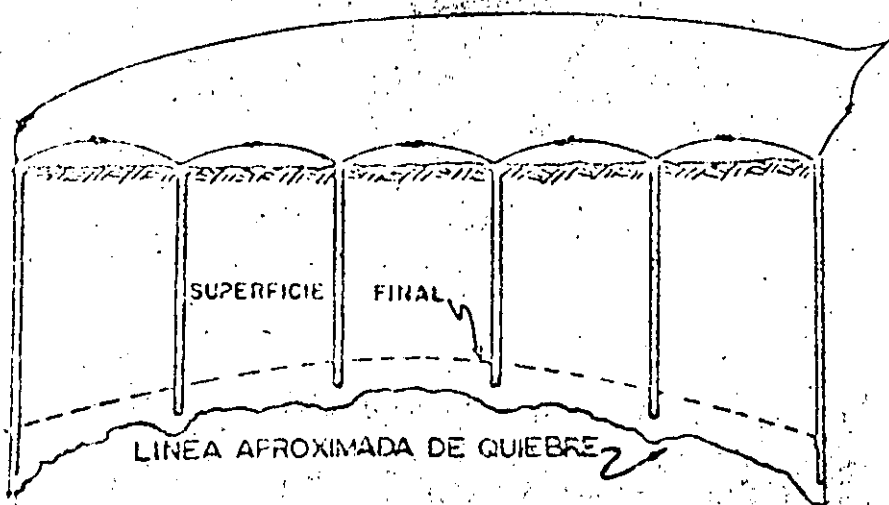
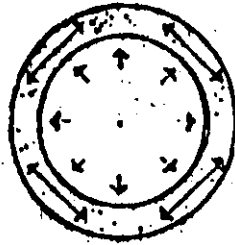
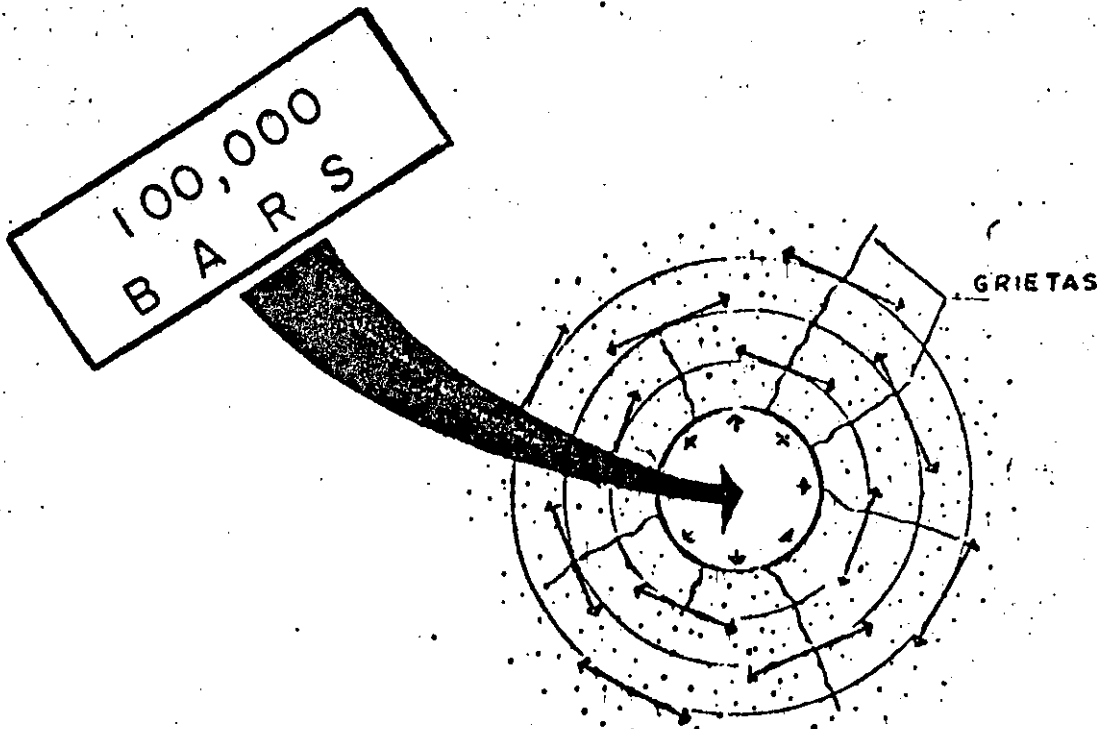


Figura 1



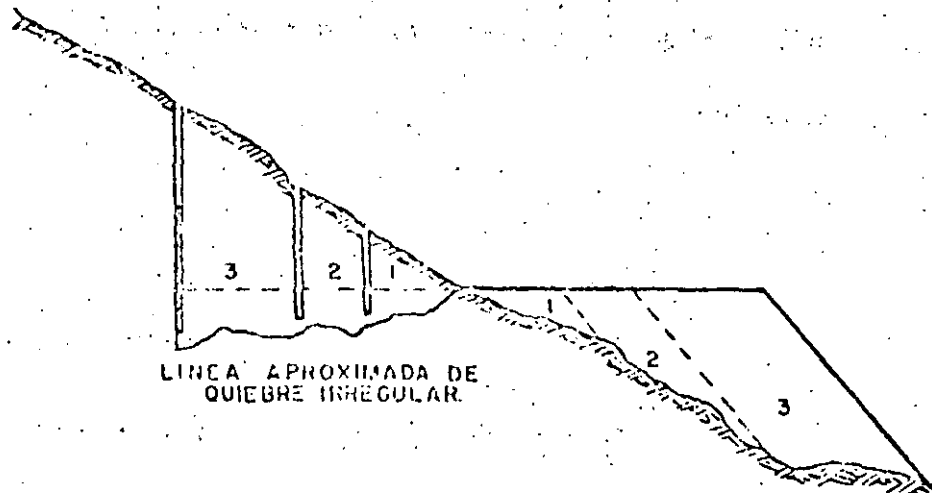
LAS PAREDES DE UN TUBO DE ACERO SOMETIDA A PRESION INTERNA, ESTAN SOMETIDAS A TENSION



LA ROCA ALREDEDOR DE UN BARRENO CON GASES A PRESION (DEL EXPLOSIVO) ESTA SOMETIDA A TENSION . SI LA PRESION ES SUFICIENTEMENTE GRANDE TAMBIEN LO SERA LA TENSION Y HABRA GRIETAS.

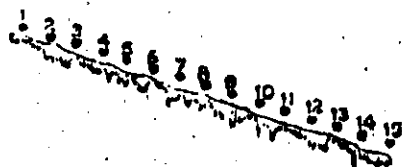
Para barrenación corta es recomendable los barrenos de $1\frac{1}{2}$ " (3.81 - cm) de diámetro en donde el pueble no debe pasar de la mitad del barrenos. El consumo de dinamita gelatina 40% en este tipo de barrenación es de 0.5 a 0.6 Kg/m³ de roca.

En la construcción de terracerías en laderas deberá utilizarse los escombros ó rezagas del corte para completar la cama deseada, como se indica en la Fig. 2. Tanto en este caso como en los otros es recomendable efectuar una sola tronada del corte utilizando el sistema Mark V ó de los milisegundos, pues con él se obtiene una mejor fragmentación, control de proyección, menor vibración y, con ello, mayor seguridad. Los resultados con el sistema Mark V son sorprendentes; con la práctica puede dominarse una voladura.



Los siguientes ejemplos ilustran lo anterior.

Método para reducir la vibración:



Para bancos comprendidos entre 8 y 15 metros de altura es recomendable disparar de 2 a 5 hileras de pozos simultáneamente con el objeto de desprender suficiente material y aumentar la fragmentación.

La plantilla más sencilla para una voladura de varias hileras, lateralmente limitadas, es la que se muestra en la figura 3.

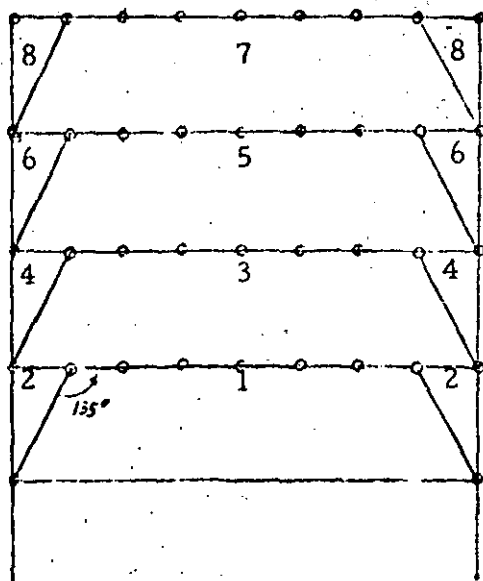


Figura No. 3

Todos los barrenos por hilera, excepto los de esquinas, se inician con un mismo número de retardo, con lo que, en el momento de la detonación, cada barreno tiene rotura libre. Esto no sería posible si los barrenos de esquina se iniciaran al mismo tiempo, ya que se tendría una probabilidad muy grande de que éstos se encendieran -- antes de los inmediatamente próximos, quedando en condiciones de rotura desfavorable. Este tipo de encendido exige el doble de intervalos que hileras, lo cual es una restricción cuando se trata de -- grandes voladuras con varias hileras, ya que los intervalos disponibles no son suficientes para la aplicación de una secuencia de encendido como la de la figura 3.

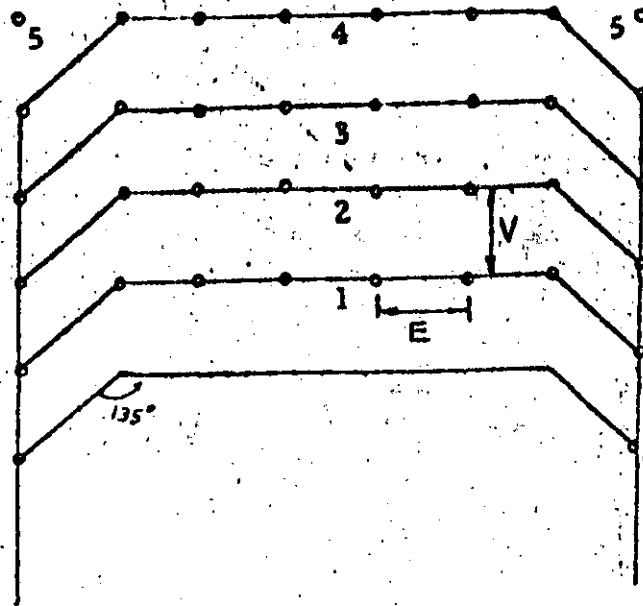


Figura No. 4

La plantilla anterior, se puede modificar como se muestra en la --
 figura 4 en la cual todos los barrenos de la hilera, a excepción de
 los de esquina, se encienden con el mismo intervalo que los barre-
 nos de esquina de la hilera anterior. Con este arreglo, se usa un --
 menor número de intervalos en los estopines.

Otro tipo de plantilla sería como la mostrada en la figura 5, la cual
 es adecuada para una mayor fragmentación, un mejor acabado en las
 paredes y una rezaga más concentrada, aunque presenta malas condi-
 ciones para el desprendimiento de la parte central, pues después del
 encendido del retardo Núm. 1 que tiene la rotura libre; salen los dos
 barrenos de ambos lados de la misma hilera con el retardo núm. 2,
 así como este mismo, lo que da como resultado que el barreno de --
 la segunda hilera se pueda adelantar a los de enfrente, quedándose ence-
 rrado en el momento de encendido y efectuando una voladura defectuosa.

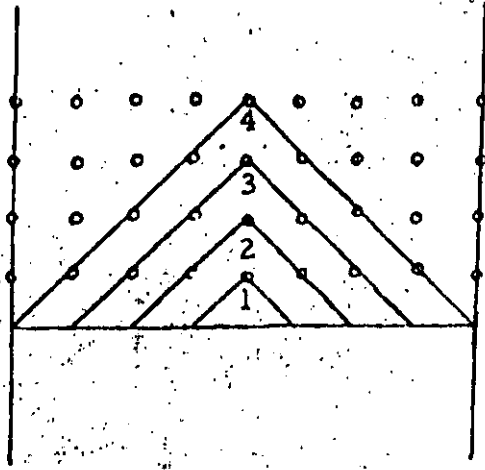


Figura No. 5

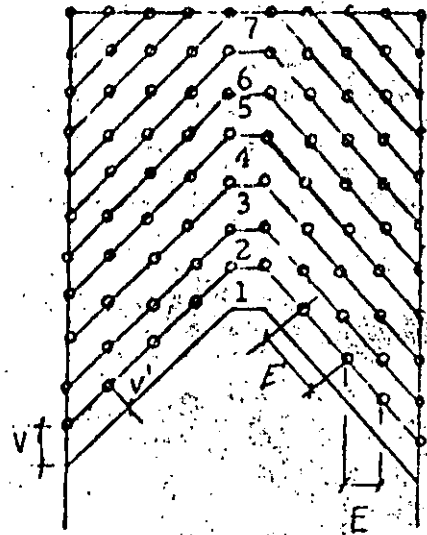


Figura No. 6

Para evitar lo anterior, se utiliza una plantilla como la mostrada en la figura 6.

Los dos barrenos que están ligeramente más comprimidos que los otros, se han dispuesto en la hilera de modo que, el desgarramiento en sus alrededores, no afecte al contorno final de la pared acabada.

Además, se debe tomar en cuenta la gran importancia que tiene la relación pata-espaciamiento para la fragmentación; en la figura 6 así como en la 5 se tiene que, en comparación con la figura 4

$$E' = E \times \sqrt{2}, \quad V' = V / \sqrt{2}$$

por lo que, igualando términos, $\frac{E'}{V'} = \frac{2E}{V}$ lo cual es favorable para la fragmentación; esto queda más claro si se toman en cuenta las ilustraciones de las figuras 7 y 7A, las cuales fueron determinadas experimentalmente.

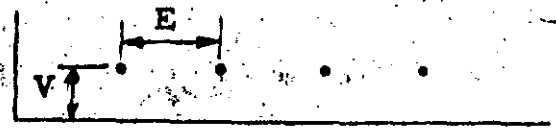
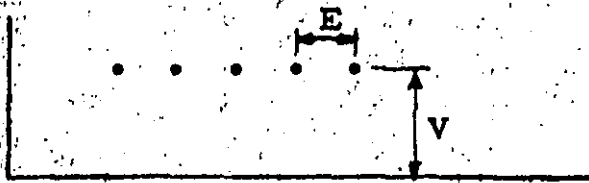


Fig. 7

Fig. 7-A

Donde se ve claramente que al aumentar la relación E/V , aumenta la fragmentación

Por otro lado se tiene que, como se vió anteriormente hablando de los ángulos característicos, el encendido de hileras oblicuas al eje de la voladura implica que la proyección que tiene lugar en ángulos rectos con las hileras de encendido, no sea normal al frente, sino según el ángulo de 45° con la prolongación del eje. Esto reduce la proyección y consecuentemente, se tienen posibilidades para una carga de explosivos más potente, una mejor fragmentación y un producto más concentrado que facilitará la rezaga.

DISEÑO DE UNA VOLADURA

*Es importante hacer notar que todas las cifras anotadas son aproximadas y se --
intentan solamente como una guía gene-
ral, y como una base para comenzar a
hacer pruebas en cada caso especial.*

CONSUMO DE EXPLOSIVOS.

Este debe determinarse en cada caso por medio de pruebas.

Para facilitar las pruebas se parte de las siguientes reglas:

- 1) La carga por metro cúbico de roca fragmentada, será la misma, independientemente del tamaño de la prueba.*
- 2) La carga específica necesaria para una voladura es al rededor de 0.4 kg/m³. (puede variar de 0.2 a 0.6 kg/m³)*
- 3) La carga del fondo del barreno debe ser 2.7 veces mayor que la carga de la columna*

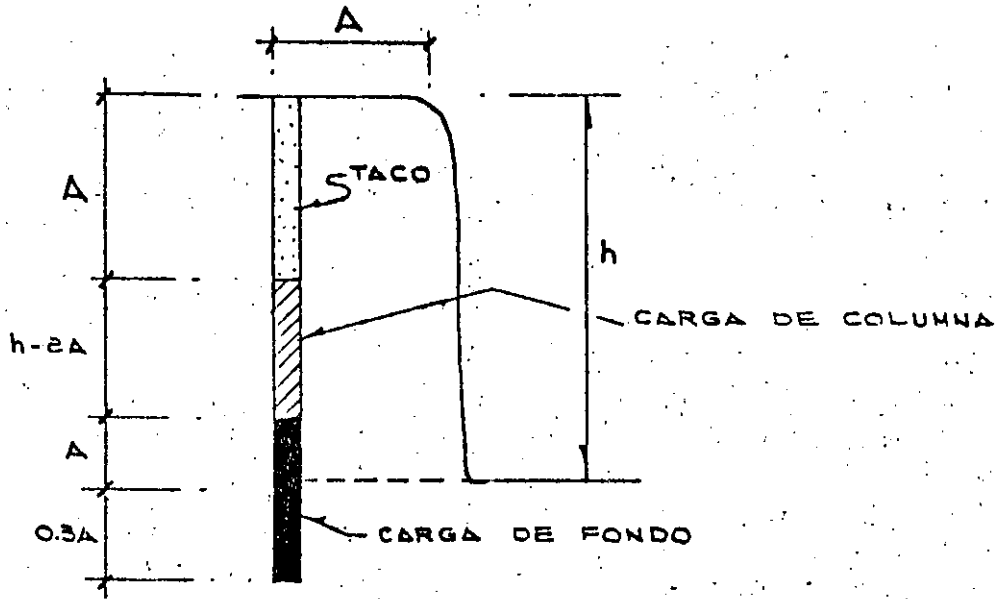
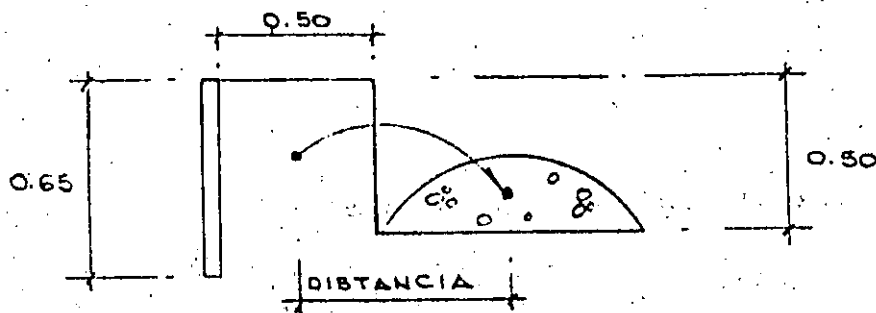


Figura 8.

y se distribuirá de acuerdo con la figura 8.

4) Un buen procedimiento para hacer pruebas consistente en volar -- barrenos de 0.50 m. de profundidad y 0.50 m. de pata. Se repite varias veces el procedimiento, aumentando la carga hasta que sea suficientemente grande para fracturar la pata.

Si el centro de gravedad de la roca es lanzado hacia el frente de 0 a 1m. se dice que la carga es la correcta. Lanzamientos mayores de la roca, a 2, 4, 6 y 8ms, indican excesos de carga de 10, 20, 30 y 40% respectivamente.



Con esta carga se hacen pruebas un poco más grandes (5m. de profundidad),

- 5) *La separación entre barrenos es aproximadamente 1.3 A.*
- 6) *La pata depende de la carga por metro que se pueda concentrar - en el fondo y de la altura de la carga.*

La altura de la carga, a su vez, depende del diámetro del barreno.

- 7) *La relación entre el tamaño de la pata y el diámetro del barreno (d), está dada por:*

$$A = 40 d.$$

- 8) *La relación del diámetro a la altura del banco es de 0.005 a 0.0125.*

- 9) *Para voladuras de filas múltiples, conviene reducir la distancia entre barrenos, después del frontal según:*

$$A_1 = A - 0.05 h.$$

- 10) *El consumo específico para barrenos múltiples es 20% menos que el de un solo barreno.*

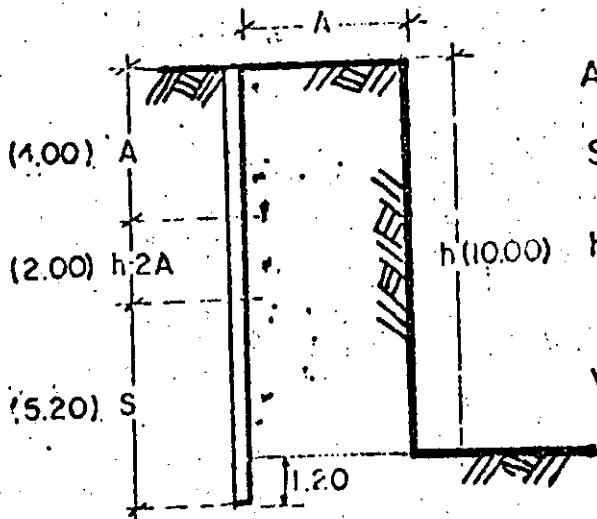
- 11) *El peso volumétrico de la dinamita extra 40% ó gelatina 60% es de 1.0 a 1.4 kg/dm³.*

PROBLEMA:

$$\phi = 4'' = 0.10 \text{ m.}$$

CARGA ESPECIFICA: 0.35 Kg/m³

DINAMITA EXTRA 40%



$$A = 40 \times 0.1 = 4.00 \text{ m.}$$

$$S = 1.3A = 1.3 \times 4.00 = 5.20 \text{ m.}$$

$$h = \frac{0.1}{0.01} = 10.00 \text{ m.}$$

$$V = 4.00 \times 5.20 \times 10.00 = 208 \text{ m}^3$$

$$208 \times 0.35 = 72.8 \text{ Kg de explosivos}$$

$$c.c. = 72.8 \div 3.7 = 19.68$$

$$c.f. = 19.67 \times 2.7 = 53.12$$

$$\frac{53.12}{72.80}$$

$$L.c.f. = \frac{53.12}{10.458} = 5.08 < 5.20$$

$$L.c.c. = \frac{19.68}{10.458} = 1.88 < 2.00$$

D I N A M I T A S			A G E N T E S E X P L O S I V O S		
Gelatina Extra	40 %	1.57	"Mexamon"	SP	0.61
	60 %	1.44		SP-LD	0.70
	75 %	1.39			
Dinamita Extra	40 %	1.29	"Mexamon"	C	0.85
	60 %			C-LD	0.64
Dinamita Esp.	45 %	1.23			
Gelamex	No. 1	1.28	Super "Mexamon"	D	0.65
	No. 2	1.16			
Gelatina Alta Velocidad Geomex	60 %	1.47	NA-AC		0.80
Duramex	6	1.00			
Dinamex	A	1.23			
Total		1.60			

D E N S I D A D E S
D E E X P L O S I V O S

N O R M A R E V

H O J A D E

27

DIAMETRO		VOLUMEN CM ³ /M.L.	KILOS POR METRO LINEAL DE COLUMNA PARA UNA DENSIDAD DADA														
PULGADAS	CMS.		.50 Grs. por cm.3	.65 Grs. por cm.3	.70 Grs. por cm.3	.80 Grs. por cm.3	.85 Grs. por cm.3	1.00 Grs. por cm.3	1.16 Grs. por cm.3	1.23 Grs. por cm.3	1.28 Grs. por cm.3	1.29 Grs. por cm.3	1.39 Grs. por cm.3	1.44 Grs. por cm.3	1.47 Grs. por cm.3	1.57 Grs. por cm.3	1.60 Grs. por cm.3
7/8	2.22	387.08	.194	.252	.271	.310	.329	.387	.449	.476	.495	.499	.538	.557	.569	.608	.619
1	2.54	506.71	.253	.329	.355	.405	.431	.507	.588	.623	.649	.654	.704	.730	.745	.796	.811
1 1/4	3.18	794.23	.397	.516	.556	.635	.675	.794	.821	.977	1.017	1.025	1.104	1.144	1.168	1.247	1.271
1 1/2	3.81	1140.09	.570	.741	.798	.912	.969	1.140	1.323	1.402	1.459	1.471	1.585	1.642	1.676	1.790	1.824
1 3/4	4.45	1555.29	.778	1.011	1.089	1.244	1.322	1.555	1.804	1.913	1.991	2.006	2.162	2.240	2.286	2.442	2.488
2	5.08	2026.83	1.015	1.317	1.419	1.621	1.723	2.027	2.351	2.493	2.594	2.615	2.817	2.919	2.979	3.182	3.243
2 1/2	6.35	3166.93	1.563	2.059	2.217	2.534	2.692	3.167	3.674	3.895	4.054	4.085	4.402	4.560	4.655	4.972	5.067
3	7.62	4560.38	2.280	2.964	3.192	3.648	3.876	4.560	5.290	5.609	5.837	5.883	6.339	6.567	6.704	7.160	7.297
3 1/2	8.89	6207.18	3.104	4.035	4.345	4.966	5.276	6.207	7.200	7.635	7.945	8.007	8.628	8.938	9.125	9.745	9.931
4	10.16	8107.34	4.054	5.270	5.675	6.486	6.891	8.107	9.405	9.972	10.377	10.458	11.269	11.675	11.918	12.729	12.972
4 1/2	11.43	10260.85	5.130	6.670	7.183	8.209	8.722	10.261	11.903	12.621	13.134	13.236	14.263	14.776	15.083	16.110	16.417
5	12.70	12667.72	6.334	8.234	8.867	10.134	10.768	12.668	14.695	15.581	16.215	16.341	17.608	18.242	18.622	19.888	20.268
5 1/2	13.97	15327.94	7.664	9.963	10.750	12.262	13.029	15.328	17.760	18.853	19.620	19.773	21.306	22.072	22.532	24.065	24.525
6	15.24	18241.51	9.121	11.857	12.769	14.593	15.505	18.242	21.160	22.437	23.349	23.532	25.356	26.268	26.815	28.639	29.186
6 1/2	16.51	21408.44	10.704	13.915	14.986	17.127	19.197	21.408	24.834	26.332	27.403	27.617	29.758	30.828	31.470	33.611	34.254
7	17.78	24828.72	12.414	16.139	17.380	19.863	21.104	24.829	28.801	30.539	31.781	32.029	34.512	35.753	36.498	38.981	39.726
7 1/2	19.05	28502.38	14.251	18.527	19.952	22.802	24.227	28.502	33.063	35.058	36.483	36.768	39.616	41.043	41.898	44.749	45.604
8	20.32	32429.35	16.215	21.079	22.701	25.943	27.565	32.429	37.618	39.888	41.510	41.834	45.077	46.698	47.671	50.914	51.867
8 1/2	21.59	36609.70	18.305	23.796	25.627	29.288	31.118	36.610	42.467	45.030	46.860	47.227	50.887	52.718	53.816	57.477	58.576
9	22.86	41043.40	20.522	26.678	28.730	32.835	34.887	41.043	47.610	50.483	52.535	52.946	57.050	59.102	60.334	64.438	65.669
10	25.40	50670.87	25.335	32.936	35.470	40.537	43.070	50.671	58.778	62.325	64.859	65.363	70.433	72.966	74.486	79.553	81.073
11	27.94	61311.75	30.656	39.653	42.918	49.049	52.115	61.312	71.122	75.413	78.479	79.092	85.223	88.289	90.128	96.259	98.099
12	30.48	72966.05	36.463	47.428	51.076	58.373	62.021	72.966	84.641	89.746	93.397	94.126	101.423	105.071	107.260	114.557	116.746

DENSIDADES DE CARGA DE EXPLOSIVOS

CALCULO DE UNA VOLADURA POR EL METODO SUECO (OVERBURDEN)

Formulas:

Carga de fondo:

$$q_f = 0.001 d^2 \text{ Kg/m} \quad (d \text{ en mm})$$

Carga de Columna

$$q_c = 0.4 q_f$$

Pata o Berm:

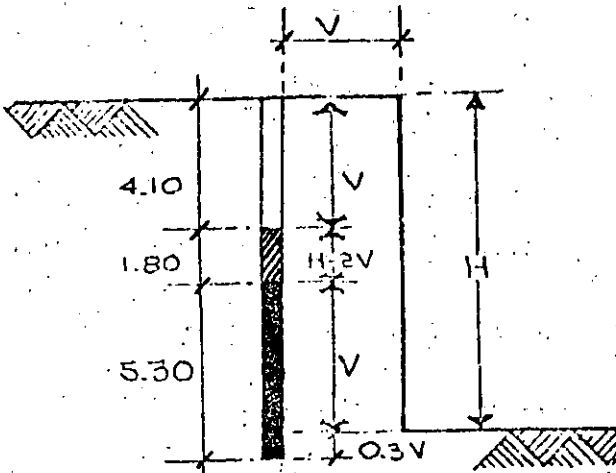
$$V_T = 45 d \quad (\text{Teórica})$$

$$V_R = V_T - 0.05 - 0.03 H \quad (\text{Real})$$

Ejemplo:

$$d = 4''$$

$$H = 10 \text{ m}$$



$$V_T = 45 \times 0.01 = 4.50$$

$$V_R = 4.50 - 0.1 - 0.3 \times 10 =$$

$$V_R = 4.10 \text{ m.}$$

$$q_f = 0.001 \times \frac{100}{100}^2 = 10 \text{ Kg/m}$$

$$C_f = 10 \times 5.30 = 53 \text{ Kg.}$$

$$q_c = 0.4 \times 10 = 4 \text{ Kg/m.}$$

$$C_c = 4 \times 1.8 = 7.2 \text{ Kg.}$$

VOLADURAS CONTROLADAS.

Los consumidores de explosivos han buscado y ensayado muchas maneras para reducir el exceso de rompimiento ó sobreexcavación de las voladuras. Por razones de seguridad, el rompimiento excesivo es inconveniente tratándose de taludes, bancos, frentes ó pendientes inestables y es también económicamente inconveniente cuando la excavación excede la "línea de pago" (implica concreto extra y los taludes fracturados requieren un mantenimiento costoso)

En voladuras controladas se utilizan varios métodos para reducir el exceso de rompimiento; sin embargo, todas tienen un objetivo común: Disminuir y distribuir mejor las cargas explosivas para reducir al mínimo los esfuerzos y la fractura de la roca más allá de la línea misma de excavación.

Por muchos años la barrenación en Línea fué el único procedimiento utilizado para controlar el rompimiento excesivo. La Barrenación en Línea ó de límite simplemente consiste de una serie de barrenos en línea, vacíos, a corta distancia unos de otros y a lo largo de la línea misma de excavación, proporcionando así un plano de debilidad que la voladura puede romper con facilidad.

Estos procedimientos difieren del principio de la Barrenación en Línea, esencialmente, en que algunos ó todos los barrenos se disparan con cargas explosivas relativamente pequeñas y debidamente distribuidas. La detonación de estas pequeñas cargas tiende a fracturar la roca entre los barrenos y permite mayores espaciamientos que en el caso de la Barrenación en Línea. Por lo tanto, los costos

de barrenación se reducen y en muchos casos se logra un mejor control del exceso de rompimiento.

BARRENACION EN LINEA, DE LIMITE O DE COSTURA.

Principio.

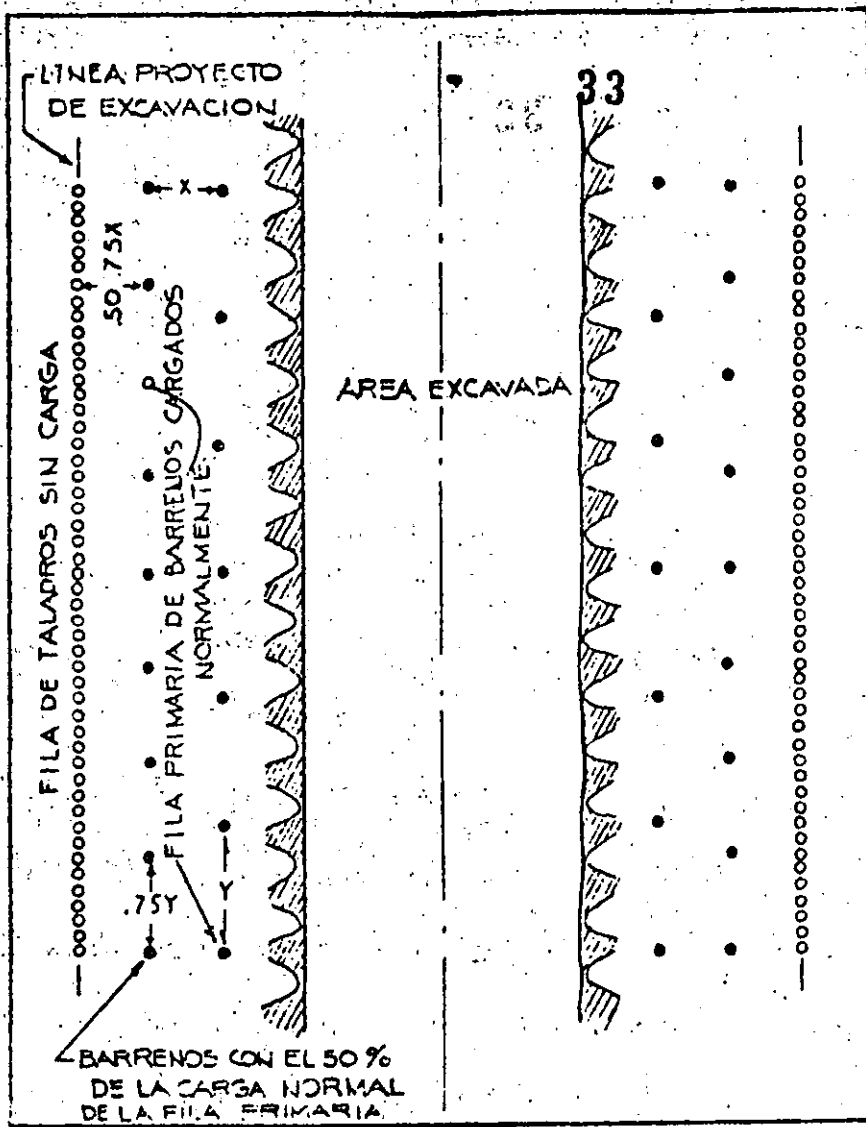
La Voladura con Barrenación en Línea involucra una sola hilera de barrenos de diámetro pequeño, poco espaciados, sin cargar y a lo largo de la línea misma de excavación. Esto proporciona un plano de menor resistencia, que la voladura primaria pueda romper con mayor facilidad. También origina que parte de las ondas de choque creadas por la voladura sean reflejadas, lo que reduce la trituración y las tensiones en la pared terminada.

Aplicación.

Las perforaciones de la Barrenación en Línea generalmente son de 2" a 3" de diámetro y se separan de 2 ó 4 veces de su diámetro a lo largo de la línea de excavación. Los barrenos mayores de 3" se usan poco con este sistema pues los altos costos de barrenación no pueden compensarse suficientemente con mayores espaciamientos.

La profundidad de los barrenos depende de su buena alineación. Para obtener buenos resultados, los barrenos deben quedar en el mismo plano. Cualquier desviación en ellos, al tratar de barrenar -- más profundamente, tendrá un efecto desfavorable en los resultados.

Para barrenos de 2" a 3" de diámetro las profundidades mayores a 9 metros son raramente satisfactorias.



Plantilla Típica del Procedimiento de Barrenación en línea.

Figura 8 A

Los barrenos de la voladura directamente adyacentes a los de la -- Barrenación en Línea, se cargan generalmente con menos explosivos y también a menor espaciamiento que los otros barrenos. La distancia entre las perforaciones de la Barrenación en Línea y los más próximos, cargados, es usualmente del 50 al 75% de la pata -- usual.

Los mejores resultados con la Barrenación en Línea se obtienen en formaciones homogéneas en donde los planos de estratificación, jun

las y hendeduras son mínimas.

Trabajos subterráneos. - La aplicación de la teoría básica del sistema de Barrenado en Línea, esto es, utilizando solamente barrenos vacíos, es muy limitada en trabajos subterráneos. Generalmente se usan barrenaciones cerradas, pero siempre cargadas aunque ligeramente. A este procedimiento hemos preferido llamarle Voladura Perfilada y será descrita posteriormente.

VOLADURAS AMORTIGUADAS.

PRINCIPIO

La Voladura Amortiguada a veces denominada como voladura para recortar, lajear ó desbastar, se introdujo en el Canadá hace varios años. Al igual que la Barrenación en Línea, la Voladura Amortiguada implicu una sola fila de barrenos a lo largo de la línea proyecto de excavación.

Las cargas para las voladuras amortiguadas deben ser pequeñas, bien distribuidas, perfectamente retacadas y se harán explotar después de que la excavación principal ha sido despejada. Al ser volada la pala, el táco amortigua la vibración dirigida hacia la pared terminada, reduciendo así al mínimo la fractura y las tensiones en esta pared. Disparando los barrenos de amortiguamiento a pequeños intervalos, la detonación tiende a cortar la roca entre ellos dejando una superficie uniforme y con un mínimo de sobreexcavación.

Obviamente, a mayor diámetro de barreno, se obtiene mayor amortiguamiento.

TABLA IIICARGAS Y PLANTILLAS PROPUESTAS PARA VOLADURASAMORTIGUADAS.

<u>DIAMETRO DEL BARRENO EN PULGADAS</u>	<u>ESPACIAMIENTO EN (1) PIES</u>	<u>BERMA EN PIES (1)</u>	<u>CARGA EXPLOSIVA EN LIBRAS/PIE (1)</u>
2 - 2 $\frac{1}{2}$	3	4	0.08 - 0.25
3 - 3 $\frac{1}{2}$	4	5	0.13 - 0.50
4 - 4 $\frac{1}{2}$	5	6	0.75 - 0.75
5 - 5 $\frac{1}{2}$	6	7	0.75 - 1.00
6 - 6 $\frac{1}{2}$	7	9	1.00 - 1.59

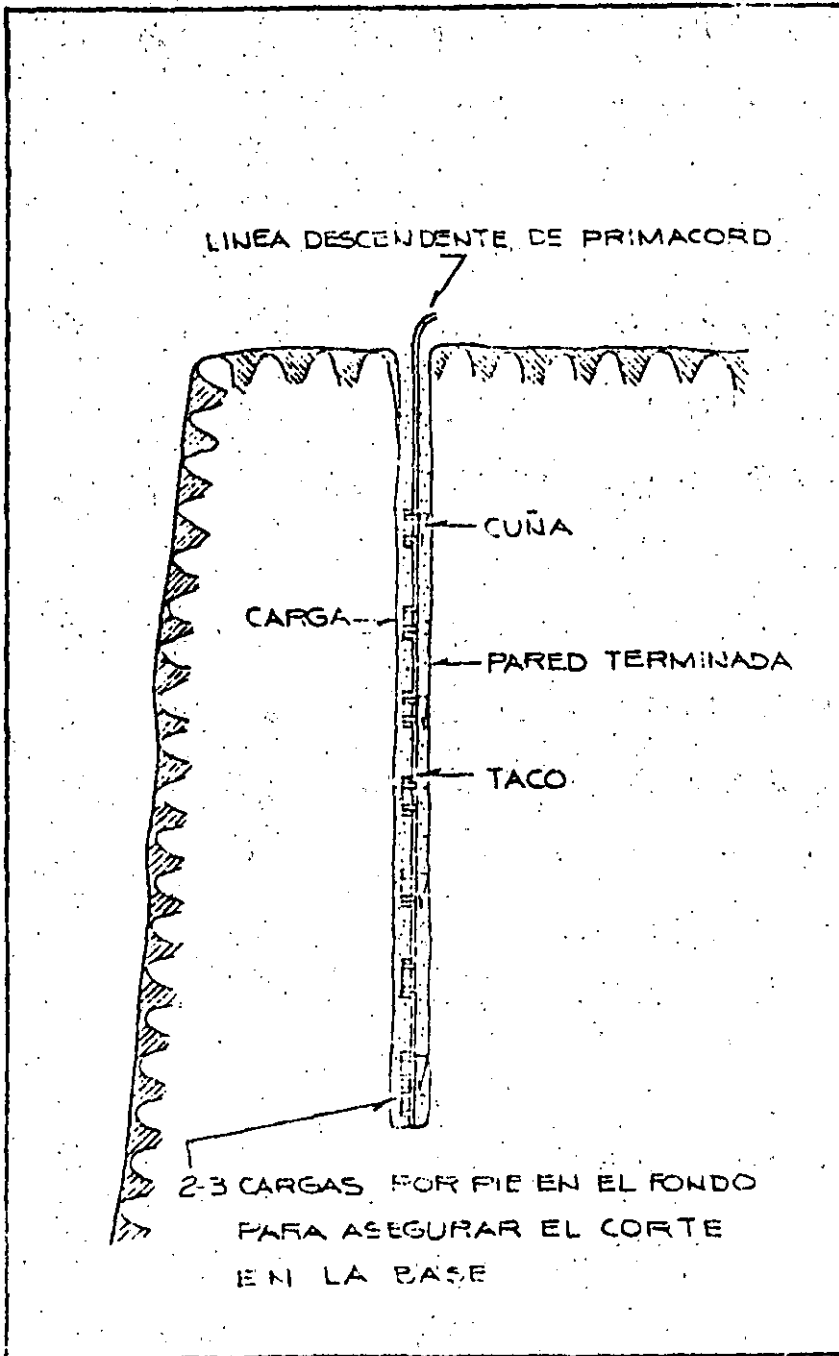
(1). - *Dependen de la naturaleza de la roca.
Las cifras anotadas son promedios.*

(2). - *El diámetro del cartucho deberá ser
igual ó menor que la mitad del diá-
metro del barreno.*

Trabajos a cielo abierto. - El banco ó perma y el espaciamento --
variarán de acuerdo con el diámetro de los barrenos que se hagan. -
La Tabla III muestra una guía de patrones y cargas para diferentes
diámetros de barrenos. Nótese que los números mostrados cubren
un campo promedio debido a las variaciones que resultan del tipo -
de formación por volarse. Con este procedimiento los barrenos se
cargan con cartuchos enteros ó fraccionados atados a líneas de Pri-
macord a manera de rosario, usándose generalmente cartuchos de -
1 $\frac{1}{2}$ " de diámetro por 8" de largo y colocándose a 1 ó 2 pies de sepa-
ración.

Para efectos de un amortiguamiento máximo las cargas deben colo--
carse dentro del barreno tan próximas como sea posible a la pared
correspondiente al lado de la excavación. (Ver figura 9).

Figura 9



COLOCACION DE LAS CARGAS DE EXPLOSIVO PARA VOLADURAS AMORTIGUADAS.

El retardo mínimo entre la explosión de los barrenos amortiguadores proporciona la mejor acción de corte entre barreno y barreno; por lo tanto, normalmente se emplean líneas troncales de Primacord. En donde el ruido y la vibración resulten críticos, se pueden obtener buenos resultados con estopines de retardo MS.

La profundidad máxima que puede volarse con éxito por este método, depende de la precisión del alineamiento de los barrenos. Con barrenos de diámetros mayores puede mantenerse un mejor alineamiento a mayor profundidad. Las desviaciones de más de 6" del plano de los barrenos dan generalmente malos resultados. Se han hecho voladuras con éxito usando barrenos de amortiguamiento hasta de 90 pies de profundidad.

Cuando se realizan voladuras por amortiguamiento en áreas curvas ó en esquinas, se requiere menores espaciamientos que cuando vuela una sección recta. Pueden también utilizarse ventajosamente taladros-guía cuando se vuelan caras no lineales. En esquinas a 90°, una combinación de varios procedimientos para voladuras controladas, dará mejores resultados que la voladura amortiguada simple. (Veáse la Figura 10)

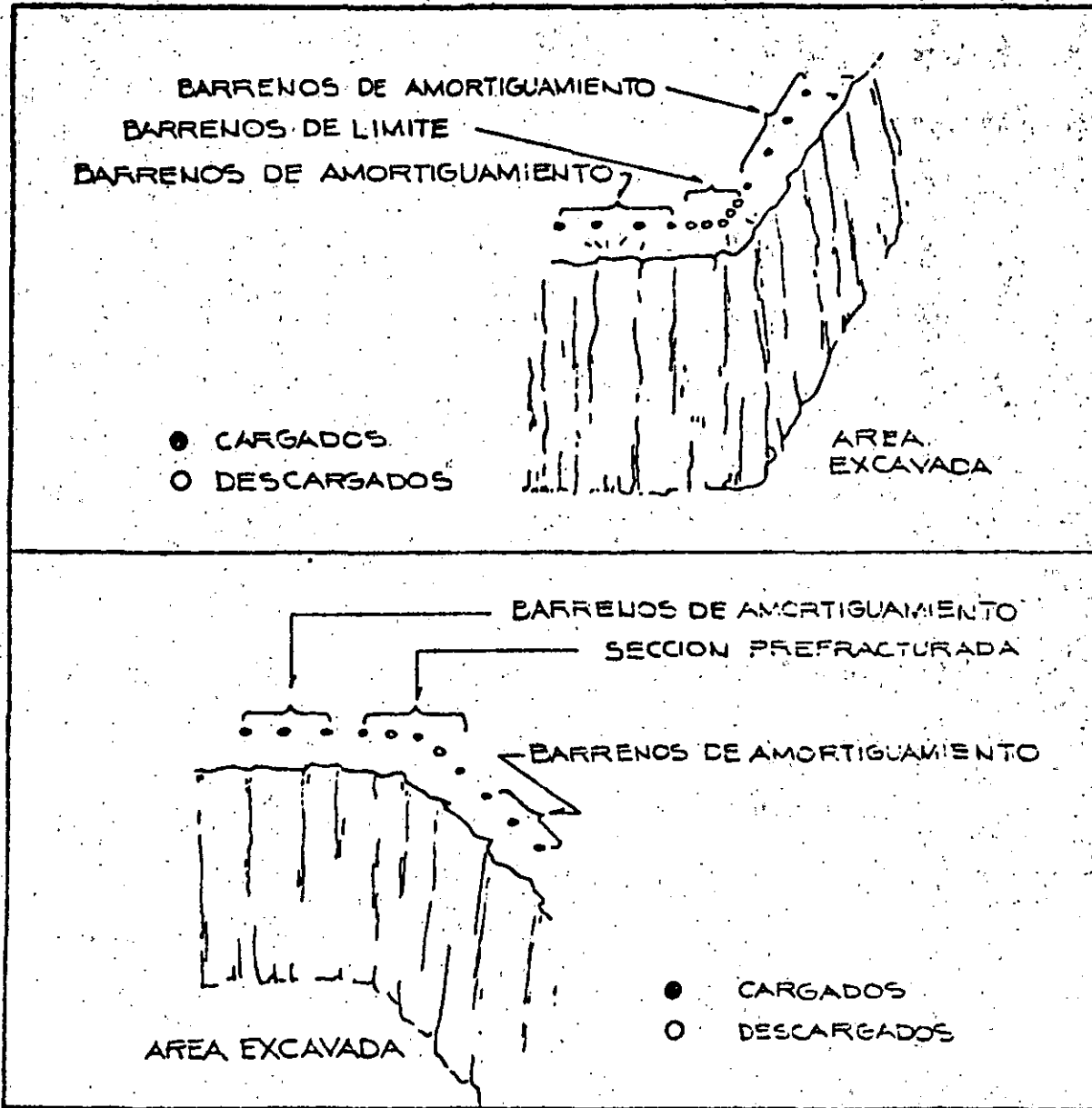
VENTAJAS.

La voladura Amortiguada ofrece ciertas ventajas, tales como:

Mayores espaciamientos entre barrenos para reducir los costos de perforación.

Mejores resultados en formaciones no consolidadas.

Figura 10. VOLADURAS AMORTIGUADAS EN FRENTER, EN ESQUINA, O EN RINCON



El mejor alineamiento obtenido con barrenos de gran diámetro permite perforar barrenos más profundos.

VOLADURAS PERFILADAS O DE AFINE

PRINCIPIO.

Puesto que el uso de este método en trabajos a descubierto es prácticamente idéntico a los de la Voladura Amortiguada, se tratará sobre su aplicación solamente en trabajos subterráneos.

El principio básico de la Voladura de Afine es el mismo que el de la Voladura Amortiguada. Se hacen barrenos a lo largo de los límites de la excavación y se cargan con poco explosivo para eliminar el banco final. Disparando con un mínimo de retardo entre los barrenos, obtiene un efecto cortante que proporciona paredes lisas con un mínimo de sobreexcavación.

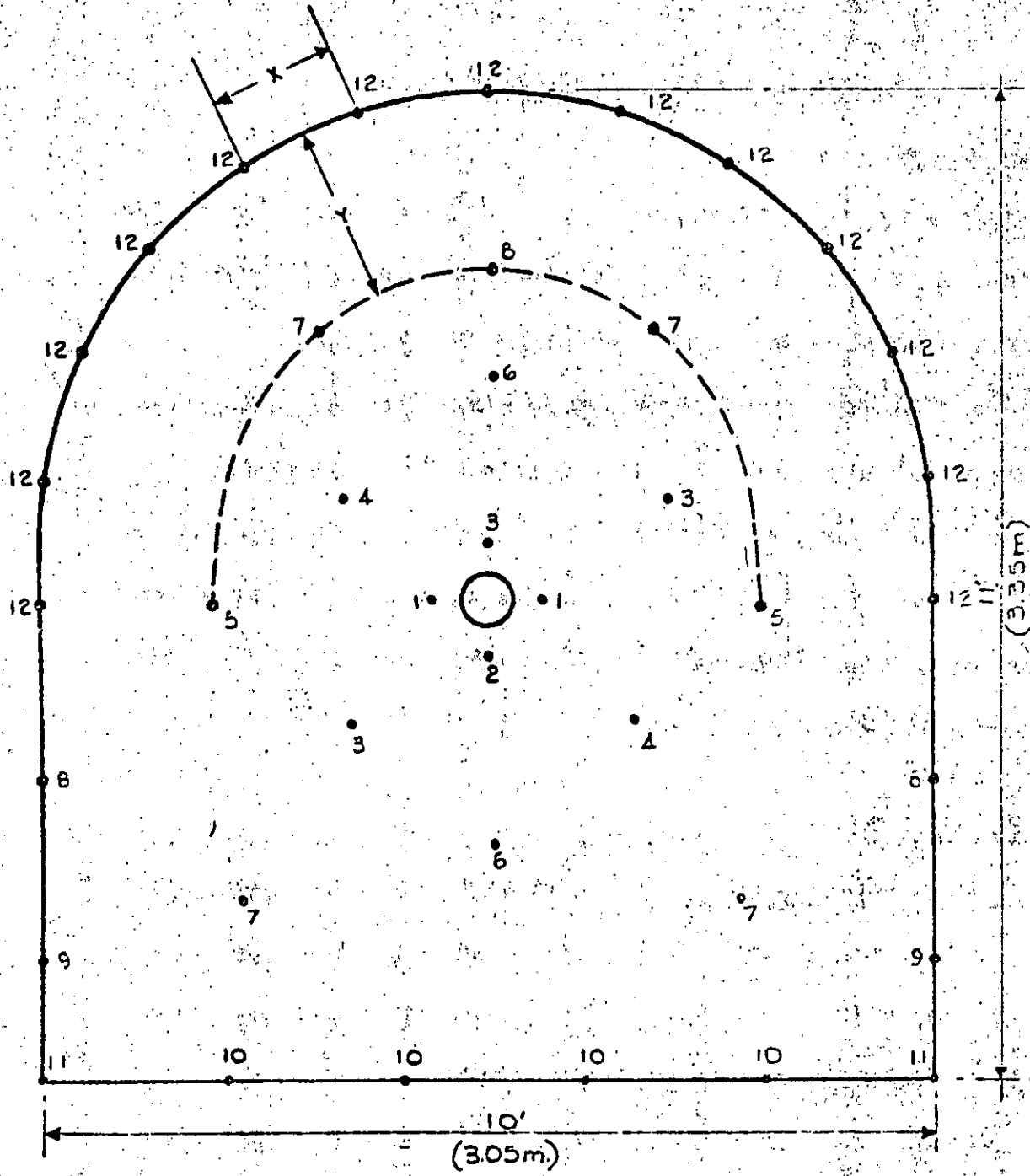
APLICACION.

Trabajos subterráneos. - En frentes subterráneos, en donde la roca del techo y de los contrafuertes se derrumba y desmorona por la falta de consolidación del material, el exceso de rompimiento es común debido a la acción trituyente de las voladuras.

Empleando el método de la Voladura Perfilada ó de Afine con cargas ligeras y bien distribuidas en los barrenos perimetrales, se requieren menos soportes y resulta una menor sobreexcavación.

Aún en formaciones homogéneas más duras, este método proporciona techos y paredes más lisos y más firmes.

Figura 11.



PLANTILLA TIPICA PARA EXPLOSIONES
RETARDADAS EN GALERIAS DE AVANCE

La voladura perfilada en trabajos subterráneos utiliza barrenos perimétrales en una relación de aproximadamente $1\frac{1}{2}$ a 1, entre el ancho de la berma y el espaciamiento usando cargas ligeras, bien distribuidas en el último período de retardo de la voladura. Los barrenos se disparan después de los barrenos perimétrales en una relación de $1\frac{1}{2}$ a 1 para asegurar que la roca fragmentada se desplace lo suficiente para permitir el máximo desahogo a los barrenos de la Voladura Perfilada. Este procedimiento permite la libre remoción del banco de roca y evita la necesidad de una estructura más allá del límite de la excavación.

Las cargas pequeñas bien distribuidas en los barrenos perimétrales usando plantillas y retardos convencionales, han producido regularmente resultados satisfactorios. La Tabla IV proporciona las plantillas recomendadas y las cargas en libras por pie, para la Voladura Perfilada.

Puesto que no es conveniente ni práctico atar cargas a las líneas de Primocord en barrenos horizontales, la Voladura Perfilada se realiza cargando a carril cartuchos de dinamita de baja densidad de pequeños diámetros para obtener, tanto cargas pequeñas, como su buena distribución a lo largo del barreno.

VENTAJAS.

La voladura Perfilada ó de Afine ofrece dos ventajas principales:

Reduce el rompimiento excesivo que produce los métodos convencionales.

Requiere menos ademe.

TABLA IV.

VOLADURA PERFILADA.

DIAMETRO DEL BARRENO EN PULGADAS.	ESPACIAMIENTO EN (1) PIES	BERMA EN PIES (1)	CARGA EXPLOSIVA LIBRAS/PIE (1)
$1 \frac{1}{2} - 1 \frac{3}{4}$	2	3	0.12 - 0.25
2	$2 \frac{1}{2}$	$3 \frac{1}{2}$	0.12 - 0.25

(1). - *Dependen de la naturaleza
de la roca.*

*Las cifras anotadas son -
promedios.*

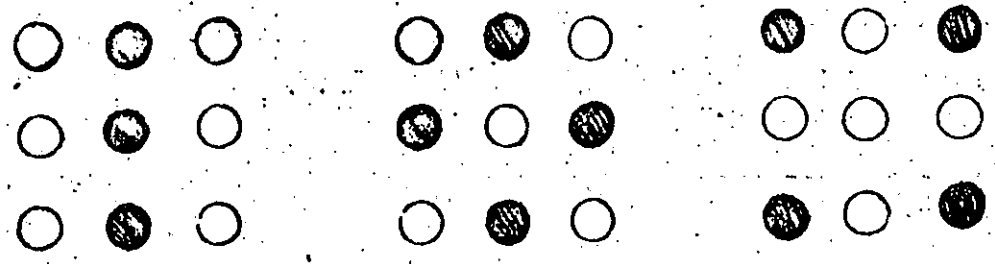
CUÑA QUEMADA CUADRADA O RECTANGULAR

- 44 -

44

 CARGADO

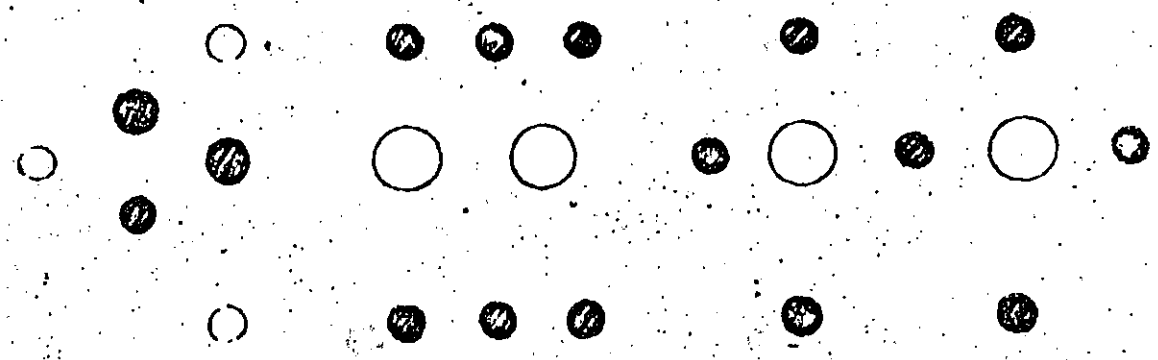
 VACIO



FRAGIL O PLASTICO
C D E

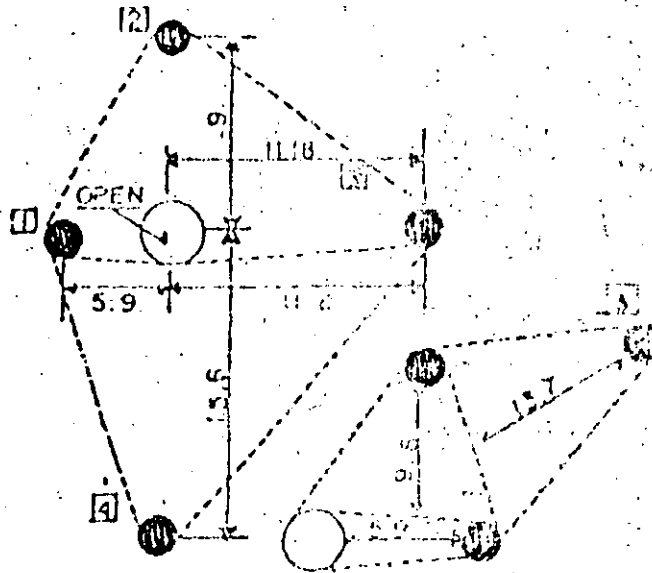
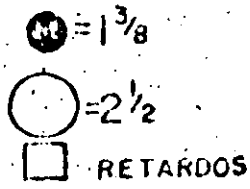


FRAGIL O PLASTICO.

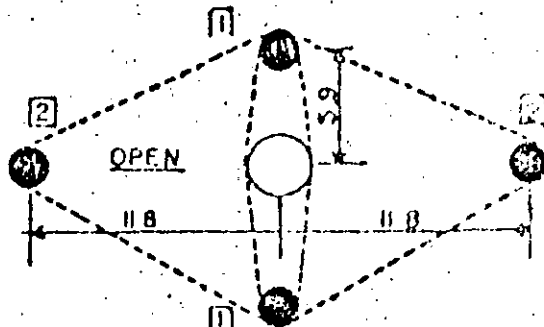


FRAGIL

FRAGIL O PLASTICO
B D D



CUÑA QUEMADA CONCENTRICA

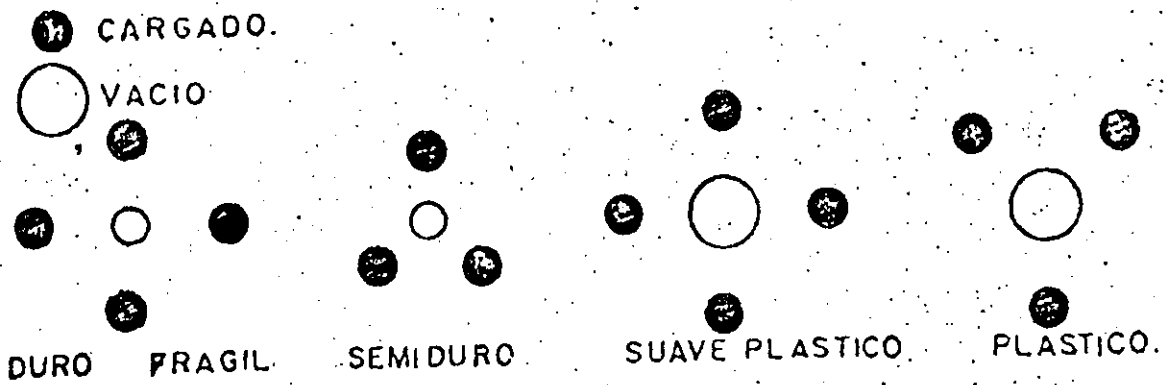


CUÑA QUEMADA SIMETRICA DE UN SOLO BARRENO

NOTA:

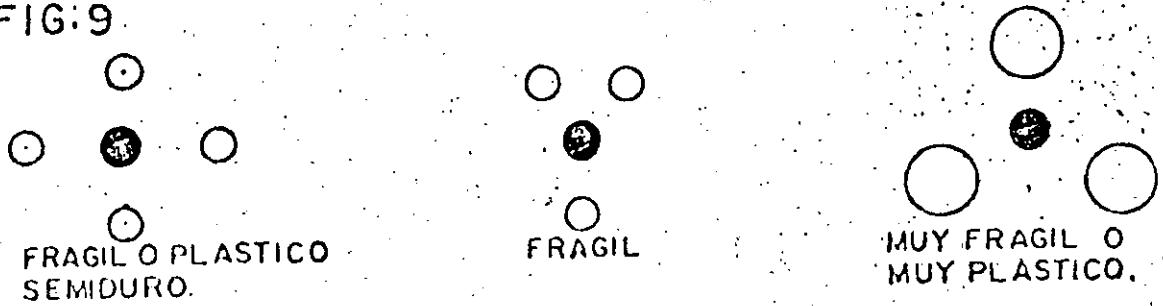
LA DISTANCIA DEPENDE DE LA CLASE DE ROCA Y DEL TIPO DE EXPLOSIVOS

CUNA QUEMADA TIPO REDONDO O TREBOL



CUÑA QUEMADA TIPO REDONDO O TREBOL INVERTIDAS

FIG:9



MUY FRAGIL O MUY PLASTICO.

PREFRACTURADO

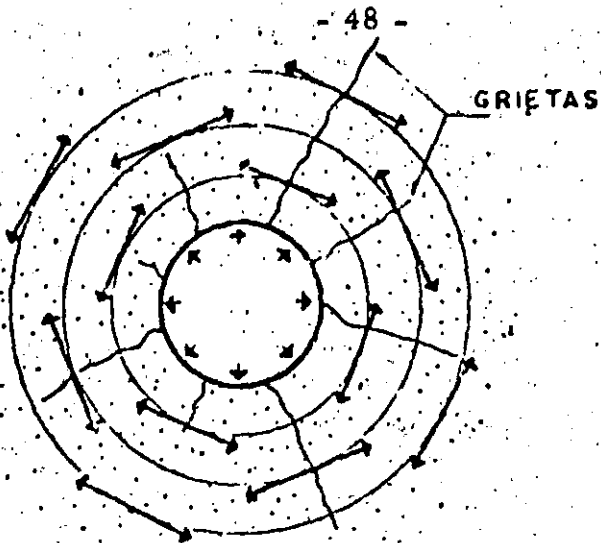
PRINCIPIO.

El Prefracturado, también llamado Precortado ó Pre-ranurado comprende una fila de barrenos a lo largo de la línea de excavación. Los barrenos son generalmente del mismo diámetro (2" - 4") y en la mayoría de los casos, todos cargados. El Prefracturado difiere de la Barrenación en Línea, de la Voladura Amortiguada y de la Voladura Perfilada, en que sus barrenos se disparan antes que cualquier barreno de los de alguna sección de la excavación principal inmediata.

La teoría del prefracturado consiste en que cuando dos cargas se disparan simultáneamente en barrenos adyacentes, la suma de esfuerzos de tensión procedentes de los barrenos rompe la pared de roca intermedia y origina grietas entre los barrenos (Ver Fig. 12). Con cargas y espaciamientos adecuados, la zona fracturada entre los barrenos se constituirá en una angosta franja que la voladura principal puede romper con facilidad. El resultado es una pared lisa que casi no produce sobreexcavación.

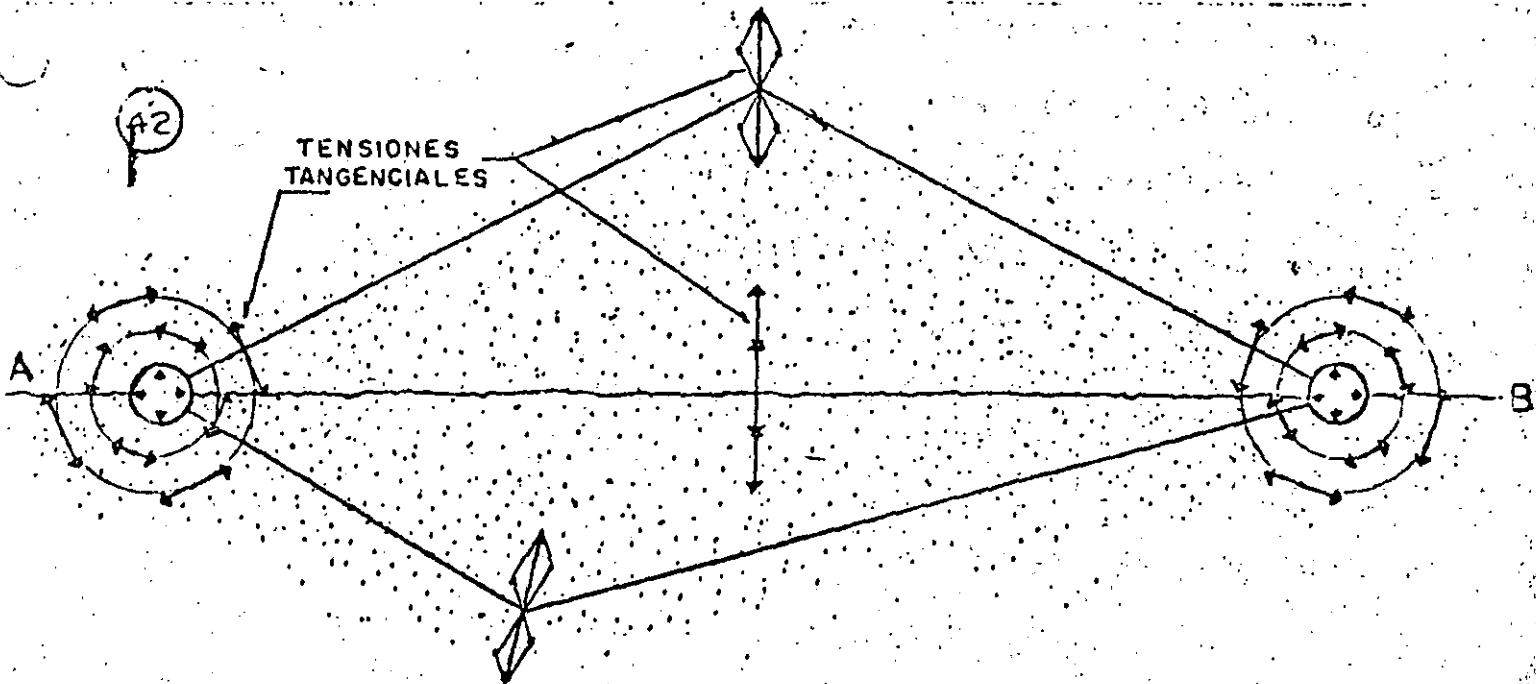
El plano prefacturado refleja parte de las ondas de choque procedentes de las voladuras principales inmediatamente posteriores, impidiendo que sean transmitidas a la pared terminada, reduciendo al mínimo la fracturación y la sobreexcavación. Esta reflexión de las ondas de choque de las voladuras principales también tiende a reducir la vibración.

CONDICION 1



LA ROCA, ALREDEDOR DE UN BARRENO CON GASES A PRESION (DEL EXPLOSIVO) ESTA SOMETIDA A TENSION

SI PENSAMOS EN UNA ROCA DE EXTENSION INFINITA:



DOS BARRENOS, COMO EL DE LA CONDICION 1, TRONADOS SIMULTANEAMENTE, SUMARAN LAS TENSIONES A LA ROCA, ESPECIALMENTE EN EL PLANO QUE LOS UNE (A-B) YA QUE, ADEMAS DE SER EL PLANO DE MENOR RESISTENCIA, ES EL LUGAR GEOMETRICO DE LA MAXIMA SUMA DE LAS TENSIONES.

APLICACION.

Trabajos a ciclo abierto. - Los barrenos para prefracturar se cargan de manera similar a los barrenos para voladuras amortiguadas, esto es, se forman cargas "en rosario" de cartuchos enteros ó partes de cartucho, de 1" ó 1 ½" de diámetro, por 8" de largo, espaciados a 1 a 2 pies centro a centro.

Como en las Voladuras Amortiguadas, los barrenos se disparan generalmente en forma simultánea, usando una línea troncal de Primacord. Si se disparan líneas demasiado largas se pueden retardar algunos tramos con estopines MS a Conectores Primacord MS.

En roca sin consolidación alguna, los resultados se mejorarán utilizando barrenos-guía ó de alivio (sin carga), entre los barrenos cargados, provocando así el corte a lo largo del plano deseado. Aún en formaciones más consistentes, los barrenos-guía colocados entre los cargados, dan mejor resultado que aumentando la carga explosiva por barreno.

