

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES

Y TERRACERIAS 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE DE 1984

CAMPECHE, CAMPECHE

---

1.                   ING. CARLOS MANEUL CHAVARRI MALDONADO (COORDINADOR)  
Gerente de Planeación  
ICOR, S.A.  
Antonio Maceo No. 16-11  
11800 México, D. F.  
5-15-80-81 y 5-15-84-42

ING. ERNESTO RENE MENDOZA SANCHEZ  
Jefe del Departamento de Construcción  
División de Ingeniería Civil,  
Topográfica y Geodésica  
Facultad de Ingeniería  
UNAM  
México, D. F.  
564-13-57 y 564-30-64

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

THE  
FEDERAL BUREAU OF INVESTIGATION  
UNITED STATES DEPARTMENT OF JUSTICE  
WASHINGTON, D. C. 20535

MEMORANDUM FOR THE DIRECTOR

SUBJECT: [Faint text]

DATE: [Faint text]

BY: [Faint text]

MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

CAMINOS RURALES, S.C.T.

CAMPECHE, CAMPECHE 3-8 DE SEPTIEMBRE, 1984.

FECHA	HORA	TEMA	PROFESOR
LUNES 3 DE SEPTIEMBRE	10:00 - 13:00	TRACTORES	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	13:00 - 14:00	MOTOESCREPAS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	MOTOESCREPAS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	18:00 - 20:00	CARGADORES	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
MARTES 4 DE SEPTIEMBRE	9:00 - 10:30	RETROEXCAVADORAS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	10:30 - 12:00	OTROS EQUIPOS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	12:00 - 14:00	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 19:00	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS	ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.
MIERCOLES 5 DE SEPTIEMBRE	10:00 - 12:00	PLANEACION	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	12:00 - 14:00	PRINCIPALES FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCION DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	METODOS DE SELECCION DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ

FECHA	HORA	TEMA	PROFESOR
JUEVES 6 DE SEPTIEMBRE	9:00 - 13:00	REEMPLAZO DE EQUIPO	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	13:00 - 14:00	C O N T R O L	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	CONTROL	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ
VIERNES 7 DE SEPTIEMBRE	10:00 - 13:00	COMPACTACION	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
" " " "	13:00 - 14:00	EXPLOTACION DE ROCAS	
" " " "	14:00 - 16:00	C O M I D A	
" " " "	16:00 - 18:00	EXPLOTACION DE ROCAS	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

COORDINADOR DEL CURSO ING. CARLOS MANUEL CHAVARRI M.

# EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE



**CURSO:** "MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS"

**FECHA:** 3-8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE

		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION).	PUNTUALIDAD
<b>CONFERENCISTA</b>					
1.	ING. CARLOS CHAVARRI MALDONADO				
2.	ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO				
3.	ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ				
4.					
5.					
6.					
7.					
8.					
9.					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

# EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

②

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

CURSO: "MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS"

FECHA: 3-8 DE SEPTIEMBRE, CAMPECHE, CAMP.

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	RETROEXCAVADORES CARGADORES					
2						
3	OTROS EQUIPOS MOTOESCROPAS					
4						
5	TRACTORES TALLER					
6						
7	PLANEACION CONTROL					
8						
9	COMPACTACION EXPLOTACION DE ROCAS					
10						
11	PRINCIPALES FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCION DE EQUIPOS					
12	METODOS DE SELECCION DE EQUIPO REEMPLAZO DE EQUIPO					
13						
14	TECNICAS MODERNAS DE PRODUCCION DE AGREGADOS.					

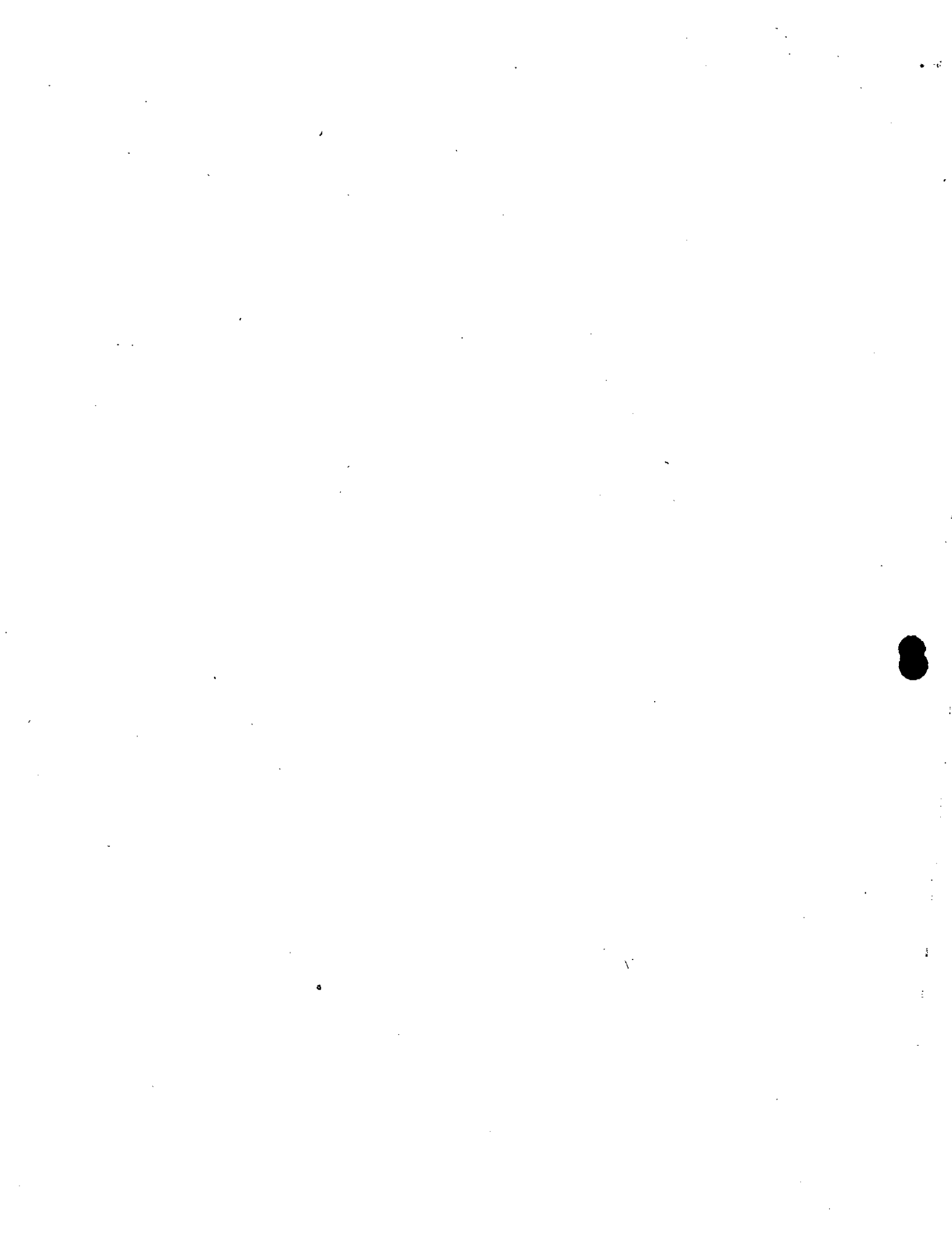
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

## 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







**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. CARLOS CHAVARRI MALDONADO**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHA, CAMPECHE.**

TRACTORES Y ARADOS

En la industria de la construcción y principalmente en las actividades de excavación podemos considerar que el tractor es una máquina que casi siempre estará presente en este tipo de trabajos por su versatilidad. Para el constructor resulta indispensable conocer bien este equipo para lograr su mejor aprovechamiento al mínimo costo.

Pensemos en cualquier proyecto y observaremos que con frecuencia aparece la silueta tan conocida de un tractor, especialmente el de carriles, equipado con accesorios inseparables como son la hoja o dozer y posiblemente el arado o desgranador.

La ingeniería moderna exige realización de las obras en plazos mínimos de acuerdo con programas elaborados atendiendo a la técnica y a la economía, pero siempre resultan trabajos en los cuales deben aportarse suficientes recursos y aprovecharlos al máximo, es decir, lograr la mayor eficiencia.

El ingenio del hombre está transformando continuamente la cara de nuestra tierra e inclusive en ocasiones modifica la ecología, todo con la intención de buscar una mejor forma de vida atendiendo a las crecientes y continuas necesidades que debemos satisfacer para nuestra explosiva población.

El constructor atendiendo a un proyecto determinado, planea, programa, organiza, ejecuta, controla, aporta máquinas, materiales, personal y toda la experiencia que se requiere para coordinar esta suma de agregados para lograr un producto,

final que puede ser desde una mínima obra que sirve a un individuo hasta un proyecto que beneficia una zona, región o nación atendiendo necesidades colectivas.

Existen muchas máquinas para realizar trabajo, pero posiblemente ninguna tan conocida como el tractor y resulta que siendo un equipo costoso, en muchas ocasiones los que manejan este equipo delegan en gente irresponsable su operación, - casi siempre por desconocimiento o apatía. Una simple analogía sería la de un carro en la cual el dueño lo opera, mantiene y vigila que esté limpio, lubricado y hasta la exageración de que no tenga ruidos. Sabe como usarlo en distintas superficies de rodamiento y pendientes, qué velocidades son convenientes, como hacer el mantenimiento adecuado; de modo que cuando lo reemplaza obtiene casi siempre un buen valor de rescate. Un carro cuesta del orden de \$60,000.00 y se usará en promedio unas 150hrs/mes cuando mucho. Un tractor tipo D-8 o similar, - que es un elemento de producción y se utiliza más horas al mes, se cotiza actualmente en \$1'200,000.00 al contado y si se compra a crédito habrá que sumar gastos de apertura de crédito e intereses. Esto quiere decir que hay una relación de 20 a 1 entre el valor de esas máquinas y cabe reflexionar si la atención durante su vida útil es proporcional.

Cuando se compra una máquina de la categoría de un tractor de inmediato - debe estar produciendo pues el capital invertido es de tal magnitud que la inactividad le causa pérdidas al dueño, es peor que tener el dinero guardado en la - casa sin beneficio alguno. Al contrario, una máquina o grupo de máquinas adquiridas y manejadas con eficiencia pueden permitir al dueño no solo obtener beneficios que compensen la inversión sino también tener utilidades que aceleren el - progreso de la empresa.

El movimiento de tierras se realiza a través de tres actividades principales, - como son: excavar, acarrear y colocar los materiales que han sido atacados en su estado natural. Lo que más le interesa al constructor es obtener máxima producción al mínimo costo y esto dependerá de la modalidad de la obra. El tractor equipado con hoja o dazer llamado comunmente bulldozer y con un arado o desgarrador puede realizar esa triple actividad en forma muy efectiva dentro de determinadas condiciones.

#### DESCRIPCION. -

Existen dos tipos de tractores:

Los de ruedas.

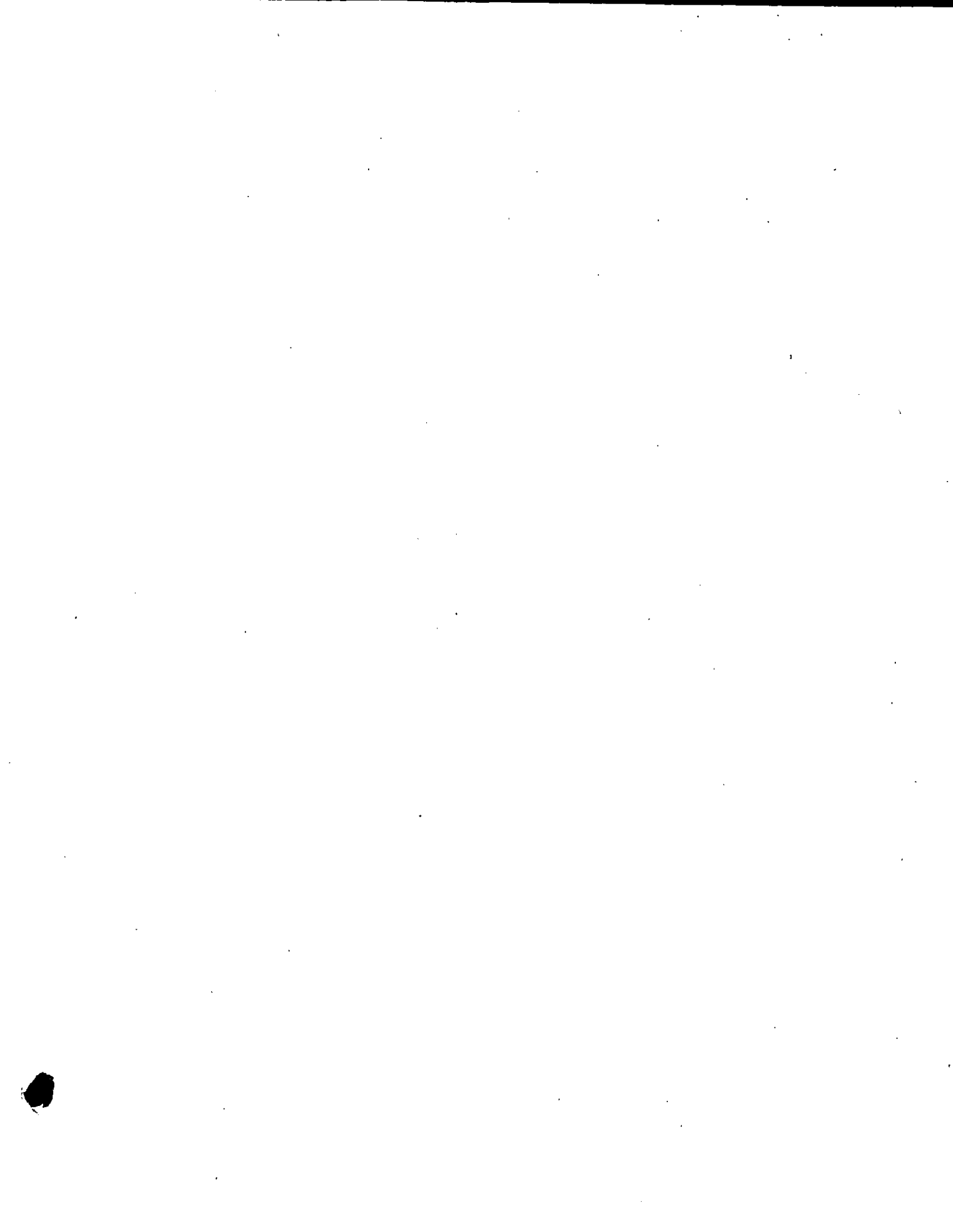
Los de orugas o carriles.

Ambos son muy utilizados en construcción, sin embargo para excavar, el de carriles es más conveniente en terminos generales. Desde luego para seleccionar el tractor que debe usarse es necesario tomar en cuenta el tipo de obra por ejecutar, superficie de rodamiento y pendientes, dureza de los materiales por excavar, distancias de acarreo, dificultades de ataque, cantidades de obra por ejecutar, y -- otra serie de factores, pero cuando se requieren tractores para excavar podemos -- atrevernos a decir que el de orugas es el más utilizado:

El tractor de carriles consta principalmente de un motor diesel, apoyado en un chasis, un sistema de transmisión de diseño planetaria para enviar la potencia generada por el motor mediante mandos finales al sistema de tránsito.

El motor es de combustión interna, de cuatro tiempos, seis cilindros. La potencia neta en el volante está indicado bajo determinadas características de temperatu

51



ra, presión barométrica y revoluciones por minuto.

El sistema de tránsito consta de cadenas formadas por pernos y eslabones a las cuales se atornillan los zapatos de apoyo. Estas cadenas se deslizan sobre radillos conocidos como "roles". En el extremo posterior de la cadena se encuentra la catarina que es un engrane propulsor que transmite la fuerza tractiva.

En las tablas de las páginas números 5 y 6 se indican las especificaciones de los tractores de carriles marca Caterpillar. En estas tablas tenemos señaladas las potencias de algunas máquinas, sus dimensiones geométricas, su peso y características de los motores.

Los tractores de oruga tienen diversos aditamentos, siendo el principal la hoja empujadora o dozer cuyas funciones pueden ser la de excavar, desmontar y empujar otras máquinas.

El tractor de oruga tiene la gran ventaja de que construye sus propios caminos de acceso para llegar a los sitios de trabajo, puede operar en zonas montañosas y de fuerte pendiente, tiene mejor tracción al tener mayor adherencia con la superficie de apoyo que los tractores de llanta.



## BALANCE AÑO DOS (Inicio)

ACTIVO		PASIVO Y CAPITAL	
<u>Activo Circulante</u>			
Reserva Depr.	2'226		
Invers.	<u>147</u>		
Suma Activo Circulante	2'373		
<u>Activo Fijo</u>		<u>Capital</u>	
Valor rem.	10'374	Cap. social	12'600
	<u>          </u>	Utilidad neta	<u>147</u>
Suma Activo	12'747	Suma Pasivo y Capital	12'747
2'485 X -1'590 = (371+130+170)X = 3'132		; X = 1.496	

## BALANCE AÑO UNO (Final)

ACTIVO		PASIVO Y CAPITAL	
<u>Activo Circulante</u>			
Pago RD	2'775		
Interés RD	<u>750</u>		
Pago I	943		
Intereses I	<u>254</u>		
Suma Activo Circulante	4'722		
<u>Activo Fijo</u>		<u>Capital</u>	
Va	9'000	Capital social	9'000
RD	<u>1'590</u>	Utilidad	<u>3'132</u>
Suma Activo Fijo	7'410	Suma Pasivo y Capital	12'132
Suma Activo	12'132		

## IMPORTANTE:

Tasa de inflación, 40% anual  
Rendimiento cap.aparente 54% anual  
Rendimiento neto real 10% anual



TRACTORES DE CARRILES.- ESPECIFICACIONES

Modelo	D09G	D9G	D8H	D7F	D6C	D6C (A.E.)	D5 60" (trocha) 74"	D5 (A.E.)	D4D	D4D (A.E.)
Potencia en el volante, en hp	770	385	270	180	125	125	93	90*	65	68*
RPM indicadas	1330	1330	1280	2000	1900	2000	1750	1900	1680†	2000
Fase aprox. S-T	lb	65,000	50,000	31,900	23,500		18,700	19,100	13,700	
embarque	(kg)	(30120)	(22700)	(14,500)	(10700)		(8500)	(8700)	(6200)	
Fase: TD	lb		49,000	31,300	23,000	26,100	18,100	18,500	20,400	15,100
	(kg)		(22200)	(14200)	(10400)	(11800)	(8200)	(8400)	(9300)	(6800)
<b>Dimensiones Generales:</b>										
Largo total	pies (mm)	42'6" (13000)	18'0" (5500)	17'0" (5200)	14'8" (4450)	13' (3950)	13' (3950)	12'9" (3900)	11'1" (3400)	11'0" (3350)
Ancho (zapatas Std.)	pies (mm)	10'9" (3300)	9'11 1/2" (3050)	8'11" (2700)	8'5" (2550)	7'9" (2360)	7'10" (2390)	6'7 1/2" (2020)	7'9 1/2" (2370)	6'6" (1980)
Alto sin escape ni predepurador	pies (mm)	9'10 1/2" (3000)	9'2" (2800)	8'0" (2440)	7'4" (2240)	6'11 1/2" (2120)	7'2 1/2" (2200)	6'5 1/2" (1970)	6'10" (2080)	5'7 1/2" (1710)
Entrevia	pulg (mm)	90" (2290)	90" (2290)	84" (2130)	78" (1980)	74" (1880)	74" (1880)	60" (1520)	74" (1880)	60" (1520)
Espacio libre (de la cara de las zapatas)	pulg (mm)	14" (355)	23-5/16" (600)	19-7/8" (500)	15 1/2" (385)	14-5/8" (370)	14 1/2" (370)	14" (355)	13 1/2" (345)	14" (355)
Ancho de zapatas	pulg (mm)	24" (610)	24" (610)	22" (560)	20" (510)	18" (455)	20" (510)	16" (405)	18" (455)	13" (330)
Area de contacto en el suelo	pulg <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )		6354 (4.10)	5049 (3.26)	4280 (2.76)	3357 (2.17)	3730 (2.41)	2784 (1.80)	3085 (1.99)	1885 (1.22)
Largo de carriles en el suelo	pulg (mm)		132 1/2" (3350)	115" (2900)	107" (2700)	93 1/2" (2370)	93" (2360)	87" (2210)	85-11/16" (2180)	72 1/2" (1840)

\*hp en la Barra de Tiro, no en el volante.

S-T = Servo-Transmisión

TD = Transmisión Directa

†La velocidad indicada del motor del D4D con S-T es de 2000 RPM.  
Para la pérdida de hp a causa de la altitud vea la última página de la Sección de Movimiento de Tierra.

TRACTORES DE CARRILES.- ESPECIFICACIONES

Modelo		D09G	D9G	D8H S-T	D8H TD	D7F S-T	D7F TD	D6C S-T	D6C TD	D5C (A.E.)	D5 S-T	D5 TD	D5 (A.E.)	D4D TD	D4D S-T	D4E (A.E.)
<b>Capacidades:</b>																
Sistemas de enr.	gal EUA (litros)	80 (302)	40 (151)	31 (117)	31 (117)	12 (45)	12 (45)	10% (39)	9% (34,5)	10 (38)	9 (34)	9 (34)	9 (34)	8 (30)	8 (30)	8 (30)
Tanque de comb.	gal EUA (litros)	400 (1514)	200 (757)	134 (507)	134 (507)	115 (435)	115 (435)	78 (295)	78 (295)	115 (435)	65 (246)	65 (246)	78 (295)	42 (159)	42 (159)	62% (237)
Cárter del motor diesel	gal EUA (litros)		11% (43)	8% (33)	8% (33)	7% (27,5)	7% (27,5)	7% (27,5)	7% (27,5)	7 1/4 (27,5)	7% (27,5)	7% (27,5)	7% (27,5)	5 (18,9)	5 (18,9)	5 (18,9)
Compart. transmisión, divisor de par, corona embragues de direc.	gal EUA (litros)		31 (117)	31 (117)		31 (117)		21 (79)			12% (46)				10x (38)	
Transm., corona, embrague de direc.	gal EUA (litros)				31* (117)		31* (117)	26* (98)	26* (98)							
Transmisión	gal EUA (litros)											12%* (46)	12%* (46)	6 (22,7)	4t (15,1)	6 (22,7)
Embrague principal	gal EUA (litros)													2% (8,5)		2% (8,5)
											(entrevía) 74" 60"					
Cada mando final	gal EUA (litros)		11% (43)	9 (34)	9 (34)	9 (34)	9 (34)	5 (19)	5 (19)	5 (19)	3 (11)	2-3/8 (9)	3 (11)	2% (9)	2% (9)	2% (9)
Cada caja del resorte tensor	gal EUA (litros)		7 (26)	5 (19)	5 (19)											

\*Incluye también el Embrague Principal

1Compart. de la Corona.

xCompart. de la Transm. y del Convertidor de par

TD = Transmisión Directa

S-T = Servo-Transmisión

En el mercado se encuentran varios proveedores que distribuyen tractores de carriles como son: Caterpillar, Komatsu, Terex, Allis Chalmers, International, de distintos tipos y tamaños, que pueden tener características especiales que los hacen más o menos populares entre el gremio de los constructores, pero quizá los factores que más influyen para adquirir una marca sean la oportunidad, la existencia, facilidades de pago, precio, posible valor de rescate, pero muy especialmente el servicio de refacciones y mantenimiento que ofrezca el vendedor.

Algunos modelos de tractores se señalan a continuación:

KOMATSU		INTERNATIONAL		TEREX	
modelo	potencia	modelo	potencia	modelo	potencia
D55A	105 HP	TD-15 B	120 HP	82-30	225 HP
D65A	140 HP	TD-20 B	160 HP	82-40	290 HP
D85A	180 HP	TD-20 C	170 HP	82-80	440 HP
D150A	300 HP	TD-25 B	230 HP		
D355A	410 HP	TD-25 C	285 HP		

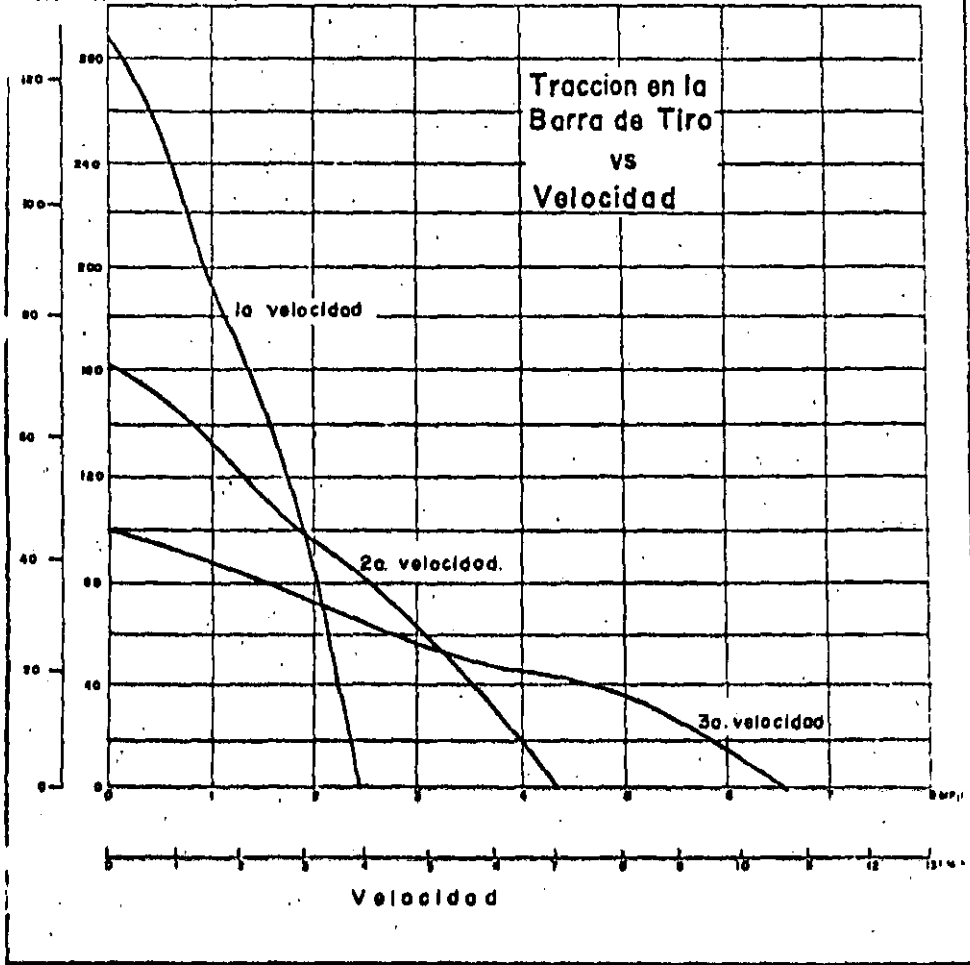
La capacidad de un tractor está en función de su potencia y de su peso. La potencia nos determina la fuerza tractiva disponible en el gancho o barra de tiro y está afectada por la altura sobre el nivel del mar, la temperatura, la resistencia al rodamiento de la superficie donde se desplaza la máquina y por la pendiente. La máxima fuerza tractiva está fijada por el peso de la máquina multiplicado por el coeficiente de tracción. Así por ejemplo un vehículo patinaría al transitar sobre hielo, que tiene un mínimo coeficiente de tracción, a pesar de que hubiera mucha potencia disponible.

Las hojas de especificaciones que ofrecen los distribuidores de equipo dan las características de los distintos modelos y desde luego el tamaño del tractor es proporcional a su potencia en el volante a determinadas R.P.M., la que se transmite mediante mecanismos y determinan la tracción en la barra de tiro utilizable a distas velocidades, la cual está afectada como se indicó anteriormente por las -- condiciones del suelo, pendiente, altura sobre el nivel del mar. Este último aspecto superado en las máquinas modernas por la instalación de turbo cargadores y -- enfriadores de aire.

La relación entre velocidades de avance y tracción en las barras de tiro en tractores Caterpillar equipados con servo transmisión se muestran en las hojas números 9, 10, 11 y 12. En la hoja 13 se muestra esta misma relación para los modelos D6H y D7F con transmisión directa.

Tracción en la Barra de Tiro

kg 1000      lb 1000

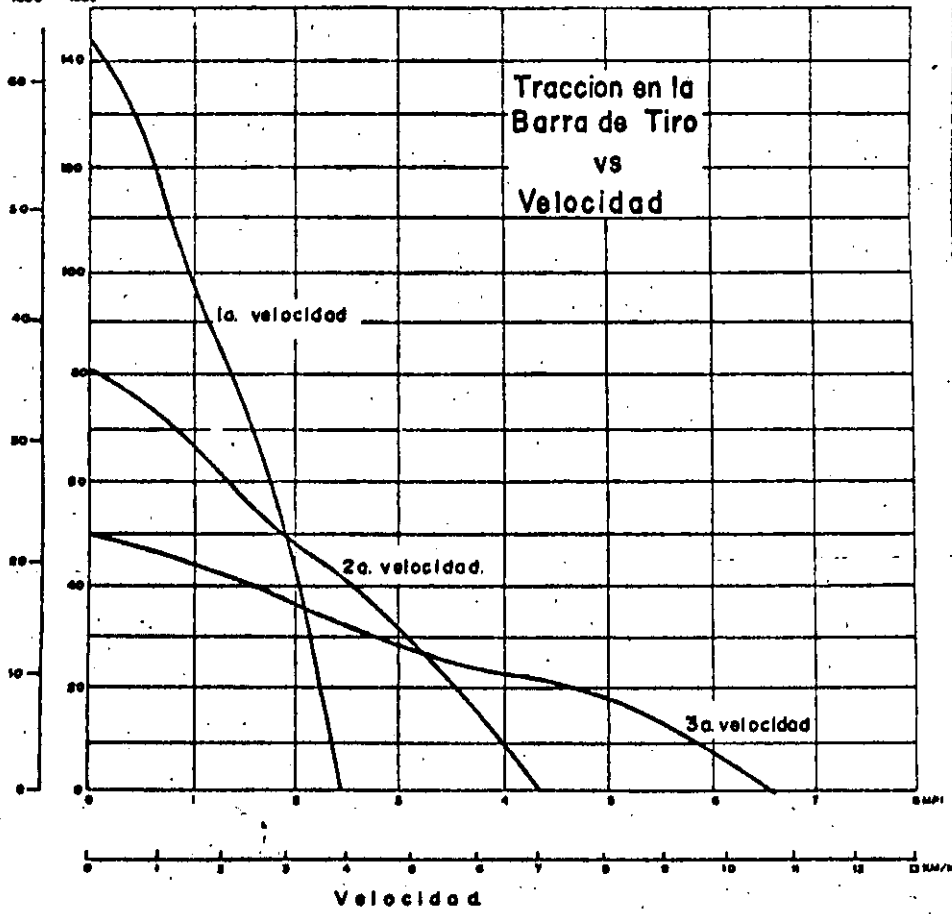


D 9 6

10

Traccion en la Barra de Tiro

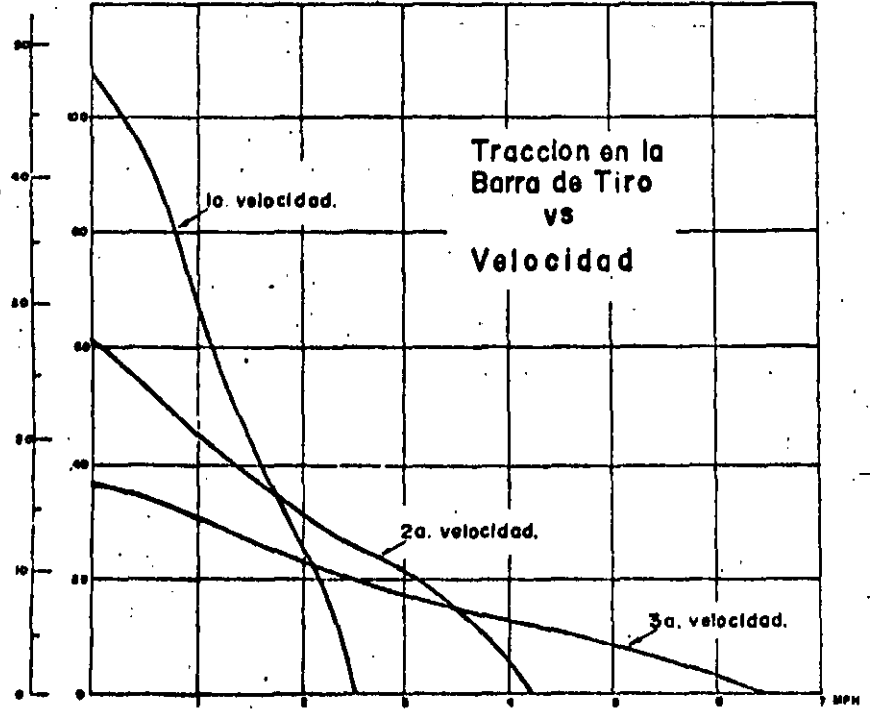
kg 1000  
lb 1000



### D 8 H - CON SERVO-TRANSMISION

Tracción en la Barra de Tiro

5000      10000  
1000      2000



Tracción en la Barra de Tiro vs Velocidad

1a. velocidad.

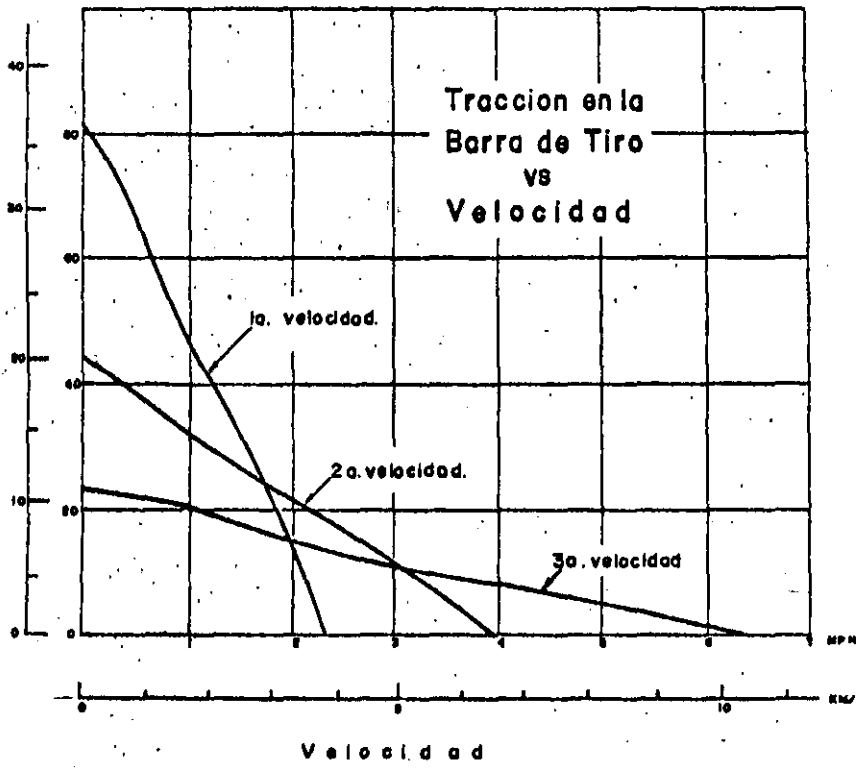
2a. velocidad.

3a. velocidad.

Velocidad

# D7F con SERVO-TRANSMISION

Tracción en la  
Barra de Tiro  
Kg. x 1000    lbs  
1000    1000





## D8H y D7F con TRANSMISION DIRECTA

### TRANSMISION DEL D8H Y DEL D7F:

De engrane constante, con engranajes helicoidales y cambio rápido de sentido de marcha. Lubricación a presión, con aceite filtrado y enfriado. Construcción en unidades desmontables.

### VELOCIDADES Y TRACCION EN LA BARRA DE TIRO DEL D8H:

	Avance		Retroceso		Tracción en la barra de tiro*			
	MPH	km/h	MPH	km/h	A RPM indicadas		Máx. bajo carga	
					libras	(kg)	libras	(kg)
1a	1.6	(2,6)	1.6	(2,6)	52,410	(23790)	63,800	(28900)
2a	2.1	(3,3)	2.1	(3,3)	39,130	(17760)	47,930	(21760)
3a	2.9	(4,6)	2.9	(4,7)	26,070	(12200)	33,210	(15030)
4a	3.7	(6,0)	3.8	(6,1)	19,490	(8850)	24,360	(11060)
5a	4.9	(7,8)	4.9	(7,9)	13,840	(6280)	17,580	(7980)
6a	6.7	(10,8)	6.8	(11,0)	8,660	(3930)	11,360	(5160)

### VELOCIDADES Y TRACCION DEL D7F:

#### Transmisión Standard

	Avance		Retroceso		Tracción en la barra de tiro*			
	MPH	km/h	MPH	km/h	A RPM indicadas		Máx. bajo carga	
					libras	(kg)	libras	(kg)
1a	1.5	(2,4)	1.8	(2,9)	37,600	(17100)	47,450	(21540)
2a	2.2	(3,5)	2.5	(4,0)	25,000	(11350)	31,760	(14420)
3a	3.1	(5,0)	3.7	(6,0)	16,400	(7450)	21,090	(9570)
4a	4.8	(7,4)	5.4	(8,7)	10,100	(4580)	13,280	(6030)
5a	6.8	(9,6)	-	-	7,140	(3240)	9,610	(4360)

RENDIMIENTO -

14

Potencia es la capacidad de realizar un trabajo por unidad de tiempo, por lo que las unidades son Pies Libras por Minuto o Kilográmetros por Minuto. Generalmente se expresa en unidades del sistema inglés en H.P. o caballo de potencia. Un H.P. corresponde a 33,000 Pies Libras por Minuto y equivale a 746 watts.

La altura sobre el nivel del mar afecta la potencia útil de los motores arriba de los 1000 metros del orden del 1% por cada 100 metros de altura, así una máquina trabajando a 3000 metros tendría una pérdida del 20%, que con la instalación de turbocargadores y enfriadores de aire de admisión se tiende a compensar esta disminución en la potencia.

La fuerza tractiva en la barra de un tractor está expresada en la siguiente ecuación:

$$F.T. = \frac{375 \times H.P. \times 0.80}{V}$$

en donde:

F.T. = Fuerza tractiva en libras.

H.P. = Potencia nominal.

V = Velocidad en millas por hora.

Las especificaciones de las máquinas muestran la relación entre velocidad y tracción en la barra de tiro.

La resistencia al rodamiento es la fuerza que se opone al movimiento de una máquina sobre un camino a velocidad uniforme. Se calcula en función del peso del vehículo multiplicado por el coeficiente de Resistencia al Rodamiento.



**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: TRACTORES**

**PROFESOR: ING. CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

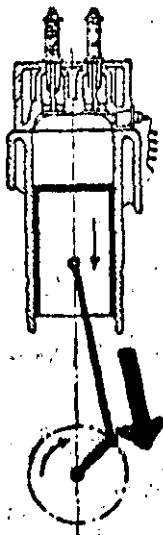
FUNDAMENTO DE TRABAJO, POTENCIA, PAR MOTOR.

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

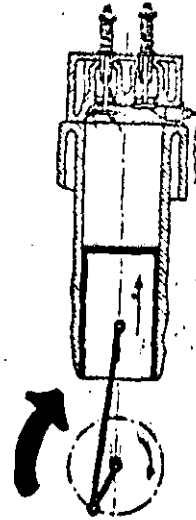
Potencia se define como la velocidad con que se realiza un trabajo.

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.



FUERZA



PAR MOTOR

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)

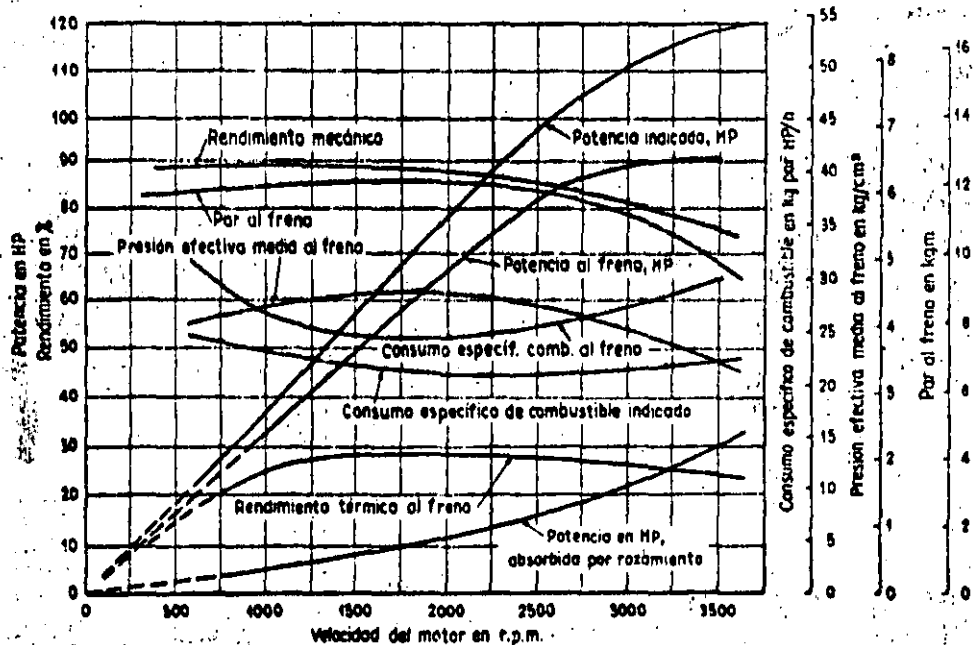
$$P: (HP) = \frac{\pi d f N}{60 \times 76} = \frac{\pi d f N}{4560}$$

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

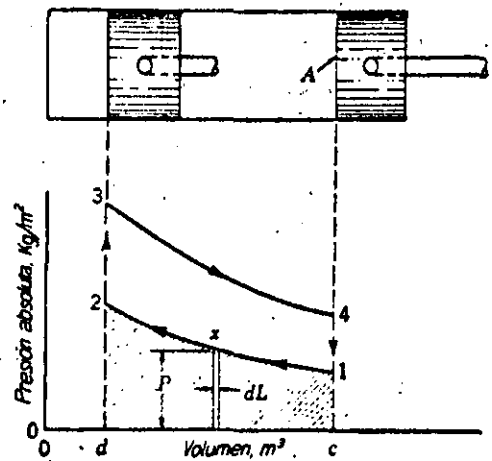


Diagrama PV representando un trabajo sin flujo de masa.

${}_3W_4 = \int_3^4 PdV$ , 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.

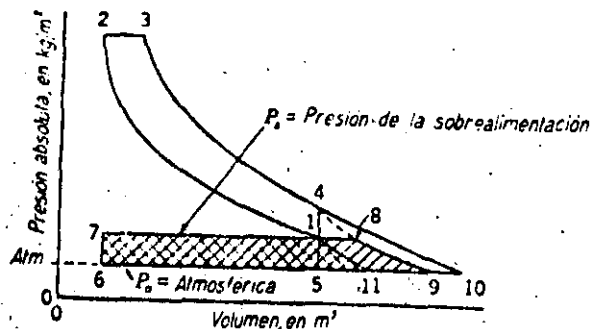
El trabajo resultante será la suma algebraica de los trabajos efectuados siguiendo el ciclo, es decir,

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

## 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.

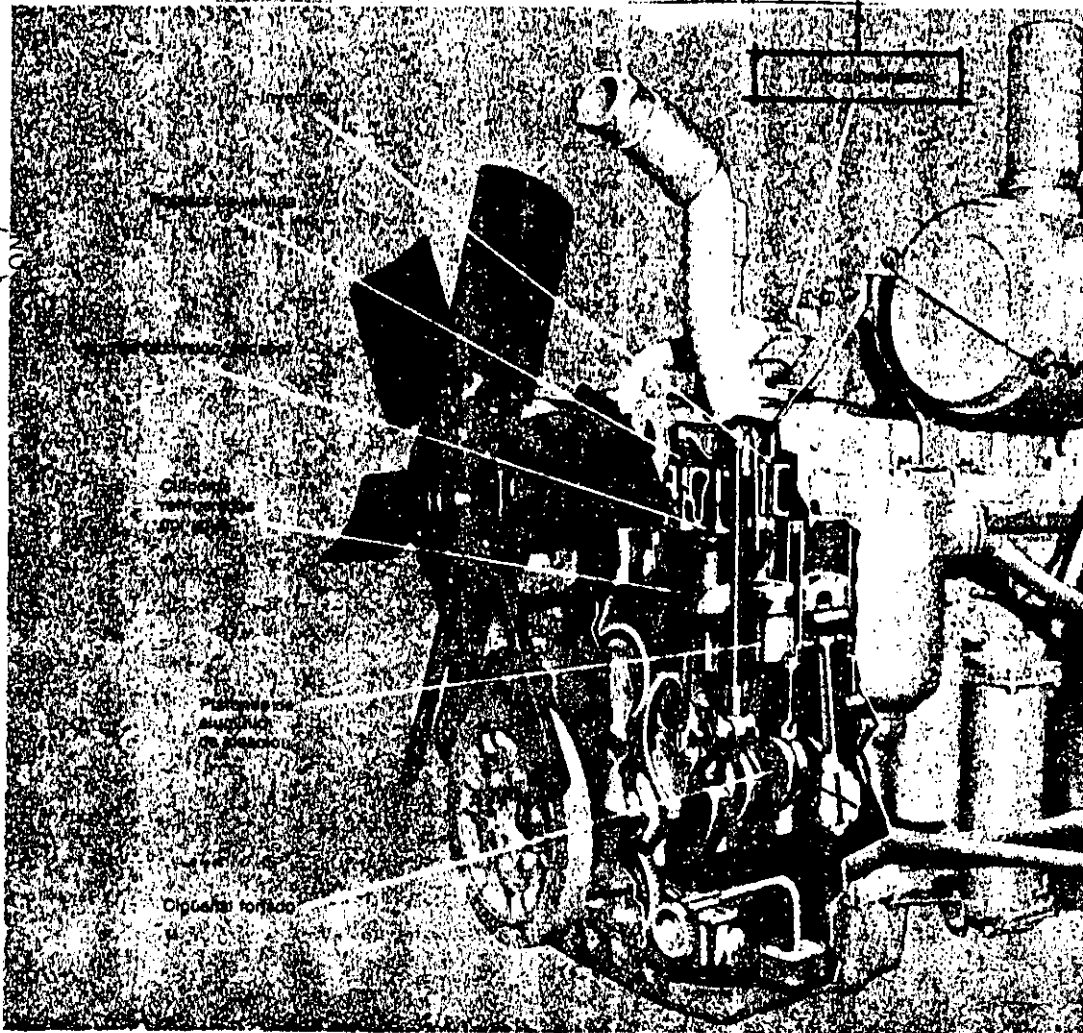
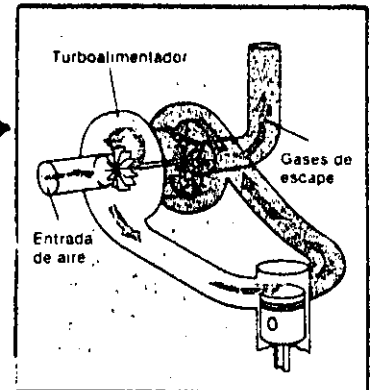
La figura representa un turboalimentador de este último tipo aplicado a un motor fijo.



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 6-7-11-6; 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.

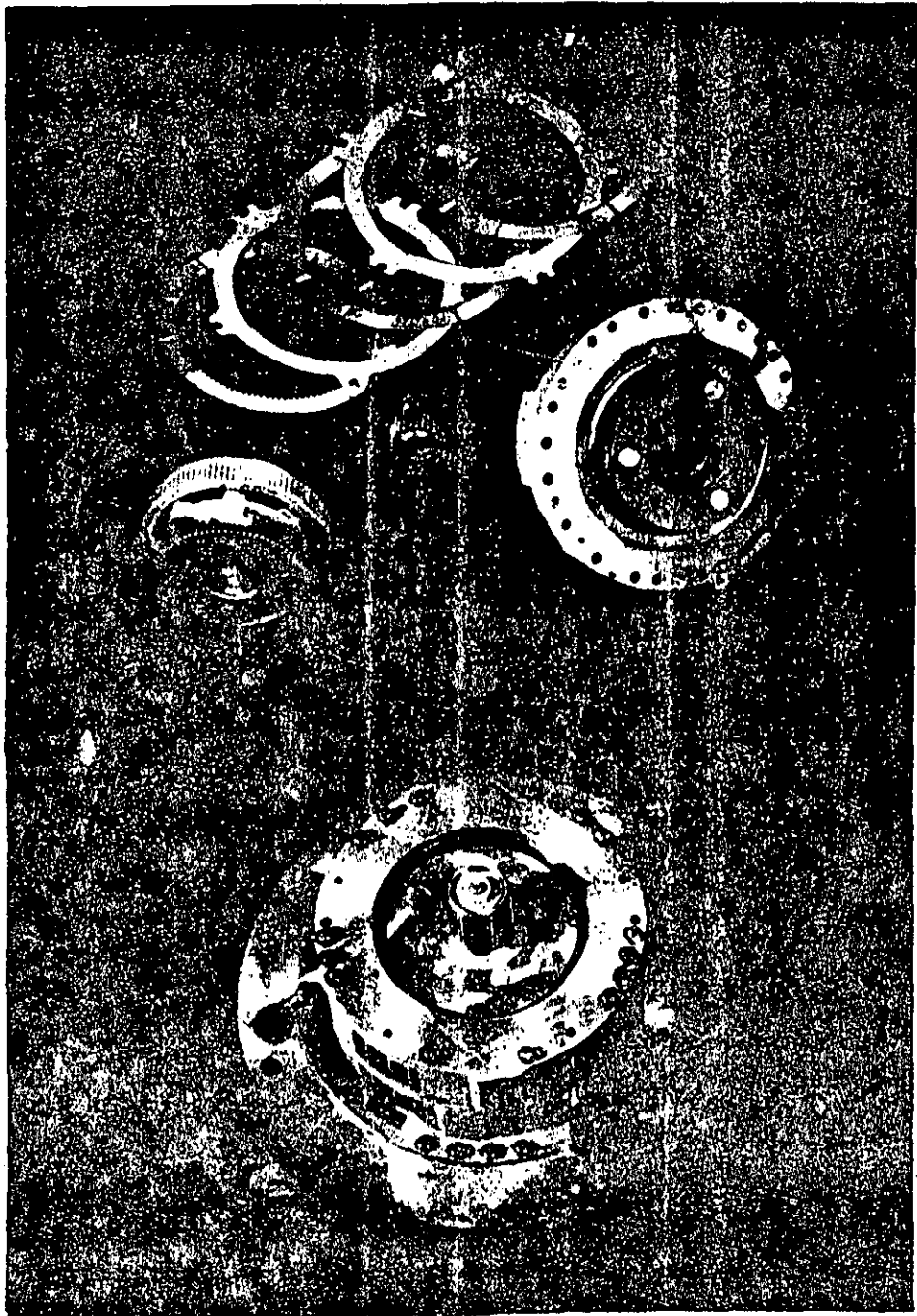


Mediante la turboalimentación se aumenta la potencia en un 50% de la obtenida sin ella, sin cambiar el rendimiento térmico. Además, el trabajo de admisión y de escape no es realizado por el cilindro; este trabajo aparece como una porción de las pérdidas de fricción en los motores con aspiración natural. 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



3

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
<b>TRACTORES.</b>						
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	65
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 <sup>3</sup> <sub>s</sub>	Kg/m <sup>3</sup> <sub>b</sub>	Factores Volumét.
Basalto.....	1960	2970	.67
Bauxita.....	1420	1900	.75
Galiche.....	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
Hematita, 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
Esquisto.....	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.

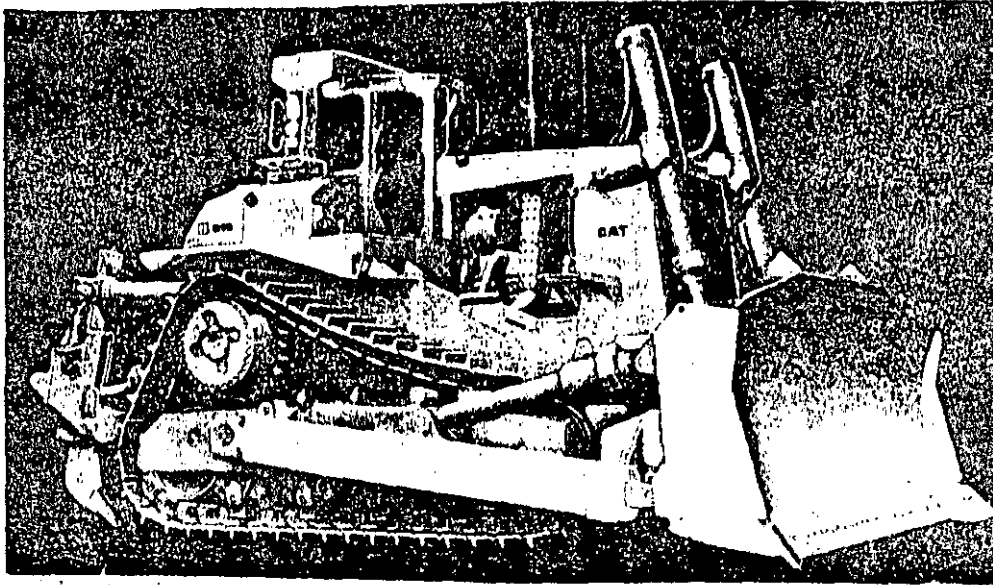
Estas máquinas han sido objeto de avances muy notables en su tecnología, pudiendo disponer actualmente de un tractor (Caterpillar-D10) que tiene una potencia de 700 HP. y está próximo a salir al mercado el modelo D555A de la fábrica Komatsu con una potencia de 1,000 HP.

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

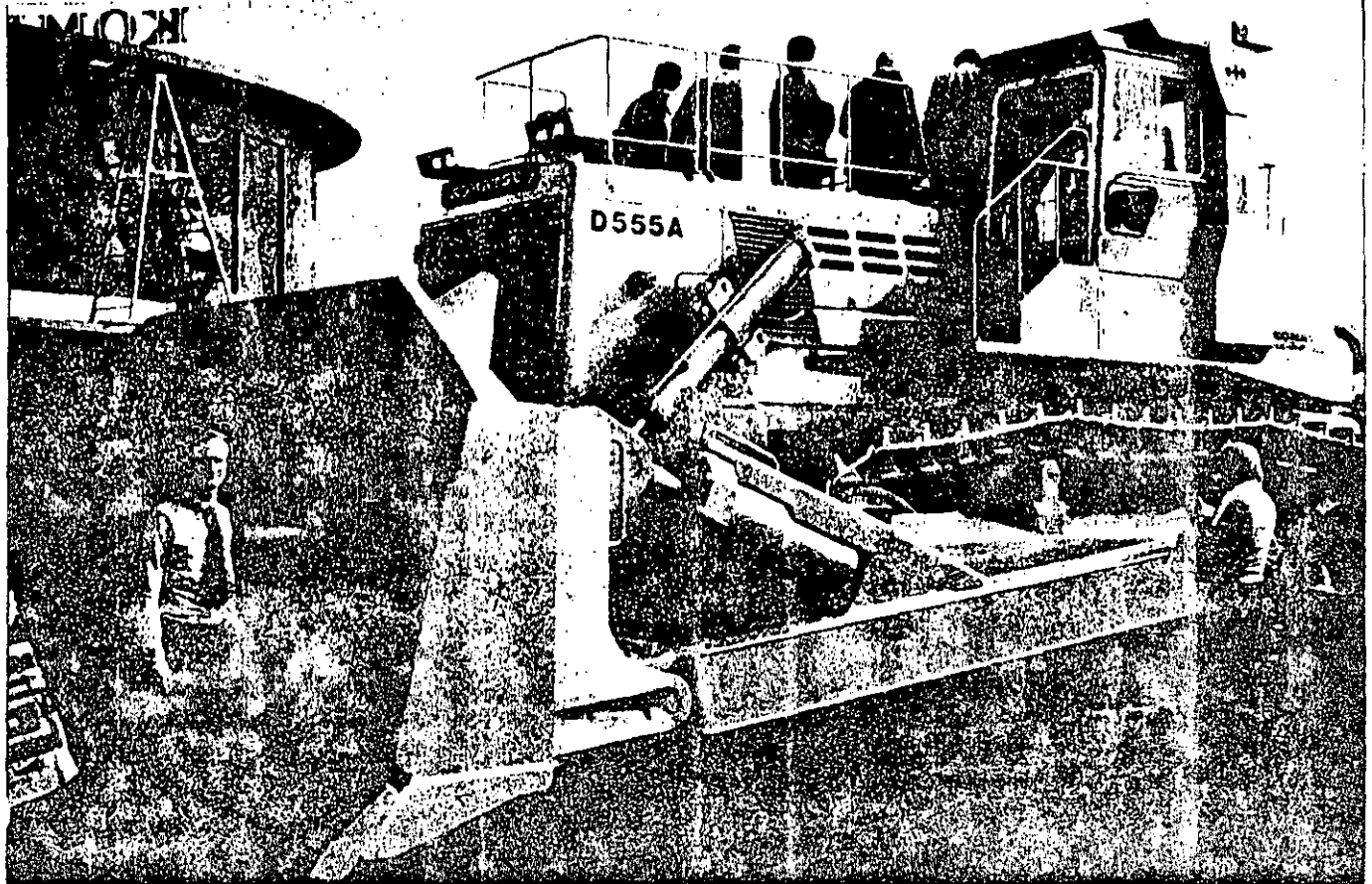
En las próximas páginas de estos apuntes, se podrá estudiar cuáles son y como son los tractores que existen en el mercado de México, sus principales aditamentos y las formas de poder estimar sus rendimientos.

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:

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

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 acarreandolo.
- 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.

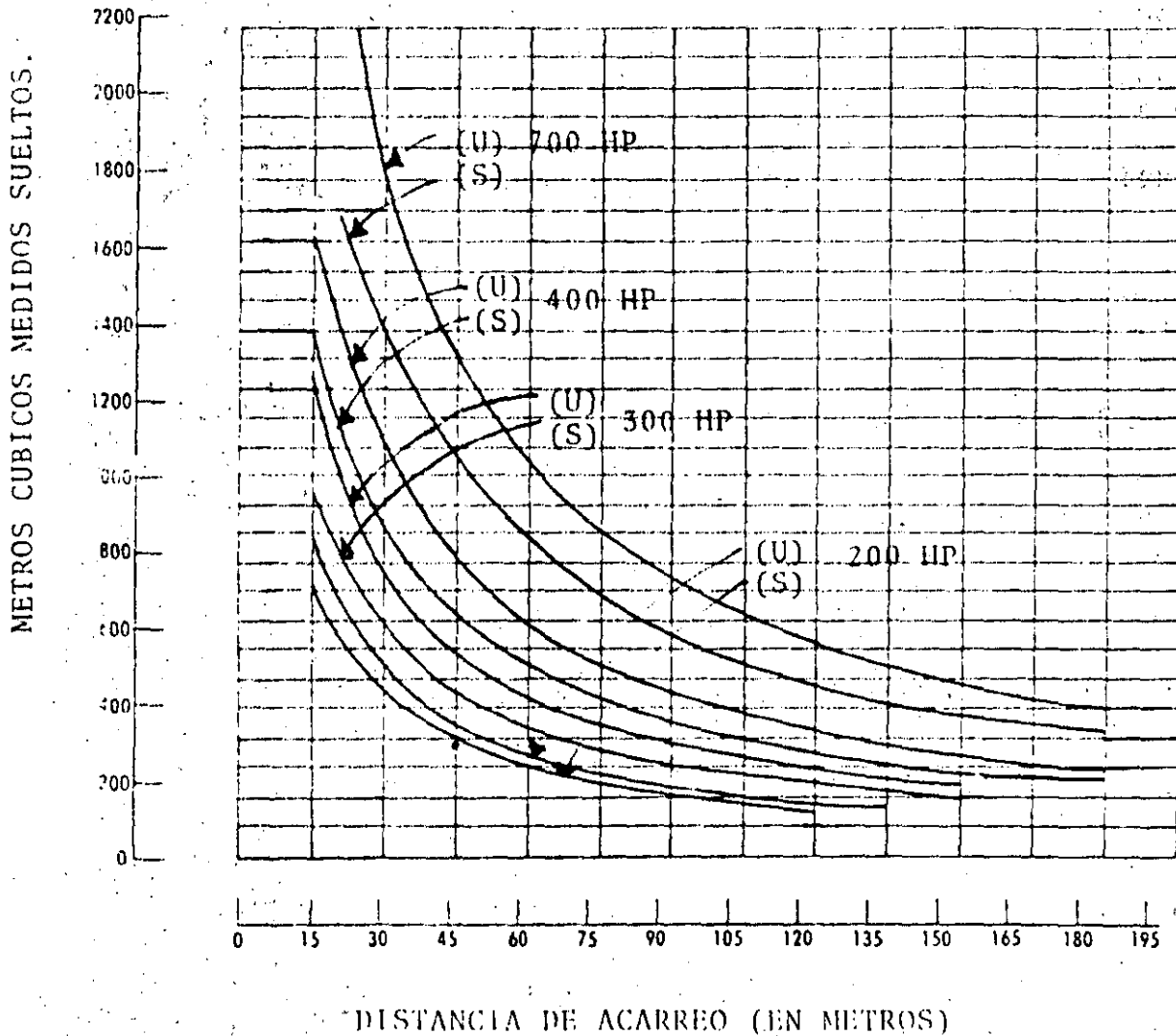
Cuando exista poco coeficiente de tracción, las máquinas de rueda resultan seriamente afectadas y su producción de crece rápidamente. Como no existen reglas fijas que puedan predecir esta pérdida de producción, se utiliza una regla que dice, que la producción decrece 4% por cada 1% que decrece el coeficiente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

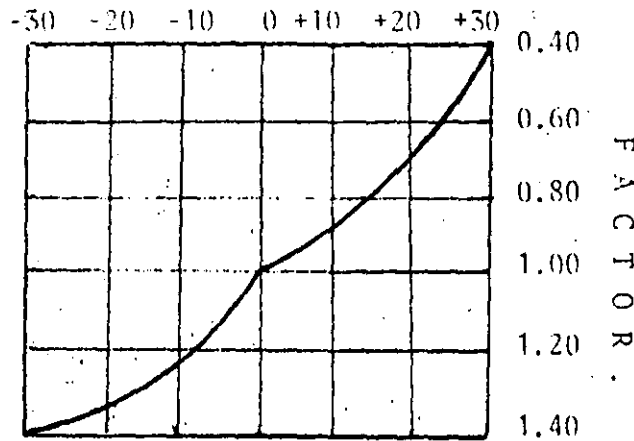
El tractor empujador, especialmente montado sobre orugas, es la máquina cuya producción requiere de mayor cuidado al ser determinada ya que la gran variedad de trabajos que ejecuta lo hace particularmente difícil. La producción será constante cuando la máquina se utilice para trabajar en una pila de 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 zaga.

PRODUCCION DE TRACTORES EMPUJADORES SOBRE ORUGA.





% PENDIENTE



NOTA: (-) FAVORABLE  
 (+) DESFAVORABLE

EJEMPLO:

Determinar la producción por hora de un tractor -D-8/8S 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.

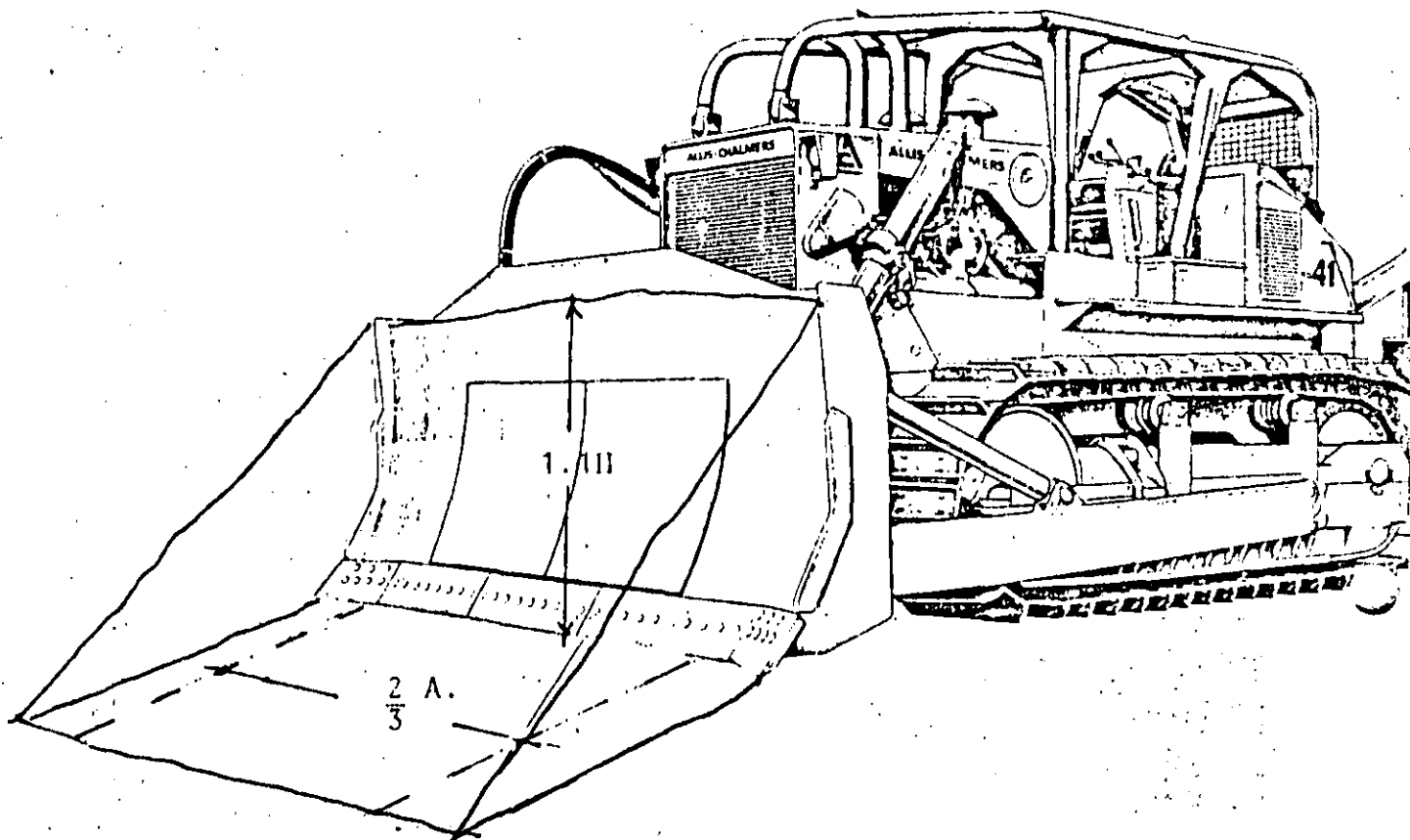
De la curva correspondiente obtenemos una producción teórica de 550 mts.3 por hora, medidos en estado suelto.

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 = $550 \text{ M}^3. \times 0.80 \times 1.19 \times 0.81$ $\times 0.75 \times 0.84 = 267 \text{ M}^3/\text{hora}.$	

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.

$$V = 0.59 H^2 A = 0.59 \times 1.52 \times 1.52 \times 4.24 = 5.77 \text{ M3.}$$

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

Coeficiente de fricción (F) = 1.25

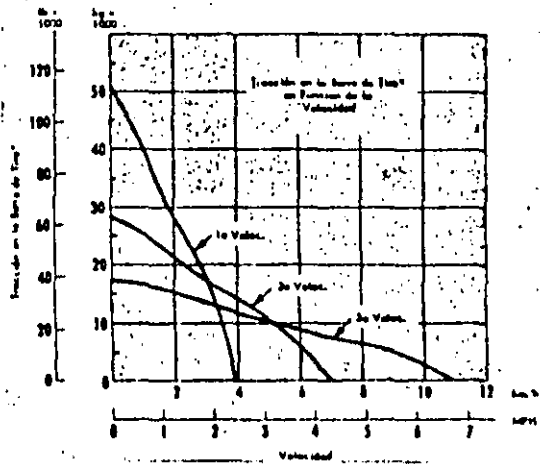
Coeficiente de fricción (f) = 0.40

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.

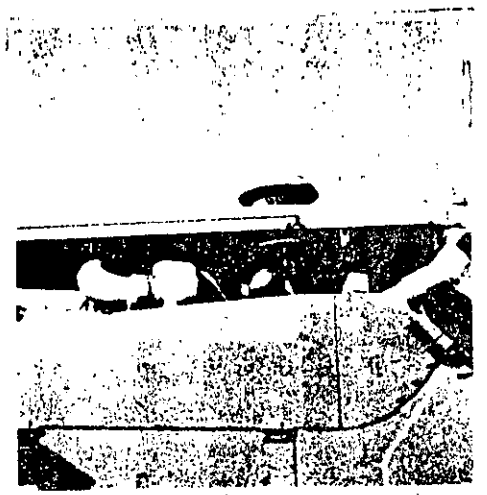
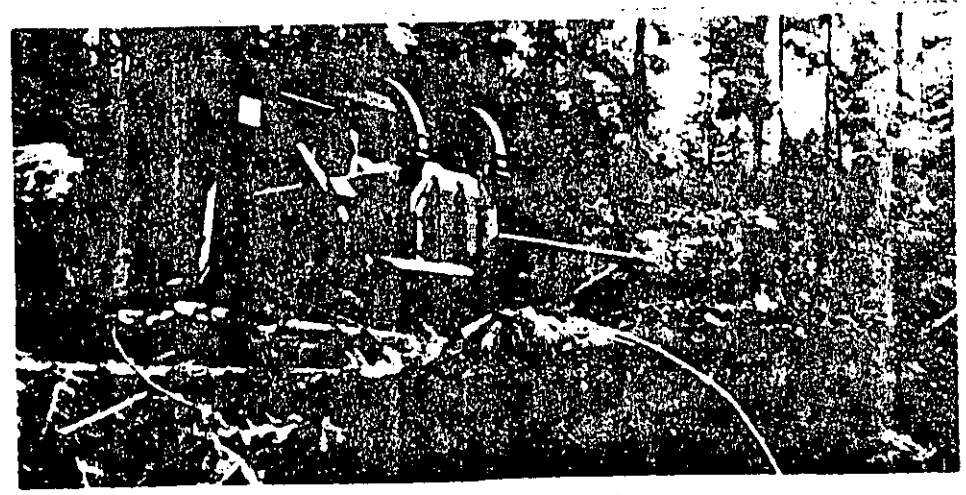
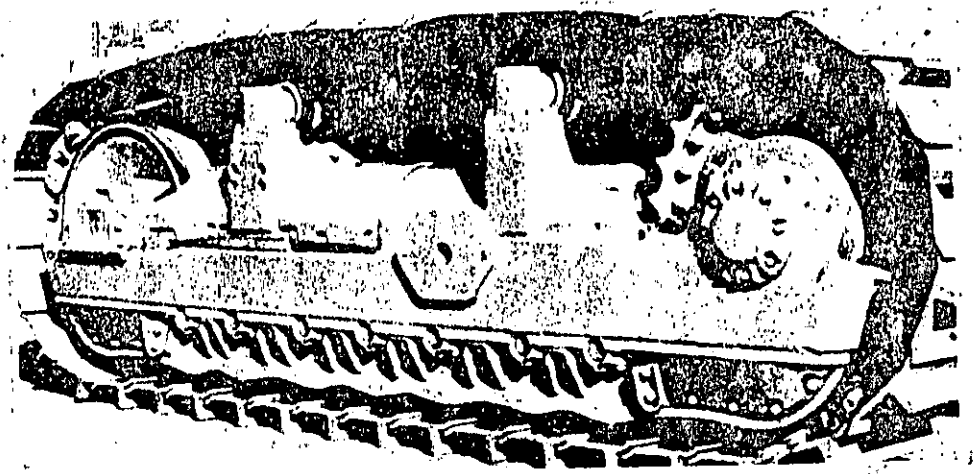
Esto quiere decir 60 ciclos por hora.

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

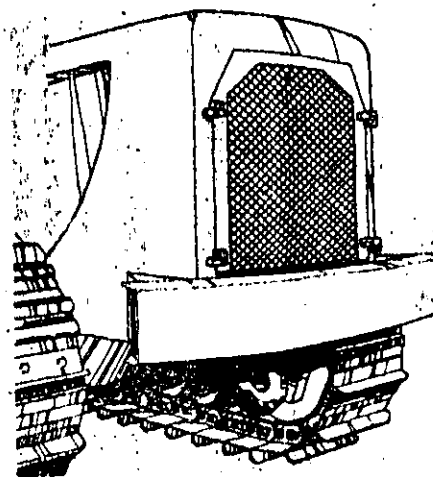
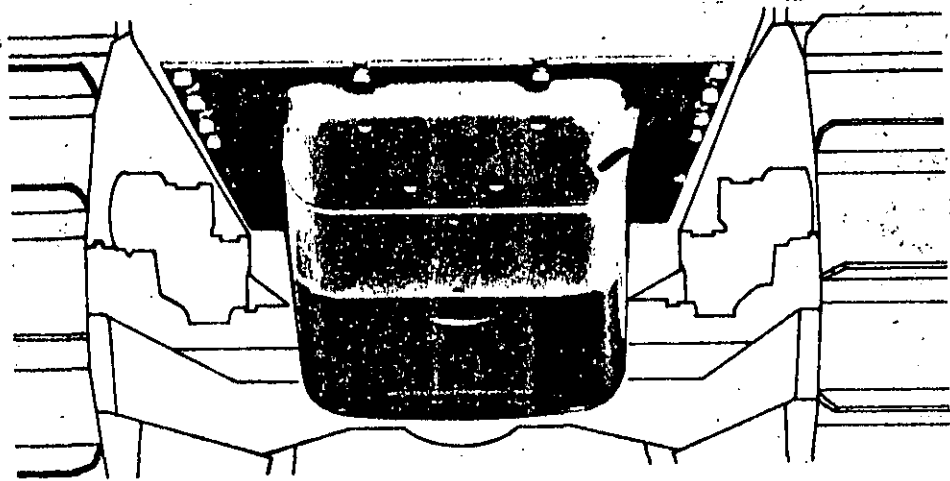
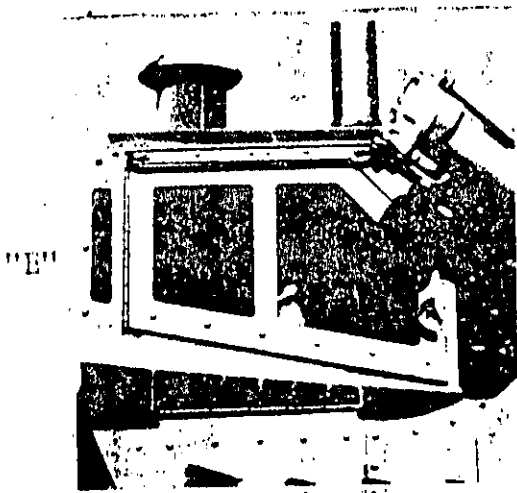
Cifra que coincide con la que se obtiene de las curvas de producción en el cruce de la curva 8U y la ordenada 100 M.

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.



- "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



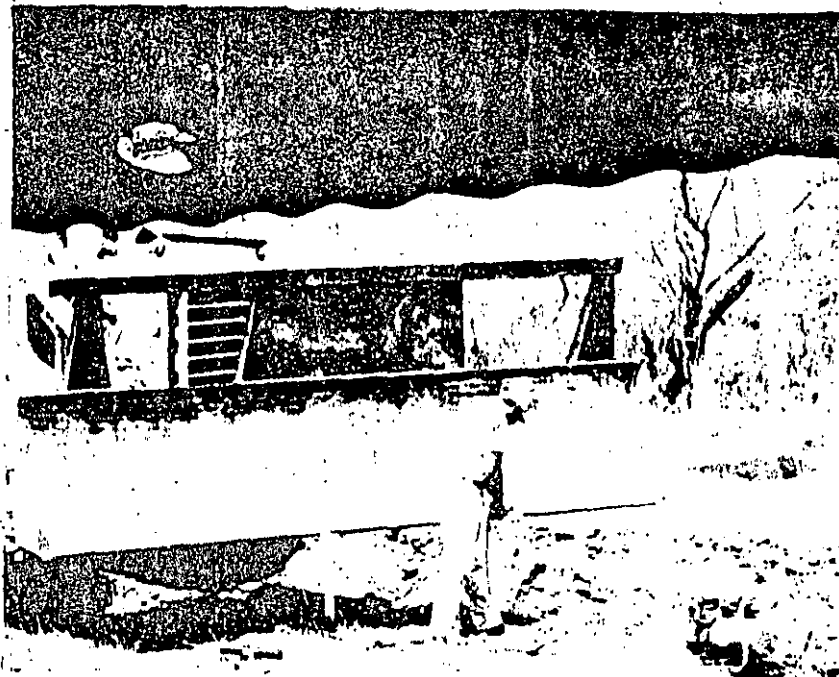
3. Bosques en Tierras Altas



4. Selva Tropical

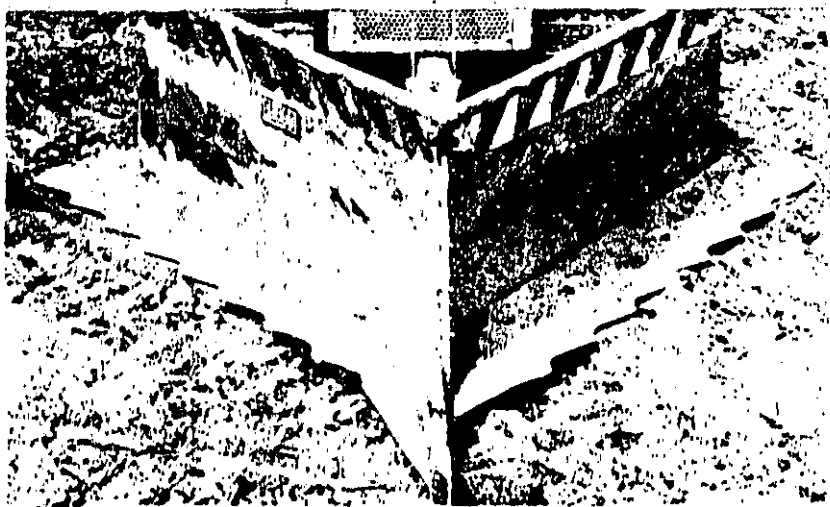
EN ESTAS FOTOS SE MUESTRAN LOS CUATRO TIPOS PRINCIPALES DE VEGETACION EN QUE SE LLEVAN A CABO DESMONTES EN EL MUNDO.





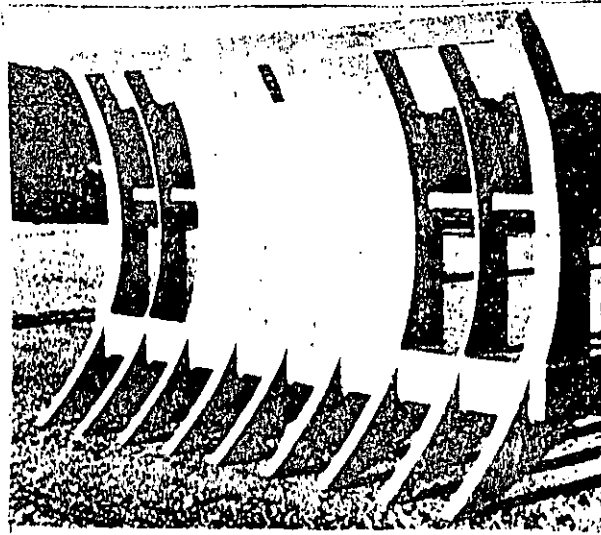
La hoja K/G está provista de una cuchilla de filo muy cortante que recibe la potencia y peso de un tractor de carriles. El ángulo de la hoja es de  $30^\circ$  en todos los modelos, y puede operarse ya sea mediante cable o fuerza hidráulica. Se fabrica de acero de aleación especial. Las cuchillas reemplazables 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.

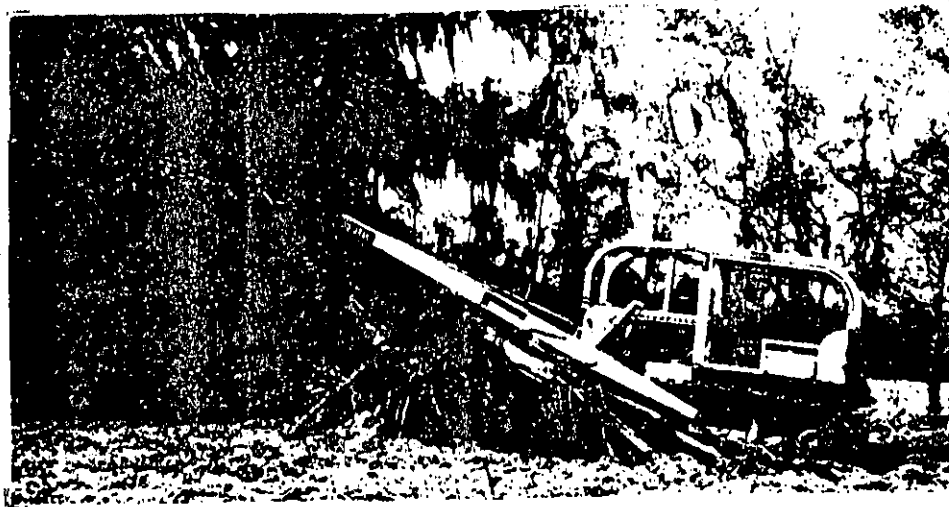




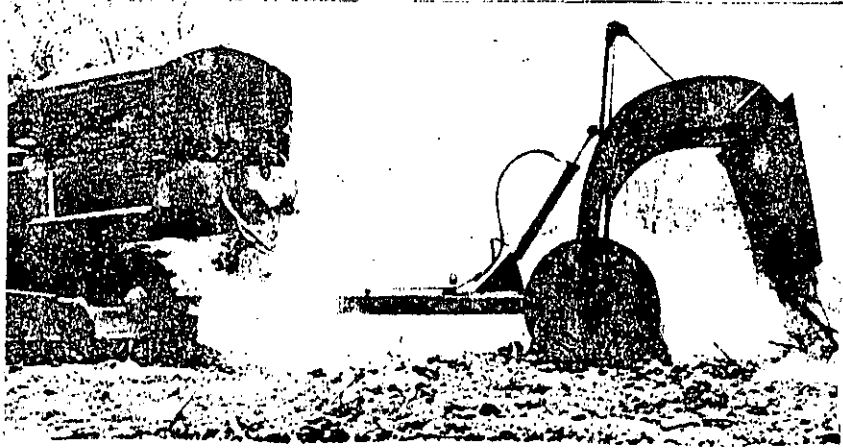
24

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.