Los espaciamientos promedio y las cargas por pie de barreno se dan en la Tabla V. Estas cargas anotadas son para las condiciones de rocas normales y pueden obtenerse utilizando cartuchos de dinamita convencionales, fraccionados ó enteros, espaciados y ligados a líneas de Primacord, ("rosario").

La profundidad que puede prefracturarse de una sola vez, nuevamente depende de la habilidad para mantener un buen alineamiento de los barrenos. Las desviaciones mayores a 6" del plano de corte ----

deseado, darán resultados negativos. Generalmente la máxima -- profundidad que puede utilizarse para barrenos de 2" a 3½" de diámetro sin una desviación considerable en el alineamiento es de 50 piés.

Teóricamente, la longitud de una voladura para Prefracturar es -- ilimitada. En la práctica, sin embargo, el disparar muy adelante de la excavación primaria puede traer problemas pues las caracte-- rísticas de la roca pueden cambiar y la carga ser causa de un -- exceso de fractura en las zonas más débiles. Llevando el Prefrac-- turado adelante únicamente a la mitad de la voladura principal si-- guiente (Ver Fig. 13) los conocimientos que se van obteniendo con las voladuras principales respecto a la roca, pueden aplicarse a los disparos de prefracturado subsiguientes. En otras palabras, las cargas pueden modificarse si es necesario y corre un menor -- riesgo que si se dispara el total de la línea de excavación antes de avanzar con las voladuras principales.

El Prefracturado puede realizarse simultáneamente a la voladura principal retrasando sus barrenos con retardadores MS, de manera que los barrenos de Prefracturado estallen primero que los de la -- voladura principal. (Ver Fig. 14).

VENTAJAS.

El Prefracturado ofrece las siguientes ventajas:

Aumento en el espaciamiento de los barrenos--reducción de costos de barrenación.

No es necesario regresar a volar taludes ó paredes después de la ex-

TABLA V

CARGAS Y ESPACIAMIENTOS PROPUESTOS PARA
EL PREFRACTURADO.

DIAMETRO DEL BARRENO EN PULGADAS.	CARGA EXPLOSIVA EN LBS./PIE (1)(2)	ESPACIAMIENTO EN PIES (1)
$1 \frac{1}{2}$ - $1 \frac{3}{4}$	0.08 - 0.25	$1 - \frac{1}{2}$
2 - $2 \frac{1}{2}$	0.08 - 0.25	$1 \frac{1}{2}$ - 2
3 - $3 \frac{1}{2}$	0.13 - 0.50	$1 \frac{1}{2}$ - 3
4	0.25 - 0.75	2 - 4

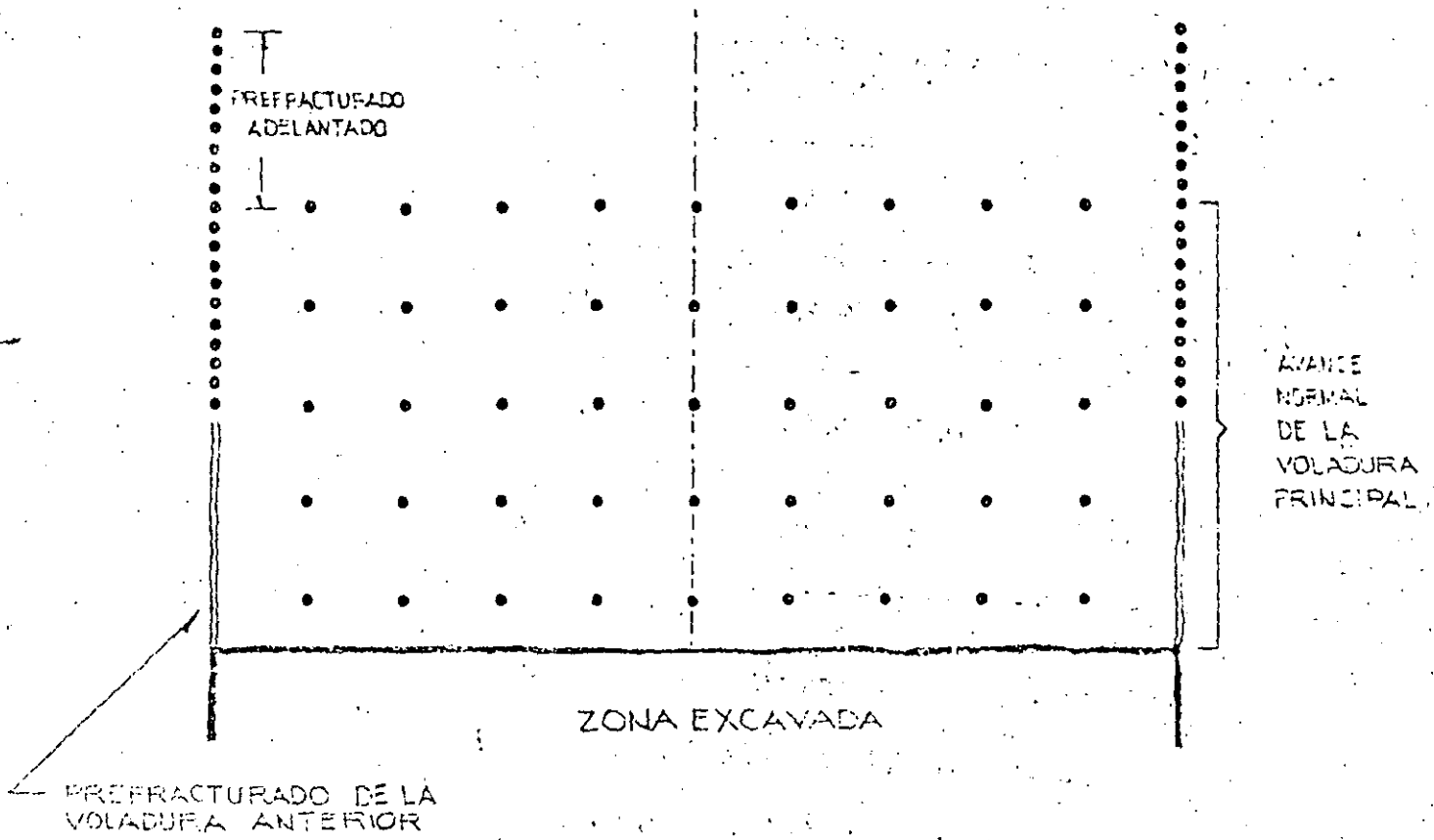
(1) . - *Dependen de la naturaleza de la roca.*

(2) . - *El diámetro del cartucho debe ser igual
ó menor que la mitad del diámetro del
barreno.*

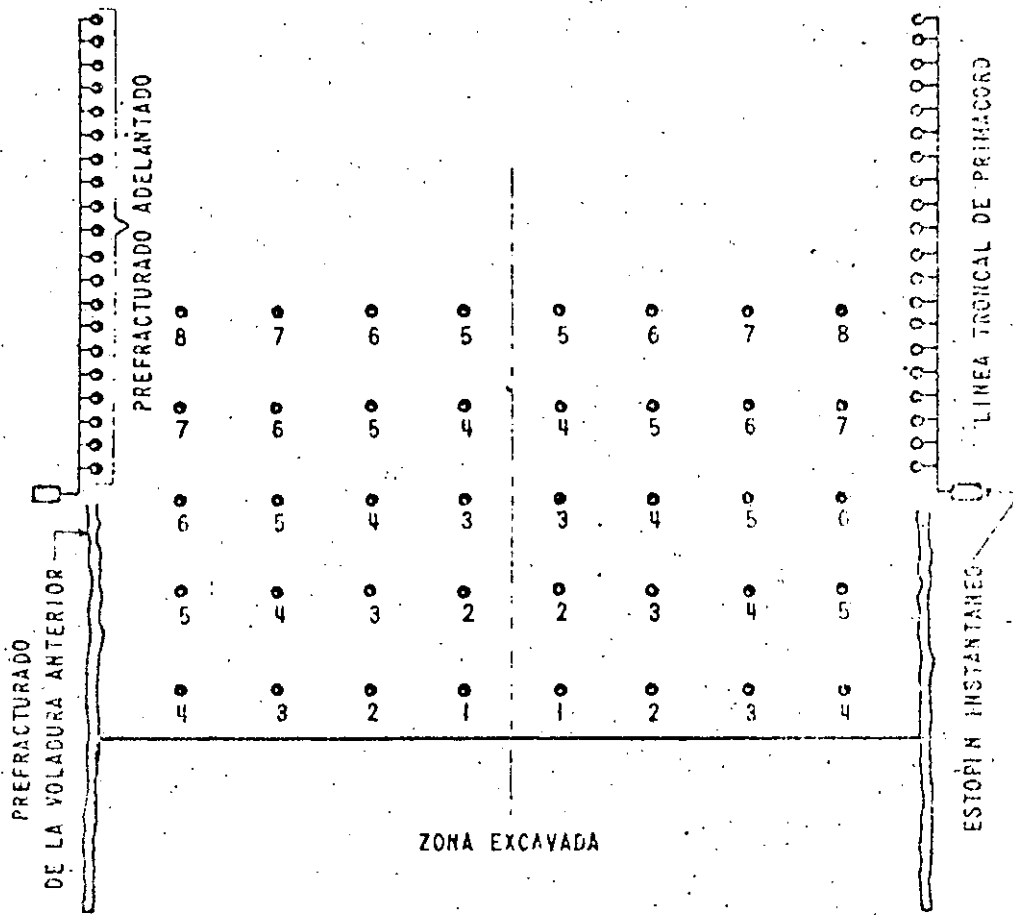
N O T A: . PRINCIPIO DE PREFRACTURADO

Si los Barrenos están sobrecargados, la zona de fractura se extenderá hacia los lados y aún más allá de la zona de tensión.

Figura 13.



PROCEDIMIENTO RECOMENDADO
PARA
EL PREFRACTURADO



PROCEDIMIENTO
 DE EXPLOSIONES RETRASADAS DURANTE
 LA VOLADURA PRINCIPAL EN EL PREFRACTURADO

cavación principal.

CARGA Y ACARREO.

A distancia corta para pedraplenes. Normalmente se usan tractores, pues sirven también para acomodar la roca. Esto ya se vió también en este curso.

A distancia corta para alimentar otra máquina (quebradora).

Se usó durante mucho tiempo pala y camiones. Con el perfeccionamiento de los cargadores frontales, especialmente los de neumáticos, estos han ido desplazando a las palas y camiones, haciendo ellos mismos las dos operaciones.

Los cargadores frontales también ya fueron vistos en este curso, sin embargo haremos un análisis de producción y veremos algunos puntos importantes relativos a un cargador frontal en una planta de trituración.

ESTUDIO DE PRODUCCION PARA CARGADOR FRONTAL
 Marca MICHIGAN, modelo 175-III, CON CUCHARON DE
 5.5 Yds. 3 A UNA DISTANCIA DE 550' CARGANDO RO-
 CA CALIZA.

Cálculo del ciclo de carga y acarreo.

Carga y descarga (constante)	.500'
Acarreo.	
Cargado a 550' - a 9.95 MPH (velocidad 2a. y 3a.)	
$\frac{550}{9.95 \times 88}$.628'
Vacio a 550' - a 17.85 MPH (velocidad 3a. y 4a.)	
Total del ciclo	<u>1.394'</u>

1.394' por ciclo entre 50' - 35.87 ciclos.

2.671 peso del material por Y3.

5.50 yardas el cucharón = 14690 lbs.

$$\frac{50'}{1.394} \times \frac{2.671 \times 5.50}{2000} = 263 \text{ tons.}$$

263 tons hora x 8 hrs. = 2104 tons.

2104 tons. x .9078 tons. met. = 1910 tons. métricos.

INDICACIONES UTILES PARA CARGA Y ACARREO CON CAR-
GADOR FRONTAL DE NEUMATICOS EN UNA PLANTA DE --
TRITURACION.

1) Localización de la planta:

Lo más cerca posible, generalmente a unos 45 m. del banco.

2) Los caminos deben estar bien conservados, tener pocas curvas.

Sus pendientes máximas deben ser 10% y en rampas cortas 20%.

de más de 5% reduzca la producción en 2% / 1%

3) Llantas.

Estas representan el mayor renglón de costos, es necesario vigilarlas.

4) Cucharones y dientes.

El cucharón debe ser considerado como artículo de desgaste.

Salvo que el material sea poco común en peso, en contenido de finos, ó en características de carga el cucharón sugerido por el fabricante será la solución más adecuada.

Si no son necesarios los dientes en el cucharón para excavar, no los use puesto que el material tiende a escaparse entre los dientes estropeando el camino de acarreo.

CARGA Y ACARREO A DISTANCIAS LARGAS.

La carga de roca representa el mismo problema que en el caso anterior, y ya se vieron las ventajas del cargador frontal, el acarreo de roca solamente es económico en camiones especiales para ello, como son tipo Euclid.

RESISTENCIA DE LAS CÁPSULAS DE TONANTES ELÉCTRICAS
NORMALES Y RETARDADAS.

Longitudes de las patas de alambre, ft.	Resistencia, ohms por cápsula	
	Normal	Retardada
4	0.94	1.45
6	1.00	1.51
8	1.07	1.58
10	1.13	1.64
12	1.20	1.71
16	1.32	1.84
20	1.45	1.97
24	1.58	2.10
30	1.41	1.93
40	1.62	2.13
50	1.82	2.33
60	2.02	2.53

RESISTENCIA DE ALAMBRE DE COBRE

Calibre AWG Núm.	Resistencia, ohms por 1,000 ft.
8	0.628
10	0.999
12	1.588
14	2.525
16	4.015
18	6.385
20	10.150
22	16.140

CANTIDADES DE AIRE COMPRIMIDO QUE REQUIEREN LOS
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS NEUMATICAS.
(Presión neumática de 90 psi man.)

Equipos ó herramientas	Capacidad ó tamaño	Consumo de aire, cfm.
Martillos neumáticos	Ligeros Pesados	15-25 25-30
Excavadores de arcilla	Ligeros, 20 lb. Medianos, 25 lb. Pesados, 35 lb.	20-25 25-30 30-35
Vibradores de concreto	2½ pulg. de diámetro de tubo. 3 pulg. de diámetro de tubo. 4 pulg. de diámetro de tubo. 5 pulg. de diámetro de tubo.	20-30 40-50 45-55 75-85
Paladros ó perforadores	1 pulg. de diámetro 1 pulg. de diámetro 4 pulg. de diámetro	35-40 50-75 50-75
Malacales	Un tambor, 2000 lb. de ten. 2 tambores, 2,400 lb. de ten.	200-220 250-260
Aprietaluercas neumático de percusión.	Tuerca de 5/8 pulg. Tuerca de 3/4 pulg. Tuerca de 1¼ pulg. Tuerca de 1½ pulg. Tuerca de 1¾ pulg.	15-20 30-40 60-70 70-80 80-90

LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES DE TUBO, PESO NORMAL,
CON PERDIDAS DE PRESION SEMEJANTES A LAS CONEXIONES
ATORNILLADAS. **59**

Tamaño nominal del tubo pulg.	Válvula de compuerta	Válvula Eléctrica	Válvula Angular	Codo simple a través de una T estándar	Codo Estándar 6 a través de una T	Salida normal de una T
1/2	0.4	17.3	8.6	0.6	1.6	3.1
3/4	0.5	22.9	11.4	0.8	2.1	4.1
1	0.6	29.1	14.6	1.1	2.6	5.2
1 1/4	0.8	38.3	19.1	1.4	3.5	6.9
1 1/2	0.9	44.7	22.4	1.6	4.0	8.0
2	1.2	57.4	28.7	2.1	5.2	10.3
2 1/2	1.4	68.5	34.3	2.5	6.2	12.3
3	1.8	85.2	42.6	3.1	6.2	15.3
4	2.4	112.0	56.0	4.0	7.7	20.2
5	2.9	140.0	70.0	5.0	10.1	25.2
6	3.5	168.0	84.1	6.1	15.2	30.4
8	4.7	222.0	111.0	8.0	20.0	40.0
10	5.9	278.0	139.0	10.0	25.0	50.0
12	7.0	332.0	166.0	11.0	29.8	59.6

TAMAÑOS DE TUBO RECOMENDADOS PARA LA TRANSMISION DE
AIRE COMPRIMIDO A UNA PRESION DE 80 A 125 PSI MANOMETRICAS.

Volumen de aire cfm	Tamaño nominal del tubo, pulg.				
	50-200	200-500	500-1,000	1,000-2,500	2,500-5,000
	Longitud de tubo, ft.				
30-60	1	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2
60-100	1	1 1/4	1 1/4	2	2
100-200	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2
200-500	2	2 1/2	3	3 1/2	3 1/2
500-1,000	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2
1,000-2,000	2 1/2	4	4 1/2	5	6
2,000-4,000	3 1/2	5	6	8	8
4,000-8,000	6	8	8	10	10

TAMAÑOS DE MANGUERA RECOMENDADOS, EN PULGADAS, PARA LA TRANSMISION DE AIRE COMPRIMIDO A UNA PRESION DE -----
80 A 125 PSI MANOMETRICAS.

Volúmen de aire cfm	Tipos de herramientas neumáticas	Longitud de manguera, ft.		
		0-25	25-50	50-200
0-15	Pistolas atomizadoras Taladros de $\frac{1}{4}$ de pulgada Martillos neumáticos Aprieta tuercas neumático de perc de $\frac{3}{8}$ de pulg.	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$
15-30	Taladros de $\frac{5}{16}$ - $\frac{1}{2}$ pulg. Aprieta tuercas neumático de perc. de Martillos neumáticos Taladros para roca de 15 lb	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
30-60	Taladros de $\frac{5}{8}$ -1 pulgada Aprieta tuercas neumático de perc. de $\frac{3}{4}$ de pulg. Pistolas para remachar Excavadores de arcilla Apisonadores de terraplén Vibradores de concreto, pequeños Herramientas para demolición ligera y medianas. Taladros de roca de 25 lb.	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$
60-100	Taladros de 1-2 pulg. Aprieta tuercas neumático de perc. de $1\frac{1}{4}$ - $1\frac{3}{4}$ pulg. Trituradores pesados. Vibradores de concreto, grandes Bombas para lodos Taladros para roca de 35 a 55 lb. Herramientas para demolición, pesadas.	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	1
100-200	Malacales y grúas Arrastradores Taladros de vagoneta Taladros para roca de 75 lb.	1	1	$1\frac{1}{4}$

TRANSPORTE DE EXPLOSIVOS.

61

1. - Cualquier vehículo que esté transportando explosivos deberá estar marcado ó pintado ó tener un letrero en la parte delantera, a ambos lados y en la parte trasera con la palabra "Explosivos" en letras de no menos de 4 pulgadas de altura en colores que hagan contraste, con los del fondo; ó el vehículo deberá llevar en un lugar visible una bandera roja de no menos de 24 pulgadas de lado con la palabra "Explosivos" en letras rojas de cuando menos 3 pulgadas de altura ó la palabra "Peligro" en letras de 6 pulgadas de altura.
2. - Los vehículos no deberán llevar cápsulas detonadoras fulminantes cuando estén transportando otros explosivos; ni metales, herramientas metálicas, aceite, cerillos, armas de fuego, ácidos, substancias inflamables, ó materiales semejantes.
3. - Los vehículos que transportan explosivos no deberán estar sobrecargados y en ningún caso se apilarán las cajas ó latas de explosivos a una altura mayor que la de la carrocería. Cualquier vehículo de caja abierta deberá llevar una lona para cubrir las cajas ó latas de explosivos.
4. - Todos los vehículos, cuando estén transportando explosivos deberán inspeccionarse para determinar si: los frenos y el mecanismo de la dirección están en buenas condiciones; si los alambres eléctricos están en buenas condiciones; si los alambres eléctricos están bien aislados y -- firmemente asegurados; si la carrocería y el chasis están limpios y libres de acumulaciones de aceite y grasas; si el tanque de combustible y la línea de alimentación están seguros, y sin fugas; si se han proporcionado dos extinguidores de incendio, localizados cerca del asiento del chofer; y, en general, si el vehículo está en condiciones adecuadas para el transporte de explosivos.
5. - El piso de los vehículos deberá estar perfectamente empalmado y ajustado. Cualquier pieza metálica que esté expuesta en el interior del -- vehículo y que pueda entrar en contacto con algún paquete de explosivos deberá ser cubierta ó protegida con madera ó algún material no metálico.
6. - Los explosivos no deben de transportarse en remolques. Asimismo, a los vehículos que transporten explosivos no deberá engancharseles ningún tipo de remolque.
7. - Los vehículos que transportan explosivos no deben llevar pasajeros ni personas no autorizadas para viajar en ellos. No debe permitirse fumar ni llevar cerillos.
8. - Los paquetes ó cajas de explosivos no deben aventarse ó dejarse caer al estarlos cargando, descargando ó acarreando, sino que deben depositarse cuidadosamente y almacenarse ó colocarse de tal manera que no

se deslicen, caigan ó muevan.

9. - Los motores de los vehículos que transportan explosivos deberán estar parados antes de cargar ó descargar los explosivos.

Las recomendaciones para el manejo de explosivos son las siguientes:

MANEJO DE EXPLOSIVOS.

1. - Las cajas ó barriles que contengan explosivos deben levantarse y bajarse cuidadosamente sin deslizarlos uno sobre otro, ó dejarlos caer de un nivel al siguiente, ni manejarse bruscamente.
2. - Las cajas, latas, ó paquetes de explosivos no deben abrirse dentro de un almacén de explosivos ó arsenal, ni siquiera en un radio de 50 -- pies del almacén ó arsenal.
3. - Deben emplearse herramientas fabricadas con madera ó con algún otro material no metálico para abrir las cajas ó barriles ó cualesquier otra vasija en que se encuentre contenido un explosivo. Nunca deben emplearse herramientas metálicas.
4. - Los explosivos y detonantes que se les den a los obreros deberán colocarse en receptáculos aislados independientes, equipados con tapas -- construidas y sujetadas de tal manera que no se puedan abrir accidentalmente durante el transporte.
5. - No deberá permitirse a ninguna persona, excepto al operario, viajar con los explosivos ó detonantes cuando estén siendo transportados en un tiro, túnel, ó cualquier otra obra subterránea.

ALMACENAMIENTO DE EXPLOSIVOS.

Los explosivos y los detonantes deben depositarse separadamente en almacenes independientes, secos, ventilados, a prueba de balas, y resistentes al fuego, alejados de otros edificios, vías de ferrocarril, y carreteras. La Tabla Americana de Distancias, proporciona las distancias de seguridad entre otros edificios, vías de ferrocarril y carreteras, para cantidades variables de explosivos y detonantes.

Una bodega para el almacenamiento de dinamita debe estar construida de tal manera que se evite el congelamiento de la dinamita durante largos períodos de tiempo en climas fríos. Si la dinamita se congela, deberá descongelarse antes de utilizarla, ya que el peligro de que explote prematuramente es mucho mayor cuando está congelada.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.

TEMA: REEMPLAZO ECONOMICO DE EQUIPO DE CONSTRUCCION

PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ

JULIO 26 DE 1984
PUEBLA, PUE.

REEMPLAZO ECONOMICO DE EQUIPO DE CONSTRUCCION

Ing. Ernesto Mendoza Sánchez.

INTRODUCCION

La reposición o reemplazo de maquinaria en el momento económicamente oportuno, es uno de los problemas con que invariablemente se enfrentan las dependencias oficiales y empresas privadas poseedoras de equipo.

Sin lugar a dudas, la tendencia general de los propietarios de maquinaria, es reemplazarla en función de una serie de circunstancias que, la mayoría de las veces, nada tiene que ver con un estudio cuidadoso sobre la determinación del momento óptimo de reemplazo.

La iniciación de un nuevo trabajo las oportunidades que se presentan en el mercado de maquinaria y el tener capital extra disponible, son algunos de los factores que pueden influir para que un propietario decida reemplazar el equipo que posee; esto ocasiona, la mayoría de los casos, una pérdida en la inversión, por reemplazar el equipo antes de haber alcanzado la recuperación máxima. Por otra parte, una política contraria a la anterior; retener la máquina por tiempo indefinido, evidentemente conllevará gastos excesivos de mantenimiento. El problema de reemplazo de equipo ante estas dos

posibilidades, deberá enfocarse hacia la determinación de un punto de equilibrio, donde los costos acumulados sean mínimos ó donde el rendimiento de la inversión sea máxima tomando en consideración la influencia que tienen todos los factores que intervienen durante la vida económica de la maquinaria.

COSTOS

Si, como hemos señalado, un procedimiento para la determinación del tiempo óptimo de reemplazo está en función de los costos que se van teniendo a lo largo de la vida útil del equipo, será fundamental implementar un mecanismo mediante el cual podamos tener la información relacionada con cada una de las máquinas, directamente de la obra.

El establecimiento de un sistema de información de costos, adecuado al tamaño y tipo de la empresa, redundará en análisis de costos muy provechosos: las bitácoras del equipo, el tener formatos estandarizados y fáciles de llenar, adecuados a cada uno de los niveles que manejan la información, desde su inicio hasta los niveles gerenciales y de dirección, son algunos de los elementos que coadyuvarán a tener un registro completo y fidedigno de los costos, asociados a cada una de las máquinas ó grupos de máquinas que la empresa posee.

Una vez integrado el banco de información con los datos de las máquinas, podemos aplicar los métodos que se ejemplificarán más adelante y tener con ello un punto de referencia más

concreto que oriente nuestra toma de decisión en relación con el reemplazo de equipo.

Los costos que se generan en obra, conviene clasificarlos de la siguiente manera:

- 2.1 Operación
- 2.2 Consumos
- 2.3 Mantenimiento menor
- 2.4 Rentas
- 2.5 Llantas
- 2.6 Taller mecánico

2.1 Operación.- Es el costo total derivado de las erogaciones que se hacen por concepto de pago de salarios al personal encargado de la operación de las máquinas. Se determina en base a la lista de raya, identificando a los operadores y ayudantes directamente encargados de cada máquina.

2.2 Consumos.- Son las erogaciones realizadas por concepto de combustibles, lubricantes, filtros y elementos de desgaste de sustitución frecuente como son cuchillas, gavilanes, tornillos, tuercas, etc. Se determina en base al reporte de cargos que acumula mensualmente el almacén en función de los vales de salida.

2.3 Mantenimiento Menor.- Son los costos ocasionados por materiales, refacciones, mano de obra y equipo auxiliar, necesarios para llevar a cabo todas las operaciones de rutina, servicios y mantenimiento que se requieren para conservar en condiciones de trabajo a las máquinas durante su vida útil, y que no están considerados en el punto anterior. Se determinan en la misma forma que los consumos, teniendo

cuidado en la formulación de los vales, para asociar los con la máquina correcta y evitar errores en los cargos.

2.4 Rentas.- Son los costos derivados de los conceptos de depreciación, inversión, obsolescencia y reposición del equipo, más los correspondientes al mantenimiento mayor o correctivo, expresados como porcentaje de la depreciación. Se determinan en base a los cargos por rentas estimadas en las oficinas centrales, a las horas de trabajo reportadas para cada equipo mayor y en base al equipo menor y vehículos existentes en obras, según inventario físico.

2.5 Llantas.- Es el costo debido a la disminución del valor original de las llantas como consecuencia del uso, más los cargos por las refacciones, materiales y equipo auxiliar necesario para hacer las reparaciones de las llantas (cámaras, válvulas, corbatas, birlos). Se determina de acuerdo al reporte de horas trabajadas mensualmente por cada equipo mayor, agregándosele los costos de operación, que se reciben como cargos en las pólizas del almacén que contabiliza los vales de salida correspondientes.

2.6 Taller Mecánico.- Los costos originados por este concepto, conviene desglosarlos en: mano de obra, equipo auxiliar y herramientas y mantenimiento.

El costo de mano de obra incluye el personal que trabaja en el taller de maquinaria y cuyo sueldo no puede cargarse directamente a ninguna máquina. Se determina en la misma forma que el costo de operación, y no incluye gastos generales como son salarios de ingenieros mecánicos y auxiliares de maquinaria.

El segundo grupo, incluye los costos originados por rentas de equipo auxiliar, refacciones, materiales, combustibles y lubricantes necesarios para mantener en condiciones de trabajo el equipo auxiliar y vehículos al servicio del taller mecánico, más la amortización de la herramienta al servicio del taller.

Finalmente, debemos tomar en cuenta el costo de los materiales diversos que no pueden cargarse a las máquinas y que son para el servicio del taller. Se obtienen directamente de los reportes de consumos utilizados por el taller de la obra.

Ante la dificultad de asignar con toda exactitud el costo del taller mecánico a cada una de las máquinas que atiende, debe buscarse la manera de prorratearlo; una manera de hacerlo es la siguiente: tomando como base de prorrateo el porcentaje del personal del taller mecánico que se encuentra al servicio de equipo menor y vehículos, se divide el costo total en dos partes: una correspondiente a todo el equipo menor y vehículos, y la restante a todo el equipo mayor. El costo aplicable a su vez al equipo mayor se prorratea entre cada máquina tomando como base su costo horario; esto es, se divide el costo horario de cada máquina entre la suma de los costos horarios de todas las máquinas mayores para obtener el factor de prorrateo. Este factor se multiplica en cada caso por el costo aplicable al equipo mayor, obteniendo el costo mensual que por concepto de taller mecánico le corresponde a cada máquina. En forma similar, se debe asignar la parte proporcional que corresponde al equipo menor.

Los costos anteriormente descritos, tratados a nivel obra, se integran en la empresa para los efectos de análisis de reemplazo de equipo, de la siguiente manera:

COSTOS A NIVEL DE OBRA

OPERACION
CONSUMOS
MANTENIMIENTO MENOR
LLANTAS
TALLER MECANICO

RENTAS { MANTENIMIENTO MAYOR
DEPRECIACION
COSTO DE CAPITAL
INNOVACIONES TECNOLOGICAS
EQUIPO IMPRODUCTIVO PARADO

COSTOS A NIVEL DE EMP

MANTENIMIENTO TOTAL

DEPRECIACION
INVERSION
OBSOLESCENCIA
MAQUINA PARADA

METODOS UTILIZADOS

EN EL REEMPLAZO DE EQUIPO

Se presentan a continuación los métodos de análisis frecuentemente utilizados, haciendo usos de ejemplos de aplicación ellos, por simplificar, utilizaremos exclusivamente los costos de depreciación y mantenimiento; involucrando, posteriormente, los factores restantes: inversión, obsolescencia y máquina parada.

METODO DE COMPARACION SIMPLE

Se utiliza en el caso, muy particular, que se presenta cuando nos enfrentamos a la alternativa de invertir una cantidad importante en mantenimiento correctivo para que una máquina siga trabajando, venderla y adquirir una nueva que ejecute el trabajo.

Se ilustra a través del siguiente ejemplo:

DURACION DEL TRABAJO POR EJECUTAR	1 año
MAQUINA USADA	
Costos del mantenimiento mayor	\$ 200,000
Mantenimiento preventivo mensual	50,000
Valor de rescate actual	210,000
Valor de rescate al final del trabajo	130,000

MAQUINA NUEVA	
Valor de adquisición	\$ 800,000
Mantenimiento preventivo mensual	35,000
Valor de rescate al final del trabajo	400,000

SOLUCION

ALTERNATIVA DE CONSERVAR LA MAQUINA USADA

$$\begin{aligned} \text{COSTO MAQUINA USADA} &= 200,000 + 50,000 \times 12 - 130,000 \\ &= 200,000 + 600,000 - 130,000 = 670,000 \end{aligned}$$

ALTERNATIVA DE COMPRAR MAQUINA NUEVA

$$\begin{aligned} \text{COSTO MAQUINA NUEVA} &= (800,000 - 210,000) + 35,000 \times 12 - 400,000 \\ &= 590,000 + 420,000 - 400,000 = 610,000 \end{aligned}$$

La alternativa de comprar una máquina nueva tiene costo menor y por lo tanto es la económicamente más adecuada; sin embargo, debemos observar que la diferencia entre una y otra alternativas es realmente poca, por lo que quizá fuesen otros factores, inherentes a la situación económica y políticas de la empresa o del propietario, los que determinarían la decisión final.

METODO DE LOS COSTOS PROMEDIOS ACUMULADOS

Supongamos que somos propietarios de un camión que costó \$800,000.00 y deseamos determinar el tiempo óptimo de reposición; o sea, al cabo de cuantos años habremos de venderlo para comprar uno nuevo.

Para encontrar la solución al problema consideraremos únicamente, como ya lo habíamos señalado, los costos de depreciación y mantenimiento.

Fijemos primeramente, como ritmo de depreciación, la consideración de que el camión pierde cada año la mitad de su valor, hasta llegar al quinto año en que se presenta un valor de rescate que permanecerá constante para cualquier momento subsecuente en que decidamos venderlo, inclusive como chatarra.

e acuerdo a lo anterior, la depreciación de nuestro camión en función del valor de rescate es:

ANO	Vr	D = Va - Vr //
0	800,000	0
1	400,000	400,000
2	200,000	200,000
3	100,000	100,000
4	50,000	50,000
5	25,000	25,000
6	25,000	0

Por otra parte, necesitamos determinar los costos de mantenimiento esperados. Es aquí donde debemos utilizar los datos estadísticos correspondientes a los camiones que la empresa haya tenido anteriormente. En nuestro caso, de los reportes e utilización de camiones similares, obtenemos los siguientes costos de mantenimiento.

ANO	COSTO DE MANTENIMIENTO
1	130,000
2	160,000
3	187,000
4	240,000
5	307,000

5
 Con la información anterior, preparamos la tabla 1, (valores en miles de pesos).

AÑO	DEPRECIACION	MANTENIMIENTO	COSTO TOTAL ANUAL	COSTO ACUMULADO	COSTO ANUAL MEDIO
(1)	(2)	(3)	(4)=(2)+(3)	(5)	(6)=(5) ÷ (1)
1	400	130	530	530	530
2	200	160	360	890	445
3	100	187	287	1,177	392
4	50	240	290	1,467	367
5	25	307	332	1,799	360
6	0	373	373	2,172	362
7	0	450	450	2,622	275
8	0	540	540	3,162	395

TABLA 1

Observando la tabla 1, vemos que el costo anual medio mínimo se presenta en el quinto año; la política óptima de reemplazo en estas condiciones será reemplazar nuestro camión cada cinco años.

No debemos referirnos al costo total mínimo (columna 4) para decidir sobre el reemplazo, ya que este valor corresponde -- exclusivamente al tercer año, y no toma en consideración la "historia completa" del camión.

Es interesante observar que en la solución del problema, estamos suponiendo que el costo de adquisición de un camión -- nuevo es constante en cualquier momento; si esto fuera cierto, en realidad nuestra política óptima de reemplazo estaría determinada por la combinación costo de adquisición-reventa-

6

-costo de utilización; esto es, en el ejemplo: si compramos un camión con dos años de uso pagaríamos por él \$200,000.00 y lo podríamos vender al final de este mismo año en - - - - \$100,000.00, teniendo un costo de mantenimiento de - - - - \$187,000.00. El costo anual sería.

$(200,000 - 100,000) + 187,000 = \$287,000.00$ valor que, además de ser el mínimo de la columna 4, es inferior a los - - \$360,000.00, obtenidos en la columna 6.

Lo recomendable sería comprar camiones usados de dos años -- y venderlos después de un año de utilización.

Una segunda posibilidad, es la de estudiar, además del momento óptimo de reemplazo, la alternativa de reemplazar por otra máquina de diferentes características a la que se posee; ilustramos lo anterior a través del siguiente ejemplo.

Supongamos que un contratista tiene la necesidad de estar -- utilizando continuamente, camiones de 10 toneladas de capacidad.

Los camiones tipo "A" que actualmente posee, tienen un costo de \$35,000 dls. cada uno y un año de uso.

Sus registros de trabajos anteriores le indican que el mantenimiento y operación anuales son de \$16,000 para el primer -- año, incrementándose después en \$2,000 por cada año subsecuente.

7

Un nuevo tipo de camiones "B", cuestan \$39,000 y sus costos de operación y mantenimiento son también de \$16,000 para el primer año, pero debido a mejoras tecnológicas, el incremento posterior es de \$1,200 por año.

Si los camiones se deprecian de acuerdo al criterio de cargos decrecientes; (recuérdese que, según el criterio de cargos decrecientes, el equipo se deprecia cada año el 40% de su valor remanente), planteemos las siguientes interrogantes:

1. ¿Cuándo deben ser reemplazados los camiones tipo "A"?
2. ¿Qué tipo de camión debemos utilizar en el reemplazo?

La información requerida para resolver el problema, está contenida en las tablas 2 y 3, que muestran los costos anuales medios acumulados para los camiones tipo "A" y tipo "B" respectivamente.

-15

CAMIONES TIPO "A" (1 AÑO DE USO)

AÑO	AÑOS A PARTIR DEL PRIMERO	DEPRECIACION	RENTA Y OPERACION	COSTO ANUAL	COSTO ACUMULADO	COSTO ANUAL MEDIO
1	--	--	--	--	--	--
2	1	8,400	18,000	26,400	26,400	26,400
3	2	5,040	20,000	25,040	51,440	25,720
4	3	3,024	22,000	25,024	76,464	25,488
5	4	1,814	24,000	25,814	102,278	25,570
6	5	1,089	26,000	27,089	129,367	25,873
7	6	653	28,000	28,653	158,020	26,337

TABLA 2

8

CAMIONES TIPO "B"

AÑO	DEPRECIACION	MANTENIMIENTO Y OPERACION	COSTO ANUAL	COSTO ACUMULADO	COSTO ANUAL MEDIO
1	15,600	16,000	31,600	31,600	31,600
2	9,360	17,200	26,560	58,160	29,080
3	5,616	18,400	24,016	82,176	27,392
4	3,370	19,600	22,970	105,146	26,286
5	2,022	20,800	22,822	127,968	25,594
6	1,213	22,000	23,213	151,181	25,197
7	728	23,200	23,928	175,109	25,016
8	436	24,400	24,836	199,945	24,993
9	262	25,600	25,862	225,807	25,090

TABLA 3

Del análisis de las tablas 2 y 3 y según las consideraciones que hasta aquí se han expuesto, se desprende que lo más conveniente es reemplazar los camiones tipo "A" a la edad de -- 4 años, empleando para el reemplazo los camiones tipo "B".

COSTO PROMEDIO ACUMULADO POR HORA

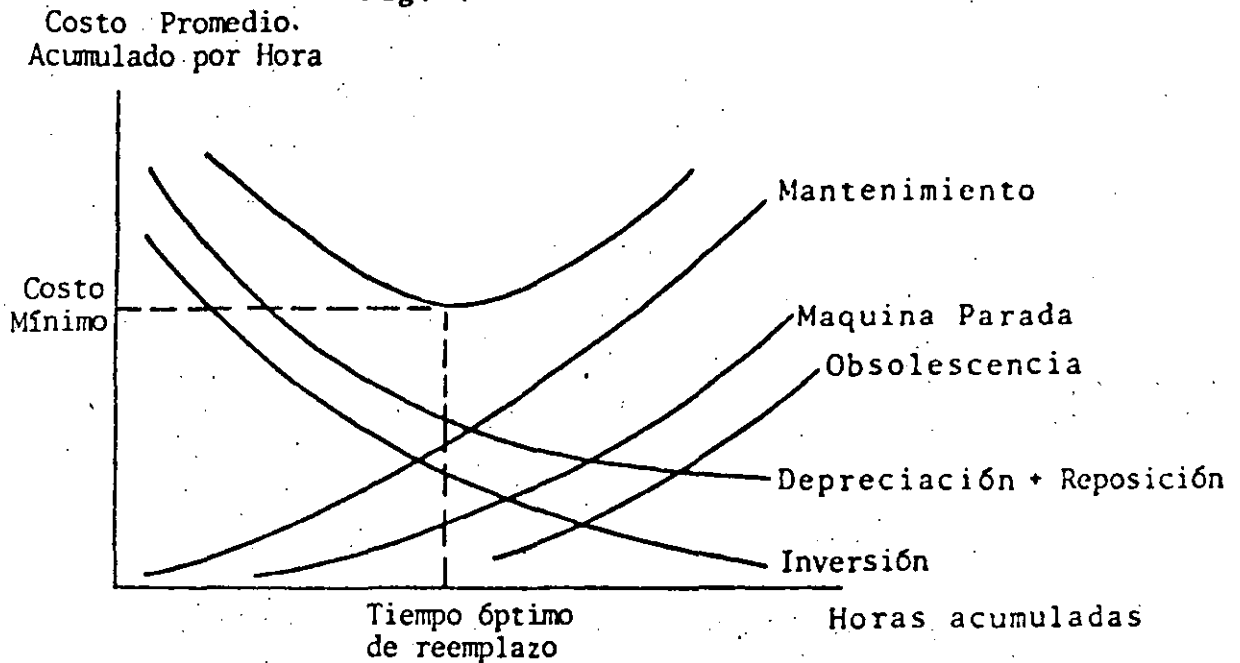
Para finalizar con la aplicación de este método, veamos un ejemplo donde intervengan tres factores adicionales que hasta ahora no se han considerado: costo de inversión, máquina parada y obsolescencia, realizando además el análisis por hora acumulativa trabajada. En resumen, consideraremos cinco factores por separado y su influencia en el costo acumulativo por hora:

1. Costo de depreciación y reposición
2. Costo de inversión
3. Costo de mantenimiento y reparación
4. Costo de máquina parada
5. Costo de obsolescencia

El criterio para determinar el tiempo de reposición más económico, consiste en saber si el costo acumulativo por hora se hace progresivamente mayor o menor, agregándole horas-máquina. (fig. 1).

10

Fig. 1



En el ejemplo a desarrollar, vamos a suponer una máquina con precio original de \$200,000 dólares y 2000 horas efectivas de trabajo al año.

Antes de iniciar el análisis recordemos que tanto costo como horas son acumulativas, esto es, si el costo acumulativo por hora fuera de \$11.65 dólares en el cuarto año no significa solamente las horas acumuladas durante el cuarto año han costado \$11.65, sino que todas las horas acumuladas durante el primero, segundo, tercero y cuarto años, han costado dicha cantidad por hora.

1. Costo de depreciación y reposición.

El costo de depreciación es la pérdida debida a la baja del valor actual de una máquina causada por el uso y por su antigüedad. Es simplemente la diferencia entre el precio inicial de compra y el precio de reventa o canje (fig. 2).

El costo de reposición a su vez, es el resultado del aumento en precio de la nueva maquinaria.

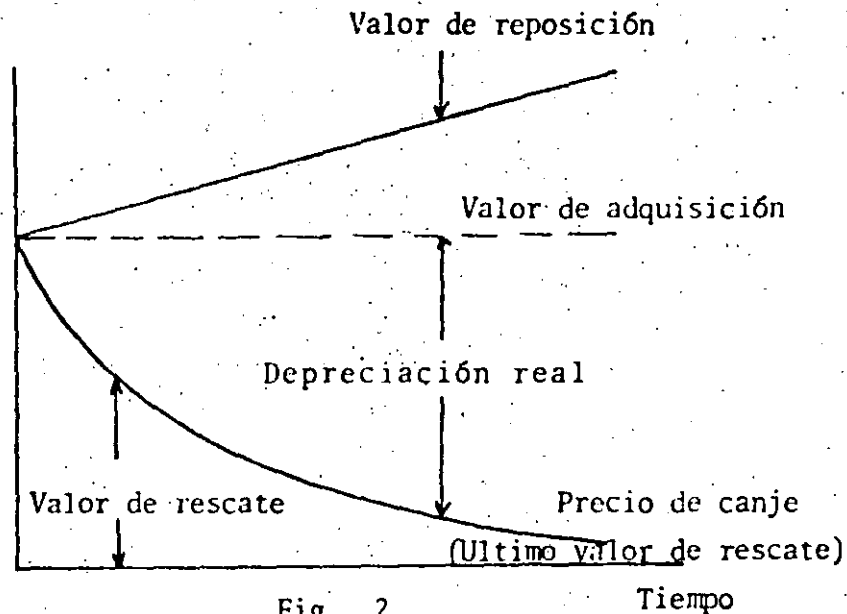


Fig. 2

Tiempo

Examinando el índice de precios de venta de equipo pesado de construcción, podemos determinar el porcentaje aproximado de incremento anual por este concepto, y extrapolar el resultado (en el ejemplo se tomó el 15% de incremento anual).

El cálculo correspondiente a la obtención del costo de depreciación y reposición se muestra en la tabla 4.

En el primer renglón se muestra el ritmo de depreciación seleccionado (depreciación real), expresado como un porcentaje del valor de adquisición; este porcentaje aplicado a una máquina con valor de \$200,000 dólares, nos da los valores que aparecen en el segundo renglón.

Sobre la base de un 15% de incremento anual en los costos de reposición del equipo, obtenemos, a partir de los \$200,000.00 actuales, el costo de reposición esperado en los próximos 8 años (renglón 3).

El costo de depreciación más reposición, será simplemente la diferencia de ordenadas entre el costo de reposición y el costo de depreciación, quedando el resultado en el renglón 4, ya acumulado. Este resultado se divide entre las horas acumuladas del renglón 5, obteniéndose el costo de reposición y depreciación por hora acumulada (renglón 6).

Graficando los resultados observamos que si los únicos costos a considerar fueran los de depreciación y reposición, la política a seguir sería retener indefinidamente la máquina (fig. 3).

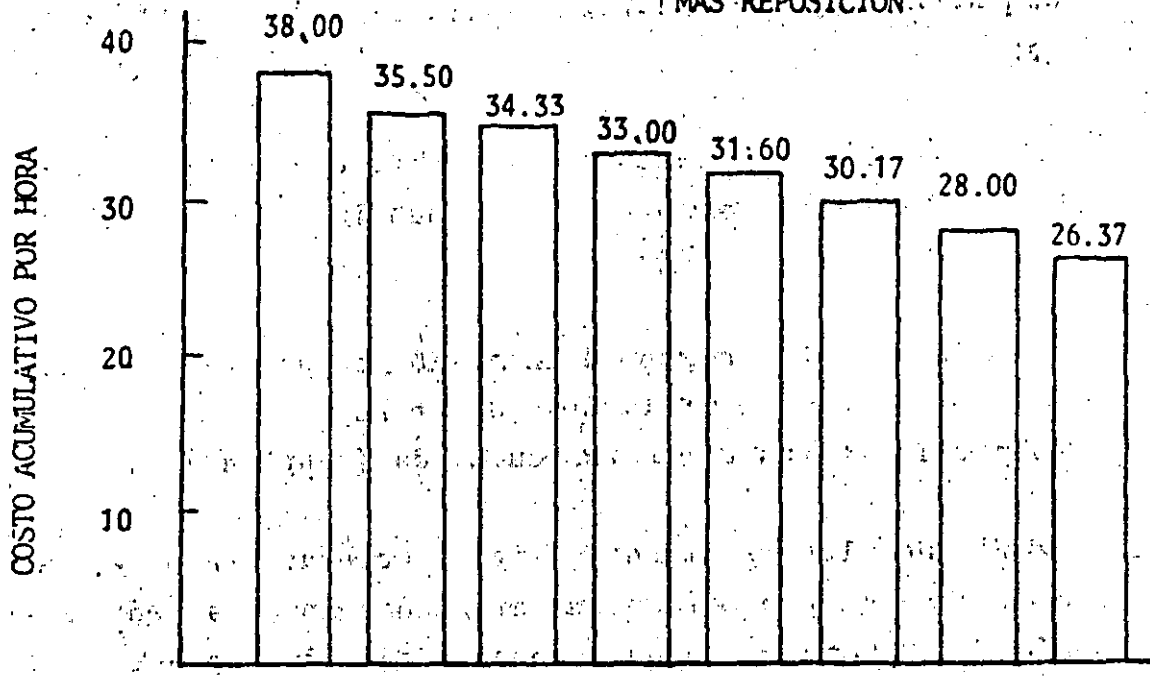
COSTO DE DEPRECIACION Y REPOSICION

(200,000 COSTO INICIAL DE LA MAQUINARIA, 2000 HORAS DE TRABAJO ANUALES)

CONCEPTO	A N O							
	1	2	3	4	5	6	7	8
VALOR DE RESCATE (% DEL PRECIO -- ORIGINAL)	77%	59%	42%	28%	17%	9%	9%	9%
VALOR DE RESCATE DE UNA MAQUINA DE \$7 000,000 DLS.	\$154,000	\$118,000	\$ 84,000	\$ 56,000	\$ 34,000	\$ 18,000	\$ 18,000	\$ 18,000
COSTO DE REPOSI- CION (15% AUMENTO POR AÑO)	\$230,000	\$260,000	\$290,000	\$320,000	\$350,000	\$380,000	\$410,000	\$440,000
COSTO DE DEPRE- CIACION + REPOSI- CION (ACUMULADA)	\$ 76,000	\$142,000	\$206,000	\$261,000	\$316,000	\$362,000	\$392,000	\$422,000
HORAS DE TRABAJO ACUMULADAS	2 000	4 000	6 000	8 000	10 000	12 000	14 000	16 000
COSTO DE DEPRE- CIACION Y REPOSI- CION POR HORA ACUMULADA	\$ 38.00	\$ 35.50	\$ 34.33	\$ 33.00	\$ 31.60	\$ 30.17	\$ 28.00	\$ 26.37

TABLA 4.

13 Fig. 3. COSTO DE DEPRECIACION MAS REPOSICION.



2. Costo de Inversión

Se interpreta como el costo del capital; es el cargo equivalente a los intereses que ocasiona el capital invertido en la compra de equipo.

Se calcula como el promedio del valor de adquisición más el valor de rescate, multiplicado por la tasa de interés considerada, entre el número de horas acumuladas.

$$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i$$

Los cálculos correspondientes a este concepto, se muestran en la tabla 5.

En el primero y segundo renglones, se han obtenido los valores de la inversión al principio y al final de cada año respectivamente, a partir del ritmo de depreciación considerado.

Con estos valores calculamos la inversión promedio para cada año.

Sobre este valor, se consideró en el ejemplo una tasa de interés del 36% dando por resultado los valores del renglón 4.

Finalmente, este costo de inversión se acumula y se divide entre las horas acumulativas de trabajo, para obtener el costo por inversión por hora acumulada (renglón 7).

Graficando los resultados (fig.4) observamos que el costo de inversión por hora acumulativa disminuye a medida que la máquina envejece, lo que aconseja también, retener indefinidamente la máquina.

COSTO DE INVERSIÓN

CONCEPTO	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
INVERSIÓN AL PRINCIPIO DE AÑO	\$200,000	\$154,000	\$118,000	\$84,000	\$56,000	\$34,000	\$18,000	\$18,000
INVERSIÓN AL FIN DE AÑO	154,000	118,000	84,000	56,000	34,000	18,000	18,000	18,000
PROMEDIO ANUAL DE INVERSIÓN	177,000	136,000	101,000	70,000	45,000	26,000	18,000	18,000
COSTO DE INVERSIÓN (36%)	63,720	48,960	36,360	25,200	16,200	9,360	6,480	6,480
COSTO ACUMULATIVO DE LA INVERSIÓN	63,720	112,680	149,040	174,240	190,440	199,800	206,280	212,760
HORAS ACUMULATIVAS DE TRABAJO	2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000
COSTO DE LA INVERSIÓN POR HORA ACUMULATIVA	31.66	28.17	24.84	21.78	19.04	16.65	14.73	13.30

TABLA 5

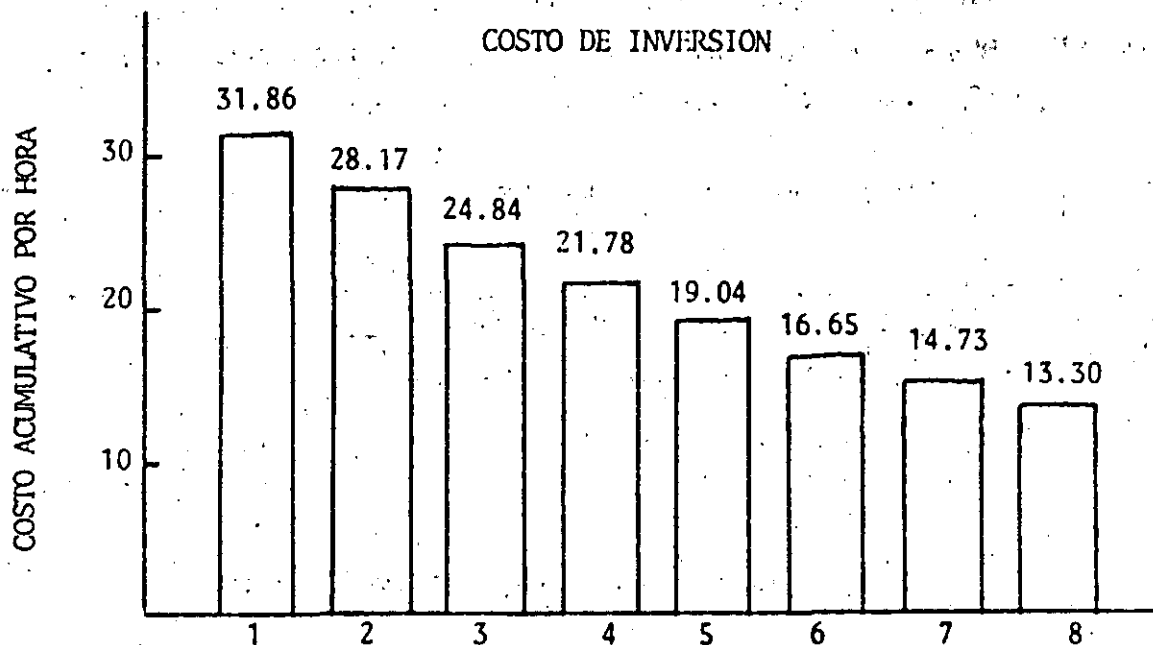


Fig. 4.

3. Costos de Mantenimiento y Reparaciones

Constituyen uno de los costos más significativos, corresponden a las erogaciones realizadas para mantener la maquinaria en condiciones de trabajo.

A falta de información, podemos calcularlas aprovechando la estadística basada en promedios de cientos de máquinas; sin embargo, lo más conveniente es que cada propietario lleve sus propios registros de costos.

Los datos correspondientes a nuestro ejemplo se muestran en la tabla 6, en el renglón 1.

Estos valores se acumulan (renglón 2) y se dividen entre las horas acumulativas de trabajo (renglón 3), para obtener el costo de mantenimiento y reparación por hora acumulada.

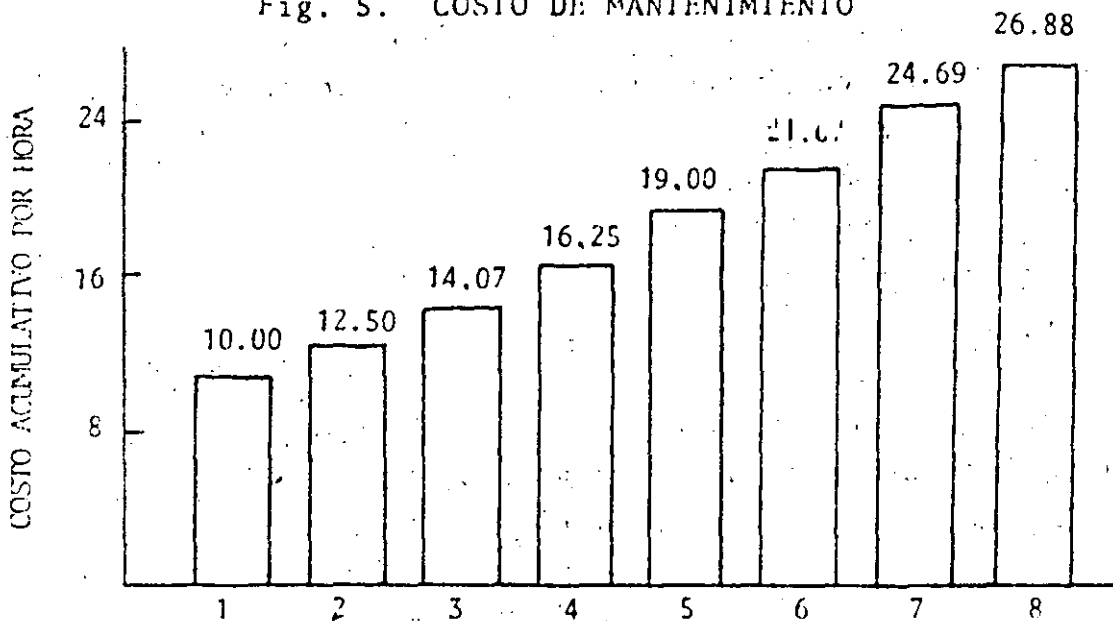
Graficando los resultados vemos que si los únicos costos con siderados fueran los de mantenimiento y reparaciones, habría mos de cambiar cada año nuestras máquinas (fig. 5):

COSTO DE MANTENIMIENTO Y REPARACION

CONCEPTO	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
COSTO DE MANTENIMIENTO Y REPARACION	20,000	30,000	35,000	45,000	60,000	70,000	80,000	90,000
COSTOS ACUMULATIVOS DE MANTENIMIENTO Y REPARACIONES	20,000	50,000	85,000	130,000	190,000	260,000	340,000	430,000
HORAS ACUMULATIVAS DE TRABAJO	2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000
COSTO DE MANTENIMIENTO Y REPARACION POR HORA ACUMULADA	10.00	12.50	14.17	16.25	19.00	21.67	24.29	26.88

TABLA 6.

Fig. 5. COSTO DE MANTENIMIENTO



4. Costo de Máquina Parada

Conservadoramente, podemos considerar el valor de estos costos, como el equivalente al costo horario de una máquina similar que sustituyera a la nuestra en caso de descompostura.

Decimos que es una manera conservadora, porque el hecho de que la máquina se pare por fallas mecánicas, ocasiona la mayoría de los casos que otras máquinas u otros frentes de producción se vean afectados. Por otra parte, es inoperante tener una máquina ociosa, exclusivamente para sustituir a la nuestra cuando esta falle.

No deben considerarse en este concepto, los tiempos en que la máquina se pare por factores ajenos a ella misma, como pueden ser la falta de tramo, ó traslados de un frente a otro, o de una obra a otra.

En términos generales, se considera que la eficiencia de un equipo no es del 100%, y existe una regla empírica de considerar un 3% de diferencia para los dos primeros años y después una disminución del 2% durante seis años:

	1	2	3	4	5
Eficiencia o disponibilidad	97%	94%	92%	90%	88%
100% eficiencia	2000 hr.	2000 hr	2000 hr	2000 hr	2000 hr
Disponibilidad	1940	1880	1840	1800	1760

TABLA 7.

Los cálculos para la determinación del costo por máquina parada, se muestran en la tabla 8.

Considerando los porcentajes de disponibilidad descritos -- (renglón 1), se calculan las horas que tendríamos la necesidad de utilizar una máquina sustituto.

El costo de máquina parada, se calcula multiplicando las horas no trabajadas, por el costo de rentar una hora un equipo similar equivalente (renglón 4).

Estos costos se acumulan y se dividen entre las horas acumuladas, obteniendo el costo por hora acumulativa por concepto de máquina parada (renglón 7).

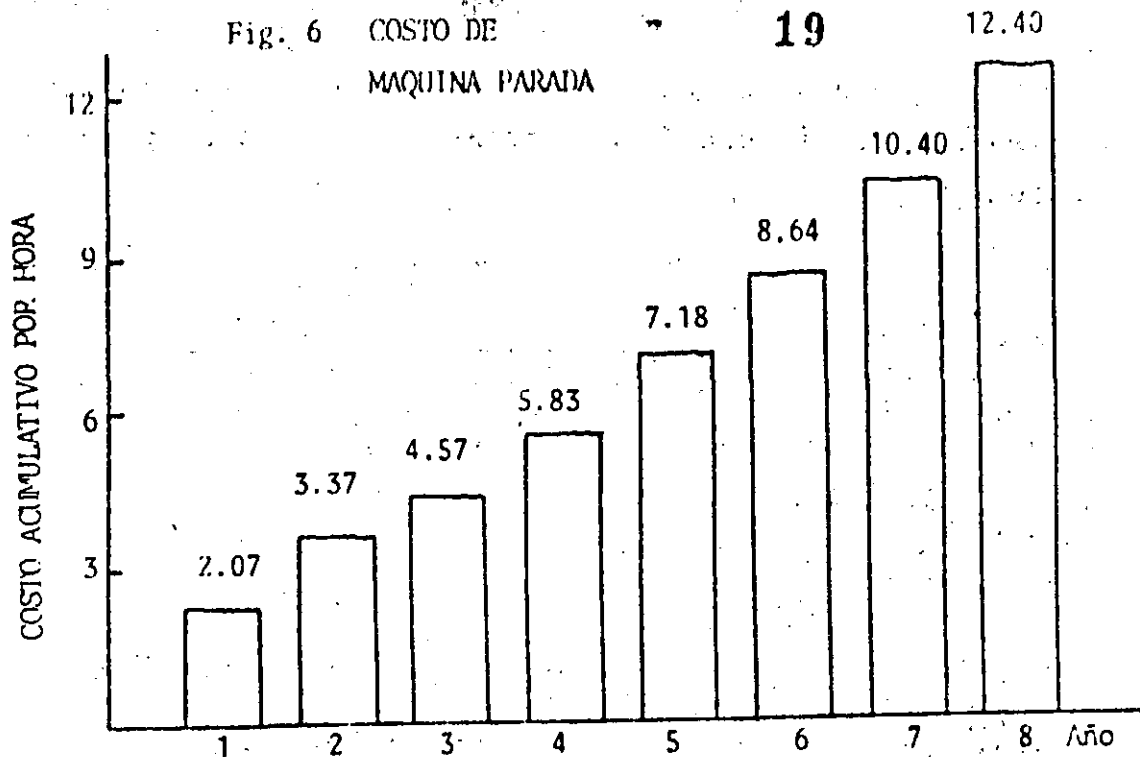
Al graficar los resultados, observamos que la recomendación sería cambiar la máquina cada año, si solamente tomásemos en cuenta este concepto (fig. 6).

COSTO POR MAQUINARIA PARADA

CONCEPTO	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
DISPONIBILIDAD	97%	94%	92%	90%	88%	86%	83%	80%
HORAS QUE SE DEBEN RECUPERAR	60	120	160	200	240	280	340	400
COSTO POR CADA HORA	\$ 69.00	\$ 78.00	\$ 87.00	\$ 96.00	\$105.00	\$114.00	\$123.00	\$132.00
COSTO DE TIEMPO PERDIDO	4,140	9,360	13,920	19,200	25,200	31,920	41,820	52,800
COSTO ACUMULATIVO DE TIEMPO PERDIDO	4,140	13,500	27,420	46,620	71,820	103,740	145,560	198,360
HORAS ACUMULATIVAS DE TRABAJO	2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000
COSTO ACUMULATIVO POR HORAS DE TIEMPO PERDIDO	2.07	3.37	4.57	5.83	7.18	8.64	10.40	12.40

TABLA 6.

Fig. 6 COSTO DE
MAQUINA PARADA



5. Costo por obsolescencia

Se considera en este factor, el efecto que producen las innovaciones tecnológicas; con el consecuente incremento en la capacidad de producción que pueden tener los equipos con mejoras de diseño.

La capacidad productiva del equipo, aumenta en términos generales en un promedio del 5% anual. Este aumento no es necesariamente una curva suave, sino que puede aumentar bruscamente con la introducción de un nuevo modelo.

Basándonos en lo anterior vamos a considerar que se introduce solamente un nuevo modelo del equipo en cuestión cada tres años, con un 15% de aumento en el potencial productivo.

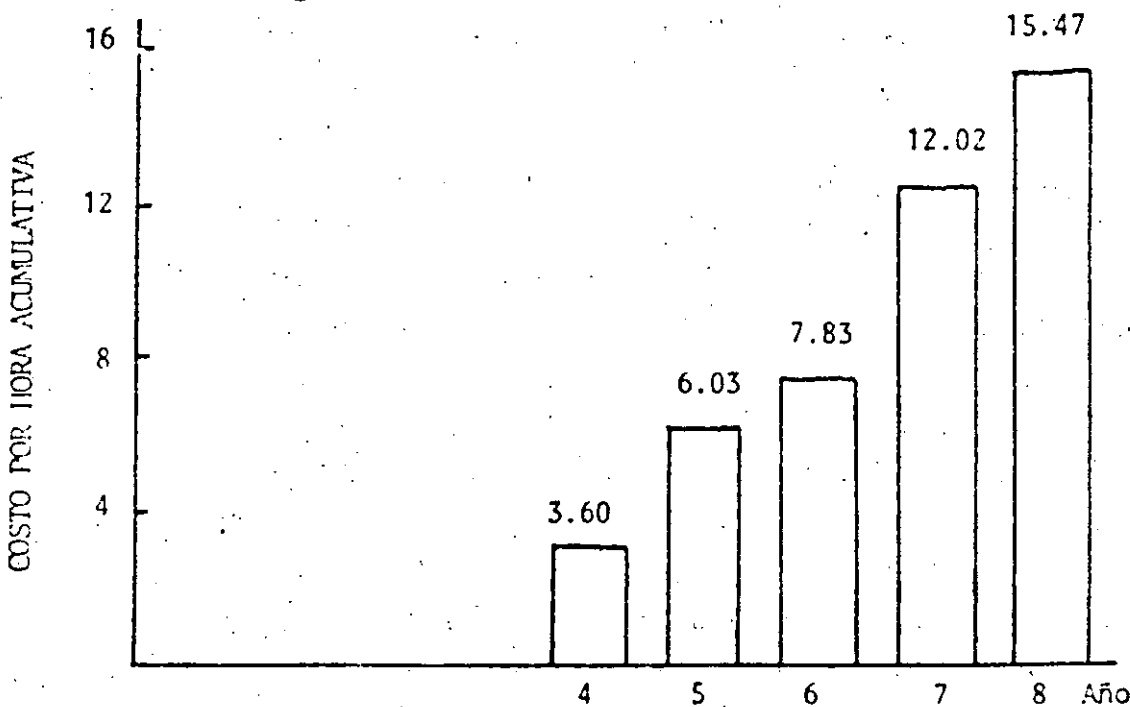
Las horas adicionales de operación requeridas con el equipo obsoleto para producir lo mismo que la máquina nueva, es lo que se considera como costo de obsolescencia (tabla 9).

Los efectos adversos del equipo anticuado, son determinantes, como lo muestra la figura 7, que aconseja reemplazar el equipo año con año.

COSTO DE OBSOLESCENCIA

CONCEPTO	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
INCREMENTO DE LA PRODUCCION				15%	15%	15%	30%	30%
HORAS QUE NECESITA PARA IGUALAR LA PRODUCCION DE UNA MAQUINA ULTIMO MODELO				300	300	300	600	600
COSTO POR HORA				\$96.00	\$105.00	\$114.00	\$123.00	\$132.00
COSTO DE OBSOLESCENCIA POR AÑO				28,800	31,500	34,200	73,800	79,200
COSTO ACUMULATIVO DE OBSOLESCENCIA				28,800	60,300	94,500	168,300	247,500
HORAS DE TRABAJO ACUMULATIVAS				8,000	10,000	12,000	14,000	16,000
COSTO DE OBSOLESCENCIA POR HORA ACUMULATIVA				3.60	6.03	7.87	12.02	15.47

Fig. 7 COSTO POR OBSOLESCENCIA



S U M A R I O

Analizando el ejemplo, encontramos que algunos factores favorecen retener la máquina, mientras otros aconsejan reemplazarla cada año.

La tabla 10, muestra el resumen correspondiente a cada uno de los factores involucrados, mismos que se han graficado en la figura 8.

Del análisis de la gráfica, y el resumen correspondiente, se concluye que la máquina deberá ser reemplazada al final del tercer año. Esto no significa sino una guía en la política a seguir, pues habrá casos en que cambiar la máquina cada dos años sea más provechoso para la Empresa y otros en los que este plazo pueda extenderse en más de tres.

S U M A R I O

FACTORES	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
COSTO DE DEPRECIACION Y REPOSICION	\$38.00	\$35.50	\$34.33	\$33.00	\$31.60	\$30.17	\$28.00	\$26.37
COSTOS DE INVERSION	31.86	28.17	24.84	21.78	19.04	16.65	14.73	13.30
COSTOS DE MANTENIMIENTO Y REPARACIONES	10.00	12.50	14.17	16.25	19.00	21.67	24.29	26.88
COSTO POR TIEMPO PARADO DE LA MAQUINA	2.07	3.37	4.57	5.83	7.18	8.64	10.40	12.40
COSTOS DE OBSOLESCENCIA				3.60	6.03	7.87	12.02	15.47
TOTALES, COSTO ACUMULATIVO POR HORA	81.93	79.54	77.91	80.46	82.85	85.00	89.44	94.42

22

TABLA 10.

SUMARIO

23

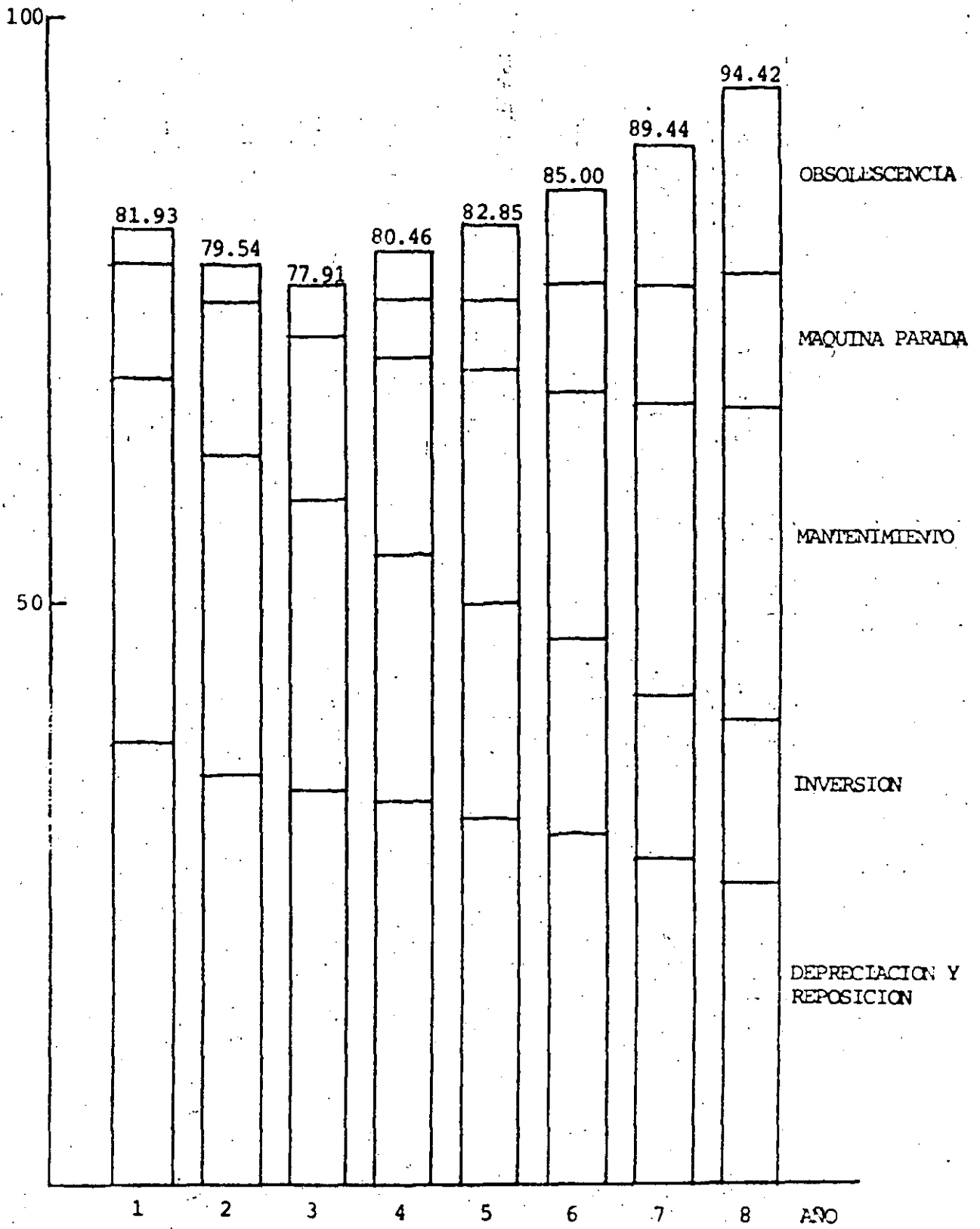


Fig. 8.

AÑO DE REPOSICION	HORAS ACUMULADAS	COSTO ACUMULATIVO POR HORA	DIFERENCIA	PERDIDA
1er. AÑO	2,000 Hrs	81.93	4.02	\$ 8,040
2o. AÑO	4,000 Hrs.	79.54	1.63	6,520
3er. AÑO	6,000 Hrs.	77.91	AÑO MAS ECONOMICO PARA REPONER LA MAQUINA	
4o. AÑO	8,000 Hrs.	80.46	2.55	20,400
5o. AÑO	10,000 Hrs.	82.85	4.94	49,400
6o. AÑO	12,000 Hrs.	85.00	7.09	85,080
7o. AÑO	14,000 Hrs.	89.44	11.53	161,420
8o. AÑO	16,000 Hrs.	94.42	16.51	264,160

TABLA 11.

La tabla 11, muestra las pérdidas que ocasionaría el cambiar la máquina antes o después del año de reposición.

53

25

La diferencia en costo por hora de un año a otro puede parecer pequeña, pero debemos recordar que los costos obtenidos son acumulativos, y que se acumulan 2000 horas por cada año de operación; así que por ejemplo, los \$2.55 dls. por hora que se pierden al reemplazar un año más tarde máquina, en realidad significa una pérdida de \$2.55 dls. por 8000 horas acumuladas, que nos dan \$20,400 dls. de pérdida.

Asimismo, es posible incurrir en pérdidas si se reemplaza demasiado pronto, debido al efecto compuesto de los costos acumulativos por hora. Es importante hacer notar, que en términos generales, el propietario de una máquina se verá afectado con pérdidas mayores si cambia su máquina años más tarde que años antes. En conclusión, éstas pérdidas se pueden evitar, llevando un registro de los costos de cada máquina y aplicando los efectos de todos los factores ya descritos, correctamente.

MAXIMO RENDIMIENTO DE LA INVERSION

34

Es importante analizar, basados en los costos promedios acumulados, para qué año se obtiene el rendimiento máximo del capital invertido en Equipo.

Si, en el ejemplo visto anteriormente, fijamos un ingreso promedio de \$100.00 dls. por hora efectiva de trabajo, el rendimiento de la inversión para cada año quedaría determinado por:

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(\text{ingreso horario} - \text{costo acumulado}) \text{ horas acumuladas}}{\text{inversión promedio anual} \times \text{número de años acumulados}}$$

Esto es:

Para el 1er año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 81.93)2000}{\frac{200\ 000 + 154\ 000}{2}} = 0.2042$$

27

Para el 2º año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 79.54)4000}{\frac{200,000 + 118,000}{2}} = 0.2573$$

Para el 3er. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 77.91)6000}{\frac{200,000 + 84,000}{2}} = 0.3111$$

Para el 4º. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 80.46)8000}{\frac{200,000 + 56,000}{2}} = 0.3053$$

Para el 5º. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 82.85)10,000}{\frac{200,000 + 34,000}{2}} = 0.2932$$

Para el 6º. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 85.00)12,000}{\frac{200,000 + 18,000}{2}} = 0.2752$$

Para el 7º. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 89.44) 14,000}{\frac{200,000 + 18,000}{2}} = 0.1938$$

Finalmente, para el 8º. año

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 94.42)16,000}{\frac{200,000 + 18,000}{2}} = 0.1024$$

Como se ve, el rendimiento máximo de la inversión se obtiene también para el 3er. año, que sería el año en el cual nos -- resultará más económico reemplazar el equipo.

En general, este criterio prevalece sobre el anterior ya que, al fin de cuentas, no tan solo nos interesará trabajar a costo mínimo, sino obtener el máximo beneficio de la inversión realizada.

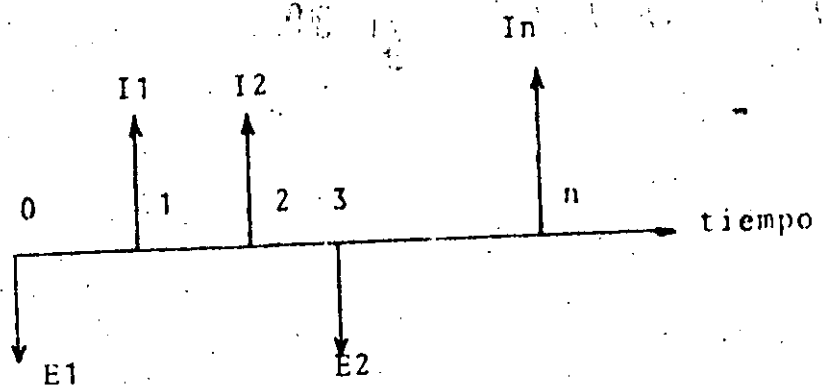
-37

METODO DEL VALOR ACTUALIZADO.

En los ejemplos anteriores, hemos omitido tomar en cuenta el tiempo en que se gasta el dinero; lo cual no es correcto si pensamos que en algunas ocasiones habremos de pedirlo prestado y en otras nos abstendremos de utilizarlo en otro campo de actividad económica; en ambos casos, es necesario considerar un interés que represente "el costo del dinero".

Con el propósito de aplicar el método del valor actualizado al problema de reemplazo de equipo, desarrollemos primeramente las fórmulas que nos permitan actualizar las cantidades que intervienen, ya sea como ingresos o egresos, durante la vida útil del equipo de construcción que estamos analizando.

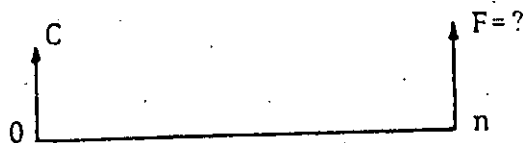
Es recomendable utilizar, en éste tipo de análisis, un diagrama E-R (egresos y recuperaciones) sobre el cual se señale el flujo de efectivos de una inversión propuesta, siguiendo la convención de asignar signo positivo o flecha ascendente a los ingresos, y signo negativo o flecha descendente a los egresos, (esta consideración en algunos casos puede, por comodidad, invertirse) según se indica.



29

DIAGRAMA E-R

Atendiendo a lo anterior, podemos plantear la siguiente interrogante. ¿Cuál será el valor futuro "F" de una cantidad presente "C", al final de "n" períodos, a interés compuesto "i"?



El valor cronológico de C, será:

$$\text{Para el primer año: } C_1 = C + iC = C(1+i)$$

$$\begin{aligned} \text{Para el segundo año: } C_2 &= C_1 + iC_1 = C(1+i) + iC(1+i) \\ &= C + iC + iC + i^2C \\ &= C(1+2i+i^2) = C(1+i)^2 \end{aligned}$$

Por inducción, al final del enésimo período

$$C_n = C(1+i)^n, \quad \text{Si } C_n = F$$

$$F = C(1+i)^n \quad (1)$$

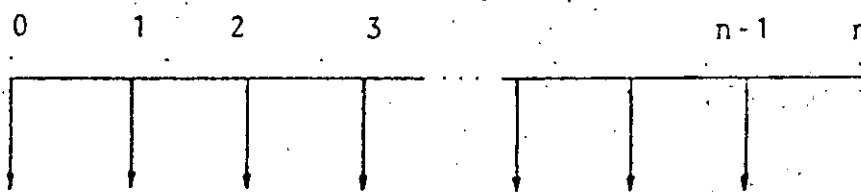
el factor $(1 + i)^n$ recibe el nombre de factor de valor futuro pago simple, y es el factor por el cual se multiplica un pago simple para obtener su monto capitalizado a una fecha futura específica.

Si de la ecuación 1, despejamos C:

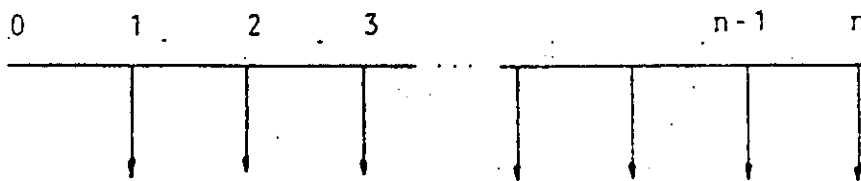
$$C = F \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (2)$$

El factor $\frac{1}{(1 + i)^n}$ recibe el nombre de factor de valor presente pago simple, y es el factor por el cual hay que multiplicar un pago futuro para obtener su valor actual. Obsérvese que, para tasas de interés mayores que cero, el valor presente siempre será menor que el valor futuro.

En algunos casos, es frecuente considerar lo que se conoce como serie uniforme de pagos; esto es, pagos de la misma magnitud que se realizan regularmente, ya sea el principio, o el final de cada uno de los períodos considerados:



SERIE UNIFORME DE PAGOS AL PRINCIPIO DE PERIODO



SERIE UNIFORME DE PAGOS AL FINAL DE PERIODO

Como veremos adelante, los gastos debido a mantenimiento y operación de la maquinaria, que en realidad se efectúan de manera irregular, pueden considerarse para efectos del estudio que nos ocupa, como realizados al final de cada período. El valor actual de una serie uniforme de pagos de final de período es, de acuerdo con la ecuación 2:

$$VA = X \frac{1}{(1+i)} + X \frac{1}{(1+i)^2} + X \frac{1}{(1+i)^n}$$

Si llamamos $f = \frac{1}{1+i}$

$$VA = X f + X f^2 + X f^3 + \dots + X f^n \quad (3)$$

Dividiendo la ecuación (3) entre f

$$\frac{VA}{f} = X + X f + X f^2 + \dots + X f^{n-1} \quad (4)$$

Restando (4) - (3)

$$\frac{VA}{f} - VA = X - X f^n$$

$$VA \left(\frac{1}{f} - 1 \right) = X (1 - f^n)$$

$$VA \left(\frac{1-f}{f} \right) = X (1 - f^n)$$

$$VA = X \frac{f (1 - f^n)}{1 - f} \quad (5)$$

El factor $\frac{f (1 - f^n)}{1 - f}$, se llama factor de valor actual serie uniforme, y es el factor por el cual habrá de multiplicarse la serie uniforme de pagos para obtener su valor presente.

Aplicando las consideraciones anteriores al problema de reemplazo de equipo, tenemos que si un equipo nuevo nos cuesta C y sus costos totales de utilización al cabo de $1, 2, 3, \dots, n$ años es M , el costo total acumulado es:

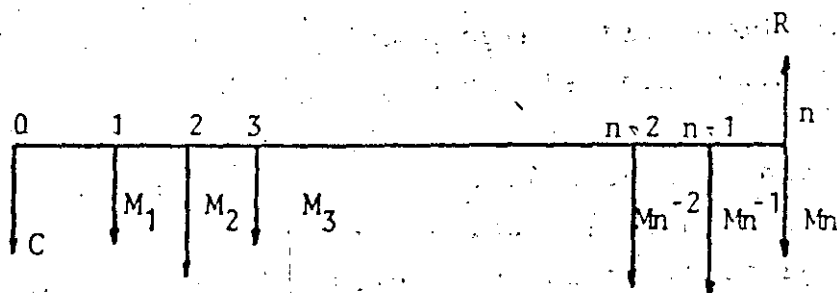
$$C + M_1 \quad \text{para el primer año}$$

$$C + M_1 + M_2 \quad \text{para el segundo año}$$

$$C + M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_n \quad \text{para el año } n$$

Si el equipo se vende al cabo de "n" años, obtendremos por él un valor de rescate al que designaremos con R .

Representando lo anterior gráficamente



El valor actualizado de estas cantidades es:

$$VA = C + M_1 f^1 + M_2 f^2 + \dots + M_n f^n - R f^n, \text{ o sea}$$

$$VA = C + \sum_{k=1}^n M_k f^k - R f^n$$

Por otra parte, una vez actualizado el costo total acumulado, el costo medio anual no se puede calcular como en el primer ejemplo, es decir, no se puede dividir el costo total acumulado entre el número de años, pues esto equivaldría a considerar las mismas condiciones para todos los años, situación contraria al principio de actualización que estamos involu-

crando.

Dado que los costos erogados no se efectúan regularmente durante todos los años, sino de una manera irregular, el costo anual medio está dado en realidad por una cantidad X que habría que erogar durante n años para financiar este cargo VA, todo ello al final de cada período.

Esta cantidad X, será igual, según la fórmula (5) desarrollada anteriormente a:

$$X = VA \cdot \frac{1 - f}{f (1 - f^n)}$$

$$\text{Siendo } VA = C + \sum_{k=1}^n M_k f^k - R f^n$$

El valor mínimo de éste cargo anual X es el que nos dará la selección conveniente del año económico de reemplazo.

Una manera práctica de aplicar lo anterior, es tabulando los valores involucrados, lo cual se presenta en la tabla 12, en la cual se ha considerado un interés del 10%. Al analizar los resultados, vemos que aún cuando los datos del ejemplo son semejantes al primer caso presentado en estas notas, el año económico de reemplazo se corre del quinto al sexto. Esto se explica si nos referimos a la figura 1, ya que al aplicar el valor actual del dinero las curvas de depreciación y mantenimiento cambian desplazando el punto de costo mínimo hacia la derecha. Ver también tabla 13 y figura 9.

Extrapolando este razonamiento; si aumentamos la tasa de interés, encontraremos que el año económico de reemplazo o sea la vida económica del equipo, se va alargando. Esto explica entre otras cosas, la situación que se está dando actualmente: "Conservar casi indefinidamente la maquinaria de construcción".

METODO DE VALOR ACTUALIZADO

ASO	C	R	M	f^k	Rf^n	$f^k M$	ΣM^k	VP	1-f	$1-f^n$	$f(1-f^n)$	X
1	800	400	130	0.9091	364	118	118	554	0.0909	0.0909	0.0826	610
2	800	200	160	0.8264	165	132	250	885	0.0909	0.1736	0.1578	510
3	800	100	187	0.7513	75	140	390	1115	0.0909	0.2487	0.2261	448
4	800	50	240	0.6830	34	164	554	1320	0.0909	0.3170	0.2882	416
5	800	25	307	0.6209	15	191	745	1530	0.0909	0.3791	0.3446	403
6	800	25	373	0.5645	14	211	956	1742	0.0909	0.4355	0.3959	400
7	800	25	450	0.5132	13	231	1187	1974	0.0909	0.4868	0.4425	406
8	800	25	540	0.4665	12	247	1434	2222	0.0909	0.5335	0.4850	416

TABLA 12.

36

	$i=20\%$	$i=30\%$	$i=40\%$
AÑO	X	X	X
1	691	769	850
2	576	644	715
3	507	569	634
4	470	529	590
5	453	509	569
6	445	499	558
7	446	497	553.7
8	452	498	553.4

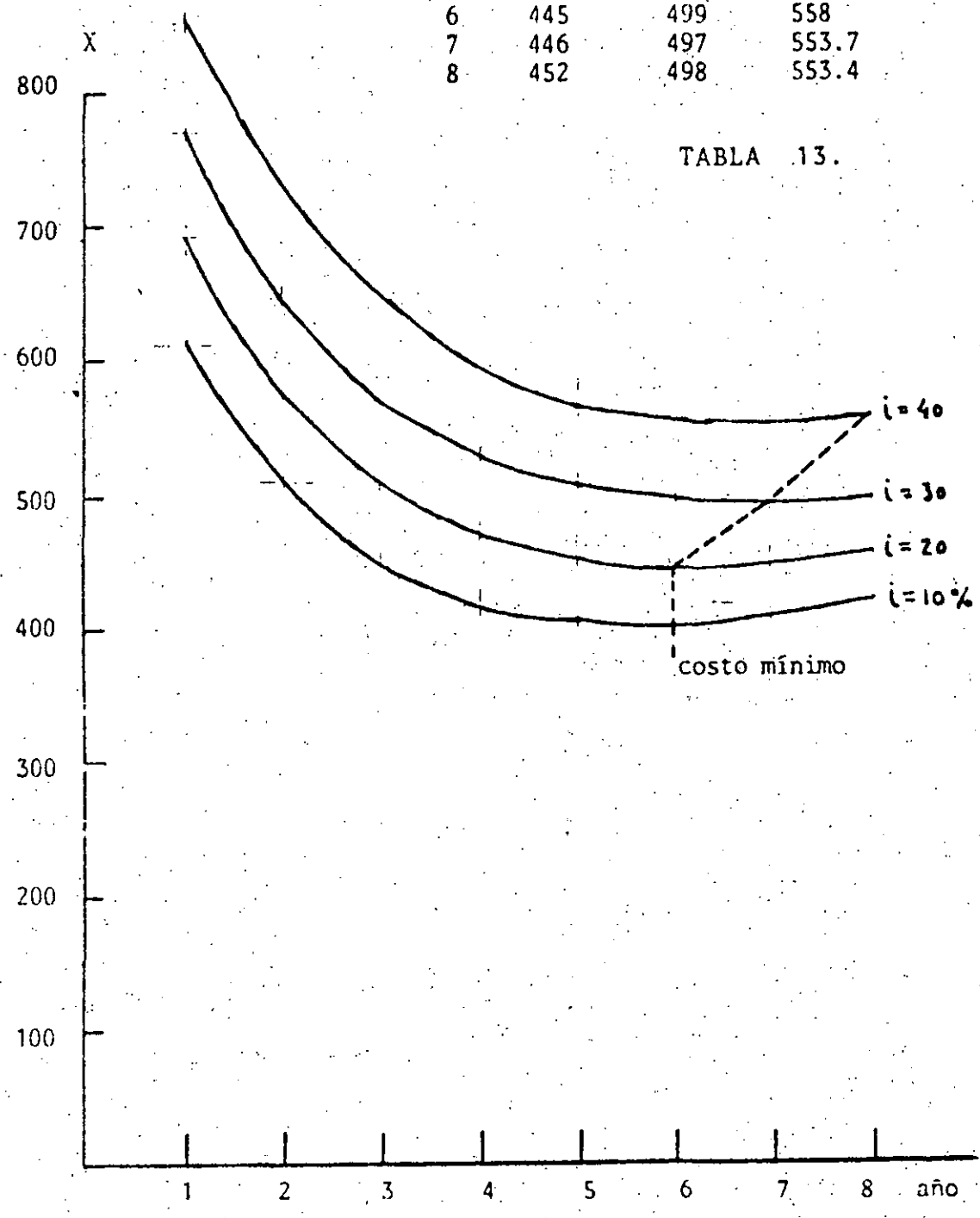


TABLA 13.

Fig. 9.

COSTOS PROMEDIOS ACUMULADOS
(valor actualizado)



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

TEMA: TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS

PROFESOR: PEDRO LUIS BENITEZ ESPARZA

**JULIO 27 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS.

INTRODUCCION.

La correcta selección del equipo de trituración es uno de los factores, que sin lugar a dudas, influyen más en el buen resultado técnico y económico de las obras civiles de construcción pesada, tales como caminos, aeropuertos, presas, vías férreas, etc.

Es por lo tanto muy importante poder contar con toda la información necesaria para poder plantear correctamente el problema de selección del equipo de trituración y complementario respectivo, y así elegir las máquinas que a partir de un material natural o greña, serán capaces de producir en el tiempo requerido, los agregados pétreos necesarios para la ejecución de la obra en cantidad suficiente y con la calidad adecuada.

I. AGREGADOS PETREOS.

Especificaciones Generales.

Los agregados pétreos con fragmentos duros y resistentes, libres de materiales contaminados, conforme a las siguientes especificaciones granulométricas (materiales más utilizados en obras civiles).

Agregados para Concretos Hidráulicos

Arena:	0	-	1/4"
Grava # 1:	1/4"	-	3/4"
Grava # 2:	3/4"	-	1 1/2"
Grava # 3:	1 1/2"	-	3"
Grava # 4:	3"	-	6"

Agregados para caminos

Material de subbase:	0	-	2"
Material de Base:	0	-	1 1/2"
Material de Carpeta:	0	-	3/4"
Material de Sello:	3/16"	-	3/8"

Generalmente es de una tolerancia de $\pm 5\%$ tanto en sobre tamaño como en sub-tamaño, existiendo normas estrictas para la composición granulométrica interna de las arenas para elaborar concretos hidráulicos (norma ASTM C33-61T), como sigue:

Malla	Porcentaje de Material que pasa
3/8"	100
# 4 (4.76 mm)	95 a 100
# 8 (2.38 mm)	80 a 100
# 16 (1.19 mm)	50 a 85
# 30 (0.595 mm)	25 a 60
# 50 (0.297 mm)	10 a 30
# 100 (0.149 mm)	2 a 10

II. OBTENCION DE LOS AGREGADOS.

La materia prima (material en greña) para la producción de agregados pétreos, se obtiene de bancos de roca o de yacimientos de agregados naturales de río o de depósitos de aluvión, conglomerados, etc., fundamentalmente. En mucha menor proporción, de escorias de alto horno, así como de productos sintéticos provenientes de la cocción de horno rotatorio de materiales sílico-aluminosos.

Las rocas se dividen en tres grandes categorías geológicas:

- Rocas Igneas (Basaltos, granitos, riolitas, andesitas).
- Rocas Sedimentarias (caliza, arenisca, dolomitas).
- Rocas Metamórficas (esquistos, gneiss, mármol).

Para la extracción y preparación de los agregados, son los factores de dureza y de grado de abrasividad (medido por el porcentaje de sílice), los que importan principalmente para la selección del equipo.

La extracción de las rocas a cielo abierto, tiene dos series de operaciones:

- a) Trabajos preparatorios.
- b) Extracción propiamente dicha.

En efecto, antes de proceder a la extracción del material, es necesario retirar los terrenos constituidos de tierra vegetal, tepetate, limos y arcillas, etc., realizando las operaciones de despalme y desenraice con escrapas, tractores, arados, etc., hasta dejar abierta a la pedrera con su frente de ataque en uno o varios pisos, con las terrazas respectivas para permitir la evolución de las máquinas de perforación, del equipo de carga y del equipo de evacuación del material extraído.

La extracción puede realizarse manualmente (en desuso), por medios mecánicos y por explosivos.

Los materiales suaves (pizarra, calizas, lignito, etc.), se extraen por medio de equipos análogos a los empleados para las operaciones de despalme.

El caso más general, es la extracción por medio de explosivos, con los cuales se deslocan los bancos de roca y se obtiene una fragmentación en bloques de un tamaño tal, que se permite su manejo con los medios de carga y de transporte disponibles, así como su entrada a la boca de la quebradora primaria.

En muchas ocasiones, a pesar de las precauciones tomadas en las tronadas masivas de roca, un porcentaje medio del 20% al 30% de bloques, son demasiado grandes para manejarse con los medios de que se dispone. Es necesario una reducción secundaria de dichos bloques por medio de dinamita (barrenación secundaria o plastas), o por medios mecánicos (pilón o "drop-ball").

La carga se realiza por cargadores frontales sobre neumáticos o sobre orugas y por palas mecánicas y el transporte a la planta de trituración, por camiones de diversas capacidades. En caso de acarreos relativamente cortos, el cargador frontal sobre neumáticos, puede satisfactoriamente realizar la operación de transporte a la planta de trituración.

La preparación de los agregados tiene por objeto transformar el "Material en Greña" proveniente de la pedrera o de un banco de agregados naturales, y compuesto de elementos de todas dimensiones, desde bloques grandes hasta elementos finos e impurezas de arcilla y limo, en materiales limpios, clasificados en las categorías granulométricas requeridas.

Para realizar dichas operaciones, se cuenta con equipo de trituración -- propiamente dicho y equipo complementario, o sea aquellas máquinas que sin -- participar directamente en las operaciones de trituración, son indispensables para realizar los procesos necesarios para transformar el material en greña o natural, en material útil que reuna ciertas especificaciones.

Por lo que respecta al equipo de trituración, desgraciadamente hasta la fecha no se ha diseñado una máquina universal que en un solo paso a etapa, -- convierta el material natural en agregados útiles, sino que dicha transformación se deberá realizar en varios pasos o etapas de acuerdo con el material -- natural disponible y con las especificaciones que deban cumplirse.

Se describirán someramente los siguientes tipos de equipo:

- | | |
|------------------------------|---|
| A: Equipo de
Trituración | <ol style="list-style-type: none">1. Trituradoras Primarias (Quijadas y Giratorias.2. Trituradoras Secundarias de Cono, Rodillos, Martillos3. Trituradoras Terciarias e Impacto.4. Molinos (de Barras y de Bolas)5. Cribas Vibratorias (Horizontales e Inclínadas)6. Alimentadores (de Delantal, de Plato o Reciprocantes, Vibratorios). |
| B: Equipo Com
plementario | <ol style="list-style-type: none">7. Gusanos Lavadores8. Bandas Transportadoras9. Elevadores de Cangilones. |

III. EQUIPO DE TRITURACION.

Las máquinas de trituración más utilizadas en las Obras Civiles, emplean los métodos mecánicos de reducción indicados en el siguiente cuadro:





QUEBRADORA	METODOS DE REDUCCION			
↓	 Impacto	 Desgaste	 Corte	 Compresion
IMPACTO	●			
PULVERIZADOR	●			
MARTILLOS	●	●	●	
RODILLOS	●		●	●
GIRATORIAS	●			●
QUIJADAS	●			●
CONO	●			●

Figura No. 1.

Para decidir cual es el equipo de trituración apropiado para resolver un determinado problema de producción de agregados, es necesario tener en consideración tanto la naturaleza de la materia prima por procesar, como el trabajo idóneo para cada tipo de trituración, para poder hacer una selección de -- equipo técnica y económicamente válida.

Dos de los conceptos básicos que definen el comportamiento y campo de -- aplicación de los diferentes tipos de quebradoras son: índice de reducción y -- coeficiente de forma.

1° INDICE DE REDUCCION.

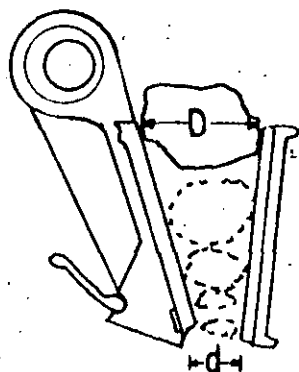


Figura No. 2.

Se define el índice de reducción de una máquina de trituración, a la relación:

$$I_R = \frac{D}{d}$$

entre el tamaño "D" del fragmento de roca a la entrada de la máquina y el tamaño "d" del producto de la trituración a la salida. Dicho índice de reducción varía con cada tipo de trituradora, de acuerdo con la mecánica de su construcción y con los métodos de reducción por ella utilizados.

2° COEFICIENTE DE FORMA.

Sea un fragmento de roca, cuya dimensión mayor sea representada por "L" y sea "v" el volumen de dicho fragmento y "V" el volumen de una esfera cuyo diámetro sea "L".

Se define como "Coeficiente de Forma" de dicho fragmento, a la relación:

$$C_f = \frac{v}{V} = \frac{v}{\frac{\pi L^3}{6}}$$

obteniéndose de la aplicación de dicha fórmula los valores promedio siguientes, en los fragmentos más comunes:

Fórmula de Fragmento

Valores del Coeficiente de Forma:

Esférico

1

Cúbico

$$\frac{2}{\pi \sqrt{3}} = 0.37$$

Tetraedro Regular

$$\frac{1}{\pi \sqrt{2}} = 0.22$$

Canto Rodado

0.34

Grava Triturada

0.22

Lajas

0.07

Agujas

0.01

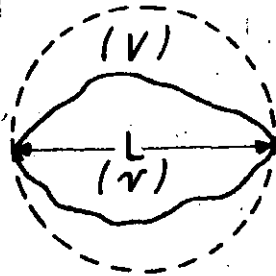


Figura 3.

Los dos últimos tipos de fragmentos (lajas y agujas), generalmente se prohíben por las normas de calidad de control de agregados pétreos, debido a que por su forma, son partículas débiles, con mucha tendencia a fracturarse.

A continuación se expondrán las variedades de equipos de trituración, -- utilizados hoy en día en la construcción de caminos en particular.

IV QUEBRADORAS DE QUIJADA.

a) TRITURACION PRIMARIA.

Definitivamente es la quebradora de quijadas de simple toggle con excéntrico superior (figura 4), la que se utiliza para realizar la primera etapa de reducción de los materiales pétreos, en las plantas móviles camineras, en prácticamente todos los casos, así como en la mayoría de las instalaciones fijas de producción de agregados para la industria de la construcción.

Equipo de mecánica simple, se utiliza en las plantas portátiles, en tamaños que van desde 12" x 36" hasta 42" x 48", con pesos de 5,300 kilogramos hasta 48,000 kilogramos y producciones desde 18 toneladas por hora, de acuerdo con el tamaño de la máquina, su abertura de salida y la naturaleza geológica del material, alcanzando índices de reducción promedio de $8 \div 1$.

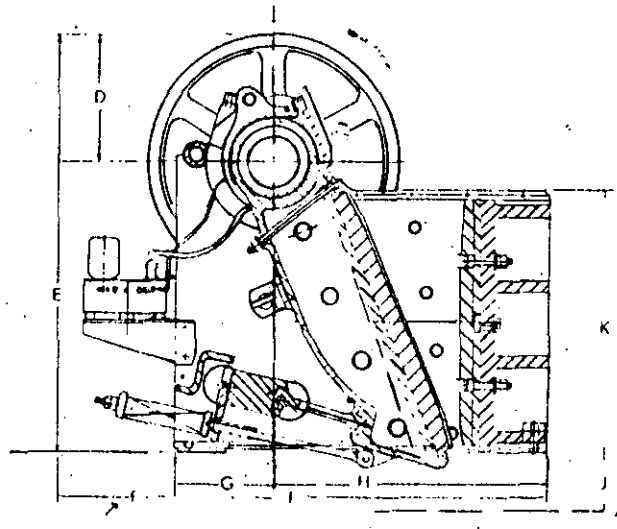


Figura 4.

En algún tiempo se utilizaron quebradoras de quijadas gemelas (figura 5) móviles, pero hoy prácticamente han quedado en desuso debido a su alto costo de adquisición y de operación.

La quebradora de quijadas tipo "Blake" de doble biela y las giratorias, prácticamente no se utilizan en los grupos móviles primarios de trituración, por ser máquinas muy pesadas y de grandes dimensiones, lo cual hace poco práctico instalarlas en chasis remolques, empleándose fundamentalmente instalaciones mineras y cementeras.

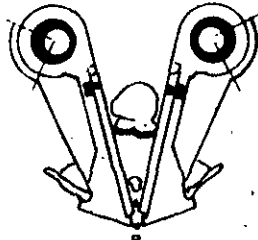


Figura 5.

NOTAS: Las dimensiones de las quebradoras de quijadas se indican por las dimensiones del rectángulo de su boca de admisión (ancho por longitud, generalmente en pulgadas).

Las dimensiones de las quebradoras primarias giratorias se indican por el tamaño de admisión (generalmente en pulgadas) de roca en su alimentación.

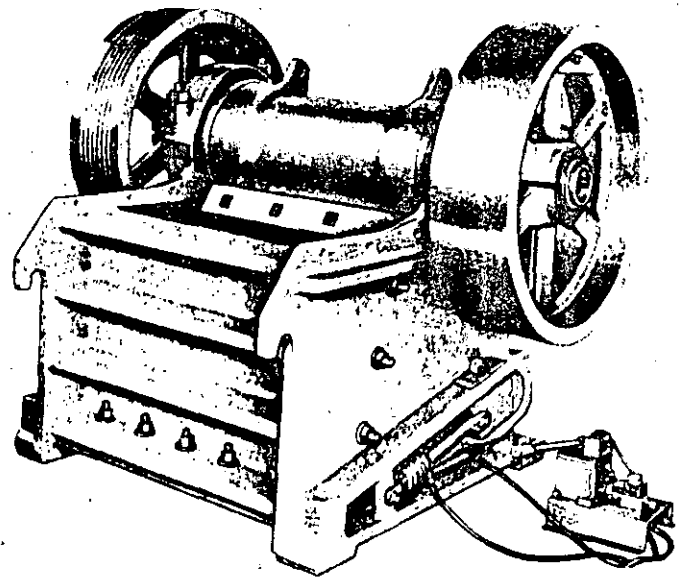
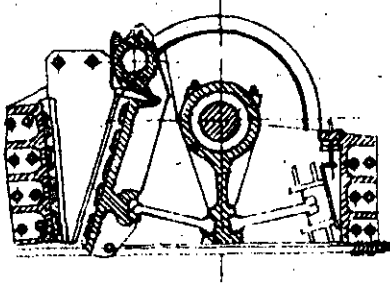


Figura 6.

Quebradoras de quijadas tipo "Blake" o de "doble toggle" o "doble biela", utilizada fundamentalmente para la trituración primaria de minerales extremadamente duros y abrasivos (hematita, taconita, etc.). Muy utilizada en el campo de las obras civiles.

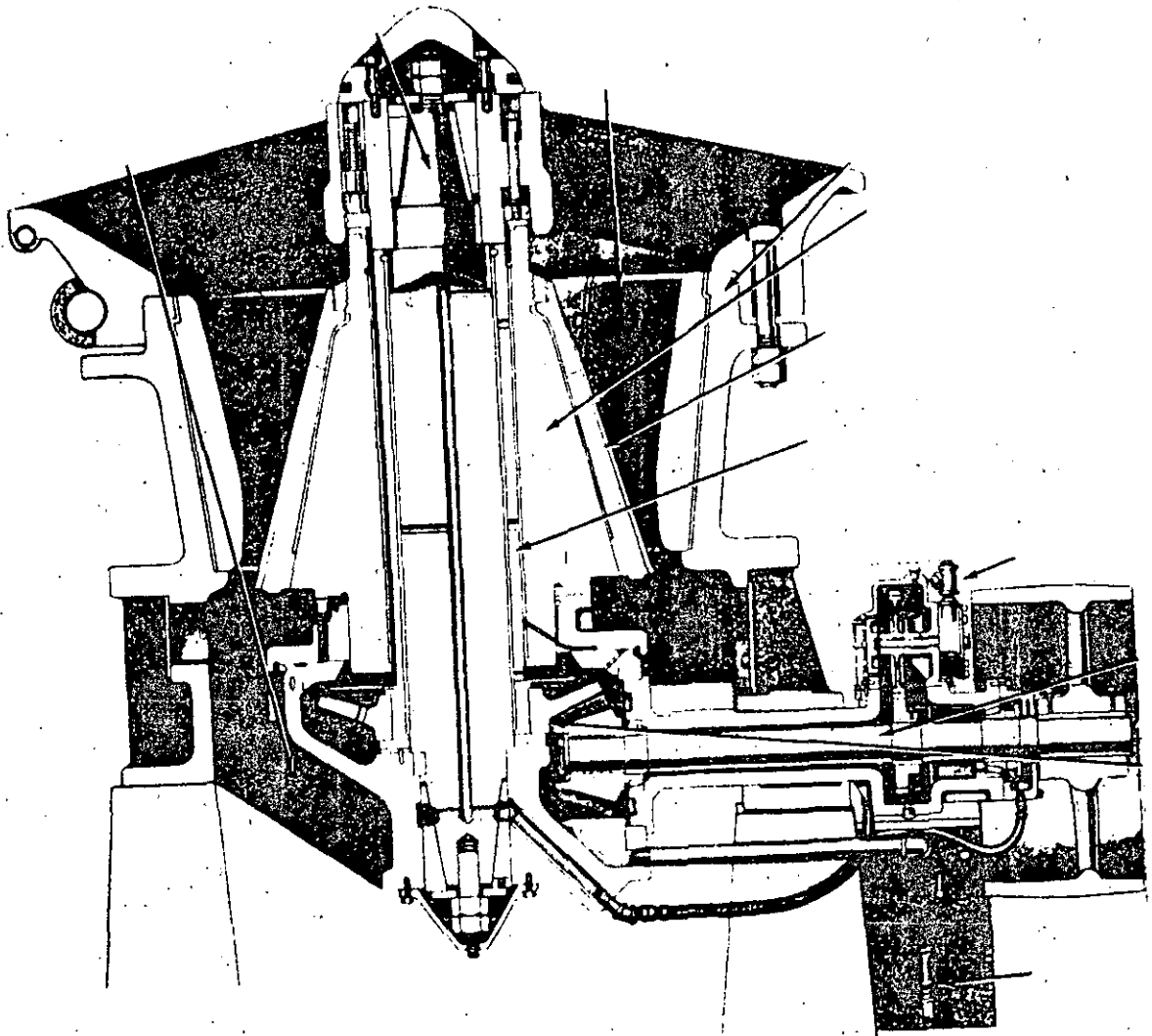


Figura 7.

Quebradora Giratoria Primaria, utilizada fundamentalmente en las Instalaciones Mineras y Cementeras de muy elevadas producciones. Muy poco utilizada en el campo de las obras civiles.

b) TRITURACION SECUNDARIA Y TERCIARIA.

Si bien en la etapa primaria de trituración, desde hace ya muchos años se ha definido a la quebradora de quijadas como el equipo idóneo para las instalaciones de producción de agregados, en lo que respecta a las etapas secunda

rias y terciarias han existido en los últimos tiempos cambios sensibles en la preferencia de los usuarios de dichos equipos, como se verá a continuación.

Las trituradoras tradicionalmente empleadas para realizar las etapas segunda y tercera de la reducción de los materiales pétreos, han sido las de rodillos, impacto y cono.

V TRITURADORAS DE RODILLOS.

Este tipo de trituradoras de mecánica simple, utiliza los efectos de compresión y corte para efectuar la reducción de tamaño del agregado pétreo.

En el pasado, era éste el tipo de máquina más popular para realizar trituraciones secundarias y terciarias en las plantas móviles camineras, y en plantas fijas de producción de agregados para concretos hidráulicos. Hoy en día su utilización ha quedado reducida al tratamiento de materiales suaves y poco abrasivos, como caliza, carbón, yeso, fosfato, etc., debido a que son rocas de alto contenido de sílice, el desgaste que se presenta en forma de surcos profundos en la superficie cilíndrica de los rodillos, hace que se tengan costos de mantenimiento muy elevados, presentando además las limitaciones que se indican en los párrafos siguientes.

El diámetro de los rodillos debe ser de 20 a 30 veces superior al tamaño de los fragmentos en la alimentación (figura 8), para que pueda aprisionarlos y triturarlos.

La producción es directamente proporcional al ancho de los rodillos (figura 9), sin embargo, un ancho demasiado grande, provoca un desgaste irregular y rápido, más fuerte en el centro que en los extremos.

El índice de reducción que se logra con estas máquinas es relativamente bajo: 3 - 1 como máximo, debido fundamentalmente a las limitaciones que se tienen en los tamaños de alimentación. Se ha procurado disminuir un poco este inconveniente, introduciendo un tercer rodillo, obteniéndose así una máquina que puede trabajar con mayores índices de reducción, aún cuando más costosa en inversión inicial y en operación (figura 10).

Para disminuir los problemas del alto costo de mantenimiento en dinero y tiempo, en el rectificado de los surcos de desgaste, se han diseñado máquinas de soldadura automática (figura 11) que mitigan un poco estos inconvenientes.

El coeficiente de forma del material triturado en los rodillos, es por regla general bajo, con tendencia a formar muchas lajas en cierto tipo de rocas.

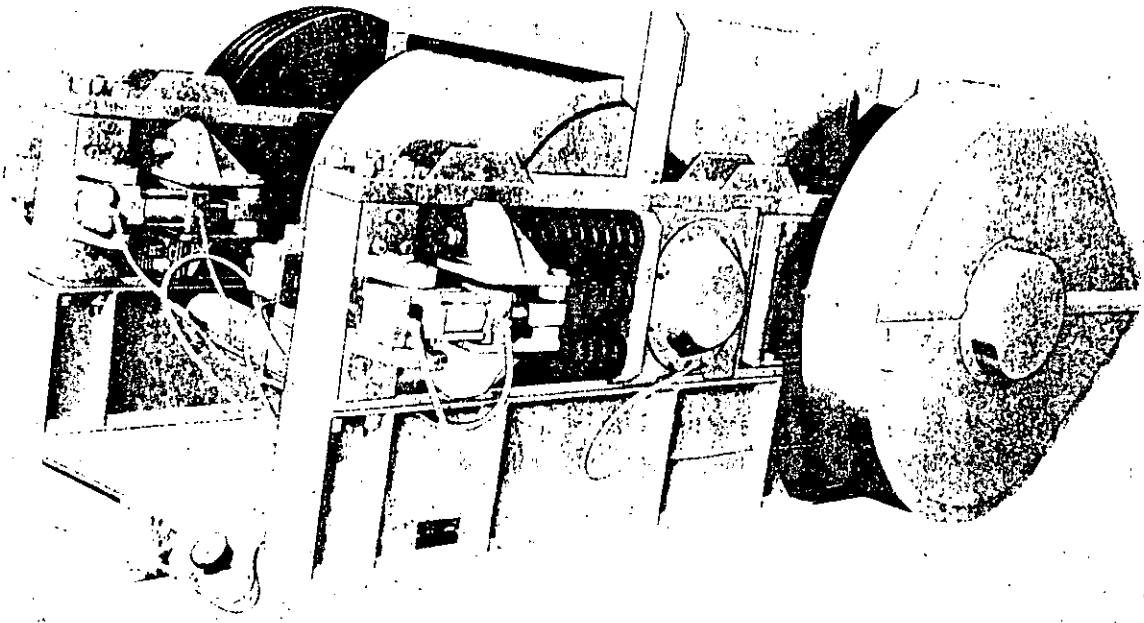


Figura 8.

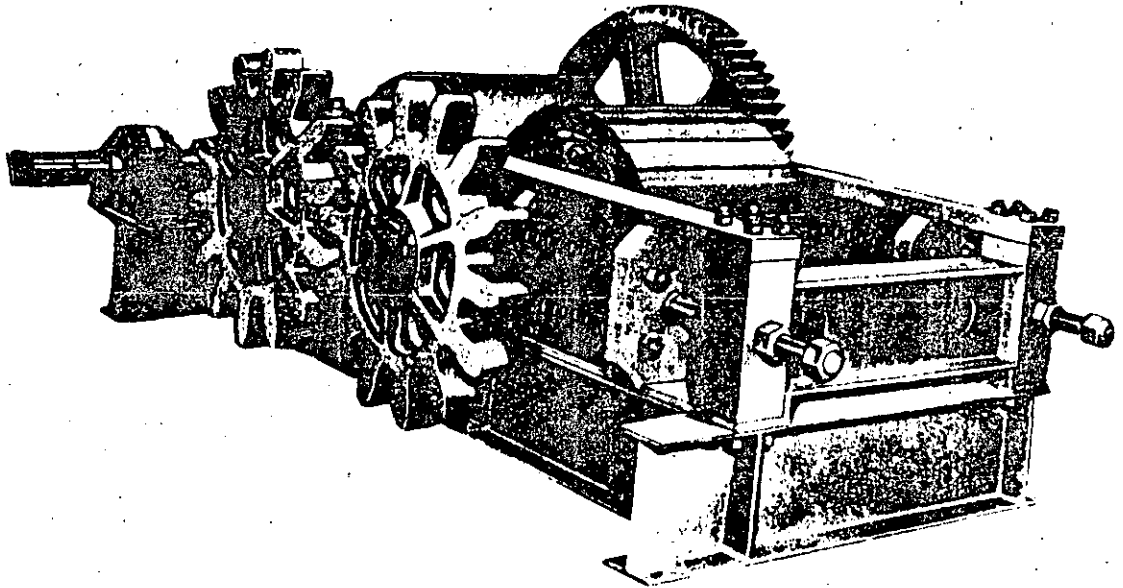


Figura 9.

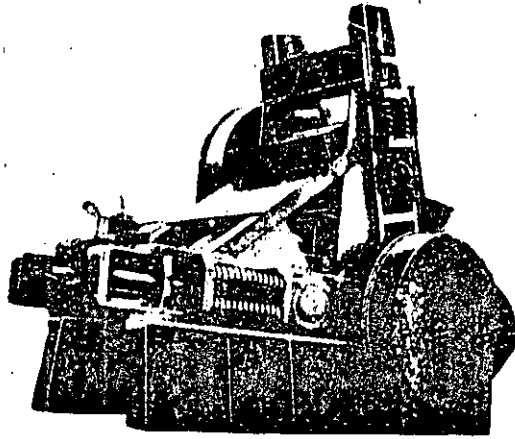


Figura 10.

Por los motivos anteriormente descritos, en muchas instalaciones de producción de agregados, las trituradoras de rodillo han venido siendo substituidas por otro tipo de máquinas, limitándose su campo de acción al proceso de cierto tipo de rocas suaves y poco abrasivas, como ya se dijo.

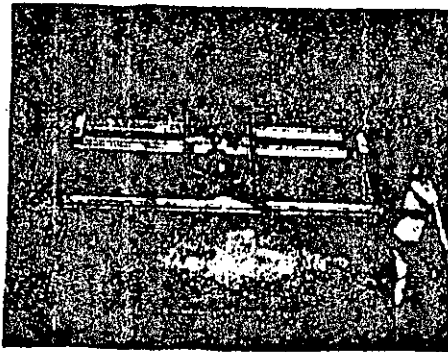


Figura 11.

VI TRITURADORAS DE IMPACTO O DE MARTILLO.

Tanto las trituradoras de impacto (figura 12) como las de martillo (figura 13), utilizan básicamente el efecto de fuertes impactos de la roca contra las placas del bastidor, impulsadas por uno o dos rotores que están girando a elevadas revoluciones por minuto. En las trituradoras de martillo con rojilla inferior (figura 13) existen también los efectos secundarios de corte y desgaste de la roca entre el martillo y la rejilla.

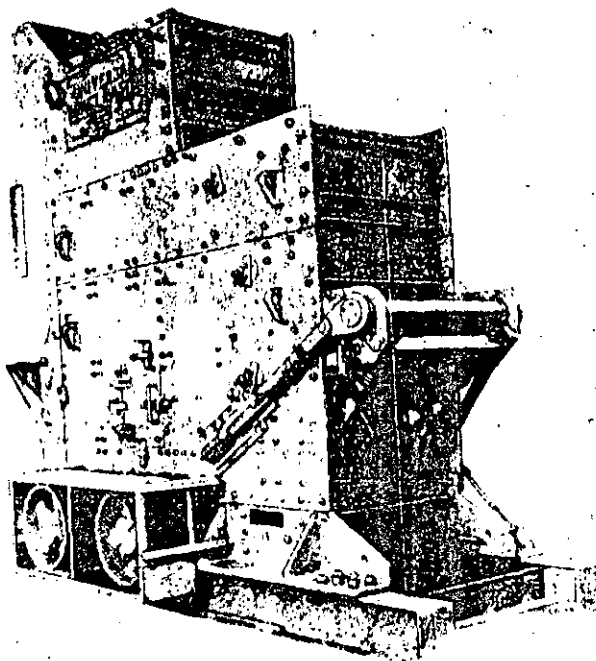


Figura 12A.

Trituradoras de Impacto. Vista exterior.

Con este tipo de máquinas se obtiene un material cúbico de elevado coeficiente de forma, con índices de reducción de $20 : 1$ y en ocasiones de $30 : 1$. Desgraciadamente estas máquinas no son adecuadas para procesar rocas con más de 6% de contenido de sílice (SiO_2), por el fuerte desgaste que sufren sus martillos y barras de impacto, con los materiales pétreos abrasivos; siendo aconsejable su empleo para tratar calizas, dolomitas, yesos, asbestos y en general todo tipo de minerales no abrasivos, pues de lo contrario se elevan muy fuertemente sus costos de operación.

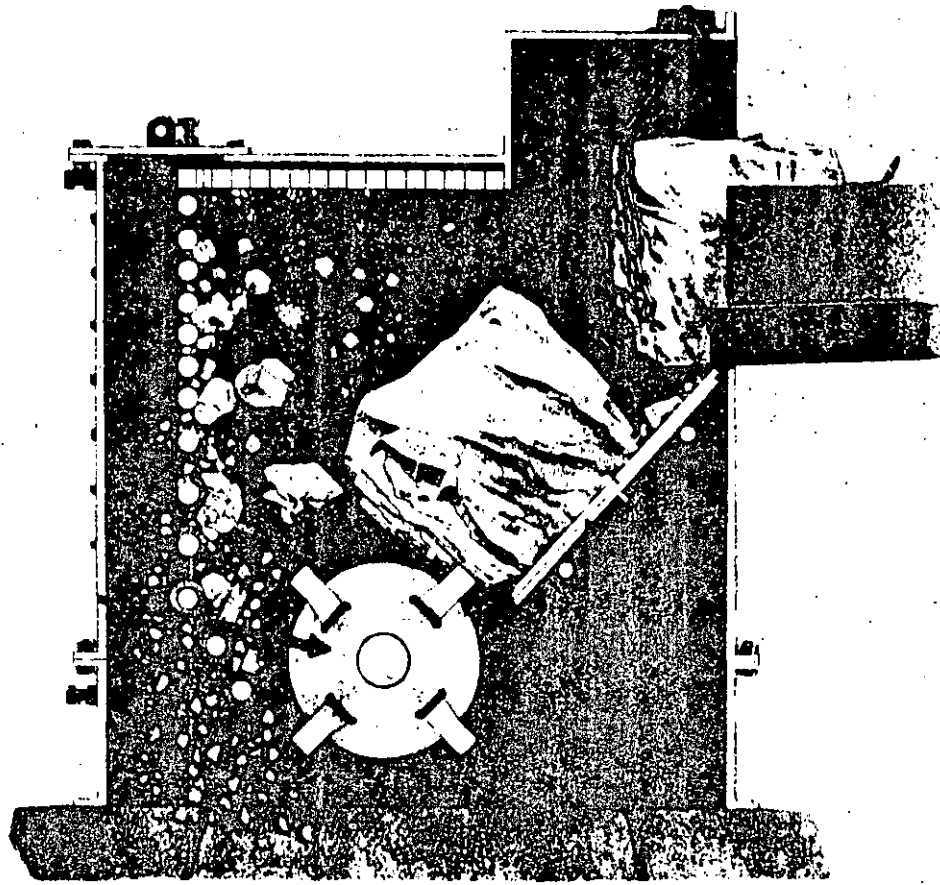


Figura 12B.

Trituradora de Impacto. Corte longitudinal esquemático, mostrando su principio de funcionamiento.

VII TRITURADORAS DE CONO.

Este tipo de trituradoras se ha utilizado en las plantas mineras desde hace más de 40 años. En el campo de las obras públicas se ha generalizado su uso a partir de unos 10 años aproximadamente, pues se temía que estas máquinas tuvieran una mecánica muy complicada que necesitara cuidados especiales y personal altamente capacitado para operarlas. La realidad ha demostrado que si bien son unidades robustas de mecánica precisa, los cuidados que requieren en su operación y mantenimiento no son mayores que los que necesitan, por ejemplo, una quebradora de quijadas o una trituradora de rodillos en operación normal.

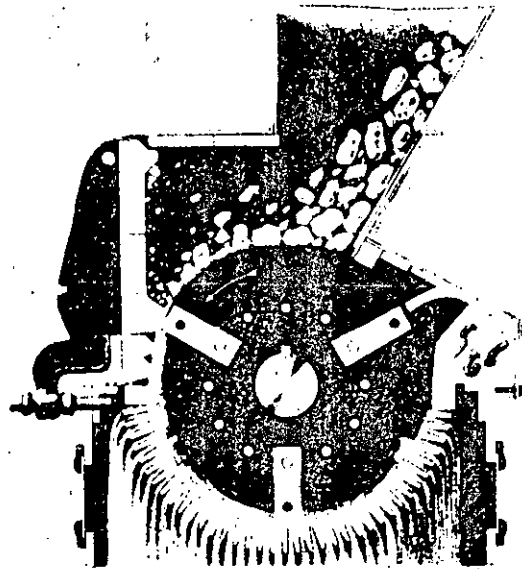


Figura 13.

Trituradoras de Martillo, con rotores de cuatro y seis cabezas de percusión.

Presentan este tipo de máquinas una serie de ventajas adicionales, entre las cuales sobresalen las siguientes:

- a) Producciones relativas elevadas con un alto índice de reducción, que puede llegar a $10 \div 1$.

- b) Utilización completa y regular de sus elementos de desgaste en la cámara de trituración, utilizándose los efectos combinados de compresiones e impactos (figura 14), dando como resultado poco desgaste por abrasión y un producto con muy buen coeficiente de forma.

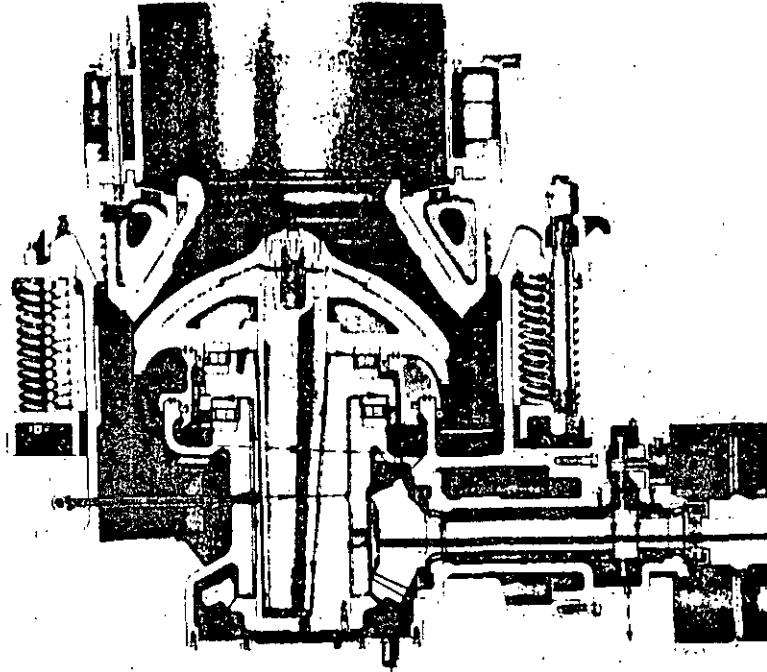


Figura 14.

- c) Protección contra fragmentos metálicos (dientes de cucharón de cargador, cabezas de marro, etc.) no triturables, por un dispositivo a base de resortes en el perímetro de su bastidor (figura 15).
- d) Dimensiones compactas que hacen práctica su instalación en grupos móviles de trituración.
- e) Costos de mantenimiento muy bajos, por la elevada duración de sus piezas de desgaste.

Los constructores de caminos empezaron en unidades portátiles los tamaños de 36" (diámetro inferior del cono), que es una máquina de aproximadamente - - 11,000 kilogramos de peso, con una producción de 60 toneladas a una abertura de salida de 1" (para producir material de 1 1/2"). Posteriormente los grandes volúmenes de materiales requeridos en los nuevos proyectos de autopistas, obligaron a utilizar los tamaños de 48", máquinas de 22,000 kilogramos de peso y -

producciones del orden de 170 toneladas por hora de materiales de 1 1/2" y hoy en día ya los tamaños de 66" (figura 16), máquinas con peso de 42,000 kilogramos y producción de 275 toneladas por hora de material de base, tienen bastante demanda entre los grandes contratistas de caminos.

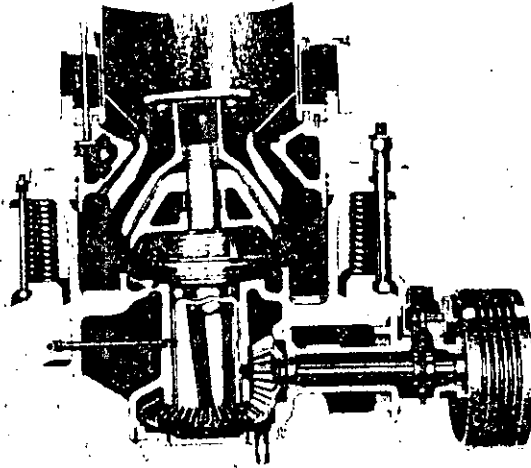


Figura 15.

Las trituradoras de cono se fabrican en modelos especiales para cumplir las etapas secundaria, terciaria y cuaternaria de reducción, modelos que si bien desde el exterior presentan prácticamente el mismo aspecto (figura 17), la geometría de sus cámaras de trituración tiene grandes diferencias, según se trate de una trituradora secundaria (figura 18), terciaria (figura 19) o cuaternaria (figura 20), siendo lógicamente las máquinas que se pueden cerrar a menor dimensión para producir material más pequeño, las que admiten menor tamaño de piedra a la entrada.

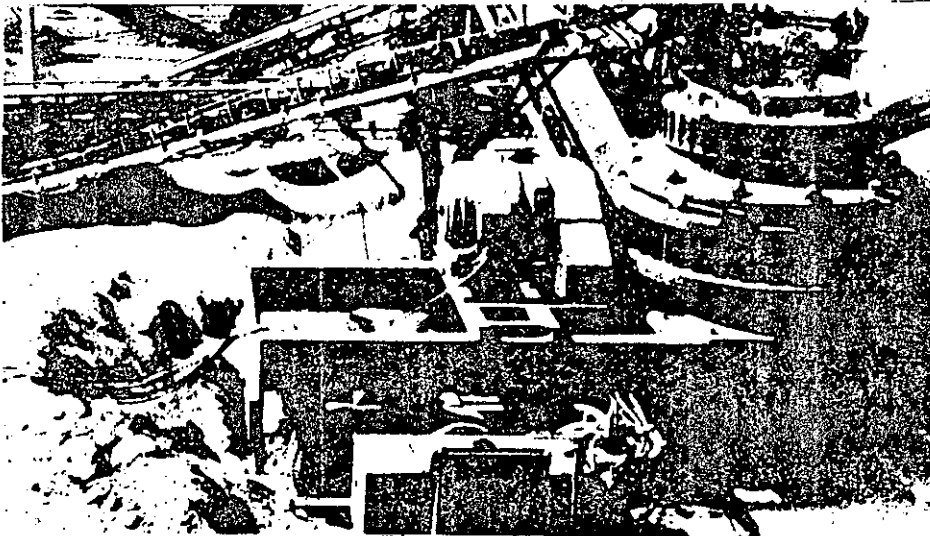


Figura 16.

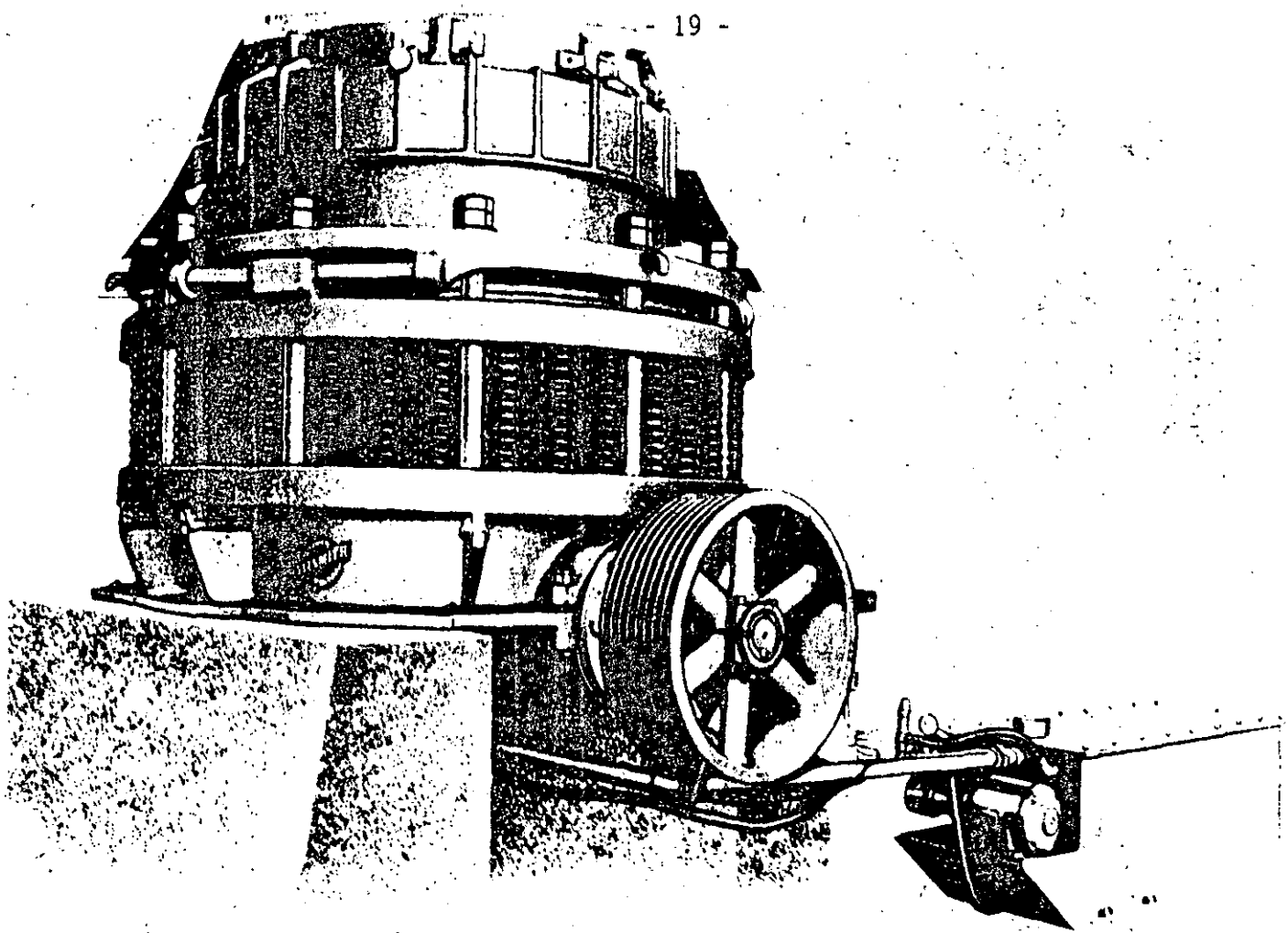


Figura 17.

VIII MOLINOS DE BARRAS.

En algunos casos de producción de arenas calibradas, tanto para la elaboración de concretos hidráulicos, como para corregir las curvas granulométricas de los materiales producto de las trituraciones secundarias y terciarias que acusan déficits de partículas de 0 a 2 mm para cumplir con las especificaciones de los materiales de base y carpeta asfálticas para la construcción de caminos, es necesario efectuar una cuarta etapa en la reducción de los materiales pétreos, para lo cual se utilizan básicamente los molinos de barras.

Dichas máquinas están constituidas especialmente por un tambor cilíndrico de placa de acer estructural, horizontal, y revestido con placas de acero al manganeso para su protección interior, estando accionado bien a través de una corona dentada y un piñón, o bien a través de un tren de neumáticos con ejes -

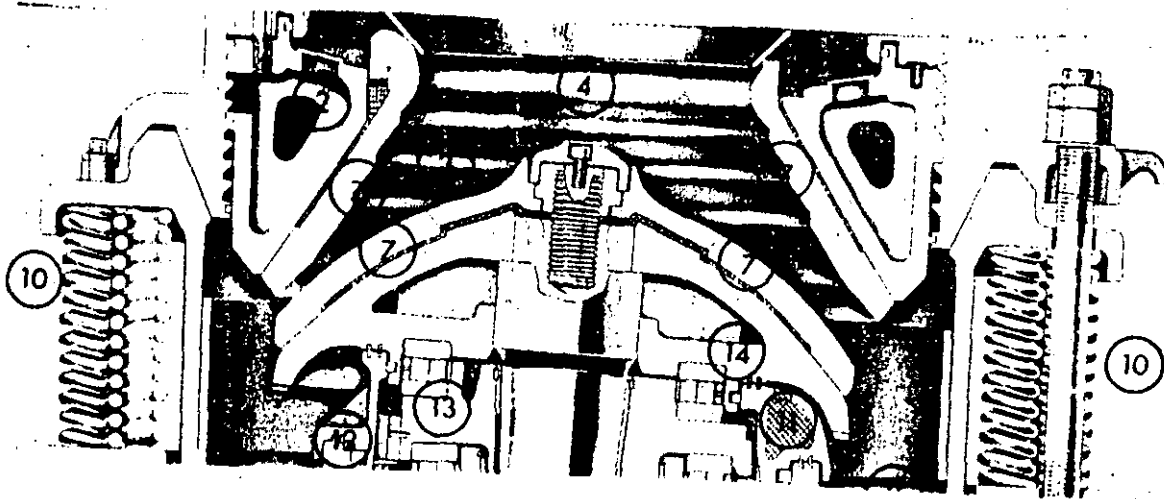


Figura 18.

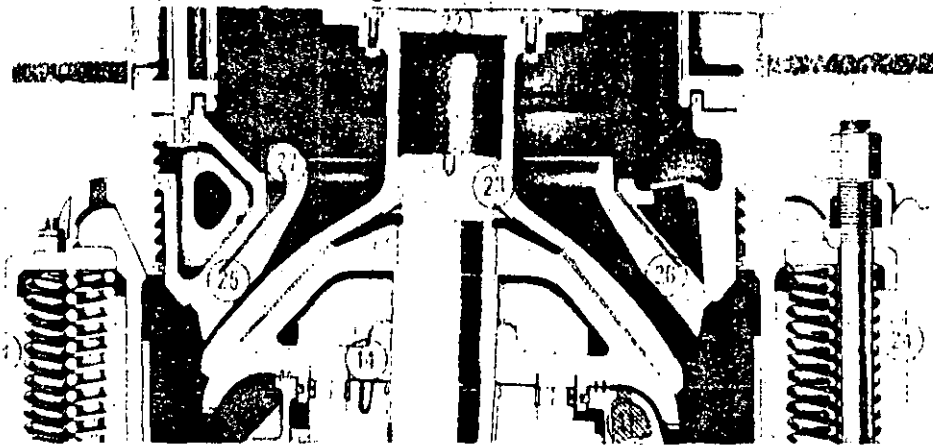


Figura 19.