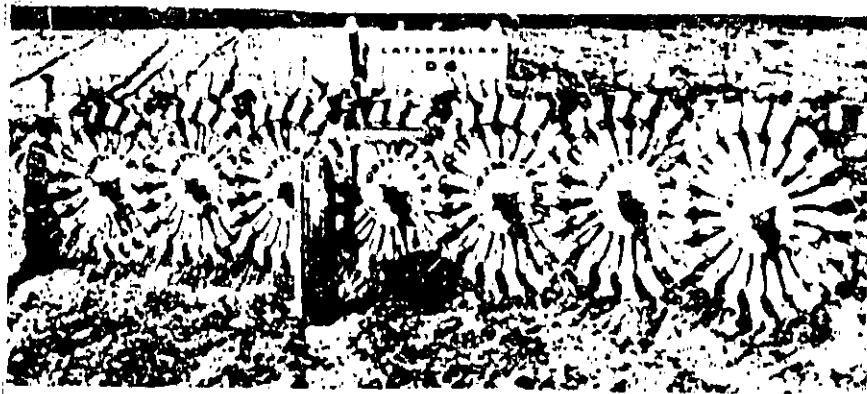
EMPUJADOR DE ARBOLES.



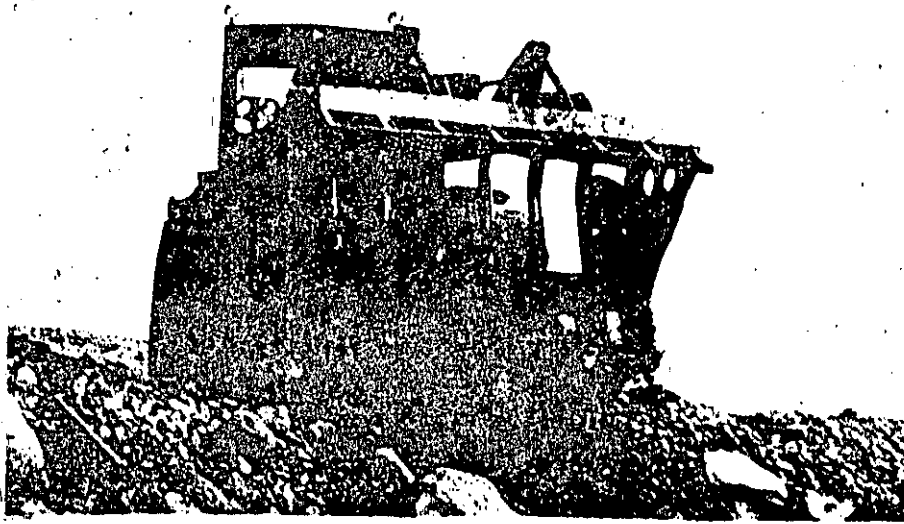
Hay disponibles dos modelos de Empujadores de Arboles. Se instalan en una hoja topadora recta o angulable. Una se asegura con soportes en la parte superior del bastidor, o en los brazos de empuje, y se fija con pasadores en la parte superior de la hoja gobernada por cable o fuerza hidráulica. Puede levantarse 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.

RASTRILLO CON RUEDA PARA RAICES.

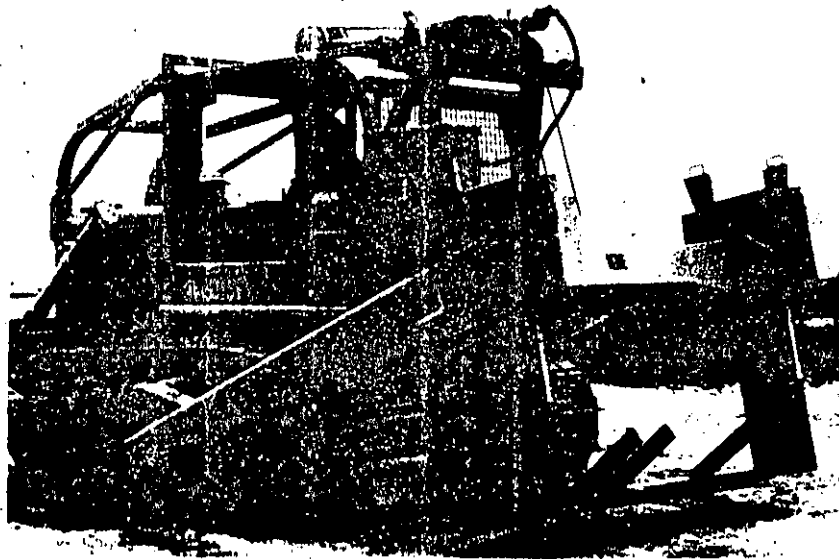
El rastrillo con ruedas para Raíces, de tipo de tracción, se diseñó específicamente para utilizarse después de la aradura de raíces, con el objeto de extraerlas. Deja una zona limpia y lista para utilizar la rastra de discos o efectuar operaciones agrícolas, tales como la resiembra de pasto en granjas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

RASTRILLO BARREDOR.

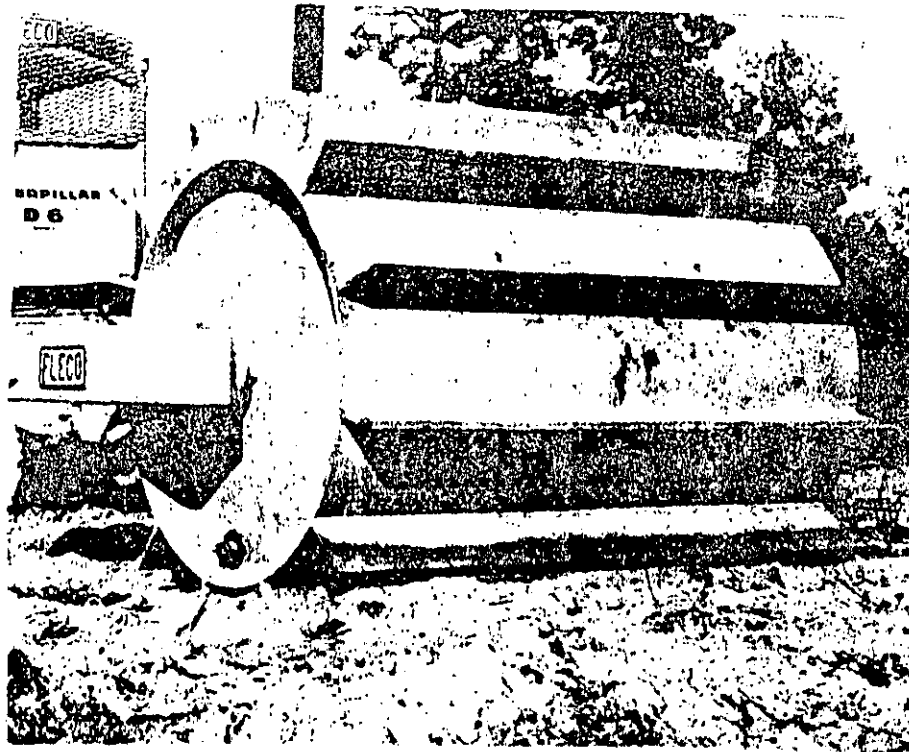
El Rastrillo (o Rastra) Barredor para tractor está provista de ruedas giratorias, las cuales peinan la capa superior de tierra y la limpian de desechos livianos. Asegurado a la barra de tiro de un tractor de carriles, puede limpiar el suelo a velocidades hasta de 8 Km/h.



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.

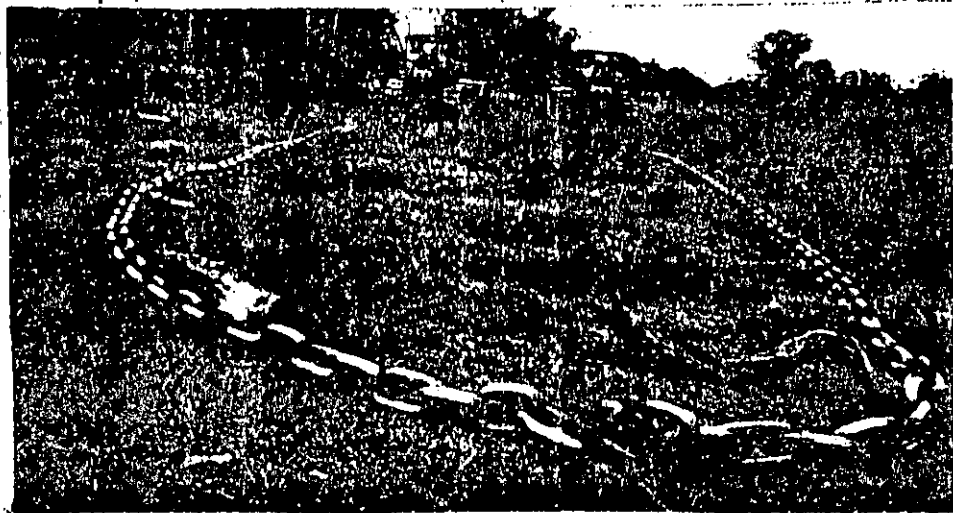


ARADOS PARA RAICES. Los Arados para Raíces consisten en un bastidor que se monta en los muñones con una vertedera de tipo de cuchilla, montada horizontalmente. Esta vertedera, que es un accesorio, se tira mediante un tractor a una profundidad de 20 a 45 cm. de cuña, el operador gradúa con rapidéz y facilidad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

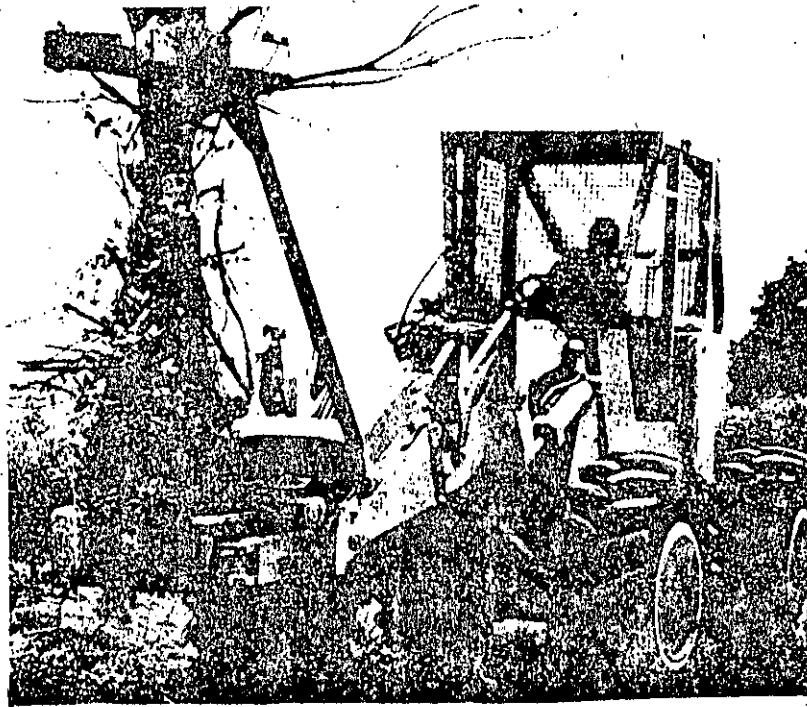


Los Rodillos Cortadores se hallan disponibles en modelos simples, o en combinación de tres. El tambor del cortador, que generalmente se llena con agua para añadirle peso, tiene cuchillas soldadas que pueden penetrar de 15 a 25 cm. Los cortadores de varios tambores están provistos de conjuntos giratorios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

CADENAS DE ANCLA.



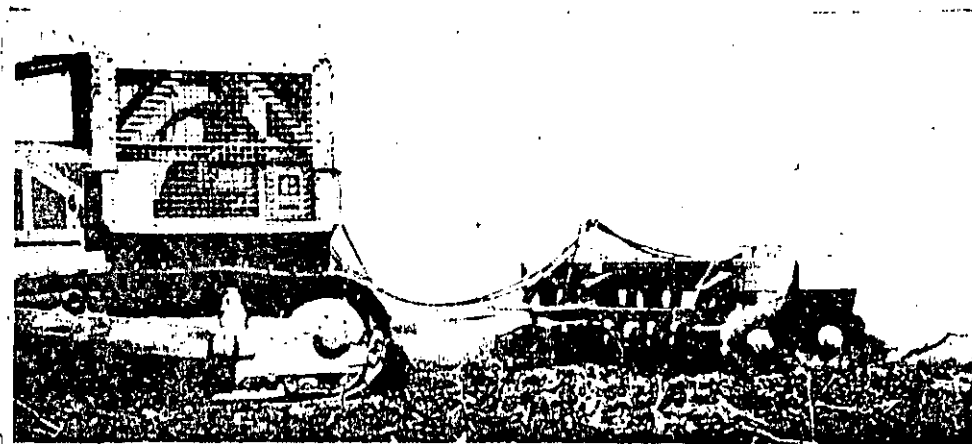
Dos tractores de carriles con cadena de ancla de 6.4 cm. (2 1/2 pulgadas) y longitud de 92 metros desmontan árboles y matorrales en tierras altas.



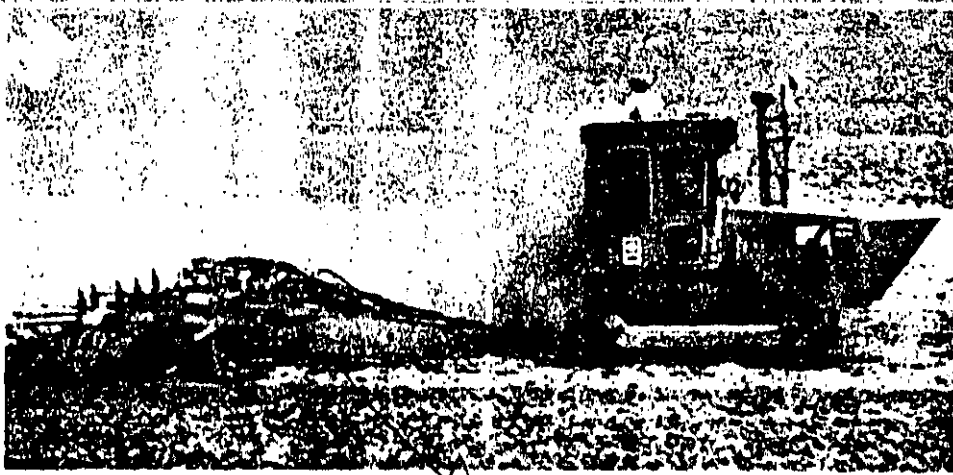
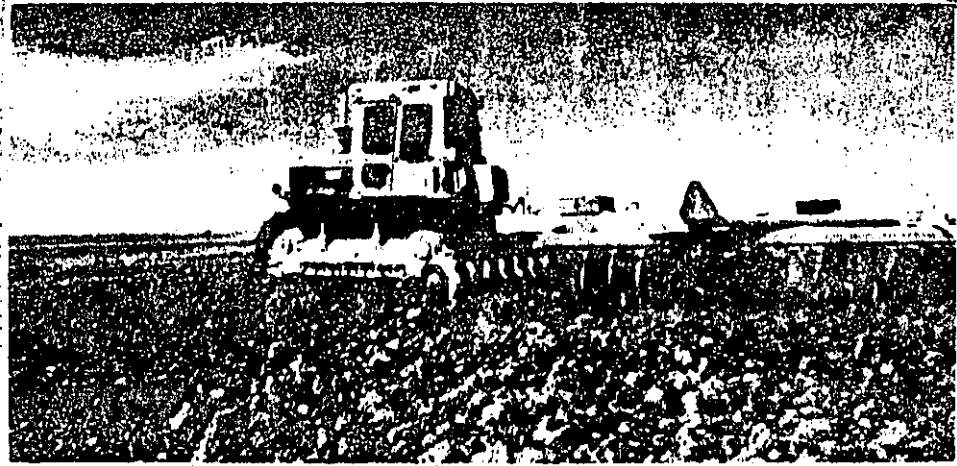
La Taladora con Gancho se diseñó para el derribo, arrastre y apilamiento. Incluye ventajas tales como la caída en línea recta, sin que virtualmente haya fracturas de la madera. Tala árboles hasta de 50 cm. de diámetro, y deja los tocones casi a ras de suelo. Hay modelos disponibles para utilizarse ya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

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.



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	
Potencia en el volante	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	—	1800	—	2000	—	1330	—	1375	—	1800	—
Núm. 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"
Alimentación	5.2 L	318 pulg <sup>3</sup>	7 L	425 pulg <sup>3</sup>	10.5 L	638 pulg <sup>3</sup>	10.5 L	638 pulg <sup>3</sup>	10.5 L	638 pulg <sup>3</sup>	20.4 L	1246 pulg <sup>3</sup>	24.2 L	1473 pulg <sup>3</sup>	29.3 L	1786 pulg <sup>3</sup>
Orillos inferiores (a cada lado)	5	—	5	—	6	—	6	—	6	—	7	—	7	—	8	—
Longitud 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"
Longitud 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 <sup>2</sup>	1723 pulg <sup>2</sup>	1.2 m <sup>2</sup>	1875 pulg <sup>2</sup>	1.81 m <sup>2</sup>	2800 pulg <sup>2</sup>	2.17 m <sup>2</sup>	3380 pulg <sup>2</sup>	2.76 m <sup>2</sup>	4280 pulg <sup>2</sup>	3.51 m <sup>2</sup>	5437 pulg <sup>2</sup>	4.09 m <sup>2</sup>	6338 pulg <sup>2</sup>	5.56 m <sup>2</sup>	8624 pulg <sup>2</sup>
Superficie de las cadenas	1.42 m	4' 8"	1.52 m	5' 0"	1.88 m	6' 2"	1.88 m	6' 2"	1.98 m	6' 6"	2.13 m	7' 0"	2.29 m	7' 6"	2.89 m	9' 6"
<b>MENSIONES PRINCIPALES:</b>																
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"	3.48 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"
Longitud 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"	5.26 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"	3.61 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"	460 mm	18.1"	701 mm	27.6"
<b>Pos y anchos de la hoja:</b>																
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 inclin. con potencia	2.41 m	7' 11"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Amortiguada	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Capac. 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 de fácil extracción.

TRACTOR Y DESGARRADOR	D7G y No. 7		D8K y No. 8				D9H y No. 9				D10 y No. 10			
	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. levánt.)	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"	7.50 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' 6"	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	5' 10"	1.14 m	3' 9"
No. de cavidades	3		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 levánt.)	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)	2590 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	21,108 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, una vez instalado, 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	
	3SBPS	4A	4S	4SBPS	5A	5S	5SBPS	6A	6S	6SBPS	7A	7S	7SBPS	8A	8S	9A	9S		
Ancho del rastrillo	m	2.11	2.39	2.39	2.74	3.12	2.85	3.20	3.05	3.05	3.40	3.35	3.35	3.68	3.43	3.43	3.77	3.77	
	(pie)	(6' 11")	(7' 10")	(7' 10")	(9' 0")	(10' 3")	(9' 4")	(10' 6")	(10' 0")	(10' 0")	(11' 2")	(11' 0")	(11' 0")	(12' 0")	(11' 3")	(11' 3")	(12' 4.5")	(12' 4.5")	
Abertura en punta de dientes	mm	280	266	266	254	279	241	305	266	296	305	305	305	305	305	305	343	343	
	(pulg)	(11")	(10.5")	(10.5")	(10")	(11")	(9.5")	(12")	(10.5")	(10.5")	(12")	(12")	(12")	(12")	(12")	(12")	(13.5")	(13.5")	
Penetración de los dientes	mm	380	380	380	483	406	406	584	406	406	533	508	508	711	508	508	533	533	
	(pulg)	(15")	(15")	(15")	(19")	(16")	(16")	(23")	(16")	(16")	(21")	(20")	(20")	(28")	(20")	(20")	(21")	(21")	
Peso total	kg	526	725	750	784	1420	1315	1395	1515	1749	1393	2060	2673	2052	2939	3094	4160	4766	
	(lb)	(1160)	(1600)	(1650)	(1885)	(3135)	(2900)	(3095)	(3345)	(3880)	(3070)	(4580)	(5900)	(4525)	(6480)	(6800)	(9185)	(10,520)	

**RASTRILLO DE HOJA FLECO**

		D3B		3P/3S		3.55		2.59		3.68		2.92		3.98		2.95	
Ancho del rastrillo	m	2.13	2.77	2.13	3.18	2.62	3.55	2.59	3.68	2.92	3.98	2.95					
	(pie)	(7' 0")	(9' 1")	(7' 0")	(10' 5")	(8' 7")	(10' 8")	(8' 6")	(12' 1")	(9' 7")	(13' 0")	(9' 8")					
Abertura en punta de los dientes	mm	273	305	254	330	330	330	330	381	356	419	330					
	(pulg)	(10.75")	(12")	(10")	(13")	(13")	(13")	(13")	(15")	(14")	(16.5")	(13")					
Penetración de los dientes	mm	330	381	381	381	406	457	457	559	533	559	559					
	(pulg)	(13")	(15")	(15")	(15")	(16")	(18")	(18")	(22")	(21")	(22")	(22")					
Peso total	kg	222	331	313	578	526	721	662	1111	993	1261	1064					
	(lb)	(490)	(730)	(690)	(1270)	(1160)	(1590)	(1460)	(2450)	(2190)	(2760)	(2390)					

**RASTRILLO DE ROCAS Y RAICES FLECO**

Modelo de tractor y hoja topadora	D3B			D4E			D5B			D6D			D7G			D8K		D9H	
	3SBPS	4A	4S	4SBPS	5A	5S	5SBPS	6A	6S	6SBPS	7A	7S	7SBPS	8A	8S	9A	9S		
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							
	(pie)	(6' 8")	(7' 10")	(7' 10")	(9' 3")	(9' 3")	(9' 11")	(9' 11")	(10' 2")	(10' 2")	(11' 3")	(11' 2")							
Abertura en punta de los dientes	mm	280	250	250	250	250	250	250	280	280	300	300							
	(pulg)	(11")	(10")	(10")	(10")	(10")	(10")	(10")	(11")	(11")	(12")	(12")							
Penetración de los dientes	mm	381	483	483	584	584	533	533	711	711	711	711							
	(pulg)	(15")	(19")	(19")	(23")	(23")	(21")	(21")	(28")	(28")	(28")	(28")							
Altura total del rastrillo para maleza	m	1.32	1.37	1.37	1.47	1.47	1.45	1.45	1.83	1.73	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")							
Peso total	kg	525	640	680	1230	1390	1200	1470	1690	1800	2670	5180							
	(lb)	(1160)	(1405)	(1500)	(2715)	(3075)	(2640)	(3250)	(3720)	(3980)	(5890)	(2803)							

BPS = Baja presión sobre el suelo

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

Modelo de tractor y	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
D6CRPS	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	3.68	12.0'	360	14.0"	2600	5750
	MA-144-7S	9	3.68	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

- Fleco
- Rome

**TALADORES EN "V" FLECO**

Modelo del tractor	D4E		D5G		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	31"	760 mm	30"	840 mm	33"	1.22 m	4'0"	1.22 m	4'0"
Peso	1710 kg	3760 lb	2270 kg	5000 lb	2760 kg	6000 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 del tractor	D4E		D5G		D6D		D7G		D8K		
Altura máxima	No disponible		No disponible		No disponible		4.72 m	15'6"	—	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 del tractor	D4E		D5G		D6D		D7G		D8K		
Altura máxima	3.4 m	11'2"	3.9 m	12'9"	3.9 m	12'9"	4.0 m	13'0"	—	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	1050 kg	2300 lb	1300 kg	2860 lb	1502 kg	3310 lb	—	2920 kg	6450 lb

**TALADORA DE ARBOLES EN "V" ROME**

Modelo del tractor	D7F & D7G		D8H		D8K	
Modelo Rome	RV7		RV8H		RV8K	
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	5000 kg	11,070 lb	5880 kg	12,970 lb

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

Modelo del tractor	D7G		D8K	
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"	2.62 m	8'7"
Peso	2340 kg	5150 lb	3321 kg	7300 lb

**CUCHILLAS ROME K/G**

Tractores equipados con bastidor "C" Caterpillar

Tractores equipados con bastidor "C" Rome

Modelo del tractor	D5B	D6D	D7G	D8K	D6D BPS	D6D	D7G BPS	D7G*	D7G	D8H	D8K*	D8K
Modelo de la cuchilla	KGBA6B	KGBA6CA	KGBA7E	KGBA8	KGB8CLGP	KGB6CA	KGB7FLGP	KGB7FTCA	KGB7F	KGB8	KGB8KTC	KGB8K
Ancho total												
Montado	m	3.16	3.16	3.40	3.76	3.76	3.16	3.96	3.40	3.40	3.76	3.76
	pulg.	(10'4.5")	(10'4.5")	(11'2")	(12'4")	(12'4")	(10'4.5")	(13'0")	(11'2")	(11'2")	(12'4")	(12'4")
Peso	kg	1520	1530	2350	3090	2700	2282	3770	3560	3420	5160	5320
	Lb	(3380)	(3380)	(5180)	(6820)	(5950)	(5030)	(8310)	(7840)	(7530)	(11,380)	(11,380)

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		966C		980C		9823
	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	m	1.85	1.85	2.03	2.03	2.21	2.21	2.67	2.67	2.82	2.82	2.85	3.00
	(pie)	(6'1")	(6'1")	(6'8")	(6'8")	(7'3")	(7'3")	(8'9")	(8'9")	(9'3")	(9'3")	(9'4")	(9'10")
Largo de diente debajo del bastidor	mm	610	610	610	787	610	787	610	787	610	684	635	689
	(pulg)	(24")	(24")	(24")	(31")	(24")	(31")	(24")	(31")	(24")	(34")	(25")	(35")
Abertura en punta de los dientes	mm	279	279	267	267	254	254	254	254	273	273	241	273
	(pulg)	(11")	(11")	(10.5")	(10.5")	(10")	(10")	(10")	(10")	(10.75")	(10.75")	(9.5")	(10'5")
Peso del rastrillo	kg	623	692	730	903	980	1120	1104	1202	1497	1515	1900	2309
	(lb)	(1376)	(1525)	(1610)	(1990)	(2160)	(2470)	(2410)	(2650)	(3300)	(3350)	(4320)	(5080)
Altura de la barra del paraguas (máxima) en posición de empuje	m	3.26	3.26	3.56	3.91	3.76	3.70	4.01	4.12	4.27	4.17	4.12	4.06
	(pie)	(10'8")	(10'8")	(11'8")	(12'8")	(12'4")	(12'4")	(13'2")	(13'6")	(14'0")	(13'8")	(13'6")	(13'4")

**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	m	1.85	1.85	2.03	2.21	2.21	2.21	2.21	2.85	2.85	3.00
	(pie)	(6'1")	(6'1")	(6'8")	(7'3")	(7'3")	(7'3")	(7'3")	(9'4")	(9'4")	(9'10")
Largo de diente debajo del bastidor	mm	510	610	610	610	660	610	660	635	615	711
	(pulg)	(24")	(32")	(24")	(32")	(24")	(31")	(24")	(34")	(25")	(36")
Abertura en punta de los dientes	mm	279	279	279	279	279	279	279	254	279	254
	(pulg)	(11")	(11")	(11")	(11")	(11")	(11")	(11")	(10")	(11")	(10")
Peso del rastrillo	kg	323	692	789	980	1148	1310	1197	1310	1920	2051
	(lb)	(716)	(1525)	(1740)	(2170)	(2530)	(2870)	(2650)	(2889)	(4237)	(4521)
Altura de la barra del paraguas (máxima) en posición de empuje	m	3.15	3.15	3.50	3.91	3.96	3.96	3.86	4.2	4.27	4.80
	(pie)	(10'4")	(10'4")	(11'6")	(12'8")	(12'10")	(12'10")	(12'8")	(14'0")	(14'0")	(15'9")

HOJAS CATERPILLAR

HOJAS BALDERSON

6235

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	•	•		•			•					
B14	•						•					
B15					•							
B16					•							
B24C	•						•	•				
B25C					•							
B26C					•							

- S- Recta
- U- Universal
- A- Giro horizontal
- C- Amortiguadora
- FS- Espárcidora 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)							
<b>EMPUJE EN PRODUCCION</b>									
Aplamiento liviano	G	E	G		E	E			
Materias corrientes	E	G	F	F	G	G			
Materias tenaces	G	F			F	F			
Aplamiento 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	E	E			G	G		
Formación de bancales	E	E	E			E			
Empuje de rocas	G	F		G	F	F			
<b>TRABAJOS INICIALES</b>									
Prep. de zonas para edificar	G	G	G			G	F	F	
Construc. de caminos	G	G	G			G	G		
Extracción de tocones	G	G	F			G	E	G	G
Extracción de rocas	G	F	F			F			F
<b>CONFORMACION DEL SUELO</b>									
Terrazas y drenaje	E	G	E			G	F		
Construc. de albercas	E	G	F			G	F		
Habilitación de tierras	E	E	F		E	E	F		
<b>EMPUJE EN LA CARGA</b>									
Empuje temporal con plancha	G	F		E		F			
Empuje continuo	F			E					
<b>DESMONTE DE TIERRAS</b>									
Extracción de matorrales	E	F	G			F		E	E
Tala de árboles	E	F	F			F		E	
Amontonamiento	F	F	F			F	G		E



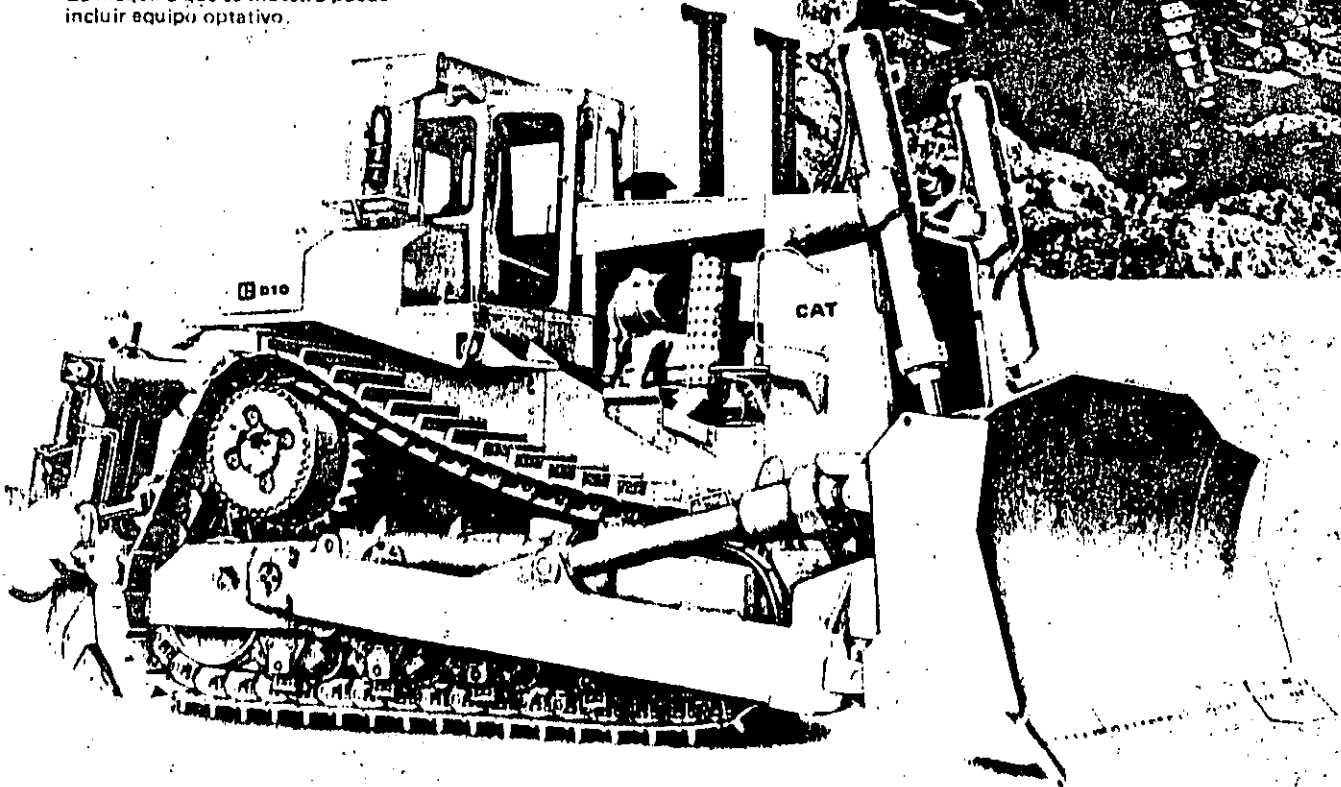
# CATERPILLAR

## Tractor de Cadenas D10

38



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 pivota 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 atenuación 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 asistencia 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 165 mm (6,5") y cilindrada de 29,3 litros (1786 pulg<sup>3</sup>). 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

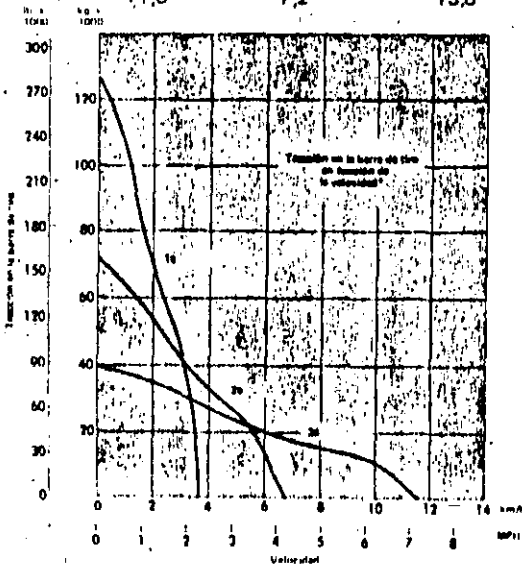
Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 533 mm (21") de diámetro y alta capacidad de par motor. El sistema de modulación especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga, sin restricciones.

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 entran 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 expansor 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 guardagujas 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<sup>2</sup> (8624 pulg<sup>2</sup>)
- 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	382
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., refriger., 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., refriger., 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

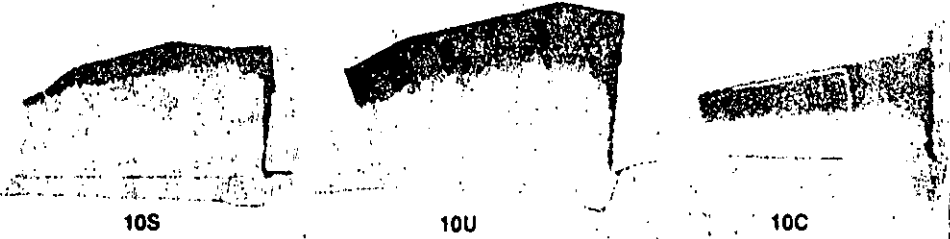
### Bomba de engranajes:

Caudal a 6895 kPa (69 bar) (1000 lb/pulg <sup>2</sup> )	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 <sup>2</sup> )
Cilindro de inclinación	17 926 kPa (179 bar) (2600 lb/pulg <sup>2</sup> )
Desgarrador	17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg <sup>2</sup> )
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.	178 litros (47 gal.)

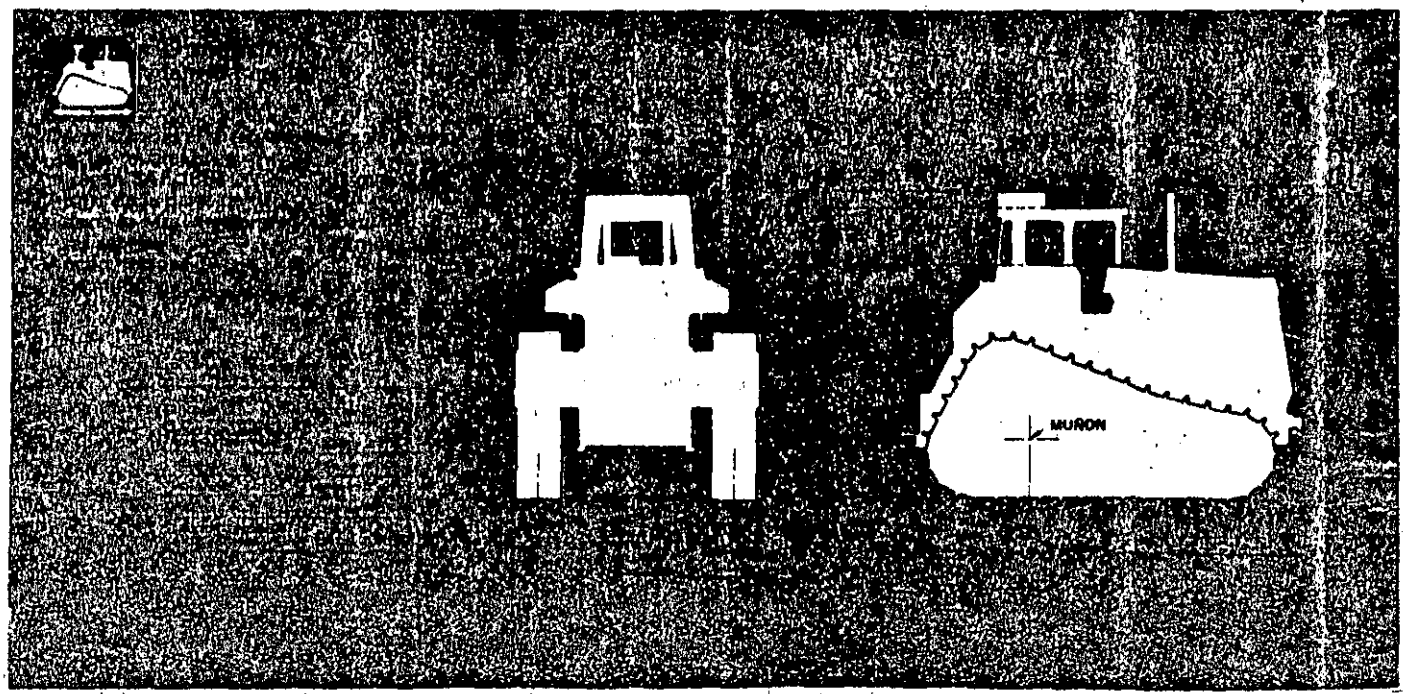
Hojas empujadoras diseñadas para trabajos severos de empuje, recuperación de tierras y carga y empuje de traillas. Cuchillas y cantoneras de acero DH-2, más duraderas. Más estabilidad por la conexión de tirante estabilizador que acerca la hoja al tractor. Cilindros de levantamiento montados en las esquinas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



### Hojas empujadoras

Modelo	Ancho (mm)	Altura (mm)	Longitud (mm)	Longitud (mm)	Longitud (mm)	Peso (kg)	Peso (kg)
10S	5488 mm (18'0")	2160 mm (69")	638 mm (25")	1460 mm (59")	818 mm (32")	12 630 kg (27 849 lb)	78 050 kg (172 100 lb)
10U	6004 mm (19'8")	2231 mm (73'4")	711 mm (28")	1848 mm (61")	940 mm (37")	12 960 kg (28 554 lb)	78 370 kg (172 806 lb)
10C	3810 mm (12'6")	1826 mm (59")	1170 mm (46")	800 mm (31'3")	No aplicable	9500 kg (20 948 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, 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.





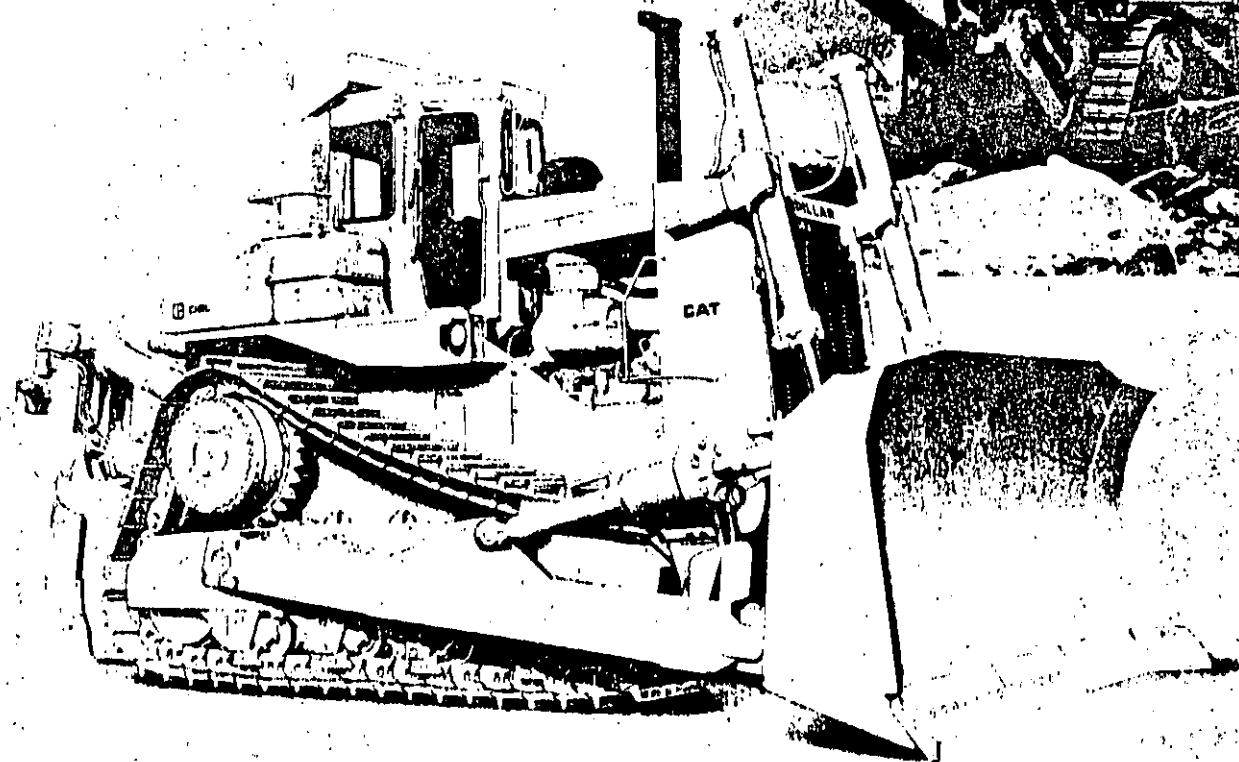
# CATERPILLAR

Tractor de Cadenas

# D9L

39

La máquina que se muestra puede incluir equipo optativo.