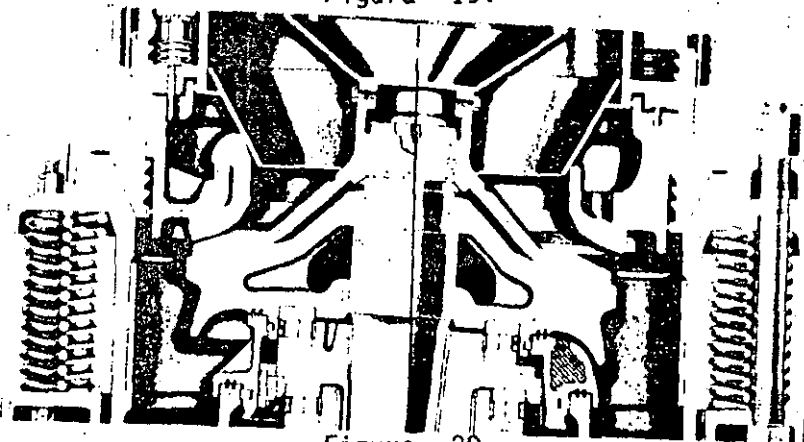


Figura 20.

horizontales. El cilindro está cargado con barras cilíndricas de acero duro de 2" y 3" de diámetro, de longitud ligeramente inferior a la del cilindro.- Estas barras accionadas por la rotación del tubo, ruedan las unas sobre las

otras, y su movimiento relativo genera una acción intensa de molienda. Los molinos pueden trabajar por vía húmeda o por vía seca, y según el grado de finura del producto por obtener, existen tres tipos de alimentación y descarga, los cuales se ilustran en la figura 21.

MOLINOS DE BARRAS

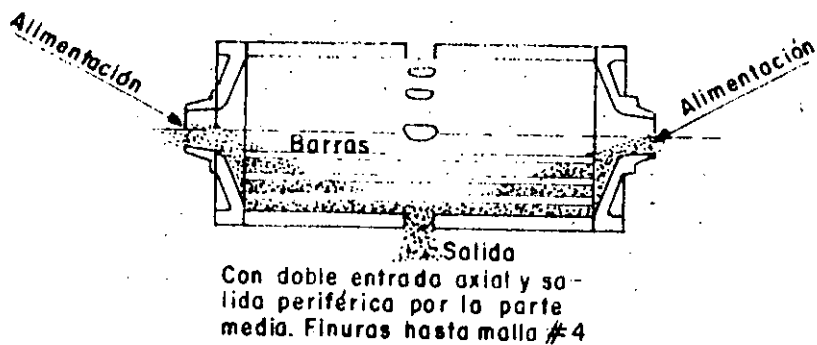
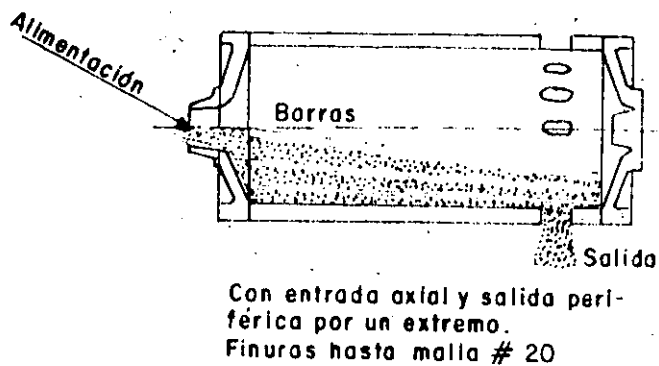
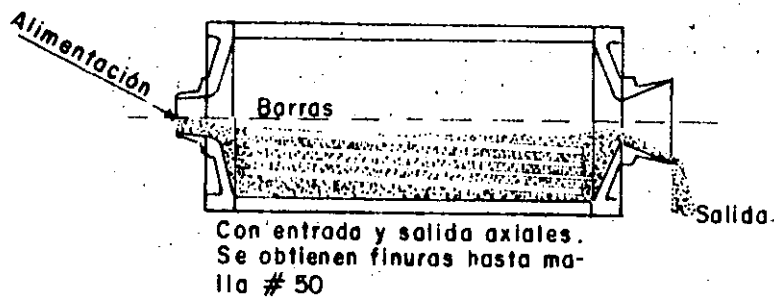


Figura 21.

IX EQUIPO COMPLEMENTARIO.

A) Cribas Vibratorias.

Las cribas vibratorias tienen por objeto la clasificación o selección de los materiales pétreos granulares, en diversas categorías de acuerdo con los tamaños especificados. Dichas máquinas se componen de uno, dos o tres pisos de malla de alambre o de placa perforada en orificios cuadrados, rectangulares o redondos, montados en el interior de una caja o bastidor flotante, equilibrado apoyado sobre resortes o suspendido por medio de cables. Las vibraciones son producidas por el efecto de una flecha excéntrica o provista de contrapesos que gira a elevada velocidad, accionada por un motor eléctrico.

La superficie de cribado está constituida en la mayoría de los casos, por mallas cuadradas, siendo las más comúnmente empleadas, las siguientes:

10. Estados Unidos Norma ASTM

Designación de la malla.

Claro entre alambres en

(Mallas más usuales)

mm

	3"	76
	1-1/2"	38
	3/4"	19
	1/4"	6.3
Número	4	4.76
"	8	2.38
"	16	1.19
"	30	0.59
"	50	0.297
"	100	0.149
"	200	0.074
"	400	0.037

20. Francia: Norma AFNOR NF-XII-501

	50	50
	20	20
	15	15
	10	10
	5	5
Módulo	37	4
"	35	2.5
"	32	1.25
"	28	0.500
"	25	0.250
"	22	0.125
"	20	0.080
"	17	0.040

30. Inglaterra: Norma BSA-410

	3"	76
	1-1/2"	38
	3/4"	19
	1/4"	6.3
Número	5	3.35
"	10	1.67
"	22	0.699
"	44	0.353
"	85	0.178
"	100	0.152
"	200	0.076
"	300	0.053

NOTA: En México rigen en la mayoría de los casos las normas americanas de la ASTM.

Existen cribas vibratorias horizontales con doble mecanismo excéntrico, aconsejables para equipar los grupos móviles y cribas vibratorias inclinadas de mecanismo excéntrico simple, utilizadas en las plantas fijas principalmente. Con ambos tipos se logran las mismas producciones y eficiencias. Las inclinadas son más económicas por su excéntrico simple, pero ocupan, para tamaños iguales, un mayor espacio vertical de instalación, que sus homólogos horizontales.

Los tamaños más utilizados (ancho por longitud de la superficie de cribado) en obras civiles son: 4' x 8', 4' x 10', 4' x 12', 5' x 12', 5' x 14', 5' x 16', 6' x 16', en sus versiones de uno, dos y tres pisos.

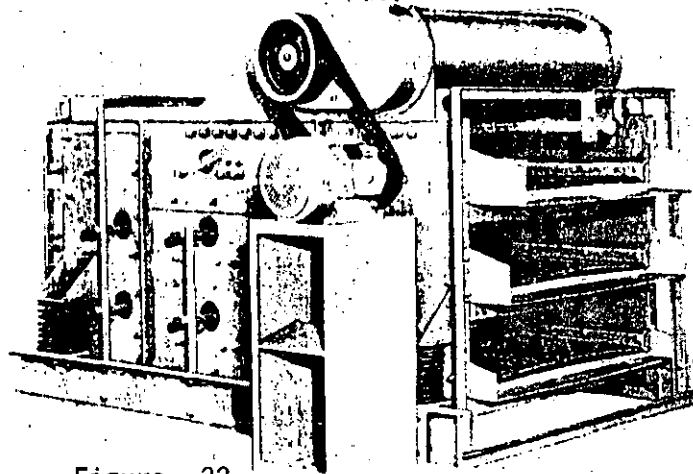


Figura 22.

Criba Vibratoria Horizontal de tres pisos.

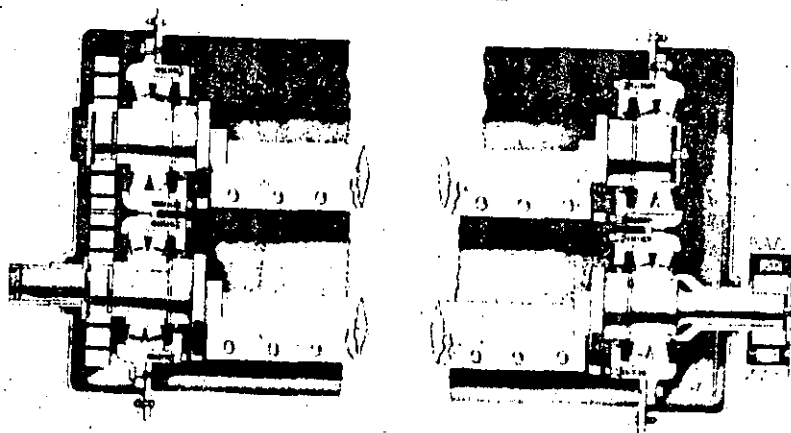


Figura 23.

Mecanismo excéntrico doble para Cribas Vibratorias Horizontales.

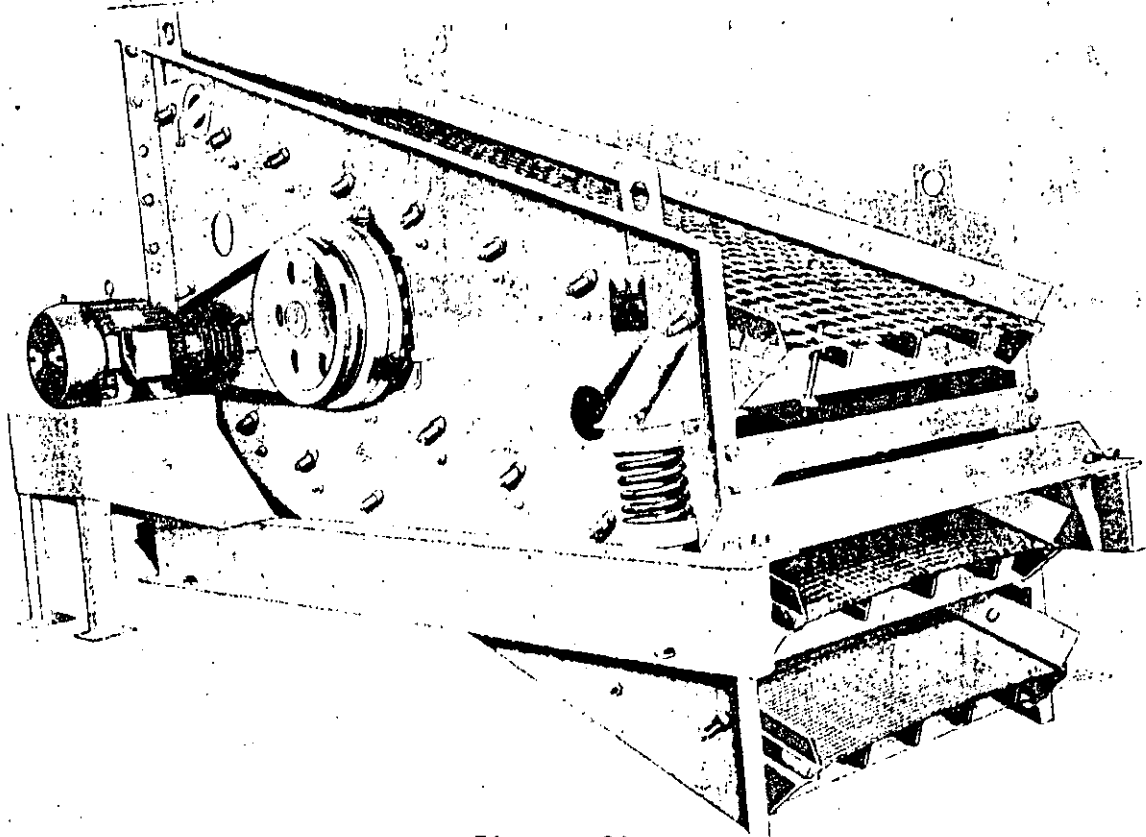


Figura 24.
Criba Vibratoria Inclínada en Tres Pisos

El cribado de agregados para caminos se realiza por vía seca, mientras que el cribado de agregados para concretos hidráulicos se realiza por vía húmeda, equipando para ello a las cribas, con "Flautas de Riego". (Figura 25).

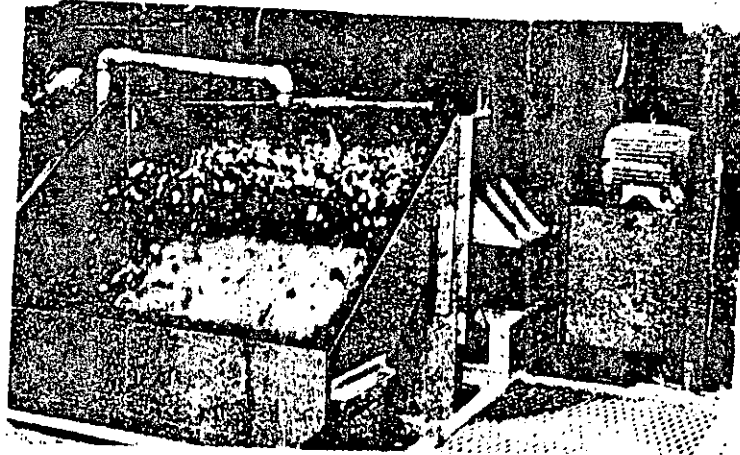


Figura 25.

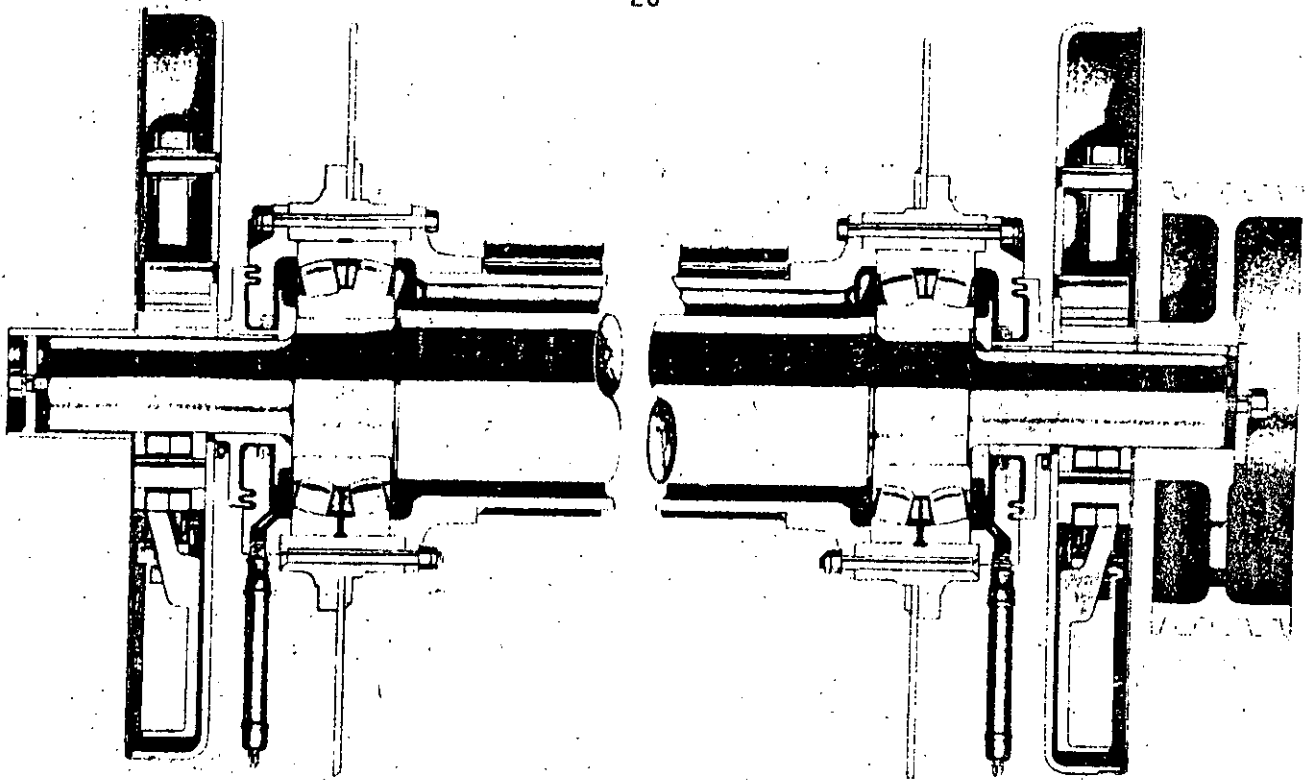


Figura 26.

Mecanismo excéntrico simple para Criba Vibratoria Inclinada.

B) Alimentadores.

La alimentación del material en greña a la quebradora primaria, puede realizarse por el vaciado directo de los medios de transporte arrojando la roca a la boca de la quebradora, o bien por medio de un equipo especial mecánico o "alimentador", con o sin dispositivo de pre-cribado.

Los tipos más populares de alimentadores son:

a) Alimentador de Mandil o de Tablero Metálico. Se compone de paletas metálicas que forman un tablero continuo que se mueve a una velocidad relativamente lenta (3 a 10 metros por minuto), accionado por un sistema de motor eléctrico, reductor, catananas y dadeñas. Este tipo de alimentador se recomienda para instalaciones de alta producción donde se manejan grandes bloques de roca, sobre todo en plantas mineras y cementeras.

b) Alimentador Reciprocante o de Plato. Se compone de una placa metálica rectangular, montada sobre rodillos, animada de un movimiento de vaivén ocasionado por una biela excéntrica. Dicho tipo de alimentador se recomienda para instalaciones de depósitos de río o de aluvión.

c) Alimentador Vibratorio con Rejilla (Grizzly) de Pre-Cribado. Se utiliza en instalaciones de mediana y elevada producción para elaborar agregados pétreos para la industria de la Construcción, con la ventaja de que sólo envían a la quebradora primaria el material que requiere la trituration primaria, precribando el material pequeño que pueda contener el material en greña (Figura 27).

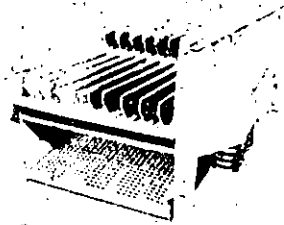


Figura 27.

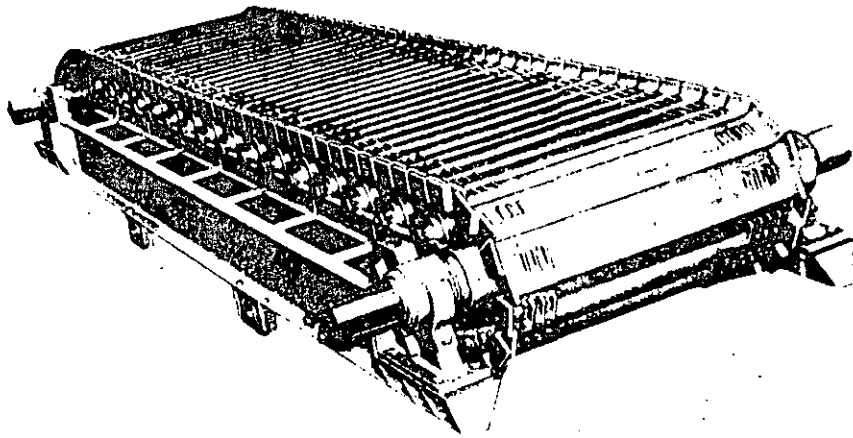


Figura 28.

Alimentador de Mandil o de Tablero Metálico (Tipo Apron).
Anchos más utilizados: 36", 42", 54", 60" y 72".

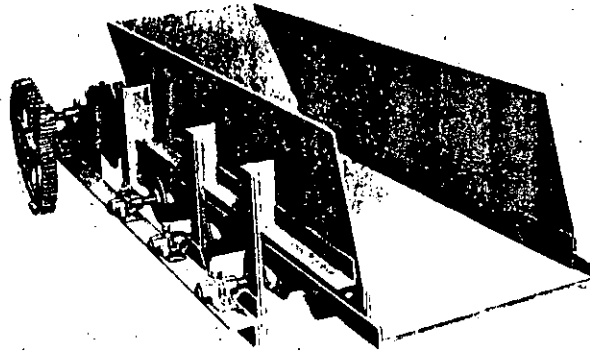


Figura 29.

Alimentador Reciprocante o de Plato. Anchos más utilizados: 16", 20", 24", 30" y 36".

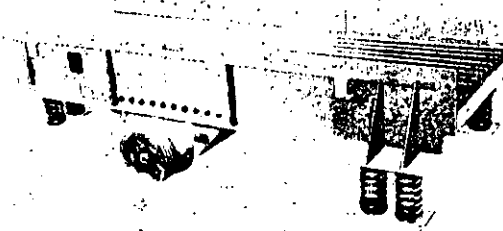


Figura 30.

Alimentador Vibratorio con Rejilla de Precribado. Anchos más utilizados: 36", 42", 48" y 60".

C) Gusanos Lavadores y Desenlodadores.

En la producción de agregados pétreos por vía húmeda, fundamentalmente para la elaboración de concretos hidráulicos, son indispensables los gusanos lavadores o clasificadores de Tornillo de Arquímedes. Se compone de un recipiente de placa metálica, cuya parte inferior por regla general se ensancha para formar un tanque de clasificación con un vertedor para arrojar el agua excedente con los limos y arcillas disueltos en ella. En el interior del cuerpo o recipiente, gira lentamente una espiral longitudinal accionada en su extremidad superior por un motor eléctrico con reductor de velocidad. El gusano lava de impurezas (limos, arcillas, materia orgánica, etc.), las arenas naturales y trituradas, escurriéndolas del agua excedente y evacuándolas por su parte antero-superior para su almacenamiento en tolvas o pilas.

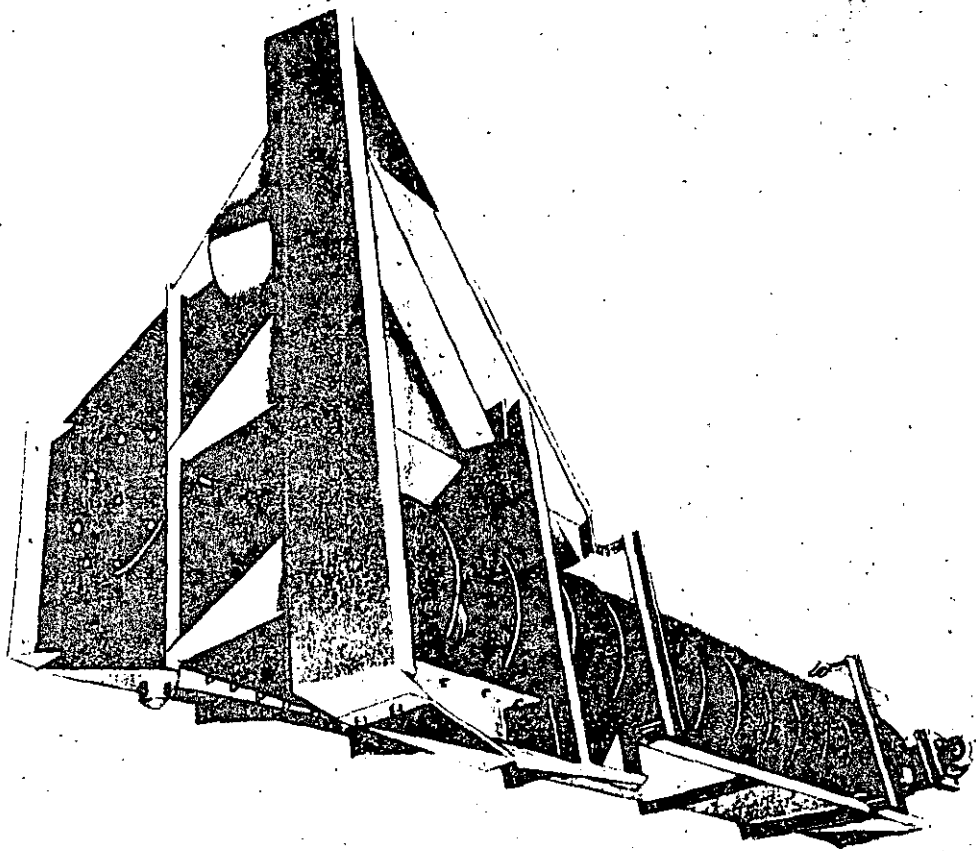


Figura 31.

Gusano lavador de espiral simple. Diámetros más usuales:
20", 24", 30", 36", 42" y 48".

Para el lavado enérgico de minerales y de gravas naturales fuertemente contaminadas con arcilla, se emplean los tambores desenlodadores o "Scrubbers", que constan de un cilindro de placa de acero en cuyo interior se montan aspas o paletas metálicas, que mueven el material en su interior. Existe asimismo, un dispositivo de riego de agua a presión para realizar en el interior del tambor, el lavado de los agregados. A la salida, el agua sucia se escurre por los orificios del cilindro de evacuación (figuras 32 y 33).

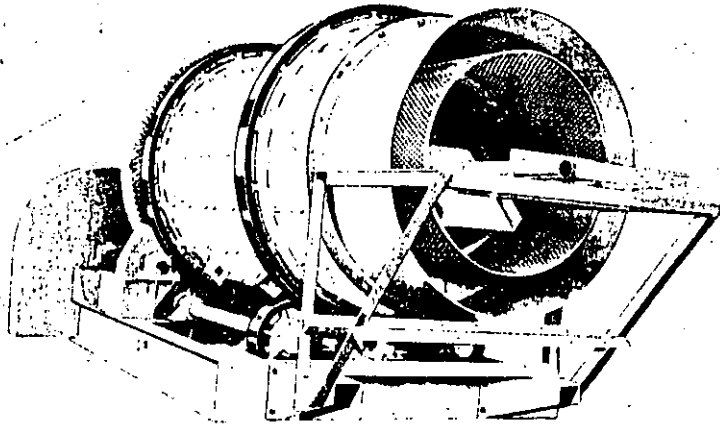


Figura 32.

D) Transportadores de Banda.

Para el manejo de los materiales granulares en las plantas de producción de agregados pétreos se utilizan básicamente las bandas transportadoras, equipo de mecánica simple y de gran eficiencia en el transporte de cualquier tipo de materiales a granel.

Varios tipos de transportadores de banda se han diseñado para satisfacer las amplias necesidades de la industria en general, para el manejo de cualquier clase de materiales, pero todos constan de una cinta o banda de hule reforzada con capas de lona o de nylon, de anchos de 18", 24", 30", 36", 42", 48", 54", 60", etc., montada sobre trenes de tres rodillos uniformemente espaciados y accionada por una polea de cabeza motriz que a su vez es accionada por un moto-reductor eléctrico, que le imprime a la banda una velocidad lineal que va de 100 a 600 pies por minuto en la mayoría de los casos, para transportar de este modo un flujo uniforme de material.

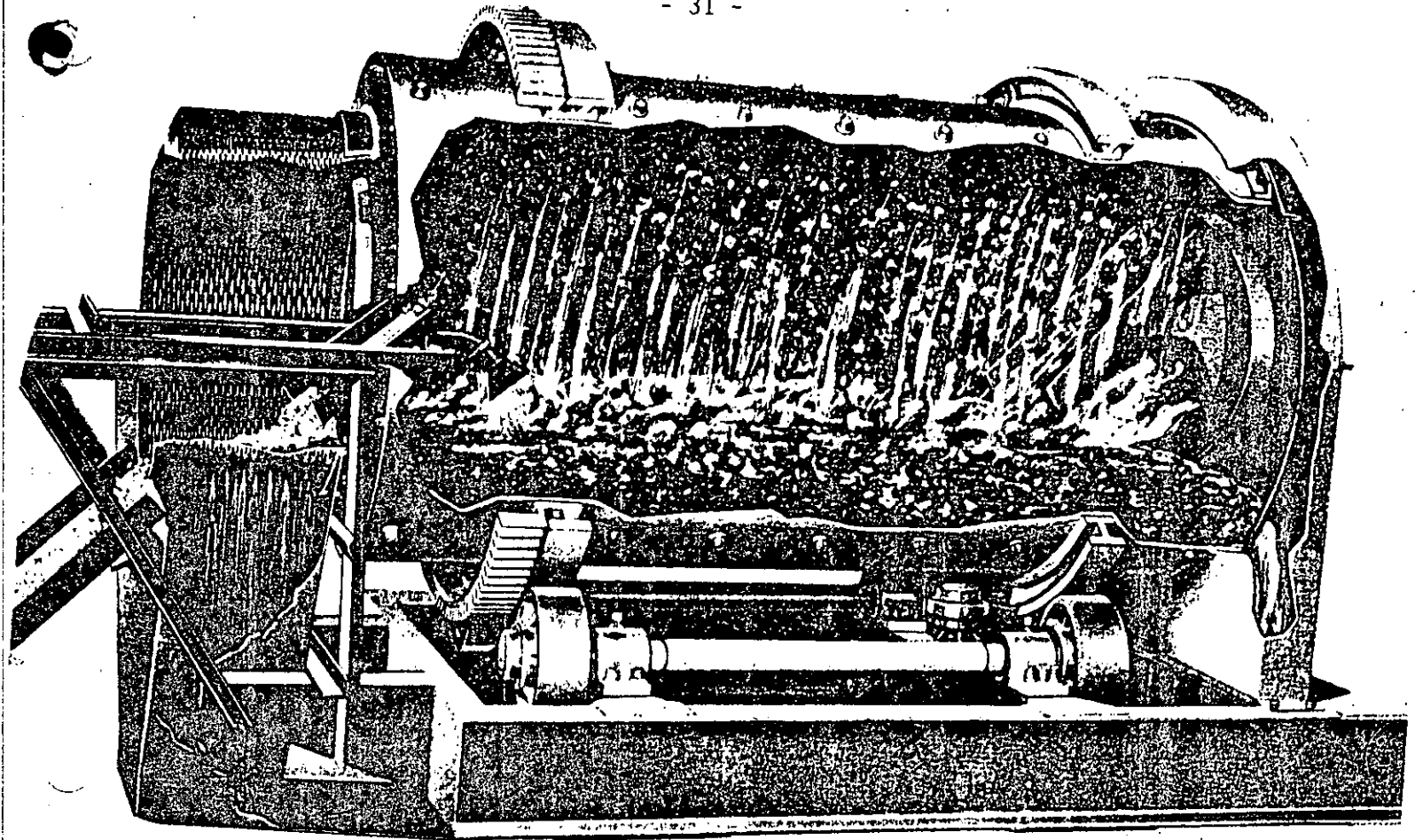


Figura 33.

Corte longitudinal de un tambor desenlodador en operación. Diámetros más utilizados del tambor: 60", 72", 84", 96" y 114".

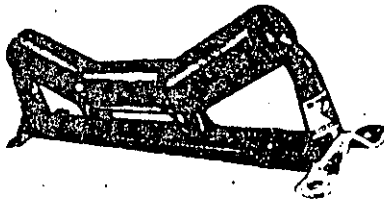


Figura 34.

Tren de tres rodillos de carga, lubricables, con inclinación ϕ 20°.

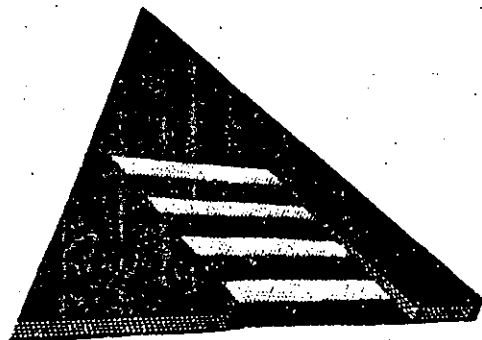


Figura 35.

Corte de la banda transportadora, mostrando las capas de lona y hule alternadas.

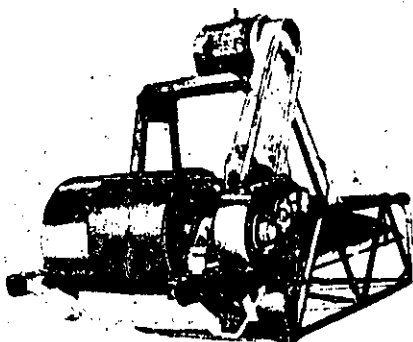


Figura 36.

Cabeza motriz de un transportador de banda con su polea de cabeza, motor eléctrico, reductor y transmisión a base de bandas "V".

La estructura de soporte de los transportadores de banda, es de acero - estructural tipo celosía para transportadores grandes, o tipo viguetas de canal para los transportadores medianos y pequeños.

Para los grupos móviles de trituración existen diseños de bandas transportadoras portátiles, fácilmente transportables, que no necesitan ningún -- trabajo de cimentación.

Existen sistemas de transporte por medio de bandas, de varios kilómetros de longitud, sobre todo en la industria minera, por ser un medio económico y eficaz, justificándose ampliamente la relativamente elevada inversión inicial, en el manejo de grandes volúmenes de minerales.

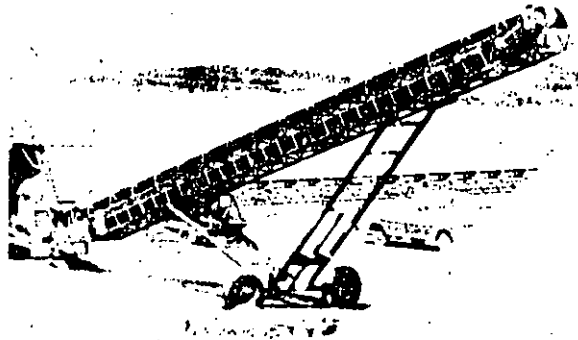


Figura 37.

Banda transportadora radial (Stacker) para almacenamiento de agregados en pilas sobre el terreno.

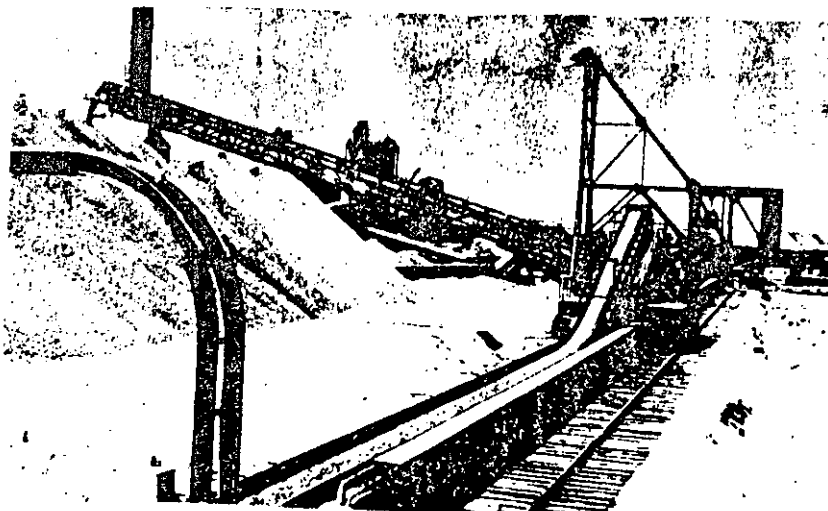


Figura 38.

Sistema estacionario de transporte de agregados y almacenamiento sobre el terreno, a base de transportadores con puntos de descarga variables a lo largo de su longitud (Tripper).

E) Elevadores de Cangilones.

Es un tipo de equipo de elevación de materiales a granel, que consiste básicamente en una serie de botes o cangilones montados bien sobre cadenas o bien sobre una banda de hule. Tanto las cadenas como la banda están animadas de movimiento lineal, que permite la elevación de los materiales recogidos por lo cangilones en la tolva de recepción situada en la parte inferior del elevador..

Si bien es un equipo muy utilizado en las industrias de la cal, cemento, yeso y en minería, en las instalaciones de agregados pétreos ha visto muy -



Figura 39:
Elevador de cangilones
montados sobre banda -
tipo continuo

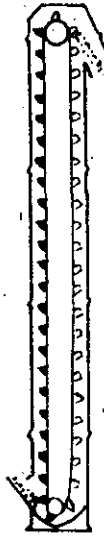


Figura 40
Elevador de Cangilones montados sobre cadena, tipo de descarga centrífuga.

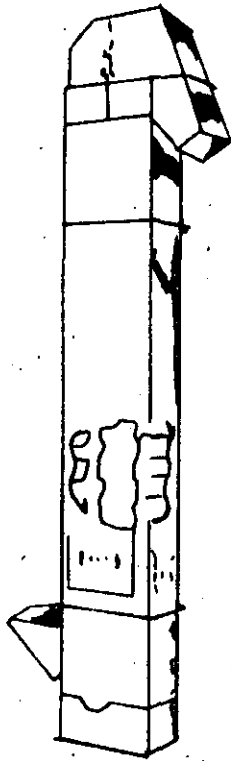


Figura 41.

Elevador de Cangilones Vertical, montados sobre cadena, cerrado, especial para la elevación de productos minerales finos y pulvurulentos.

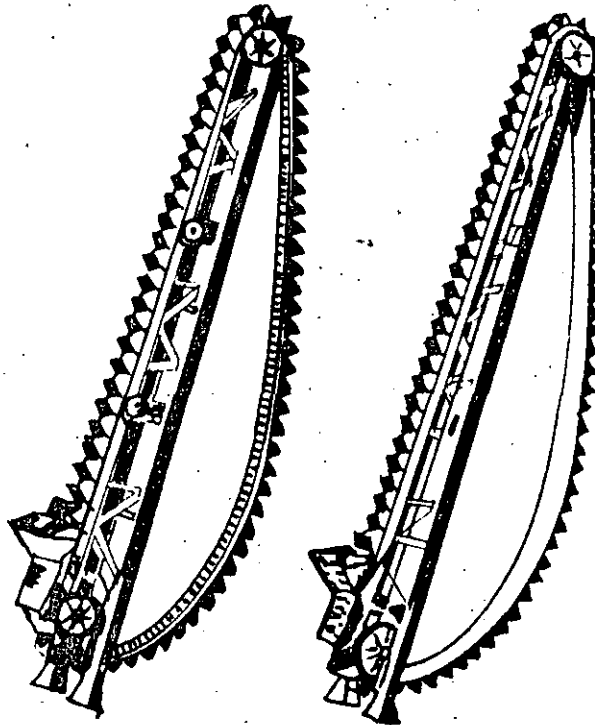


Figura 42.

Elevadores de Cangilones montados sobre banda, inclinados, abiertos, indicados para la elevación y manejo de gravas y arenas de construcción.

X TENDENCIAS ACTUALES EN LA SELECCION DEL EQUIPO DE TRITURACION PARA INTEGRAR GRUPOS MOVILES.

Se hará especial referencia a los equipos de trituración destinados a elaborar los agregados pétreos necesarios para la construcción de sub-bases, bases, carpetas asfálticas y materiales de sello para la construcción de carreteras y aeropuertos.

Desde hace poco más de 20 años se ha venido observando en todo el mundo, una solución muy rápida en las técnicas de construcción de caminos, evolución que ha puesto a los contratistas y a los productores de agregados pétreos, frente a problemas completamente nuevos que han ocasionado modificaciones substanciales en el concepto de sus plantas, así como en las técnicas de producción. Dicha evolución parece haber alcanzado a la fecha, un cierto grado de estabilidad.

Los materiales pétreos destinados a formar las diversas capas que constituyen un camino, lógicamente han seguido muy de cerca la evolución de las técnicas de construcción. En efecto, en tiempos pretéritos se utilizaban términos tales como piedra de 2", grava de 3/4", arena a secas, etc., que generalmente definían un producto que era utilizado para todo tipo de trabajos de construcción. Hoy en día la tecnología de la construcción ha cambiado radicalmente. Por ejemplo, el diseño del concreto hidráulico requiere agregados pétreos completamente distintos a los que se necesitaban en la construcción de una carretera. Por esta razón el equipo que necesita cada uno de estos productos, tendrá características peculiares de acuerdo con el tipo de agregados a producir, situación que no prevalecía, por ejemplo: en los años treinta en donde el productor de agregados con una sola quebradora producía un agregado adecuado para todas las necesidades.

Hoy en día una planta moderna, fija o portátil, es mucho más compleja y representa un capital elevado invertido, obteniéndose sin embargo, costos unitarios inferiores al utilizar el equipo idóneo, con producciones elevadas de productos de alta calidad.

Se hará aquí particular referencia al equipo de trituración utilizado en la elaboración de materiales para sub-bases, bases, carpetas y sellos empleados en la construcción de caminos y autopistas.

Las primeras de dichas máquinas (secundarias) producen materiales en el rango de 1" a 3" de tamaño, las terciarias con cámara fina materiales en el rango de 1/2" a 3/4" y las cuaternarias materiales en el rango de 1/4" a 3/8" de tamaño máximo, en términos generales.

Es de hacer notar, el hecho de que en problemas de trituración total, tanto en los materiales de base (0 - 1 1/2") como en los de carpeta, se en-

cuentra un déficit de materiales finos abajo de la malla número 10 (2 milímetros aproximadamente). Para hacer que la curva granulométrica quede dentro de especificaciones, es necesario "levantarla" (figura No. 43) adicionando finos que bien pueden obtenerse a partir de arenas naturales en bancos próximos a la explotación, o bien producirlos artificialmente en un proceso cuarterario de producción.

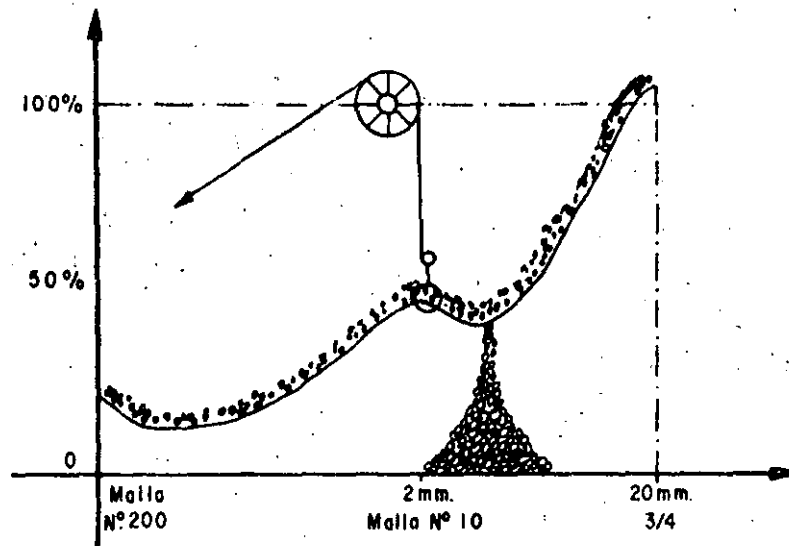


Figura 43.

Una mezcla asfáltica será tan buena, como buenos sean los agregados que se emplearon para elaborarla, por lo tanto, el control de calidad para el producto de una planta de asfalto sea del tipo continua o del tipo de bacha, debe empezar por los agregados pétreos en la alimentación de las mismas (figura 44). Si no se tienen agregados con la correcta granulometría a la entrada, será imposible obtener un producto de calidad. El problema de la construcción en bases y carpetas para caminos y autopistas, empieza pues, con el problema de trituración.

Un problema de trituración quedará correctamente resuelto, si se cuenta con el equipo idóneo, en cada proceso establecido en la planta.

Se había visto, que en lo que respecta a la trituración primaria, el equipo seleccionado universalmente como el apropiado en todos los casos para integración de los grupos móviles camineros, lo constituyen las quebradoras de quijadas.

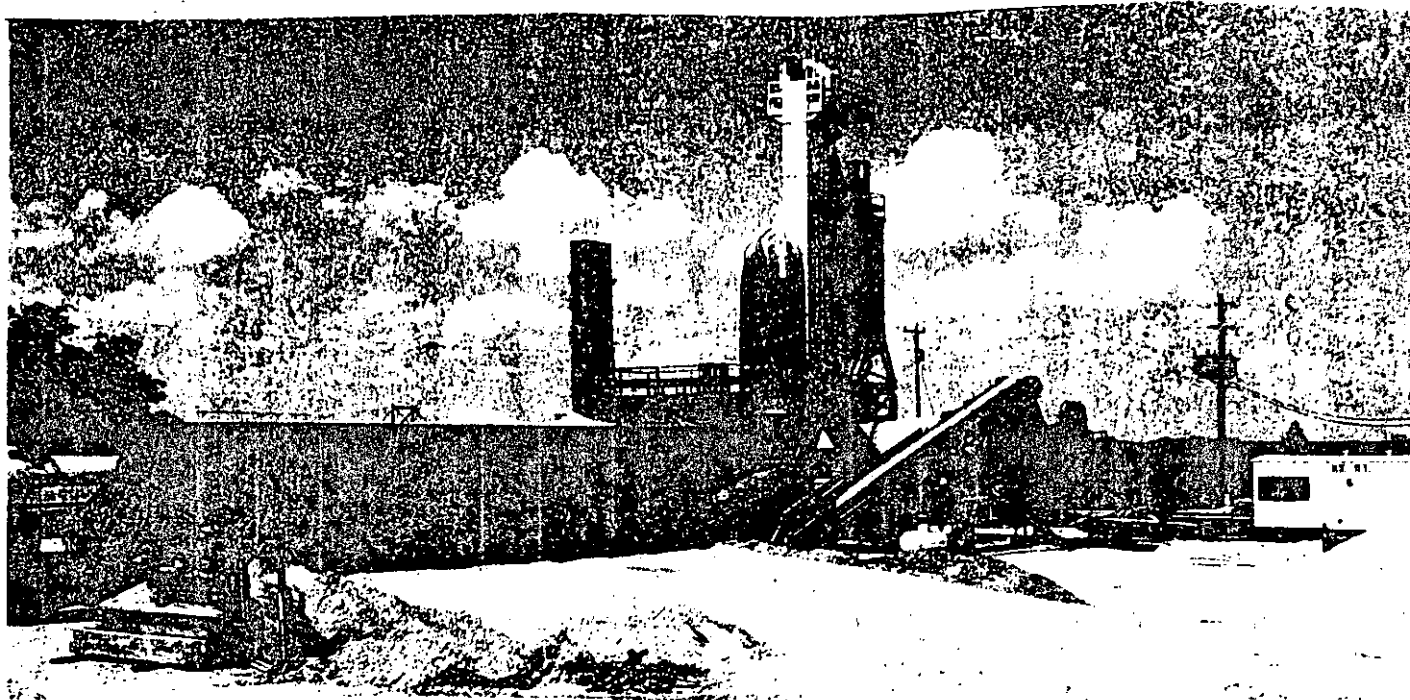


Figura 44.

Sistema de alimentación de agregados pétreos de cinco tamaños, para una planta de asfalto.

Por lo que respecta al equipo secundario y terciario, se puede resumir lo expresado anteriormente, en el cuadro siguiente:

Tipo de Trituradora	Indice de Reducción	Coefficiente de forma del producto.	Grado de abrasividad recomendada de la roca.	Consumo específico de energía
Rodillos	Bajo: $3 \div 1$	Bajo: Muchas lascas.	Poco abrasiva	Normal
Martillos e Impacto	Muy alto: $20 \div 1$	Muy bueno	No abrasiva	Muy alto
Conos	Alto: $10 \div 1$	Bueno	Todo tipo de rocas.	Normal

Del examen de la tabla anterior, se deduce que el tipo de trituradora - más versátil, capaz de triturar eficiente y económicamente todo tipo de rocas, cualidad indispensable para los grupos móviles camineros, por la diversidad de bancos en los cuales van a trabajar a todo lo largo de su vida útil, son las trituradoras de cono, que cuentan además con un elevado índice de reducción y dan productos con un buen coeficiente de forma teniendo consumos - específicos de energía (kilowatts por toneladas producidas) muy razonables.

Por las razones anteriormente expuestas, y una vez roto el "tabú" de -- que las trituradoras de cono eran máquinas de mecánica complicada y de operación y mantenimiento delicados y complejos, su uso se ha popularizado entre los constructores de caminos y autopistas, para integrar los grupos móviles de trituración secundaria y terciaria, en un principio en los tamaños de 36" y en la actualidad en los tamaños de 48" y 66", de muy elevada capacidad, - que si bien tienen mayores costos de adquisición, se compensa con creces este factor, por los bajos costos de producción que se obtienen y el poco tiempo en el que trituran los volúmenes asignados para cada banco.

El modo de disposición de las máquinas de trituración sobre los chasis-remolque para integrar los grupos móviles ha variado desde el sistema "Dual" preferido hace 25 años aproximadamente, en tiempo de la postguerra, que fue cuando se inició el gran auge de las plantas portátiles o grupos móviles para equipar a los constructores de caminos.

Dicho sistema "Dual", consiste en instalar sobre el mismo chasis-remolque, la quebradora primaria de quijadas, la trituradora secundaria de rodillos, la criba vibratoria, la rueda de cangilones de elevación, las bandas de evacuación y recirculación, etc. En las figuras 45, 46 y 47, pueden apreciarse el aspecto exterior de dichos grupos móviles "Dual", y en las figuras 48 y 49 dos ejemplos del flujo de materiales en dicho sistema "Dual".

Debido a que dicho dispositivo daba unidades de grandes dimensiones, -- muy pesadas, de difícil mantenimiento y operación, en los últimos años se ha adoptado el sistema de grupos móviles "Unitarios".

Para la integración de dichos grupos móviles "Unitarios", la experiencia ha indicado que la quebradora de quijadas es la máquina más adecuada para realizar la etapa primaria de trituración, mientras que las trituradoras de cono en sus versiones de cabeza estándar y corta, son las máquinas apropiadas para realizar las etapas secundarias y terciaria de reducción de materiales pétreos.

En casos de unidades de muy elevada producción, se prefiere poner los alimentadores y cribas en remolques por separado, con el objeto de no tener unidades de pesos exagerados que hagan muy difícil su transporte por las carreteras ordinarias.

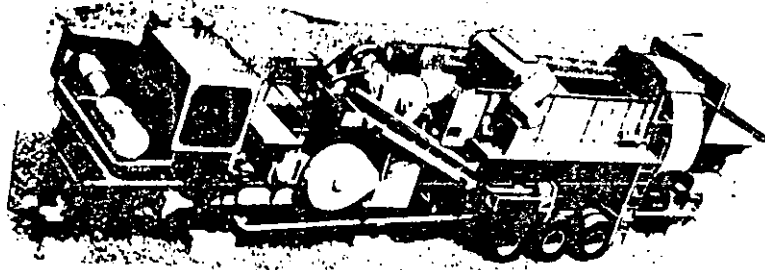


Figura 45.

Grupo móvil "Dual" de trituración primaria y secundaria, con quebradora de quijadas, trituradora de rodillos y criba vibratoria horizontal, con rueda de canchales.

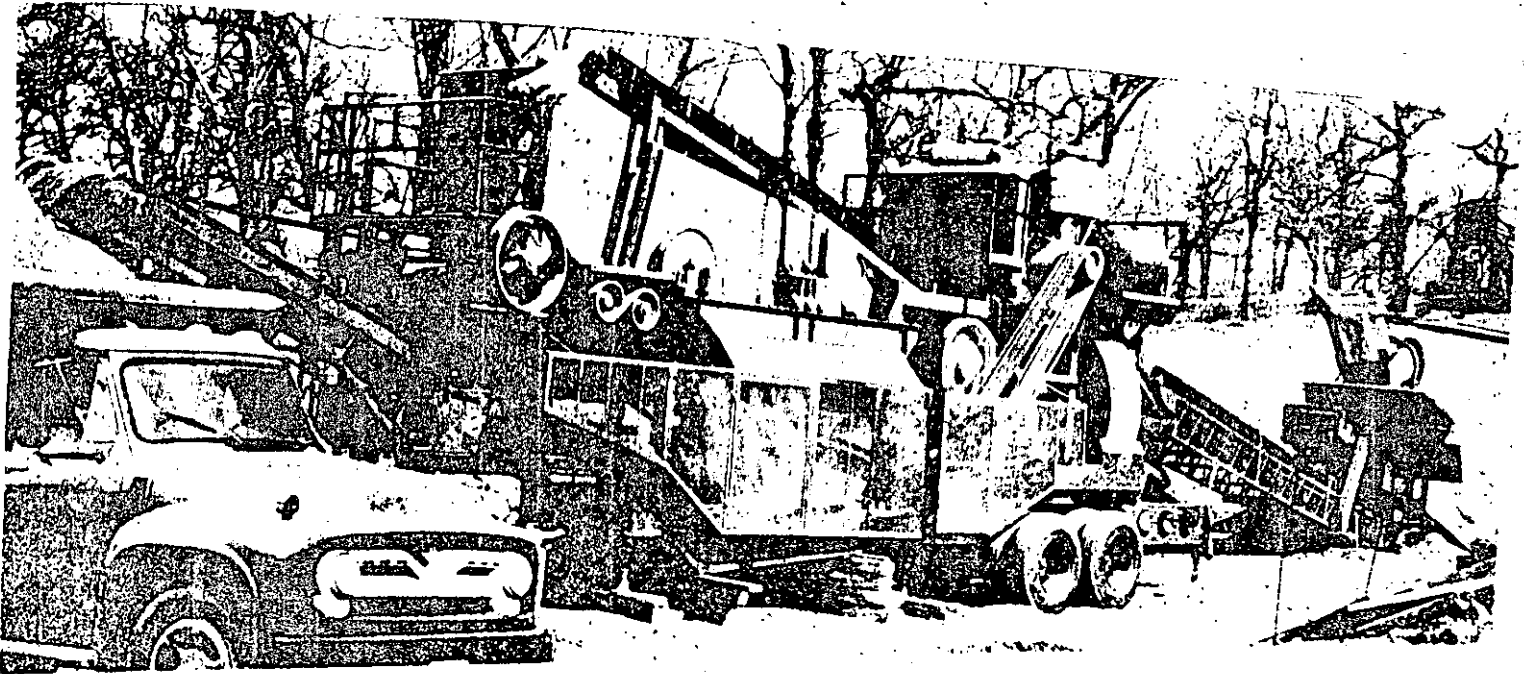


Figura 46.

Grupo móvil "Dual", con quebradora de quijadas, trituradora de rodillos y criba vibratoria inclinada.

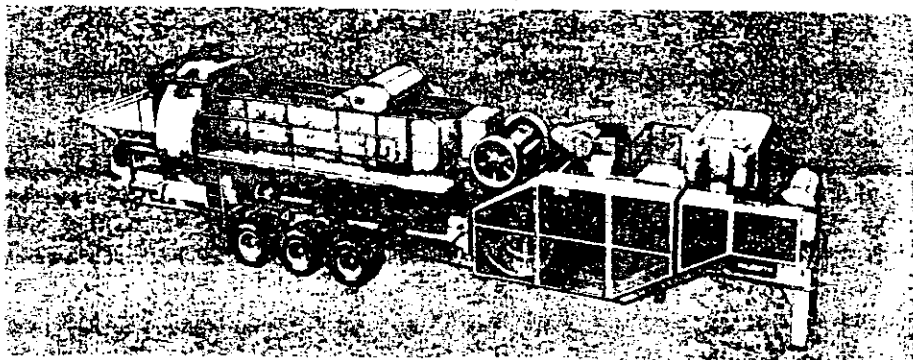


Figura 47.

Grupo móvil con quebradora primaria de quijadas (doble quijada móvil), trituradora de rodillos, criba horizontal y rueda de cangilones de elevación.

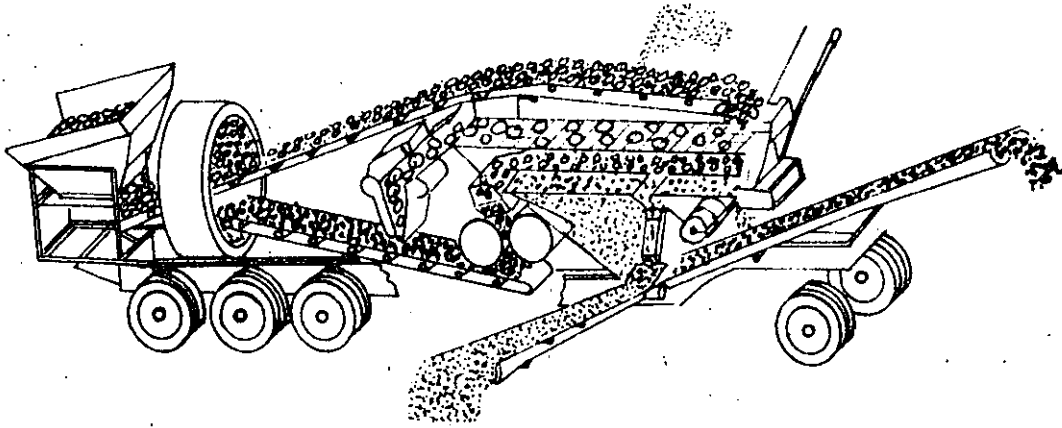


Figura 48

Esquema de flujo de materiales de un grupo móvil "Dual", con tolva de recepción del material de alimentación, alimentador de plato, con producción de cuatro tamaños de agregados.

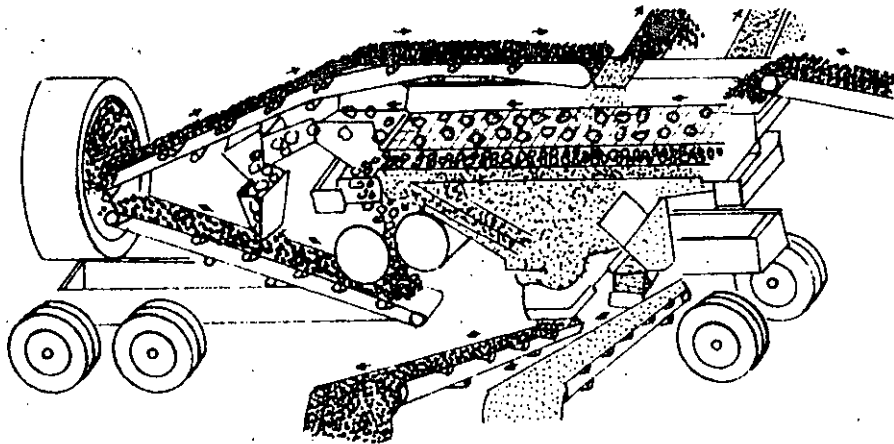


Figura 49

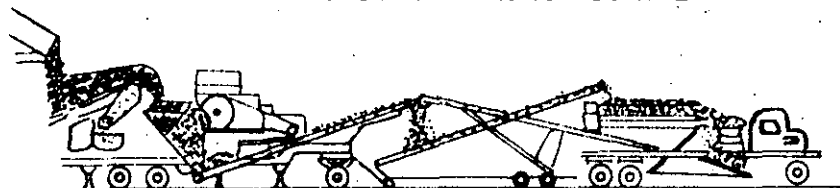
Esquema de flujo de materiales de un grupo móvil "Dual", con alimentación directa a la criba por medio de un -- transportador.

Se procurará trabajar la última etapa de trituración siempre en circuito cerrado, con el objeto de tener un control del tamaño máximo del producto, así como una mezcla de la fracción triturada con la natural, para tener un agregado homogéneo.

El esquemamostrado en la figura 50, muestra la disposición típica de un grupo móvil primario y de un grupo móvil secundario de trituración, trabajando a circuito cerrado, con sus respectivas bandas transportadoras de conexión, recirculación y almacenamiento de los productos.

GRUPOS MOVILES DE TRITURACION A CIRCUITO CERRADO

CORTE ESQUEMATICO LONGITUDINAL



FLUJO DE MATERIALES CON PRIMARIO DE QUIJADAS Y SECUNDARIO DE CONOS

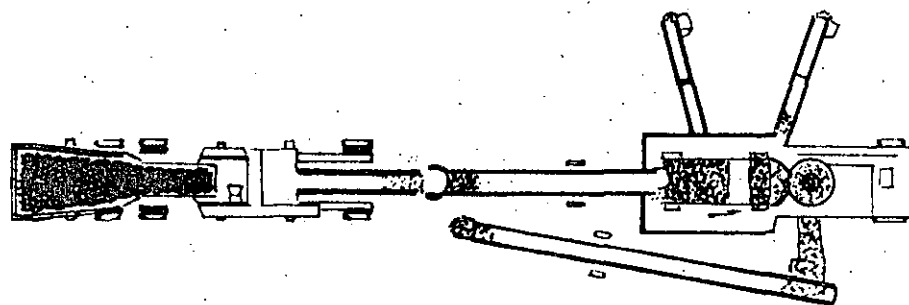


Figura 50.

En las figuras 51, 52, 53, 54, 55, 56 y 57, pueden apreciarse diversos ejemplos de integración de grupos móviles "Unitarios" de alimentación, trituración primaria, secundaria y terciaria, cribado y lavado de materiales pétreos, que es el sistema empleado actualmente en las plantas modernas portátiles de producción de agregados.

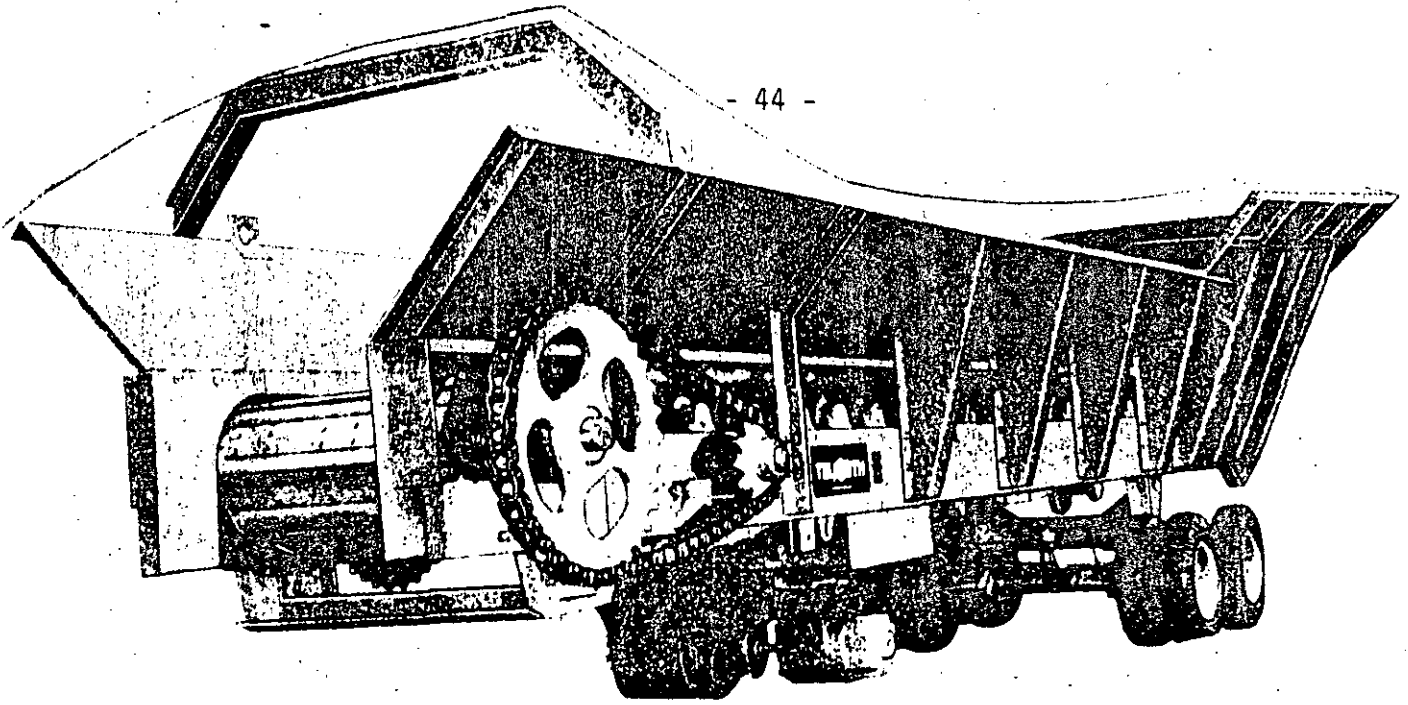


Figura 51.

Grupo móvil de alimentación, con alimentador de de
lantal de 42" x 30".

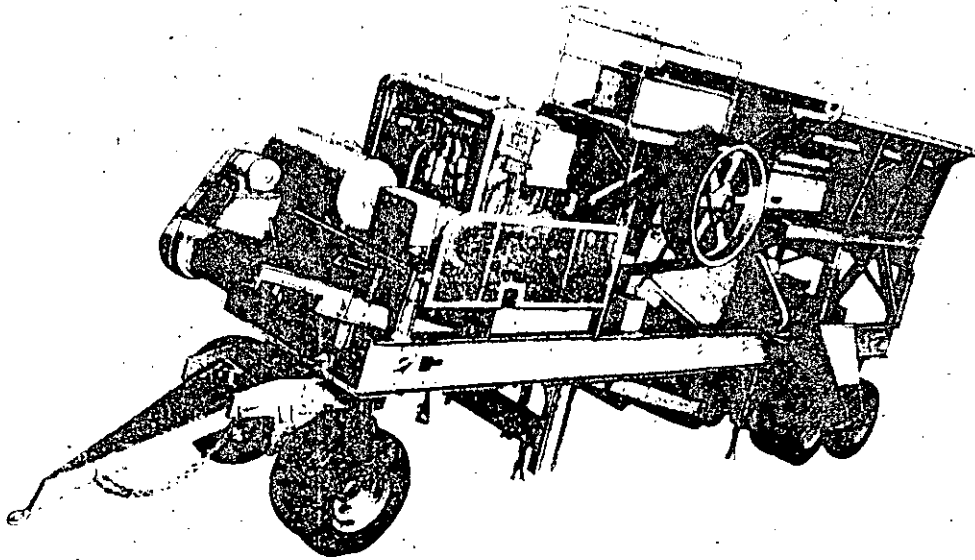


Figura 52.

Grupo móvil de trituración primaria con quebradora
de quijadas 30" x 42".

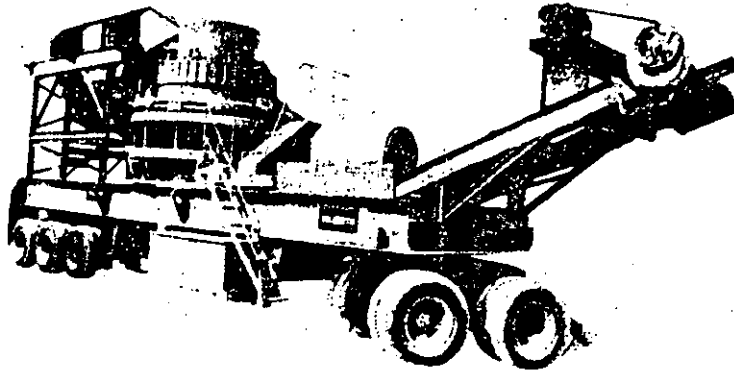


Figura 53.

Grupo móvil de cribado y trituración secundaria con criba vibratoria de dos pisos 5' x 12', trituradora de cono 489S (4') trabajando a circuito abierto.

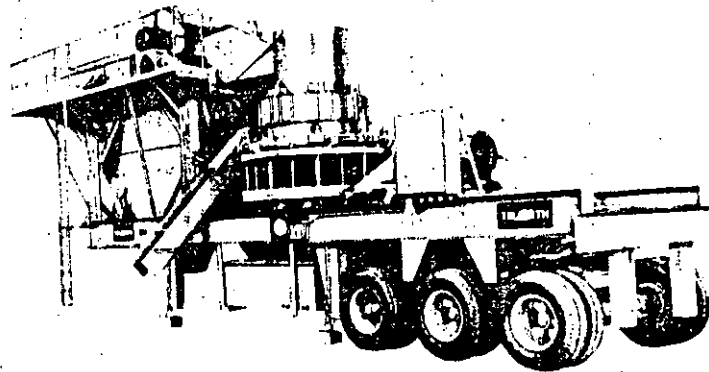


Figura 54.

Grupo móvil de cribado y trituración terciaria, con criba vibratoria horizontal de dos pisos 5' x 16', y trituración terciaria de cono 48FC (4'), trabajando a circuito cerrado.

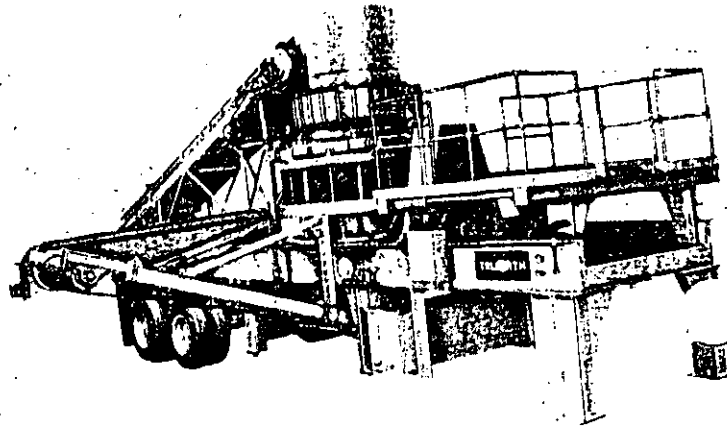


Figura 55.

Grupo móvil de trituración secundaria exclusivamente, con trituradora de cono 66S (5 1/2'), trabajando en circuito cerrado.

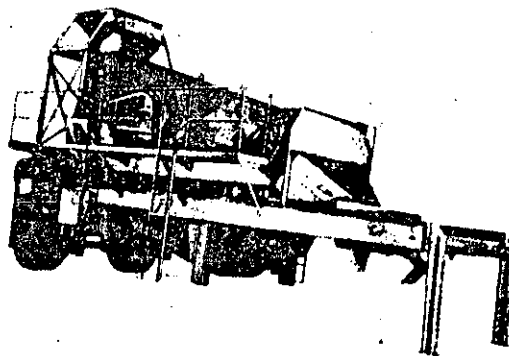


Figura 56.

Grupo móvil de cribado por vía seca, equipado con criba vibratoria inclinada de dos pisos 7' x 16'.

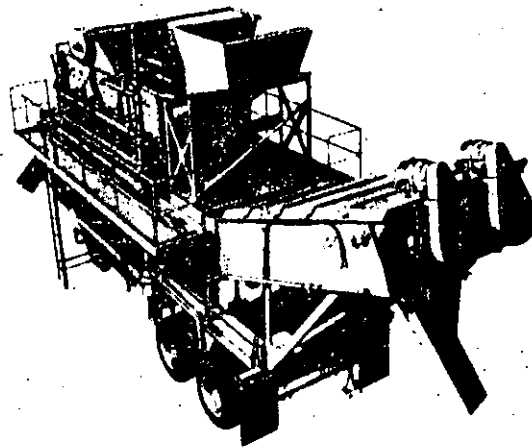


Figura 57.

Grupo móvil de cribado y lavado, equipado con una criba vibratoria horizontal 5' x 14' de tres pisos con flautas de riego, y gusano lavador doble de 30" x 25'.

En la integración de las plantas portátiles modernas de producción de agregados, se procura siempre que sea posible, equipar a las máquinas con motores eléctricos debido a que los motores de combustión interna son muy sensibles a desgastes por los polvos que se producen en este tipo de trabajo.

Si no existe suministro por línea de energía eléctrica, se deberá adquirir un grupo electrógeno que se instalará al abrigo de los polvos producidos, para proporcionar la energía eléctrica requerida por los motores de cada componente de la planta portátil.

Las tendencias actuales entre los grandes constructores de caminos, es la de utilizar equipos de elevadas producciones, sin más limitaciones que su portabilidad, para obtener bajos costos de producción, y poder cumplir con la elaboración de los volúmenes de agregados especificados, en un plazo de tiempo relativamente corto.

Por lo que respecta a las quebradoras primarias de quijadas, en la actualidad los tamaños preferidos por los constructores de caminos, para los cuales ya existen diseños de unidades portátiles son: 20" x 36", 25" x 40", 30" x 42", 36" x 46" y 44" x 48", cuya producción se balanceará con los tamaños respectivos de las trituradoras secundarias y terciarias de cono: 36" (3"), 48" (4"), 57" (4 3/4") y 66" (5 1/2").

Las cribas vibratorias más utilizadas, de preferencia horizontales, por que requieren menor espacio vertical de instalación, son sus versiones de --

dos y tres pisos, las siguientes: 4' x 12', 4' x 14', 5' x 12' 5' x 14', - - 5' x 16' 6' x 16', 6' x 18' 6' x 20', 7' 16', 7' x 18', 7' x 20'. 8' x 18', - 8' x 20' y 8' x 22'. Para los tamaños superiores a 5' x 16', se procurará - instalar la criba por separado en un chasis-remolque individual, para no tener un grupo móvil secundario o terciario de muy elevados peso y dimensiones.

Ultimamente, ciertos fabricantes de equipo de trituración, han diseñado un tipo de criba vibratoria horizontal con excéntrico inferior, la cual instalada en los grupos móviles de trituración secundaria y terciaria, permiten su transporte por carretera, sin necesidad de desmontar la criba, o bajarla de su posición de trabajo, para poder pasar los pasos superiores o inferiores que se encuentre en el curso de su trayecto de un sitio de explotación a otro.

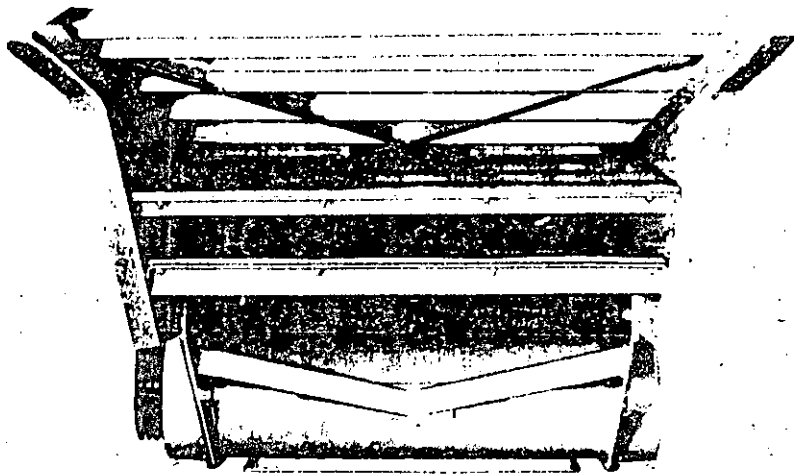


Figura 58.

Criba vibratoria horizontal de dos pisos, con el mecanismo excéntrico instalado en la parte inferior del bastidor.

Esta cualidad del nuevo diseño de grupos móviles de "bajo perfil", permite ahorrar tiempo en el campo de estos equipos, ya que no se requiere hacer ninguna maniobra adicional de acomodo a desmontaje, estando siempre listo el grupo móvil para su traslado.

Se puede establecer de lo expuesto anteriormente, las siguientes:

- 1°. La evolución en las técnicas de construcción de caminos y autopistas, ha conducido a establecer la utilización de agregados pétreos mucho más elaborados, con controles de calidad más estrictos que -

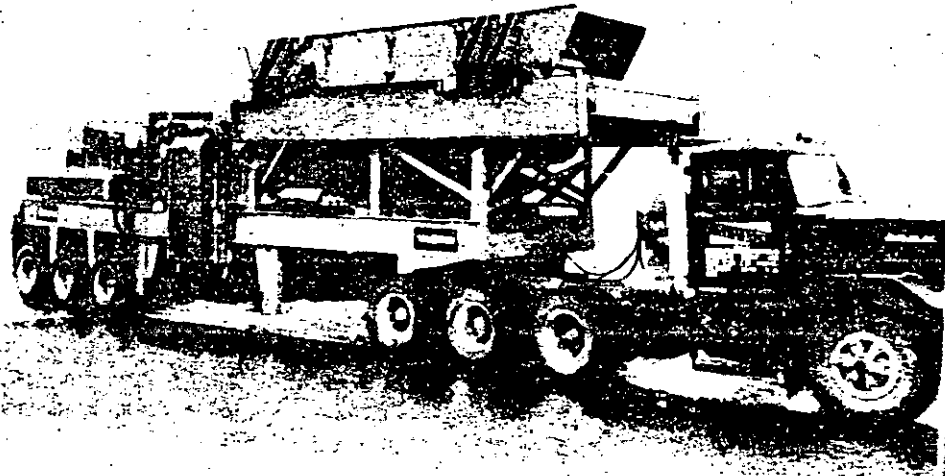
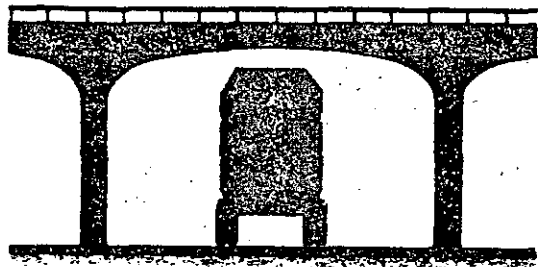


Figura 59.

Grupo móvil de trituración secundaria de "bajo perfil", trasladándose para explotar un nuevo banco de agregados, con todos sus componentes (criba, trituradora, etc.) en posición de trabajo.

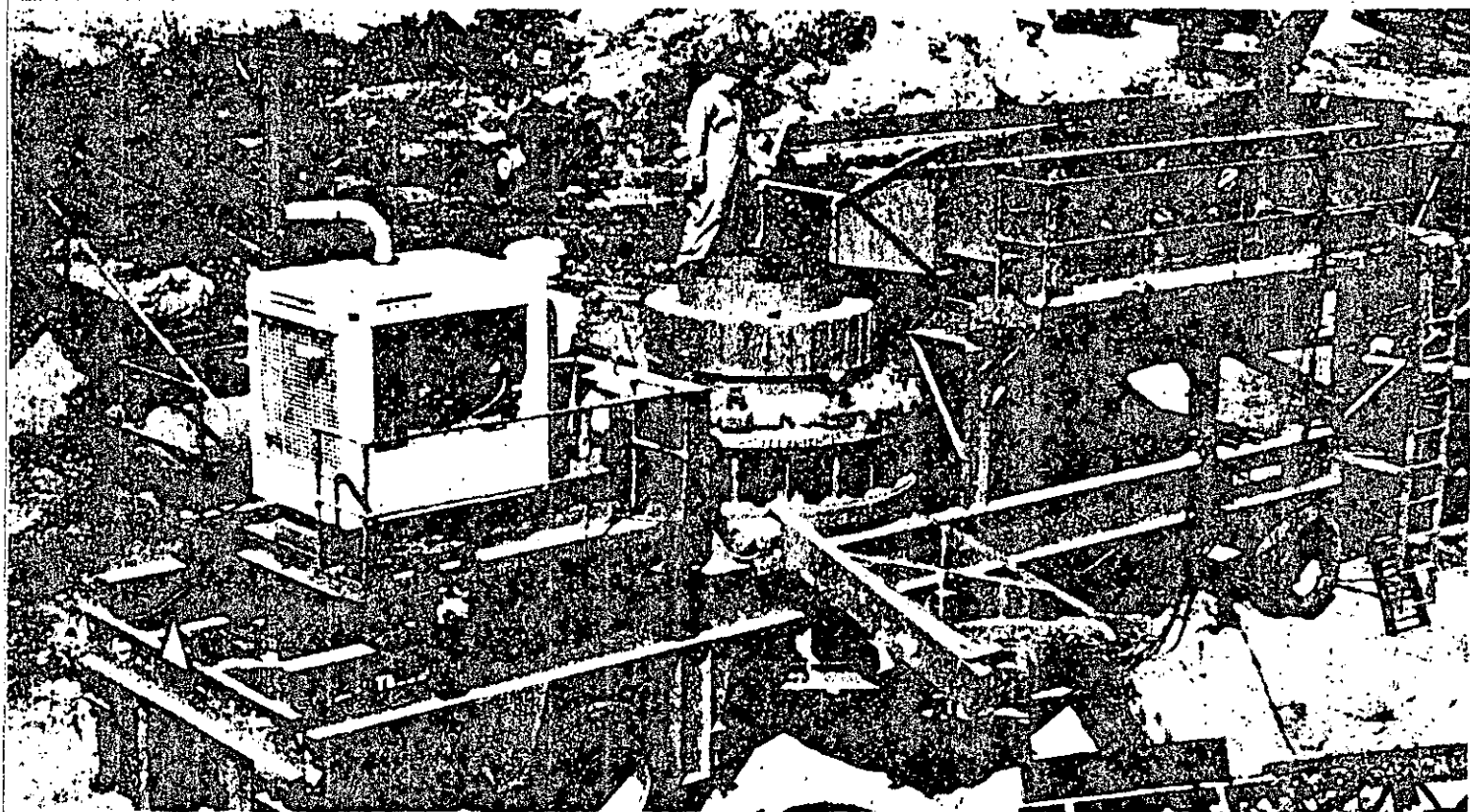


Figura 60.

Grupo móvil de trituración secundaria de "bajo perfil", en posición de trabajo, pocas horas después de haber llegado de su ubicación anterior, con criba vibratoria horizontal de excéntrico inferior -- 5' x 16' de dos pisos, y trituradora de cono 48S (4').

los que se utilizaban anteriormente, situación que se ha reflejado particularmente en los materiales de base y de carpeta, que tienen hoy en día especificaciones muy rigurosas.

20. Los productores de agregados pétreos han tenido que seguir muy de cerca la evolución de dichas especificaciones, debiendo adaptar -- sus equipos a la producción de los agregados de calidad exigidos.
30. Se considera que la trituradora de cono, es la máquina idónea para integrar los grupos móviles secundarios y terciarios, por sus cualidades intrínsecas y su versatilidad para procesar cualquier tipo de roca.
40. Las tendencias modernas en la constitución de las plantas portátiles de trituración, es la de emplear máquinas básicas cada vez de mayores capacidades, en quebradoras de quijadas los tamaños de 30" x 42 y 42" x 48" y en trituradoras de cono los tamaños de 48" y 66",

capaces de producir del orden de 350 toneladas por hora de materiales de gase (0 - 1"), a costos de producción reducidos y cumpliendo los programas de trabajo en corte plazo, con las ventajas inherentes de estos hechos.

XI EJEMPLO NUMERICO DE CALCULO.

Para que el constructor de obras de ingeniería, pueda seleccionar adecuadamente el equipo de trituración necesario para la producción de agregados pétreos, es indispensable que por lo menos, tenga los siguientes cuatro datos fundamentales:

10. Naturaleza geológica de la roca.
20. Tamaño máximo a la alimentación de la quebradora primaria y en caso de ser una trituración parcial, la granulometría media del banco de agregados naturales.
30. Producción requerida en toneladas por hora.
40. Granulometría del producto a la salida (dimensiones y porcentajes).

La ausencia de cualquiera de estas cuatro informaciones básicas puede dar como consecuencia el seleccionar o bien un equipo menor en capacidad del necesario, o bien un equipo de mayor capacidad y por lo tanto mayor costo; - siendo en ambos casos los perjuicios técnicos y económicos muy considerables para el usuario.

Con ayuda de tablas de producciones y curvas granulométricas elaboradas por los fabricantes de este tipo de equipo, se resolverá el siguiente problema de selección de equipo de trituración y cribado.

10. Banco de basalto limpio, de dureza media.
20. Tamaño máximo de la orca a la alimentación de 18".
30. Se requiere una producción de 90 toneladas cortas (2000 libras) -- por hora.
40. Tamaños del producto a la salida:

3/8" - 3/4"

0" - 3/8"

Para elaboración de carpeta asfáltica.

En términos generales, en la etapa primaria de reducción, se reduce la roca natural a un tamaño máximo entre 4" y 10" por medio de una quebradora -- primaria. En la etapa secundaria, se reducirá el producto de la trituración primaria, a un tamaño entre 1 1/2" y 3". En la trituración terciaria, se reducirá al producto de la trituración secundaria a un tamaño menor de 3/4".

La primera máquina que deberá seleccionarse es la quebradora primaria; -- siendo el alimentador seleccionado a continuación, de acuerdo con el ancho de la boca de la quebradora primaria.

Haciendo uso de las tablas de capacidades de las quebradoras de quijadas, que es el tipo de quebradora primaria utilizado en los trabajos de ingeniería civil, se ve que una quebradora de quijadas con boca de admisión de 20" x 36", además de admitir sin problemas rocas de 18", tiene una capacidad entre 70 a 125 Toneladas por hora (de acuerdo con la dureza del material), a una abertura de salida de 3". Suponemos que para un basalto de dureza media, nos puede dar sin problema 90 toneladas por hora. En caso de materiales blandos (calizas, dolomitas, yeso, carbón), podemos considerar la capacidad máxima indicada de 125 toneladas por hora; mientras que en caso de materiales muy duros y abrasivos (cantos rodados de río, mineral de hierro y trapo), debemos considerar la capacidad mínima indicada de 70 toneladas por hora.

A continuación utilizando la curva granulométrica respectiva, vemos que la quebradora de quijadas 20" x 36", con una abertura de salida de 3" nos da material con un tamaño máximo de 5", anotando para nuestro balance granulométrico, los porcentajes producidos de los tamaños entre 5" y 1 1/2", 1 1/2" y 3/4", 3/4" y 3/8" y 3/8" y 0, anotándolos en la tabla de registro elaborada -- para tal propósito.

La fracción entre 1 1/2" y 5", requerirá trituración secundaria, para reducir la toda a material menor de 1 1/2". Utilizando la tabla de producción -- respectiva, seleccionamos una trituradora secundaria de cono modelo 36 S (3'), la cual abierta a 3/4" en la salida, tritura las 55 toneladas por hora de material de 1 1/2" - 5". Utilizando la curva granulométrica respectiva, se anotan en la tabla de registro los porcentajes y toneladas por hora de los materiales producidos.

Al realizar el balance granulométrico de las etapas primaria y secundaria, se ve que quedan 44.5 toneladas por hora de material entre 3/4" y 1 1/2" que es necesario reducir en una etapa terciaria a material menor de 3/4". -- Por medio de la tabla de capacidades respectiva, se selecciona para realizar esta producción, una trituradora terciaria de cono, modelo 36 FC (3'), la -- cual abierta a 7/16" en la salida produce 44.5 toneladas por hora de material menor de 3/4"

Después de efectuar la cuantificación de los porcentajes y toneladas por hora de materiales de 0 - 3/8" y 3/8" - 3/4" producidos por esta etapa, utili

zando la curva granulométrica respectiva, se anotará el resumen final del producto producido en las tres etapas de reducción.

Se elaborará a continuación el diagrama de flujo (Flow-Sheet) del proceso, haciendo trabajar tanto la quebradora primaria de quijadas 20" x 36" como la trituradora secundaria de conos 36 S (3'), en circuito abierto, y la trituradora de conos terciaria 36 FC (3'), en circuito cerrado, para tener control del tamaño máximo del producto final.

Si se trata de una instalación portátil o móvil, se dispondrán en chasis remolques separados: alimentador y quebradora primaria de quijadas, criba-scalper y trituradora secundaria, criba de productos y trituradora terciaria, con las bandas transportadoras de conexión, recirculación y almacenamiento necesarias para establecer el flujo de la planta.

La ventaja de disponer el equipo en grupos móviles de "función unitaria", además de tener unidades de más fácil transporte, operación y mantenimiento, es la de contar con grupos móviles autónomos que pueden trabajar por separado; es decir, en caso por ejemplo, de explotación de un banco de agregados naturales de río, pudiera no necesitarse el grupo primario, o el grupo primario o secundario, solamente necesitándose el grupo terciario, y por lo tanto, se produciría el material necesario con un costo mínimo, ya que únicamente se utilizaría el equipo que realmente se requiera de acuerdo con el material natural disponible y el producto que debe elaborarse.

Para el cálculo de la criba, con el auxilio de las tablas de factores, elaboradas por los fabricantes de este tipo de equipo, se aplicará la fórmula siguiente:

$$\text{Area en pies cuadrados} = \frac{\text{Alimentación menos sobretamaño}}{A \times B \times C \times D \times E \times F}$$

Fórmula en la cual:

- A = Capacidad específica de la malla en toneladas por hora por pie cuadrado de malla.
- B = Factor en función del porcentaje de sobretamaño en la alimentación a la criba.
- C = Factor en función del porcentaje de la eficiencia de cribado deseada.
- D = Factor en función del porcentaje de material menor a la mitad de la malla calculada, contenido en el material alimentado.

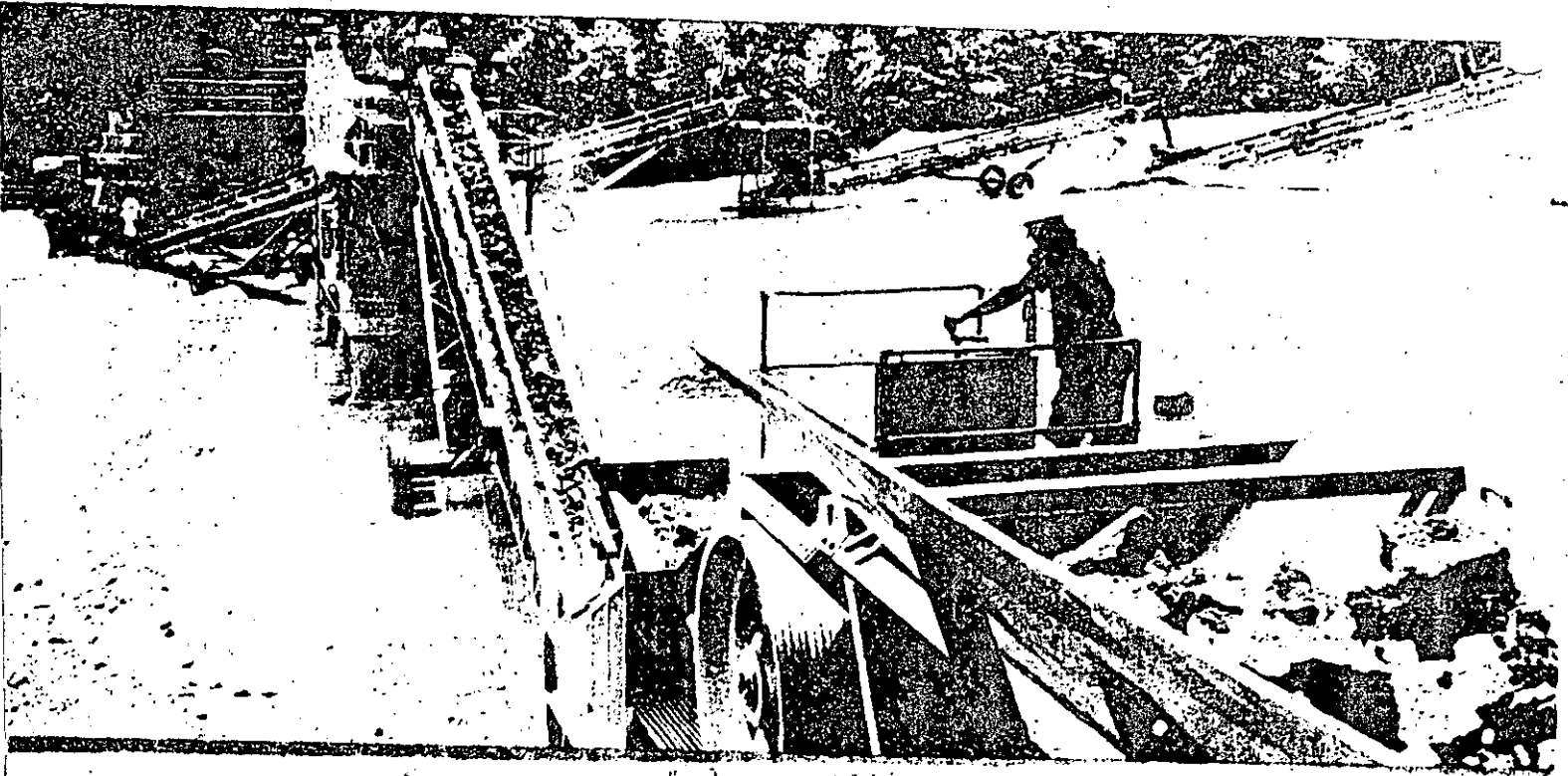


Figura 61. Planta portátil de trituración, con los grupos móviles primario y secundario en circuito abierto, y el grupo móvil terciario en circuito cerrado. Nótese en la parte inferior derecha, la alimentación de roca a la quebradora primaria de quijadas, por medio de un alimentador-grizzlie vibratorio. Todas las unidades son accionadas por medio de motores eléctricos.

- E = Factor en función de la abertura de la malla; cuando se criba por vía se tomará este factor igual a la unidad.
- F = Factor en función del orden que tenga la malla calculada en la criba. - En la actualidad, se utilizan cribas de uno, dos y tres pisos. En caso de criba de dos o tres pisos, se calculará cada una de las mallas separadamente, y para seleccionar el tamaño de la criba, regirá la malla mayor.

En el problema resuelto anteriormente, la hoja de flujo muestra que la criba de productos tiene dos mallas 3/4" y 3/8" y que trabaja en circuito cerrado.

10. Cálculo de la malla de 3/4".

$$\text{Area en pies cuadrados} = \frac{134.5 - 44.5}{A \times B \times C \times D \times E \times F}$$

A = Para grava triturada: 1.80 toneladas por hora por pie cuadrado malla 3/4".

B = Para sobretamaño de: = $\frac{44.5}{134.5} \times 100 = 33\% - 0.97$

C = Porcentaje de eficiencia de cribado deseada: 94%: - 1.00.

D = Porcentaje de material inferior a 3/8": $\frac{46.1}{134.5} \times 100 = 34\% - .88$

E = Para cribado por vía seca: - 1.00.

F = Para el primer piso: - 1.00.

Substituyendo estos valores en la fórmula

$$A_{3/4"} = \frac{90}{1.80 \times 97 \times 1.00 \times .88 \times 1 \times 1} = \frac{90}{1.54} = 58 \text{ pies cuadrados.}$$

Para la malla de 3/8" del segundo piso, el cálculo será:

$$\text{Area en pies cuadrados} = \frac{90.0 - 43.9}{A \times B \times C \times D \times E \times F}$$

A = Para grava triturada, malla de 3/8": 1.19 toneladas por hora por pie cuadrado.

B = Para sobretamaño de $\frac{43.9}{90} \times 100 = 49\% - 0.90$.

C = Porcentaje de eficiencia de cribado deseado: 94%: - 1.00.

D = Porcentaje de material inferior a 3/16": - 30%: - 0.80.

E = Para cribado por vía seca: 1.00.

F = Para el segundo piso: 0.90.

Substituyendo estos valores en la fórmula:

$$A_{3/8"} = \frac{46.1}{1.19 \times .9 \times 1 \times .8 \times 1 \times .9} = \frac{46.1}{.78} = 59 \text{ pies cuadrados.}$$

Puesto que 59 pies cuadrados es mayor que 58 pies cuadrados, en este caso regirá el piso inferior de malla 3/8" para seleccionar el tamaño de la criba.

Se seleccionará una criba vibratoria horizontal de dos pisos de 5' de ancho por 12' de longitud, con una área efectiva de cribado de: 5' x 12' = 60 pies cuadrados.

En la integración de plantas portátiles, se prefiere a las cribas horizontales sobre las cribas inclinadas, debido a que las primeras tienen necesidad de menor espacio vertical de intalación, cualidad muy importante para el traslado por carretera de los grupos móviles, ya que con las cribas horizontales se obtienen alturas de la unidad sensiblemente menores a las de los mismos grupos móviles equipados con cribas inclinadas.

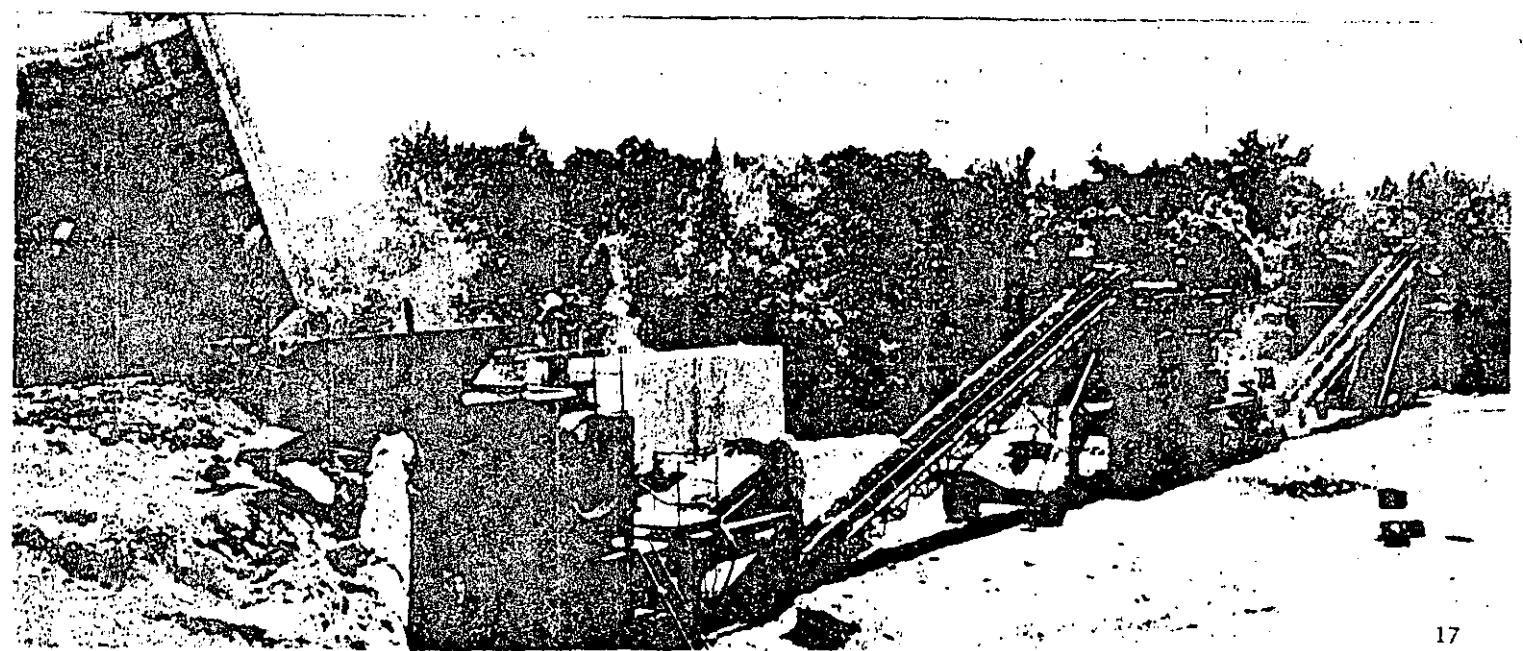


Figura 62. Planta portátil de trituración y cribado por vía seca, mostrándose la descarga de roca del camión a la tolva de recepción del grupo primario y las bandas transportadoras portátiles de conexión del grupo primario al secundario, y del grupo secundario al terciario.

BALANCE GRANULOMETRICO
TABLA DE REGISTRO

Tamaño de los materiales	Trituración primaria quebradora de qui- das 20"x36" abier- ta a 3", produce 90 toneladas por hora		Trituración secundaria tritadora de conos- 36 S abierta a 3/4", produce 55 toneladas por hora.		Resumen de las etapas - primaria y secundaria		Trituración terciaria tritadora de conos 36 FC abierta a --- produce 44.5 tonela- das por hora		Resumen final del producto	
	%	Ton/h	%	Ton/h	%	Ton/h	%	Ton/h	%	Ton/h
1 1/2" - 5"	61%	55.0	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4" - 1 1/2"	22%	19.7	45%	24.8	49%	44.5	---	---	---	---
3/8" - 3/4"	9%	8.1	27%	14.8	26%	22.9	47%	21.0	49%	43.9
0 - 3/8"	8%	7.2	28%	15.4	25%	22.6	53%	23.5	51%	46.1
S U M A	100%	90.0	100%	55.0	100%	90.0	100%	44.5	100%	90.0

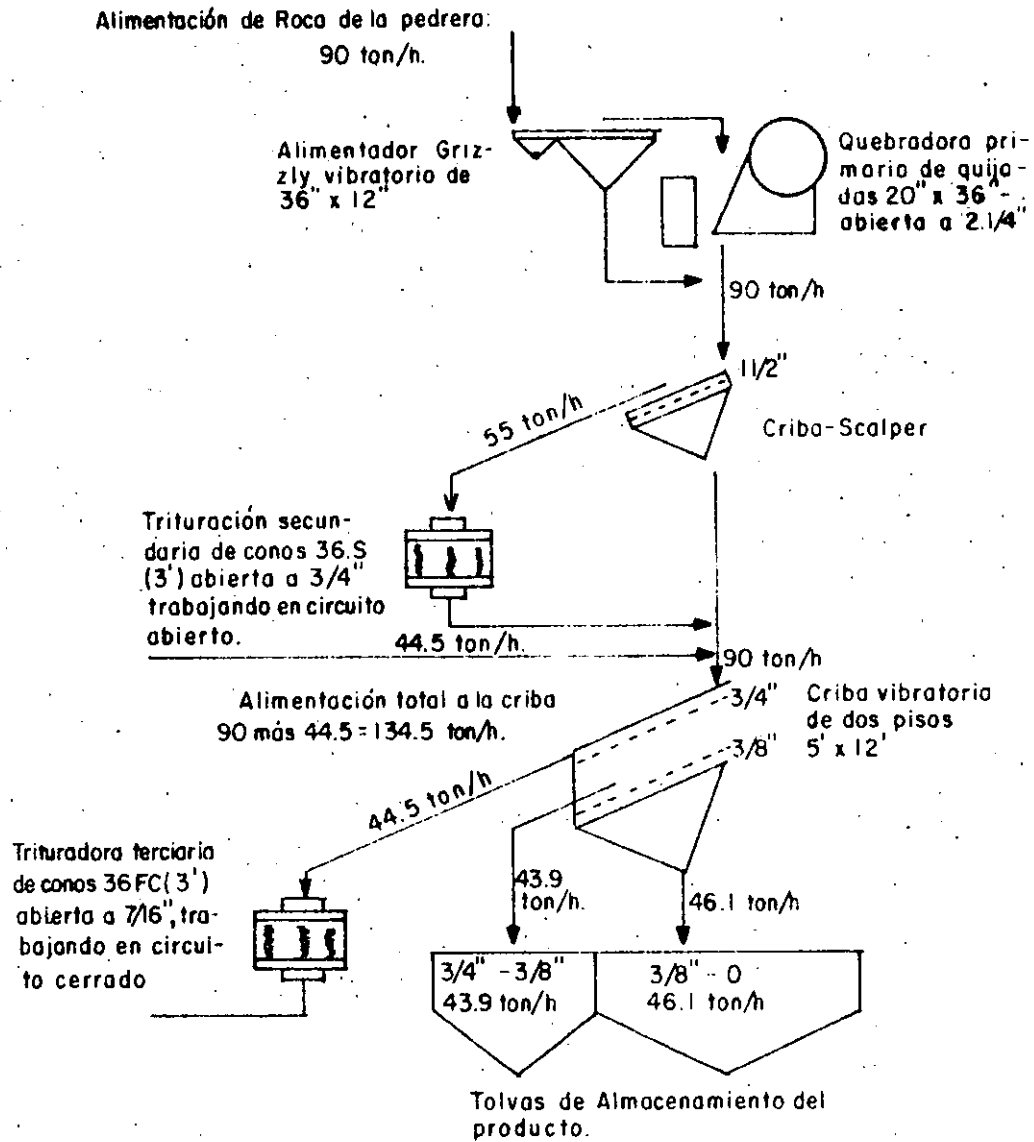


Figura 63

PROBLEMA DE SELECCION DE EQUIPO

Resolver los siguientes problemas de selección de equipo de trituración y cribado, utilizando las tablas y gráficas correspondientes.

PROBLEMA No. 1.

Se requiere una producción de 90 Ton/hr, siendo los tamaños de los materiales que se necesitan, los siguientes:

Un producto de 1 1/2" a 3/4"

Otro de 3/4" a 3/8"

Y el último de 3/8" a 0

Se trata de un banco de basalto, el cual por medio de voladura de dinamita es fragmentado, obteniéndose un material en "greña" con tamaño máximo de 18".

El tamaño de los materiales es el siguiente:

-	18"	+	5"	80%
-	5"	+	1 1/2"	10%
-	1 1/2"	+	3/4"	4%
-	3/4"	+	3/8"	4%
-	3/8"	+	0	2%

Obtener la solución óptima.

PROBLEMA No. 2.

Producción 90 Ton/hr.

3/4" a 3/8"

0 a 3/8"

El único cambio en este problema con respecto al anterior, es que ahora requiere el 100% de material menor de 3/4".

Obtener la solución para primaria y secundaria.

PROBLEMA No. 3.

Mismos datos que el problema No. 2; pero ahora la solución es para primaria, secundaria y terciaria.

PROBLEMA No. 4.

Datos Básicos.

- A) Explotación de un banco de agregados naturales, conglomerado en desí tico.
- B) Tamaño máximo a la alimentación de 8" y una granulometría media del banco como sigue:

Tamaño:		Porciento:
3"	- 8" : -	40%
1 1/2"	- 3" : -	20%
3/4"	- 1 1/2" : -	12%
1/4"	- 3/4" : -	10%
0	- 1/4" : -	18%
	S u m a : -	<u>100%</u>

- C) Se desea producir material de base 0 - 1 1/2" para construcción de un camino, necesiándose para cumplir el programa establecido, 225 toneladas métricas por hora de dicho material.
- D) Granulometría del producto: 0 - 1 1/2", según especificaciones SOP, para material de base.

Se pregunta lo siguiente:

- a) Equipo de trituración necesario para producir el material al tamaño y cantidad estipulados. (Seleccionar quebradora de quijadas para la etapa primaria, y trituradora de cono tipo S y FC, para las etapas secundaria y terciaria respectivamente).
- b) Equipo de cribado necesario para integrar la planta.
- c) Tamaño y tipo del alimentador aconsejable para recibir el material natural en greña (ver el siguiente Capítulo VI).
- d) Establecimiento de la hoja de flujo (Flow Sheet) aconsejable, para el acomodo del equipo (alimentador, trituradoras, cribas) seleccionado, indicando las toneladas por hora y tamaño del material, en cada etapa del proceso de trituración y cribado.

XII SELECCION DE LOS ALIMENTADORES DE ROGA.

Datos requeridos para seleccionar un Alimentador:

1. Toneladas por hora que deben ser manejadas, incluyendo alimentaciones máxima y mínima.
2. Peso volumétrico del Material.
3. Distancia a la cual debe transportarse el material.
4. Altura a la cual el material debe ser elevado.
5. Limitaciones de espacio.
6. Método utilizado para la carga del Alimentador.
7. Características del Material.

Procedimiento seguido para seleccionar un Alimentador:

- Etapa 1:** Seleccionar el tipo de Alimentador de acuerdo con el cuadro de "APLICACION DE LOS ALIMENTADORES".
- Etapa 2:** Seleccionar el ancho del Alimentador. El ancho puede depender de la quebradora que va a ser alimentada; por ejemplo, una Quebradora de quijadas con una determinada boca de admisión, o por el tamaño de la abertura de la Tolva que va a utilizarse. El ancho del Alimentador puede también ser determinado por el tamaño máximo de la roca en la alimentación, o por la profundidad deseada del material y su velocidad de transporte. (Ver nota).
- Etapa 3:** Verificar la capacidad del Alimentador seleccionado, contra las cifras indicadas en las páginas de capacidades respectivas (8 a 11).
- Etapa 4:** Determinar los HP (caballos de potencia) requeridos de las tablas de selección del tipo de Alimentador respectivo (Etapa I).

N O T A: La profundidad para un material con peso volumétrico de 100 libras por pie cúbico (aproximadamente 1500 kilogramos por metro cúbico), puede encontrarse por medio de la fórmula siguiente:

$$D = \frac{4 \times \text{TPH}}{W \times \text{FPM}}$$

en la cual:

D = Profundidad en pulgadas.

TPH = Toneladas por hora.

FPM = Pies por minuto a los cuales es alimentado el material

W = Ancho neto del Alimentador en pies.

APLICACION DE LOS ALIMENTADORES.

<u>TIPO DE TRABAJO</u>	<u>TIPO DE ALIMENTADOR RECOMENDADO.</u>
Carga de volteo de camión o carga directa por Bulldozer, Pala o Dragga. El tamaño máximo de la roca no deberá exceder al 75% del Ancho del Alimentador.	Alimentador de Tablero Metálico tipo Apron, para trabajo extrapesado con paletas de acero al Manganeso.
Alimentación de una tolva de carga de material no abrasivo. El tamaño máximo de la roca no deberá exceder al 75% del Ancho del Alimentador.	Alimentador de Tablero Metálico tipo Apron, para trabajo extrapesado con paletas de acero al carbón.
Carga de volteo de camión o carga directa por Bulldozer, Pala o Dragga. El tamaño máximo de la roca no deberá exceder al 50% del ancho del Alimentador.	Alimentador de Tablero Metálico tipo Apron, para trabajo pesado.
Alimentación de una tolva de carga de material no abrasivo. El tamaño máximo de la roca no deberá exceder al 30% del ancho del Alimentador.	Alimentador de Tablero Metálico tipo Apron, para trabajo Standard.
Carga de volteo de camión o carga directa por Bulldozer. El tamaño máximo de la roca no deberá exceder al 75% del ancho del Alimentador.	Alimentador Vibratorio de Charola o Alimentador Vibratorio de Rejilla.
Alimentador bajo la Quebradora -- Primaria para proteger a la Banda Transportadora de evacuación.	Alimentador Vibratorio de Rejilla.

TIPO DE TRABAJO

Alimentador bajo tolvas o pilas de Almacenamiento. El tamaño máximo del Agregado no deberá exceder al 50% del ancho del Alimentador.

Alimentador bajo tolvas o pilas de Almacenamiento. El tamaño máximo del Agregado no deberá exceder al 30% del ancho del Alimentador.

TIPO DE ALIMENTADOR RECOMENDADO

Alimentador recíprocante de Plato.

Alimentador de Banda.

T A B L A S

D E

P R O D U C C I O N

Y

C U R V A S

G R A N U L O M E T R I C A S

ESPECIFICACIONES DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS

Tamaño	10x16	10x21	10x30	12x36	15x24	15x36	20x36	25x40	30x42	36x46	44x48	50x60
Peso neto	2247	2565	4495	5012	4767	8628	12076	16124	24178	34504	50394	75818
Peso para exportación en Kg.	2361	2724	4699	5575	4994	8089	12330	16560	24857	37954	50939	76725
Peso Volumen en m ³	3.26	3.68	4.81	5.24	4.67	10.19	14.16	16.28	25.49	31.15	45.76	59.47
Potencia requerida en HP	10-15	15-20	15-25	40-50	30-40	50-60	75-100	100-125	125-150	150-200	150-200	250-300
Polos de mando Diámetro X ancho mm.	838x216	838x216	965x267	965x267	965x267	1219x318	1219x375	1372x375	1524x375	1676x406	1829x432	1981x432
R. P. M.	350	350	320	320	320	265	265	260	255	235	220	220

* Fabricación nacional actual (mayo 74)

CAPACIDADES DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS

Tamaño	10x16	10x21	10x30	12x36	15x24	15x36	20x36	25x40	30x42	36x46	44x48	50x60
Capacidad en toneladas una abertura de salida												
1/2"	4-6	5-7										
3/4"	6-8	7-10	13-20	18-27								
1"	8-11	9-13	17-29	22-33	17-25							
1 1/2"	10-15	15-20	23-34	29-43	25-35	38-57						
2"	14-20	19-26	29-43	35-54	30-45	48-72	45-85					
2 1/2"	17-25	22-33	35-52	43-65	37-55	57-85	58-105					
3"				56-75	43-65	67-100	70-125	110-180				
3 1/2"						78-114	80-145	125-210	140-220			
4"							90-165	140-225	160-240	200-300		
5"							115-200	170-270	190-285	240-360	300-450	420-625
6"							140-240	200-320	220-330	280-420	333-500	460-700
7"							165-280	225-375	260-380	320-480	365-550	505-760
8"								260-430	300-480	350-625	406-610	
8 1/2"										385-545	467-670	590-810
9"										400-610	480-720	600-900
10"										430-650	520-780	650-980
11"											560-840	710-1050
12"												780-1350
13"												900-1470
14"												950-1600
15"												1000-1680
16"												
Palabra Clave	Jabot	Jacal	Jade	Joggy	Jalop	Jart	Jave	Jounce	Joturn	Jocund	Jowie	Joel

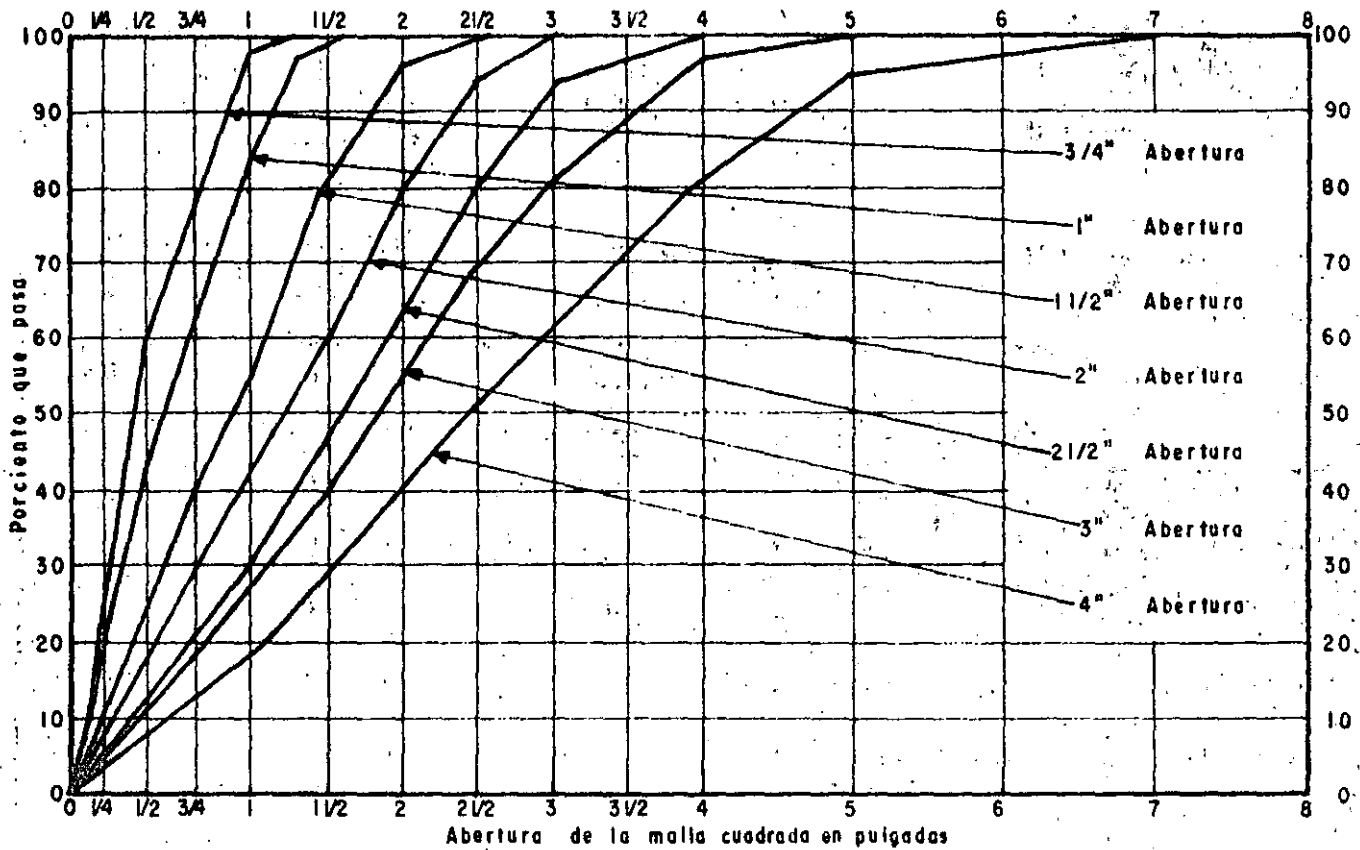
* Fabricación nacional actual (mayo 74)

* Capacidad con togle corto

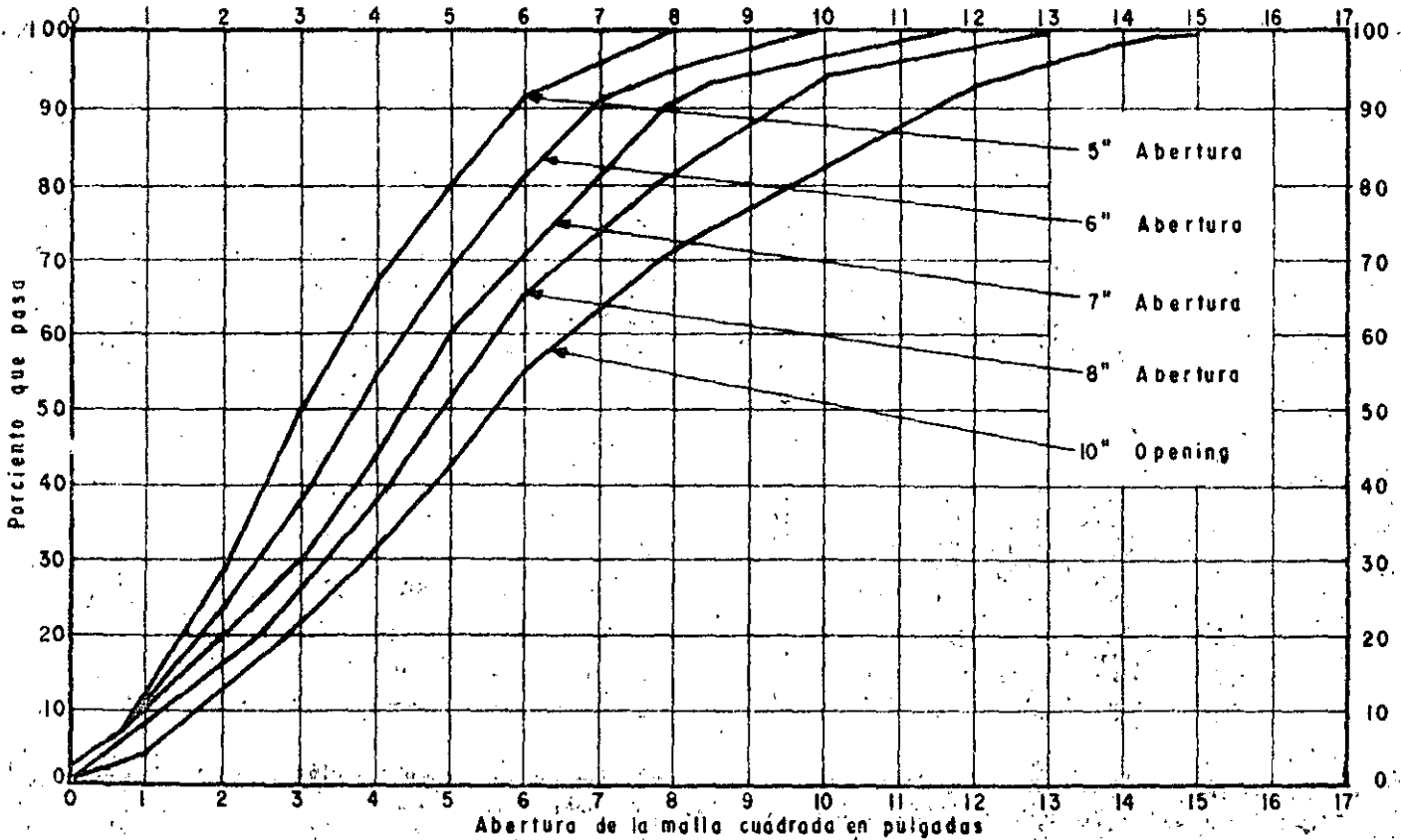
NOTAS:

La potencia requerida varía según el tamaño del producto elaborado por la quebradora y según la dureza de la roca o mineral procesado.
 Las capacidades están dadas en toneladas cortas, 907 kg. considerando materiales que pesan 1500 kg. por metro cúbico.
 Donde no se especifique capacidad para una abertura dada, significa que la quebradora no puede operarse económicamente con dicha abertura de salida.

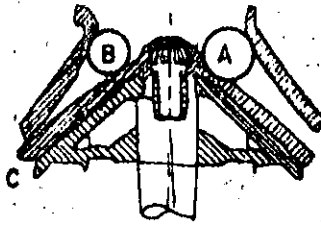
**ANALISIS GRANULOMETRICO DEL PRODUCTO
DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS,
PARA ABERTURAS DE SALIDA
DESDE 3/4" HASTA "4"**



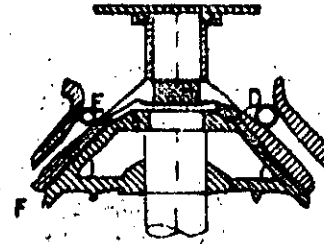
**ANALISIS GRANULOMETRICO DEL PRODUCTO
DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS,
PARA ABERTURAS DE SALIDA
DESDE 5" HASTA 10"**



CAPACIDADES DE PRODUCCION



Los diagramas y tablas muestran los lados abiertos y cerrados en la alimentación y el cerrado en la descarga de los materiales.



**Trituradora Secundaria
Tipo "S"**

TIPO "S"

**Trituradora Terciaria
Tipo "FC"**

Tamaño de la Trituradora y Clave	Tipo de Tazón	Abertura de Admisión		Abertura de Descarga mínima recomendada	Capacidades en toneladas cortas por hora, a la abertura de descarga "C" indicadas, para materiales que pesen 1,500Kg/m ³													
		Lado Abierto "A"	Lado Cerrado "B"		1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"			
24 S (2 pies) Yacht	Grueso Mediano	3 1/4" 2 1/2"	1 1/4" 1/2"	1/4" 1/4"	17	22	27	32	37	42	47	53						
245 S (2 pies) Yak	Grueso	4 5/8"	4 1/8"	1/2"			27	32	37	42	47	53						
36 S (3 pies) Yaud	Extra Grueso	7 1/4"	6 1/4"	1/4"														
	Grueso Mediano	5" 4 1/2"	4" 3 3/4"	1/2" 3/4"	36	41	56	71	77	83	89	105	110					
367 S (3 pies) Yam	Grueso	7 3/4"	6 3/4"	3/4"					71	77	83	89	105	110				
48 S (4 pies) Yaupon	Extra Grueso	8 1/2"	7 1/2"	1/4"														
	Grueso Mediano	7 1/2" 5 1/2"	6 1/2" 4 3/4"	1/4" 1/2"	85	110	135	155	170	185	200	215	230					
489 S (4 pies) Yawt	Grueso	10"	9"	1"						170	185	200	215	230				
66 S (5 1/2 pies) Yam	Grueso Mediano	11" 9"	10" 8"	1" 3/4"				200	235	275	320	365	410	455				
6614 S (5 1/2 pies) Yap	Grueso	15"	14"	1 1/2"								365	410	455				

TIPO "FC"

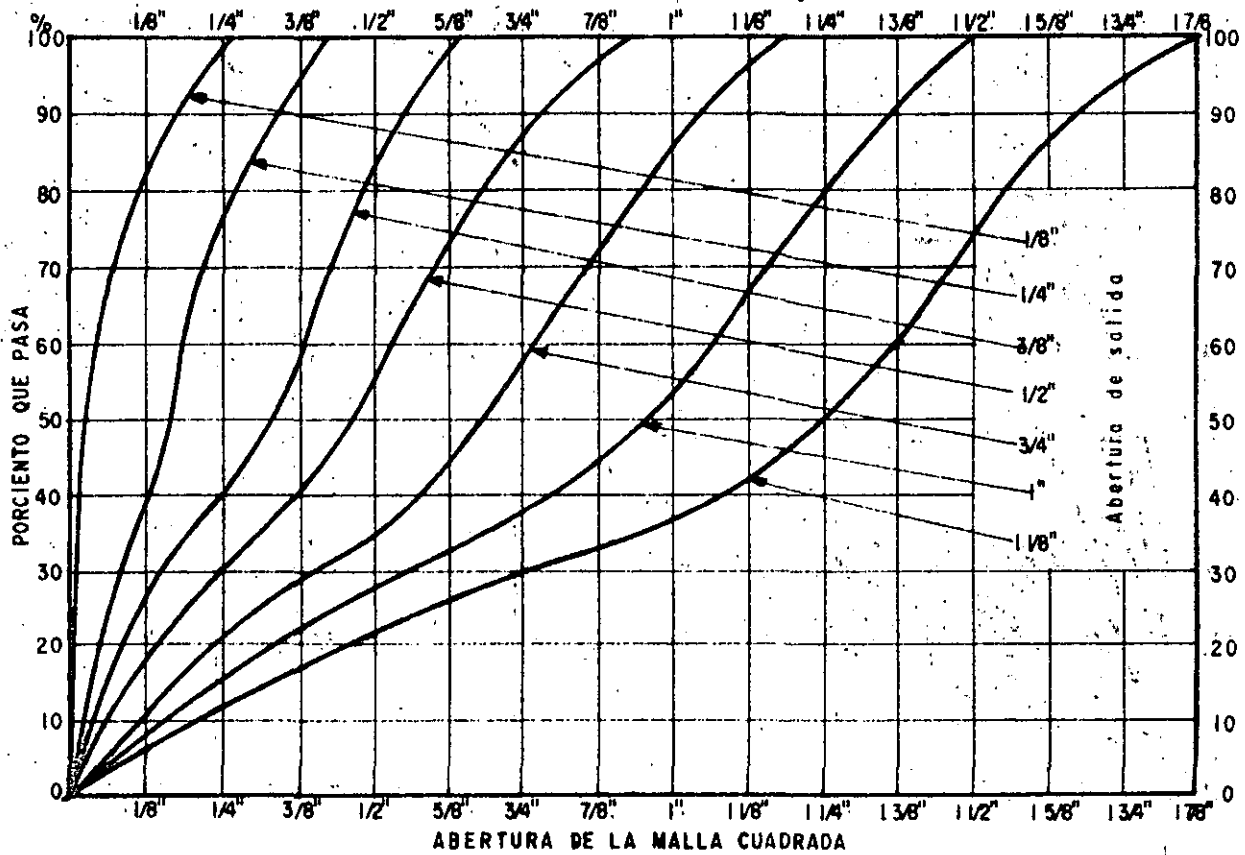
Tamaño de la Trituradora y clave	Tipo de Tazón	Abertura de Admisión		Abertura de Descarga mínima recomendada	Capacidades en toneladas cortas por hora, a la abertura de descarga "F" indicadas, para materiales que pesen 1,500Kg/m ³								
		Lado Abierto "D"	Lado Cerrado "E"		1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	
24 FC 2 pies Yeaming	Grueso	2 1/2"	1 1/2"	1/4"									
	Mediano	1 1/4"	1 1/2"	1/8"	6	8	10	14	20	25	30		
	Fino	1 1/16"	1/2"	1/8"									
36 FC 3 pies Yuga	Grueso	3"	2"	5/16"									
	Mediano	2"	1 1/8"	1/4"	22	32	42	52	62	72	80		
	Fino	1 1/4"	3/4"	3/16"									
48 FC 4 pies Yule	Grueso	4 1/4"	3"	3/8"									
	Mediano	3"	1 3/4"	5/16"	55	60	105	130	155	180			
	Fino	2 1/4"	1"	1/4"									
65 FC 5 1/2 pies Yuman	Grueso	5 1/4"	4"	1/2"									
	Mediano	4 1/2"	2 1/2"	3/8"	95	140	180	215	250	280			
	Fino	3"	1 1/8"	7/16"									

NOTA:

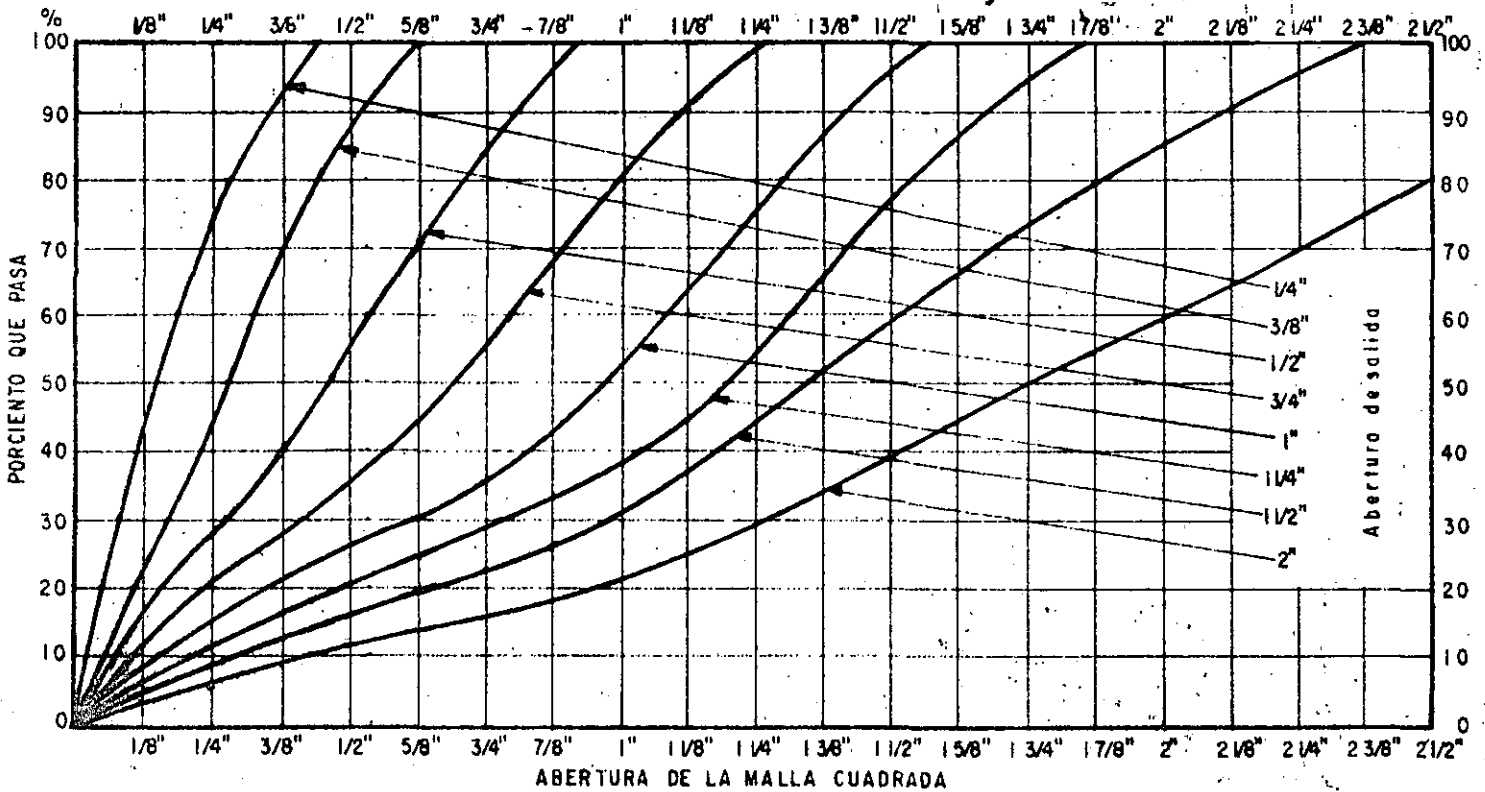
Las capacidades indicadas son promedio, ni máximas ni mínimas, estando basadas en la trituración de roca o mineral limpio y seco de 1500 Kg/m³ de peso volumétrico y 2.6 de gravedad específica. Para aberturas menores que las mínimas mostradas, consulte a la fábrica.

CURVAS GRANULOMETRICAS DEL PRODUCTO TRITURADO

Trituradoras Modelo 24 "S" y "FC"

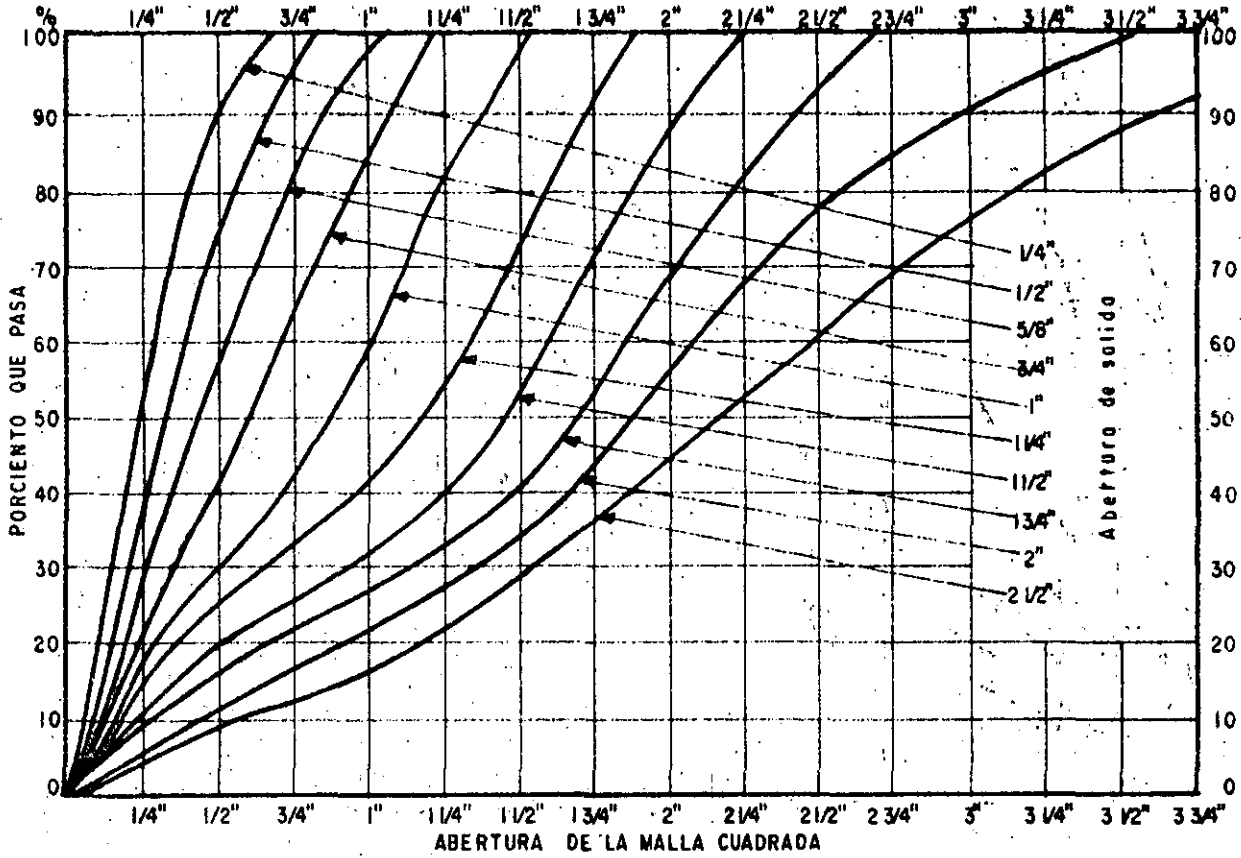


Trituradoras Modelo 36 "S" y "FC"

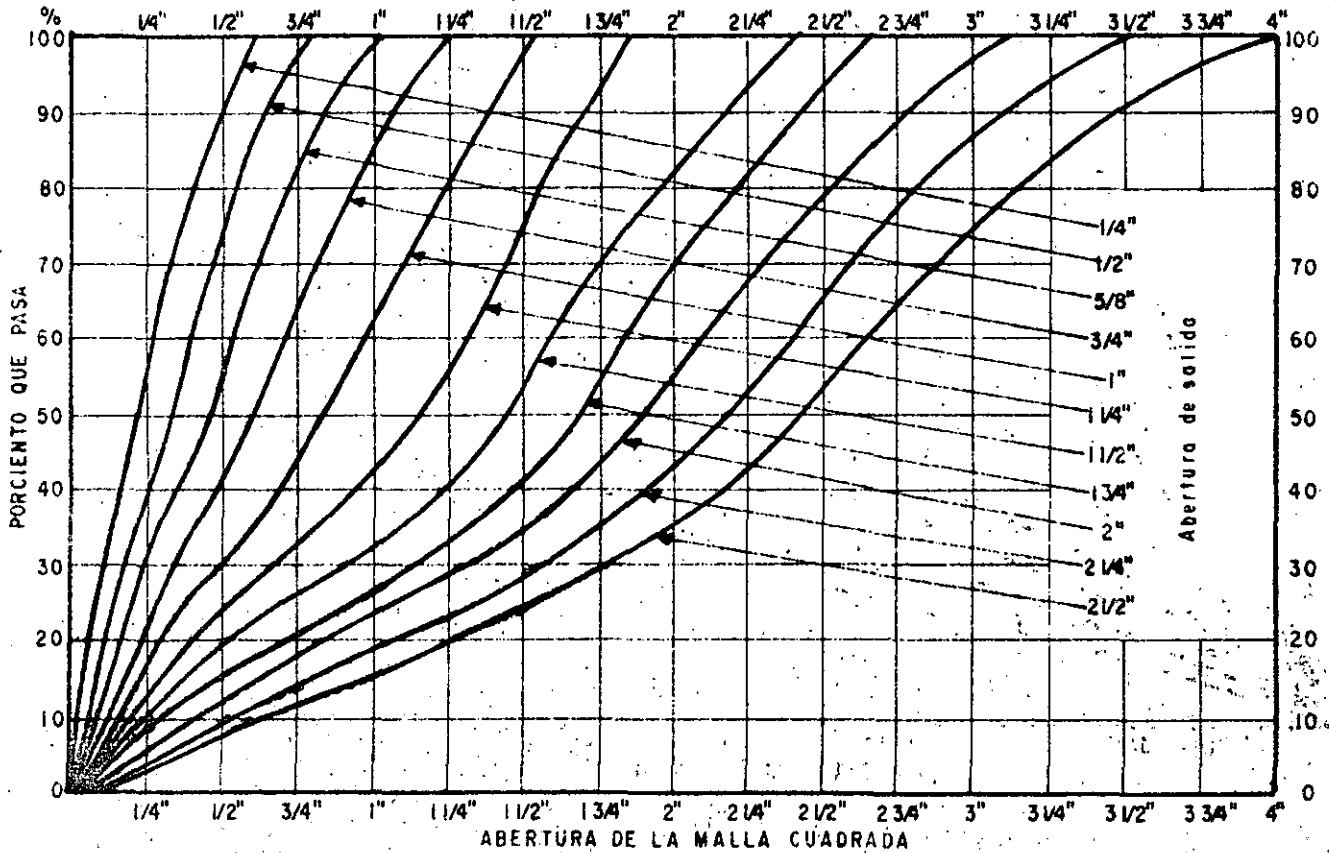


CURVAS GRANULOMETRICAS DEL PRODUCTO TRITURADO:

Trituradoras Modelo 48 "S" y "FC"



Trituradoras Modelo 66 "S" y "FC"



CAPACIDAD DE LAS CRIBAS VIBRATORIAS

Factor "A": Capacidad específica en toneladas cortas por hora que pasan a través de un pie cuadrado de malla, basados en una eficiencia del 95%, con un sobretamaño en el material alimentado del 25%

Claro de la Malla Cuadrada	.0116"	.0164"	.0232"	.0238"	.046"	.065"	.093"	1/8"	.131"	.185"	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	
Número de Malla	48	35	28	20	14	10	8		6	4															
Arena	.144	.183	.226	.282	.36	.45	.57	.69	.78	.90	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
Polvo de Roca	.120	.152	.188	.235	.30	.375	.475	.56	.595	.75	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
Polvo de Carbón	.091	.115	.142	.178	.226	.284	.36	.48	.45	.57	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
Grava de Río	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	1.08	1.40	1.68	1.94	2.16	2.36	2.56	2.90	3.20	3.70	4.05	4.30	4.65	4.00	
Piedra Triturada	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	.88	1.10	1.40	1.60	1.80	1.96	2.12	2.40	2.68	3.10	3.38	3.60	3.86	4.00	
Carbón	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	.68	.88	1.04	1.21	1.36	1.48	1.60	1.83	2.00	2.31	2.53	2.69	2.91	3.00	

Usar solo en Cribas de piso.