## Características principales

- El Motor Diesel Caterpillar 3412 turbosalimentado, 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, turbosalimentado, 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 pulg<sup>3</sup>).

Sistema de combustible Caterpillar de inyección directa, con válvulas y bombas de inyección individuales, libres de ajuste. Cojinetes del turbosalimentador 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.

# Tractor de Cadenas

# D9L



## Transmisión

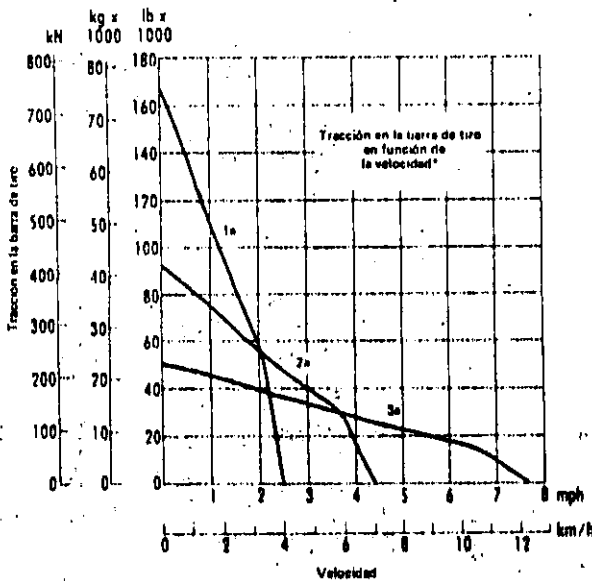
Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 432 mm (17") de diámetro y alta capacidad de par motor. El sistema de modulación especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga, sin restricciones.

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 desgarrador 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 engrían 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, amperceables y remolazables.



## Bastidor de rodillos

De diseño tubular, que resiste los esfuerzos torsionales y de flexión. Los rodillos y ruedas guía de lubricación permanente 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 esleñones 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 (140")
- Superficie de contacto con el suelo con zapatas estándar . . . . . 4,336 m<sup>2</sup> (6,720 pulg<sup>2</sup>)
- 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	36,6
Sistema hidráulico de los implementos		
Tanque solamente . . . . .	83	22



## 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 DS, 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





### 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:

	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

Bomba, de paletas, impulsada por el mando auxiliar:

Caudal a 6895 kPa (60 bar) (1000 lb/pulg <sup>2</sup> )	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/pulg <sup>2</sup> )
Cilindro de inclinación	17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg <sup>2</sup> )
Desgarrador	16 547 kPa (165 bar) (2400 lb/pulg <sup>2</sup> )

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	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 trillas. 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 J1285	Ancho total* (tractor con hoja empujadora)	Altura	Profundidad de excav.	Despejo sobre el suelo	Inclinación transversal máxima	Peso**	Peso total en ord. trabajo (tractor con hoja empujadora)
9S	16,1 m <sup>3</sup> (119,9 yd <sup>3</sup> )	4,541 m (14,91 ft)	1,988 m (78,7 ft)	626 mm (24,7 in)	1,436 m (56,8 ft)	1,163 m (45,8 in)	8324 kg (18,350 lb)	51,389 kg (112,860 lb)
9U	18,2 m <sup>3</sup> (23,9 yd <sup>3</sup> )	4,972 m (16,31 ft)	1,988 m (78,7 ft)	825 mm (32,5 in)	1,436 m (56,8 ft)	1,257 m (49,5 in)	8823 kg (19,450 lb)	51,688 kg (113,950 lb)
9C		3,315 m (10,87 ft)	1,509 m (59,4 ft)	1219 mm (48 in)	906 mm (35,7 in)	No aplicable	6396 kg (14,100 lb)	49,225 kg (108,520 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, cabina 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.

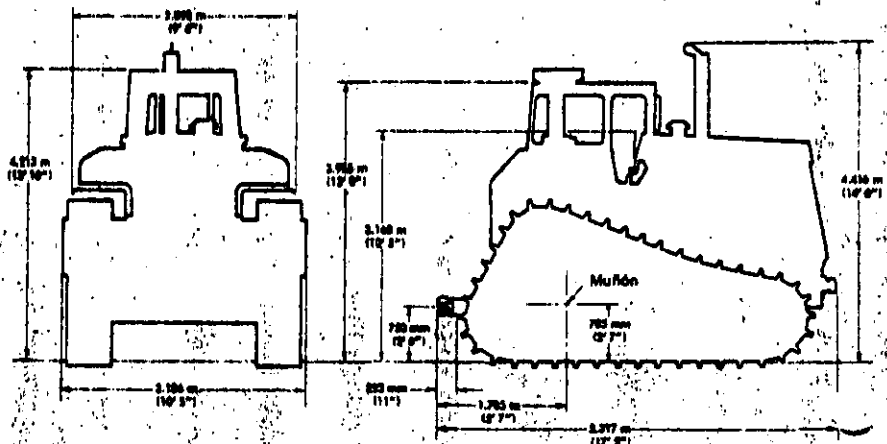


### Dimensiones (aproximadas)

Despejo sobre el suelo, desde la care interior de las zapatas, según SAE J894 . . . . . 610 mm (24")

CON ESTOS ACCESORIOS AÑADIDOS A LA LONGITUD BÁSICA DEL TRACTOR DE 6,31 m (20' 8 1/2"):

DESGARRADOR DE UN DIENTE	2665 mm (87' 5")
DESGARRADOR DE VARIOS DIENTES	2667 mm (87' 5")
HOJA A	1678 mm (55' 1")
HOJA B	1885 mm (61' 8")
HOJA C	1286 mm (42' 2")
DESGARRADOR DE UN DIENTE ANCHO ESTABILIZADO	4138 mm (135' 9")



ANCHO SOBRE EL MUÑÓN: 3,631 m (11' 11")  
 ANCHO SOBRE LAS ZAPATAS: 3,110 m (10' 2")  
 DE 816 mm (34")  
 DE 125 mm (5")



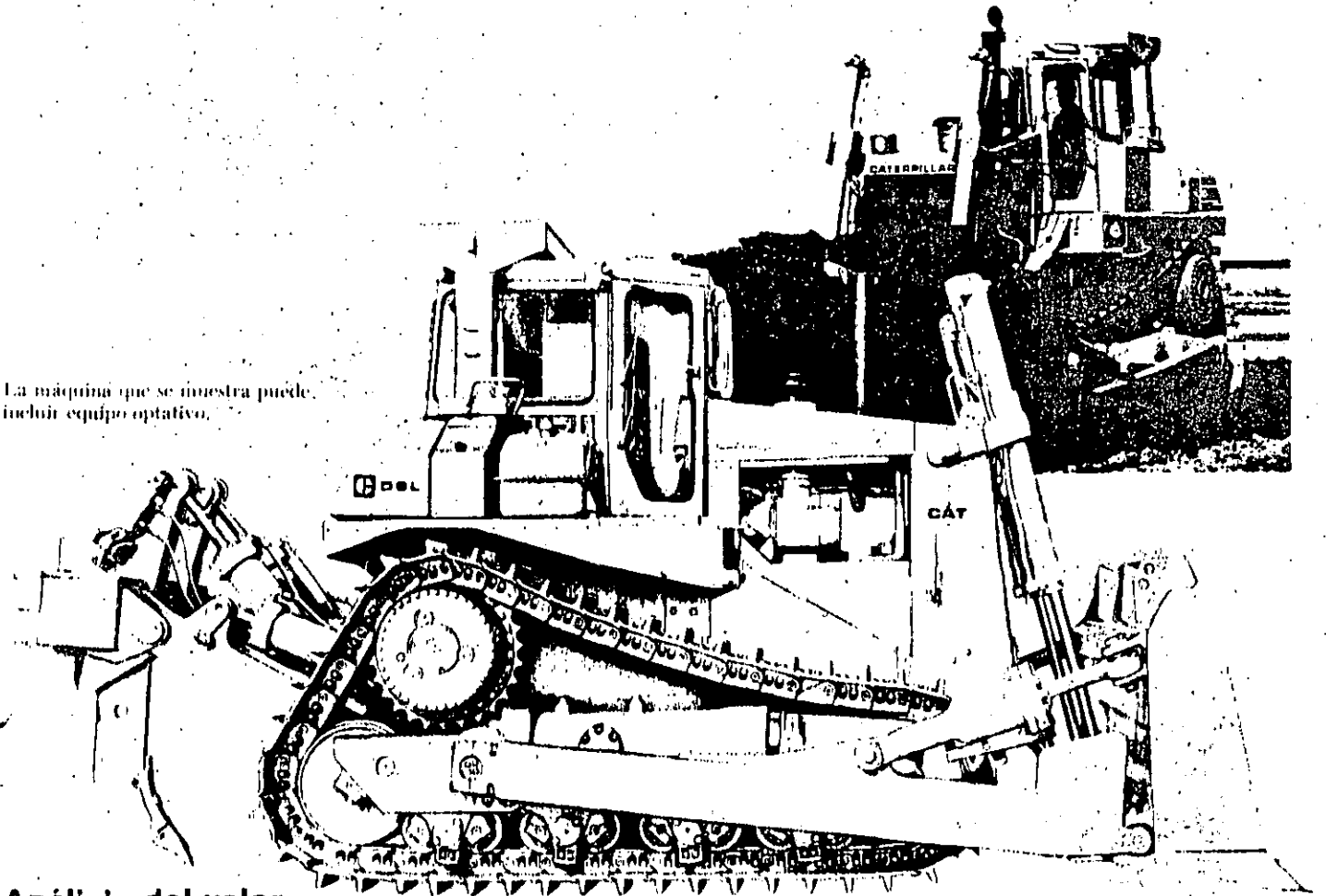
# CATERPILLAR

Tractor de Cadenas

## D8L

### 42

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 estabon nuestro 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 fácil alcance. El asiento, orientado en ángulo, contribuye a la visibilidad hacia adelante y hacia atrás.
- **El mantenimiento es sencillo**, con pocos puntos de engrase, y con ajustadores hidráulicos de cadenas, puntos de servicio agrupados y filtros intercambiables de aceite y combustible.



## 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 (29,38" 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. 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 pulg<sup>3</sup>).

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. Lamebreras 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 cuna, engrasados por rocio 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.

# D8L

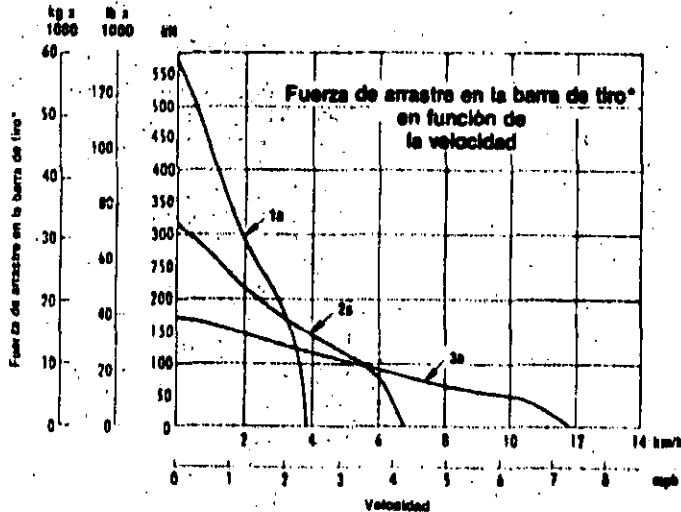


## Transmisión

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 aun 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	14,8	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 embrazables y regulables.



## 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 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 rodados 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 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 m <sup>2</sup> (5565 pulg <sup>2</sup> )
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
Sistema de lubricación:		
Carter del motor diesel	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 ROPS.



### Controles hidráulicos

El sistema completo consta de bomba, tanque con filtro, válvulas, tuberías, armillaje, 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:

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

Bomba, de paletas en dos secciones, impulsadas por el volante:  
 Caudal a 6895 kPa (69 bar) (1000 lb/pulg<sup>2</sup>) ..... 1.213 lit. min (56 gal/min)  
 Flujo del cilindro de inclinación ..... 197 lit. min (26 gal/min)  
 RPM de la bomba a velocidad indicada del motor ..... 1900

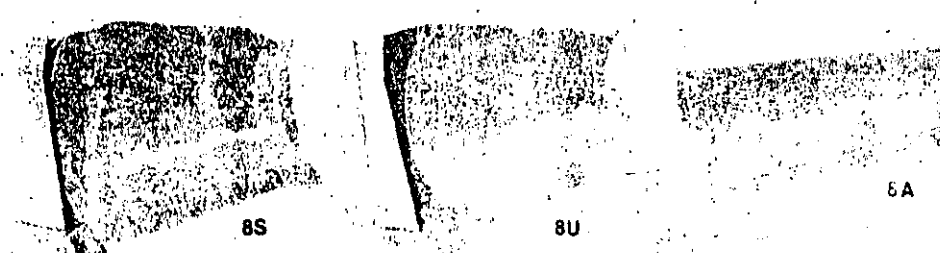
Ajuste de la válvula de alivio:  
 Hoja empujadora ..... 16 547 kPa (165 bar) (2400 lb/pulg<sup>2</sup>)  
 Cilindro de inclinación ..... 17 237 kPa (172 bar) (2500 lb/pulg<sup>2</sup>)  
 Desgarrador ..... 16 547 kPa (165 bar) (2400 lb/pulg<sup>2</sup>)

### 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  
 Capacidad del tanque ..... 89 litros (23.5 gal)



### 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)
SA	6,6 m <sup>3</sup> (8,6 yd <sup>3</sup> )	4,851 m (15'11")	1,295 m (4'3")	833 mm (33")	1,219 m (4'8")	864 mm (34")	5942 kg (13 090 lb)	37 710 kg (83 154 lb)
SS	10,7 m <sup>3</sup> (14 yd <sup>3</sup> )	4,172 m (13'8")	1,765 m (5'9,5")	614 mm (24")	1,288 m (5'1")	850 mm (33,5")	5537 kg (12 199 lb)	37 305 kg (82 243 lb)
SU	13,5 m <sup>3</sup> (17,7 yd <sup>3</sup> )	4,503 m (14'9")	1,765 m (5'9,5")	614 mm (24")	1,288 m (5'1")	917 mm (36")	6112 kg (13 464 lb)	37 879 kg (83 508 lb)

\*Incluyendo las cantoneras.  
 \*\*No incluye controles hidráulicos, pero las hojas BS y 8U incluyen cilindro de inclinación.  
 \*\*\*Incluye controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (8U, 8S), refrigerante, lubricantes, tanque de combustible lleno, hecho RC/PS, FOPS, el operador y casacas con zapatas de 560 mm (22").  
 \*Con la hoja 8A, la inclinación hidráulica es un accesorio.



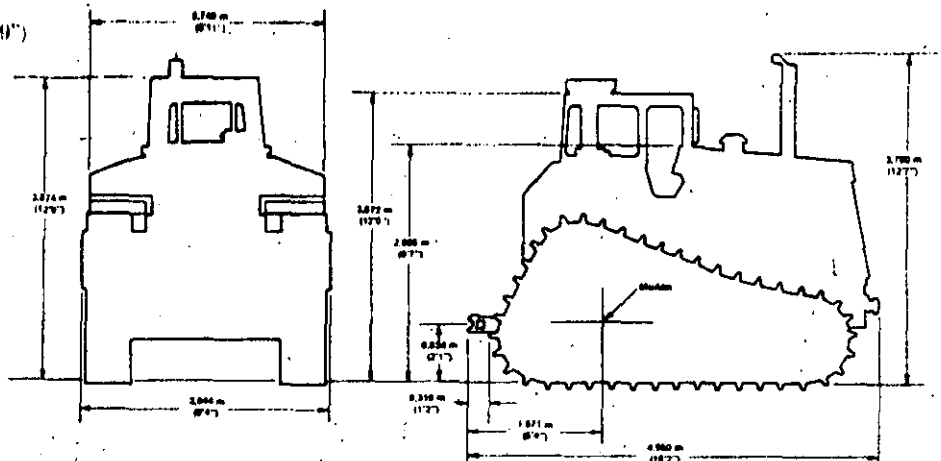
### Dimensiones (aproximadas)

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

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

DESARRADOR DE UN DIENTE	1,524 m (5')
DESARRADOR 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 MUNDO: 3,080 m (10'1")  
 ANCHO SOBRE LAS ZAPATAS  
 DE 0,560 m (22"): 2,750 m (9'0")  
 DE 0,710 m (28"): 2,911 m (9'7")  
 ENTREVÍA: 2,200 m (86, 8")



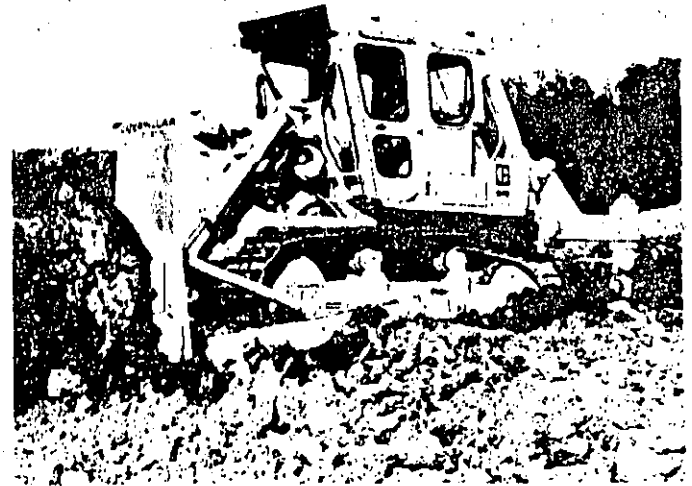


# CATERPILLAR

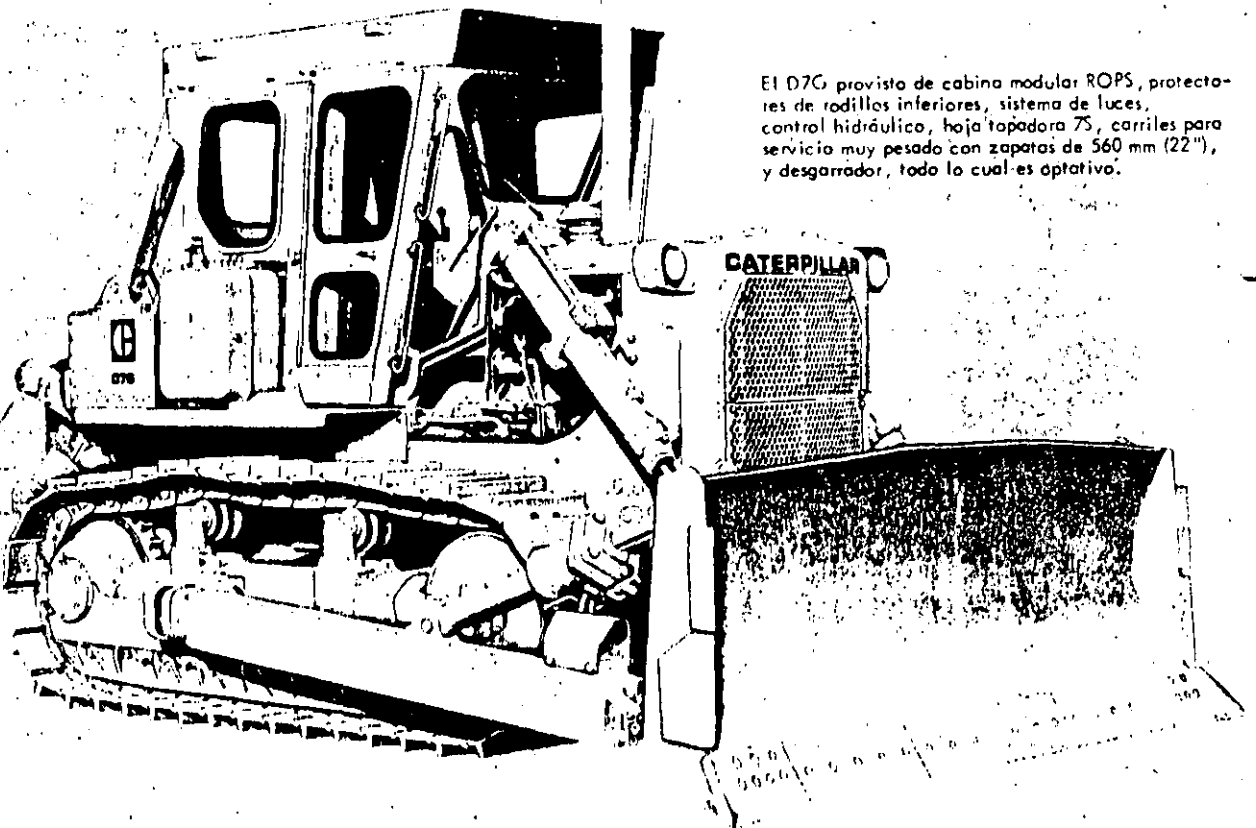
## 4<sup>5</sup> Tractor de Carriles D7G

### características principales

- MOTOR DIESEL 3306 CATERPILLAR TURBOALIMENTADO concilindrado de 10,5 litros (638 pulg<sup>3</sup>).
- 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 rasca.
- 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 cilindrada es de 10,5 litros (638 pulg<sup>3</sup>).

Turboalimentado. Bombas individuales de inyección de combustible que no requieren ajustes, y válvulas de inyección que no se obstruyen. Las válvulas están revestidas de estellite, 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 cigueñales 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

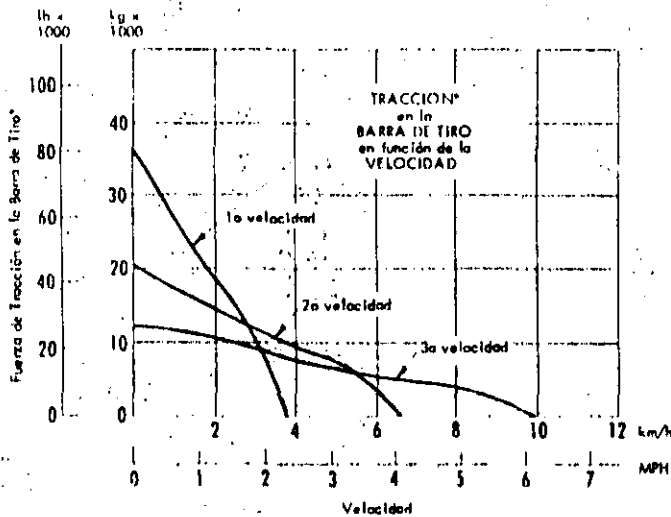


## transmisión

### SERVOTRANSMISION:

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)



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

### TRANSMISION DIRECTA:

Engranajes helicoidales de engrane constante, y palanca para cambio rápido de sentido de marcha. La lubricación es a presión, con aceite filtrado y enfriado. 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 km/h (MPH)	Retroceso km/h (MPH)	Tracción en la Barra de Tiro*	
			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 Optativo

1a	3,5 (2,2)	4,1 (2,6)	12 550 (27 700)	16 100 (35 450)
2a	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.



## sistema de la dirección

Embragues de disco múltiple, enfriados con aceite y de acción hidráulica, que no requieren ajustes. Frenos de banda tensora enfriados 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 convexo. 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 caja 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 ..... 6  
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<sup>2</sup> (4270 pulg<sup>2</sup>)  
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 (incluso 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, hacha topadora 75, 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.

(Cajina y techo 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.



**controles hidráulicos**

El sistema completo consta de la bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías, eslabonamiento y palancas de control. Los controles hidráulicos pilotos 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 lo siguiente:

- 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/cm<sup>2</sup> (69 bar) ..... 227 litros/m (61 gal/m)
- Caudal del cilindro de inclinación lateral ..... 91 litros/m (24 gal/m)
- RPM a la velocidad indicada del motor ..... 2080
- Ajustes de las válvulas de seguridad:

- Hoja topadora ..... 158 kg/cm<sup>2</sup> (2250 lb/pulg<sup>2</sup>) (155 bar)
- Desgarrador ..... 158 kg/cm<sup>2</sup> (2250 lb/pulg<sup>2</sup>) (155 bar)
- Cilindro de incl. lateral ..... 172 kg/cm<sup>2</sup> (2450 lb/pulg<sup>2</sup>) (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)

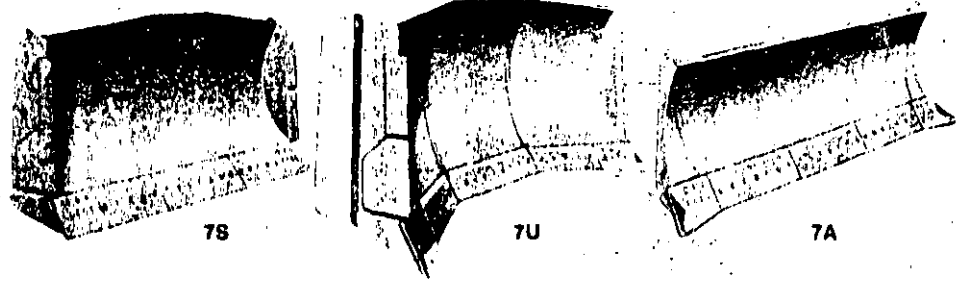
**especificaciones de la hoja topadora**

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, Recto	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").

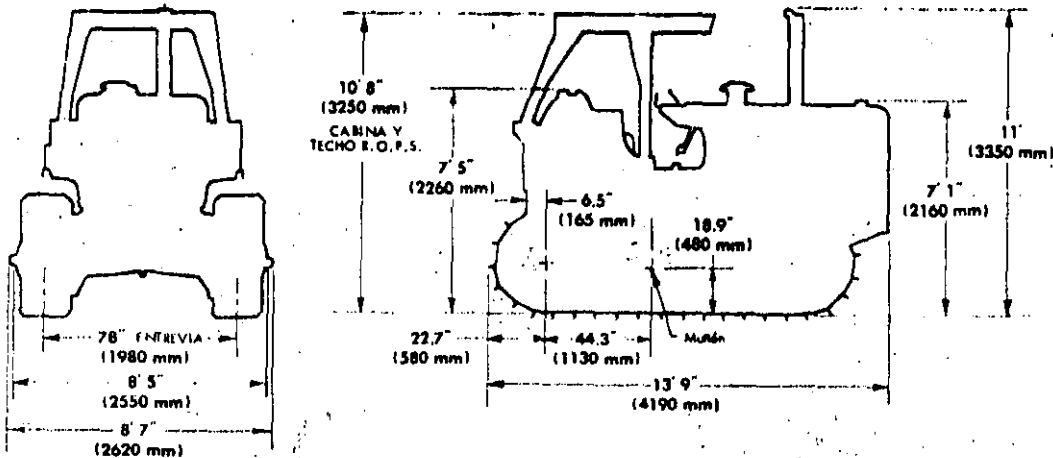
\*\*Incluye los controles hidráulicos, cilindro de inclinación de la hoja (7S y 7U), lubricantes, refrigerante, el tanque lleno de combustible, techo ROPS y el operador.

**HOJAS TOPADORAS DE FABRICACION CATERPILLAR.** Son fuertes, con cuchillas 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. El tipo hoja 7S para distancias cortas, la 7U para distancias largas y menos de tramo 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")



# CATERPILLAR

48  
Tractor de Cadenas  
D6D

## 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 empulsadora y palancas combinadas de dirección y frenado.

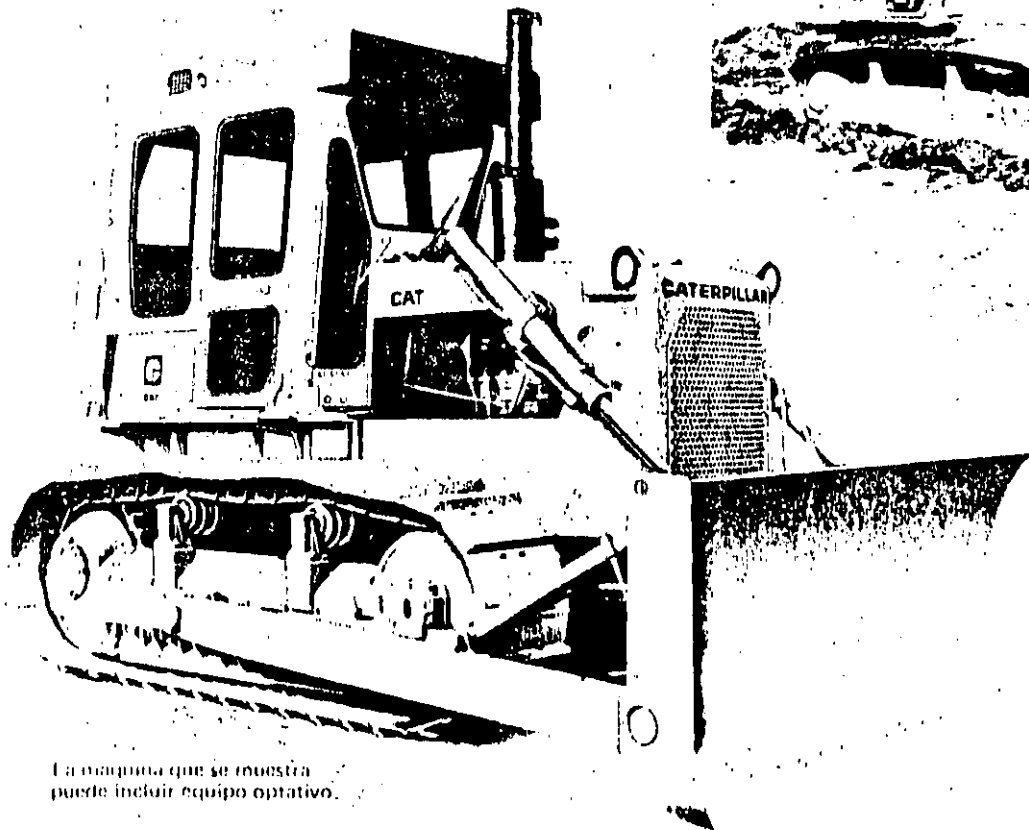
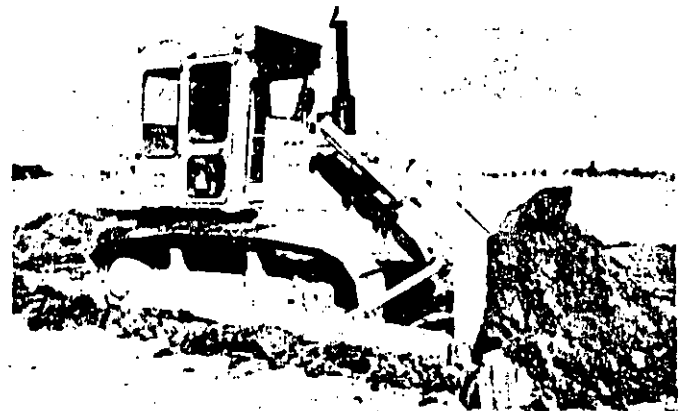
**Cadenas Selladas y Lubricadas.** Reducen considerablemente el desgaste entre pasadores y bujes y disminuyen los costos de mantenimiento.

**Motor Diesel Caterpillar 3306, turboalimentado,** con cilindrada de 10,5 litros (638 pulg<sup>3</sup>) 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, estación maestra de dos piezas, ajustadores hidráulicos de cadena y cabina metralable 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 pulg<sup>3</sup>).

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



## Transmisión

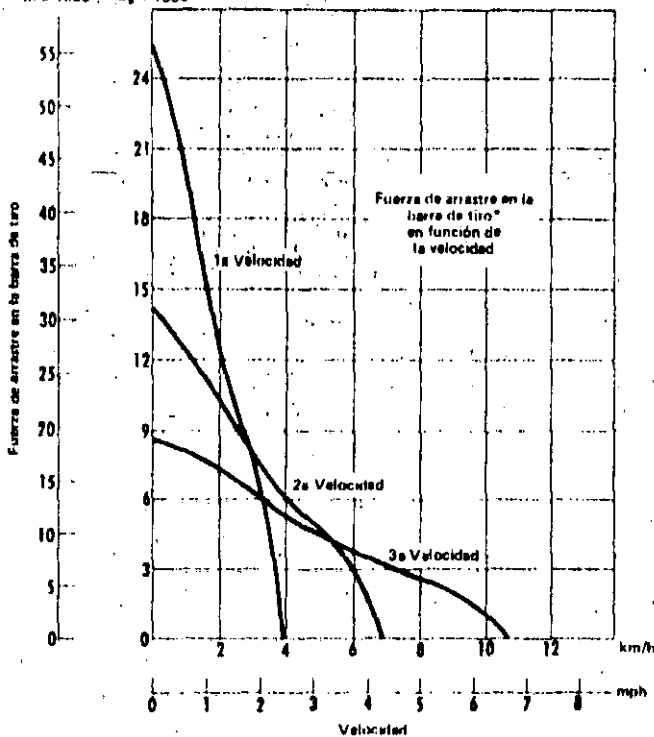
### Power Shift:

Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 380 mm (15") de diámetro, de alta capacidad de tracción. 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

lit = 1000 kg = 1000



\*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*			
	Km/h	MPH	Km/h	MPH	A rpm indicadas		Máx. bajo carga	
					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.



## Sistema de dirección

49

Los embragues de varios discos enfriados con aceite y de acción hidráulica, no necesitan ajustes. Frenos de banda contráctil, 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 perales 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 guía tienen 2 posiciones ajustables.

Número de rodillos (cada lado) ..... 6  
Oscilación de las ruedas guía ..... 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 m<sup>2</sup> (3348 pulg<sup>2</sup>)  
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, hajada, 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.

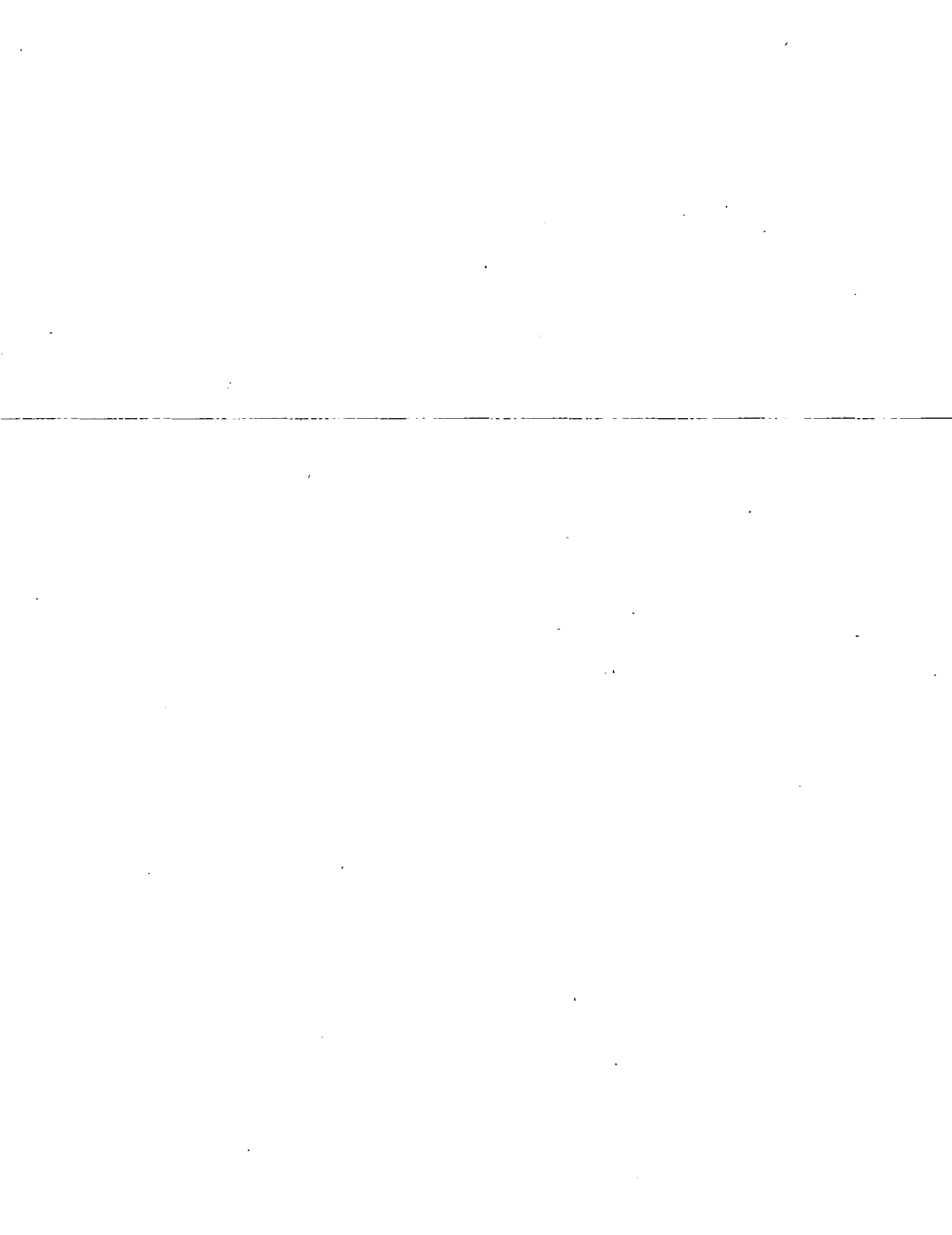
Tres válvulas (dos internas, una externa), para la hoja empujadora, cilindro de inclinación horizontal y desgarrador ..... 372 kg (820 lb)

Bomba, de engranajes:

	Power Shift	Transm. directa
Capacidad a 60 bar (1000 lb/pulg <sup>2</sup> )	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<sup>2</sup>)  
Impulsión, Conectada con engranajes desde la impulsión auxiliar

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





## Datos para servicio

	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)

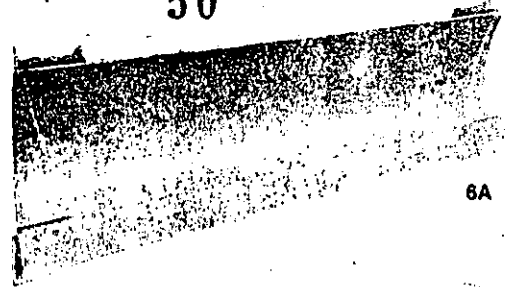


## Estructura ROPS

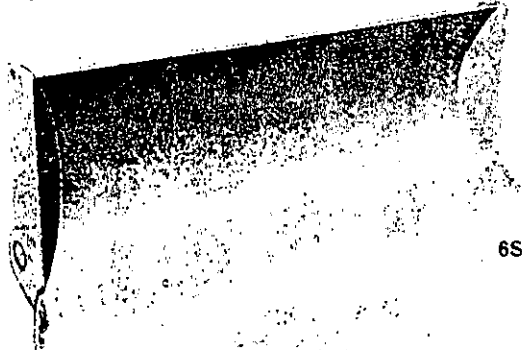
(El techo ROPS es estándar en E.U.A.)

Las estructuras de protección en caso de vuelco ROPS que ofrece Caterpillar como equipo opcional 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.

50



6A



6S

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.