Factor "B" Es función del porcentaje de sobretamaño contenido en la alimentación a la Criba

Porcentaje de Sobretamaño	Factor "B"	Porcentaje de Sobretamaño	Factor "B"
10%	1.05	85%	.64
20%	1.01	90%	.55
30%	.98	92%	.50
40%	.95	94%	.44
50%	.90	96%	.35
60%	.86	98%	.20
70%	.80	100%	.00
80%	.70		

CAPACIDAD DE LAS CRIBAS VIBRATORIAS

Eficiencia Deseada	60%	70%	75%	80%	85%	90%	92%	94%	96%	98%	Factor "C": Una separación perfecta o eficiencia del 100% no es económica. En la práctica del cribado de agregados, se acepta una eficiencia del 94%
Factor "C"	2.10	1.70	1.55	1.40	1.25	1.10	1.05	1.00	.95	.90	

Cantidad en la alimentación menor de la mitad de la malla de cribado.	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	Este factor es necesario considerarlo cuidadosamente cuando se esté cribando un material con alto contenido de arena o roca fina. Por ejemplo, si se está cribando a 1/2", considerar el porcentaje menor a 1/4" en la alimentación.
Factor "D"	.55	.70	.80	1.00	1.20	1.40	1.80	2.20	3.00	---	

CRIBADO POR VIA HUMEDA

Tamaño de la abertura de la malla. (Pulgadas ó número de la malla)	20	14	10	8	1/8"	6	4	1/4"	5/16"	3/8"	1/2"	3/4"	1" ó más
Factor "E"	1.10	1.50	2.00	2.25	2.50	2.50	2.50	2.25	2.00	1.50	1.30	1.20	1.10

El cribado por vía húmeda abajo de la malla #20, no se recomienda. Si se criba por vía seca, se utilizará un factor "E" igual a 1. Un cribado por vía húmeda significa el utilizar de 5 a 10 galones por minuto de agua por cada yarda cúbica de material producido por hora, o sea que por cada 50 yardas cúbicas por hora de material, se necesitarán de 250 a 500 galones por minuto de agua.

Piso	Superior	Segundo	Tercero	Para una criba de un piso, se usará un Factor "F" igual a 1. Para una criba de dos o tres pisos, para el cálculo de cada piso, se utilizará el Factor "F" indicado correspondiente.
Factor "F"	1.00	.00	.75	



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

**TEMA: PRODUCCION DE AGREGADOS
(ANEXOS)**

PROFESOR: ING. PEDRO LUIS BENITEZ

**JULIO 27 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

COPY

TELSMITH

2

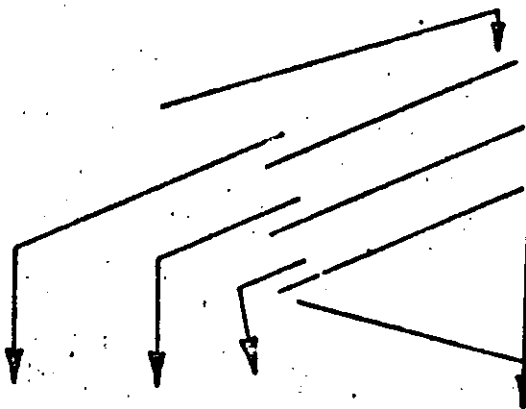
CUSTOMER: _____

DATE: _____

LOCATION: _____

BY: _____

EST. NO.: _____



TOP DECK: _____ Sq. Cl. Openings

Feed O.S. Thrus

AREA = _____ (T.P.H.) (T.P.H.) = (T.P.H.) = Sq. Ft.

A x B x C x D x E x F

B = $\frac{\text{O.S.}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %

D = $\frac{1/2 \text{ Size}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %

SECOND DECK: _____ Sq. Cl. Openings

Feed O.S. Thrus

AREA = _____ (T.P.H.) (T.P.H.) = (T.P.H.) = Sq. Ft.

A x B x C x D x E x F

B = $\frac{\text{O.S.}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %

D = $\frac{1/2 \text{ Size}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %

THIRD DECK: _____ Sq. Cl. Openings

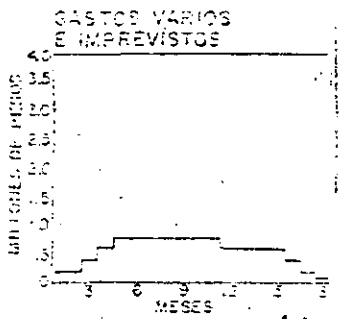
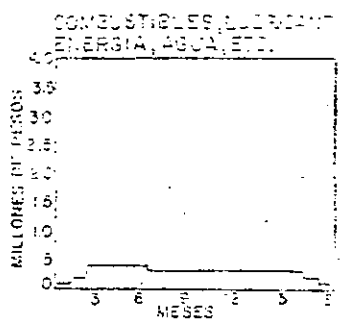
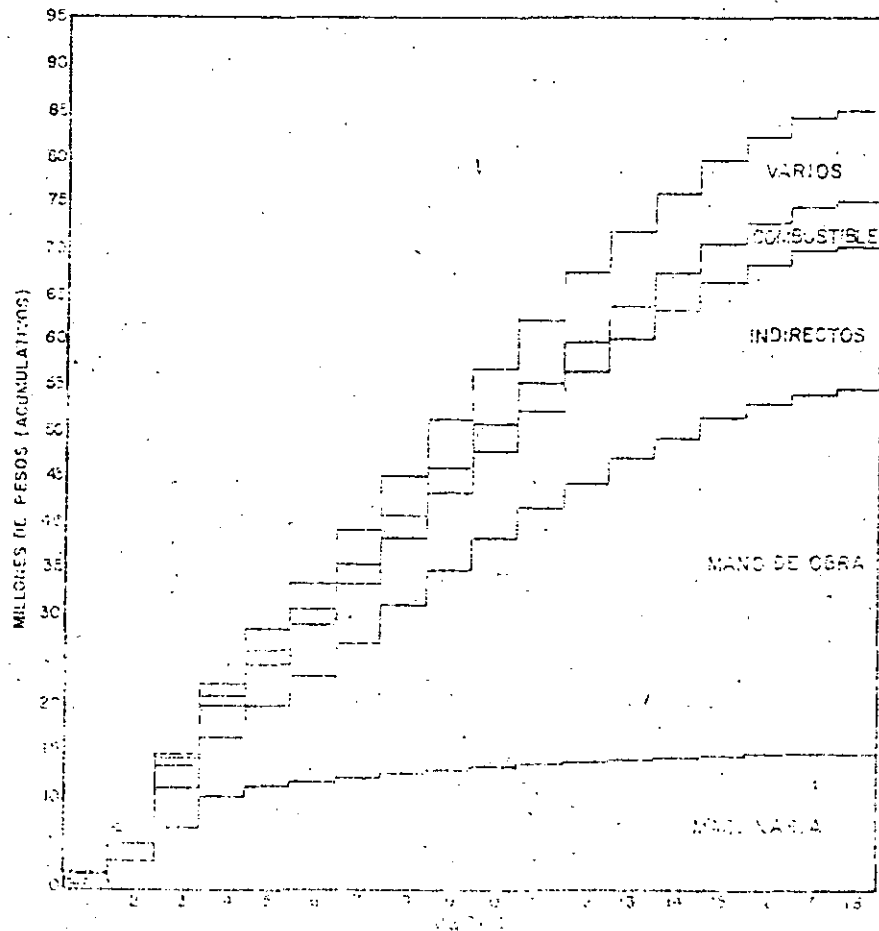
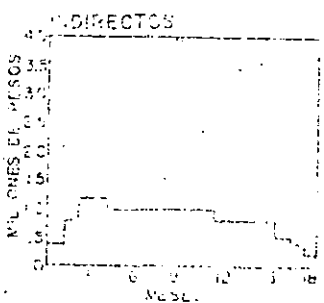
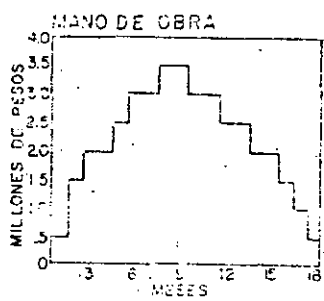
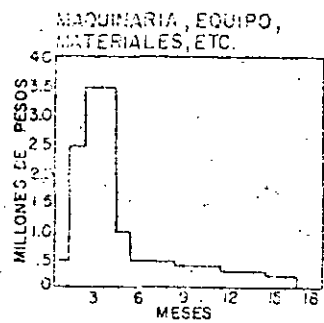
Feed O.S. Thrus

AREA = _____ (T.P.H.) (T.P.H.) = (T.P.H.) = Sq. Ft.

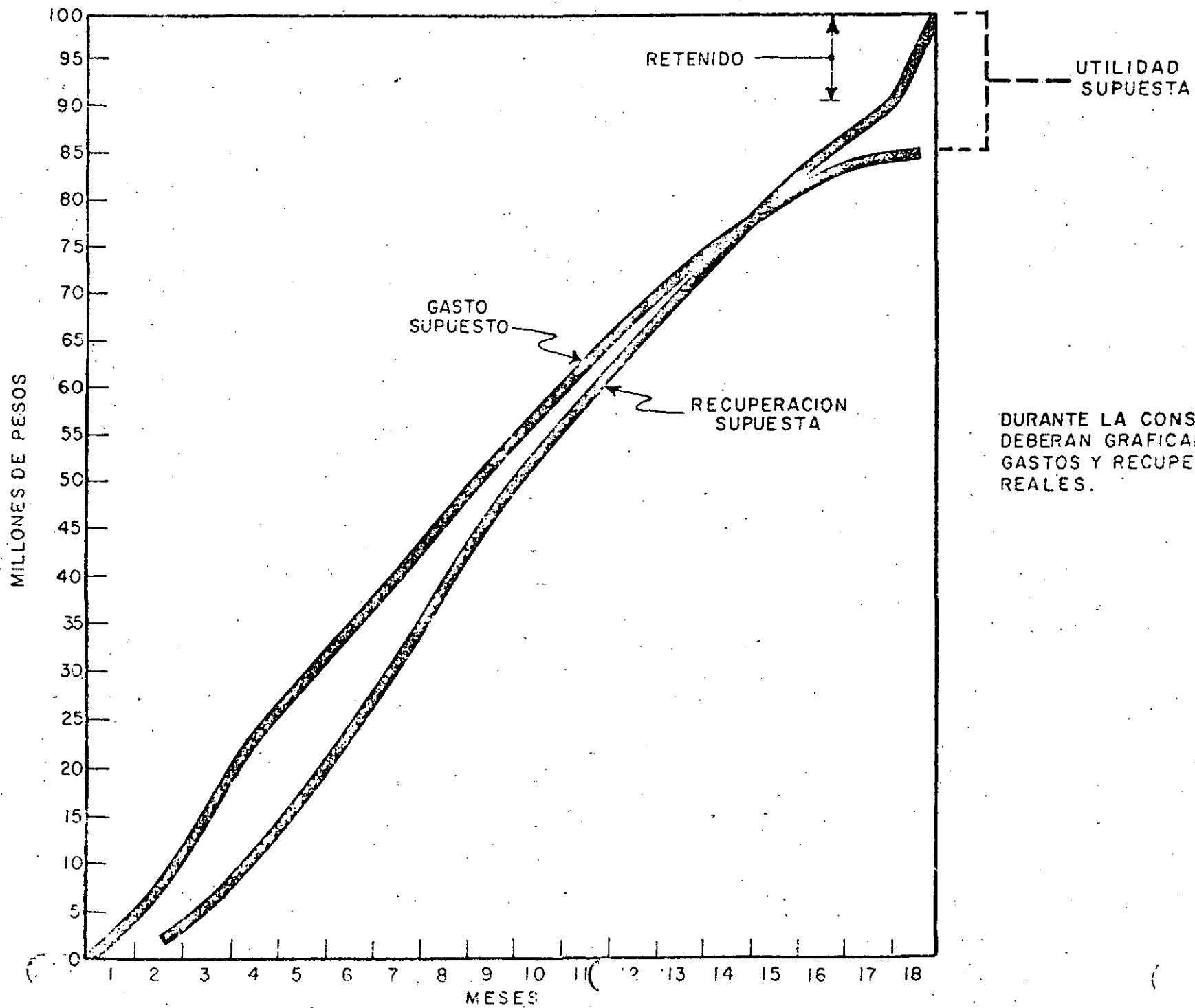
A x B x C x D x E x F

B = $\frac{\text{O.S.}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %

D = $\frac{1/2 \text{ Size}}{\text{Feed}}$ = _____ = _____ %



GRANICA NRO. DE
GASTOS CUANTOS



4



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

**TEMA: P L A N E A C I O N
PRINCIPALES FACTORES EN LA
SELECCION DE QUIPO DE CONSTRUCCION**

PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ

**JULIO 26 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

PRINCIPALES FACTORES EN LA SELECCION
DE EQUIPO DE CONSTRUCCION

1

INTRODUCCION.- Durante el proceso de toma de decisiones para seleccionar de manera óptima el equipo de construcción, intervienen una serie de factores que, estando relacionados entre sí, nos obligan a un análisis cuidadoso y ponderado de cada uno de ellos.

En este periodo de selección, podemos distinguir claramente dos etapas: En la primera de ellas, habremos de seleccionar la máquina o conjunto de máquinas que desde el punto de vista técnico sean susceptibles de poder utilizarse. En este caso, los factores que deberán interesarnos son entre otros; volúmenes por ejecutar, calidad del material: (atacabilidad, propiedades volumétricas, estabilidad), geometría de la excavación, condiciones de la obra, etc.

Durante la segunda etapa, intervendrán importantemente factores tales como tipo de empresa, maquinaria con que cuenta, condiciones de mercado, costos de adquisición, operación y mantenimiento del equipo, rendimientos, precio de reventa etc.

Cuando desde el punto de vista técnico dos o más equipos nos resuelven el problema, el análisis económico inclinará nuestra decisión hacia el empleo de alguno de ellos. Trataremos en esta parte, a manera de recordatorio, los factores relacionados con la primera etapa de selección.

VOLUMENES POR EJECUTAR

Los volúmenes por ejecutar, combinados con el plazo para la terminación de la obra, nos definirán la producción requerida.

Dicha producción dependerá de la capacidad de las máquinas empleadas y del programa para su utilización.

En la cuantificación de los volúmenes de material por mover, así como de las distancias económicas de acarreo, interviene el concepto de "Curva Masa", misma que explicaremos a continuación:

PROPIEDADES DE LA CURVA MASA:

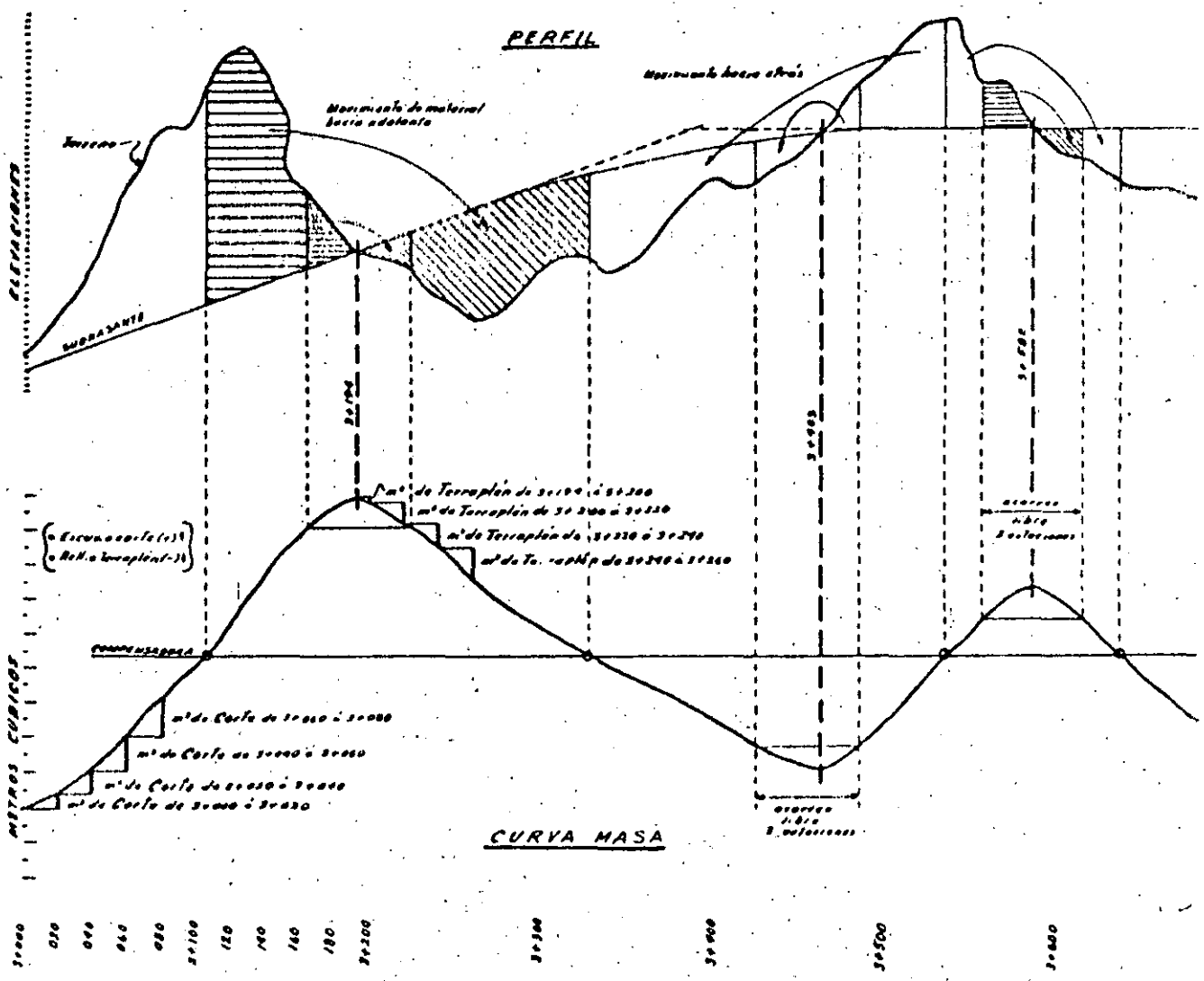
- 1).- Entre los límites de una excavación, la curva crece de izquierda a derecha: y decrece cuando hay terraplén.
- 2).- En las estaciones donde hay cambio de excavación a relleno (línea de paso), habrá un máximo, y viceversa; habrá un mínimo en los cambios de relleno a corte.
- 3).- Cualquier línea horizontal que corte a la curva -- masa, marcará puntos consecutivos entre los cuales habrá compensación, es decir, que entre ellos el volumen de corte iguala al de terraplén.
- 4).- La diferencia de ordenadas entre dos puntos, representará el volumen de terracería dentro de la distancia comprendida entre esos dos puntos.
- 5).- Cuando la curva queda encima de la línea horizontal compensadora que se escoge para ejecutar la construcción, los acarros de material se harán -- hacia adelante, y cuando la curva quede abajo, los acarros serán hacia atrás.
- 6).- El área comprendida entre la curva masa y una horizontal cualquiera compensadora, es el producto de un volumen por una distancia, y nos representa el volumen por la longitud media de acarreo, lo que se expresa en metros cúbicos-estación (en éste caso,

el término "estación" no se refiere a un punto, sino al tramo de 20 metros entre estaciones consecutivas cerradas) pues en el lenguaje de vías de comunicación se dice por ejemplo, que un punto dista de -- otro ocho estaciones, o sea 160 metros, con el fin de facilitar la nomenclatura y los cálculos.

Al estudiar un tramo, pueden trazarse varias compensadoras según resulte la curva masa obtenida, y entre una y otra quedarán tramos sin compensación (es evidente que las mejores compensadoras serán las que -- corten mayor número de veces a la curva). En los -- tramos sin compensar; si la curva asciende, habrá un volumen de excavación excedente sin posibilidad de -- emplearlo para rellenar, esto es, un desperdicio; si la curva desciende, indicará que hace falta material para terraplén, que no podemos obtener de la excavación; en este caso debe traerse material de otro lado o sea: efectuar un préstamo.

Tanto los volúmenes de desperdicio como los de préstamo, se miden en el dibujo.

Teniendo como datos los volúmenes de cortes y terraplenes, las diversas distancias entre ellos y los -- costos de acarreo, se puede resolver cual es la forma óptima de los movimientos para que tengan el mínimo -- costo.

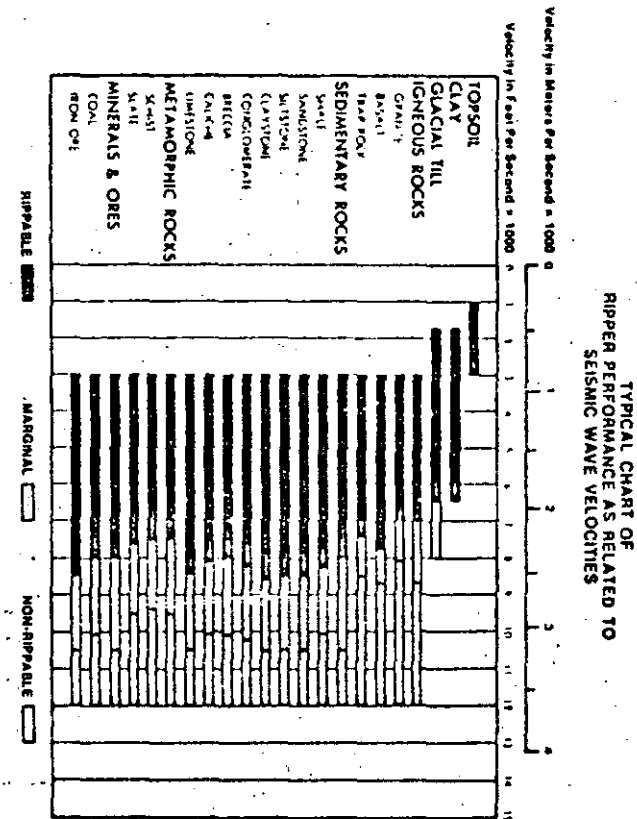


ATACABILIDAD:

Todo problema de movimiento de tierras, está condicionado esencialmente por la naturaleza del terreno por extraer, que determina entre otras cosas: el método de trabajo - por adoptar, el tipo de máquinas a emplear, el rendimiento de las máquinas elegidas, y por tanto, el precio del movimiento de tierras.

Desde el punto de vista de las posibilidades de extracción, se distinguen dos grandes categorías de terrenos: Los terrenos sueltos, y los rocosos. Los terrenos sueltos, son aquellos que pueden extraerse sin disgregación previa; los rocosos, deben sufrir antes de su extracción, una disgregación, realizada algunas veces mediante explosivos, y otras mediante la acción de mazas rompedoras. A su vez, dentro de estas dos grandes categorías, se pueden establecer nuevas divisiones atendiendo a la consistencia y dureza del terreno.

En la literatura existente, se pueden encontrar diferentes clasificaciones de materiales en función de la mayor ó menor dificultad para excavarlos.



La Secretaría de Asentamientos Humanos y Obras Públicas por ejemplo contempla en sus Especificaciones -- Generales de Construcción la clasificación de los materiales para determinar la forma de pago.

En este sentido, se han realizado esfuerzos para tratar de definir de la mejor manera posible, la dificultad de extracción de los materiales, encontrándose que, a la fecha los mejores resultados se han logrado con la utilización de métodos geosísmicos que permiten elaborar gráficas de arabilidad como la que se muestra en la figura.

En otro orden de ideas, podemos señalar que la dificultad para excavar un material depende no solamente de su dureza, sino también de su formación estratigráfica, -- siendo las rocas en estratos gruesos y compactos más -- duros y difíciles de extraer, que las rocas que se encuentran en capas delgadas y fisurables.

MÉTODOS GEOSÍSMICOS PARA DETERMINAR LA ATACABILIDAD

Estos métodos, utilizan la velocidad de propagación de las ondas elásticas como parámetro característico de la naturaleza del terreno. Se llaman ondas elásticas o -- sísmicas, a aquellas que se transmiten cuando un punto del terreno sufre una sacudida.

Hay dos métodos: Método sísmico por reflexión, y método sísmico por refracción.

El primero, consiste en producir una sacudida en el suelo y medir el tiempo necesario para la propagación de la onda entre el punto en que ésta se ha producido y los captosres superficiales próximos a este punto, después de su reflexión entre dos capas del terreno de diferente naturaleza. Como captosres, se utilizan cierto número de sismógrafos.

Este método por reflexión, da resultados más exactos que el otro, pero exige que la sacudida se produzca a una profundidad considerable, siendo por tanto de utilidad en investigaciones petrolíferas; para estudios a pequeña profundidad, es más fácil el empleo del método sísmico por refracción, cuyo principio fundamental puede exponerse someramente como sigue:

Consideremos dos terrenos homogéneos horizontales separados por una superficie horizontal MN. Si se produce una sacudida en un punto O de la superficie, da lugar a un tren de ondas esféricas. Como en óptica, pueden considerarse rayos normales a las superficies de los puntos de ondas y que se propagan a una velocidad V_1 en el terreno superior de altura H, refractándose después en la línea de separación MN, y propagándose en el terreno inferior a una velocidad V_2 . Aquí, se hace la hipótesis de que V_2 , es superior a V_1 . Primeramente puede escribirse como en óptica:

$$\frac{\text{SEN } i_1}{\text{SEN } i_2} = \frac{V_1}{V_2}$$

También como en óptica, hay un ángulo de incidencia - límite tal que:

$$\text{SEN } i_0 = \frac{V_1}{V_2}$$

a partir del cual hay reflexión total, pero en este caso el fenómeno sísmico no obedece ya a las leyes de óptica, sino que parece que el rayo límite se desplazara en la superficie de contacto entre los dos medios, dando lugar en todos los puntos de ésta, a rayos en reflexión total como -- A'A, B'B, etc. Este fenómeno, demostrado por la experiencia, puede al parecer demostrarse matemáticamente.

Siendo así, el tiempo exigido por la onda directa para recorrer el trayecto $\overline{OA} = x$, es igual a:

$$t = \frac{x}{V_1}$$

El tiempo invertido por el rayo que ha sufrido la reflexión total para recorrer el camino $\overline{OMA'A}$ vale:

$$t_2 = \frac{2\overline{OM}}{V_1} + \frac{\overline{MA'}}{V_2} = \frac{x}{V_2} + \frac{2H \cos i_0}{V_1}$$

Se comprueba que para:

$$x > 2H \sqrt{\frac{V_2 - V_1}{V_2 + V_1}} = x_0$$

Se tiene: $t_2 < t_1$

Es decir, que la onda refractada llega antes que la onda directa.

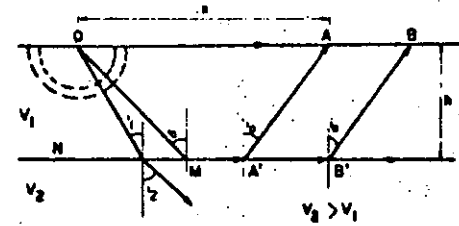
Para $x = x_0$ se tiene $t_1 = t_2$; de la relación procedente se obtiene:

$$H = \frac{x_0}{2} \sqrt{\frac{V_2 - V_1}{V_2 + V_1}}$$

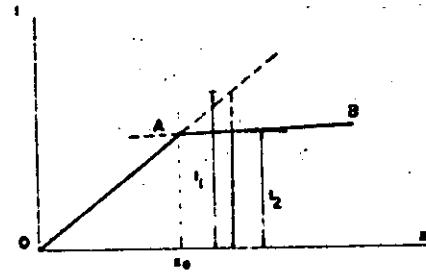
conociendo V_1 y V_2 y determinando experimentalmente x_0 , se puede obtener H .

Esta teoría, es aplicable a varias capas, entendiéndose que las velocidades de las diferentes capas crecen desde la superficie hacia abajo. El método operativo, puede resumirse de la forma siguiente: Sobre una misma alineación, se dispone cierto número de sismógrafos y se provoca en un punto la perturbación inicial mediante una carga de explosivos. Se registran en una misma banda las ondas recibidas por los diferentes sismógrafos, así como el momento del impulso eléctrico que provoca la explosión para obtener el tiempo origen.

Se mide en los sismogramas el tiempo transcurrido hasta que el sismógrafo ha recibido la primera onda y se traza el gráfico de tiempos en función de las distancias de los sismógrafos a la perturbación inicial, gráfico que se aproxima mucho a una recta, ver figura anexa.



METODO SISMICO POR REFRACCION



GRAFICA DE LOS TIEMPOS DE PROPAGACION

La parte OA, corresponde para la primera onda a

$$\chi < \chi_0$$

La parte AB, corresponde para la primera onda percibida

$$\chi > \chi_0$$

Las dos curvas se cortan en A, que da x_0 .

La pendiente de OA, da V_1

La pendiente de AB, da V_2

Se observa que las velocidades de propagación tienen valores poco variables de un lugar a otro para una misma roca compacta, aumentando la velocidad con la profundidad.

ABUNDAMIENTO

Cuando un suelo se excava, acarrea y se coloca o cuando se fragmenta roca, sufre cambios considerables en su volumen. Debido a estos cambios es necesario especificar si el volumen se mide en estado natural, en estado suelto o en rellenos después de su colocación.

El volumen en banco, es el volumen del material medido "in situ", o sea en estado natural antes de su explotación. El volumen en estado suelto es el volumen del material después de que ha sido quitado de su estado natural y depositado en montones, camiones o escrepas. El volumen de relleno es el volumen del material después de que ha sido colocado y compactado.

El incremento del volumen del material debido a su explotación, se define como Abundamiento (A) y se expresa como porcentaje del volumen en banco. Los valores de abundamiento varían considerablemente para diferentes tipos de materiales. Para convertir los m^3 en banco a m^3 sueltos, la medida se aumenta en el porcentaje de Abundamiento.

$$A(\%) = \left[\frac{\text{Vol. Banco}}{\text{Vol. Suelto}} - 1 \right] 100$$

Debido a la dificultad de cuantificar los volúmenes en campo, se acostumbra obtener el Abundamiento en función de pesos volumétricos, que son de más fácil cuantificación. Dicho cálculo se efectúa mediante la siguiente fórmula:

$$A(\%) = \left[\frac{B-s}{s} \right] 100 = \left[\frac{B}{s} - 1 \right] 100$$

donde:

B = peso volumétrico en banco

s = peso volumétrico suelto

Ejemplo: Si tenemos un suelo con un peso volumétrico en banco de 1780 kg/m^3 y su peso volumétrico suelto es de 1630 kg/m^3 su abundamiento será de:

$$A(\%) = \left[\frac{1780}{1630} - 1 \right] 100 = 0.092 \times 100 = 9.2\%$$

FACTOR DE ABUNDAMIENTO

Por la dificultad de cubicar el material en banco, se acostumbra hacer la conversión en el papel, de m^3 sueltos que se están acarreado a m^3 en banco.

$$FA = \frac{1 \text{ m}^3 \text{ banco}}{1 \text{ m}^3 \text{ banco} + \% \text{ Abundamiento}}$$

ejemplo si el ¹⁹

abundamiento es del 25%

$$FA = \frac{1}{1 + 0.25} = \frac{1}{1.25} = 0.8 \text{ o } 80\%$$

10

REDUCCION VOLUMETRICA

20

Cuando se coloca tierra en un relleno y se compacta con los métodos de construcción modernos, usualmente se tendrá un volumen menor que en su estado natural. Esta reducción en volumen es el resultado del incremento del peso volumétrico. Esta reducción del volumen a partir del volumen medido en banco se define como Reducción Volumétrica y se expresa como porcentaje de volumen original inalterado.

$$RV(\%) = \left[\frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en banco}} - 1 \right] \times 100$$

$$\text{Factor de Contracción (FC)} = \frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en banco}} \quad \text{ó}$$

$$\frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en m}^3 \text{ sueltos} \times \text{FA}}$$

$$\text{Porcentaje de Contracción (\% C)} = (1.00 - \text{FC}) \times 100$$

Debido a la dificultad de cuantificar los volúmenes en campo, se acostumbra obtener el coeficiente de Reducción Volumétrica en función de pesos volumétricos que son de más fácil cuantificación. Dicho cálculo se efectúa mediante la siguiente fórmula:

$$RV(\%) = \left[\frac{T - B}{T} \right] 100 = \left[1 - \frac{B}{T} \right] 100$$

donde:

T = peso volumétrico en terraplén

B = peso volumétrico en banco

Ejemplo : Si tenemos un suelo con un peso volumétrico en banco de 1630 kg/m³ y su peso volumétrico en terraplén es de 1820 kg/m³ su Reducción volumétrica será de:

$$RV(\%) = \left[1 - \frac{1630}{1820} \right] 100 = (0.1043) 100 = 10.43\%$$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

**TEMA: DESARROLLO DE UN PROBLEMA
METODOS DE SELECCION DE EQUIPO**

PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ

**JULIO 26 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

EL GERENTE DE UNA EMPRESA PIDE AL SUPERINTENDENTE QUE ANALICE EL EQUIPO MAS CONVENIENTE PARA REALIZAR UN MOVIMIENTO DE TIERRAS.

SE TRATA DE MOVER 800,000 M³, DE UN BANCO DE PRESTAMO A UN TIRADERO.

LA EMPRESA CUENTA CON 6 MOTOESCREPAS TEREX TS-14 Y 2 CARGADORES MICHIGAN DE 3 1/2 YD³, LOS DOS TIPOS DE MAQUINAS EN PERFECTAS CONDICIONES.

EL GERENTE INDICA AL SUPERINTENDENTE QUE LA EMPRESA NO ESTA EN POSIBILIDADES DE ADQUIRIR MAS ACTIVO FIJO.

LA LONGITUD DE ACARREO ES DE 370 METROS.

CALCULO DEL COSTO POR M³ DE ACARREO EN MOTOESCREPA TEREX

TS - 14

D A T O S:

MATERIAL.	LIMO ARENOSO SECO.
PESO VOLUMETRICO EN BANCO.	1600 KG/M ³
ALTITUD S.N.M.	2000 M.
LONGITUD DE ACARREO.	370 M (4% PENDIENTE FAVORABLE)
CALIDAD DEL CAMINO.	REVESTIDO.
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO.	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DE LA MOTOESCREPA COLMADA.	15 M ³
PESO DE LA MAQUINA VACIA.	24.1 TON
PESO DE LA MAQUINA CARGADA.	$24.1 + 1.6 \times 0.8 \times 15 = 43.3$ TON.
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA.	\$4,216.90
(VER LA SIGUIENTE HOJA).	
MOTOESCREPAS DE TIRO Y EMPUJE.	

CONSTRUCTORA:	MÁQUINA: MOTOESCREPA	HOJA No.: 1/2
X	MODELO: TEREX TS-14	CALCULÓ: C.M.G.
	DATOS ADIC:	REVISÓ: F.F.L.
OBRA: MOVIMIENTO DE --		FECHA: Junio '82
TIERRAS.		

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN:	\$ 16'873,615.00	FECHA COTIZACIÓN: Junio '82
EQUIPO ADICIONAL -		VIDA ECONÓMICA (VE): 5 AÑOS.
	1'231,296.30	HORAS POR AÑO (HA): 2000 HR/AÑO.
	15'642,318.70	MOTORES: Diesel DE 160 HP.
VALOR INICIAL (VA):		FACTOR OPERACIÓN: 0.70
VALOR RESCATE (VR):	10 % = \$ 1'687,361.50	POTENCIA OPERACIÓN: 2x0.7x160 HP _{OP.}
TASA INTERÉS (I):	12 %	COEFICIENTE ALMACENAJE (K): $\frac{224}{224} = 0.10$
PRIMA SEGUROS (S):	2 %	FACTOR MANTENIMIENTO (Q): 0.75

I. CARGOS FIJOS.

$$A). \text{ DEPRECIACIÓN: } D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{15'642318.70 - 1'687361.50}{10,000} = \$ 1395.50$$

$$B). \text{ INVERSIÓN: } I = \frac{VA + VR}{2 \text{ HA}} \cdot i = \frac{(15'642318.70 + 1'687361.5) \times 0.12}{2 \times 2000} = 519.89$$

$$C). \text{ SEGUROS: } S = \frac{VA + VR}{2 \text{ HA}} \cdot s = \frac{(15'642318.70 + 1'687361.5) \times 0.02}{2 \times 2000} = 86.65$$

$$D). \text{ ALMACENAJE: } A = KD = \frac{0.10 \times 1395.50}{1} = 139.60$$

$$E). \text{ MANTENIMIENTO: } M = QD = \frac{0.75 \times 1395.50}{1} = 1046.60$$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$3188.24

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLE: $E = E.P.C$

$$\text{DIESEL: } E = 0.20 \times \frac{224}{100} \text{ HP. OP.} \times \$ 2.50 / \text{LT.} = \$ 112.00$$

$$\text{GASOLINA: } E = 0.24 \times \frac{\quad}{100} \text{ HP. OP.} \times \$ \quad / \text{LT.} =$$

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: _____ =

C). LUBRICANTES: $L = A PE$

$$\text{CAPACIDAD CARTER: } C = \frac{2 \times 16}{100} \text{ LITROS.}$$

$$\text{CAMBIOS ACEITE: } T = \frac{\quad}{100} \text{ HORAS.}$$

$$A = C/T + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{224}{100} \text{ HP. OP.} = \frac{1.10}{100} \text{ LT/HR.}$$

$$L = \frac{1.10}{100} \text{ LT/HR} \times \$ \frac{70}{100} / \text{LT.} = 77.00$$

D). LLANTAS: $LI = \frac{VII}{HV}$ (VALOR LLANTAS)
(VIDA ECONÓMICA)

$$\text{VIDA ECONÓMICA: } HV = \frac{2500}{100} \text{ HORAS}$$

$$LI = \frac{1'231296.30}{2,500 \text{ HORAS}} = 492.52$$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$681.52

III. OPERACION.

SALARIO BASE: \$ 964.50

SALARIO REAL-

OPERADOR: 2082.85

_____:

_____:

SAL/TURNO-PROM: \$ 2082.85

HORAS/TURNO-PROM.: (H)

$$H = 8 \text{ HORAS} \times 0.75 \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = 6 \text{ HORAS}$$

$$\text{OPERACIÓN} = O = \frac{S}{H} = \frac{\$ 2082.85}{6 \text{ HORAS}} = \$ 347.14$$

SUMA OPERACIÓN POR HORA \$347.14

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HFD)

\$4216.90

76

S O L U C I O N

- A. RESISTENCIA AL RODAMIENTO : 15 kg/por cada tonelada de máquina por cada 2.5 cm de penetración.

Penetración en camino revestido: 5 cm

$$15 \times \frac{5}{2.5} = 30 \text{ kg/ton M}$$

Sumando 20 kg/ton M por deformación de llantas, fricciones internas, etc., tendremos :

$$\text{RESISTENCIA AL RODAMIENTO} = 30 + 20 = 50 \text{ kg/ton M}$$

- B. RESISTENCIA POR PENDIENTE: 10 kg/ton M por cada 1%

Para el tramo en estudio :

$$4\% \times 10 = 40 \text{ kg/ton M}$$

- C. RESISTENCIA TOTAL DE IDA = 50 - 40 = 10 kg/ton M

- D. RESISTENCIA TOTAL DE REGRESO = 50 + 40 = 90 kg/ton M

- E. RESISTENCIA TOTAL DE LA MAQUINA

a) Máquina cargada = 10 x 43.3 = 0.4 ton

b) Máquina vacía = 90 x 24.1 = 2.2 ton

F. CORRECCION POR ALTITUD: $\frac{500 \text{ m} \times 1\% \text{ por cada } 100\text{m}}{100} = 5\%$

por tanto, habrá que multiplicar las resistencias totales por 1.05

a) Máquina cargada = $0.4 \times 1.05 = 0.4 \text{ ton}$

b) Máquina vacía = $2.2 \times 1.05 = 2.3 \text{ ton.}$

Con estos datos, se entra a la gráfica proporcionada por el fabricante, la cual se anexa al final del problema.

G. VELOCIDADES:

a) Máquina cargada = 37 km/h (6a. velocidad)

b) Máquina vacía = 26 km/h (5a. velocidad)

H. VELOCIDADES MEDIAS: $0.65 \times \text{VELOCIDAD}$

a) Máquina cargada = 25 km/h

b) Máquina vacía = 17 km/h

I. TIEMPOS :

a) Máquina cargada = 0.9 min

b) Máquina vacía = 1.3

Tiempo fijo = $\frac{1.3}{}$

Total = 3.5 min

J: COSTO DEL METRO CUBICO DE MATERIAL MOVIDO, EN BANCO :

Tiempo total = 3.5 min

Número de viajes por hora = $\frac{60}{3.5} = 17.1$

Capacidad de la motoescrepa en banco = $15 \times 0.8 = 12\text{m}^3$

Producción = $17.1 \times 12 = 205.2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Costo por $\text{m}^3 = \frac{\text{Costo horario}}{\text{Producción real.}} = \frac{4216.90}{205.2 \times 0.75} =$

= 27.40

CALCULO DEL COSTO POR M³ DE ACARREO USANDO CARGADOR FRONTAL
MICHIGAN MODELO 8-111-A Y CAMIONES.

D A T O S:

MATERIAL	LIMO ARENOSO SECO
PESO VOLUMETRICO	1600 KG/M ³
ALTITUD S.N.M.	2000 M
LONGITUD DE ACARREO	370 M
CAMION ALQUILADO A	\$25.0 + 15/m ³ ABUND.
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DEL CUCHARON	3.5 YD ³
COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA	\$2760.69

(DESARROLLADO EN LA HOJA SIGUIENTE)

CONSTRUCTORA:

X

MÁQUINA: Cargador Frontal

MODELO: Michigan 85-III-A

DATOS ADIC: 3.5 Yd³

HOJA NO.:

CALCULÓ: C.M.G.

REVISÓ: F.F.L.

OBRA: MOVIMIENTO DE
TIERRAS.

FECHA: Junio '82

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN:

\$ 10'302,132.00

FECHA COTIZACIÓN: Junio '82

EQUIPO ADICIONAL -
Llantas.

645,899.00

VIDA ECONÓMICA (VE): 5 AÑOS.

HORAS POR AÑO (HA): 2000 HR/AÑO.

9'656,233.00

MOTORES: DE 221 HP.

VALOR INICIAL (VA):

FACTOR OPERACIÓN: 0.75

VALOR RESCATE (VR): 10 % = \$ 1'030,213.20

POTENCIA OPERACIÓN: 166 HP.OP.

TASA INTERÉS (I): 12 %

COEFICIENTE ALMACENAJE (K): 0.10

PRIMA SEGUROS (S): 2 %

FACTOR MANTENIMIENTO (Q): 0.60

I. CARGOS FIJOS:

$$A). \text{ DEPRECIACIÓN: } D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{9'656,233 - 1'030,213.20}{10,000} = \$ 862.60$$

$$B). \text{ INVERSIÓN: } I = \frac{VA + VR}{2 \text{ HA}} \cdot i = \frac{9'656,233 + 1'030,213.20}{2 \times 2000} \times 0.12 = 320.59$$

$$C). \text{ SEGUROS: } S = \frac{VA + VR}{2 \text{ HA}} \cdot s = \frac{9'656,233 + 1'030,213.20}{2 \times 2000} \times 0.02 = 53.43$$

$$D). \text{ ALMACENAJE: } A = KD = \frac{0.10 \times 862.60}{1} = 86.26$$

$$E). \text{ MANTENIMIENTO: } M = QD = \frac{0.60 \times 862.60}{1} = 517.56$$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA

\$ 1,840.44

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLE: $E = E P_c$ DIESEL: $E = 0.20 \times \underline{166} \text{ HP, OP.} \times \$ \underline{2.5} / \text{LT.} = \83.00 GASOLINA: $E = 0.24 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP, OP.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{LT.} =$ B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: $\underline{\hspace{2cm}} =$ C). LUBRICANTES: $L = A P_e$ CAPACIDAD CARTER: $C = \underline{26.5} \text{ LITROS.}$ CAMBIOS ACEITE: $T = \underline{100} \text{ HORAS.}$ $A = C/T + \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{166} \text{ HP, OP.} = \underline{0.85} \text{ LT/HR.}$ $L = \underline{0.85} \text{ LT/HR} \times \$ \underline{70} / \text{LT.} = 59.50$ D). LLANTAS: $LI = \frac{VII \text{ (VALOR LLANTAS)}}{HV \text{ (VIDA ECONOMICA)}}$ VIDA ECONOMICA: $HV = \underline{1500} \text{ HORAS}$ $LI = \frac{645,899.00}{1,500 \text{ HORAS}} = 430.60$

SUMA CONSUMOS POR HORA

\$573.10

III. OPERACION.

SALARIO BASE: $\$ \underline{964.50}$

SALARIO REAL-

OPERADOR: $\underline{2082.85}$ $\underline{\hspace{2cm}}$ $\underline{\hspace{2cm}}$ SAL/TURNO-PROM: $\$2082.85$

HORAS/TURNO-PROM.: (H)

 $H = 8 \text{ HORAS} \times \underline{0.75} \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = \underline{6.00} \text{ HORAS}$ $\text{OPERACIÓN} = O = \frac{S}{H} = \frac{\$ \underline{2082.85}}{6.00 \text{ HORAS}} = \347.15

SUMA OPERACIÓN POR HORA

\$347.15

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD)

\$2760.69

S O L U C I O N

CAPACIDAD DEL CUCHARON = $3.5 \times 0.76 = 2.7 \text{ M}^3$
 FACTOR DE CARGA = 1.0
 VOLUMEN EN BANCO POR CICLO = $2.7 \text{ M}^3 \times 0.8 = 2.1 \text{ M}^3/\text{CICLO}$
 TIEMPO DEL CICLO (CICLO ---
 BASICO) 35.0 SEG. = 0.58 MIN.

$$\frac{35 \text{ SEG.}}{60 \text{ SEG.}} = 0.58 \text{ MIN.}$$

$$\text{CICLOS/HORA} = \frac{60 \text{ MIN/HORA}}{0.58 \text{ MIN/CICLO}} = 103 \text{ CICLOS/HORA.}$$

$$\text{PRODUCCION} = 2.1 \text{ M}^3/\text{CICLO} \times 103 \text{ CICLOS/HORA} = 216 \text{ M}^3/\text{HORA.}$$

$$= 216 \text{ M}^3/\text{H}$$

COSTO DE CARGA:

$$\frac{2760.69}{216 \times 0.75} = 17.04$$

COSTO ACARREO

$$\frac{25}{0.8} = 31.25$$

COSTO TOTAL

CARGA	—	17.04
ACARREO	—	<u>31.25</u>
		48.29

QUINCE DIAS DESPUES, EL SUPERINTENDENTE LLEGA CON EL GERENTE A PLANTEARLE LA SOLUCION Y SE ENCUENTRA CON QUE EL GERENTE LE ENVIA LOS CARGADORES, A PESAR DE LA DEMOSTRACION DE LA BONDAD DEL USO DE LAS MOTOESCREPAS Y EL FUERTE AHORRO EN DINERO. A INSISTENCIA DEL SUPERINTENDENTE CONFIESA QUE SE COMPROMETIO A RENTAR LAS MOTOESCREPAS QUE LE SIGNIFICAN UNA GANANCIA INTERESANTE PUES OBTENDRAN 175,000 MENSUALES POR CADA MOTOESCREPA.

EL SUPERINTENDENTE QUE CREE EN LA TOMA DE DECISIONES CUANTITATIVA OBTIENE DEL GERENTE LOS SIGUIENTES DATOS:

$$\text{GANANCIA NETA DE MOTESCREPA/MES} = 175,000$$

$$\text{TIEMPO DE EJECUCION: } 2 \times 6 \times 2 \times 25 \times 162 = 97,200 \text{ M}^3/\text{MES}$$

$$\frac{800,000}{97,200} = 8.2 \text{ MESES}$$

$$\text{GANANCIA TOTAL} = 8.2 \times 6 \times 175,000 = 8'610,000$$

$$\text{GANANCIA/M}^3 = \frac{8'610,000}{800,000} = 10.76$$

RESTANDO AL COSTO DE CARGADOR + CAMIONES 10.76 TENDREMOS COMO COSTO NETO, TOMANDO EN CONSIDERACION LA UTILIDAD DE LA RENTA:

$$48.29 - 10.76 = 37.53$$

LAS TRES ALTERNATIVAS SERIAN ASI:

MOTOESCREPAS	27.40
CARGADOR Y CAMIONES ALQUILADOS	48.29
CARGADOR Y CAMIONES ALQUILADOS	
RENTANDO MOTOESCREPAS	37.53

EL INGENIERO VA CON EL GERENTE A DEMOSTRARLE QUE SU DECISION ES MALA. SIN EMBARGO EL GERENTE LE DICE QUE DESCONFIA DE SU CALCULO DE DURACION DE LA OBRA, PUES NO HA CONSIDERADO TIEMPOS DE DESCOMPOSTURA.

EL SUPERINTENDENTE ANALIZA CON DIFERENTES FACTORES SU TIEMPO DE EJECUCION.

No. DE HORAS TRABAJADAS.	FACTOR EFICIENCIA	COSTO REAL	TIEMPO DE EJECUCION (M E S E S)
300	0.75	37.53	8.2
* 280	0.75	36.74	8.8
260	0.75	35.8	9.5
240	0.75	34.77	10.3
220	0.75	33.59	11.2
200	0.75	32.15	12.3
180	0.75	30.31	13.7
160	0.75	28.08	15.4

* EJEMPLO DE CALCULO:

$$2 \times 280 \times 162 = 90,720$$

$$\frac{800,000}{90,720} = 8.8 \text{ MESES}$$

$$8.8 \times 6 \times 175,000 = 9'240,000$$

$$\frac{9'240,000}{800,000} = 11.55$$

$$48.29 - 11.55 = 36.74$$

ESTO ES UN EJEMPLO DE ANALISIS DE SENSIBILIDAD.

PARA QUE CONVENGA EL ALQUILER NECESITA TARDARSE 15.4
MESES O SEA 7 MESES MAS U. 88% MAS DEL TIEMPO PLANEADO.

EL GERENTE DUDA PERO CASI CON SEGURIDAD SE INCLINARA
POR SU DECISION ORIGINAL.

AL SUPERINTENDENTE SE LE OCURRE QUE YA QUE ESTA OBLI -
GADO A OCUPAR CAMIONES ¿QUE SUCEDE SI COMPRA LA EMPRE -
SA LOS CAMIONES?

HACE EL SIGUIENTE ANALISIS.

CALCULO CON CAMIONES DE LA EMPRESA

D A T O S:

MATERIAL	LIMO ARENOSO
PESO VOLUMETRICO	1600 KG/M ³
ALTITUD S.N.M.	2000 M
LONGITUD DE ACARREO	370 M (4% PENDIENTE FAVORABLE)
CALIDAD DEL CAMINO	REVESTIDO
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DEL CAMION	6 M ³
COSTO DIRECTO HORA-CAMION	\$626.41
VELOCIDAD PROMEDIO DE IDA	15 KM/H
VELOCIDAD PROMEDIO DE REGRESO	20 KM/H

TIEMPO DEL CICLO

$$\text{DE IDA: } t = \frac{370 \times 60}{15000} = 1.5 \text{ MIN.}$$

$$\text{DE REGRESO: } t = \frac{370 \times 60}{20000} = 1.1 \text{ MIN.}$$

$$\text{T O T A L} = 2.6 \text{ MIN.}$$

CONSTRUCTORA:

X

MÁQUINA: CAMION VOLTEO

MODELO:

DATOS ADIC: CAP = 6 M³

HOJA No.: 1/2

CALCULÓ: C.M.G.

REVISÓ: F.F.L.

FECHA: Junio '82

OBRA: MOVIMIENTO DE --
TIERRAS.

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN: \$ 1'242800.00

FECHA COTIZACIÓN: Junio '82

EQUIPO ADICIONAL -

VIDA ECONÓMICA (VE): 5 AÑOS.

Llantas (6)

77430.00

HORAS POR AÑO (HA): 2000 HR/AÑO.

1'165370.00

MOTORES: Diesel DE 210 HP.

VALOR INICIAL (VA):

FACTOR OPERACIÓN: 0.70

VALOR RESCATE (VR): 0 %=\$

POTENCIA OPERACIÓN: 147 HP.OP.

TASA INTERÉS (I): 12 %

COEFICIENTE ALMACENAJE (K): 0.10

PRIMA SEGUROS (S): 2 %

FACTOR MANTENIMIENTO (Q): 0.90

I. CARGOS FIJOS.

$$A). \text{ DEPRECIACIÓN: } D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{1'165370 - 0}{10,000} = \$ 116.54$$

$$B). \text{ INVERSIÓN: } I = \frac{VA + VR}{2 HA} i = \frac{1'165370 + 0}{2 \times 2000} \times 0.12 = 34.96$$

$$C). \text{ SEGUROS: } S = \frac{VA + VR}{2 HA} s = \frac{1'165370 + 0}{2 \times 2000} \times 0.20 = 5.83$$

$$D). \text{ ALMACENAJE: } A = KD = \frac{0.10 \times 116.54}{1} = 11.65$$

$$E). \text{ MANTENIMIENTO: } M = QD = \frac{0.90 \times 116.54}{1} = 104.89$$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA

\$273.87

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLE: $E = E PC$

DIESEL: $E = 0.20 \times \frac{147}{\text{HP. OP.}} \times \$ 2.50 / \text{LT.} = \73.50

GASOLINA: $E = 0.24 \times \frac{\text{HP. OP.}}{\text{HP. OP.}} \times \$ \text{ /LT.} =$

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: _____ =

C). LUBRICANTES: $L = A PE$

CAPACIDAD CARTER: $C = \frac{6}{\text{HORAS.}}$ LITROS.

CAMBIOS ACEITE: $T = \frac{70}{\text{HORAS.}}$

$A = C/T + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{147}{\text{HP. OP.}} = \frac{0.60}{\text{LT/HR.}}$

$L = \frac{0.60}{\text{LT/HR}} \times \$ 70.00 / \text{LT.} = 42.00$

D). LLANTAS: $LI = \frac{VII}{HV} \text{ (VALOR LLANTAS) / (VIDA ECONÓMICA)}$

VIDA ECONÓMICA: $HV = \frac{1500}{\text{HORAS}}$

$LI = \frac{77,430}{1,500 \text{ HORAS}} = 51.62$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$167.12

III. OPERACION.

SALARIO BASE: \$ 515.00

SALARIO REAL-

OPERADOR: 1112.15

_____:

_____:

SAL/TURNO-PROM: \$ 1112.15

HORAS/TURNO-PROM.: (H)

$H = 8 \text{ HORAS} \times 0.75 \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = 6.00 \text{ HORAS}$

OPERACIÓN = $O = \frac{S}{H} = \frac{\$ 1112.15}{6.00 \text{ HORAS}} = \185.42

SUMA OPERACIÓN POR HORA \$185.42

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD) \$626.41

$$\text{TIEMPO DEL CICLO DEL CARGADOR} = \frac{35 \text{ SEG.}}{60 \text{ SEG.}} = 0.58 \text{ MIN.}$$

PARA CARGAR UN CAMION DE 6 M^3 SON NECESARIOS 3 CICLOS DE OPERACION DEL CARGADOR; ES DECIR, SON NECESARIOS $0.58 \text{ MIN.} \times 3 = 1.74 \text{ MIN.}$ PARA CARGAR 6.0 M^3 .

$$\text{TIEMPO DE DESCARGA} = 1.5 \text{ MIN.}$$

$$\begin{aligned} \text{TIEMPO TOTAL DEL CICLO DEL CAMION} &= 2.6 + 1.74 + 1.5 \\ &= 5.84 \text{ MIN.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{NUMERO DE VIAJES POR HORA} &= \frac{60 \times 0.75}{5.84} = \frac{45}{5.84} \\ &= 7.7 \text{ VIAJES.} \end{aligned}$$

$$\text{VOLUMEN POR HORA} = 7.7 \times 6.0 = 46.23 \text{ M}^3$$

$$\text{COSTO POR M}^3 = \frac{626.41}{46.23 \times 0.8} = 16.94$$

NUMERO DE CAMIONES

$$\begin{aligned} \text{PRODUCCION DEL CARGADOR} &= \frac{6 \text{ M}^3}{1.74 \text{ MIN.}} \times 60 \text{ MIN.} \times 0.75 \\ &= 155.17 \text{ M}^3/\text{HR.} \end{aligned}$$

$$\text{PRODUCCION DEL CARGADOR MATERIAL EN BANCO} = 155.17 \times 0.8 = 124 \text{ M}^3/\text{HR.}$$

$$\text{No. DE CAMIONES} = \frac{124}{36.9} = 3.36 \rightarrow 4 \text{ CAMIONES.}$$

POR CONCEPTO DE CAMIONES ESPERANDO, EL FACTOR ES:

$$\frac{4}{3.36} = 1.19$$

$$\text{COSTO DE ACARREO: } 16.94 \times 1.19 = 20.16$$

$$\text{COSTO DE LA CARGA POR M}^3 = \frac{\$2760.69}{124} = 22.26$$

$$\text{ACARREO} = 20.16$$

$$\text{CARGA} = \underline{22.26}$$

$$\text{T O T A L } \underline{\underline{\$42.42}}$$

HACIENDO EL ANALISIS CON 3 CAMIONES, PARA COMPARAR EL COSTO EN EL CASO DE LA ESPERA DEL CARGADOR.

$$\begin{aligned} \text{PRODUCCION DEL CARGADOR} &= 36.9 \text{ M}^3/\text{HR.} \times 3 \text{ CAMIONES} = \\ &= 110.70 \end{aligned}$$

$$\text{COSTO DE CARGA} = \frac{2,760.69}{110.70} = 24.94 \text{ \$/M}^3$$

$$\text{ACARREO} = 16.94$$

$$\text{CARGA} = \underline{24.94}$$

$$\text{T O T A L } \underline{\underline{\$41.88}}$$

COMO EL COSTO TOTAL AL UTILIZAR 3 CAMIONES ES MENOR QUE CUANDO SE UTILIZAN 4 ENTONCES UTILIZAREMOS 3.

LE RESULTAN PUES LAS SIGUIENTES ALTERNATIVAS:

A) MOTOESCREPAS	27.40
B) CARGADOR Y CAMIONES ALQUILADOS	48.29
C) IGUAL A B) RENTANDO MOTOESCREPAS	37.53
D) CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS	41.88
E) IGUAL A D) RENTANDO MOTOESCREPAS	31.12

EL SUPERINTENDENTE LLEVA ESTOS DATOS AL GERENTE QUIEN LE RESPONDE QUE NO PUEDE COMPRAR LOS CAMIONES PORQUE LE PARECE QUE NO VA PODER USARLOS DESPUES. EL SUPERINTENDENTE QUE TRATA DE USAR SUS CONOCIMIENTOS EN ESTADISTICA ANALIZA LOS DATOS DE CAMIONES QUE USO LA EMPRESA Y SE ENCUENTRA CON QUE EL TOTAL DE CAMIONES SE HA USADO EN LA SIGUIENTE FORMA:

No. CAMIONES	VENDIDOS AL FINAL DEL AÑO	PROBABILIDAD
20	1	0.26
27	2	0.34
16	3	0.20
8	4	0.10
8	5	0.10
79		1.00

ENCUENTRA TAMBIEN QUE SE HAN VENDIDO EN LA FORMA SIGUIENTE:

AÑO DE VENTA	% VALOR DE ADQUISICION
1	50
2	35
3	25
4	20
5	10

CON ESTO ENCUENTRA LOS VALORES DE DEPRECIACION REAL POR HORA DEL CAMION.

SI SE VENDE AL FINAL DEL AÑO	VALOR DEPRECIADO	No. HORAS	DEPRECIACION POR HORA
1	621,400	2000	310.7
* 2	807,820	4000	201.95
3	932,100	6000	155.35
4	994,240	8000	124.28
5	1'118,520	10000	111.85

$$* 1'242,800 \times 0.65 = 807,820$$

COSTO DE HORA MAQUINA

AÑO	COSTO/HORA	COSTO ACARREO	PROBABILIDAD	
1	820.57	22.19	.26	5.77
2	711.82	19.25	.34	6.54
* 3	665.22	17.99	.20	3.60
4	634.15	17.15	.10	1.71
5	621.72	16.81	.10	1.68
VALOR ESPERADO				19.30

$$* 626.41 - 116.54 + 155.35 = 665.22$$

$$\text{ACARREO ESPERADO} = 19.30$$

$$\text{CARGA} = \frac{24.94}{44.24}$$

$$- \text{UT. MOTOESCREPAS} \frac{10.76}{33.48}$$

LAS ALTERNATIVAS SON

A)	MOTOESCREPAS	27.40
B)	CARGADOR Y CAMIONES ALQUILADOS	48.29
C)	IGUAL A B) RENTANDO MOTOESCREPAS	37.53
D)	CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS (5 AÑOS USO)	* 41.88
E)	IGUAL A D) RENTANDO MOTOESCREPAS	* 31.12
F)	CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS (USO ESTADISTICO)	44.24
G)	IGUAL A F) RENTANDO MOTOESCREPAS	33.48

* CONDICIONADOS.

EL GERENTE POR FIN ACEPTA LA PROPOSICION DEL SUPER -

INTENDENTE. EL SUPERINTENDENTE SIGUE CON LA PLANEA-

CION DE SU TRABAJO Y PIENSA SI NO PODRIA PAVIMENTAR-

EL CAMINO Y ASI PODER INCREMENTAR LA VELOCIDAD Y DIS

MINUIR LA INVERSION EN LA COMPRA DE 6 CAMIONES.

76

CAMIONES Y CARGADOR PARA CAMINO PAVIMENTADO

(5 AÑOS DE USO).

VELOCIDAD DE IDA 20 KM/H.

VELOCIDAD DE REGRESO. 35 KM/H.

$$\text{DE IDA: } t = \frac{370 \times 60}{20,000} = 1.11 \text{ MIN.}$$

$$\text{DE REGRESO: } t = \frac{370 \times 60}{35,000} = 0.63 \text{ MIN.}$$

$$\text{T O T A L} = 1.74 \text{ MIN.}$$

$$\text{TIEMPO TOTAL DEL CICLO} = 1.74 + 1.74 + 0.5 = 3.98 \text{ MIN.}$$

$$\text{NUMERO DE VIAJES POR HORA} = \frac{45}{3.98} = 11.31$$

$$\text{VOLUMEN POR HORA} = 11.31 \times 6 = 67.86 \text{ M}^3$$

$$\text{COSTO POR M}^3 = \frac{626.41}{67.86 \times 0.8} = 11.54$$

$$\text{NUMERO DE CAMIONES} = \frac{\text{PRODUCCIÓN DEL CARGADOR}}{\text{VOL. POR HORA X COEF. DE ABUNDAMIENTO}}$$

$$\frac{124 \text{ M}^3}{54.29} = 2.28 = 2 \text{ CAMIONES.}$$

COSTO DEL ACARREO MAS CARGA:

$$\text{COSTO DE LA CARGA} = \frac{\text{COSTO HORARIO DEL CARGADOR}}{\text{PRODUCCION DE 2 CAMIONES.}}$$

$$\text{ACARREO} = 11.54$$

$$\text{CARGA} = \frac{25.43}{36.97}$$

$$\begin{array}{r} - \text{ UT. MOTOESCREPA} \quad \underline{\$10.76} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad 26.21 \end{array}$$

AL COTIZAR EL PAVIMENTO ENCUENTRA QUE UNA EMPRESA QUE SE DEDICA A ESE TIPO DE TRABAJO LE PLANTEA UN PRESUPUESTO DE \$1'000,000.

EL COSTO POR M³ ES DE:

$$\frac{1'000,000}{800,000} = 1.25$$

EL COSTO TOTAL ES PUES 26.21

+

$$\begin{array}{r} \underline{1.25} \\ 27.46 \end{array}$$

CAMIONES Y CARGADOR PARA CAMINO PAVIMENTADO
(USO ESTADÍSTICO).

VALOR ESPERADO DEL COSTO HORARIO DEL EQUIPO. (USO ESTADÍSTICO):

$$820.57 (0.26) + 711.82 (.34)$$

$$+ 665.22 (0.20) + 634.15 (0.1)$$

$$+ 621.72 (0.1) = 714.00$$

COSTO M³ PARA USO ESTADÍSTICO.

$$= \frac{714.00}{67.86 \times 0.8}$$

$$= \underline{\underline{\$13.15/M^3}}$$

COSTO DEL ACARREO MAS CARGA

ACARREO = 13.15

CARGA = 25.43
38.58

- UT. MOTOESCREPAS 10.76
27.82

+ COSTO DEL CAMINO 1.25

COSTO TOTAL 29.07

LAS ALTERNATIVAS SON

\$/M³

- A) MOTOESCREPAS 27.40
- B) CARGADOR Y CAMION ALQUILADO 48.29
- C) IGUAL A B) RENTANDO LAS MOTOESCREPAS 37.53
- D) CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS (5 AÑOS USO) 41.88
- E) IGUAL A D) RENTANDO LAS MOTOESCREPAS 31.12
- F) CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS (USO ESTADIS
TICO) 44.24
- G) IGUAL A F) RENTANDO MOTOESCREPAS 35.48
- H) CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS PAVIMENTADO -
EL CAMINO Y RENTANDO MOTOESCREPAS (5 AÑOS
DE USO). 27.45
- I) CARGADOR Y CAMIONES PROPIOS (USO ESTADIS
TICO) RENTANDO MOTOESCREPAS Y PAVIMENTAN
DO EL CAMINO. 29.07

101
EL SUPERINTENDENTE MUESTRA SUS ALTERNATIVAS AL GERENTE,

DICIENDOLE QUE ES CLARO QUE LE CONVIENE PAVIMENTAR EL -

CAMINO.

EL GERENTE LE DICE QUE SI BIEN LOS DATOS DEMUESTRAN LA-

BONDAD DE LA PAVIMENTACION, EL NO ESTA DE ACUERDO EN --

INVERTIR, AL INICIAR LA OBRA, \$1'000,000 QUE NO RECUPERA

RA SINO HASTA LA TERMINACION DEL TRABAJO, PUES ASI REZA-

EN EL CONTRATO.

EL SUPERINTENDENTE CONSIDERA QUE SI HAY DIFERENCIA EN --

LOS SISTEMAS DE EGRESO, POR LO QUE DECIDE REALIZAR UN -

ESTUDIO DE VALOR ACTUALIZADO.

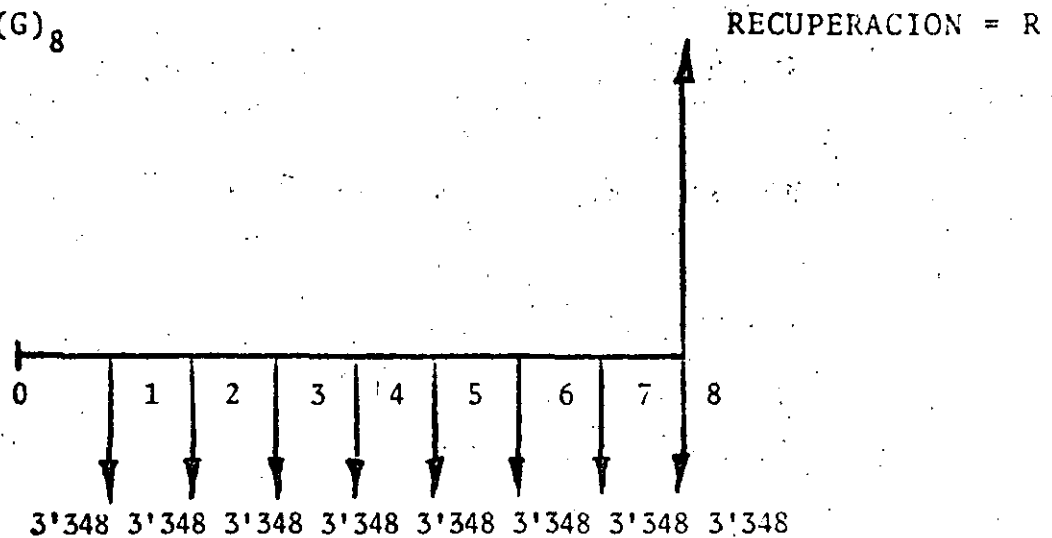
106

HACE UNA COMPARACION ENTRE LAS ALTERNATIVA (G) E (I) HACIENDO USO DEL METODO DE VALOR ACTUALIZADO. (USO ESTADISTICO).

COMO LA RECUPERACION ES AL FINAL Y ES LA MISMA EN EL TIEMPO Y EN SU VALOR, NO LA CONSIDERA PARA FINES DE COMPARACION.

SUPONE QUE LA OBRA DURARA 8 MESES Y QUE LOS EGRESOS POR COSTO-DIRECTO SERAN LINEALES; LE RESULTAN ASI LAS SIGUIENTES GRAFICAS DE INGRESOS-EGRESOS.

CASO (G)₈

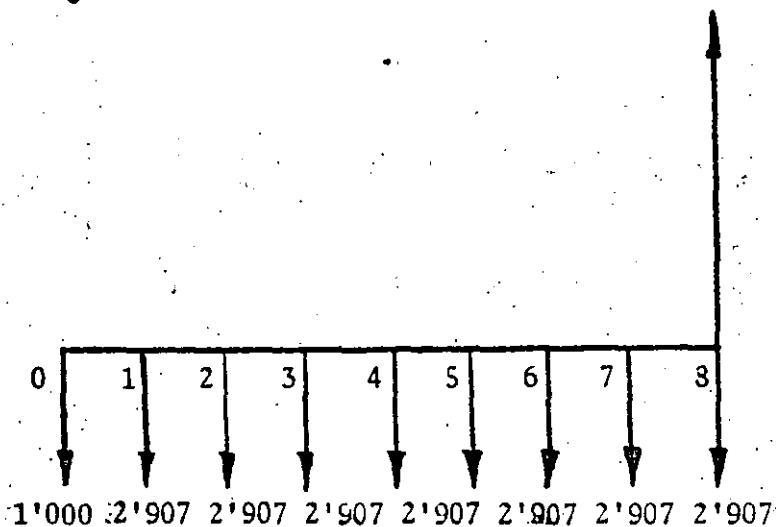


EN MILES DE PESOS

$$\text{COSTO/MES} = \frac{33.48 \times 800,000}{8} = 3'348,000$$

CASO (I)₈

RECUPERACION = R



$$\text{COSTO/MES} = \frac{29.07 \times 800,000}{8} = 2'907,000$$

EL SUPERINTENDENTE SUPONE UNA TASA DE INTERES MINIMA ACEPTABLE DE 4% MENSUAL. USANDO LA TABLA DE LOS APUNTES OBTIENE LOS SIGUIENTES VALORES ACTUALIZADOS.

CASO (G)₈ INTERES 4%

VALOR PRESENTE DE UNA SERIE UNIFORME DE FLUJO DE EFECTIVO.

$$3'348,000 \times 6.7328 = 22'541,414$$

CASO (I)₈ INTERES 4%

$$P = A \frac{(1+i)^n - 1}{i (1+i)^n}$$

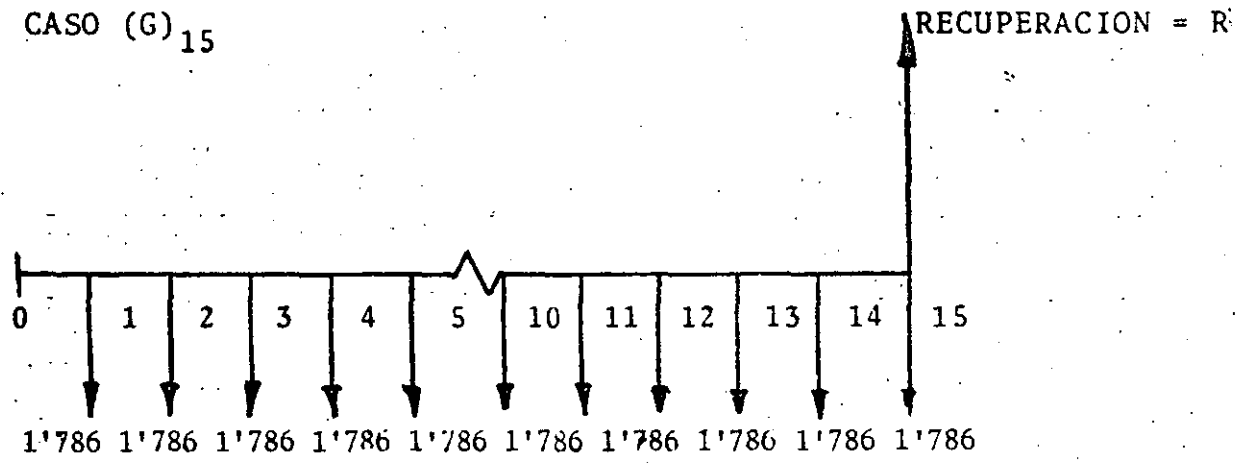
$$1'000,000 + 2'907,000 \times 6.7328 = 20'572,250$$

LE CONVIENE SELECCIONAR LA ALTERNATIVA DE COSTO ACTUALIZADO MINIMO, QUE SIGUE SIENDO LA (I).

EL GERENTE LE RECUERDA QUE EL PIENSA QUE SE VA A TARDAR 15 MESES EN EL TRABAJO.

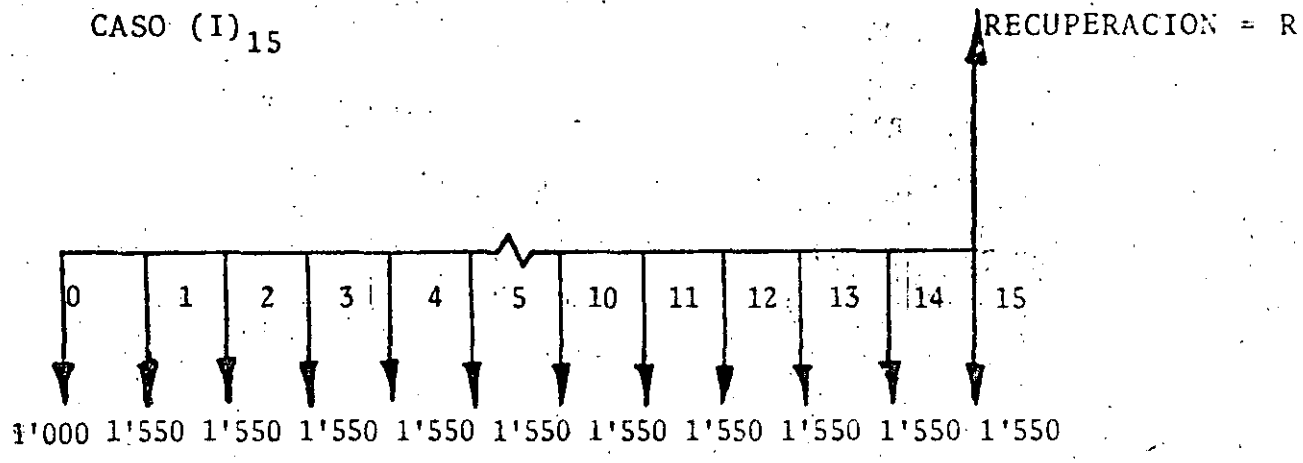
EL SUPERINTENDENTE SUPONE LOS 15 MESES Y OBTIENE LO SIGUIENTE:

CASO (G)₁₅



$$\text{COSTO/MES} = \frac{33.48 \times 800,00}{15} = 1'785,600.$$

CASO (I)₁₅



$$\text{COSTO/MES} = \frac{29.07 \times 800,000}{15} = 1'550,400.$$

SUPONIENDO EL MISMO INTERES Y COMO EN EL CASO ANTERIOR QUE GASTOS Y RECUPERACIONES SE VERIFICAN AL FIN DE MES, Y USANDO LA TABLA DE VALORES ACTUALIZADOS OBTENDREMOS:

CASO (G)₁₅ 4% MENSUAL

$$1'785,600 \times 11.1184 = 19'853,015$$

CASO (I)₁₅ 4% MENSUAL

105

$$1'000,000 + 1'550,400 \times 11.1184 = 18'237,967$$

LE SIGUE CONVINIENDO SELECCIONAR LA ALTERNATIVA I.

EL GERENTE LE PIDE QUE EN VISTA DE QUE LAS CONDICIONES DE LA EMPRESA NO SON MUY BUENAS, LE ANALICE QUE SUCEDERIA SI SE OBLIGA A PAGAR 6% DE INTERES MENSUAL.

EN EL CURSO DE DURACION 8 MESES TIENE LOS SIGUIENTES VALORES ACTUALIZADOS:

CASO (G)₈ INTERES 6% MENSUAL

$$3'348,000 \times 6.2098 = 20,790,410$$

CASO (I)₈ INTERES 6% MENSUAL

$$1'000,000 + 2'907,000 \times 6.2098 = 19'051,889$$

~~EN EL CASO DE DURACION 15 MESES TIENE LOS SIGUIENTES VALORES:~~

CASO (G)₁₅ INTERES 6% MENSUAL

$$1'785,600 \times 9.7123 = 17'342,283$$

CASO (I)₁₅ INTERES 6% MENSUAL

$$1'000,000 + 1'550,400 \times 9.7123 = 16'057,950$$

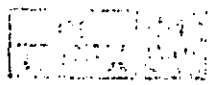
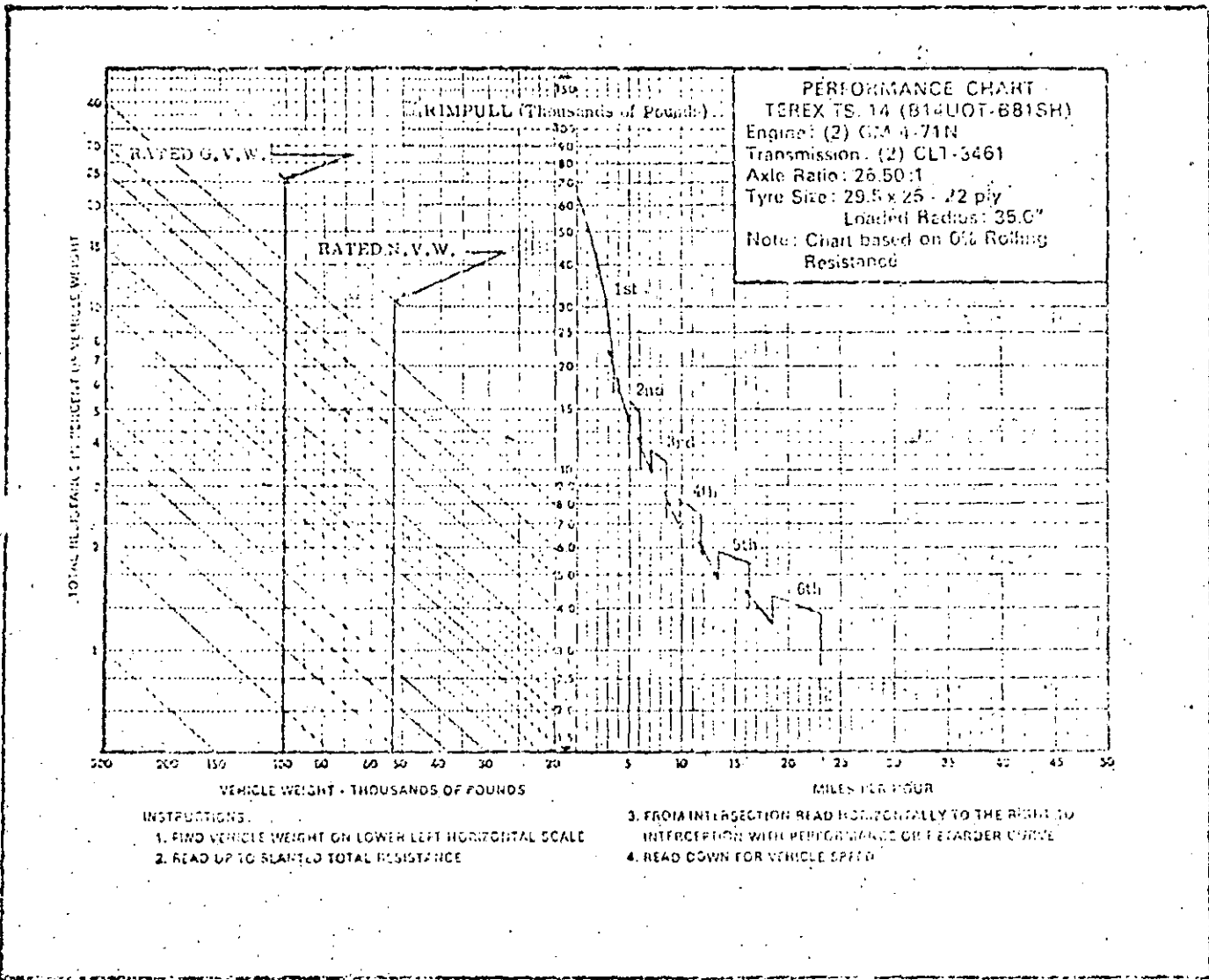
CON TODOS ESTOS DATOS EL SUPERINTENDENTE HACE LA SIGUIENTE TABLA.

COSTO ACTUALIZADO			
	CASO G	CASO I	G - I
DURACION 8 MESES INTERES 4%	22'541,414	20'572,250	1'969,164
DURACION 8 MESES INTERES 6%	20'790,410	19'051,889	1'738,521
DURACION 15 MESES INTERES 4%	19'853,015	18'237,967	1'615,048
DURACION 15 MESES INTERES 6%	17'342,283	16'057,950	1'284,333

LA DIFERENCIA G-I ES SIEMPRE POSITIVA POR LO QUE EN TODOS
LOS CASOS CONVIENE LA SOLUCION I, PUESTO QUE EL COSTO AC-
TUALIZADO ES MENOR.

PODEMOS DECIR QUE LA SALIDA ES POCO SENSIBLE A LOS CAMBIOS
EN TIEMPO E INTERES, DENTRO DE LOS RANGOS ESTUDIADOS. PO-
DREMOS PUES CON UNA CONFIANZA RAZONABLE PROCEDER A PAVIMEN-
TAR EL CAMINO.

¡ATENCIÓN! AL SIMPLIFICAR LA SOLUCION DEL PROBLEMA SOLO SE
HAN CONSIDERADO DECISIONES A NIVEL DE COSTO DIRECTO.



TEREX Division, Houston, Ohio, U.S.A. 44738
 General Motors Scotland Limited, Capark Lane, Scotland
 Diesel Division, General Motors of Canada Limited, London, Ontario

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS
 DIVISION DE INVESTIGACIONES EN CIENCIAS BÁSICAS
 LABORATORIO DE FÍSICA DE MATERIAS CONDENSADAS
 CAROLINA DEL OCA
 SERVICIO DE INVESTIGACIONES EN CIENCIAS BÁSICAS
 INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS
 CAROLINA DEL OCA

**SOLUCION DEL PROBLEMA CONSIDERANDO PRECIOS
 DE ABRIL DE 1984.**

Este documento describe el procedimiento utilizado para la solución del problema de optimización de precios, considerando los datos de abril de 1984. El análisis se basa en un modelo matemático que relaciona los precios con las cantidades demandadas y suministradas, considerando las restricciones de capacidad y disponibilidad de recursos.

Los resultados obtenidos muestran que la solución óptima se alcanza cuando los precios se ajustan de acuerdo con los parámetros del modelo, considerando las variaciones en la demanda y la oferta.

El método utilizado para la solución del problema es el método de los multiplicadores de Lagrange, el cual permite encontrar el máximo o mínimo de una función objetivo sujeta a restricciones de igualdad y desigualdad.

Los datos utilizados en el modelo corresponden a los precios de los productos y los niveles de demanda y oferta registrados en el mes de abril de 1984.

ING. FERNANDO FAVELA LOZOYA.

D A T O S:

MATERIAL.	LIMO ARENOSO SECO.
PESO VOLUMETRICO EN BANCO.	1600 KG/M ³
ALTITUD S. N. M.	2000 M.
LONGITUD DE ACARREO.	370 M (4% PENDIENTE FAVORABLE).
CALIDAD DEL CAMINO.	REVESTIDO.
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO.	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DE LA MOTOESCREPA COLMADA.	15 M ³
PESO DE LA MAQUINA VACIA.	24.1 TON.
PESO DE LA MAQUINA CARGADA.	42.1+1.6x0.8x15 = 43.3 TON.
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA MOTOESCREPA.	\$13,595.25
(VER LAS HOJAS SIGUIENTES).	
MOTOESCREPAS DE TIRO Y EMPUJE.	
CAMION ALQUILADO A:	\$50 + 35/M ³ ABUND.
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA CARGADOR FRONTAL.	\$5,129.52
CAPACIDAD DEL CUCHARON.	3.5 yd ³ .

SELECCIONADORA:	MARCA: MOTOESCREPA	HORA No.: 1/2
X	MODELO: TEREX TS-14	CALCULO: C.M.G.
	DATOS ADIC:	REVISO: F.F.L.
EQUIPO: MOVIMIENTO DE --		FECHA: Abril '84.
TIERRAS.		

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICION:	\$ 56'514,500.00	FECHA COTIZACION:	Abril '84.
EQUIPO ADICIONAL -		VIDA ECONOMICA (VE):	5 AÑOS.
Llantas	1'640,500.00	HORAS POR AÑO (HA):	2000 HR/AÑO.
	54'874,000.00	MOTORES:	Diesel DE 160 HP.
VALOR INICIAL (VA):		FACTOR OPERACION:	0.70
VALOR RESCATE (VR):	10 % \$ 5'651,450.00	POTENCIA OPERACION:	$2 \times 0.7 \times 160 \text{ HP. OP.} = 224$
TASA INTERES (I):	12 %	COEFICIENTE ALMACENAJE (K):	0.10
PRIMA SEGUROS (S):	2 %	FACTOR MANTENIMIENTO (Q):	0.75

I. CARGOS FIJOS.

A). DEPRECIACION: $D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{54'874,000.00 - 5'651,450.00}{10,000} = \$ 4,922.26$

B). INVERSION: $I = \frac{VA + VR}{2 HA} = \frac{54'874,000 + 5'651,450 \times 0.12}{2 \times 2000} = 1,815.76$

C). SEGUROS: $S = \frac{VA + VR}{2 HA} = \frac{54'874,000 + 5'651,450 \times 0.02}{2 \times 2000} = 302.63$

D). ALMACENAJE: $A = KD = \frac{0.10 \times 4,922.26}{1} = 492.23$

E). MANTENIMIENTO: $M = QD = \frac{0.75 \times 4,922.26}{1} = 3,691.69$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 11,224.57

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLES: $E = E \cdot P_c$
 DIESEL: $E = 0.20 \times 224 \text{ HP. CP.} \times \$ 26.00 / \text{LT.} = \$ 1,164.80$
 GASOLINA: $E = 0.24 \times \text{HP. CP.} \times \$ \text{ /LT.} =$

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: _____ =

C). LUBRICANTES: $L = A \cdot P_e$
 CAPACIDAD CARTER: $C = \frac{2 \times 16}{100} \text{ LITROS.}$
 CAMBIO ACEITE: $T = \text{HORAS.}$
 $A = C/T + \frac{0.0035}{0.0030} \times 224 \text{ HP. CP.} = \frac{1.10}{\text{LT./HR.}}$
 $L = \frac{1.10 \text{ LT./HR.} \times \$ 180}{\text{LT.}} = 198.00$

D). LLANTAS: $Ll = \frac{VII \text{ (VALOR LLANTAS)}}{IV \text{ (VIDA ECONOMICA)}}$
 VIDA ECONOMICA: $IV = \frac{2500 \text{ HORAS}}{1'640,500.00}$
 $Ll = \frac{1'640,500.00}{2,500 \text{ HORAS}} = 656.20$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$2,019.00

III. OPERACION.

SALARIO BASE: \$ 1,067.00
 SALARIO REAL
 OPERADOR: 2,110.10

SAL/TURNO PROM.: \$ 2,110.10
 HORAS/TURNO-PROM.: (H)
 $H = 3 \text{ HORAS} \times 0.75 \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = 6 \text{ HORAS}$

OPERACIÓN = $O = \frac{S}{H} = \frac{\$ 2,110.10}{6 \text{ HORAS}} = \$ 351.67$

SUMA OPERACIÓN POR HORA \$351.68

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD) \$13,595.25

CONSTRUCIONA:

X

MÁQUINA: Cargador Frontal

MODELO: Michigan 85-III-A

DATOS AÑO: 3.5 Yd³

HORA (H):

CALCULO: C.M.G.

REVISÓ: F.F.L.

FECHA: Abril '84

OBRA: MOVIMIENTO DE
TIERRAS.

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN: \$ 16'430,000.00

FECHA COTIZACIÓN: Abril '84

EQUIPO ADICIONAL -
Llantas.

723,500.00

VIDA ECONÓMICA (VE): 5 AÑOS.

HORAS POR AÑO (HA): 2000 HR/AÑO.

15'706,500.00

MOTORES: DE 221 HP.

VALOR INICIAL (VA):

FACTOR OPERACIÓN: 0.75

VALOR RESCATE (VR): 10 % = \$ 1'643,000.00

POTENCIA OPERACIÓN: 166 HP.OP.

TASA INTERÉS (I): 12 %

COEFICIENTE ALMACENAJE (K): 0.10

PRIMA SEGUROS (S): 2 %

FACTOR MANTENIMIENTO (M): 0.80

I. CARGOS FIJOS.

$$A). \text{ DEPRECIACIÓN: } D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{15'706,500 - 1'643,000.00}{10,000} = \$ 1'406.35$$

$$B). \text{ INVERSIÓN: } I = \frac{VA + VR}{2 HA} = \frac{15'706,500 + 1'643,000.00}{2 \times 2000} \times 0.12 = 520.49$$

$$C). \text{ SEGUROS: } S = \frac{VA + VR}{2 HA} = \frac{15'706,500 + 1'643,000.00}{2 \times 2000} \times 0.02 = 86.75$$

$$D). \text{ ALMACENAJE: } A = KD = 0.10 \times 1'406.35 = 140.64$$

$$E). \text{ MANTENIMIENTO: } M = MD = 0.80 \times 862.60 = 1,125.08$$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA

\$3,279.31

114

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLE: E = E FC

DIESEL: E = 0.20 X 166 HP. CP. X \$ 26 /LT. = \$ 863.20

GASOLINA: E = 0.24 X _____ HP. CP. X \$ _____ /LT. =

B). OTRAS FUENTES DE ENERGIA: _____ =

C). LUBRICANTES: L = A PE

CAPACIDAD CARTER: C = $\frac{26.5}{100}$ LITROS.

CAMBIO ACEITE: T = 100 HORAS.

$\frac{A \cdot C}{T} + \frac{0.0035}{0.0030} \times 166 \text{ HP. CP.} = 0.85 \text{ LT/HR.}$

$L = 0.85 \text{ LT/HR} \times \$ 180 /\text{LT.} = 153.00$

D). LLANTAS: $Li = \frac{VII}{HV}$ (VALOR LLANTAS)
(VIDA ECONOMICA)

VIDA ECONOMICA: HV = 1500 HORAS

$Li = \frac{723,500.00}{1,500 \text{ HORAS}} = 482.33$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$1,498.53

III. OPERACION.

SALARIO BASE: \$ 1,067.00

SALARIO REAL-

OPERADOR: 2,110.10

_____:

_____:

SAL/TURNO-PROM: \$ 2,110.10

HORAS/TURNO-PROM.: (H)

$H = 8 \text{ HORAS} \times 0.75 \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = 6.00 \text{ HORAS}$

$\text{OPERACION} = \frac{S}{H} = \frac{2,110.10}{6.00 \text{ HORAS}} = \351.68

SUMA OPERACION POR HORA \$351.68

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD) \$5,129.52

A.- COSTO POR M³ DE ACARREO UTILIZANDO MOTOESCREPA TEREX TS-14

PRODUCCION = 205.2 M³/HR.

COSTO POR M³ = $\frac{\text{COSTO HORARIO}}{\text{PRODUCCION REAL}} = \frac{13,595.25}{205.2 \times 0.75}$

COSTO POR M³ = \$88.34

B.- COSTO POR M³ DE ACARREO USANDO CARGADOR FRONTAL MICHIGAN-MODELO 8 - III - A Y CAMIONES ALQUILADOS.

PRODUCCION = 216 M³/HR.

COSTO DE CARGA = $\frac{\$5,129.52}{216 \times 0.75} = 31.66$

COSTO ACARREO = $\frac{\$50.00}{0.8} = 62.50$
COSTO TOTAL = $\frac{\$94.16}{}$

116
POR LO TANTO

ALTERNATIVA	COSTO/M ³
A).- MOTOESCREPAS	\$88.34
B).- CARGADOR Y CAMIONES ALQUILADOS.	\$94.16

LA ALTERNATIVA MOTOESCREPAS SIGUE SIENDO MAS CONVENIENTE.

REVISANDO LA ALTERNATIVA DE UTILIZAR CARGADORES Y CAMIONES -
RENTANDO MOTOESCREPAS, SE TIENE:

C).- COSTO POR M³ DE ACARREO UTILIZANDO CARGADOR Y CAMIONES -
ALQUILADOS, RENTANDO LAS MOTOESCREPAS.

GANANCIA NETA POR RENTA DE MOTOESCREPAS/MES = \$395,000

TIEMPO DE EJECUCION: 8.2 MESES.

GANANCIA TOTAL = 8.2 x 6 x 395,000 = \$19,434,000

GANANCIA/M³ = $\frac{19,434,000}{800,000}$ = \$24.29

COSTO NETO = COSTO ALTERNATIVA B) - GANANCIA POR RENTA

COSTO NETO = 94.16 - 24.29 = \$69.87

LAS TRES ALTERNATIVAS QUEDAN ASI:

a).- MOTOESCREPAS \$88.34

b).- CARGADOR Y CAMIONES
ALQUILADOS \$94.16

c).- CARGADOR Y CAMIONES
ALQUILADOS, RENTANDO
MOTOESCREPAS \$69.87

A COSTOS ACTUALES (ABRIL 1984) LA ALTERNATIVA MAS CONVENIENTE
ES LA C).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

TEMA: C O N T R O L

PROFESOR: JORGE H. DE ALBA CASTAÑEDA

**JULIO 24 Y 25 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

INSTRUCCIONES

La primera parte de estos apuntes utiliza el sistema denominado EDUCACION PROGRAMADA. Rogamos al lector atender las siguientes instrucciones para obtener el mejor aprovechamiento:

- 1) Cubriendo la columna de la derecha con la tira que se anexa, lea cada uno de los temas.
- 2) Escriba la respuesta en el espacio marcado o en una hoja — por separado, cuando así se requiera. (Es esencial que no se concrete usted a pensar la respuesta, DEBE ESCRIBIRLA).
- 3) Revise su respuesta, moviendo la tira hacia abajo, descubriendo la respuesta correcta en la columna de la derecha.
- 4) Si su respuesta es correcta pase al siguiente tema.
- 5) Si su respuesta no es correcta, lea el tema nuevamente y trate de comprender por qué está usted equivocado.

PROCEDIMIENTO

Cada tema deberá ser resuelto en orden. NO ALTERE EL ORDEN, a menos que así se le indique. Si tiene dificultad en un determinado punto debe regresar al lugar donde este punto apareció por primera vez y revisar los temas relacionados con él.

CONVENCIONES

_____ = Escriba la palabra solicitada.

_____ = Anote la letra que se requiere.

...(s/no) = Subraye o circule la alternativa correcta.

_____ = Escriba las palabras que se requieren.

() = Ponga el número correcto.

INDICE

	PAGINA
1. INSTRUCCIONES	2
2. EL CONTROL	3
3. CONTROL DE CANTIDADES	14
4. CONTROL DE COSTOS	17
5. CONTROL PRESUPUESTAL	19
6. CORRECCION DE DESVIACIONES	22
7.- REQUISITOS DE UN SISTEMA DE CONTROL DE COSTOS	22

EL CONTROL

1.- GENERALIDADES.

1.- Control es el proceso que determina que -- también se está llevando a cabo una actividad va loriándola y si es necesario aplicando las medi das correctivas apropiadas, de manera que la -- ejecución esté de acuerdo con lo planeado.

(sin respuesta)

2.- La comparación entre lo planeado y lo ejecu tado es lo que constituye la base del -- y la determinación del estándar o patrón que es la esencia de dicha comparación, es el primer -- paso a seguir.

control

3.- El control es pues, un -- que requiere de la determinación del -- en primer lugar y después de la comparación el estándar planeado y el trabajo ejecutado y por -- último el de llevar a cabo la acción correctiva -- en caso necesario.

proceso estándar

4.- La identificación de los objetivos que se rea liza en la función de la -- norma el primer paso del control que consiste -- en la -- de los --

planeación determinación estándares

5.- Entonces la definición de la cantidad de tra bajo a realizar en una jornada, es lo que consti tuye la determinación de un -- para la valoración del desempeño del trabajador. La definición de un modelo de comportamiento o ac ción es lo que constituye un estándar (sí/no) --

estándar

si

6.- La valorización de lo ejecutado y lo planea do, sería una etapa de la comparación entre el -- estándar y lo que se está realizando. En caso de que exista una diferencia entre lo -- y lo -- es cuando se debe tomar la --

planeado, ejecutado acción correctiva

7.- Principio de Control.- Para que un -- sea efectivo debe cubrir y regular el funciona -- miento planeado. Es decir se debe buscar y lo -- grar que la actividad se está realizando de acuer do con lo --

control

planeado

8.- Se analizarán en seguida los diferentes ti -- pos de modelos, patrones o como los hemos lle mado -- que son más usados: -- Cantidad, Calidad, Uso del tiempo y Costo. --

estándares

9.- La determinación del volumen medio espera do de producción, de acuerdo a la actuación de -- los empleados más eficientes es lo que define un estándar de --

cantidad

10.- El especificar las sumas de dinero a gas -- tar en la adquisición de materias primas o publi cidad es lo que implica un --

estándar de costo

11.- El establecimiento de un programa a seguir en la realización de ciertas actividades consti tuye la implantación de un estándar de --

uso del tiempo

12.- Por último, el definir las tolerancias que -- se pueoen especificar en la realización de las ac tividades que permiten lograr los objetivos orga nizacionales es lo que define un estándar de --

calidad

13.- Para poder comparar los resultados obteni dos se cuenta con los estándares de -- y -- que nos indican si podremos o no lograr, por ese medio, los -- de la empresa.

cantidad, ca lidad, uso del tiempo, costo objetivos

14.- El establecimiento de puntos estratégicos -- de control nos permite el lograr una mejor -- entre el estándar defi nido y lo que se está realizando. Cuando surgen diferencias en la comparación se dice que exis te una excepción.

comparación

15.- El control administrativo es más fácil com prendiendo la atención sobre las excepciones o va rianciones entre lo planeado y lo -- es lo que nos dice el Prin cipio de -- Se puede decir que donde -- el Principio de -- es válido, podemos colocar un punto -- de control.

ejecutado o realizado

excepción estratégico

16.- Lo anterior significa que el esfuerzo control está dirigido a los lugares donde una _____ tiene lugar, es decir en el punto donde lo realizado no se conforma con el _____ o patrón definido.

17.- En los sitios de excepción es donde se debe colocar un _____ de control y donde se debe aplicar el tercer paso del proceso control, es decir la toma de la acción _____.

18.- La determinación de los sitios donde exista una _____ es básica para lograr un buen control, ya que el incluir todas las facetas de una empresa en él, consume demasiado tiempo y esfuerzo, por lo que resulta muy costoso.

19.- El concentrar el control en _____ estratégicos ahorra tiempo y esfuerzo y es una práctica muy unida al Principio de _____. Cuando al comparar estándares y funcionamiento no existe ninguna desviación o _____ el control de esa actividad pasa a segundo término y solo requiere de revisiones periódicas.

20.- En resumen: La _____ surge cuando al comparar el funcionamiento o resultados obtenidos y los _____ existe alguna diferencia y es el sitio donde debemos establecer un _____ de control y llevar a cabo la toma de la _____ correctiva.

DISPOSITIVOS DE CONTROL.

21.- Una vez establecidas los estándares y que se son medido y comparado éstos con los resultados para poder llevar a cabo la acción _____ se utilizan varios _____ de control que son:

- Presupuesto
- informes estadísticos de control
- Análisis del punto no pérdida-no ganancia
- Reportes especiales de control
- Auditoría Interna

excepción

estándar

punto estratégico

correctiva

excepción

puntos

excepción

excepción

excepción

estándares

punto estratégico

acción

correctiva dispositivos

22.- El presupuesto es el _____ de control que se utiliza con más frecuencia. Cuando el presupuesto sirve para corregir y revisar el trabajo que se está ejecutando forma parte del proceso de _____ mientras que su determinación como recurso para el logro de objetivos lo hace parte del proceso de la función _____.

23.- El presupuesto entonces es de gran importancia como dispositivo de _____ y como parte integrante del proceso de la _____. La definición del estándar costo es base común para coordinar las actividades de la empresa y forma parte del dispositivo _____.

24.- El dispositivo que se basa en la determinación de los costos, es el de _____. Pero el dar importancia a la reducción de costos solamente, puede tener como consecuencia que esto afecte al estándar (cantidad/calidad/uso del tiempo) _____.

25.- El segundo dispositivo de control consiste en la elaboración de reportes periódicos de las actividades realizadas, con el fin de estudiar la historia de la marcha de la empresa y es lo que implican los _____.

26.- El hecho de que los informes _____ de control sirvan de base para que se los compare con otros informes previos, significa que es importante que se elaboren en forma _____ (continua/no continua) _____.

27.- El análisis del punto no pérdida no ganancia es otro de los _____ que más se usa. El uso de gráficas que muestran el porcentaje de utilización de una planta contra ingresos y gastos pueden utilizarse para el análisis del punto _____.

28.- La determinación de las utilidades o pérdidas de la empresa, es otro ejemplo de lo que se puede lograr al utilizar el dispositivo de _____.

dispositivo

control

planeación

control

planeación

presupuesto

presupuesto

calidad

informes estadísticos

estadísticos

continua

dispositivos de control

no pérdida no ganancia

análisis del punto no pérdida no ganancia

29.- Los reportes especiales de control son el - cuarto dispositivo de _____. Estos son los que investigan casos particulares en un tiempo y lugar definido.

control, reportes especiales

30.- De acuerdo a lo anterior estos reportes se realizan en forma (continua/no continua) _____ y por el hecho de referirse a situaciones particulares donde se presume existe alguna desviación, constituyen una aplicación directa del Principio de _____.

no continua

excepción

31.- Cuando se realizan investigaciones periódicas, sobre actividades generales se está utilizando el dispositivo de _____ de control. En cambio investigaciones acerca de los procedimientos, funcionamiento de un área específica de trabajo se usan para elaborar _____.

informes estadísticos

reportes especiales

32.- El último dispositivo de control mencionado es el de la _____ interna. Así por ejemplo cuando la central de adiestramiento del personal revisa las operaciones de las unidades subsidiarias se está llevando a cabo una _____.

auditoría

auditoría interna

33.- Los cinco _____ son: presupuesto, informes estadísticos de control, análisis del punto no pérdida-no ganancia, reportes especiales de control y auditoría interna.

dispositivos de control

34.- Los dos dispositivos que tienen que ver con los análisis monetarios, costos y flujo de fondos son: _____ y el _____.

presupuesto, análisis del punto no pérdida-no ganancia

35.- El dispositivo que se elabora en forma no continua y que está relacionado con el Principio de Excepción es el de _____ de control.

reportes especiales

36.- Los dispositivos que se realizan en áreas externas y en forma más o menos periódica son: la _____ y los _____ de control.

auditoría interna, informes estadísticos

37.- Para que en toda empresa no se pierda la - continuidad en el flujo de las actividades es necesario que se utilicen como forma de control, los _____ antes mencionados.

dispositivos

2.- SISTEMAS DE CONTROL Y CONTROL DE LA ACTUACION HUMANA

38.- Los sistemas de control son aquellos que se utilizan para determinar si los objetivos y metas de la organización definidos en la función _____ se están ejecutando correctamente. Dichos sistemas se auxilian de los _____ de control para cumplir su cometido.

planeación

dispositivos

39.- El control centralizado es el _____ de control que se lleva a cabo en áreas específicas de una empresa. Así el control de presupuestos departamentales a cargo del staff de finanzas es lo que constituiría un _____.

sistema

control centralizado.

40.- El control personal es el que incluye el chequeo y correcciones que realiza un supervisor a un trabajador o grupo de ellos. Así el sistema de control que se realiza en áreas más específicas y es de primera línea primordialmente es el de control: _____.

personal

41.- Los sistemas de _____ y control _____ son los que se deben ejercer de acuerdo a las teorías clásicas de la Administración. Es lógico pensar que los datos así obtenidos fluyen hasta (los niveles superiores/los niveles más bajos) _____.

control centralizado personal

los niveles superiores

42.- El tercer sistema es el auto-control. El individuo que instituye cambios en sus propios métodos de trabajo con el fin de lograr mayor éxito está practicando el _____.

auto-control

43.- La supervisión realizada por los niveles altos de la empresa sobre áreas externas de trabajo es lo que implica un _____ . El perfeccionamiento del individuo respecto a un supervisor que chequea su trabajo constituye la meta a alcanzar del _____ . El deseo de superación personal, la automotivación y la iniciativa del individuo para perfeccionar sus métodos de trabajo son consecuencia del _____ .

44.- Desde el punto de vista de la Teoría y (unidad anterior) el sistema de control mejor es el _____ . Según la Teoría X que establece que el hombre es incapaz de lograr nada por sí mismo, sería necesario el uso de los controles _____ y _____ .

45.- Por qué fomenta el sentido de responsabilidad y brinda una cierta libertad en la elección de los métodos de trabajo y estrategias a seguir el sistema de control ideal sería el _____ .

control centralizado

control personal

auto-control

auto-control

centralizado personal

auto-control

CONSECUENCIA DE LA APLICACION DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

46.- El éxito de los _____ de control se basa, en que sean aceptados por los individuos a quienes se aplica. Por desgracia los estudios del comportamiento humano han demostrado que el hombre generalmente (acepta/rechaza), _____ los sistemas de control.

47.- Los sistemas de control producen en el hombre un rechazo que se traduce en un incumplimiento del deber. El _____ o resistencia a dichos sistemas se debe generalmente a las siguientes causas:

- 1) El control tiende a romper la imagen propia de la persona.
- 2) El no aceptar los objetivos de la empresa.
- 3) La creencia de que los estándares exigidos son demasiado altos.

sistemas

rechaza

rechazo

4) No gustarle que se asigne el control a determinados grupos de la organización.

48.- El hecho de que la mayoría de los reportes o informes de control, acusan sólo las deficiencias en la actuación de la persona, hacen que sean (aceptados/rechazados) _____ ya que tienden a _____ la imagen de la propia persona.

49.- Ahora suponiendo que el individuo acepta el control como un medio para corregir sus deficiencias es necesario, además, que los objetivos de los sistemas de control le hagan sentir que valen la pena.

50.- Así otra de las razones por las que se rechazan los sistemas de control es porque existe incompatibilidad entre los _____ de la persona y los de la organización.

51.- Si un empleado siente que lo que le están exigiendo es demasiado para sus aptitudes o habilidades, puede deberse a que los _____ son muy altos y por ello (admite/no admite) _____ que se le controle.

52.- Por ejemplo la fijación de volúmenes de venta a un vendedor basados en su desempeño anterior es más fácilmente (aceptada/rechazada) _____ que si se aplica un volumen estándar sin tener en cuenta la experiencia.

53.- Se establece que un individuo rechaza los _____ de control cuando no le gusta, que para tal efecto, hayan asignado a un determinado _____. Es de esperarse que un control ejercido por los mismos compañeros se (acepta/rechaza) _____ un tanto que un control proveniente de un staff de "afuera" sea aceptado/rechazado) _____ .

54.- Se han visto hasta ahora, las razones por las que se _____ un sistema de control, que trae como consecuencia un incumplimiento del deber. Un individuo no cumple con su _____ ante la percepción del peligro.

rechazados romper

(sin respuesta)

objetivos

estándares

no admite

aceptada

sistemas

grupo

acepta

rechaza

rechaza

deber

53.- Cuando aquellos a quienes se aplica un sistema de control sienten que éste constituye una amenaza para ellos, se dice que hay _____

percepción del peligro

54.- La percepción del _____ hace cuando se insiste en el castigo en vez de la ayuda y del apoyo para alcanzar las metas y/o los _____ cuando existe falta de confianza en las relaciones entre superior y subordinado, personal staff y de línea, etc.

peligro

objetivos

57.- Las amenazas y castigos, así como la falta de confianza o comunicación entre los jefes y los _____ es lo que hace que aparezca la _____ y con ello la falta de _____ del deber.

subordinados
percepción del peligro
cumplimiento

58.- Se puede concluir que los sistemas de control tienen a provocar y a acentuar la conducta que tratan de evitar que es la falta de _____ la razón de ello es que las presiones para cumplir con el deber en una atmósfera de falta de _____ en las relaciones y de castigos hacen parecer el _____

cumplimiento del deber

59.- Desgraciadamente la ausencia del peligro no garantiza el cumplimiento del _____ El cumplimiento del deber puede lograrse con sentido de dedicación a la causa.

confianza
peligro

60.- Como ya vimos el objeto de todo control es lograr la determinación de un _____ o patrón para evaluar el trabajo. Entonces el éxito del control consiste en la determinación del nivel del estándar apropiado, ni muy alto porque puede ser inalcanzable y por ello _____ ni tan bajo que no se logran las metas y los _____ organizacionales.

deber

estándar

61.- Sin embargo la reacción favorable del individuo no estará determinada por la meta-objetivo en sí sino por la percepción que de ella tenga de acuerdo a sus sentimientos, necesidades y actitudes de ahí que el estudio de las Ciencias del _____ humano son básicas en _____

reconocimiento
objetivos

administración.

comportamiento

62.- El cumplimiento del deber, según se dijo en el cuadro 59, se logra con sentido de _____ a la causa y ello se logra cuando el individuo logra la _____ de las metas u objetivos.

dedicación
percepción

63.- Mayor será la _____ a la causa cuando más compatibles sean las _____ de la empresa con los sentimientos, inquietudes, aspiraciones y necesidades del hombre que en ella trabaja.

dedicación
metas
objetivos

64.- Teniendo en mente estas cosas, se puede entrar al estudio de lo que está constituyendo el sistema de control moderno y que se basa en lograr una mayor _____ a alcanzar las metas y objetivos de la empresa. A este sistema se le conoce por sistema orgánico de control.

dedicación

65.- El sistema _____ de control viene siendo la forma de promover una mayor _____ a la causa de la empresa basado en la idea de que imponiendo a los demás determinados objetivos y normas atractivas se logra su aceptación.

orgánico
dedicación

66.- El establecimiento de los _____ y las _____ debe hacerse en base a una exploración conjunta y abierta de la realidad. Así la exposición y discusión de los criterios de la empresa para cumplir con éxito en cualquier ocasión son la base para el _____ de los objetivos y las normas.

objetivos
normas

67.- Esto puede parecer enojoso y lento, pero se basa en la convicción de que el tiempo empleado en lograr la identificación de los objetivos, actividades propias de la función _____ está compensado al sobra con el tiempo que se ahorrará en la solución de problemas posteriores.

planes

68.- Así definidos en forma concreta y conjunta todos los objetivos, metas y normas a seguir y por haber sido determinados con el concurso de todos los miembros de la empresa, teniendo en cuenta todos los puntos de vista y sugerencias, _____ (sentir/afect) _____ potencia de hacer por entero a la causa.

fácil

9

69.- El sistema orgánico de control basado en lo antes expuesto tendría una aplicación (igual/muy distinta) a los sistemas convencionales, ya que si se ha lo grado la entera al logro de los , lo primero, para realizar un efectivo, será proporcionar ayuda a los subsistemas (departamentos) en su esfuerzo por alcanzar los niveles acordados en común.

muy distinta

dedicación objetivos control

70.- La función de las unidades administrativas en el sistema será la de proporcionar a cada uno de los niveles de la empresa la información relativa a su funcionamiento para que pueda utilizarla a esta fin.

organico de control

71.- Así cada subsistema tendrá que dar cuenta de sus actividades al sistema inmediato superior, periódicamente indicando el desarrollo alcanzado, la exposición de los problemas encontrados y de los planes para resolverlos. Esto elimina la utilización de grupos especiales de control que son más caro/más barato) el control.

más caro

72.- Con ello también se evita en gran parte la vigilancia directa, en el sentido estricto de la palabra, ya que el problema no consiste en obtener un cumplimiento pasivo, sino en capacitar a todas las secciones a lograr los propuestos.

objetivos

73.- Así el sistema , motiva al empleado a corrigiendo sus errores y a ejercer sobre sí mismo un control de los movimientos. El autorcontrol es la mejor manera de responsabilizar al individuo y lograr el de su deber y su mayor a tratar de alcanzar los objetivos de la empresa.

organico de control

auto

cumplimiento dedicación

74.- El control desarrollado en base al estudio de situaciones particulares, producidos, a su vez de las necesidades e incertidumbres del individuo y que se ejerce por medio de informes de retroalimentación al sistema superior, a base de coherencia y ordenadas en lo que constituye el de control.

auto

sistema organico

CONTROL DE CANTIDADES

El controlar las cantidades es muy usual en la Industria de la Construcción. Como en todo la planeación la cantidad de una obra de terminada por unidad de tiempo (hora, día, mes) que se requiere producir es muy fácil utilizar esa cantidad planeada como estándar. A medida que se desarrolla la obra pueden irse afinando los estándares;

En el proceso de planeación se determina primero un estándar ideal o teórico, esto es la cantidad de obra que puede producirse con un 100% de eficiencia, luego se aplican factores producto de la experiencia para llegar al estándar práctico, o de otra manera, si se tienen datos estadísticos de obras anteriores con el mismo proceso productivo pueden tomarse estos datos para determinar los estándares reales o prácticos.

Establecidos los estándares por unidad de tiempo se procede a establecer los puntos de control; normalmente se van controlando las cantidades por lapsos adecuados con el control contable de la obra. Así pueden establecerse controles diarios, semanales o mensuales.

La ventaja de ligar el control de cantidades a la contabilización de costos es que se tendrán puntos de control iguales para cantidades y costos lo cual es muy fácil puesto que la producción real en un determinado plazo junto con el costo real nos dará el costo por unidad de obra ejecutada que es un dato que interesa primordialmente al constructor.

Otra característica del control de cantidades es que los puntos de control son diferentes dependiendo del nivel jerárquico que tome decisiones usando el control. Así por ejemplo en una planta de agregados el jefe de la planta recibe un informe de producción por turno, el superintendente de pavimentación recibe un informe condensado de producción semanal y el superintendente general este mismo informe pero mensual. Esto sucede dando lugar a un nivel de actividades significativas. Si las hay el sistema de control debe ser capaz de detectar hasta un nivel que pueda tomar las decisiones que corrigieran aquellas fallas del proceso que estaban provocando una falta de producción respecto a los estándares.

Esto se puede en diferentes formas. El superintendente de pavimentación puede por ejemplo requerir al jefe de la planta que cada vez que la producción de cualquier turno de 2 hrs. es inferior en 10% al estándar por turno. El superintendente general podrá enterarse si la producción semanal es 10% inferior al estándar semanal. Esto dos de luego facilita la operación organizada de control.

Es muy común que al reporte de control se le añada una serie de datos estadísticos que sirven para tomar decisiones en caso de que exista alguna desviación.

Siguiendo el ejemplo de la planta de agregados el reporte debería contener aquellos datos que permiten conocer las causas de alguna posible desviación. Por ejemplo el número de horas paradas de la máquina por cualquier causa indicando dichas causas como, demoras causadas por deficiencias en el suministro, deficiencias en el almacenamiento, fallas en el personal, etc.

Si todos estos datos se llevan a lo largo del trabajo esto permitirá que además de llevar el control y facilitando las decisiones se pueda revisar periódicamente las causas de las demoras para poder, por ejemplo, replanear el proceso o si es conveniente, hacer modificaciones más altas en beneficio de la economía de la obra modificando el proceso completo, parte del proceso o simplemente aumentando el estándar en función de la experiencia acumulada si parece lo indicado.

En realidad el control es un proceso de retroalimentación, estamos, un sistema que toma muestras, las compara con el estándar y en caso de desviaciones significativas actúa sobre el proceso de producción para regresarle a la producción planeada.

El reporte de control permite pues a los diferentes funcionarios que manejan el proceso tomar decisiones. Estas decisiones son de diferente tipo y podríamos dividirlos en dos:

- a) Decisiones de Emergencia.
- b) Decisiones Preventivas.

Como ejemplo de decisiones de emergencia podría mencionarse el hecho de que una máquina trituradora tenga problemas mecánicos y esto origine una producción inferior al estándar. Otro ejemplo sería que una máquina se descomponga por rotura de una pieza. En estos casos la decisión inmediata será proceder a la reparación.

Como ejemplo de decisión preventiva puede mencionarse la siguiente: las horas perdidas por descompostura de una máquina, tienen tendencia a aumentar. Analizando la causa pueden presentarse varios casos:

- a) La máquina está fuera de la vida económica.
- b) El mantenimiento es defectuoso.
- c) La operación es defectuosa.
- d) Algún mecanismo de la obra tiene un efecto importante.

El atacar este problema y tomar decisiones respecto a él sería una decisión preventiva si se toma antes de que ésta causa de demora provoque que la producción quede abajo del estándar.

Es costumbre que para poder tomar estas acciones preventivas se usen cartas de control, que indiquen en forma gráfica y durante largos períodos las variaciones reales del comportamiento de la producción, nombras, etc.

CONTROL DE COSTOS

Este sistema de control es muy usual en lo que a construcción se refiere, ligado íntimamente al control de cantidades como ya se indicó.

Este control consiste en ordenar en diferentes cuentas los costos correspondientes a los insumos que se van utilizando en la obra.

El conjunto de estas cuentas se denomina catálogo de cuentas de costos, y pueden dividirse de acuerdo con las necesidades del control. Así por ejemplo si se llevarse una cuenta por costos para producción de agregados, otra cuenta de costos para elaboración de concreto asfáltico, una más para colocación de concreto revestido, etc., es usual que se subdividan estas cuentas de costos en sub cuentas, en función del tipo de ítemo, así pues cada una de estas cuentas podría llevar las siguientes sub cuentas:

- a) Obra de Mano
- b) Materiales
- c) Maquinaria
- d) Acarreos
- e) Destajistas

El control de costos compara las cantidades erogadas por cada una de las cuentas y sub cuentas con las susuestras y cuando hay una desviación importante tomará una decisión para corregir esta desviación.

El estándar en el caso de control de costos puede elaborarse a base de presupuestos mensuales o, relacionando un control de cantidades con el de costos en base a los costos unitarios supuestos en la planeación.

Así por ejemplo se puede presuponer cuánto se va a gastar en una determinada empresa por concepto de maquinaria para agregados, y usar esta cantidad como estándar y contra ella comparar el costo real. Puede también fijarse un costo unitario como estándar por metro cúbico de agregado por ejemplo y con los datos reales de cantidades de costos producidos realmente en el mes en múltiplicarlos el costo unitario real que se compararía con un costo unitario supuesto. En ambos casos, si hay desviaciones se deberá contar con un mecanismo en la organización de la obra que tome decisiones de inmediato para corregir las deficiencias que presente el mecanismo de producción, con objeto de hacer que el costo real sea igual o menor que un costo estimado.

La información del control de costos se puede presentar en base a listados que nos indican las cantidades realmente erogadas en cada una de las cuentas y sub cuentas, se puede presentar en gráficas, o pueden presentarse exclusivamente aquellos costos que se desparan del presupuesto (control por excepción).

Como se puede ver estas cuentas de costos pueden sofisticarse y pueden ampliarse hasta llegar a un control muy detallado. La experiencia en construcción indica que es muy difícil llegar a un gran detalle ya que normalmente en los datos de campo se originan errores que hacen inútil este control tan detallado. Es más frecuente que se tengan cuentas por actividades generales y en caso de tener que tomar una decisión se hace un análisis de detalle de esa cuenta particular dividiéndola con el criterio del ingeniero en sub cuentas.

La contabilidad de costos implica una buena organización contable de la obra, ya que esta contabilidad de costos deberá estar ligada a la contabilidad general de la empresa para que dé siempre datos reales.

Desde luego se deberán llevar cuentas de los costos directos, así como de indirectos y gastos generales de la empresa con objeto de tener siempre un panorama completo y tomar decisiones que conduzcan a la obra y a la empresa al objetivo cuantitativo predefinido.

Los estándares deben modificarse y revisarse continuamente, ya que es muy frecuente que haya variaciones en el proyecto en las cantidades de obra y en los métodos de construcción que evidentemente modifican el estándar.

Para llevar adecuadamente el control de costos es indispensable que el ingeniero que hace uso de este control tenga conocimientos básicos de contabilidad, lo que le permitirá interpretar adecuadamente los resultados de las diferentes cuentas que tiene que supervisar.

Existen diferentes métodos para llevar el control de costos, que usan desde sistemas manuales hasta computadoras electrónicas, en general el uso de computadoras está restringido a aquellas áreas de trabajo en donde se tenga una máquina concena, ya que la transmisión de datos masivos por teléfono o radio no ha sido resuelta satisfactoriamente en México. Esto es muy importante ya que la información debe ser oportuna para que las decisiones que se tienen que tomar en base a esta información también lo sean.

CONTROL PRESUPUESTAL

El control presupuestal permite llevar el control de cantidades y costos al mismo tiempo, y desde luego permite tomar las decisiones que se requieran tanto en el área de producción como en otras áreas tales como compras, manejo financiero, cobranzas, etc.

Para poder llevar un control presupuestal se requieren los siguientes requisitos:

Un sistema de planeación que permita la elaboración de un presupuesto completo que servirá de estándar para el control.

Un sistema idóneo de contabilidad y costos de la empresa.

En general puede decirse que un sistema integrado de control presupuestal en una empresa de construcción tiene limitaciones e inconvenientes que algunas veces anulan a las invaluables ventajas que tiene el sistema.

Entre los inconvenientes que presenta pueden mencionarse:

- Los presupuestos deben modificarse continuamente debido a las variaciones en programas y volúmenes que tienen la mayor parte de las obras de construcción en nuestro país.
- Al implantar el sistema no se deben esperar resultados completos a corto plazo.
- Existen obstáculos psicológicos importantes, pues el cambio de sistema significa una modificación en los hábitos del personal.

Existen gran número de procedimientos diferentes para llevar el control presupuestal, desde sistemas que se operan manualmente hasta los que hacen uso de las computadoras.

El control presupuestal a nivel de obra podría definirse como el que:

I ELABORACION DEL PRESUPUESTO

- Revisión Planos y Especificaciones
- Determinación de cantidades de obra
- Definición de Procedimientos de Construcción
- Programa de la Obra
- Valuación del Programa de Insumos
- Definición y valuación de almacenamientos
- Definición y valuación de gastos por amortizar y su amortización
- Definición de gastos indirectos
- Definición de gastos generales
- Determinación de utilidades brutas
- Determinación de impuestos y reparto de utilidades y reservas
- Determinación de utilidades brutas

Definición detallada del programa de gastos a lo largo del tiempo de duración de la obra

II PROGRAMA DE INGRESOS

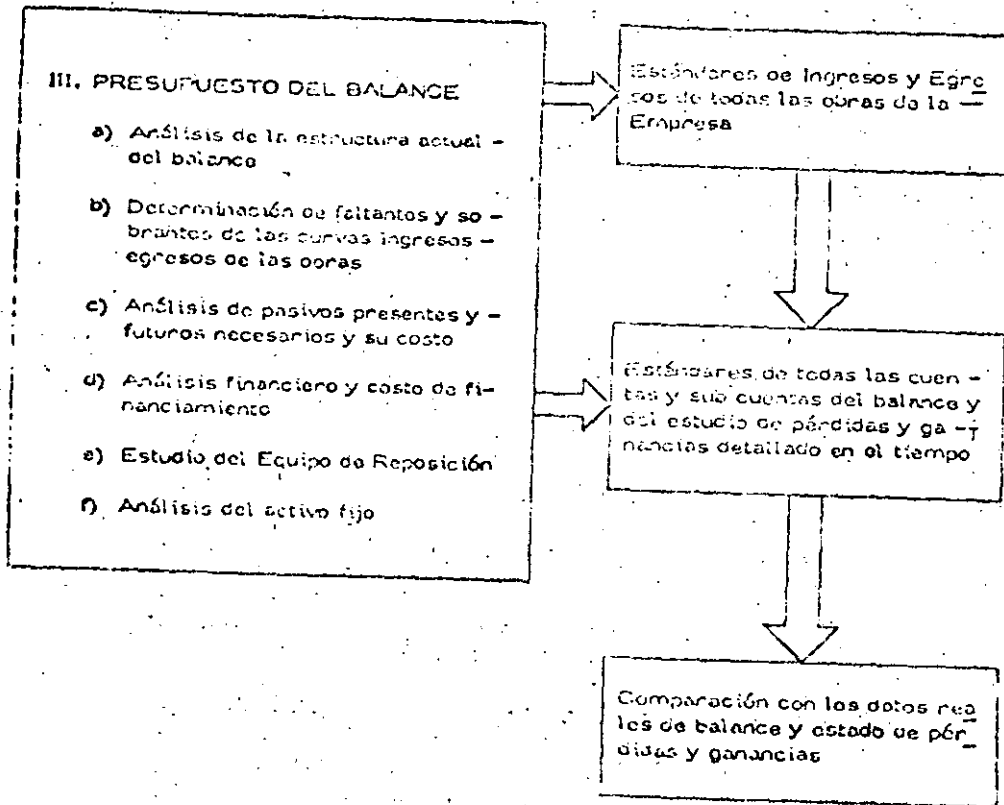
- Pronóstico de obra ejecutada
- Pago por parte del cliente
- Retenciones, multas, pagos, anticipos, etc.
- Determinación de los ingresos líquidos

Definición detallada de los ingresos a lo largo del tiempo de duración de la obra

Definición de Estándares de Ingresos y Egresos en los puntos de control elegidos

Comparación con los datos reales de la Contabilidad

El control presupuestal a nivel de empresa podría esquematizarse así:



Como en los casos anteriores desviaciones significativas originan de inmediato decisiones correctivas.

CORRECCION DE DESVIACIONES

El establecimiento de los medios adecuados para corregir las desviaciones de los estándares es probablemente la etapa más importante de todo control.

Si el "aviso" no es oportuno y no llega rápidamente a la persona capaz de tomar las decisiones correctivas se pierden total o parcialmente las ventajas del control.

La empresa puede mejorar sistemas de construcción modificar su organización para definir mejor las funciones y responsabilidades de cada punto, mejorando así la coordinación de sus actividades, o modificar los sistemas de dirección de la empresa, en función de los reportes de control debidamente evaluados.

Como consecuencia del control de costos, pueda reducirse la inversión real y mejorar la rentabilidad de la obra, o aumentar los beneficios del contratista, generalmente muy por encima del gasto necesario para ejercer el control. Cuando la decisión para ejecutar una obra se ha basado en hipótesis falsas respecto a los costos, el control de éstos generalmente revela prontamente este hecho, permitiendo así una oportuna reevaluación y corrección de los planes. Por supuesto que el control de costos no puede corregir los defectos en los estimados de costos, pero la misma experiencia derivada del control permitirá realizar estimaciones cada vez mejores.

REQUISITOS DE UN SISTEMA DE CONTROL DE COSTOS, DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA EMPRESA CONSTRUCTORA.

Los textos de administración señalan diversas exigencias para que un sistema de control opere adecuadamente. Se analizará cada una de ellas con referencia especial al control de los costos.

1. Los controles deben reflejar la naturaleza y las necesidades de la actividad. El sistema para controlar los costos de ingeniería de proyecto será indudablemente diferente del que se use para controlar los costos de construcción. Los sistemas e instrumentos adecuados para controlar los costos de construcción de una planta industrial son diferentes de los que deben usarse en la construcción de una presa. Los costos de operación y mantenimiento requieren

procedimientos de control especiales, y lo mismo puede decirse de los costos de producción en serie. Por lo tanto, los catálogos de cuentas de costos y los sistemas de información correspondientes tienen que diseñarse para las necesidades de cada empresa y las características de cada tipo de obras.

2. Los controles deben indicar rápidamente las desviaciones. Ya se hizo notar anteriormente la importancia del "tiempo de respuesta" de un sistema de control. Los sistemas de contabilidad tradicionales generalmente tienen un tiempo de respuesta excesivamente largo; debido a que tienen que satisfacer diversos requisitos legales, además de servir para el control financiero de la empresa, deben ser meticulosamente exactos y reflejar únicamente transacciones completamente terminadas y debidamente documentadas. Por lo tanto, su funcionamiento es lento y un tanto inflexible. El control de los costos requiere el establecimiento de un sistema de información más ágil y flexible, que permita conocer rápidamente las desviaciones de los planes y apreciar con igual rapidez los efectos de las medidas correctivas. El procesamiento electrónico de datos constituye una valiosa herramienta para lograr sistemas de control de respuesta rápida. Es importante, sin embargo, que exista una fuente de datos común para el sistema contable y el de control de costos, de tal manera que exista armonía y complementación entre ellos.
3. Los controles deben mirar hacia adelante. A este respecto debe también señalarse que los sistemas contables están generalmente orientados al pasado, es decir, tienen el carácter de registros de las transacciones realizadas en el pasado. Por lo tanto, se concluye como en el punto anterior, que es necesario establecer sistemas de control de costos orientados al futuro o lo que es lo mismo, capaces de prevenir las consecuencias de las desviaciones de los planes. Los sistemas de información y control de obras por redes de actividades constituyen instrumentos adecuados para proyectar hacia el futuro el efecto de las desviaciones presentes.
4. Los controles deben señalar las excepciones en los puntos estratégicos. Se hace referencia aquí al principio de control por excepción, según el cual el ejecutivo debe concentrar su atención en los casos de excepción, es decir, en aquellos en que lo logro se aparta de las normas o planes establecidos. Los sistemas de programación por ruta crítica, al señalar claramente la secuencia de actividades cuyo cumplimiento es crítico para la consecución de la meta pre-fijada, facilitan la identificación de los puntos estratégicos. Para poder apreciar las desviaciones significativas en los costos, es indispensable que los presupuestos-

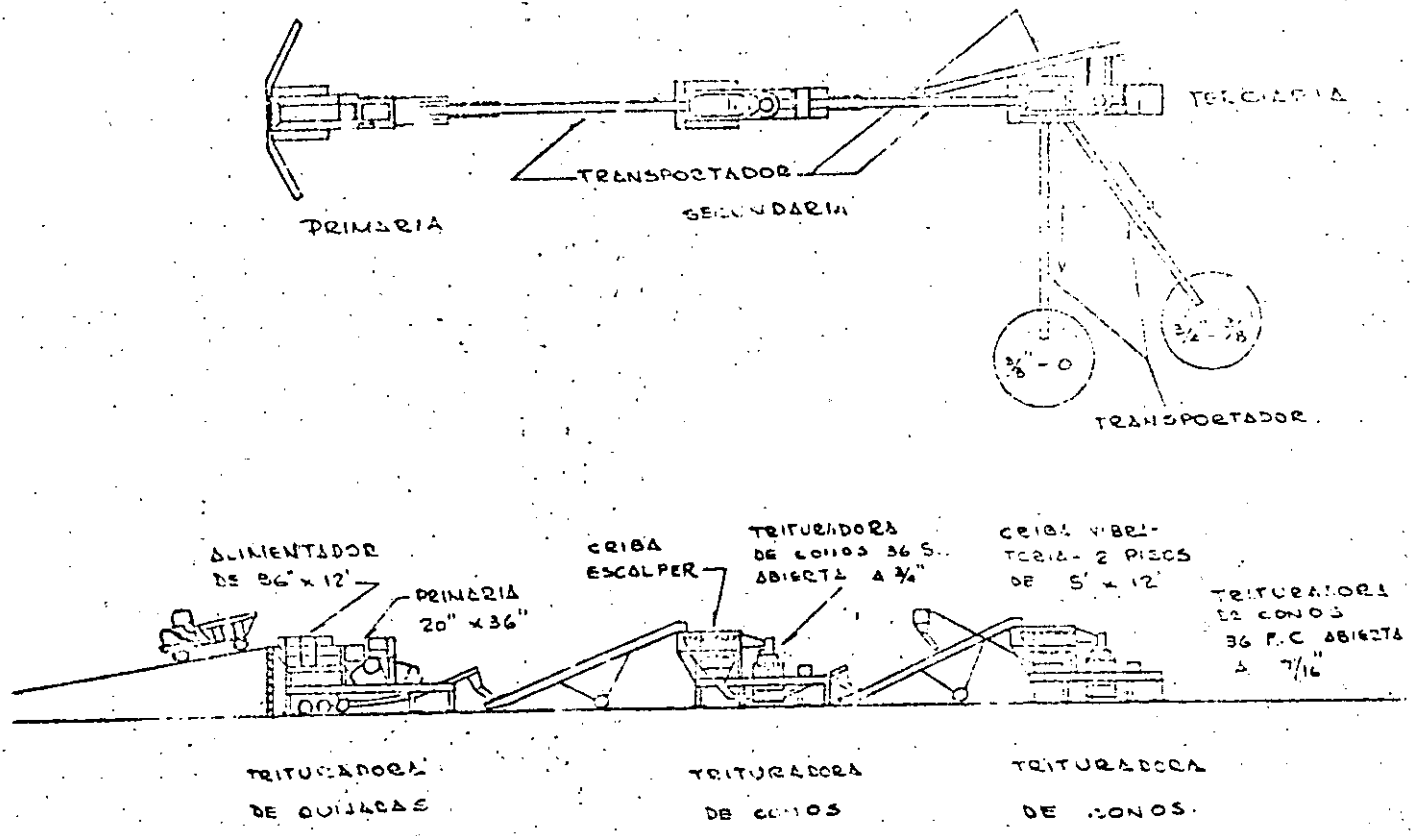
y estimados de costo sean enteramente congruentes con el programa de obra aprobado y se elaboren mediante un análisis de las secuencias de operaciones por realizar. Podrá así advertirse fácilmente cuándo el costo se aparta en forma inconveniente del presupuesto y de los estándares profijados.

5. Los controles deben ser objetivos. Es necesario subrayar aquí nuevamente la importancia de basar el control de costos en un buen estimado de costo. Sin él, la apreciación que pueda hacerse respecto a los costos observados en la obra se convierte en un proceso totalmente subjetivo y de escasa significación. Cuando el estimado de costo se integra con el programa de obra, de tal manera que se fija un costo directo para cada actividad, el control de costos adquiere máxima objetividad y oportunidad.
6. Los controles deben ser flexibles. Con frecuencia, diversas circunstancias fuera de control del ejecutivo hacen que se tengan que cambiar los planes. Los sistemas de control de costos deben poder adaptarse fácilmente a estos cambios sin perder su validez y utilidad. Sucede en ocasiones que al elaborar un programa por CPM, se pretende darle un carácter estático e inflexible, que lo hace obsoleto rápidamente, debido a que no se ha previsto su frecuente revisión y actualización, de acuerdo con los cambios impuestos por las circunstancias. Los estimados de costo deben mantenerse consecuentemente actualizados para que siempre se basen en forma realista las metas alcanzables.
7. Los controles deben reflejar el modo de organización. En toda buena organización las responsabilidades de los diferentes niveles ejecutivos y de los diferentes puestos están perfectamente definidos. Es indispensable que los sistemas de control permitan el flujo adecuado de una información congruente con sus responsabilidades. Se infiere la necesidad de establecer reportes de costos adecuados a cada nivel administrativo. Así por ejemplo, el reporte que recibe el responsable de una fase de la obra será más detallado y más específico que el que recibe el superintendente general de la misma, y el que éste recibe, más detallado y menos general que el que se da al gerente de la empresa constructora.
8. Los controles deben ser equilibrados. Deben distinguirse claramente el volumen de información y el valor de la información. El mayor número de datos no significa necesariamente mejor información; por el contrario, en muchas ocasiones el exceso de información provoca incertidumbre, indecisión e incapacidad para interpretar adecuadamente la gran cantidad de datos que se reciben. Por lo tanto, hay que establecer un equilibrio adecuada-

do entre la cantidad de datos que conviene generar y el costo de procesarlos y distribuirlos para convertirlos en información utilizable. En general sólo debe proporcionarse la información indispensable para que cada ejecutivo pueda tomar las decisiones que le competen.