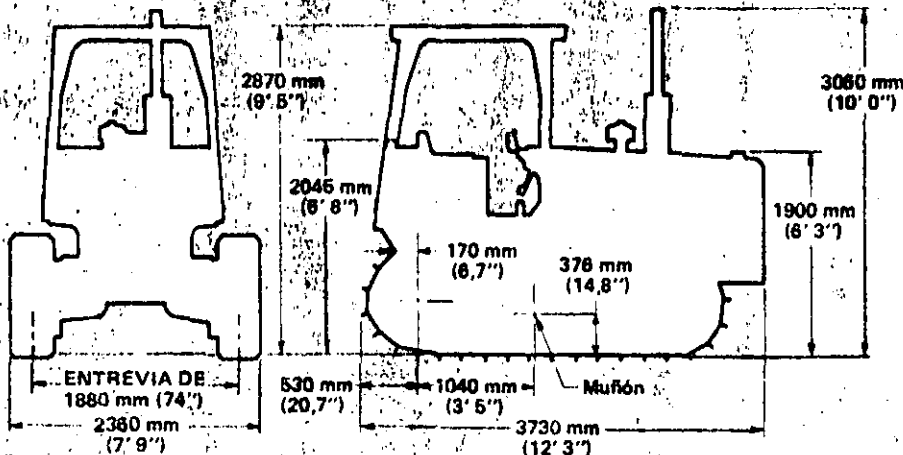
## Hoja empujadora

	Longitud	Anchura	Altura	Distancia entre garras	Distancia entre garras	Peso
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)	1880 mm (6' 2")

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

Techo ROPS*	2935 mm (9' 7,5")
Cabina ROPS	3125 mm (10' 3")
Cabina ROPS con acond. de aire	3150 mm (10' 4")

\*Altura al tubo de escape: 3110 mm (10' 2,5")

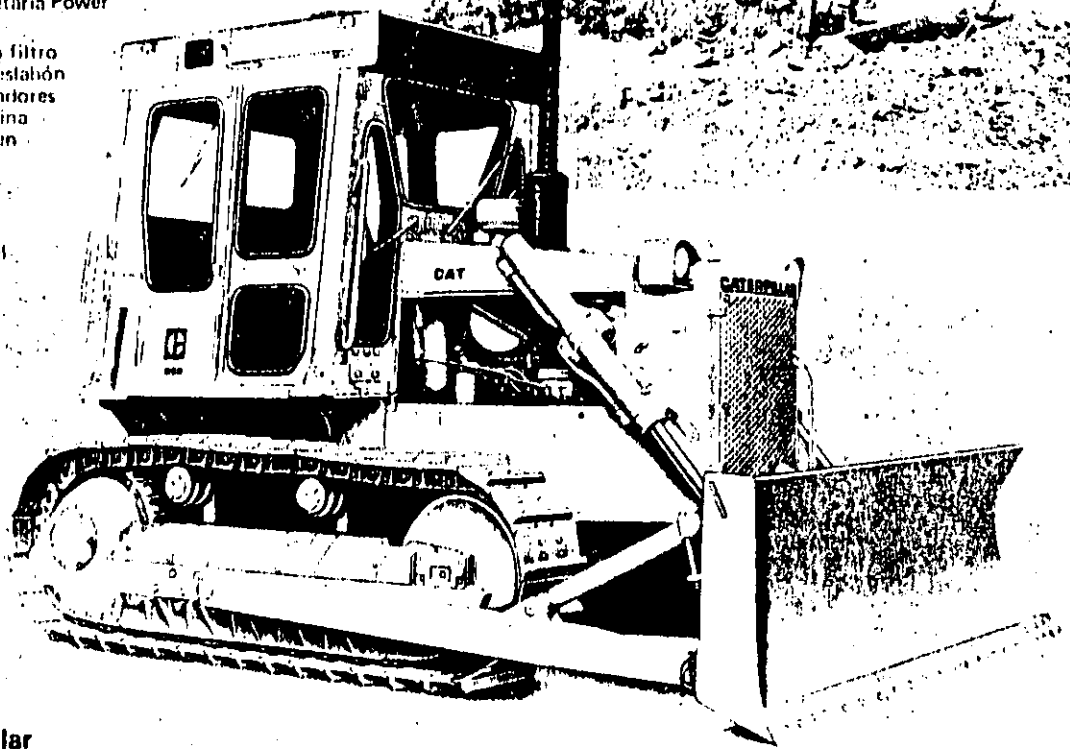


# CATERPILLAR

## Tractor de Cadenas D5B

### Características principales

- **Comodidad del operador.** Se obtiene mediante la cabina semimodular optativa ROPS, insonorizada, con tablero de instrumentos anti-reflectante, 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 pulg<sup>3</sup>) 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 (106 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 pulg<sup>3</sup>).

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:

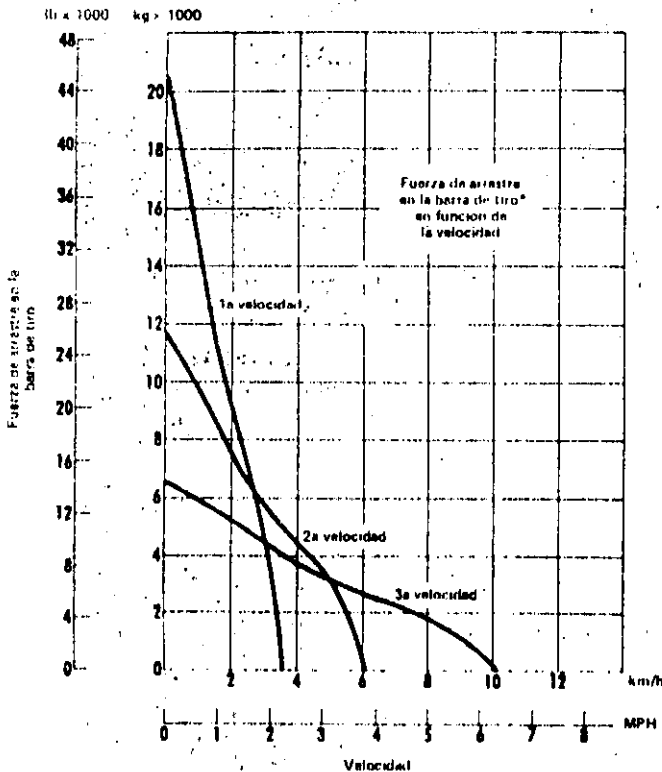
Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 311 mm (12,25") de diámetro y alta capacidad de torsión. Una válvula especial permite hacer cambios de velocidad y de sentido de marcha a plena carga. Tres velocidades de avance, tres de marcha atrás.

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		Retroceso	
	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	10,1	6,3	12,2	7,6

# Tractor de Cadenas D5B

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 platos de revestimiento metálico y acoplamiento de tipo de lava. El embrague se lubrica y enfría con aceite circulado 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 indio.	Máx. bajo carga	kg	lb
1a	2,7	1,7	3,4	2,1	8770	19 340	11 130	24 640
2a	4,3	2,6	5,3	3,3	6700	12 130	7040	16 530
3a	5,8	3,6	7,4	4,6	3750	8270	4850	10 700
4a	8,0	5,0	10,1	6,3	2640	5610	3350	7380
5a	11,1	6,9	"	"	1600	3600	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 empennables 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 cada cadena sobre el suelo ..... 2210 mm (87")  
Superficie de contacto con el suelo con zapatas de 406 mm (16") ..... 1,81 m<sup>2</sup> (2800 pulg<sup>2</sup>)  
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
Conectada a 60 bar (1000 lb/pulg <sup>2</sup> )	163 litros/min 43 gal/min	103 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 <sup>2</sup> )	
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 J305, 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



### 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)	

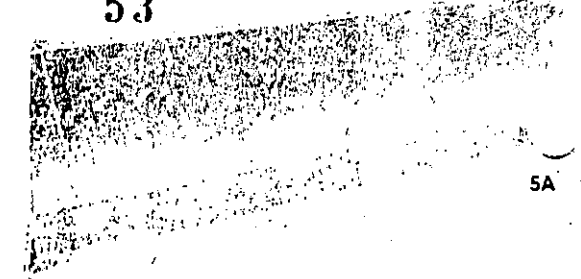
Transmisión directa:		
Entrevía de 1520 mm (60")	9250 kg (20 400 lb)	
Entrevía de 1880 mm (74")	9480 kg (20 900 lb)	

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

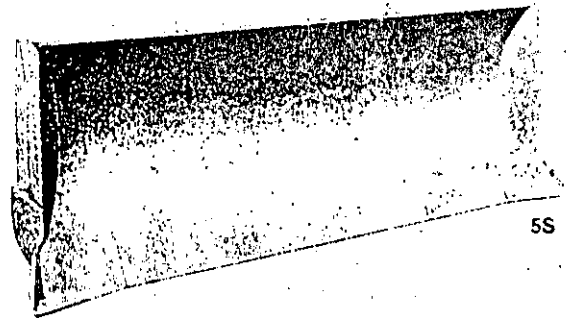
Power Shift:		
Entrevía de 1520 mm (60")	11 430 kg (25 200 lb)	
Entrevía de 1880 mm (74")	11 700 kg (25 800 lb)	

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

53



5A



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.

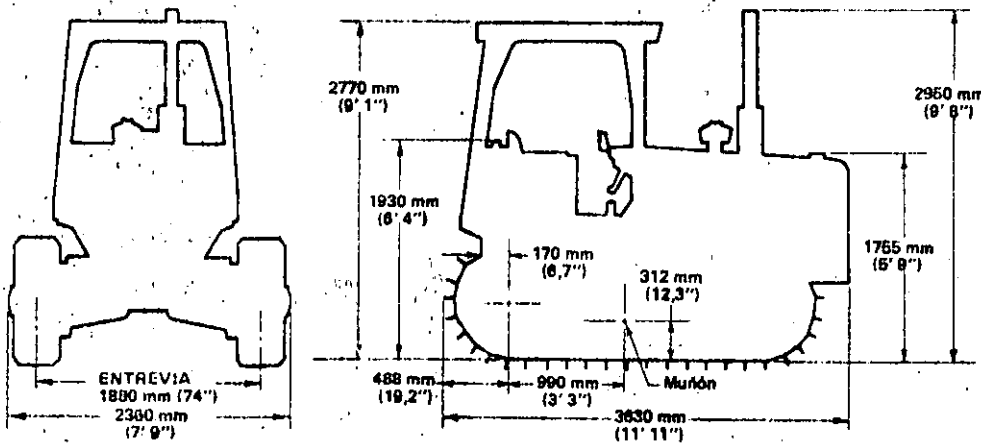
### Características de la hoja empujadora

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



### Dimensiones (aproximadas)

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

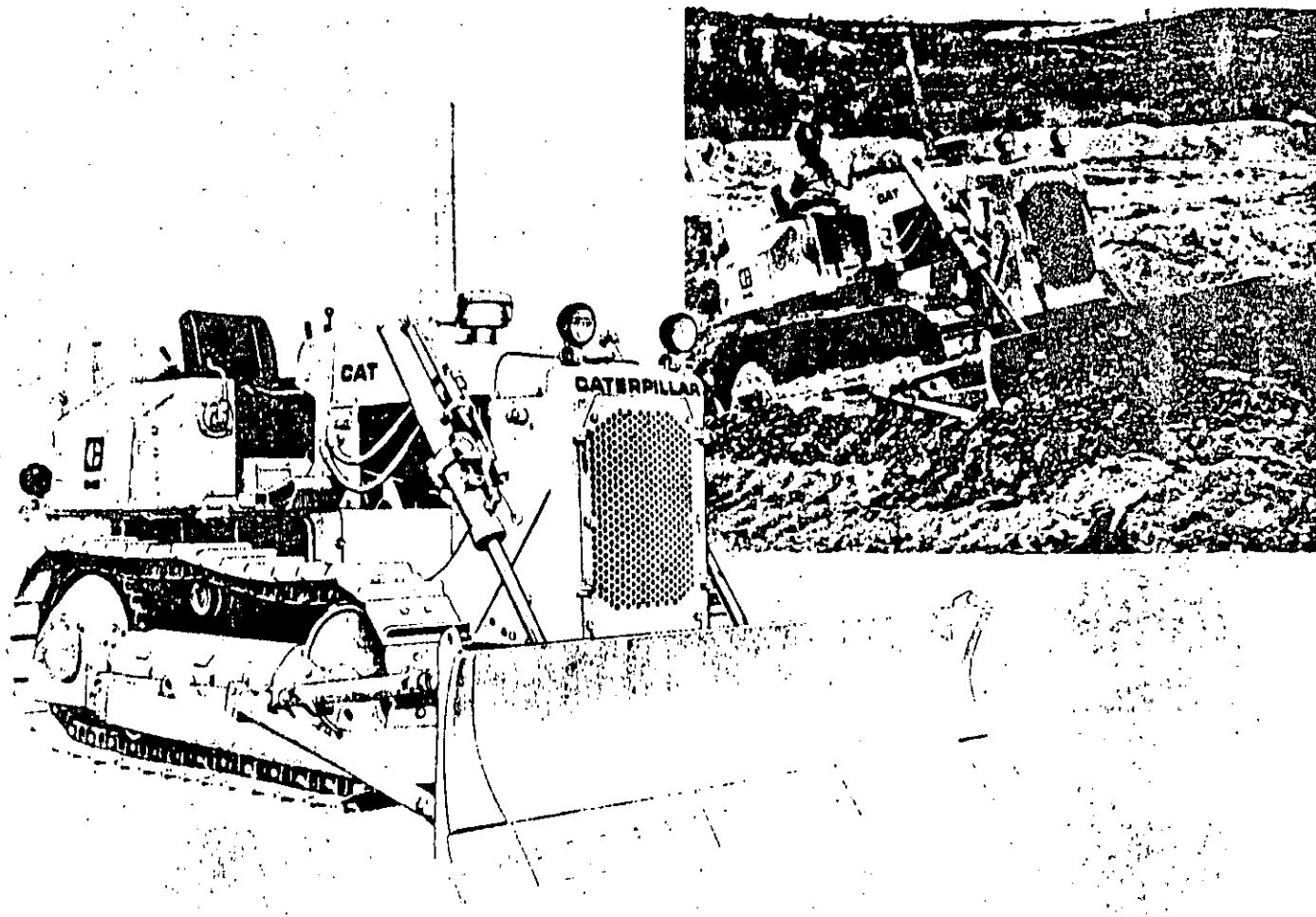


CON ESTOS ACCESORIOS ANADASE LO SIGUIENTE A LA LONGITUD BASICA DEL TRACTOR DE 3630 mm (11' 11")

DESGARRADOR	1092 mm (3'7")
HOJA RECTA 'S'	965 mm (3'2")
HOJA ORIENT. 'A'	940 mm (3'1")
HOJA ORIENT. 'A' ORIENTADA	1678 mm (5'6")

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

TECHO ROPS	2819 mm (9'3")
CABINA ROPS	2997 mm (9'8")
CABINA ROPS CON ACOND. 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 neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones de temperatura y presión atmosférica indicadas en las normas SAE a 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.

## Tractor de Cadenas

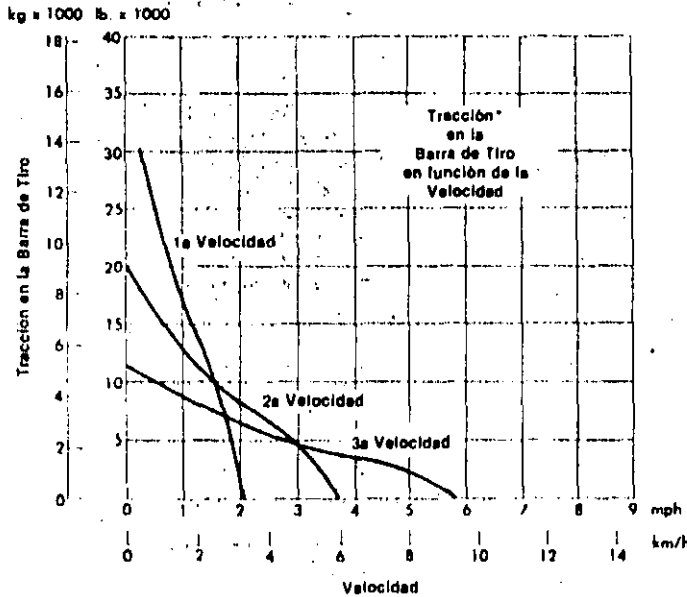


### transmisión

#### 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



#### Transmisión Directa:

Transmisión de engranajes deslizantes con cambios rápidos de sentido de marcha. Filtro imanado, lubricación por salpicadura y toma de fuerza directa disponible. El embrague del volante tiene dos placas revestidas de metal con enganche mecánico de sobrecarga. 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*	
			Indicadas kg	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.



### sistema de dirección

Embragues de discos múltiples enfriados con aceite, accionados hidráulicamente. Se acoplan mediante resortes y se desacoplan hidráulicamente. Los conjuntos de discos estratificados 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 son estándar.

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 <sup>2</sup>
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/cm<sup>2</sup>/69 bar/6900 kPa

	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 <sup>2</sup> /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



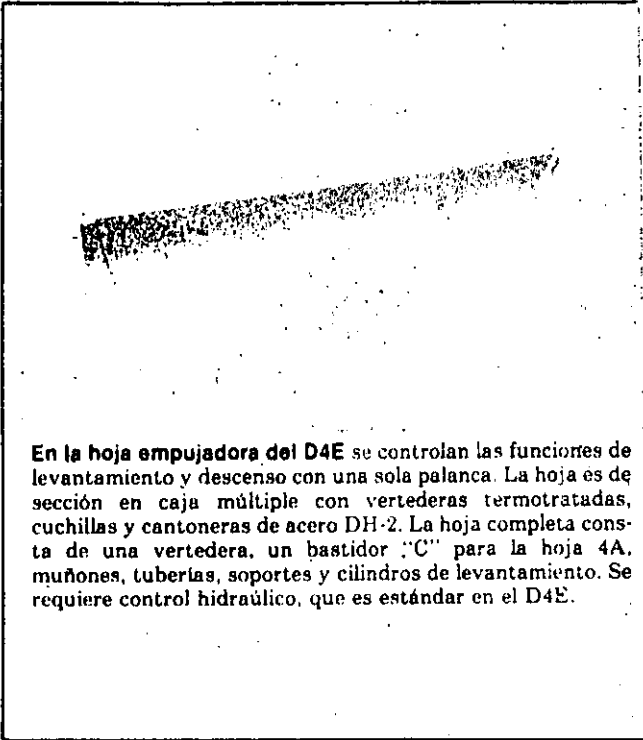
**peso (aproximado)**

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

servotransmisión .....	9005 kg
transmisión directa .....	8710 kg

Peso en 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**

Hoja	Ancho Total (Tractor con Hoja Empujadora)	Altura	Profundidad de Excavación	Espacio Libre Sobre el Suelo	Peso
4A	8120 mm	710 mm	370 mm	810 mm	1200 kg

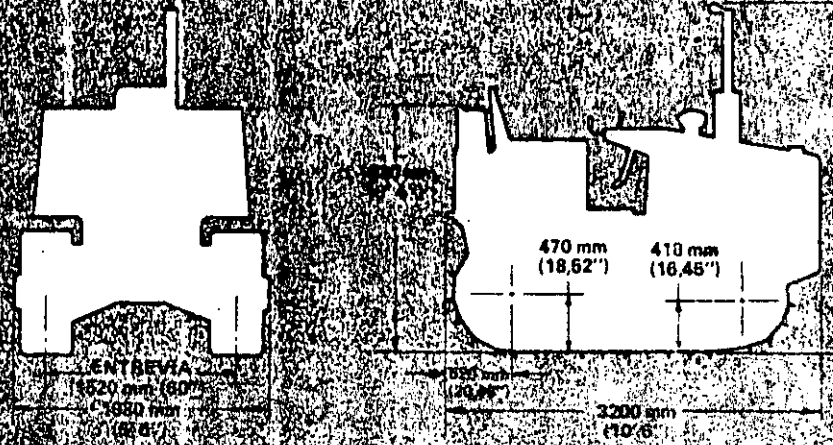


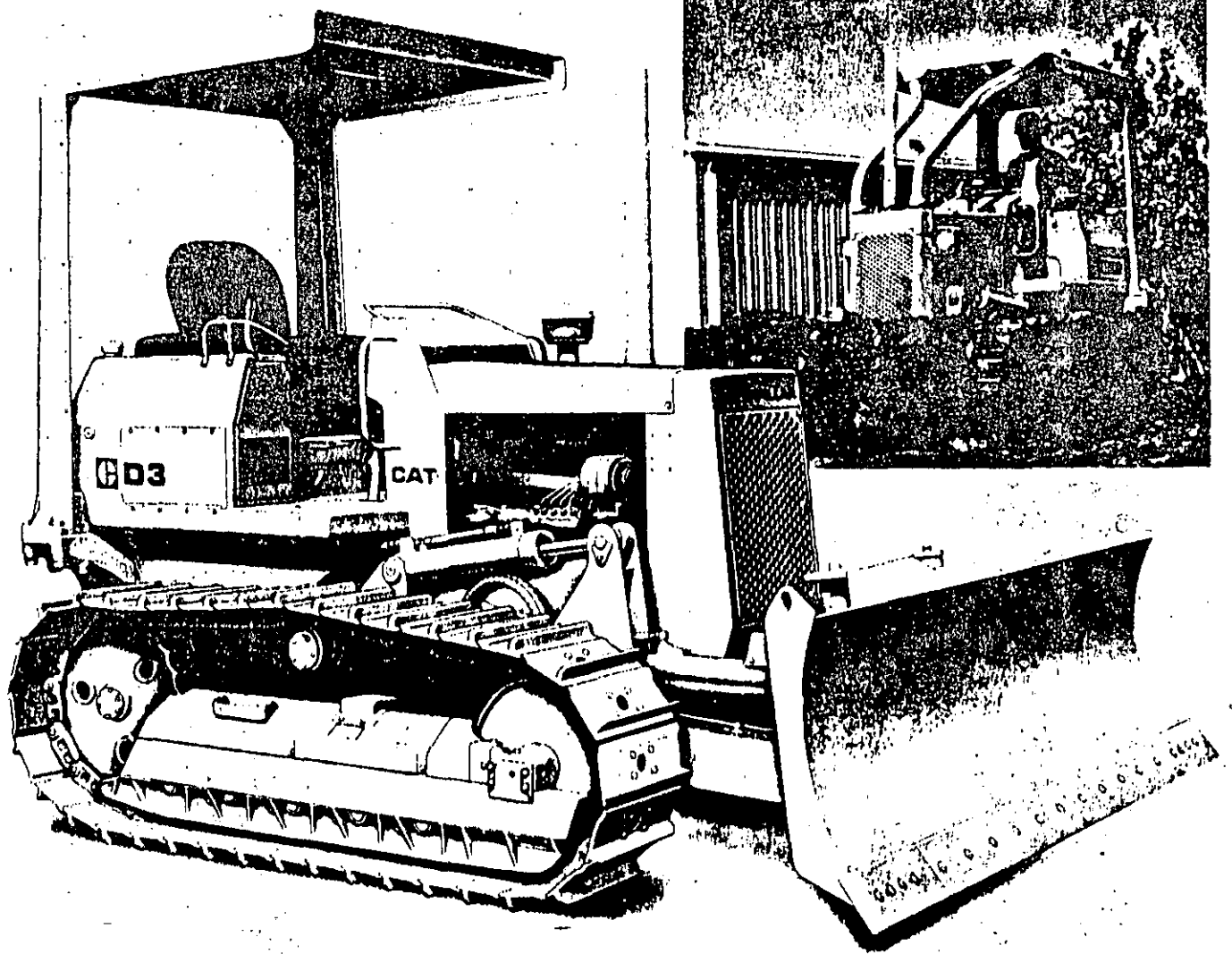
**dimensiones (aproximadas)**

Se muestra el espacio libre sobre el suelo cuando el tractor está en posición de marcha hacia adelante a una velocidad de 15 km/h.

PARA ESTOS ACCESORIOS AÑADIDOS REFERIRSE A LA LONGITUD MÁXIMA DEL TALLADOR DE 2000 mm.

DESGRARRADOR	960 mm
HOJA "A"	660 mm
HOJA "A" Orientada	1300 mm





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 pasadores 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.

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 pulg<sup>3</sup>).

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. Muñones 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



### 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.)

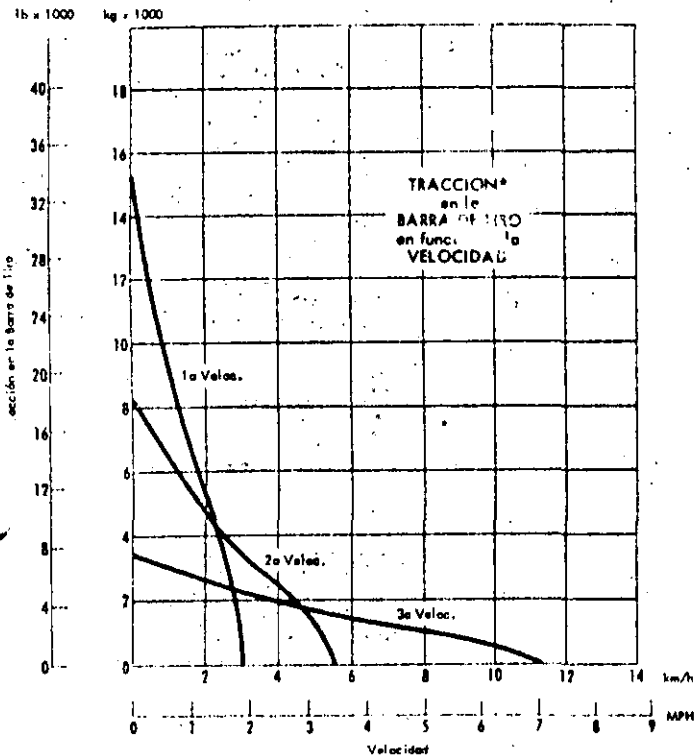
Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina, cuando funciona en las condiciones de temperatura y presión atmosféricas correspondientes a las normas de la S.A.E., a sea a 29° C (85° F), y 746 mm (29,761 pulg.) de altura.



## 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")
Área de contacto con el suelo con zapatas de 305 mm (12")	1,11 m <sup>2</sup> (1723 pulg <sup>2</sup> )
Entrevía	1420 mm (56")



## sistemas hidráulicos

El sistema hidráulico completo consta de la bomba, tanque, filtro, válvulas, tuberías y varillaje. Los cuatro sistemas hidráulicos optativos 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/pulg<sup>2</sup>) ..... 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/pulg<sup>2</sup>)
- 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 inclinación ..... 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)

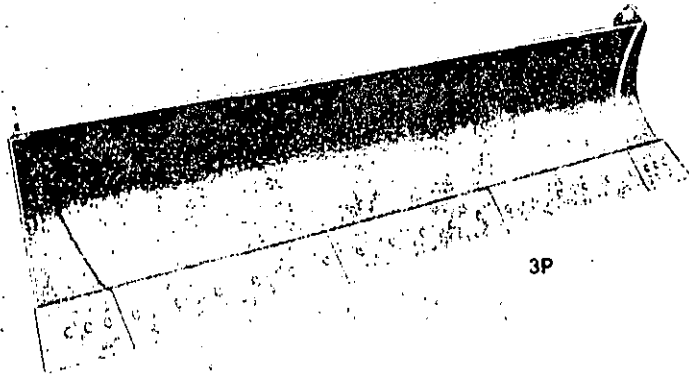
- Peso de embarque con 10% de combustible en el tanque, hoja y sistema hidráulico ..... 5830 kg (12 860 lb)
- De operación (incluye refrigerante, lubricantes, tanque lleno de combustible, operador, techo ROPS, hoja y sistema hidráulico) ..... 6340 kg (13 980 lb)



## estructura R.O.P.S.

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

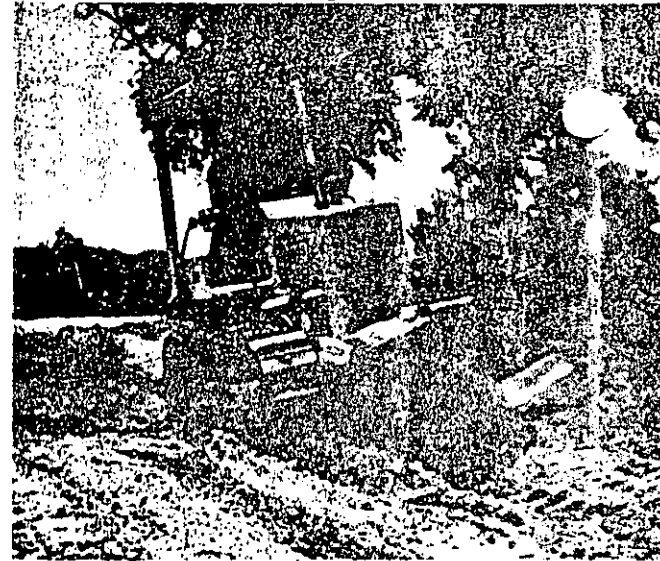
La estructura para protección en caso de vuelco (R.O.P.S.) que ofrece Caterpillar para esta máquina se cibe al criterio R.O.P.S.: SAE J395, SAE J1040a e ISO 3471. También se cibe al criterio F.O.P.S. (Estructura para Protección contra la Caída de Objetos) SAE J231 e ISO 3449.



3P

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.

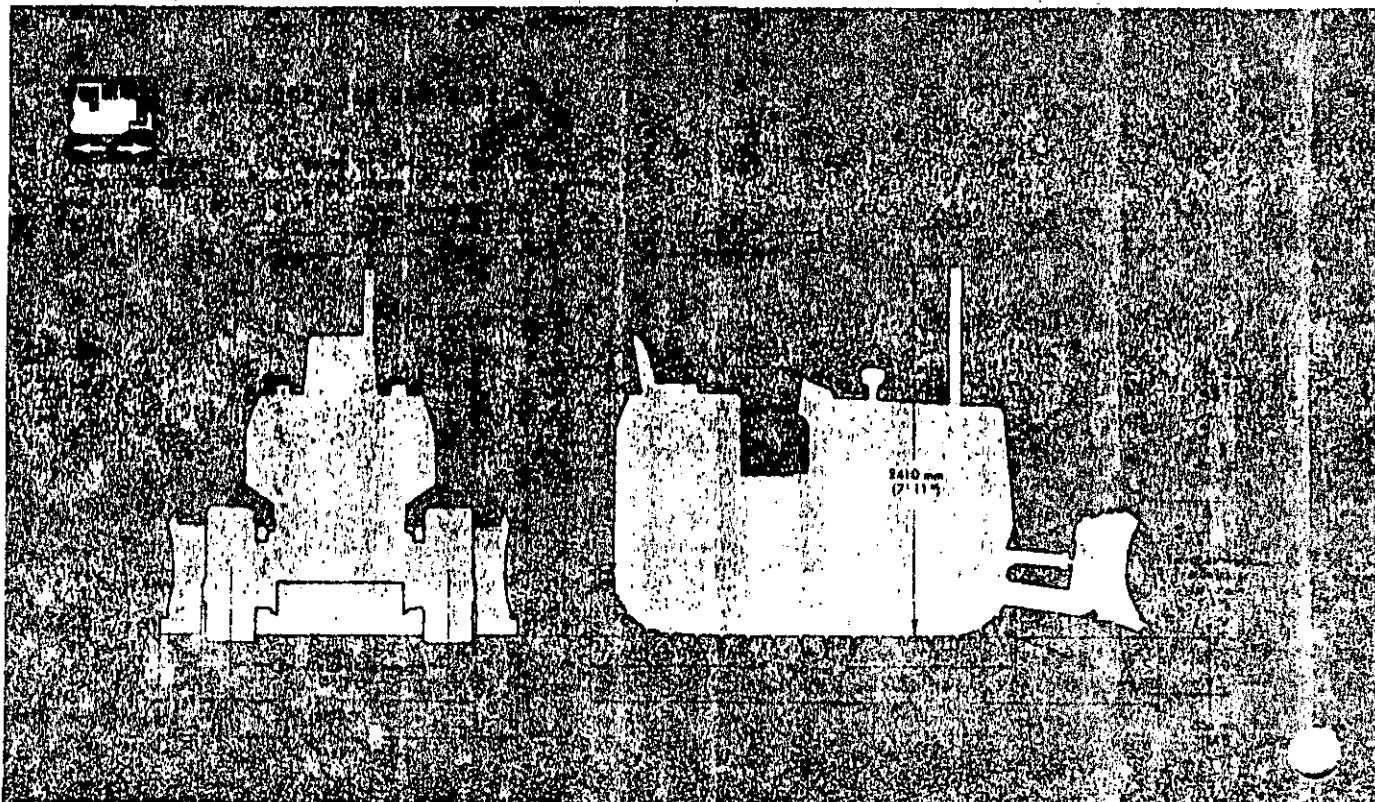
Una sola palanca controla los movimientos de ascenso, descenso e inclinación, con la orientación ajustada mecánicamente. La hoja completa consiste de vertedera, bastidor en "C", muñones, cilindros de levantamiento y soportes. Se requieren controles hidráulicos, pero no se incluyen con las hojas topadoras.

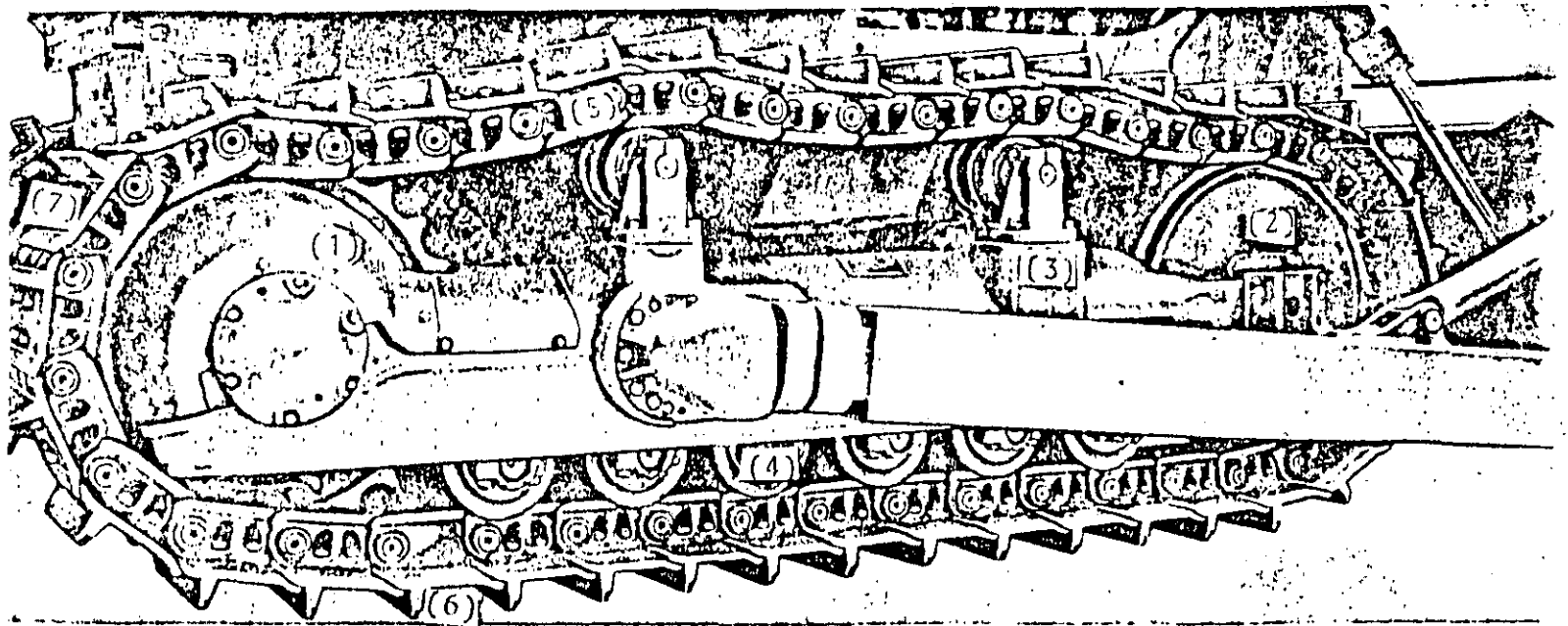


LA HOJA EMPUJADORA 3P DE ORIENTACION E INCLINACION A POTENCIA ES OPTATIVA, y hace más fácil la nivelación, el relleno de zanjas, el esparcimiento y la conformación de terrenos. Se puede orientar 25° a la izquierda o derecha. La inclinación es de 8 1/2°. Todo se gobierna con dos controles sencillos.

**Especificaciones de la Hoja Empujadora**

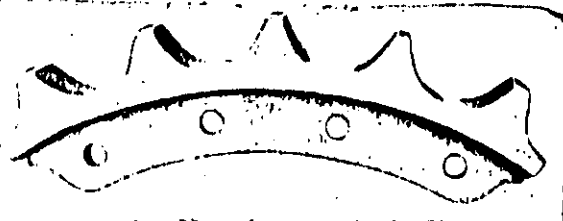
Hoja	Capacidad Total (peso con hoja empujadora)	Capacidad de corte (peso con hoja empujadora)	Anchura	Profundidad de Excavación	Espacio Libre sobre el Suelo	Mínimo	Peso (sin los controles hidráulicos)
3P, recta . . . . .	3680 mm (12' 1")	2410 mm (7' 11")	740 mm (29,2")	351 mm (13,8")	860 mm (33,8")	356 mm (14")	930 kg (2050 lb)
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")	



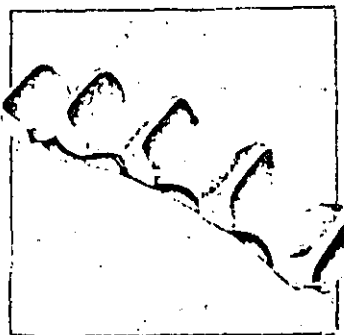


- 1.- CATARINA.
- 2.- RUEDA GÜIA.
- 3.- RODILLOS SUPERIORES.
- 4.- RODILLOS INFERIORES.
- 5.- ESLABON NORMAL DE LA CADENA.
- 6.- ESLABON DE AJUSTE DE LA CADENA.
- 7.- ZAPATA Y GARRA.

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.

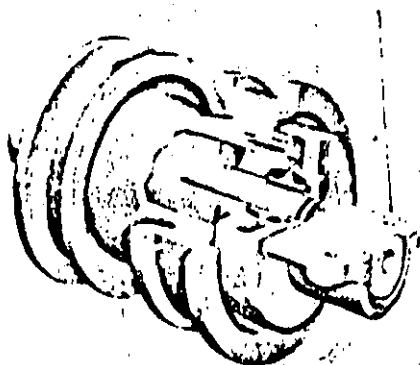


Existen secciones especiales para terrenos fangosos que evitan la acumulación de material.

### RUEDA GUIA.

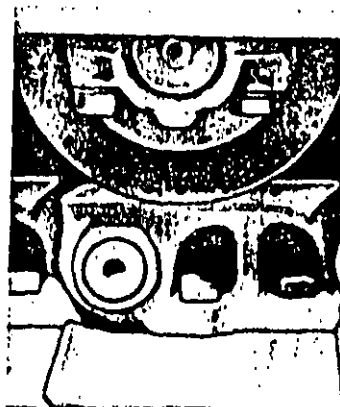
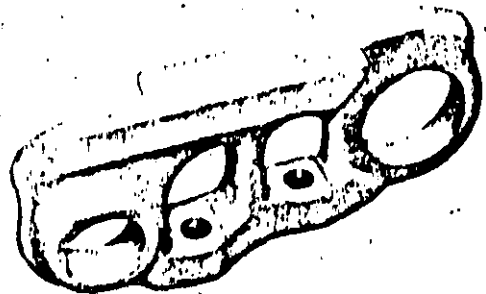
La Rueda Guía ó Rueda Tensora, permite el alineamiento y tensión adecuada de las cadenas.

### RODILLOS SUPERIORES E INFERIORES.



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

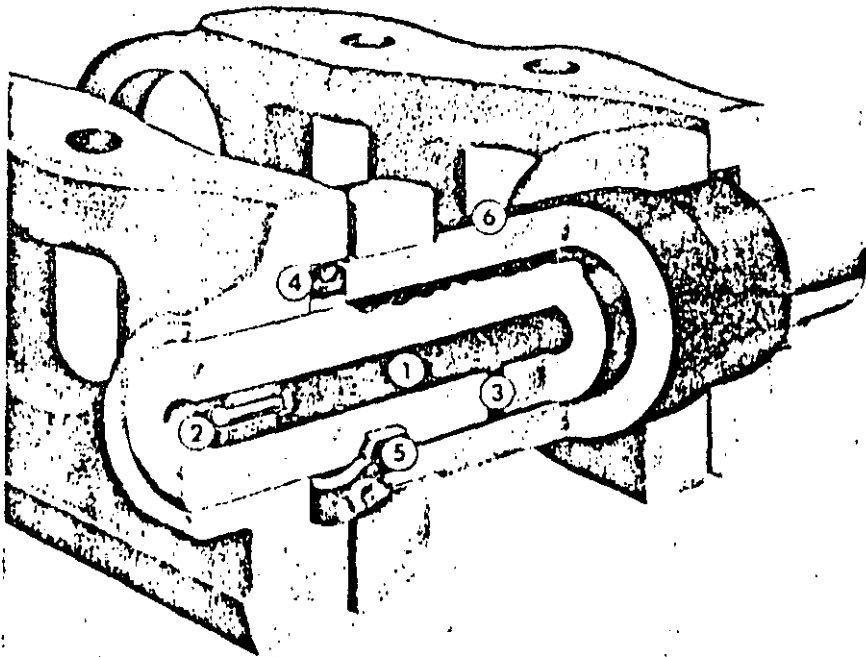
### ESLABON NORMAL DE LA CADENA.



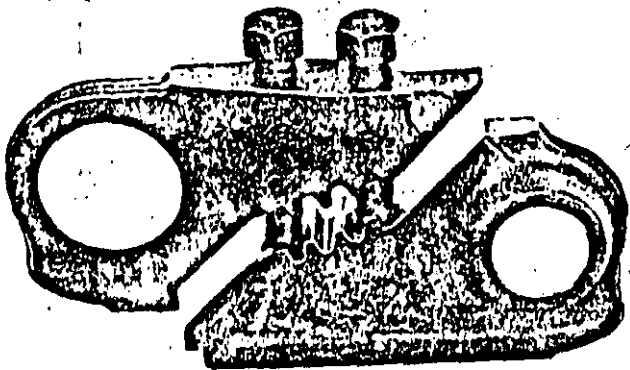
En las fotografías se muestran los eslabones que se utilizaban tradicionalmente.

CADENAS SELLADAS Y LUBRICADAS.

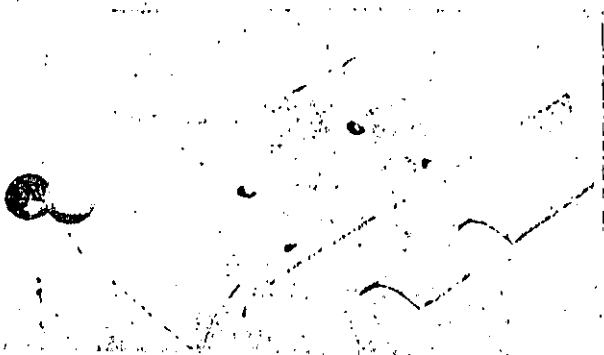
En la actualidad se fabrican cadenas selladas y lubricadas como las que se muestran en la figura, que aumentan de una manera importante las horas de vida de el tránsito.