9. Los controles deben ser comprensibles. Los reportes de costos deben tener siempre una interpretación fácil y presentarse en forma inmediatamente utilizable. Resultan de poca utilidad los datos de costos que el ejecutivo deba todavía procesar y analizar para que adquieran significado.
10. Los controles deben indicar una acción correctiva. Ya se expresó anteriormente que si no hay acción correctiva no existe control. Por lo tanto, los informes de costos deben presentarse de tal manera que se puedan apreciar claramente las causas de las desviaciones, los responsables o las mismas y las medidas que puedan adoptarse para corregirlas.

INSTALACION PORTATIL



25

2.

PRODUCCION REAL ESPERADA

90 TON. CORTAS.

$$\begin{aligned}
 90 \text{ Ton. C.} &= 0.454 \times 2000 \times 90 \\
 &= 81720 \text{ kg} \\
 &= 81.72 \text{ ton.}
 \end{aligned}$$

a) HORARIA :

$$P_h = \frac{81.72 \text{ ton/hr.}}{1.5 \text{ ton/m}^3} \times 0.70 = 38 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

b) MENSUAL :

$$\begin{aligned}
 P_m &= 38 \frac{\text{M}^3}{\text{Hr}} \times 15.5 \frac{\text{Hr}}{\text{Día}} \times 25 \frac{\text{Día}}{\text{Mes}} \\
 &= 14725 \text{ M}^3/\text{mes}
 \end{aligned}$$

c) DIARIA :

$$P_d = \frac{14725 \text{ M}^3/\text{mes}}{25 \text{ Día/mes}} = 589 \text{ M}^3/\text{día}$$

INFORME DIARIO DE PRODUCCION DE AGREGADOS

OBRA : 28 FECHA: VIER.-15-III-74
 TIEMPO TEORICO OPERACION : 15:30 HRS.
 TIEMPO REAL DE OPERACION : 7:20 HRS.
 NUMERO DE DEMORAS : 8
 EFICIENCIA : 47.5 %
 PRODUCCION REAL : 400 M³

CAUSA DE DEMORAS	HORAS PERDIDAS	% EFIC. PERDIDA
FALTA DE MATERIAL	0:30	3.2 %
PIEDRAS ATORADAS	2:00	12.8
REPARACION PLANTA LUZ	1:10	7.5
REPARACION TRIPLE	1:30	9.7
SOLDANDO MALLA	1:10	7.5
FALTA ENERGIA ELECT.	0:35	3.7
REPARACION CRIBA	0:40	4.3
FALTA DE MATERIAL	0:35	3.7
TOTAL	8:10	52.5 %

(29)

INFORME DE PRODUCCION SEMANAL

(30)

OBRA : 28

PERIODO DEL : 11-III-74 AL 16-III-74

PRODUCCION ESPERADA : 3534 M³

PRODUCCION OBTENIDA : 2600 M³

EFICIENCIA : 51.2 %

DIAS	PRODUCCION EN M ³	% EFICIENCIA
LUNES	600 M ³	59.0 %
MARTES	525	62.0
MIERCOLES	300	35.5
JUEVES	425	50.2
VIERNES	400	47.4
SEBETO	450	53.1
TOTAL	2600 M ³	51.2 %

17

(31)

CAUSA DE DEMORES	% HRS. PERDIDAS
FALTA DE MATERIAL	2.1
PIEDRAS ATORADAS	23.1
REPARACION PLANTA DE LUZ	5.2
REPARACION TRIPLE	6.1
SOLDANDO MALLA	5.2
FALTA ENERGIA ELECT	1.4
REPARACION CRIBA	1.8
REPARACION VIBRADOR	3.5
REPARACION MOTOR	0.4
	47.8



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

TEMA: SOLUCION DEL PROBLEMA CORRESPONDIENTE

AL TALLER

PROFESOR: ING. MAURICIO JESSURUN SOLOMOU

**JULIO 24 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

PROBLEMA

1.- A PARTIR DE LOS DATOS DEL PROYECTO GEOMETRICO QUE SE MUESTRA, (PERFIL Y CURVA MASA), ANALICE LOS RENDIMIENTOS DE UN SISTEMA: TRACTOR-EMPUJADOR-MOTOESCREPA. -- CON EL PROPOSITO DE DETERMINAR LOS COSTOS UNITARIOS DIRECTOS DE EXCAVACION Y ACARREOS, EN FUNCION DE LOS SIGUIENTES DATOS:

- SE USARAN:

TRACTOR D8 Y MOTOESCREPAS TS-14B

- TRANSITARAN SOBRE UN CAMINO SIN REVESTIR.

- COEFICIENTE DE TRACCION = 0.45

- PESO DE LA MAQUINA EN LAS RUEDAS MOTRICES = 55%

- FACTOR DE VELOCIDAD = 0.65

- EFICIENCIA = 45 MIN/HORA.

- ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR = 800 M.

- TIEMPOS FIJOS = 1.5 MIN.

- EL MATERIAL ES UN LIMO ARCILLOSO CUYAS CARACTERÍSTICAS SON:

PESO VOLUMETRICO EN BANCO = 1640 KG/M³

PESO VOLUMETRICO SUELTO = 1260 KG/M³

- EN GENERAL LOS TERRAPLENES SE CONSTRUIRAN CON EL PRODUCTO DE LAS EXCAVACIONES, DE ACUERDO CON EL DIAGRAMA DE MASAS, EXCEPTO LOS INDICADOS CON (A) Y (B), PARA CUYOS CASOS SE TIENE LO SIGUIENTE:

PRESTAMO (A).- UBICADO EN UNA FRANJA DE 20 M. PARALELA AL EJE DEL CAMINO, A UNA DISTANCIA DE 40 A 60M., MEDIDA TRANSVERSALMENTE DESDE EL EJE DEL CAMINO.

PRESTAMO (B).- UBICADO EN UNA AREA DE 200 x 200 M., A 520 M. DE CENTRO DE EXTRACCION A CENTRO DEL TIRO.

- LOS PENDIENTES DE ACARREO SE INDICAN EN LA CURVA MASA.

- EL TIEMPO DEL CICLO DEL TRACTOR EMPUJADOR ES DE ---
2.3 MIN.

DETERMINE:

- A).- EL TIEMPO DEL CICLO DE LAS MOTOESCREPAS EN CADA UNO DE LOS TRAMOS.
- B).- EL CONJUNTO MOTOESCREPAS - TRACTOR OPTIMO.
- C).- EL COSTO PROMEDIO POR M³ EXCAVADO Y ACARREADO, --- MEDIDO EN BANCO.
- D).- EL EQUIPO REQUERIDO PARA REALIZAR EL TRABAJO EN 90 DIAS HABILES CON TURNOS DE 8 HORAS.

OMI INTERNACIONAL, S.A. DE C.V.

*** COSTO HORARIO ***

CLIENTE.....
 OBRA.....
 CONCURSO No..

MOTOESCOPA TEREX TS-14B

II DATOS GENERALES.

ñ Precio de Adquisición:	53,285,100.00	Fecha de Cotización.....	05/JUN/84
ñ Equipo Adicional:	0.00	Vida Económica (Ve).....	12000 Horas
ñ Valor Inicial (Va):	53,285,100.00	Horas Por Año (Ha).....	2000 Hr/Año
ñ Valor de Rescate (Vr) % 15.00	7,992,765.00	Motor DIESEL De	288.00 H.P.
ñ Tasa de Interés (i) % 64.00		Factor de Operación (Fo).....	0.85
ñ Prima de Seguros (s) % 6.00		Potencia de Operación.....	244.80 HP.op.
		Coefficiente de Almacenaje (K)...	3.00
		Factor de Mantenimiento (R)....	90.00

ñ I.- CARGOS FIJOS.

ñ a) Depreciación	$D = \frac{Va - Vr}{Ve}$	= \$ 3,774.36
ñ b) Inversión	$I = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 9,804.45
ñ c) Seguros	$S = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 919.16
ñ d) Almacenaje	$A = K D$	= \$ 113.23
ñ e) Mantenimiento	$M = R D$	= \$ 3,019.48
	S U M A	= \$ 17,630.68

ñ II.- CONSUMOS.

ñ a) Combustible	$E = a Pc$	DIESEL = \$ 30.00
	$E = 0.1514 \times 244.80 \text{ HP.op.} \times \$ 30.00 / \text{lt}$	E = \$ 1.1
ñ b) Otras Fuentes de Energía:	_____	
ñ c) Lubricantes	$L = a Pe$	ACEITE = \$ 240.00
	Capacidad de Carter $C = 29$ Litros	
	Cambio de Aceite $t = 100$ Horas	
	$a = C/t + 0.0035 \times 244.80 \text{ HP.op.} = 1.1443 \text{ lt/hr.}$	
	$L = 1.1443 \text{ lt/hr} \times \$ 240.00 / \text{lt}$	L = \$ 274.75
	VLL (Valor Llantas)	
ñ d) Llantas	$Ll = \frac{VLL}{Hv}$	
	Hv = 2800 Horas	
		Ll = \$ 991.42
ñ e) Equipo Adicional de Consumo		
	Valor Equipo Adicional	
	$EQ = \frac{\text{Valor Equipo Adicional}}{\text{Vida Util Ec. Adicional}}$	EQ = \$ 0.00
	S U M A	= \$ 2,378.05

ñ III.- OPERACION

ñ Salario del Operador	$So = \$ 1,600.00$
ñ Horas por Turno	$Ht = 3$
ñ a) Operación	$Op = \frac{So}{Fo \times Ht} = \$ 235.29$
	S U M A = \$ 235.29

CARGOS FIJOS POR HORA.....	\$ 17,630.68
CONSUMOS POR HORA.....	\$ 2,378.05
OPERACION POR HORA.....	\$ 235.29
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA....	\$ 20,244.02

*** COSTO HORARIO ***

CLIENTE.....
 OBRA.....
 CONCURSO No..

TRACTOR CATERPILLAR D8-K

II DATOS GENERALES.

ñ Precio de Adquisición:	42,360,100.00	Fecha de Cotización.....	05/JUN/84
ñ Equipo Adicional:	6,841,355.00	Vida Económica (Ve).....	12000 Horas
ñ		Horas Por Año (Ha).....	2000 Hr/Año
ñ Valor Inicial (Va):	49,201,455.00	Motor DIESEL De	300.00 P.P.
ñ Valor de Rescate (Vr) % 10.00	4,920,145.50	Factor de Operación (Fo).....	0.80
ñ Tasa de Interés (i) % 64.00		Potencia de Operación.....	240.00 HP.op.
ñ Prima de Seguros (s) % 6.00		Coefficiente de Almacenaje (K)...	3.00
ñ		Factor de Mantenimiento (Q).....	100.00

II I.- CARGOS FIJOS.

ñ			
ñ		$Va - Vr$	
ñ	a) Depreciación	$D = \frac{Va - Vr}{Ve}$	= \$ 3,119.99
ñ			
ñ		$Va + Vr$	
ñ	b) Inversión	$I = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 7,564.83
ñ			
ñ		$Va + Vr$	
ñ	c) Seguros	$S = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 709.20
ñ			
ñ	d) Almacenaje	$A = K D$	= \$ 93.59
ñ	e) Mantenimiento	$M = Q D$	= \$ 3,119.99
ñ			
ñ		S U M A	= \$ 14,607.60

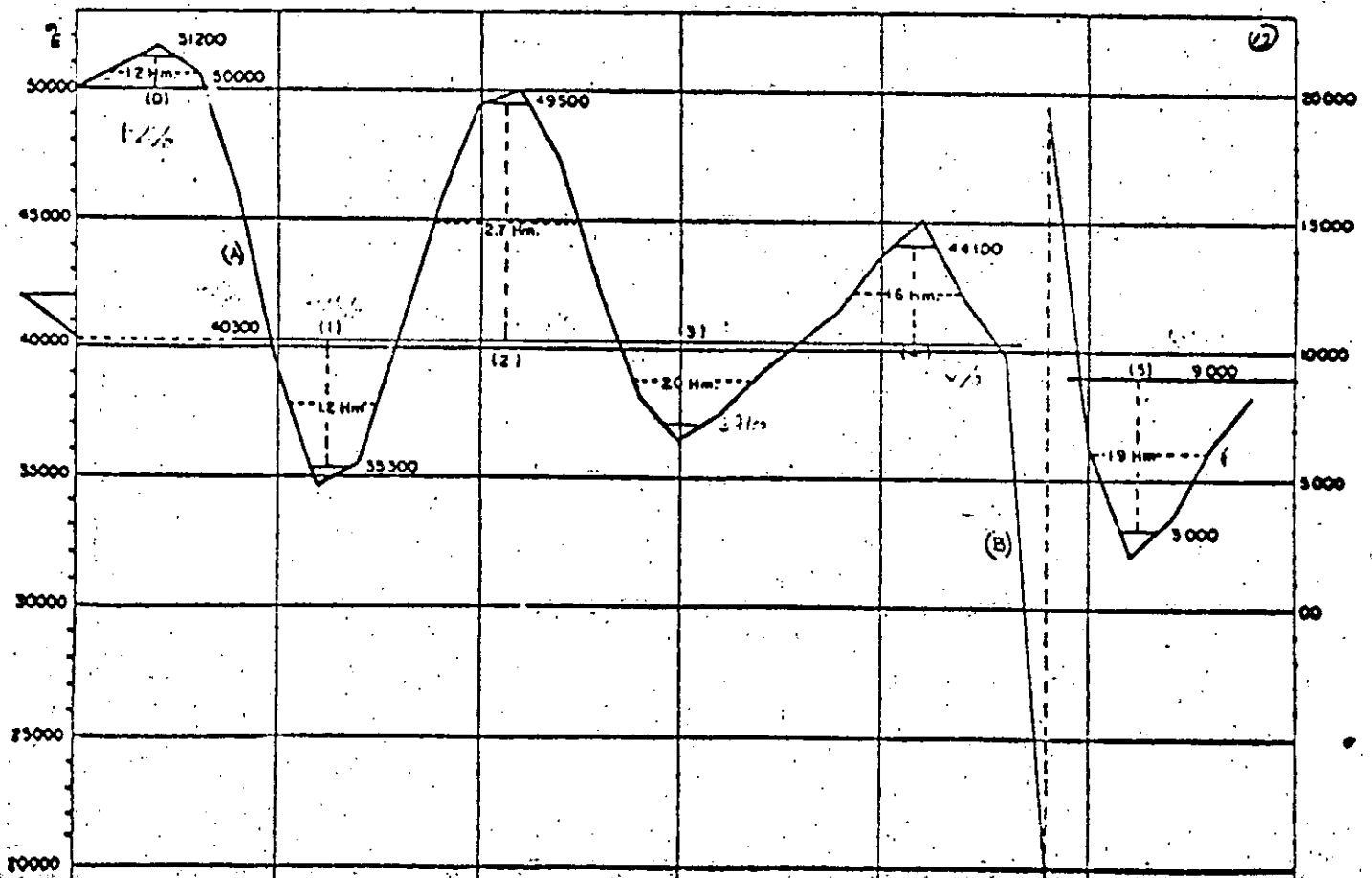
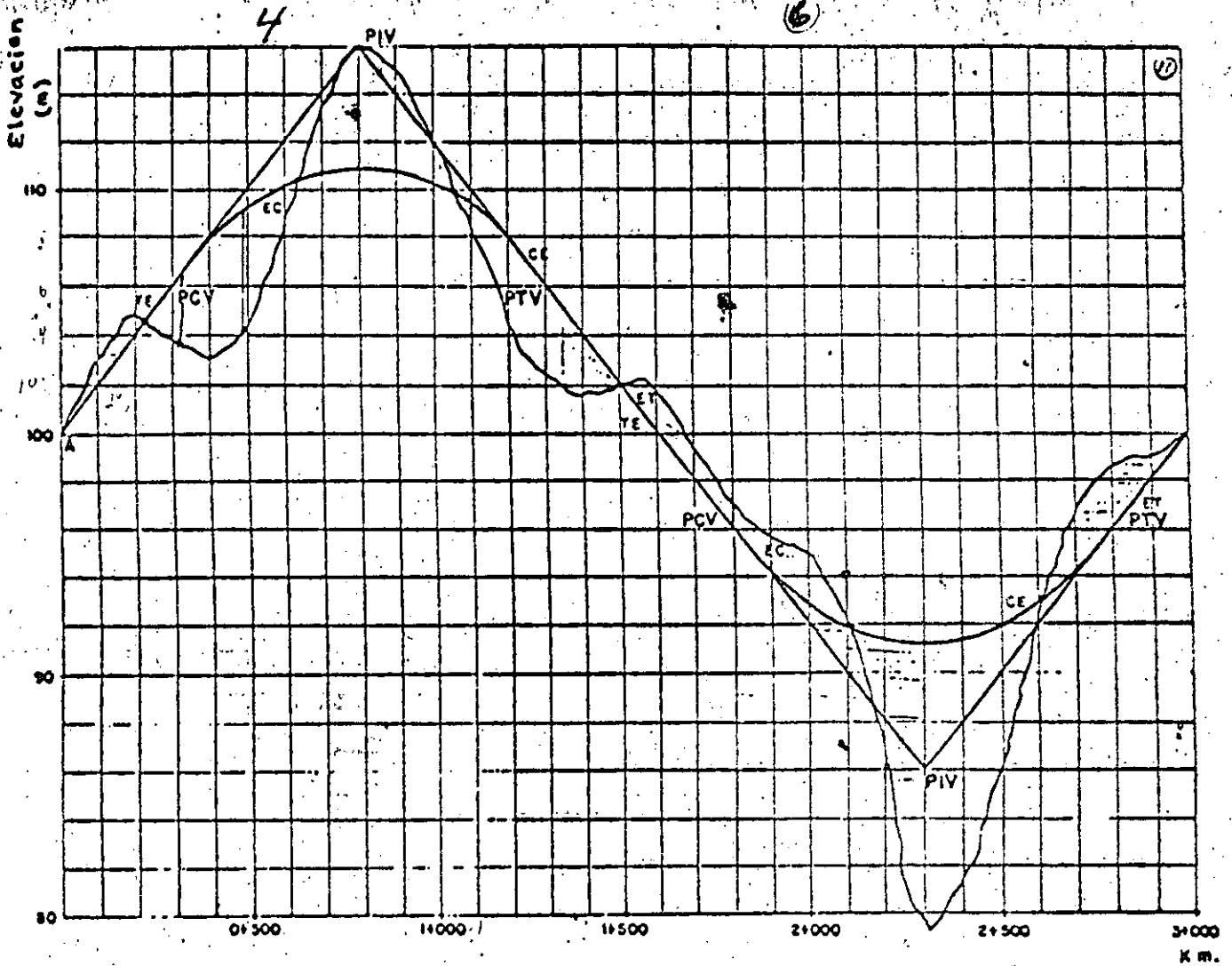
II II.- CONSUMOS.

ñ			
ñ	a) Combustible	$E = e P_o$ DIESEL	= \$ 30.00
ñ		$E = 0.1514 \times 240.00 \text{ HP.op.} \times \$ 30.00 / \text{lt}$	E = \$ 1,090.07
ñ	b) Otras Fuentes de Energía:		
ñ	c) Lubricantes	$L = a P_o$ ACEITE	= \$ 240.00
ñ		Capacidad de Carter C= 33 Litros	
ñ		Cambio de Aceite t= 100 Horas	
ñ		$a = C/t + 0.0095 \times 240.00 \text{ HP.op.} = 1.1712 \text{ lt/hr.}$	
ñ		$L = 1.1712 \text{ lt/hr} \times \$ 240.00 / \text{lt}$	L = \$ 291.08
ñ			
ñ		VLL (Valor Llantas)	
ñ	d) Llantas	$LI = \frac{VLL}{Hv}$	
ñ		Hv (Vida Económica)	
ñ		Hv= 0 Horas	LI = \$ 0.00
ñ	e) Equipo Adicional de Consumo		
ñ		Valor Equipo Adicional	
ñ		$EQ = \frac{\text{Valor Equipo Adicional}}{\text{Vida Util. Eq. Adicional}}$	EQ = \$ 955.16
ñ			
ñ		S U M A	= \$ 2,226.31

III.- OPERACION

ñ			
ñ	Salario del Operador	$So =$	\$ 1,600.00
ñ	Horas por Turno	Ht=	3
ñ			
ñ		$Op = \frac{So}{Fo \times Ht}$	= \$ 250.00
ñ	a) Operación		
ñ			
ñ		S U M A	= \$ 250.00

CARGOS FIJOS POR HORA.....	\$ 14,607.60
CONSUMOS POR HORA.....	\$ 2,226.31
OPERACION POR HORA.....	\$ 250.00
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA....	\$ 17,083.91

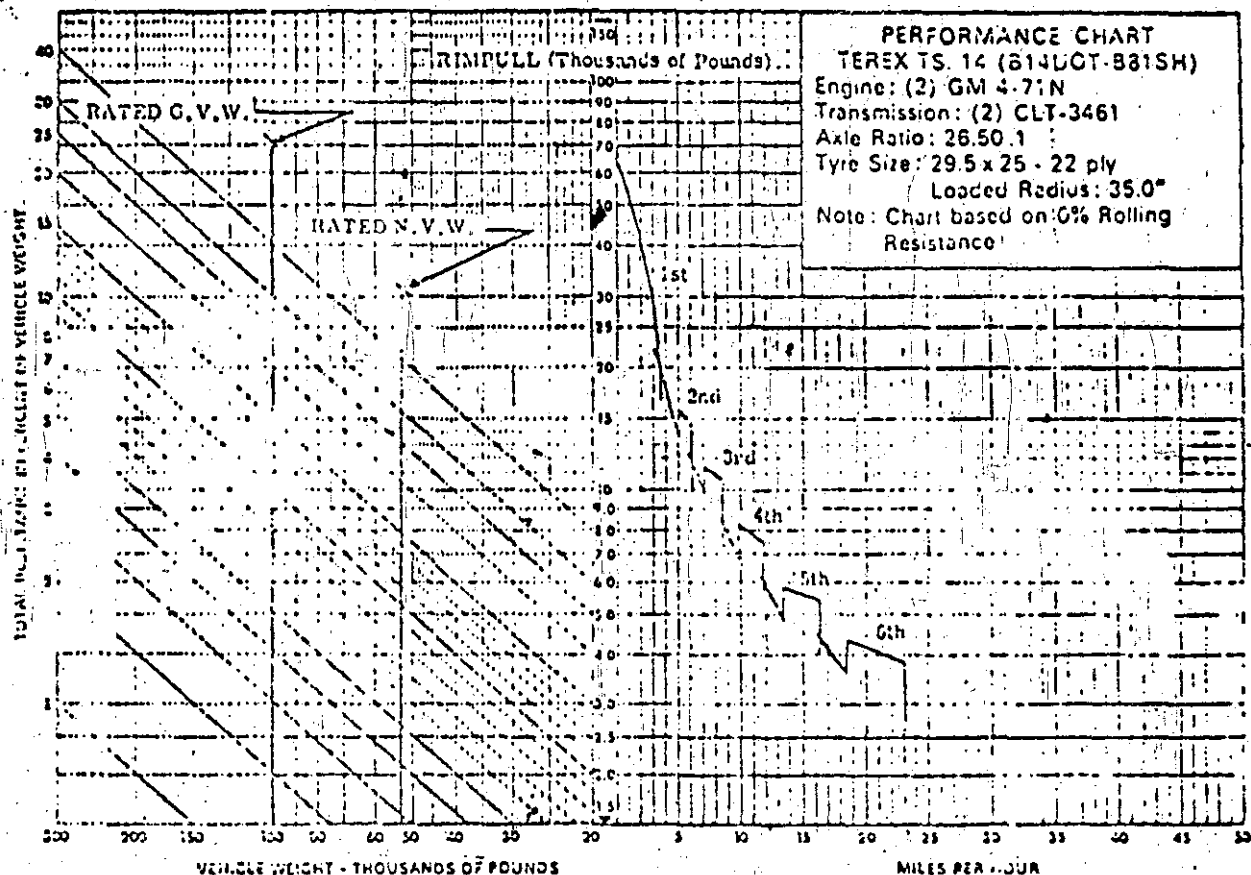


RESUMEN DE DATOS

TERRAPLEN	VOLUMEN SIELTO		DISTANCIA	PENDIENTE
(0)	$\frac{51,200 - 50,000}{0.77}$	= 1558	140 m.	+ 2%
(1)	$\frac{40,300 - 35,300}{0.77}$	= 6494	140 m.	- 3%
(2)	$\frac{49,500 - 40,300}{0.77}$	= 11,948	290 m.	- 3%
(3)	$\frac{40,300 - 37,100}{0.77}$	= 4156	220 m.	+ 2%
(4)	$\frac{44,100 - 40,300}{0.77}$	= 4935	180 m.	- 5%
(5)	$\frac{9,000 - 3,000}{0.77}$	= 7792	210 m.	- 6%
(6)	$\frac{50,000 - 40,300}{0.77}$	= 12597	50 m.	- 2%
(8)	$\frac{40,300 - 9,000}{0.77}$	= 40,649	520 m.	- 5%

VOLUMEN

TOTAL = 90,129 M3 SIELTOS.



- INSTRUCTIONS:**
1. FIND VEHICLE WEIGHT ON LOWER LEFT HORIZONTAL SCALE
 2. READ UP TO SCALE TO TOTAL RESISTANCE
 3. FROM INTERSECTION READ HORIZONTALLY TO THE RIGHT TO INTERSECTION WITH PERFORMANCE OR RETARDER CURVE
 4. READ DOWN FOR VEHICLE SPEED



TEREX Division, Hudson, Ohio, U.S.A. 44236
 General Motors Scotland Limited, Lanarkshire, Scotland
 Diesel Division, General Motors of Canada Limited, London, Ontario

I.- Peso de la máquina vacía = 24 toneladas

Peso de la máquina cargada = 24 + 15 m³ X 1.20 Ton/m³.

P. Maq. cargada = 42.9 Ton.

II.- Resistencia al rodamiento

Camino sin revestir - 7.5cm de penetración

$15 \times \frac{7.5}{2.5} = 45 \text{ Kg por tonelada.}$

Fricciones internas = 20 Kg por tonelada

Resistencia al Rodamiento = 45 + 20

$RR = 65 \text{ Kg X Ton.}$

III.- Resistencia por pendiente

10 Kg por tonelada por 1%

<u>TRAMO</u>	<u>IDA</u>	<u>REGRESO</u>
(0)	+ 2 x 10 = 20	- 2 x 10 = - 20
(1)	- 3 x 10 = -30	+ 3 x 10 = 30
(2)	- 3 x 10 = -30	+ 3 x 10 = 30
(3)	+ 2 x 10 = 20	- 2 x 10 = 20
(4)	- 5 x 10 = -50	5 x 10 = 50
(5)	- 6 x 10 = -60	+ 6 x 10 = 60
(A)	- 2 x 10 = -20	+ 2 x 10 = 20
(B)	- 5 x 10 = -50	+ 5 x 10 = 50

IV.- RESISTENCIA TOTAL (R.R. + R.P) P.T. (10)

TRAMO	IDA CARGADA	REGRESO VACIA
(0)	$(65 + 20) 42.9 = 3646.5$	$(65 - 20) 24 = 1080$
1	$(65 - 30) 42.9 = 1501.5$	$(65 + 30) 24 = 2280$
2	$(65 - 30) 42.9 = 1501.5$	$(65 + 30) 24 = 2280$
3	$(65 + 20) 42.9 = 3646.5$	$(65 - 20) 24 = 1080$
4	$(65 - 50) 42.9 = 643.5$	$(65 + 50) 24 = 2760$
5	$(65 - 60) 42.9 = 212.5$	$(65 + 60) 24 = 3000$
(A)	$(65 - 20) 42.9 = 1930.5$	$(65 + 20) 24 = 2040$
(B)	$(65 - 50) 42.9 = 643.5$	$(65 + 50) 24 = 2760$

V.- CORRECCION POR ALTITUD
NO HAY POR SER MENOR DE 1,500

VI.- VELOCIDAD NOMINAL X FACTOR VEL = VEL MEDIA

TRAMO	IDA CARGADA	REGRESO VACIA
(0)	$14 \times 0.65 = 9.1$	$37 \times 0.65 = 24.0$
(1)	$37 \times 0.65 = 24.0$	$26 \times 0.65 = 16.9$
(2)	$37 \times 0.65 = 24.0$	$26 \times 0.65 = 16.9$
(3)	$14 \times 0.65 = 9.1$	$37 \times 0.65 = 24.0$
(4)	$37 \times 0.65 = 24.0$	$20 \times 0.65 = 13.0$
(5)	$37 \times 0.65 = 24.0$	$18 \times 0.65 = 11.7$
(A)	$28 \times 0.65 = 18.2$	$27 \times 0.65 = 17.6$
(B)	$37 \times 0.65 = 24.0$	$20 \times 0.65 = 13.0$

VII.-

TIEMPO DE ACARREO.-

①

TRAMO	DISTANCIA	I D A		R E G R E S O	
		VEL.	TIEMPO	VEL.	TIEMPO
(0)	140 m	9.1	0.92	24	0.35
(1)	140	24	0.35	16.9	0.50
(2)	290	24	0.72	16.9	1.03
(3)	220	9.1	1.45	24.0	0.55
(4)	180	24	0.45	13.0	0.83
(5)	210	24	0.52	11.7	1.07
(A)	*200	18	0.67	17.6	0.68
(B)	520	24	1.30	13.0	2.40

VIII.-

TIEMPOS DE CICLO.-

TRAMO	DISTANCIA	T I E M P O S			
		FIJO	IDA	REGRESO	T O T A L
(0)	140	1.5	0.92	0.35	2.77
(1)	140	1.5	0.35	0.50	2.35
(2)	290	1.5	0.72	1.03	3.25
(3)	220	1.5	1.45	0.55	3.50
(4)	180	1.5	0.45	0.83	2.78
(5)	210	1.5	0.52	1.07	3.09
(A)	200	1.5	0.67	0.68	2.85
(B)	520	1.5	1.30	2.40	5.20

IX.-

ANALISIS DEL CONJUNTO

(12)

TRACTOR - MOTOESCROPAS.

Se utiliza tractor DS con placa amortiguadora hasta para una velocidad de 8 Km/hr. y prácticamente no tiene pérdida durante el acomodo para empuje.

Las maniobras, impulso y retorno las realiza según datos observados en: 1.6 min. Buena Eficiencia

2.4 min. Regular Eficiencia

Tomaremos para nuestro ejemplo un ciclo del tractor igual a 2.3 min.

TRAMO	CICLO MOTOESCROPA	CICLO TRACTOR	DIF.	NUMERO MOTOESCROPAS
(0)	2.77	2.3	0.47	1.2
(1)	2.35	2.3	0.05	<u>1.0</u>
(2)	3.25	2.3	0.95	1.4
(3)	3.50	2.3	1.20	<u>1.5</u> x
(4)	2.78	2.3	0.48	1.2
(5)	3.09	2.3	0.79	1.3
(A)	2.85	2.3	0.55	1.2
(B)	5.20	2.3	0.60	2.2

X.- ANALISIS DE CICLOS OPTIMO Y MAS DESFAVORABLE.

COSTO HONORARIOS

Tractor -----	‡ 17 083.91
Motocscropa ----	‡ 20 244.02

Dados los costos honorarios analizados resulta mas conveniente tener tiempos de espera de tractor que de motoescrepa.

En estas condiciones el ciclo correspondiente al tramo (3) es el que tendria mayor tiempo de espera de tractor y por lo tanto el más defavorable.

Por lo que respecta al ciclo correspondiente al tramo (1), es el que prácticamente no tiene tiempos de espera o demoras, por lo tanto es el óptimo.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

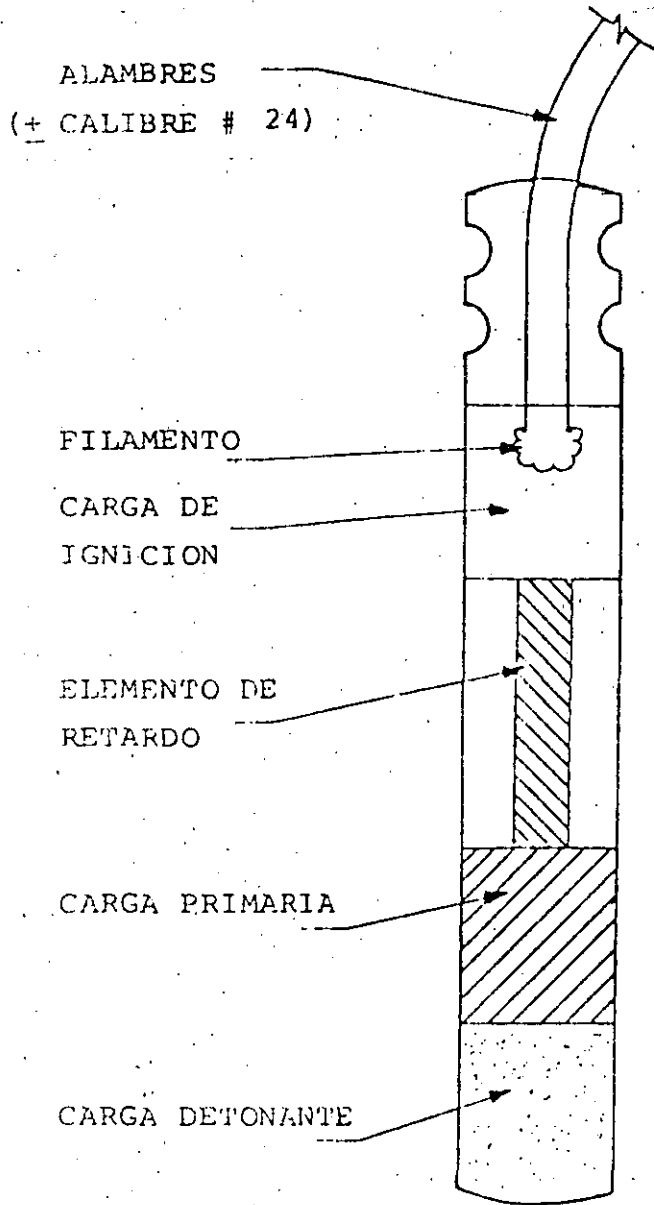
CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

**EN COLABORACION CON LA DIRECCION GENERAL DE CAMINOS
RURALES, S.C.T.**

APUNTES ADICIONALES

PROFESOR: ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

**JULIO 25 DE 1984
PUEBLA, PUE.**

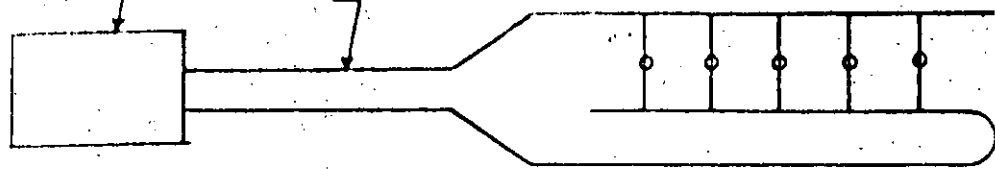


ESTRUCTURA DE UN ESTOPIN DE
TIEMPO

FUENTE DE
CORRIENTE

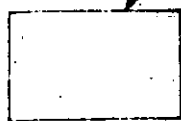
2

GUIA



FUENTE DE
CORRIENTE

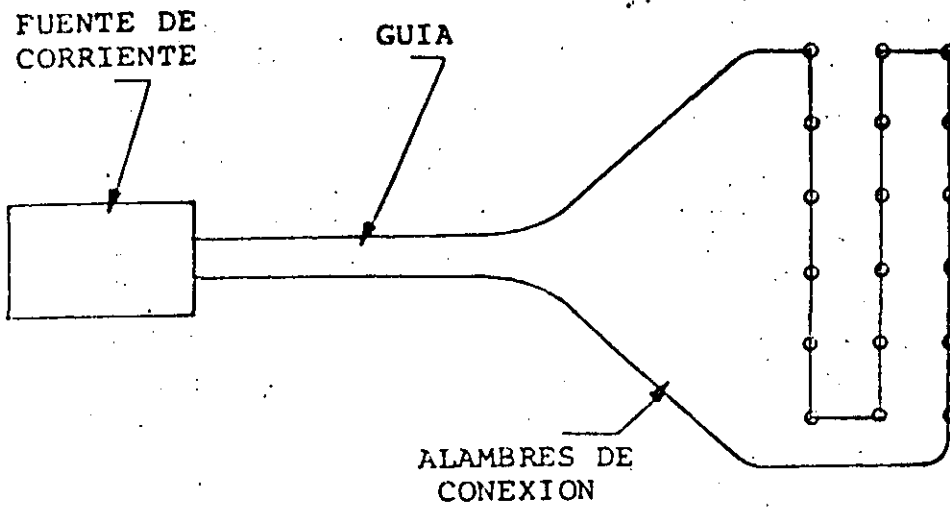
GUIA



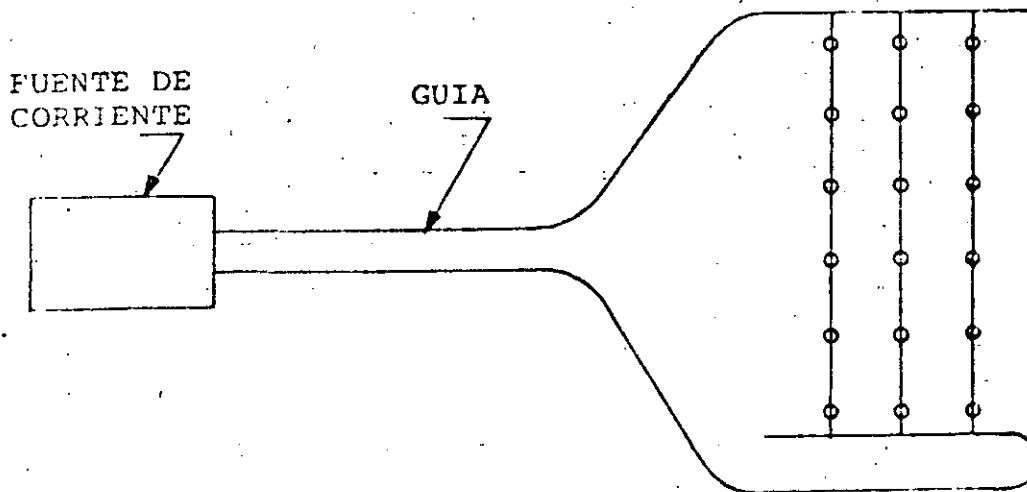
ALAMBRES DE
CONEXION

La corriente que pasa por cada estopín recorre la misma longitud de alambre, y por lo tanto la resistencia y la intensidad son iguales para cada estopín.

ESTOPINES CONECTADOS EN PARALELO



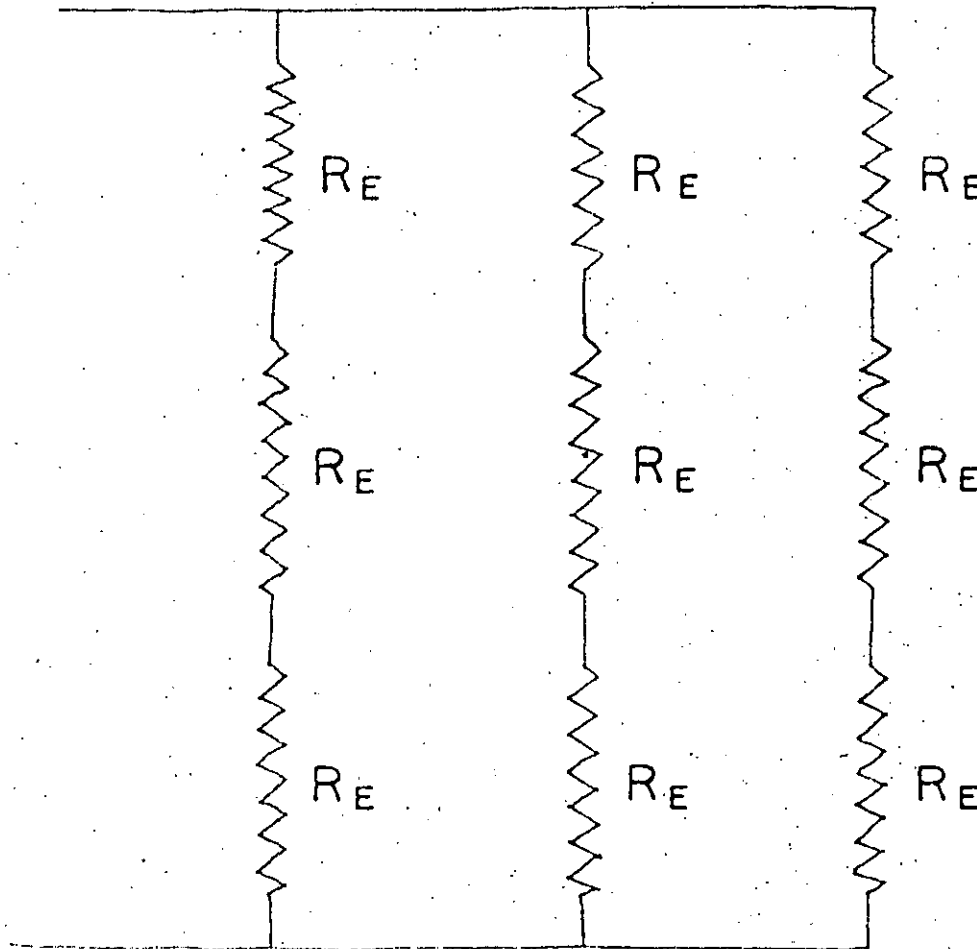
ESTOPINES CONECTADOS EN SERIE



ESTOPINES CONECTADOS EN SERIE - PARALELO.

CONEXIONES EN SERIE PARALELO

4



$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{N_1 R_E} + \frac{1}{N_2 R_E} + \frac{1}{N_3 R_E} + \dots$$

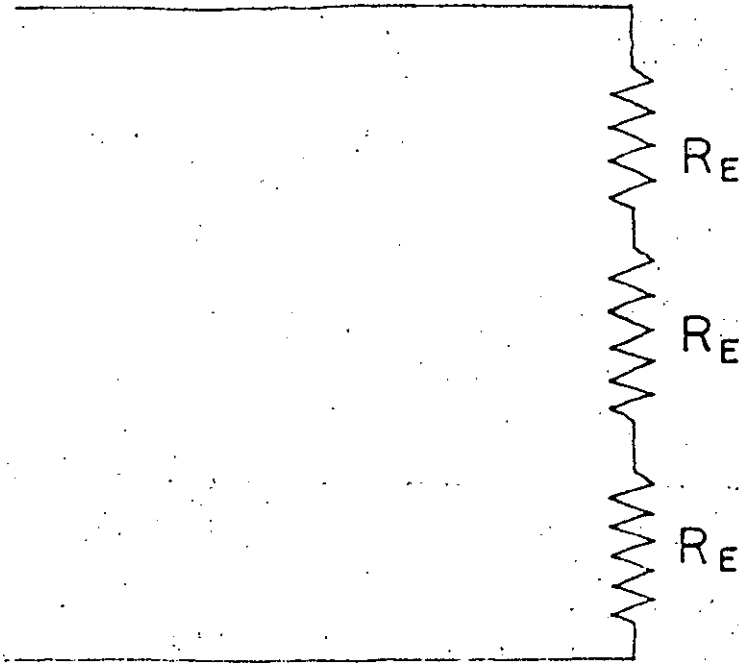
Si: $N_1 = N_2 = N_3 = \dots = N_n$:

$$R_T = R_E \frac{N_1}{N_s}$$

R_T = RESISTENCIA TOTAL
 R_E = RESISTENCIA DE CADA ESTOPIN
 N_1 = NUMERO DE ESTOPINES POR SERIE
 N_s = NUMERO DE SERIES

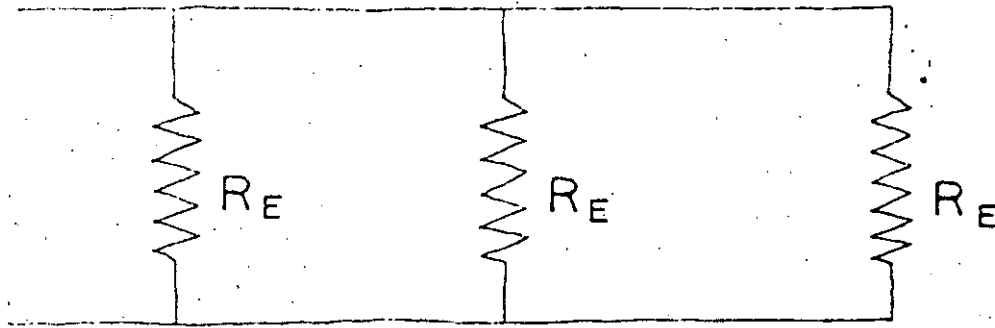
C O N E X I O N E S

5



$$R_T = NR_E$$

SERIE SIMPLE



$$R_T = \frac{R_E}{N}$$

PARALELO

RESISTENCIA DE LAS CAPSULAS DETONANTES ELECTRICAS NORMALES Y RETARDADAS.

LONGITUDES DE LAS PATAS DE ALAMBRE, FT.	RESISTENCIA, OHMS POR CÁPSULA	
	NORMAL	RETARDADA
2	1.6	
2.5	1.7	
3.0	1.8	1.68
3.5	1.9	
5.0	2.18	2.06
6.0	2.37	
7.0	2.56	
9.0	2.75	
10.0	3.14	

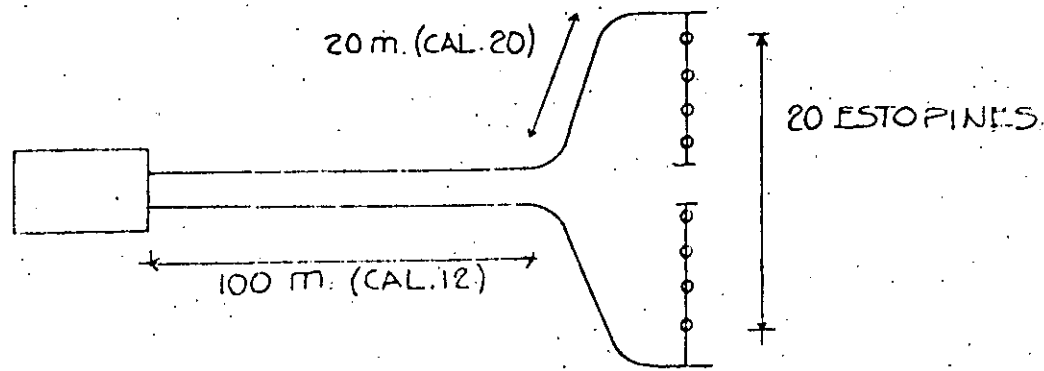
RESISTENCIA DE ALAMBRE DE COBRE

CALIBRE A W G NÚM.	RESISTENCIA, OHMS POR 1,000 FT.
8	0.628
10	0.999
12	1.588
14	2.525
16	4.015
18	6.385
20	10.150
22	16.140

CORRIENTE DE DISPARO

	MÍNIMA	PARADISEÑO
ESTOPINES INSTANTANEOS:	0.3 A	2.0 A
ESTOPINES DE TIEMPO:	0.4 A	2.0 A

EJEMPLO: UNA SERIE DE 20 ESTOPINES DE 10M. DE LARGO.



RESISTENCIA:

DE ALAMBRE:

$$200 \text{ m. CAL 12} \times 1.588/305 = 1.04 \ \Omega$$

$$40 \text{ m. CAL 20} \times 10.15/305 = 1.33 \ \Omega$$

$$20 \text{ ESTOPINES} \times 3.14 \ \Omega = \underline{62.80 \ \Omega}$$

$$65.17 \ \Omega$$

$$V = RI$$

$$I = \frac{V}{R} = \frac{80}{65.17} = 1.23 \text{ AMPS.}$$

NO ES SUFICIENTE, PORQUE PARA ASEGURAR EL ESTALLIDO SE RECOMIENDAN POR LO MENOS 1.5 AMPS EN CORRIENTE DIRECTA, Y 2 EN CORRIENTE ALTERNA. SUGERENCIA: USAR DOS SERIES DE 10 ESTOPINES.

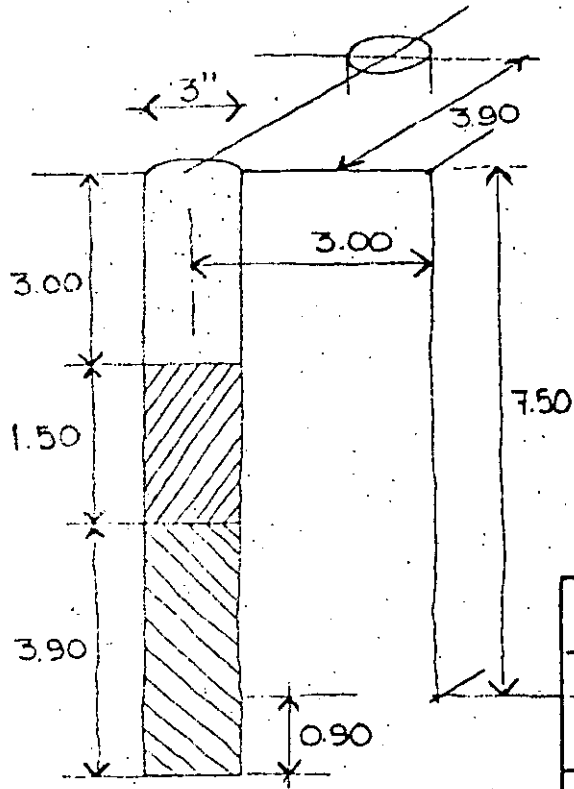
CARACTERISTICAS DE UNA BUENA VOLADURA

- LA ROCA DEBE TENER LA GRANULOMETRÍA REQUERIDA.
- CONSUMO MÍNIMO DE EXPLOSIVOS.
- MÍNIMA BARRENACIÓN.
- MÍNIMAS PROYECCIONES.
- MÍNIMA FRACTURACIÓN DE LA ROCA NO VOLADA.

USO DE LA ENERGIA DEL EXPLOSIVO:

- 1º FRACTURAR LA ROCA. (ÚTIL)
- 2º MOVERLA DE LUGAR PARA EVITAR TRABAZONES. (ÚTIL)
- 3º PROYECTAR ROCAS. (INUTIL)

EN OTRO EJEMPLO, SUPONIENDO QUE HUBIÉRAMOS LLEGADO AL SIGUIENTE RESULTADO:



$$v = 3.90 \times 3 \times 7.5 = 87.75 \text{ m}^2$$

$$\text{si } q = 0.35 \text{ Kg./m}^2$$

$$Q = 0.35 \times 87.75 = 30.71 \text{ Kg.}$$

$$C_c = 8.3 \text{ Kg.}$$

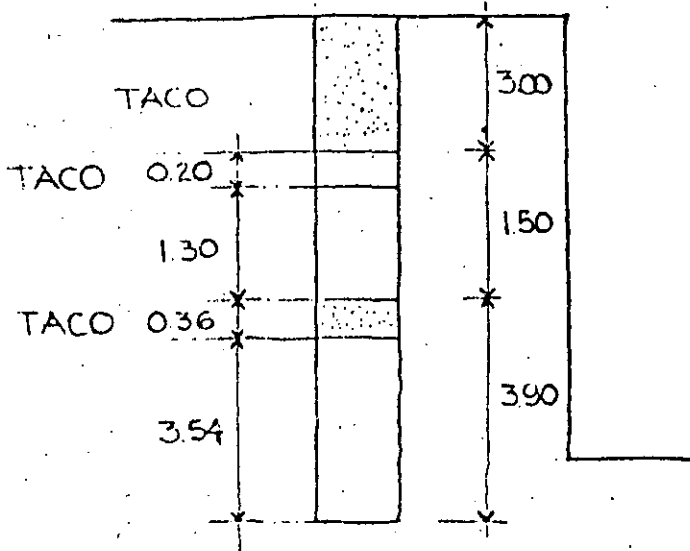
$$C_f = 22.41 \text{ Kg.}$$

DENSIDAD DEL EXPLOSIVO: 1.45

C A R G A S			
CALCULADA		CAPACIDAD DEL BARRENO	
PESO	ALTURA	PESO	ALTURA
CARGA DE FONDO:	22.41 Kg.	3.54	24.65 Kg. 3.90 m
CARGA DE COLUMNA:	8.3 Kg.	1.30	9.57 Kg. 1.50

POR LO TANTO SOBRA ESPACIO EN EL BARRENO, LO QUE NO PODEMOS PERMITIR YA QUE TENDRÍAMOS QUE DEJAR UN ESPACIO ENTRE LAS CARGAS, RELLENANDO CON TACO, LO QUE EQUIVALE A PONER DOS CEBOS Y A DESPERDICIA BARRENACIÓN.

SI QUISIERAMOS DEJAR ASÍ EL BARRENO QUEDARÍA:



- A) DISPONEMOS DE 1.5 M PARA CARGA DE COLUMNA Y SÓLO NECESITAMOS 1.30 M., SOBRAN 0.20 M. DE BARRENO (15%)
(1.50 ÷ 1.30 = 1.15)
- B) DISPONEMOS DE 3.90 M PARA CARGA DE FONDO Y SÓLO NECESITAMOS 3.54, SOBRAN 0.36 M. DE BARRENO (10%)
(3.90 ÷ 3.54 = 1.10)

PARA MEJORAR ÉSTO TENEMOS QUE AUMENTAR LA SEPARACIÓN ENTRE BARRENOS, PARA QUE AL AUMENTAR EL VOLÚMEN ($V = A \times B \times H$), (CON EL MISMO CONSUMO ESPECÍFICO) AUMENTE LA CANTIDAD DE EXPLOSIVOS Y SE LLENE EL BARRENO. ÉSTE AUMENTO DEL VOLÚMEN DEBE SER EN LA MISMA PROPORCIÓN QUE ENTRE LA CAPACIDAD DEL BARRENO Y LA CARGA CALCULADA.

TENEMOS DOS PROPORCIONES (1.15 Y 1.10) USAREMOS 1.10 YA QUE LA CARGA DE COLUMNA NO LA PODEMOS AUMENTAR 1.15 VECES.

SI QUIERO AUMENTAR EL VOLÚMEN EN LA PROPORCIÓN K:

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= K Q_1 \\ V_2 &= K V_1 \end{aligned} \right\} \text{ DONDE: } K = \frac{\text{CAPACIDAD DEL BARRENO}}{\text{CARGA CALCULADA}}$$

$$A' \times B' \times H' = K \times A \times B \times H$$

$$A' B' = K A B$$

11

PERO: $R = \frac{A}{B} = \text{CONSTANTE}$ (PARA NO VARIAR LA GRANULOMETRÍA)

$$A = R \times B$$

$$A' = R \times B'$$

$$R B' = K R B$$

$$B' = \sqrt{K} B$$

Y TAMBIÉN

$$A' = \sqrt{K} A$$

... (1)

LO QUE SE ENTIENDE SI MULTIPLICAMOS AMBAS EXPRESIONES:

$$A' B' = K A B.$$

APLICANDO LAS ECUACIONES (1) A NUESTRO CASO:

$$A' = \sqrt{1.10} \times 3.00 = 3.14 \text{ m}$$

$$B' = \sqrt{1.10} \times 3.90 = 4.09 \text{ m}$$

CON ESTAS NUEVAS SEPARACIONES EL VOLÚMEN QUEDA:

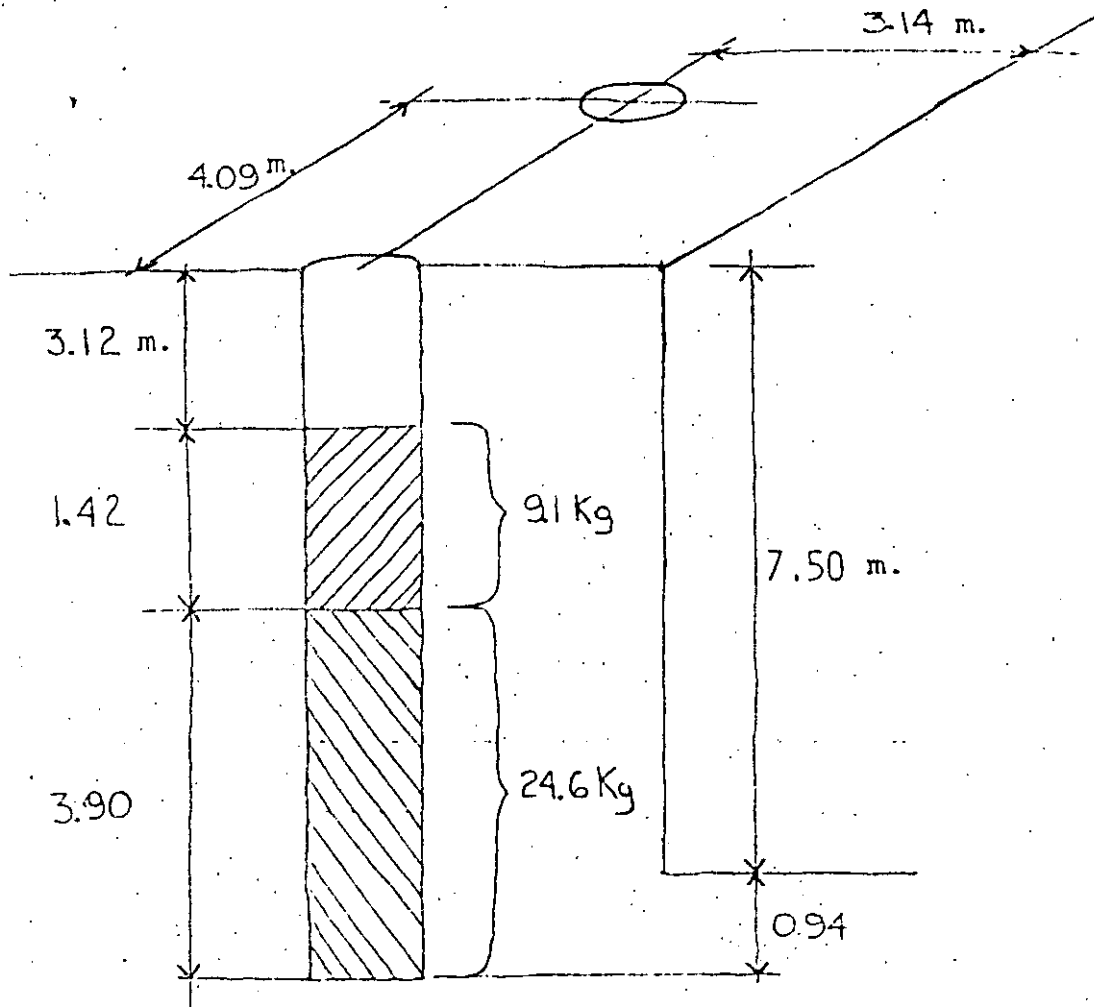
$$v = 3.14 \times 4.09 \times 7.5 = 96.31 \text{ m}^3$$

$$Q = 0.35 \times 96.31 = 33.70 \text{ Kg.}$$

$$C_c = 9.1 \quad ; \quad h_c = 1.42 \text{ m}$$

$$C_f = 24.6 \text{ Kg.} \quad ; \quad h_f = 3.90 \text{ m.}$$

CON LO QUE EL BARRENO AJUSTADO QUEDA ASÍ:



AHORA NOS QUEDA EL PROBLEMA DE AJUSTAR EL BARRENO AL BANCO, Y TOMAR EN CUENTA LA GRANULOMETRÍA REQUERIDA DE LA ROCA Y LAS CARACTERÍSTICAS DE LA ROCA EN EL BANCO.

PARA ELLO RECORDEMOS QUE EL AUMENTAR LA RELACIÓN B/A DISMINUYE EL TAMAÑO DE LA ROCA Y VICEVERSA; Y QUE PARA EL DISEÑO DEL BARRENO USAMOS $B/A = 1.3$, POR ELLO, PARA AJUSTAR EL BARRENO AL BANCO DEBO SABER SI QUIERO ROCA GRANDE O CHICA.

EN EL SEGUNDO EJEMPLO, SUPONDREMOS QUE SE REQUIERE ROCA CHICA, DE 0.50, PARA LO QUE NECESITAMOS AUMENTAR B/A. A PARTIR DE 1.3, SE SUGIERE:

EN LA PRUEBA 1: $B/A = 1.3$

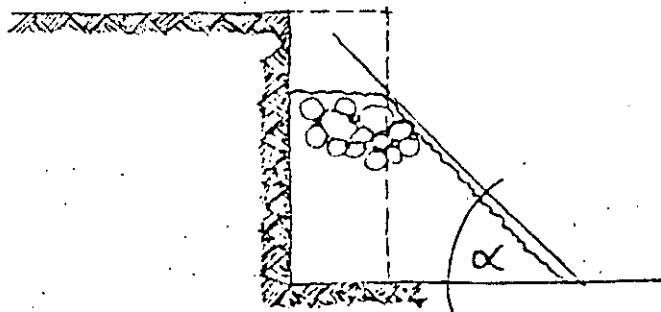
EN LA PRUEBA 2: $B/A = 1.5$

EN LA PRUEBA 3: $B/A = 1.7$

EN LA PRUEBA 4: $B/A = 1.9$

EN LA PRUEBA 5: $B/A = 2.1$

QUE SON PRUEBAS QUE SE HACEN FISICAMENTE EN EL BANCO, OBSERVANDO LAS PROYECCIONES, EL TAMAÑO DE LA ROCA Y EL ANGULO DEL MONTON DE ROCA DESPUÉS DE LA VOLADURA.



ESTE ANGULO α DEBE SER 45° , SI ES MAYOR FALTA EXPLOSIVO, Y SI ES MENOR SOBRAN EXPLOSIVOS; MUCHAS PROYECCIONES TAMBIÉN INDICAN EXCESO DE EXPLOSIVOS.

RESUMEN DE LA OBSERVACION

$R = B'/A'$	TAMAÑO DE LA ROCA	α	PROYECCIONES
1.3	1.00 m.	30°	MUCHAS
1.5	0.80	32°	"
1.7	0.60	35°	"
1.9	0.50	37°	REGULAR
2.1	0.40	40°	POCAS

LO QUE NOS INDICA QUE DEBEMOS USAR UNA RELACION $B'/A' = 1.9$ Y QUE TENEMOS EXCESO DE EXPLOSIVO.

1º) AJUSTAREMOS LA RELACION B/A:

EN NUESTRO EJEMPLO SABEMOS QUE

$$A' \times B' = B \times A = 4.09 \times 3.14 = 12.84 \text{ m}^2$$

$$\text{COMO } \frac{B'}{A'} = 1.9$$

$$B' = 1.9 A'$$

$$1.9 A'^2 = 12.84$$

$$A' = \sqrt{\frac{12.84}{1.9}} = 2.60 \text{ m.}$$

$$B' = 1.9 \times 2.60 = 4.94 \text{ m.}$$

Y LA NUEVA SEPARACION ENTRE BARRENOS SERA:

$$2.60 \times 4.94$$

LAS FÓRMULAS GENERALES SON:

$$A' = \sqrt{\frac{A \times B}{R}}$$

$$B' = A' R$$

2º) AJUSTAREMOS LA CANTIDAD DE EXPLOSIVOS.

COMO HAY EXCESO: TENEMOS QUE SEPARAR LOS BARRENOS PARA DISMINUIR EL CONSUMO DE EXPLOSIVOS, PERO CONSERVANDO LA RELACIÓN A/B PARA NO VARIAR LA GRANULOMETRÍA.

HAREMOS PRUEBAS NUEVAMENTE EN EL BANCO CON CONSUMOS ESPECIFICOS 95%, 90% Y 85% DEL CONSUMO ORIGINAL, PARA ELLO APLICAMOS LAS FÓRMULAS 1:

PARA 95%:

$$A_1 = \frac{A}{\sqrt{0.95}} = \frac{2.60}{\sqrt{0.95}} = 2.67 \text{ m.}$$

$$B_1 = \frac{B}{\sqrt{0.95}} = \frac{4.94}{\sqrt{0.95}} = 5.07 \text{ m.}$$

COMPROBACIÓN:

$$\frac{A_1 \times B_1}{A \times B} = \frac{2.60 \times 4.94}{2.67 \times 5.07} = 0.95$$

$$\frac{B_1}{A_1} = \frac{5.07}{2.67} = 1.90$$

LA FÓRMULA GENERAL ES:

$$A' = \frac{A}{\sqrt{C}}$$

$$B' = \frac{B}{\sqrt{C}}$$

DONDE C = PORCENTAJE DE CONSUMO CON RESPECTO AL ORIGINAL.

USANDO LA MISMA FÓRMULA OBTENEMOS PARA 90%:

$$A_2 = \frac{2.60}{\sqrt{0.90}} = 2.74 \text{ m.}$$

$$B = \frac{4.94}{\sqrt{0.90}} = 5.21 \text{ m.}$$

PARA 85%

$$A_3 = \frac{2.60}{\sqrt{0.85}} = 2.82 \text{ m.}$$

$$B_3 = \frac{4.94}{\sqrt{0.85}} = 5.36 \text{ m.}$$

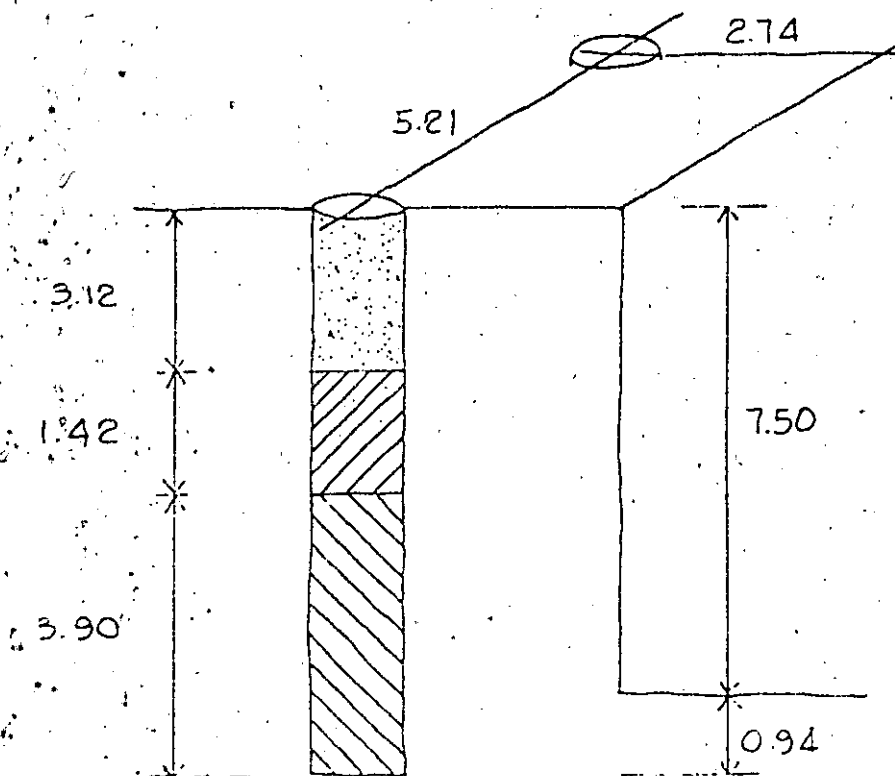
CON ESTAS SEPARACIONES, Y EL MISMO DISEÑO DE BARRENO SE REALIZAN NUEVAMENTE PRUEBAS EN EL BANCO OBSERVANDO EL ÁNGULO α Y LAS PROYECCIONES.

RESUMEN DE LA OBSERVACION

17

C	A	B	α	PROYECCIONES
0.95	2.67	5.07	40°	REGULAR
0.90	2.74	5.21	45°	POCAS
0.85	2.82	5.36	48°	POCAS

EL VALOR ADECUADO ES ENTONCES EL SEGUNDO, Y NUESTRO DISEÑO FINAL SERÁ:



CON ESTO HEMOS ASEGURADO LAS CARACTERISTICAS DE LA VOLADURA:

- GRANULOMETRÍA REQUERIDA.
- CONSUMO MÍNIMO DE EXPLOSIVOS.
- MÍNIMA BARRENACIÓN.
- MÍNIMAS PROYECCIONES.
- MÍNIMO DAÑO A LA ROCA DETRÁS DE LA VOLADURA.