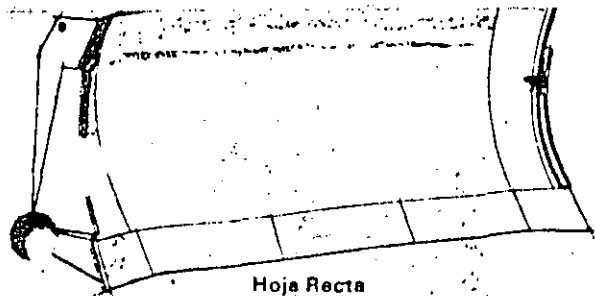
- ① DEPOSITO DE ACEITE
- ② ADAPTADOR DE CAUCHO Y TAPON
- ③ CONDUCTO DEL ACEITE
- ④ SELLO HERMETICO
- ⑤ ANILLO DE EMPUJE
- ⑥ BUJE

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.

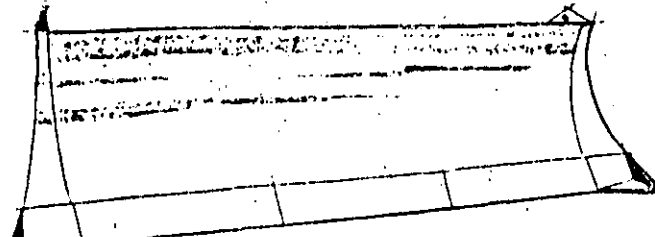
ZAPATA CON GARRA.

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.



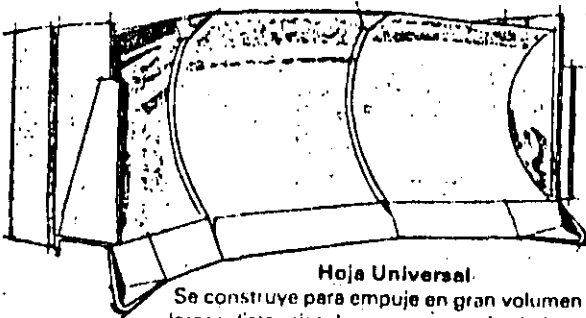
#### Hoja Recta

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



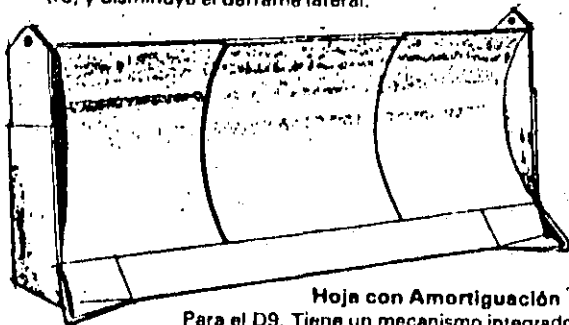
#### Hoja Angulable

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.



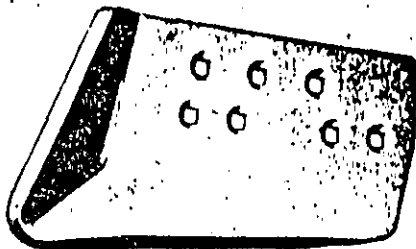
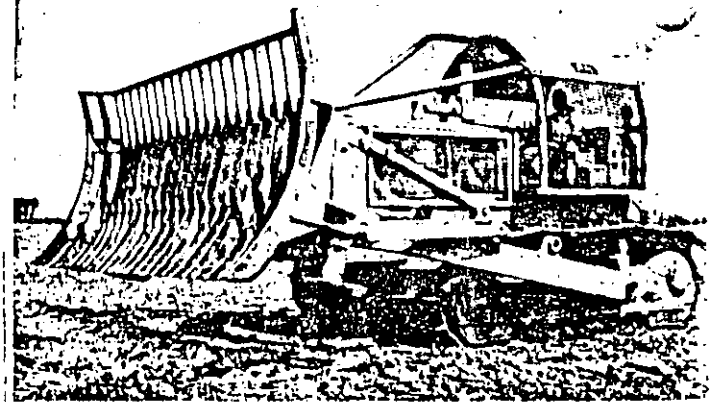
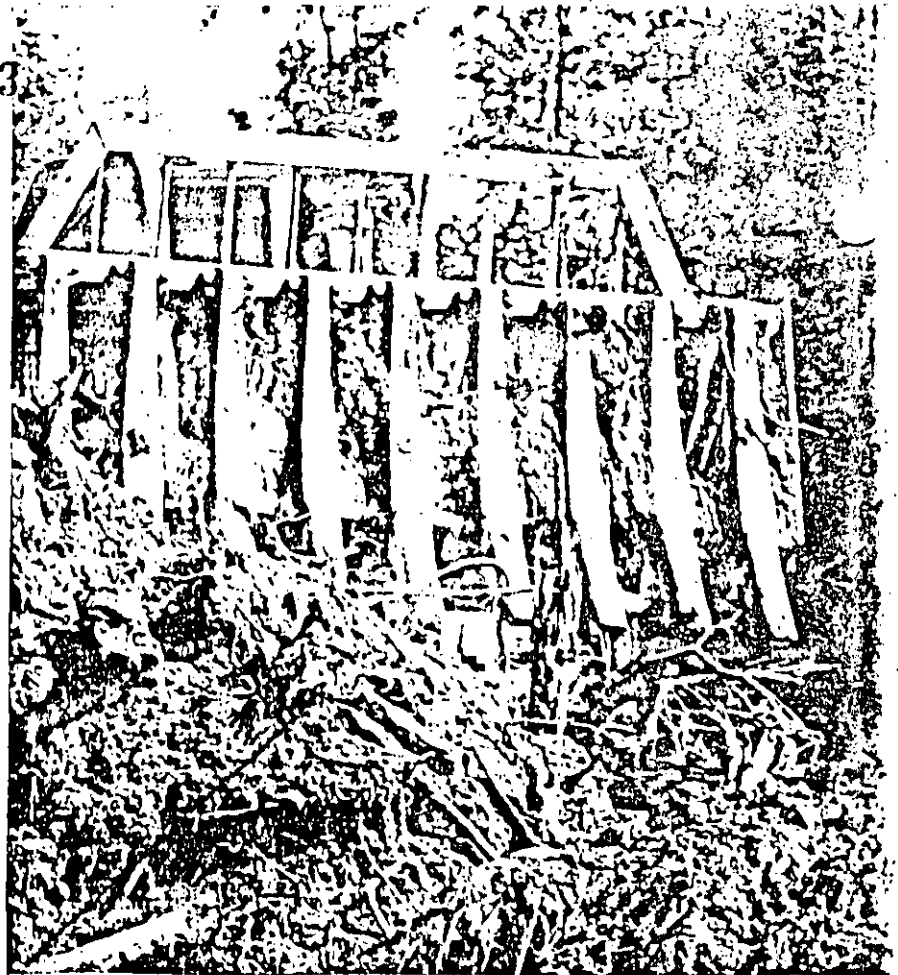
#### Hoja Universal

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.

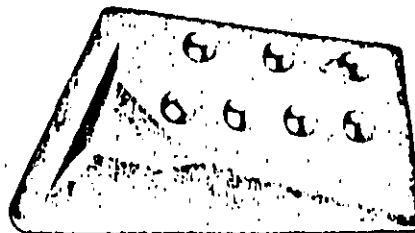


#### Hoja con Amortiguación

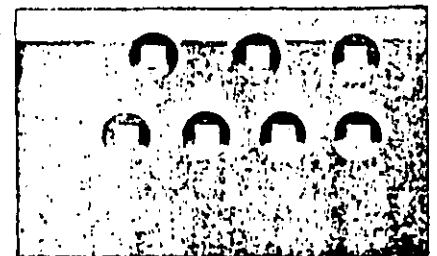
Para el D9. Tiene un mecanismo integrado que amortigua los choques en el empuje de trallas, a fin de hacer contacto hasta una velocidad relativa de 4,8 km/h (3 MPH). También puede utilizarse en trabajos de servicio general y de despejo.



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—operativas 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.

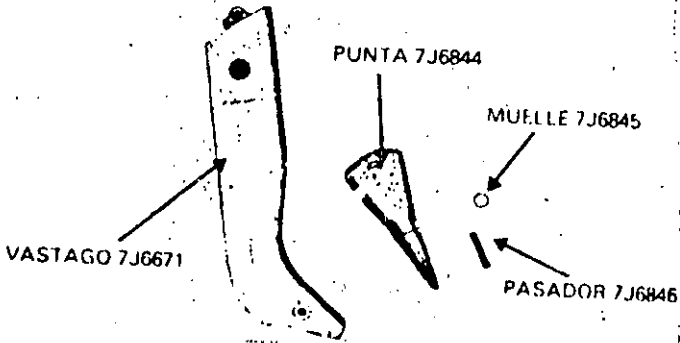


De acero DH 2 totalmente endurecido. Confiere protección económica a las esquinas en materiales de cargas bajas de choque, y poca abrasión. Es la herramienta perfecta para trabajos de acabado o semiacabado, con hoja topadora.

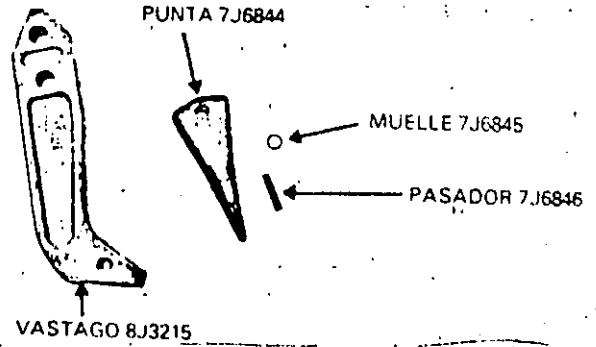


Existen diversos tipos de desgarradores, todos ellos hidráulicos y con juntas intercambiables.

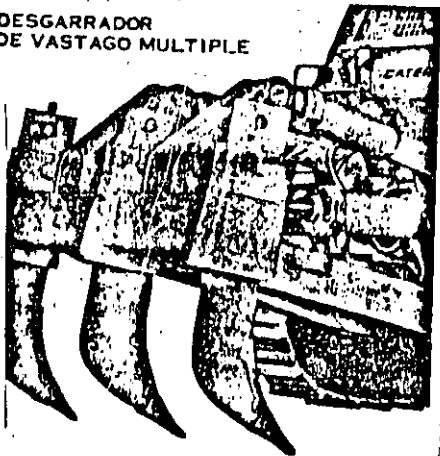
PUNTA DE DESGARRADOR 983



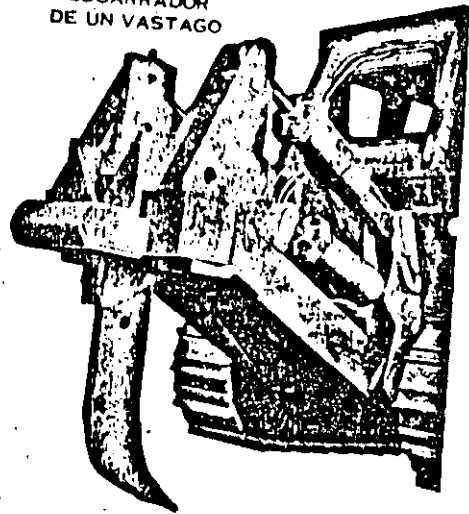
PUNTA 7J6844



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 de 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 hacer se 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.

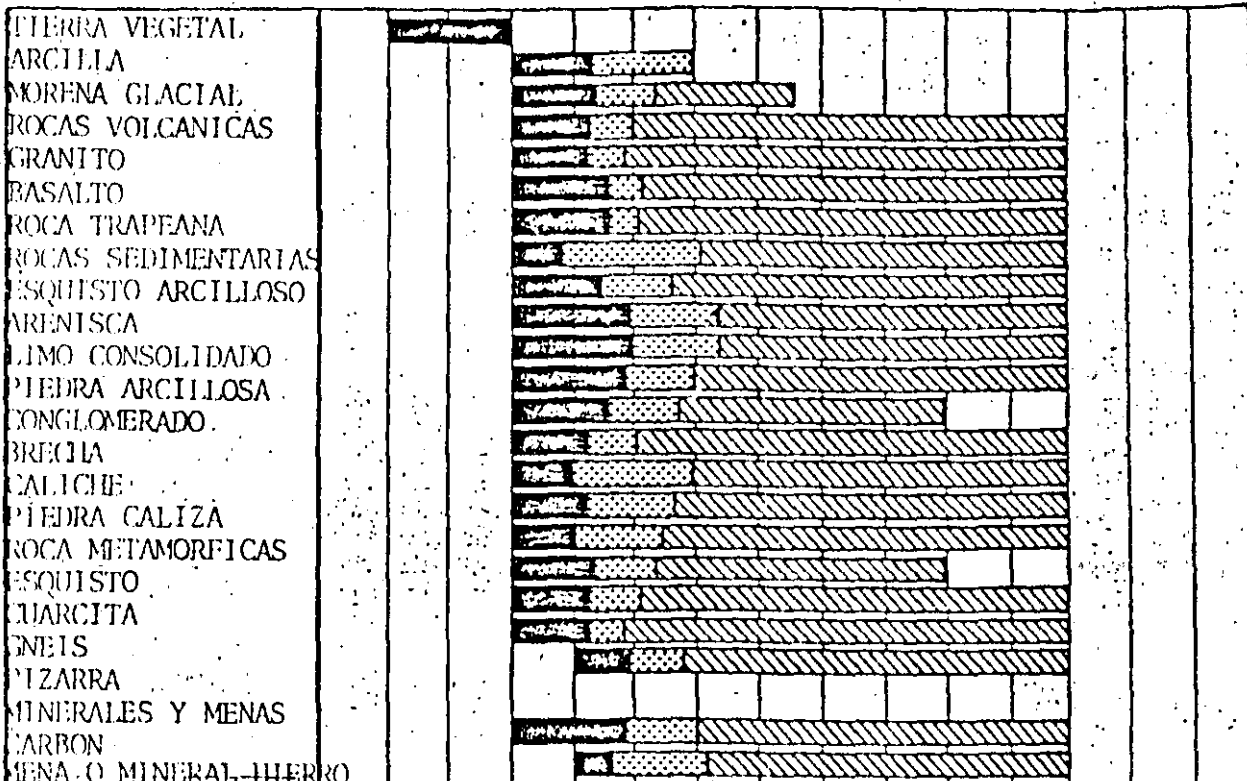
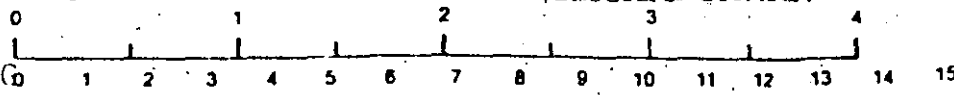
CON OBJETO DE CONOCER LA POSIBILIDAD DE DESGARRAMIENTO, LOS FABRICANTES HAN ELABORADO UNAS GRAFICAS EN QUE RELACIONAN LA CLASE DE MATERIAL Y SU VELOCIDAD SISMICA DE LA MANERA EN QUE SE MUESTRA EN LOS SIGUIENTES CUADROS:

**66 TRACTOR D7G**

VELOCIDAD SISMICA

VELOCIDAD EN KM./SEG.

VELOCIDAD EN PIES X 1000/SEG



DESCARRABLE

INDEFINIDO

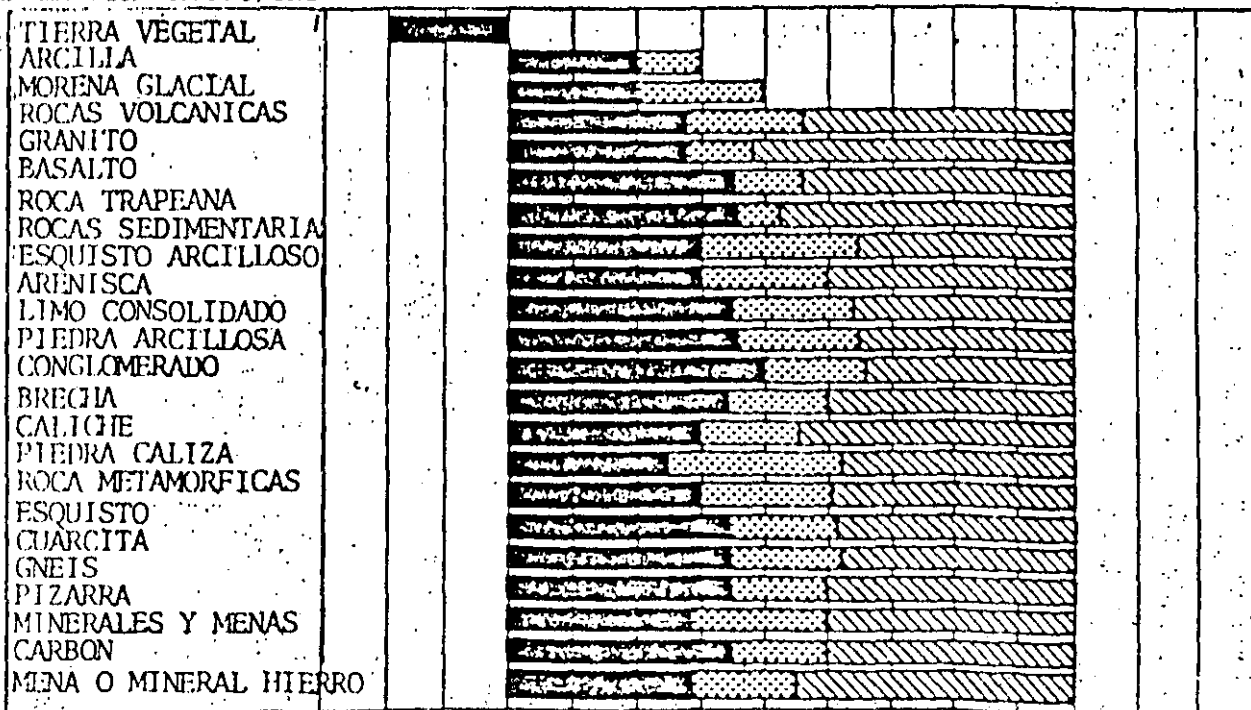
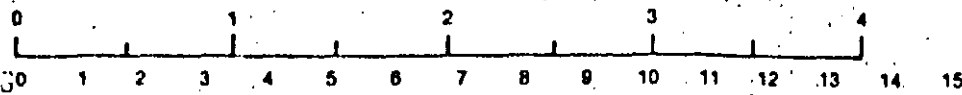
NO DESCARRABLE

**TRACTOR D8K**

VELOCIDAD SISMICA

VELOCIDAD EN KM./SEG.

VELOCIDAD EN PIES X1000/SEG



DESCARRABLE

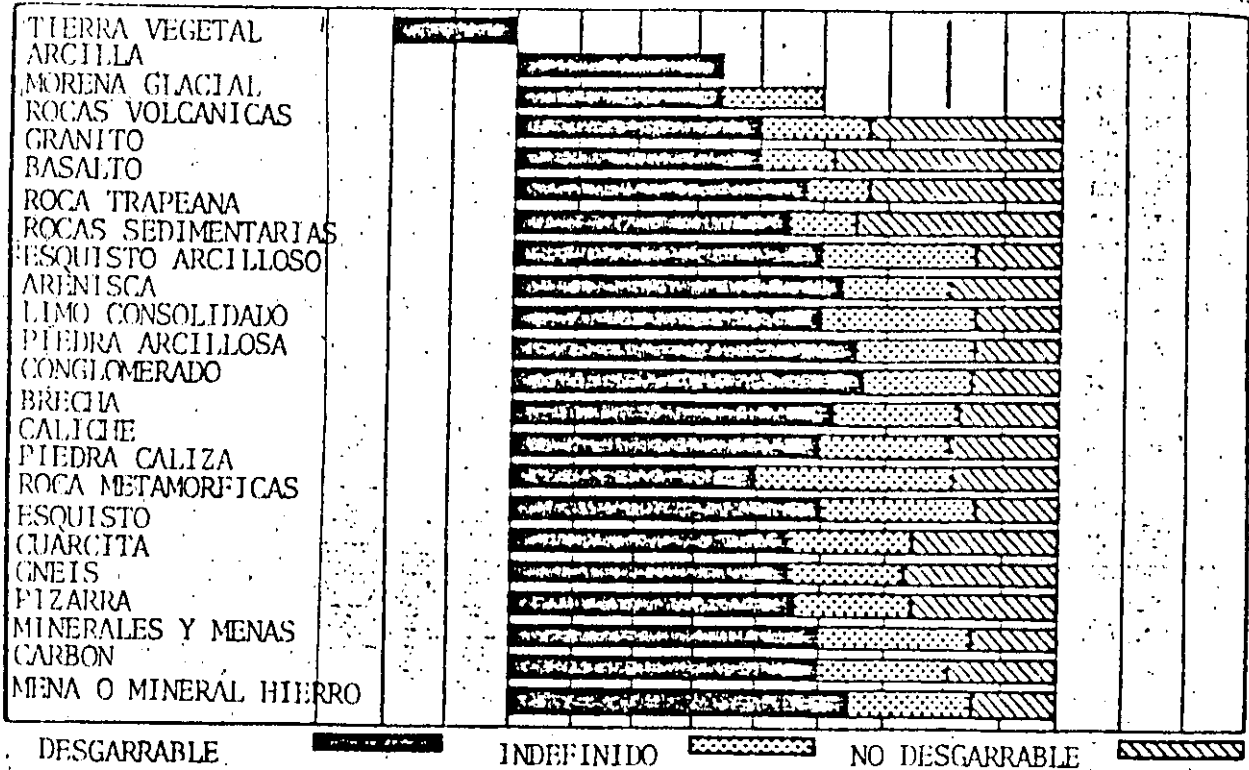
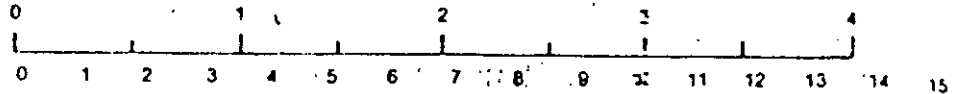
INDEFINIDO

NO DESCARRABLE

TRACTOR D9H

VELOCIDAD SISMICA

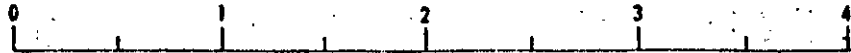
VELOCIDAD EN KM/SEG.  
VELOCIDAD EN PIES X1000/SEG



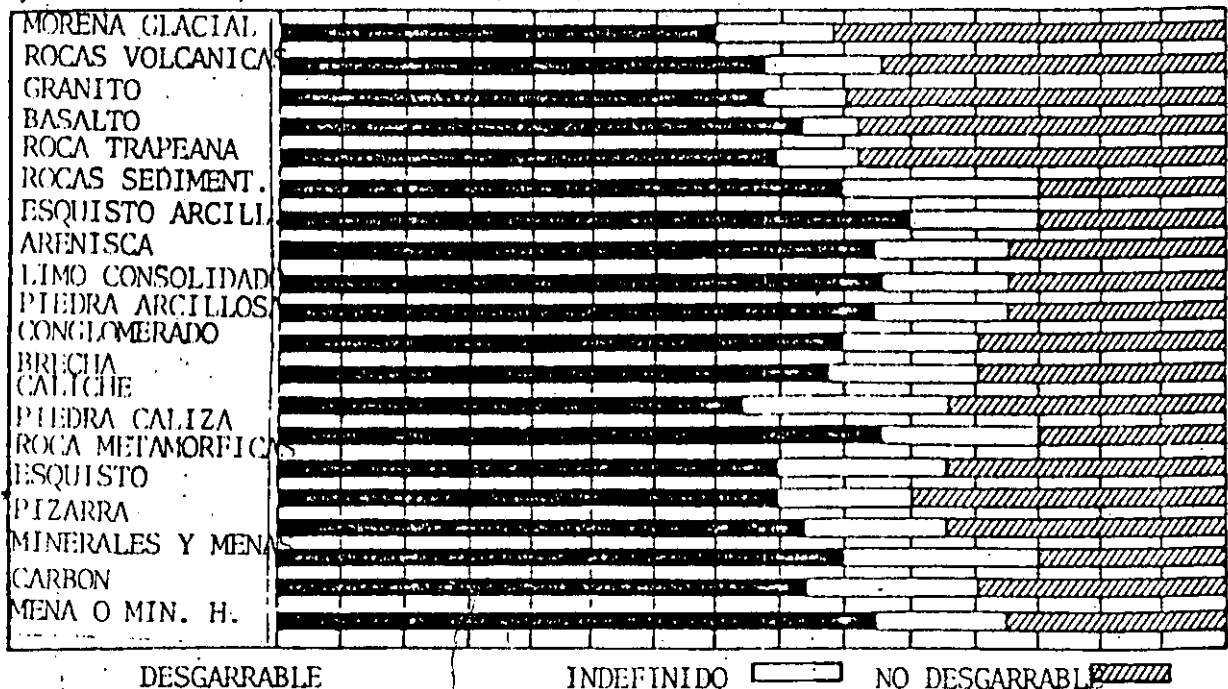
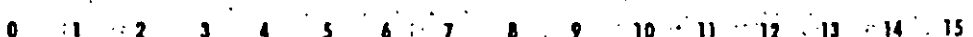
TRACTOR D10

VELOCIDAD SISMICA

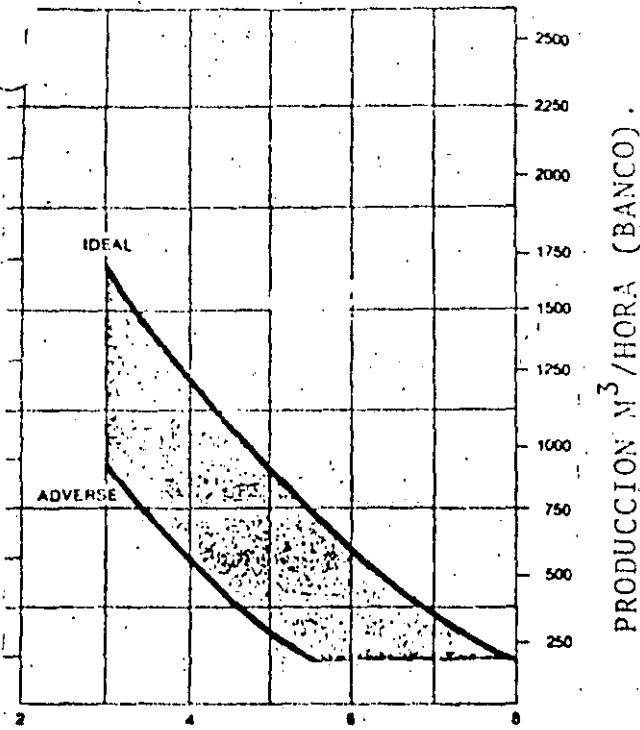
VELOCIDAD EN KM/SEG.



VELOCIDAD EN PIES X 1000/SEG



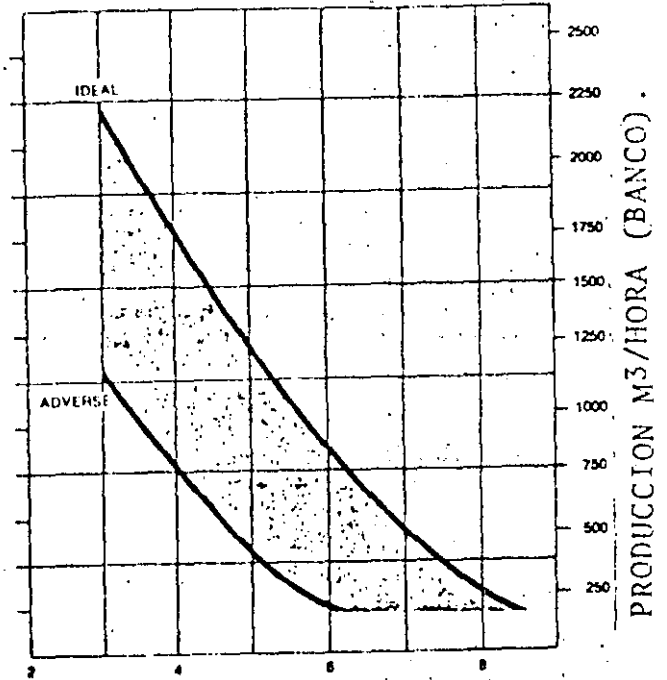
D8K CON UN SOLO DIENTE



VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)

D9H CON UN SOLO DIENTE

68



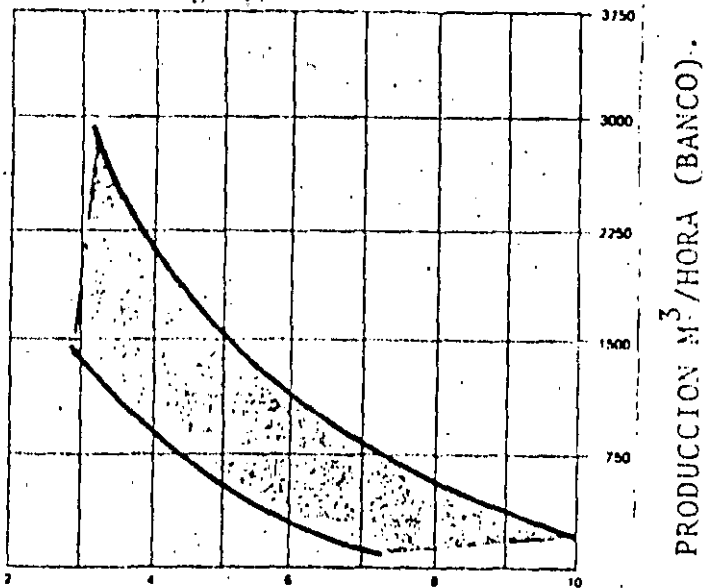
VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)

GRAFICAS PARA ESTIMAR LA PRODUCCION DE DESGARRADORES.

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.

D 10 CON UN SOLO DIENTE



VELOCIDAD SISMICA (PIES X 1000/SEG.)

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 =  $100 \times 1.20 \times 1.00 = 120 \text{ M}^3.$

Volumen horario =  $120 \times 12 = 1440 \text{ M}^3/\text{hora.}$

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.



# CATERPILLAR

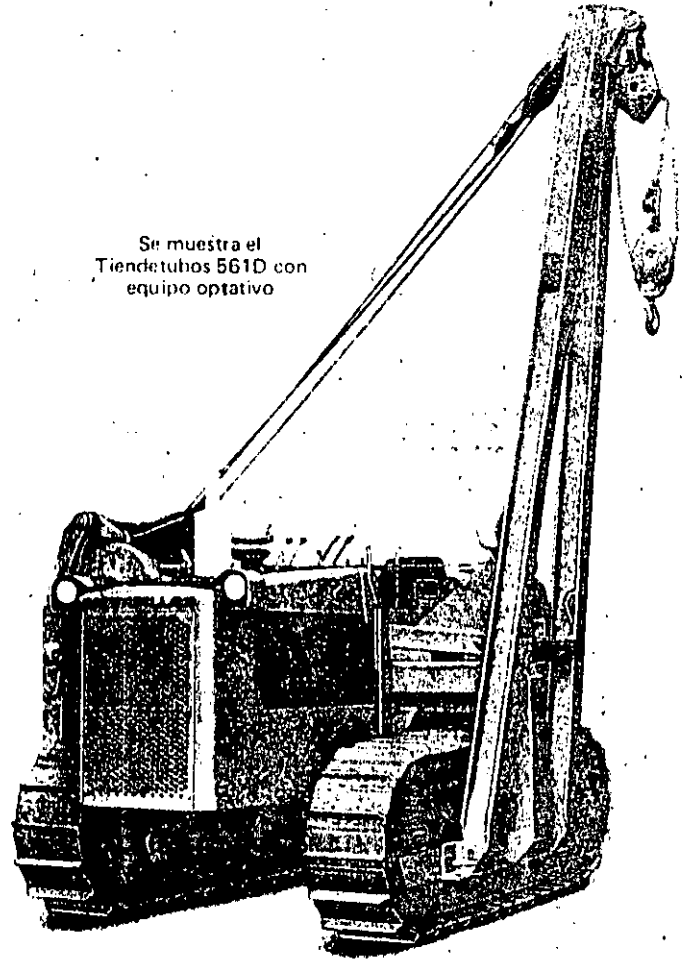
## 561D Tiendetubos

### 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 empornables.

70

Se muestra el Tiendetubos 561D con equipo optativo



### 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 empornables.

Número de rodillos interiores (cada lado)	6
Entravía 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 <sup>2</sup> (3132 pulg <sup>2</sup> )
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas (SAE J894)	396 mm (15,6")
Altura de la garrá desde la cara inferior de la zapata	67 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.

### 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.

### Motor Caterpillar

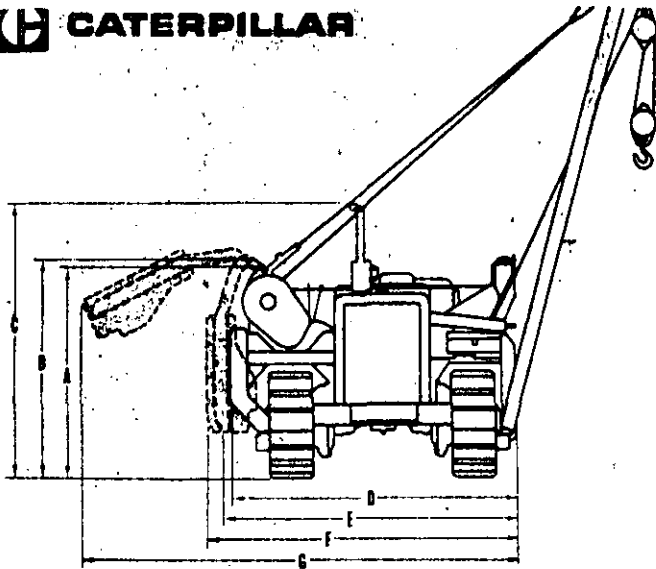


Potencia en el volante a 1750 RPM . . . . . 78 kW (105 hp)  
(El kilovatio (kW) es la unidad de potencia del Sistema Internacional.)

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 15,6°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 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 pulg<sup>3</sup>) 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.



71

**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.

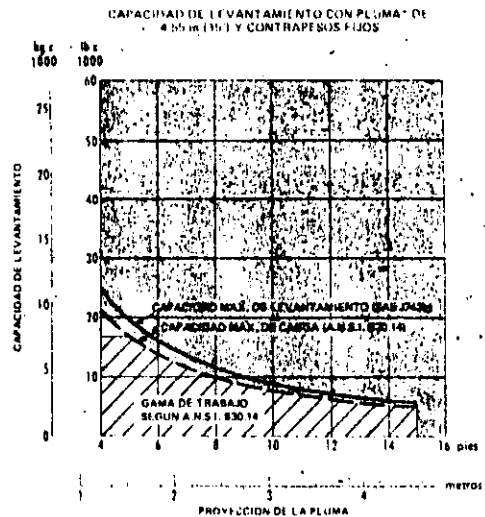
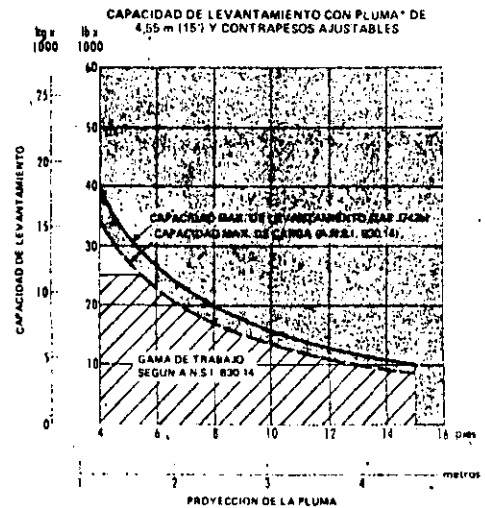
	Carga	Pluma
Diámetro del tambor	216 mm (8,5")	216 mm (8,5")
Diámetro del freno	457 mm (18")	363 mm (14,3")
Distancia entre las pestañas	305 mm (12")	127 mm (5")
Capacidad	115 m (510')	35 m (115')
Calibre del cable.	16 mm (5/8")	16 mm (5/8")

**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 carlena de rodillos a la transmisión del malacate.

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



**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.





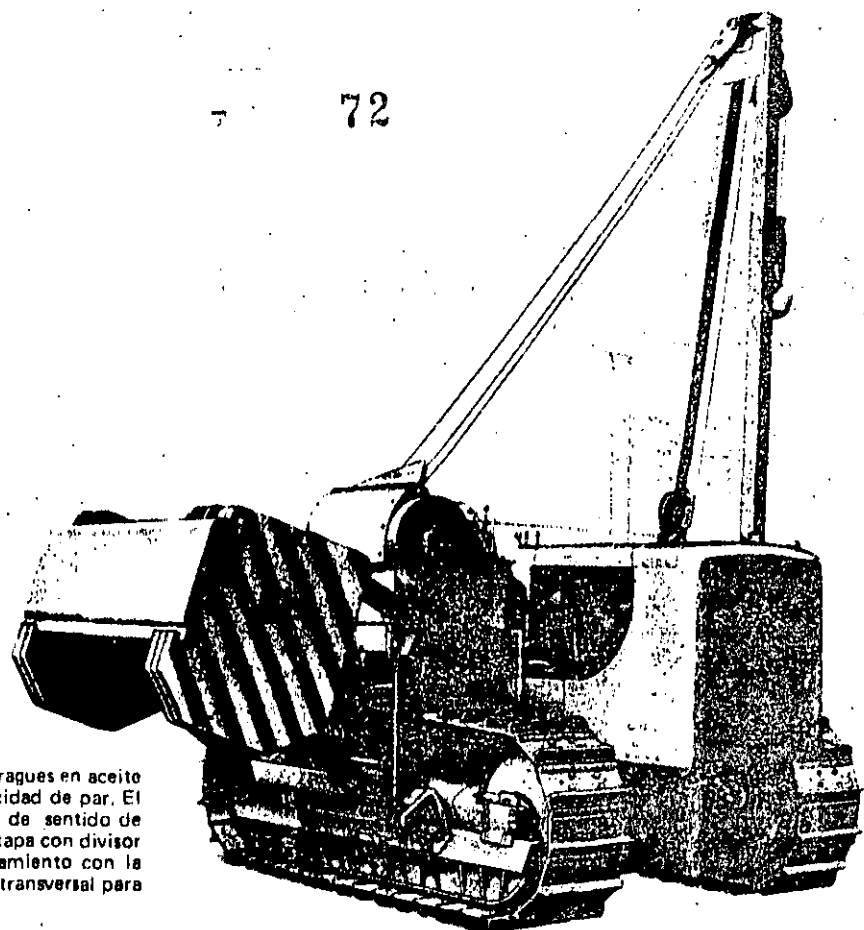
# CATERPILLAR

# 571G Tiendetubos

## 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

72



## 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 (cara 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 <sup>2</sup> (4710 pulg <sup>2</sup> )
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 corrimiento al retroceso. 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 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

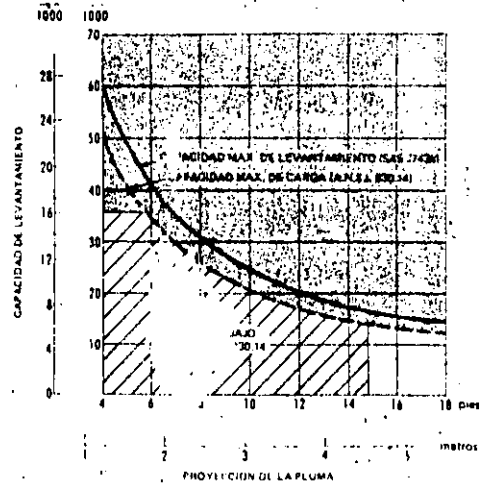
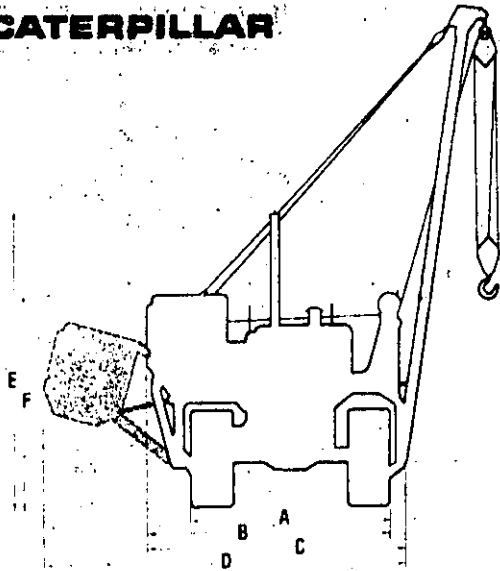


Potencia en el volante a 2000 RPM . . . . . 149 kW (200 HP)  
(El kilovatio (kW) es la Unidad de Potencia del Sistema Internacional.)

*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 Diésel 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 Diésel 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 pulg<sup>3</sup>) 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 duro acero de aleación. Pistones de aleación de aluminio, de sección ligeramente elíptica y perfil cónico con tres anillos, enfriados por roció de aceite. Cojinetes de aluminio con doiso de acero; muñones de cigueñal endurecidos por Hi-Electro. Lubricación a presión con aceite totalmente filtrado y enfriado. Filtro de aire, de tipo seco, con expansor 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 carga con polea de 3 puntos  
 Cable de acero de 19 mm (0,75") de diámetro y con resistencia a la ruptura de 21.580 kg (47.600 lb)  
 Cable de la pluma con polea de tres puntos  
 Cable de acero de 16 mm (0,62") de diámetro y con resistencia a la ruptura de 15.750 kg (33.400 lb)  
 Peso de los contrapesos instalados de 4255 kg (9600 lbs)



**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")



**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.



**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
Mancos finales (cada uno) . . . . .	34,1	9

	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 . . . . .	8,8	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")



**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

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



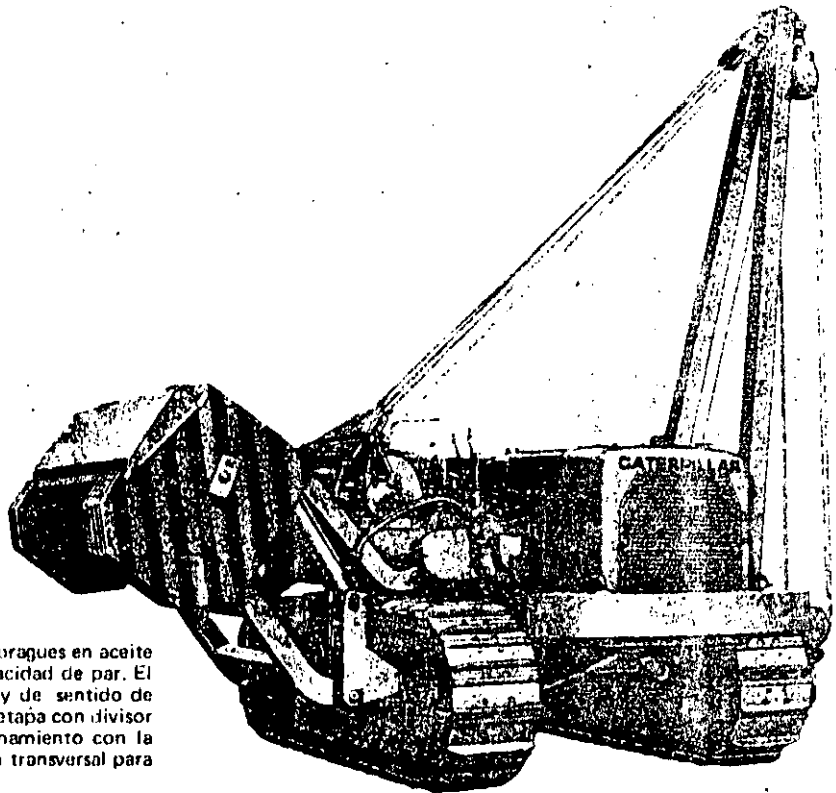
# CATERPILLAR

## 572G Tiendatubos

7 74

### 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



### 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)	3,40 m <sup>2</sup> (5346 pulg <sup>2</sup> )
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

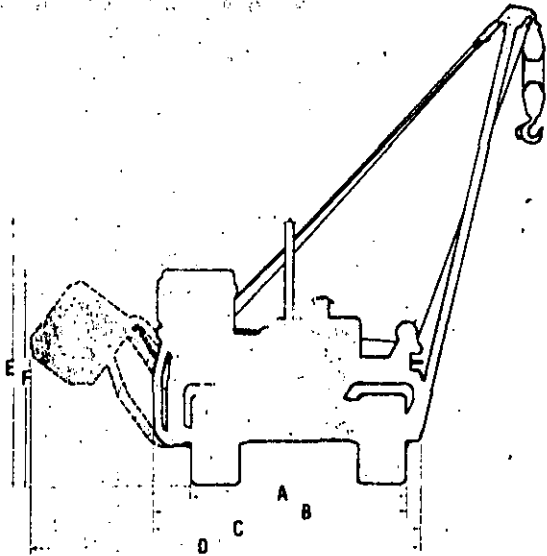
Potencia en el volante a 2000 RPM . . . . . 149 kW/200 HP (El kilovatio (kW) es la Unidad de Potencia del Sistema Internacional.)

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; reparador de agua, bombas de agua, lubricante y combustible. El motor mantiene la potencia total hasta una altitud de 2300 m (7500 pies).

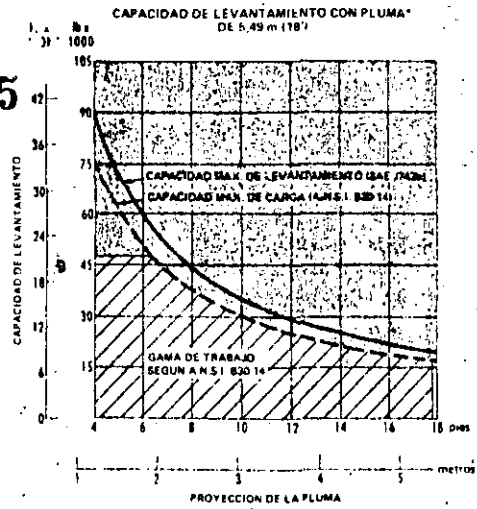
Motor Diesel Caterpillar 3306 de 4 tiempos, con seis cilindros de 121 mm (4,75") de calibre, 152 mm (6,0") de carrera y 10,5 litros (638 pulg<sup>3</sup>) de cilindrada.

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 duro 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.



75



Equipo especificado:  
 Cable de acero de 19 mm (3/4") de diametro y con resistencia a la ruptura de 21.500 kg (47.600 lb).  
 Cable de carga con polea de cuatro puntos.  
 Cable de la pluma con polea de cuatro puntos.  
 Peso con contrapesos extendidos de 6440 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 . . . . .	16,3	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	60.600

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



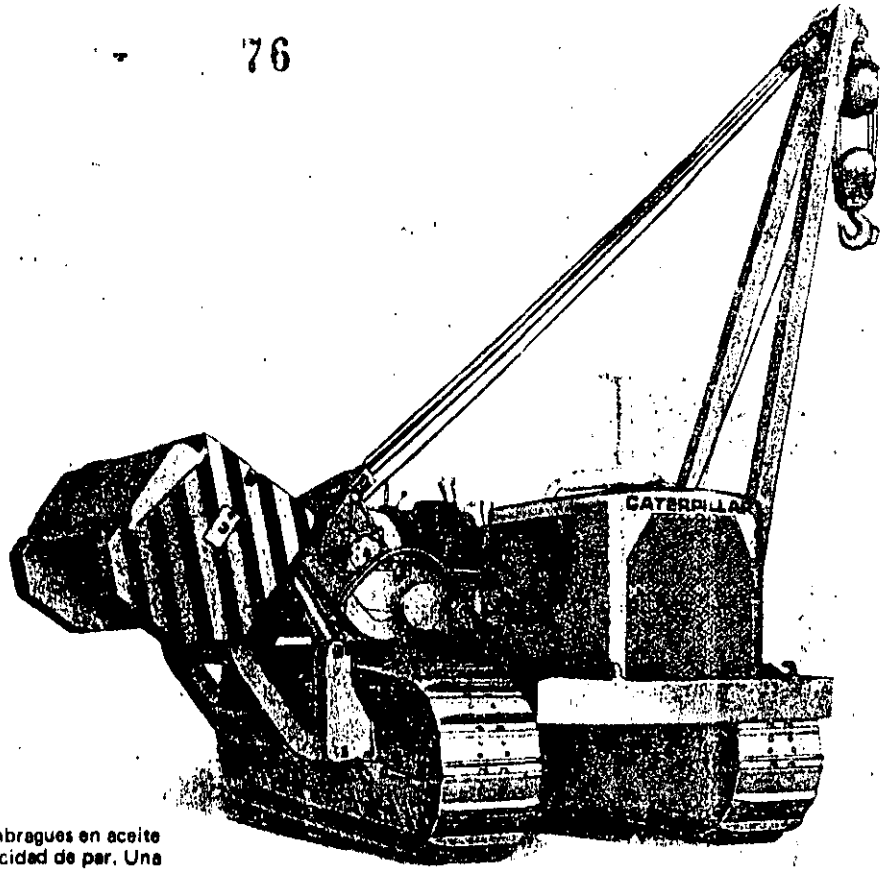
# CATERPILLAR

## 583K Tiendetubos

### Características principales

- 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

76



### Transmisión



Transmisión planetaria Power Shift con embragues en aceite de 630 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	0-2,5	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)	7
Entrevía (u) las cadenas	2290 mm (90")
Número de zapatas (cada lado)	42
Ancho de zapata estándar	710 mm (28")
Ancho optativo	760 mm (30")
Longitud de la cadena sobre el suelo	3280 mm (129")
Superficie de contacto con el suelo (con zapatas estándar)	4,65 m <sup>2</sup> (7220 pulg <sup>2</sup> )
Espacio libre sobre el suelo desde la cara inferior de las zapatas	530 mm (21")
Altura de la garra desde la cara inferior de la zapata	78 mm (3,96")

### Control de la pluma



Un trinquete de seguridad traba 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.)

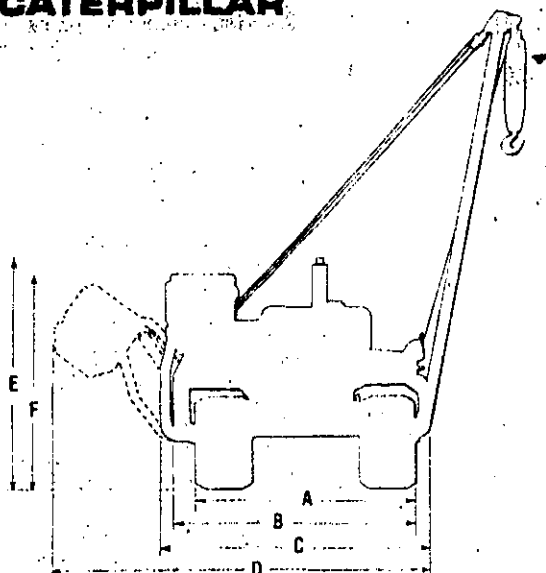
*Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y presión de 99,5 kPa (29,38" Hg) y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,6° C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye: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

Motor Diesel Caterpillar 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 pulg<sup>3</sup>) 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**

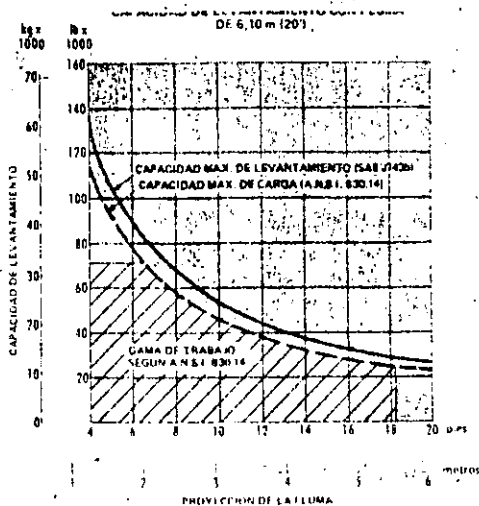
- (A) Ancho mínimo de embarque (sin los bastidores laterales) . . . . . 3070 mm (10' 1")
- (B) Ancho de embarque (sin el bastidor izquierdo) . . . . . 3430 mm (11' 3")
- (C) Ancho, con contrapesos retraídos . . . . . 3660 mm (12")
- (D) Ancho, con contrapesos extendidos . . . . . 5160 mm (16' 11")
- (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\***  
 Cable de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y con resistencia a la tracción de 21 000 kg (47 000 lb)  
 Cable de carga con polea de 6 puntos  
 Cable de la pluma con 1 cable de 6 puntos  
 Peso de los contrapesos, extendidos de 10 283 kg (22 670 lb)

**Equipo tiendetubos**

- Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente:
  - Bastidor de los contrapesos . . . . . 1450 kg (3200 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 capa soldada. Longitud de 6100 mm (20').

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



# CATERPILLAR

## 594H Tiendetubos

78

### 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



### 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

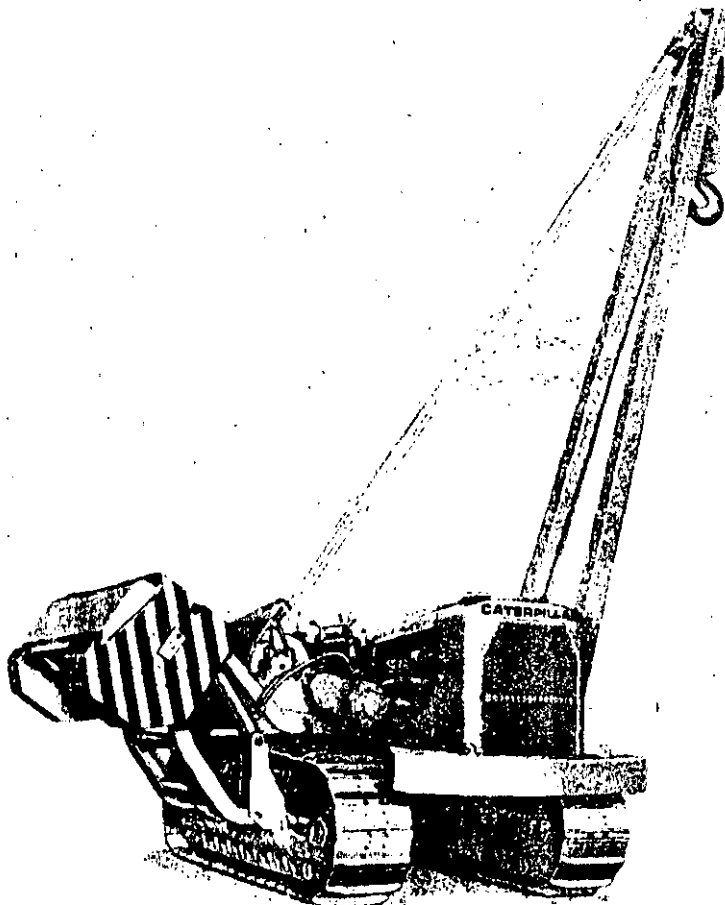
La cadena sellada prolonga la vida útil de pasadores y bujes, y reduce el desgaste en los eslabones y los rodillos. Rodillos inferiores, rodillos superiores, y ruedas guía de lubricación permanente. Las ruedas motrices tienen segmentos de aro empernables.

Número de rodillos interiores (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 <sup>2</sup> (10.050 pulg <sup>2</sup> )
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.



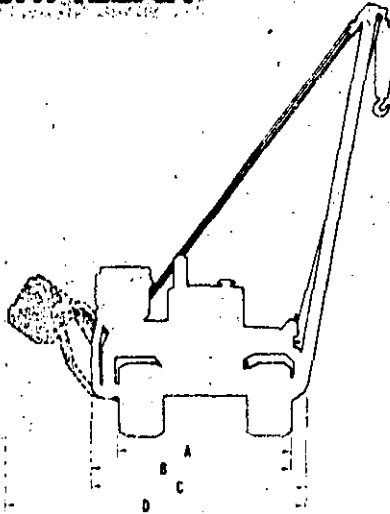
### Motor Caterpillar

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

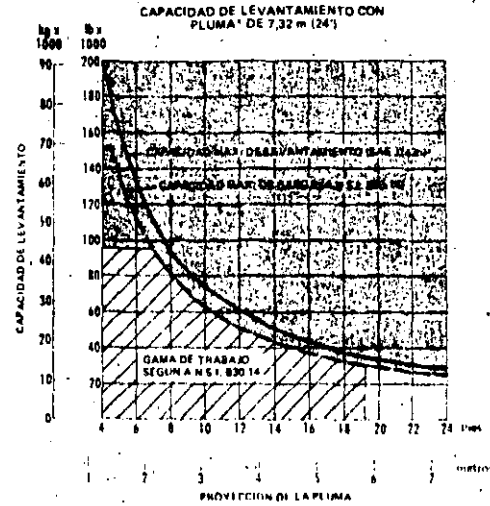
Es la potencia neta en el volante del motor de la máquina cuando funciona en las condiciones estándar SAE, es decir a temperatura ambiente de 29°C (85°F) y presión de 99,5 kPa (29,38" Hg), y cuando se usa un combustible Diesel de 35 unidades API a 15,6°C (60°F). El equipo del motor de la máquina incluye 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 cm (6,25") de calibre, 203 mm (8,0") de carrera y 24,2 litros (1473 pulg<sup>3</sup>) de cilindrada.

Turbocargado y posenfriado. 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 asientos 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.



79



Equipo especificado:  
Cable de acero de 19 mm (3/4") de diámetro y con resistencias a la ruptura de 21 580 kg (47 600 lb)  
Cable de carga con tales de 8 puntos  
Cable de la pluma con tales 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')

**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:		
Carter . . . . .	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.

**Equipo tiendetubos**



- Contrapesos ajustables, controlados hidráulicamente . . . . . 1180 kg (2600 lb)
- Bastidor de los contrapesos . . . . . 10 180 kg (22 440 lb)
- 17 segmentos de 600 kg (1330 lb) cada uno . . . . . 910 kg (2000 lb)
- Bastidor de levantamiento de los contrapesos . . . . . 290 kg (640 lb)
- Cilindros hidráulicos, eslabones de levantamiento, tornillería y herrajes . . . . . 12 566 kg (27 680 lb)
- Peso total extensible . . . . .

**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'). Optativa: 8530 mm (28').



80

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  
 Motor: Diesel 3306 de 170 HP  
 Valor inicial (Va): \$ 31'400,000  
 Factor operacion: 0.8  
 Valor rescate (Vr): 10 % = \$ 3'140,000  
 Potencia operacion: 136 HP op  
 Tasa interes (i): 65 %  
 Coeficiente almacenaje (k): 0.01  
 Prima seguros (s): 2 %  
 Factor mantenimiento (Q): 0.80

**I.- CARGOS FIJOS**

a) Depreciacion:  $D = \frac{V_a - V_r}{V_e} = \frac{31'400 - 3'140}{10,000} = \$ 2,826.00/h.e.$

b) Inversion:  $I = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(31'400 + 3'140) \cdot 0.65}{4,000} = 5,612.75/h.e.$

c) Seguros:  $S = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(31'400 + 3'140) \cdot 0.02}{4,000} = 172.70/h.e.$

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.e.

**II.- CONSUMOS**

a) Combustible:  $E = e Pc$   
 Diesel:  $E = 0.20 \times 136 \text{ HP. op.} \times \$ 14.00/lit. = \$ 380.80/h.e.$   
 Gasolina:  $E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ /lit. =$

b) Otras fuentes de energia: \_\_\_\_\_

c) Lubrificantes  $L = a Pa$   
 Capacidad cartier:  $C =$  litros  
 Cambios aceite:  $I =$  horas  
 $a = C/I + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.53 \text{ lit/hr. (Manual CAT)} = 106.00/h.e.$   
 $L = 0.53 \text{ lit/hr} \times \$ 200.00 /lit.$

d) Llantas:  $Ll = \frac{VII}{Hv}$  (valor llantas)  
 Vida economica:  $Hv =$  horas  
 $Ll = \$$  horas

**SUMA CONSUMOS POR HORA** \$ 386.80/h.e.

**III.- OPERACION**

Salarios: S operador: \$ 1,500.00

Sal/turno - prom: \$

Horas / turno - prom. (H)  
 $H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (facto: rendimiento)} = 6 \text{ horas}$

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** \$ 11,637.31/h.e.

MAQUINA CAMION VOLTEO  
 MARCA FORD  
 MODELO F-600 (6M3)

Nº SERIE

DATOS GENERALES:

Precio adquisicion: \$ 2'300,000.00  
 Equipo adicional menos llantas 150,000.00  
 Valor inicial (Va): \$ 2'150,000.00  
 Valor rescate (Vr): 10 % = \$ 215,000.00  
 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: Gasolina de 150 HP  
 Factor operacion: 0.8  
 Potencia operacion: 120 HP op  
 Coeficiente almacenaje (K): 0.03  
 Factor mantenimiento (O): 1.00

I.- CARGOS FIJOS

a) Depreciacion:  $D = \frac{V_a - V_r}{V_e} = \frac{2'150 - 215}{10,000} = \$ 193.50/h.e.$   
 b) Inversion:  $I = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(2'150 + 215)}{4,000} \cdot 0.65 = 384.31/h.e.$   
 c) Seguros:  $S = \frac{V_a + V_r}{2 Ha} = \frac{(2'150 + 215)}{4,000} \cdot 0.02 = 11.82/h.e.$   
 d) Almacenaje:  $A = KD = 193.50 \cdot 0.03 = 5.80/h.e.$   
 e) Mantenimiento:  $M = QD = 193.50 \cdot 1.00 = 193.50/h.e.$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$ 788.93/h.e.

II.- CONSUMOS

a) Combustible:  $E = e P_c$   
 Diesel:  $E = 0.20 \times 120 \text{ HP op} \times \$ 24.00/lt. = \$ 691.20/h.e.$   
 Gasolina:  $E = 0.24 \times 120 \text{ HP op} \times \$ 24.00/lt. =$   
 b) Otras fuentes de energia:  
 c) Lubricantes  $L = a P_e$

Capacidad Carter:  $C = \frac{7}{100}$  litros  
 Cambios aceite:  $t = 100$  horas  
 $a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times 120 \text{ HP op} = 0.49 \text{ lt/hr.} = 73.50/h.e.$   
 $L = 0.49 \text{ lt/hr} \times \$ 150/lt.$

d) Llantas:  $L_l = \frac{V_l}{H_v}$  (valor llantas)  
 H<sub>v</sub> (vida economica)  
 Vida economica:  $H_v = 2000$  horas  
 $L_l = \frac{\$ 150,000}{2000} = 75.00/h.e.$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$ 839.70/h.e.

III.- OPERACION

Salarios: S  
 operador: \$ 1,500.00

Sal/turno - prom: \$

Horas / turno - prom. (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} = 6 \text{ horas}$   
 $\therefore \text{Operacion} = O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6} = \$ 250.00$

SUMA OPERACION POR HORA \$ 250.00/h.e.

COSTO DIRECTO HORA MAQUINA

\$ 1,878.63/h.e.

OBRA	HOJA
MAQUINA CARGA POR FRONTAL	
MARCA CATERPILLAR	
MODEL O 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
Valor inicial (Va):	\$ 20'700,000.00	Motor:	Diesel 3304 de 130 HP
Valor rescate (Vr):	10 % = \$ 2'070,000.00	Factor operacion:	0.80
Tasa interes (i):	6.5 %	Potencia operacion:	104 HP op
Prima seguros (s):	2 %	Coefficiente almacenaje (k):	0.01
		Factor mantenimiento (O):	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:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(20'700 + 2'070) 0.65}{2 \cdot 2000} = 3,700.12/h.e.$
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:	$M = OQ = 2,277.00 \times 0.80 = 1,821.60/h.e.$
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b> \$ 7,935.54/h.e.	

**II.- CONSUMOS:**

a) Combustible:	$E = e Pc$
Diesel:	$E = 0.20 \times 130 \text{ HP op.} \times \$14.00 / \text{ll.} = \$ 364.00/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ / \text{ll.} =$
b) Otras fuentes de energia:	
c) Lubricantes:	$L = a Pe$
Capacidad carter:	$C =$ litros
Cambios aceite:	$i =$ horas
$a = C/i + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op.} = 0.34 \text{ ll/hr (manual Cat) } 68.00/h.e.$	
$L = 0.34 \text{ ll/hr} \times \$200.00 / \text{ll.}$	
d) Llantas:	$LI = \frac{VII \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida economica)}}$
Vida economica:	$Hv =$ horas
$LI = \$ / \text{horas}$	
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b> \$ 452.00/h.e.	

**III.- OPERACION.**

Salarios: S	
operador:	\$ 1,500.00
Sal/turno - prom:	\$
Horas / turno - prom:	(H)
$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} = 6 \text{ horas}$	
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6} = \$ 250.00$	
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b> \$ 250.00/h.e.	

**COSTO DIRECTO HORA MAQUINA** \$ 8,617.34/h.e.

83

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): 6.5 %		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:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{(129'000 + 12'900)0.02}{4,000} = 709.50/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 11,610.00 \times 0.01 = 116.10/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 11,610.00 \times 0.80 = 9,288.00/h.e.$
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b> = \$ 44,782.35/h.	

**II.- CONSUMOS**

a) Combustible:	E = e Pc
Diesel:	$E = 0.20 \times 560 \text{ HP op.} \times \$ 14.00 / \text{lt.} = \$ 1,568.00/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ / \text{lt.} =$
b) Otras fuentes de energia:	
c) Lubricantes L = a Pc	
Capacidad carter:	C = _____ litros
Cambios aceite	t = _____ horas
$a = C/t + \begin{matrix} 0.0035 \\ 0.0030 \end{matrix} \times \text{HP op.} = 1.20 \text{ lt/hr. (Manual CAT) } 260.00/h.e.$	
$L = 1.30 \text{ lt/hr} \times \$ 200.00 / \text{lt.}$	
d) Llantas: $Ll = \frac{VII (\text{valor llantas})}{Hv (\text{vida economica})}$	
Vida economica: Hv = _____ horas	
$Ll = \$$ _____ horas	
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b> = \$ 1,828.00/h.e.	

**III.- OPERACION**

Salarios: S operador	\$ 2,500.00
Sal/turno - prom.	\$
Horas/turno - prom. (H)	
$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 (\text{factor rendimiento}) = 6 \text{ horas}$	
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{2,500.00}{6} = \$ 416.66$	
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b> = \$ 416.66/h.	

**COSTO DIRECTO HORA MAQUINA** = \$ 46,973.01/h.

OBRA _____	HOJA _____
MAQUINA <u>EMPUJADOR</u>	
MARCA <u>CATERPILLAR</u>	
MODELO <u>D 9 H</u>	Nº SERIE _____

<b>DATOS GENERALES:</b>		Fecha cotizacion: <u>Junio 1983</u>
Precio adquisicion: <u>\$78'250,000.00</u>		Vida economica (Ve): <u>5</u> años
Equipo adicional _____		Horas por año (Ha): <u>2,000</u> hr/año
		Motor: <u>Diesel-D353</u> de <u>410</u> HP
Valor inicial (Va): <u>\$78'250,000.00</u>		Factor operacion: <u>0.8</u>
Valor rescate (Vr): <u>10</u> % = <u>\$7'825,000.00</u>		Potencia operacion: <u>328</u> HP op
Tasa interes (i): <u>65</u> %		Coefficiente almacenaje (K): <u>1.01</u>
Prima seguros (s): <u>5</u> %		Factor mantenimiento (Q): <u>0.80</u>

**I.- CARGOS FIJOS**

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{78'250 - 7'825}{10,000} =$	<u>\$ 7,042.50/h.e.</u>
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(78'250 + 7'825) \cdot 0.65}{4,000} =$	
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(78'250 + 7'825)}{4,000} \cdot 2 =$	<u>13,987.18/h.e.</u>
d) Almacenaje:	$A = KD = 7,042.50 \times 0.01 =$	<u>70.42/h.e.</u>
e) Mantenimiento:	$M = QD = 7,042.50 \times 0.80 =$	<u>5,634.00/h.e.</u>
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b>		<u>\$ 27,161.47/h.</u>

**II.- CONSUMOS:**

a) Combustible: E = e Pc		
Diesel: E = 0.20 x 328 HP. op. x \$14.00 / lt.	= \$	<u>918.40/h.e.</u>
Gasolina: E = 0.24 x _____ HP. op. x \$ _____ / lt.	=	
b) Otras fuentes de energia:		
c) Lubricantes L = a Pa		
Capacidad carter: C = _____ litros		
Cambios aceite: I = _____ horas		
$a = \frac{C}{I} + \begin{matrix} 0.0035 \\ 0.0030 \end{matrix} \times$ _____ HP op = <u>0.68</u> lt/hr. (Manual CAT)		<u>135.00/h.e.</u>
$L = 0.68$ lt/hr x \$ <u>200.00</u> / lt.		
d) Llantas: $LI = \frac{VII \cdot (valor llantas)}{Hv \cdot (vida economica)}$		
Vida economica: Hv = _____ horas		
LI = \$ _____ horas		
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b>		<u>\$ 1,054.40/h.e.</u>

**III.- OPERACION.**

Salarios: S		
operador: \$ <u>2,500.00</u>		
Sal/ turno - prom. \$ _____		
Horas/ turno - prom. (H)		
$H = 8 \text{ horas} \times 0.75 \text{ (factor rendimiento)} =$ <u>6</u> horas		
Operacion = $O = \frac{S}{H} = \frac{2,500.00}{6}$	= \$	<u>416.66</u>
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b>		<u>\$ 416.66</u>

**COSTO DIRECTO HORA MAQUINA** \$ 28,635.53

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 200 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:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(35'000 + 3'500) \cdot 0.65}{4,000} = 6,256.25/h.e.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} \cdot s = \frac{(35'000 + 3'500) \cdot 0.02}{4,000} = 192.50/h.e.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 0.01 \times 3,150.00 = 31.50/h.e.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 0.80 \times 3,150.00 = 2,520.00/h.e.$
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b> \$ 12,150.25/h.	

**II.- CONSUMOS**

a) Combustible:	$E = e Pc$
Diesel:	$E = 0.20 \times 160 \text{ HP op} \times \$ 14.00/lt. = \$ 448.00/h.e.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op} \times \$ /lt. =$
b) Otras fuentes de energia:	
c) Lubricantes:	$L = a Pe$
Capacidad carter:	C = ..... litros
Cambios aceite:	t = ..... horas
	$a = C/t + \begin{cases} 0.0035 \\ 0.0030 \end{cases} \times \text{HP op} = 0.45 \text{ lt/hr. (Manual CAT)}$
	$L = 0.45 \text{ lt/hr} \times \$ 200 /lt. = 90.00/h.e.$
d) Llantas:	$Ll = \frac{VII \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida economica)}}$
Vida economica:	Hv = ..... horas
	$Ll = \$ \dots \dots \dots$
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b> \$ 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 =	$O = \frac{S}{H} = \frac{2,000.00}{6} = \$ 333.33/h.e.$
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b> \$ 333.33/h.	

**COSTO DIRECTO HORA MAQUINA** \$ 13,021.58/h.

OBRA	MAQUINA	EMPUJADOR	HOJA
	MARCA	CATERPILLAR	
	MODELO	D-8K	Nº SERIE

**DATOS GENERALES:**

Precio adquisicion:	\$ 47'500,000.00	Fecha cotizacion:	Junio 1983
Equipo adicional:		Vida economica (Ve):	5 años
Valor inicial (Va):	\$ 47'500,000.00	Horas por año (Ha):	2,000 hr/año
Valor rescate (Vr):	10 % = \$ 4'750,000.00	Motor:	Diesel D-342 de 300 HP
Tasa interes (i):	65 %	Factor operacion:	0.8
Primo seguros (s):	2 %	Potencia operacion:	240 HP op
		Coefficiente almacenaje (K):	0.01
		Factor mantenimiento (Q):	0.80

**I.- CARGOS FIJOS**

a) Depreciacion:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{47'500 - 4'750}{10,000} = \$ 4,275.00/h.c.$
b) Inversion:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(47'500 + 4'750) \cdot 0.65}{2 \cdot 2000} = 8,490.62/h.c.$
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} \cdot s = \frac{(47'500 + 4'750) \cdot 0.02}{2 \cdot 2000} = 261.25/h.c.$
d) Almacenaje:	$A = KD = 4,275.00 \times 0.01 = 42.75/h.c.$
e) Mantenimiento:	$M = QD = 4,275.00 \times 0.80 = 3,420.00/h.c.$
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b> \$ 16,489.62	

**II.- CONSUMOS**

a) Combustible:	$E = e Pc$
Diesel:	$E = 0.20 \times 240 \text{ HP op.} \times \$14.00 / \text{lt.} = \$ 672.00/h.c.$
Gasolina:	$E = 0.24 \times \text{HP op.} \times \$ / \text{lt.} =$
b) Otras fuentes de energia:	=
c) Lubricantes $L = a Pa$	
Capacidad carter:	$C = \text{litros}$
Cambias aceite:	$I = \text{horas}$
$a = C/I + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op.} = 0.57 \text{ lt/hr. (Manual CAT)} = 114.00/h.c.$	
$L = 0.57 \text{ lt/hr} \times \$ 200 / \text{lt.}$	
d) Llantas: $LI = \frac{VH}{Hv}$ (valor llantas)	
Hv (vida economica)	
Vida economica: $Hv = \text{horas}$	
$LI = \$ \text{horas}$	
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b> \$ 786.00/h.c.	

**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 = $O = \frac{S}{H} = \frac{2,000.00}{6} = \$ 333.33/h.c.$	
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b> \$ 333.33/h.c.	

**COSTO DIRECTO HORA MAQUINA** \$ 17,608.95/h.c.

87

OBRA \_\_\_\_\_

HOJA \_\_\_\_\_

MAQUINA MOTOESCREPA

MARCA CATERPILLAR

MODELO 621 B (20 hd3. = 15 M3.)

Nº SERIE \_\_\_\_\_

**DATOS GENERALES:**

Precio adquisicion: \$ 44'600,000.00  
 Equipo adicional: 2'200,000.00

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

Valor inicial (Va): \$ 42'400,000.00  
 Valor rescate (Vr): 10 % = \$ 4'240,000.00  
 Tasa interes (i): 65 %  
 Prima seguros (s): 2 %

**I.- CARGOS FIJOS**

a) Depreciacion:  $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{42'400 - 4'240}{10,000} = \$ 3,816.00/h.e.$   
 b) Inversion:  $I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(42'400 + 4'240) \cdot 0.65}{4,000} = 7,579.00/h.e.$   
 c) Seguros:  $S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(42'400 + 4'240) \cdot 0.02}{4,000} = 233.20/h.e.$   
 d) Almacenaje:  $A = KD = 3,816.00 \times 0.01 = 38.16/h.e.$   
 e) Mantenimiento:  $M = QD = 3,816.00 \times 0.80 = 3,052.80/h.e.$

**SUMA CARGOS FIJOS POR HORA** \$ 14,719.16/h.e.

**II.- CONSUMOS.**

a) Combustible:  $E = e Pc$   
 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:  $L = a Pa$   
 Capacidad carter:  $C =$  \_\_\_\_\_ litros  
 Cambios aceite:  $I =$  \_\_\_\_\_ horas  
 $a = \frac{C}{I} + \frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.35 \text{ lt/hr. (Manual CAT) } 70.00/h.e.$   
 $L = 35 \text{ lt/hr} \times \$ 200 / \text{lt.}$   
 d) Llantas:  $LI = \frac{VH}{Hv}$  (valor llantas)  
 Vida economica:  $Hv =$  \_\_\_\_\_ horas  
 $LI = \frac{\$ 2'200,000}{3,000 \text{ horas}} = 733.33/h.e.$

**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



OBRA _____	HOJA _____
MAQUINA <u>MOTOCONFORMADORA</u>	
MARCA <u>CATERPILLAR</u>	
MODELO <u>120-B</u>	Nº SERIE _____

<b>DATOS GENERALES:</b>		Fecha cotización: <u>Junio 1983</u>
Precio adquisición: \$ <u>14'500,000</u>		Vida económica (Ve): <u>5</u> años
Equipo adicional <u>Menos llantas</u> <u>1'200,000</u>		Horas por año (Ha): <u>2,000</u> hr/año
		Motor: <u>Diescl 3306</u> de <u>125</u> HP
Valor inicial (Va): \$ <u>13'300,000</u>		Factor operación: <u>0.80</u>
Valor rescate (Vr): <u>10</u> % = \$ <u>1'330,000</u>		Potencia operación: <u>100</u> HP op
Tasa interés (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) Depreciación:	$D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{13'300 - 1'330}{5} = \$ 2,377.37/h.e.$	1,197.00/h.e.
b) Inversión:	$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(13'300 + 1'330)}{4.000} \cdot 0.65 = 2,377.37/h.e.$	2,377.37/h.e.
c) Seguros:	$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} = \frac{(13'300 + 1'330)}{4.000} \cdot 0.02 = 73.15/h.e.$	73.15/h.e.
d) Almacenaje:	$A = KD = 1,197.00 \times 0.01 = 11.97/h.e.$	11.97/h.e.
e) Mantenimiento:	$M = QD = 1,197.00 \times 0.80 = 957.60/h.e.$	957.60/h.e.
<b>SUMA CARGOS FIJOS POR HORA</b>		<b>\$ 4,617.09/h.e.</b>

**II.- CONSUMOS**

a) Combustible: E = e Pc		
Diésel: E = 0.20 x <u>100</u> HP. op. x \$ <u>14.00</u> /lt. = \$ <u>280.00/h.e.</u>		
Gasolina: E = 0.24 x _____ HP. op. x \$ _____ /lt. = _____		
b) Otras fuentes de energía: _____ = _____		
c) Lubricantes L = a Pc		
Capacidad carter: C = _____ litros		
Cambios aceite: f = _____ horas		
a = C/f + $\frac{0.0035}{0.0030} \times \text{HP op} = 0.28$ lt/hr. (Manual CAT) 56.00/h.e.		
L = <u>0.28</u> lt/hr x \$ <u>200.00</u> /lt.		
d) Llantas: LI = $\frac{VII \cdot (valor llantas)}{Hv \cdot (vida económica)}$		
Vida económica: Hv = <u>3,000</u> horas		
LI = \$ $\frac{1'200,000}{3,000 \cdot 3,000}$ = <u>400.00/h.e.</u>		
<b>SUMA CONSUMOS POR HORA</b>		<b>\$ 736.00/h.e.</b>

**III.- OPERACION**

Salarios: S	<u>1,500.00</u>	
operador:	\$ _____	
Sal/turno - prom.:	\$ _____	
Horas/turno - prom. (H)	<u>6</u> horas	
H = 8 horas x <u>0.75</u> (factor rendimiento) = <u>6</u> horas		
Operación = $O = \frac{S}{H} = \frac{1,500.00}{6}$		= \$ <u>250.00/h.e.</u>
<b>SUMA OPERACION POR HORA</b>		<b>\$ 250.00/h.e.</b>

<b>COSTO DIRECTO HORA MAQUINA</b>	<b>\$ 5,603.09/h.e.</b>
-----------------------------------	-------------------------

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 x 0.80 x 0.84 x 1.15)  
= 0.579

Producciones reales:

D7G	240 x 0.579 = 139 M3/h.
D8K	325 x 0.579 = 188 M3/h.
D9H	525 x 0.579 = 304 M3/h.
D10	850 x 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 motoescrepa.

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 motoescrepas 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 motoescrepa. Comprenderán además, la semicompactación de este material, colocado en capas de espesor no mayor de 30 cms., con el tránsito de la motoescrepa.

EQUIPO.

Motoescrepa 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 motoescrepas. De no ser así en un caso real, el cargo deberá prorratearse entre el número de motoescrepas 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 MOTOESCREPA \$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.	103.49/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 terraplénos 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 terraplénos 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

Producción real:

$$= 425 \times 0.75 \times 0.80 \times 0.84 \times 1.18 = 252 \text{ M}^3/\text{hora sueltos.}$$

Producción medida en el terraplén =  $252 \times 0.9 = 227 \text{ M}^3/\text{hora}$

Rendimiento de tractor esparciendo el material que amontonan los camiones de volteo en el terraplén.

Distancia 40 mts. hoja recta(s).

Producción teórica 500 m<sup>3</sup>/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:

$$= 500 \times 0.75 \times 1.20 \times 0.84 \times 1.00 = 378 \text{ m}^3/\text{hora sueltos.}$$

Producción medida en el terraplén =  $378 \times 0.9 = 340 \text{ M}^3/\text{hora}$

Cálculo del volumen horario del cargador y del tiempo de carga de camión de 6 m<sup>3</sup>. = 5.4 m<sup>3</sup>. medidos en terraplén.

Factor de llenado del cucharón del cargador 0.9

Capacidad real 1.70 m<sup>3</sup>. x 0.9 = 1.53 m<sup>3</sup>.

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.

0.53 min.

$$\text{No. de ciclos por hora} = \frac{60}{0.33} = 181$$

Producción = 181 ciclos/hora x 1.53 M<sup>3</sup> = 277 m<sup>3</sup>/hora.

Medido en terraplén =  $277 \times 0.9 = 249 \text{ m}^3/\text{hora.}$

$$\text{Tiempo de carga del camión} = \frac{5.40 \times 0.33}{2.53} = 1.16 \text{ min.}$$

Tiempo de descarga. 0.34 min.

Total. 2.50 min.

Cargo por tractor aflojando material

$$\frac{\$ 17,608.95/h.c.}{227 \text{ m}^3/hora.} = \$ 77.57/m^3.$$

Cargo por tractor esparciendo material

$$\frac{\$ 17,608.95/h.c.}{340 \text{ M}^3/hora.} = \$ 51.79/m^3.$$

Cargo por cargador frontal

$$\frac{\$ 8,617.34/h.c.}{249 \text{ m}^3/hora.} = \$ 34.60/m^3.$$

$$\$ 163.96/m^3.$$

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 <sup>3</sup> .	\$ 10.43/m <sup>3</sup> .	\$ 174.39/m <sup>3</sup> .
200	163.96/m <sup>3</sup> .	12.20/m <sup>3</sup> .	176.16/m <sup>3</sup> .
300	163.96/m <sup>3</sup> .	13.90/m <sup>3</sup> .	177.86/m <sup>3</sup> .
400	163.96/m <sup>3</sup> .	15.65/m <sup>3</sup> .	179.61/m <sup>3</sup> .
500	163.96/m <sup>3</sup> .	17.40/m <sup>3</sup> .	181.36/m <sup>3</sup> .
600	163.96/m <sup>3</sup> .	19.16/m <sup>3</sup> .	183.12/m <sup>3</sup> .
700	163.96/m <sup>3</sup> .	20.87/m <sup>3</sup> .	184.83/m <sup>3</sup> .
800	163.96/m <sup>3</sup> .	22.63/m <sup>3</sup> .	186.59/m <sup>3</sup> .
900	163.96/m <sup>3</sup> .	24.40/m <sup>3</sup> .	188.36/m <sup>3</sup> .
1000	163.96/m <sup>3</sup> .	36.09/m <sup>3</sup> .	190.05/m <sup>3</sup> .
1100	163.96/m <sup>3</sup> .	28.04/m <sup>3</sup> .	192.00/m <sup>3</sup> .
1200	163.96/m <sup>3</sup> .	29.82/m <sup>3</sup> .	193.78/m <sup>3</sup> .
1300	163.96/m <sup>3</sup> .	31.31/m <sup>3</sup> .	195.27/m <sup>3</sup> .
1400	163.96/m <sup>3</sup> .	33.54/m <sup>3</sup> .	197.50/m <sup>3</sup> .
1500	163.96/m <sup>3</sup> .	34.78/m <sup>3</sup> .	198.74/m <sup>3</sup> .

" CAMION V. TEO "

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 CARGADO 30 K/H DISTANCIA X 60	TIEMPO REGRESO VACIO 60 Km/h DISTANCIA X 60	TIEMPO DEL CICLO	PRODUCCION HORARIA DE MATERIAL COMPACTADO 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.	83 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)	TIEMPO VIAJE VACIA (40 Km/h)	TIEMPO CICLO	PRODUCCION HORARIA MATERIAL COMPACTO-CAPACIDAD CAJA X - 0.9 X 60.
		DISTANCIA X 60	DISTANCIA X 60		TIEMPO CICLO.
		20	40		
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 cuacho 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 Vice presidente 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 entrevista angosta, estaba equipado con hoja amortiguadora 10-C en la misma obra dos tractores D9-H en Tandem, empujaban dos traillas de 24,4 m<sup>3</sup>. 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 M<sup>3</sup>. en banco en 60 minutos por hora y el D-10 movió 1,018 m<sup>3</sup>. 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.

100

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: OTROS EQUIPOS

4 3 1 1 .

PROFESOR: CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984.  
CAMPECHE, CAMPECHE.

El Ingeniero Civil al estar ligado en las diferentes esferas del desarrollo de la infraestructura de nuestro país, requiere estar actualizando 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 planea, 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, canales 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 m<sup>3</sup> hasta 50 m<sup>3</sup>.

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

- 4 -

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  $3\ 1/2$  yd<sup>3</sup> 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: RETROEXCAVADORAS**

**PROFESOR: CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

## 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  $3/4$  yd<sup>3</sup>. 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  $5/8$  yd<sup>3</sup> 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  $3$  yd<sup>3</sup> 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 yd<sup>3</sup>)

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 ésto 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 terronos.
- 9 Colocación de tuberías de drenaje y agua potable.
- 10 Excavación de precisión.
- 11 Rollenos.
- 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

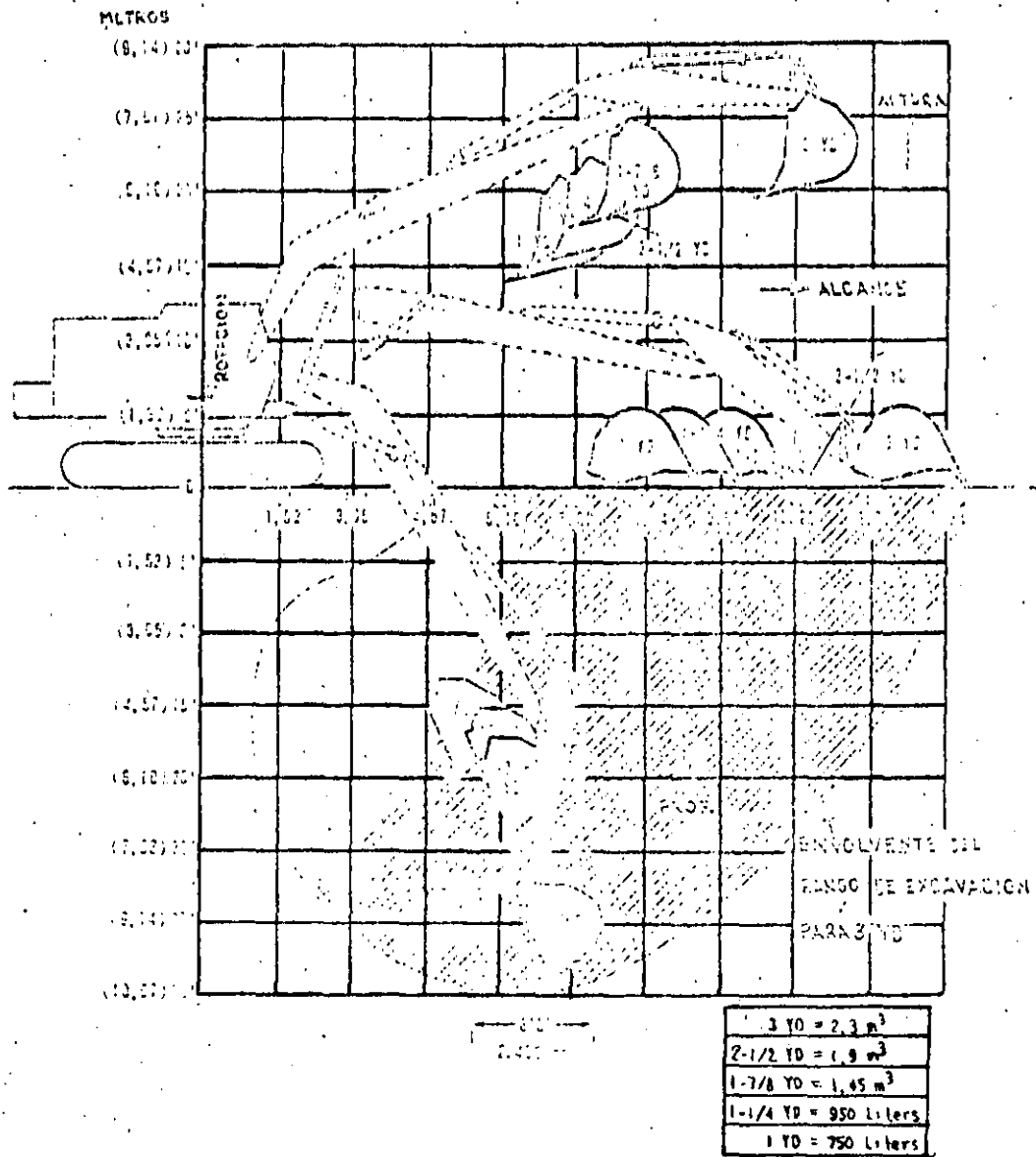


TABLA 1

Rendimiento horario aproximado (m3 en banco) en m3/hora.

Capacidad cucharón (yd3)	m3	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 m<sup>3</sup> 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 yd<sup>3</sup>.

Ejemplo:

Calcular el costo por m<sup>3</sup> de material excavado y colocado a un lado de una zanja para alojar unas tuberías para drenaje. Se utiliza una retroexcavadora de 1 yd<sup>3</sup>, 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 yd<sup>3</sup> \$ 611.40

Solución:

De la tabla 1

Rendimiento teórico	= 65 m <sup>3</sup> /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 <sup>3</sup> /hora x 0.9 x 0.86 x 0.92 x 0.55 = 25.5 m <sup>3</sup> /hora
Costo Unitario	= <u>Costo horario de la retroexcavadora</u> Rend. real = <u>\$ 611.40/hora</u> 25.5 m <sup>3</sup> /hora = \$ 23.98/m <sup>3</sup>



PROBLEMA

Se requiere cargar 2,650,000 m<sup>3</sup> 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 m<sup>3</sup>.

Equipo disponible

Retroexcavadora 4 yd <sup>3</sup> Koering 1066	Costo horario	\$ 2,378.47
Retroexcavadora 1 1/2 yd <sup>3</sup> LS-5000	Costo horario	\$ 952.69
Draga 2 1/2 yd <sup>3</sup> LS-408	Costo horario	\$ 1899.14
Tiempo de realización 15 meses		

Solución

$$\begin{aligned} \text{Tiempo disponible } 25 \times 15 \times 3 \times 8 &= 9000 \text{ horas} \\ \text{Producción requerida } \frac{2,650,000}{9000} &= 294.5 \text{ m}^3/\text{hora} \end{aligned}$$

de la operación de las máquinas se obtuvieron los resultados siguientes:

- Koering 1066 = 131 m<sup>3</sup>/hora
- LS-5000 = 84.6 m<sup>3</sup>/hora
- Draga = 50 m<sup>3</sup>/hora

Costos

Retroexcavadora 4 yd3  $\frac{2,378.47}{131} = \$18.15/m3$

Retroexcavadora 1 1/2 yd3  $\frac{952.69}{84.6} = \$11.26/m3$

Draga 2 1/2 yd3  $\frac{1899.14}{50} = \$37.98/m3$

Como puede observarse el costo más bajo lo da la retroexcavadora de 1 1/2 yd3.

<b>CONSTRUCTORA</b>	Máquina: <u>Retroexcavadora</u>	Hoja No: _____
_____	Modelo: <u>Y-90</u>	Calculó: <u>CAM</u>
_____	Datos Adic: <u>1.0 yd3</u>	Revisó: <u>CCIM</u>
<b>OBRA:</b> _____		Fecha: <u>24-I-80</u>

**DATOS GENERALES**

Precio adquisición:	\$ <u>2'328,970.80</u>	Fecha cotización: <u>10-I-80</u>
Equipo adicional -	_____	Vida económica (Ve): <u>5</u> años
_____	_____	Horas por año (Ha): <u>2000</u> hr/año
_____	_____	Motores <u>DIESEL</u> de <u>103</u> HP.
Valor inicial (Va):	<u>2'328,970.80</u>	Factor operación: <u>0.75</u>
Valor rescate (Vr):	<u>0</u> % = \$ _____	Potencia operación: <u>77.25</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>0.8</u>

**I. CARGOS FIJOS.**

a) Depreciación : 
$$D = \frac{Va - Vr}{-Ve} = \frac{2'328,970.80 - 0}{10,000} = \$ 232.90$$

b) Inversión : 
$$I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{2'328,970.80 + 0}{2 \times 2000} 0.18 = 104.80$$

c) Seguros : 
$$S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{2'328,970.80 + 0}{2 \times 2000} 0.02 = 11.64$$

d) Almacenaje : 
$$A = KD = \frac{0.01 \times 232.90}{1} = 2.32$$

e) Mantenimiento : 
$$M = QD = \frac{0.8 \times 232.90}{1} = \underline{\underline{186.32}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 537.98



CONSTRUCTORA	Máquina: <u>RETROEXCAVADORA</u>	Hoja No: _____
_____	Modelo: <u>GC-120</u>	Calculó: <u>CAM</u>
_____	Datos Adtc: <u>1.5 YD<sup>3</sup></u>	Revisó: <u>CCIM</u>
OBRA: _____		Fecha: <u>24-1-80</u>

**DATOS GENERALES**

Precio adquisición:	<u>\$ 3'795,000.00</u>	Fecha cotización:	<u>10-1-80</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>115</u> HP.
Valor inicial (Va):	<u>3'795,000.00</u>	Factor operación:	<u>0.75</u>
Valor rescate (Vr):	<u>0 % = \$ 0</u>	Potencia operación:	<u>86.25</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>0.8</u>

**I. CARGOS FIJOS.**

a) Depreciación :  $D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{3'795,000 - 0}{10,000} = \$ 379.5$

b) Inversión :  $I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{3'795,000 + 0}{2 \times 2,000} \cdot 0.18 = 170.77$

c) Seguros :  $S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{3'795,000 + 0}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 18.97$

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 :  $E = 0.20 \times 86.25 \text{ HP. op.} \times \$ 1.00 / \text{lt.} = \$ 17.25$   
 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) Lubrificantes:  $L = a P_e$

Capacidad carter:  $C = \frac{14.7}{100}$  litros  
 Cambios aceite :  $t = \underline{\hspace{2cm}}$  horas

$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times 86.25 \text{ HP. op.} = 0.44 \text{ lt/hr.}$

$L = 0.44 \text{ lt/hr} \times \$ 14 / \text{lt.} = 6.16$

d) Llantas :  $Ll = \frac{Vll}{Hv}$  (valor llantas)  
 (vida económica)

Vida económica:  $Hv = \underline{\hspace{2cm}}$  horas

$Ll = \underline{\hspace{2cm}}$   
 horas = 0

Suma Consumos por Hora \$ 23.41

**III. 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 =  $O = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64 \text{ horas}} = \$ 52.65$

Suma Operación por Hora \$ 52.65

**COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 952.69**

CONSTRUCTORA

Máquina: DRAGA

Hoja No: \_\_\_\_\_

Modelo: LS-408

Calculó: CAM

Datos Adic: 2.5 YD<sup>3</sup>

Revisó: CCIM

OBRA: \_\_\_\_\_

Fecha: 24-I-80

DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$7'771,608.00

Fecha cotización: 10-I-80

Equipo adicional - \_\_\_\_\_

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 : 
$$M = QD = \frac{0.8 \times 777.16}{1} = \underline{\underline{621.72}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 1,795.23

## II. CONSUMOS.

a) Combustible:  $E = e P_c$   
 Diesel:  $E = 0.20 \times \frac{145.5}{100} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{\text{lt.}} = \$ 29.10$   
 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:  $t = \text{horas}$

$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times 145.5 \text{ HP. op.} = \frac{0.65}{\text{lt/hr.}}$

$L = \frac{0.65}{\text{lt/hr}} \times \$ 14 \text{ /lt.} = 9.10$

d) Llantas:  $LI = \frac{V_{ll}}{H_v} \text{ (valor llantas) / (vida económica)}$

Vida económica:  $H_v = \text{horas}$

$LI = \text{horas} = 0$

Suma Consumos por Hora \$ 38.20

## III. 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 =  $O = \frac{S}{H} = \frac{436.36}{6.64 \text{ horas}} = \$ 65.71$

Suma Operación por Hora \$ 65.71

**COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D) \$ 1,899.14**



<b>CONSTRUCTORA</b>	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>
<b>OBRA:</b> _____	_____	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** \$2,217.60

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:  $\underline{\hspace{4cm}} =$

c) Lubricantes:  $L = a P_e$

Capacidad carter:  $C = \underline{\hspace{2cm}}$  litros

Cambios aceite:  $t = \underline{\hspace{2cm}}$  horas

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{337.5} \text{ HP. op.} = \underline{1.3} \text{ lt/hr.}$

$L = \underline{1.3} \text{ lt/hr} \times \$ \underline{14.00} / \text{lt.} = 18.20$

d) Llantas:  $Ll = \frac{VII \text{ (valor llantas)}}{Hv \text{ (vida económica)}}$

Vida económica:  $Hv = \underline{\hspace{2cm}}$  horas

$Ll = \underline{\hspace{4cm}}$

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)

\$ 2378.47



**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: C A R G A D O R E S

PROFESOR: ING. MARLOS M. CHAVARRI MALDONADO

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHA, CAMPECHE.

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

Para esto fue necesario desarrollar, motores más potentes, mejores transmisiones, componentes hidráulicos más eficaces, en el caso de cargadores con llantas éstas deberían de ser más grandes y con base más ancha, diseñadas para suministrar la tracción y flotación necesaria.

Todo el concepto de mover una amplia variedad de materiales, en mayores cantidades, a menor costo gracias a la velocidad, potencia y movilidad, operando eficazmente, y con una sola máquina, pasó de ser un proyecto para convertirse en un hecho tan pronto como los ingenieros desarrollaron los nuevos componentes.

El campo de aplicación de los tractores sobre ruedas se ha popularizado al resolverse paulatinamente el problema histórico de obtener en la barra de arrastre la potencia adecuada en las más variadas condiciones, problema que ha señalado durante mucho tiempo la división entre tractores de oruga y sobre neumáticos.

En el año de 1954, Clark Equipment Company, lanzó al mercado su primer tractor Michigan con tracción en las cuatro ruedas, convertidor de par, transmisión automática y reducciones planetarias en las ruedas, bajo la denominación de cargador modelo 75-A, el papel del tractor de ruedas en las tareas de movimientos de tierras y manejos de otros materiales pesados, se hallaba estrechamente limitado.

Al principio, en la línea de tractores cargadores, resultaba evidente que el eslabón más débil eran los organismos de transmisión de la fuerza motriz desde el motor hasta las ruedas. De hecho, para fabricar una línea de tractores cargadores que pudiese resistir las cargas de una ardua excavación y al mismo tiempo proporcionar otras características deseables, se hizo preciso proyectar piezas diseñadas exclusivamente para este tipo de máquina.

El convertidor de par remplazo al embrague convencional. Para excavar y cargar materiales compactos el convertidor suministra un par de torsión que varía en forma continua. A diferencia del embrague de fricción corriente, el convertidor de par tiene la capacidad de multiplicar la porción. El par de torsión suministrado se adapta automáticamente a la demanda de carga. Para aprovechar plenamente la potencia que se desarrolla mediante el conjunto motoconvertidor de par, se instaló un cambio automático de cuatro velocidades. Todos los ejes se montaron sobre rodamientos de bola y rodillos, de larga duración y funcionamiento suave. Los engranajes de toda la gama de velocidades hacia adelante y hacia atrás engranan en toma constante. Los embragues hidráulicos de acción rápida que controlan el par suministrado al árbol principal de transmisión se accionan con facilidad y precisión mediante la palanca de control situadas en la columna de dirección.

Los ejes motores, tanto el de dirección como el de carga y sus carcasas hubieron de fabricarse con aceros de la más alta resistencia, para que pudieran soportar las durísimas condiciones de trabajo inherentes a la utilización de las máquinas en los terrenos más accidentados.

En el eje motor de dirección la fuerza de accionamiento es transmitida por el árbol del eje al piñón planetario a través de una junta universal.

Ponemos de relieve los puntos que anteceden sencillamente porque fueron, y aún son, factores esenciales en el diseño de un tractor realmente funcional y adecuado para infinidad de aplicaciones. Gracias a esta tecnología avanzada han surgido nuevas oportunidades para la aplicación de motores mayores y más potentes, neumáticos y otros componentes de las eficientes máquinas que constituyen los tractores cargadores.

Los cargadores son equipo de excavación, carga y acarreo y por esta causa es más conveniente en algunos casos que la pala mecánica, pues en ésta es necesario el uso de camiones para el acarreo del material aunque sea a distancias cortas.

Cuando se comparan las palas mecánicas con los cargadores, se ve que una pala mecánica tiene una duración de vida de dos a tres veces mayor que un cargador, pero hay que hacer notar que la pala mecánica impone un gasto mayor de capital, amortización e intereses del capital invertido. Por otra parte el alto costo de transportación de esta maquinaria de una obra a otra es mucho mayor.

La movilidad del cargador es superior, pues éste puede moverse fuera del área de voladura rápidamente y con seguridad; y antes de que el polvo de la explosión se disipe el cargador puede estar recogiendo la roca regada y preparándose para la entrega de material.

El uso de cargadores da soluciones modernas a un problema de acarreo y carga de materiales, con la finalidad de reducir los costos y elevar la producción.

El objeto principal de este trabajo es evaluar el cargador frontal de hoy en día con relación al trabajo que realiza para la construcción.

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 acarrear cargas pesadas.



6  
UJ. Gr  
06

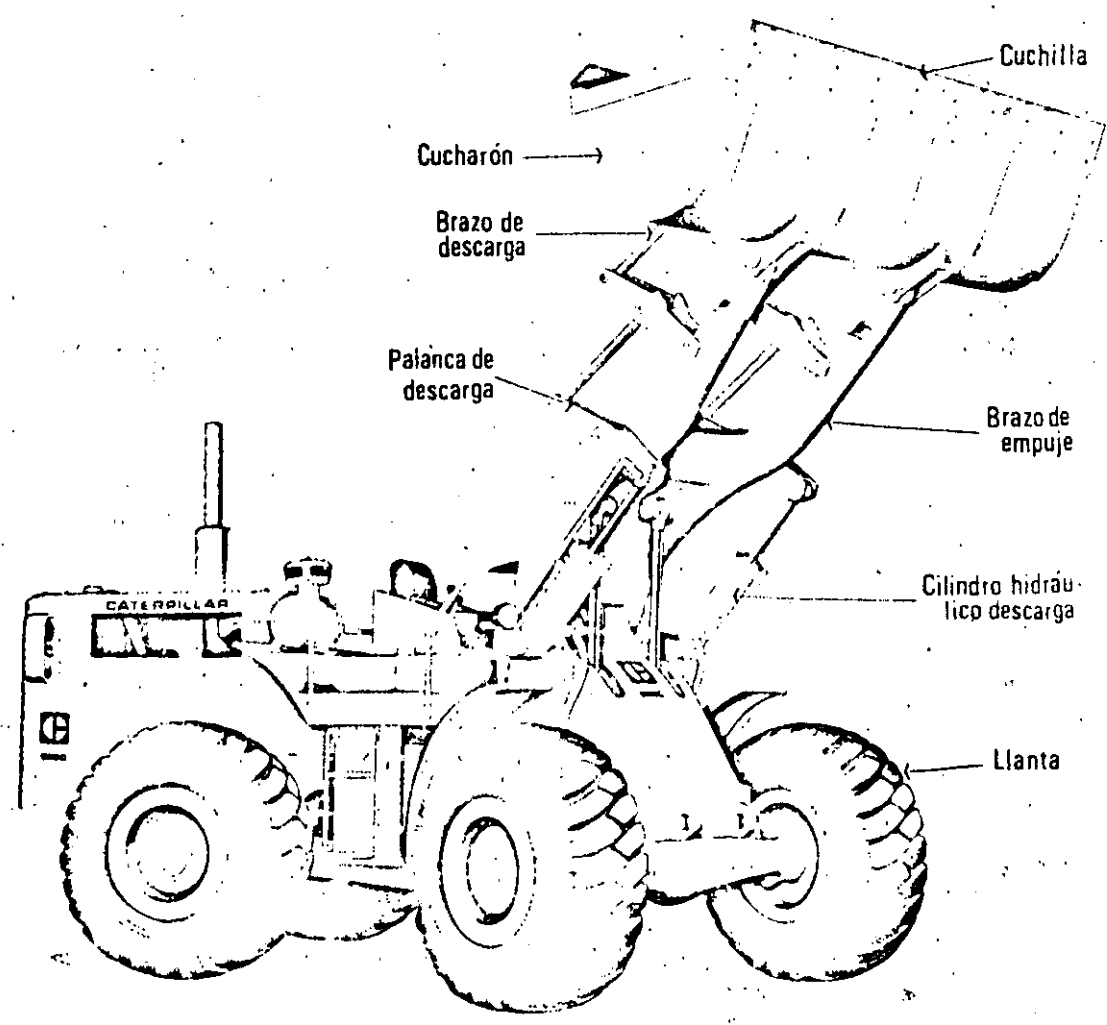
Los cargadores montados sobre llantas pueden ser de dos o cuatro ruedas motrices. Generalmente se utilizan llantas muy grandes. Estas sirven para proporcionar una excelente flotación que les permite trabajar en la mayoría de los terrenos.

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 llanta 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

005 11

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).

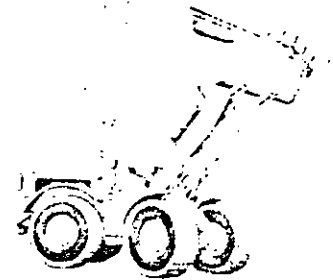


Fig. 7. Cargador Frontal con Cadenas amortiguadas.

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

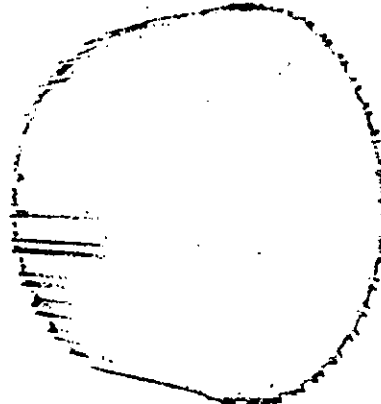


Fig. 8. Beadless

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.

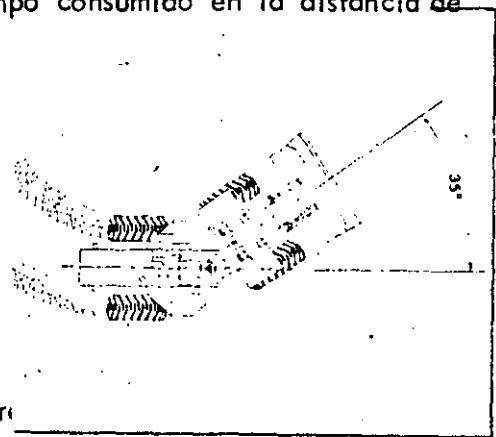


Fig. 9. Dirección de Bastidor

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

00 13

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)

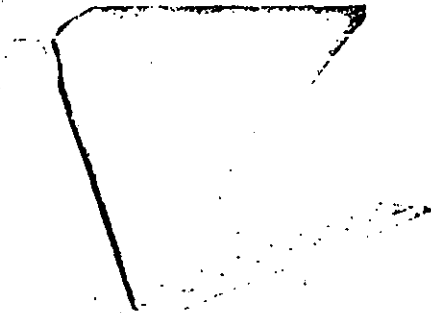


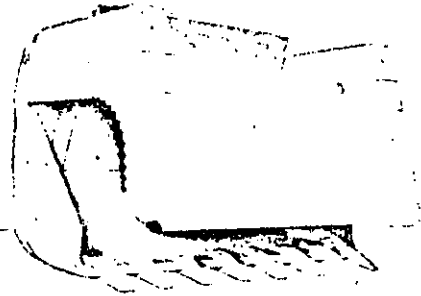
Fig. 10. Bote Ligero

### b) Bote Reforzado

Quando 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

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 Ejector 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 Ejector de Roca



f) Bote de Rejilla

Se utiliza para el manejo de roca suelta. Las aberturas del fondo permiten que el material indescaible 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  $5 \text{ yd}^3$ , 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**.

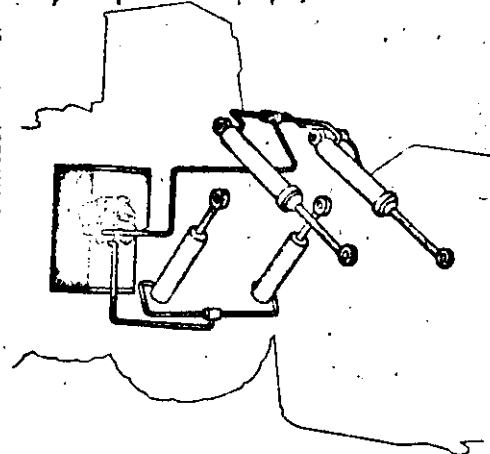


Fig. 17. Sistema Hidráulico

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.

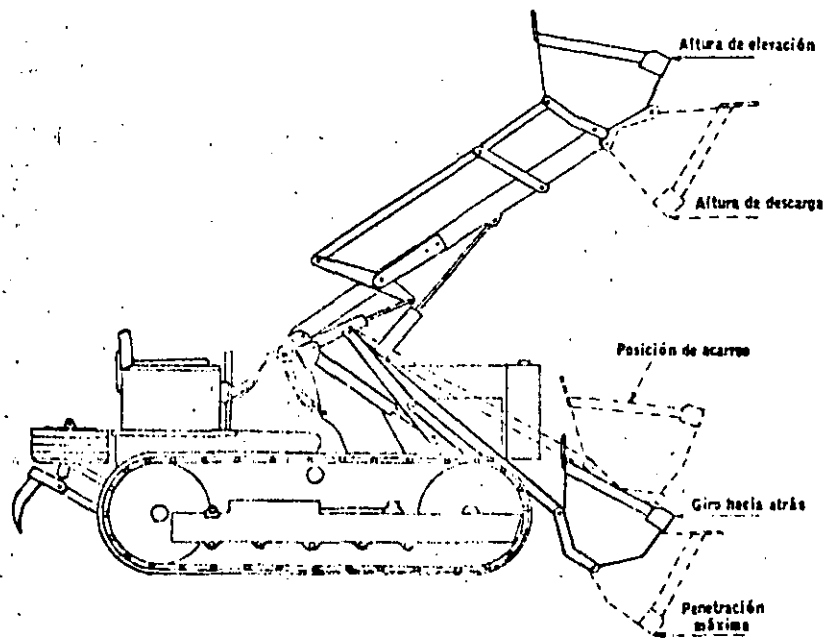
El mismo efecto se puede conseguir sujetando el borde de ataque de

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



Las marcas de los motores que se usan con más frecuencia son caterpillar, Cummins y General Motors.

Una de las funciones del motor de un cargador, es proporcionar la potencia necesaria para generar fuerza hidráulica para el movimiento del bote y la dirección. Hasta el 35% de la potencia del motor en H.P. es recomendable para satisfacer a ésta. La otra función es transmitir fuerza suficiente a las ruedas para proporcionar una acción de empuje adecuado, para que se cumpla, nunca se debe hallar en la barra de tiro, menos del 65% restante, deducida la fuerza de arrastre del vehículo; siendo ésta la fuerza requerida para mover el vehículo durante el transcurso de la prueba con la transmisión en punto muerto, expresándose en libras e incluye como variables mecánicas los rozamientos en los cojinetes de las ruedas, en el engranaje diferencial y otras fricciones, el esfuerzo requerido para "flexionar" los neumáticos, para compactar o desplazar el material sobre el que avanza la máquina y la tracción necesaria para remontar las irregularidades de la superficie.

### CARGADORES FRONTALES MONTADOS SOBRE ORUGAS

Al conjunto formado por el tractor de orugas y el equipo se le llama cargador frontal, tractor pala y más comúnmente traxcavo, que es la degeneración del nombre de un modelo de una marca determinada, pero que en México se ha generalizado y se le nombra así a la de todas las marcas (Fig. 20).

En cuanto al sistema hidráulico, controles automáticos, cucharones y

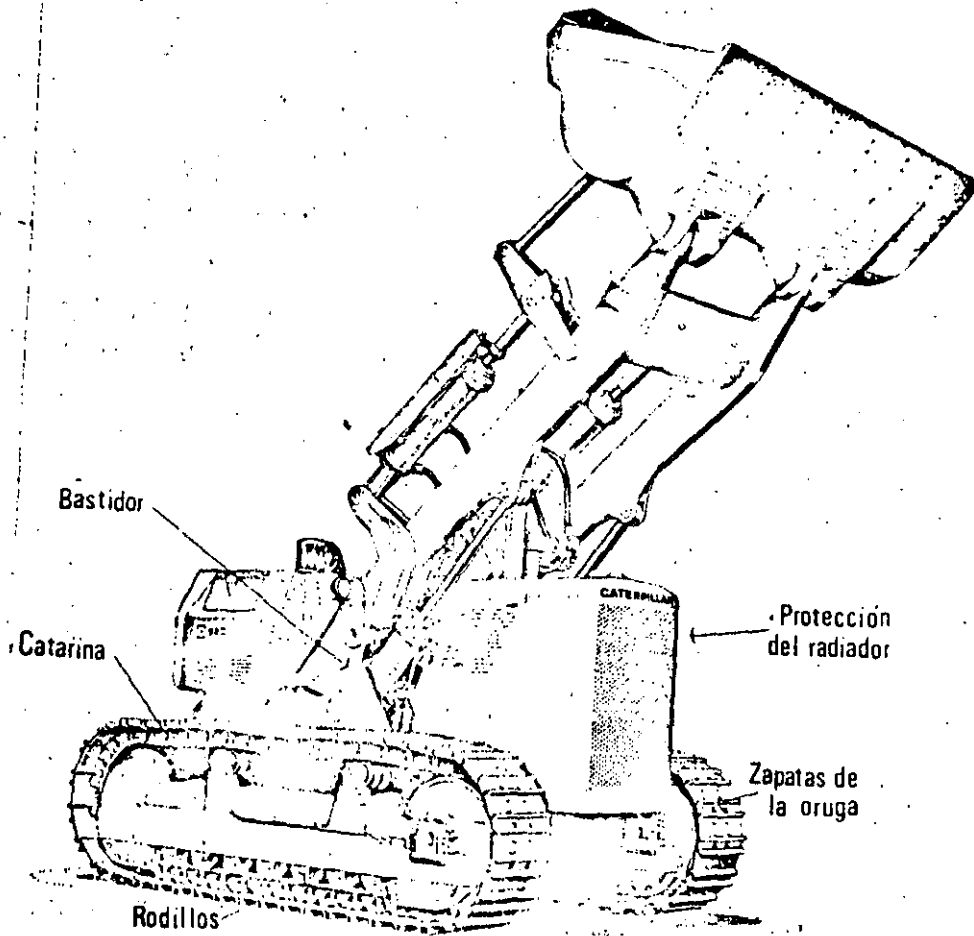


Fig. 20. Cargador Frontal sobre Orugas

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).

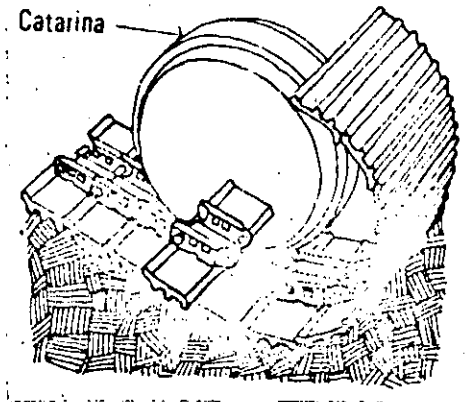


Fig. 21. Sistema de Tránsito

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).

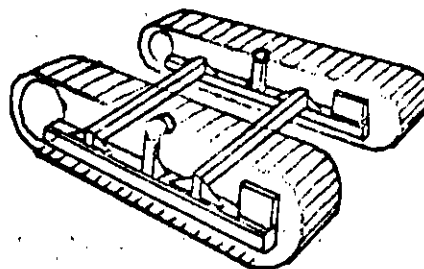


Fig. 22. Conexión Rígida entre Bastidores.

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.



Cuando por condiciones de trabajo se necesita que el cargador gire muy frecuentemente, se usan zapatas con garra pequeña de 1/2" a 3/4" aproximadamente. Este tipo de zapata proporcionan mejor tracción que las lisas pero aún patinarán con facilidad en condiciones resbalosas.

A medida que la zapata con semigarra se desgasta, las cabezas de los pernos de sujeción quedan expuestas y se desgastan y las orillas de las zapatas se debilitan de manera que pueden doblarse. Su vida puede prolongarse soldando una tira de aleación a lo largo de la barra central. Un cargador soldado de esta manera podrá tener buena tracción, pero puede producir una marcha molesta sobre terrenos duros.

Las zapatas lisas o de semigarra no son adecuados para trabajar en terrenos lodosos, ya que se hacen tan resbalosos que proporcionan poca tracción y no sujetan tablones u otros objetos colocados debajo de ellas para ayudar a salir de los agujeros. También permiten que la máquina se deslice cuesta abajo cuando trabaja sobre un talud lateral.

La garra grande da muy buena tracción pero presenta dificultad en el pivoteo o giro. También hacen a la máquina muy susceptible a dar tirones y somete a ésta y al cucharón a impactos y sobrecargas que pueden acortar la vida del cucharón.

Para condiciones especiales pueden sujetarse garras sobre las zapatas regulares. Las garras pueden colocarse en sólo seis u ocho zapatas de las orugas uniformemente espaciadas de cada lado para el trabajo en lodo.

#### DIRECCION

La dirección de los cargadores montados sobre orugas se maneja por medio de un sistema de tres pedales (Fig. 23).

- 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 esto, 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.

TIPOS  
DE  
CARGADORES  
EN EL  
MERCADO  
ACTUAL  
FABRICADOS  
EN  
MEXICO

En el mercado se encuentran varios proveedores que distribuyen cargadores tanto de carriles como de neumáticos, de distintos tipos y tamaños, que pueden tener características especiales que los hacen más o menos populares entre el gremio de constructores, pero quizá los factores que más influyan para adquirir una determinada marca, sea la oportunidad, la existencia, facilidad de pago, precio, posible valor de rescate, pero muy especialmente el servicio de refacciones y mantenimiento que ofrezca la casa vendedora.

El gobierno ha establecido una serie de medidas, estímulos y facilidades tendientes a procurar que parte de los bienes intermedios y de capital que actualmente se importan, sean sustituidos por productos fabricados en el país. Algunos de estos productos se fabrican en México pero no en las cantidades suficientes, para poder considerar que un determinado cargador sea considerado 100% de fabricación nacional.

A fin de proteger a la Industria Nacional productora de maquinaria, comprometidas ante el Gobierno a programas de fabricación, las importaciones de bienes de capital (maquinaria, refacciones, piezas etc.) están controladas por los Comités Consultivos para la importación de la

Secretaría de Industria y Comercio, integrada por representantes gubernamentales y de la iniciativa privada.

Los principales productos que hace la Industria Nacional para el ensamblaje de un cargador, entre otros, son: filtros, mangueras, sellos, bandas, balatas, carcasas, motores y baleros.

Para que un cargador sea considerado de fabricación Nacional, deberá de contener cuando menos el 51% de conjuntos básicos. Estos conjuntos son los siguientes:

- a) Chasis o estructura principal
- b) Motor
- c) Convertidores o transmisiones
- d) Mandos finales
- e) Sistema eléctrico en general
- f) Sistema hidráulico.

En México la industrialización ha seguido el proceso tradicional de los países de menor desarrollo. Esto se puede constatar en las tablas que a continuación presentamos de algunos modelos de cargadores frontales, que existen en el mercado actual en el mundo, en la cual, una minoría son de fabricación Nacional.

REGADORES DE RUEDA (TRACCIÓN EN LAS 4 RUEDAS)

DATOS DE FUNCIONAMIENTO

Fabricante	Modelo	Ancho (m)	Diámetro máximo de riego (m)	Caudal de agua (l/min)		Caudal de agua (m³/h)		Ancho máximo de riego (m)		Ancho máximo de riego (m)		Luz de riego (h)		Ancho total (m)		Ancho total (m)		Distancia entre riegos (m)			
				yd³	m³	yd³	m³	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Allis Chalmers	840	Y	40	125-175	855-134	15	1.2	112	2844.8	39	990.6	208.75	5307.25	124	3149.6	67	1707.8	96	2443.2		
	940	Y	40	152	115-153	175	1.34	112	2844.8	39	990.6	212	5370.4	122.5	3111.5	72	1828.8	96	2443.2		
Avco-Boyard	TS200	N	-	15-3	115-23	2	1.53	104	2641.6	38.5	977.9	226	5740.4	86	2235.2	79	2006.6	87	2206.6		
	TS230	N	-	175-35	134-27	2.5	1.9	106	2641.6	38.5	977.9	226	5781.2	86	2235.2	79	2006.6	87	2206.6		
	TS250	N	-	255	193.8	3.5	2.7	114	2945.6	40	1016	255	6437.2	77	1955.8	81	2057.4	96	2443.2		
	TS500	Y	40	3-7	235-4	5	3.9	122	3098.8	55	1397	332	8437.8	114	2895.8	115.5	2933.7	138	3506.4		
Bayer	540	N	-	12	784-15	125	955	-	-	-	-	224	5689.6	108	2743.2	66	1676.4	81	2057.4		
	544	N	-	12	784-15	125	98	-	-	-	-	224	5689.6	108	2743.2	66	1676.4	81	2057.4		
	546	N	-	12	784-15	125	98	-	-	-	-	224	5689.6	108	2743.2	66	1676.4	81	2057.4		
	547	N	-	225-4	173-1	2.5	1.9	116	2948.4	37	934.8	242	6144.8	113	2870.2	81	2057.4	90	2290.2		
	548	N	-	225-4	173-1	2.5	1.9	116	2948.4	37	934.8	242	6144.8	113	2870.2	81	2057.4	90	2290.2		
	549	N	-	225-4	173-1	2.5	1.9	116	2948.4	37	934.8	242	6144.8	113	2870.2	81	2057.4	90	2290.2		
Case	W14	Y	80	125-175	98-13	125(D)	98	108.5	2781.3	30	762	718	5459.4	123	3124.2	64	1627.2	100	2540.2		
	W14H	Y	80	125-175	98-13	15(D)	115	108.5	2781.3	32	812.8	720	5771.2	123	3124.2	68	1727.2	100	2540.2		
	W18	Y	80	125-2	115-15	175(D)	134	109	2768.6	35.5	901.7	239	6070.6	124	3149.6	73	1854.2	104	2640.2		
	W22	Y	80	175-25	134-18	2(D)	1.5	108.5	2705.1	38	965.2	243	6172.2	124	3149.6	73	1854.2	104	2640.2		
	W25B	Y	80	25-5	193.8	3(D)	2.29	118	3022.8	38.5	977.9	296	7578.4	206	5232.4	87	2209.8	127	3209.8		
	W25B	Y	80	25-5	193.8	3(D)	2.29	118	3022.8	38.5	977.9	296	7578.4	206	5232.4	87	2209.8	127	3209.8		
Caterpillar	910	Y	35	1-125(D)	6-1(D)	125(D)	1(D)	87	2460	34	860	218	5490	107	2720	82	2090	92	2330		
	920	Y	35	15-175(D)	115-125(D)	15(D)	1.15(D)	109	2770	29	740	225	5715	123	3100	83	2160	100	2540		
	930	Y	35	175-225(D)	134-172(D)	2(D)	1.53(D)	112.5	2860	31.8	820	239	6045	126	3200	89	2250	106	2690		
	950	Y	35	225-35(D)	172-254(D)	2.5(D)	1.91(D)	111	2720	29	740	243	6170	124	3150	85	2140	115	2910		
	954C	Y	35	34-5(D)	23-345(D)	3.5(D)	2.68(D)	118	2950	31	790	269	6830	124	3190	109.5	2790	122	3100		
	940B	Y	35	45-55(D)	345-42(D)	4.5(D)	3.45(D)	126	3200	44	1120	823	7490	142.5	3620	114.5-121	2910-3050	130	3300		
	948	Y	35	6-7(D)	48.5-4(D)	6(D)	4.6(D)	-	-	-	-	336	8534	146	3700	126.5	3270	140	3540		
	992B	Y	35	10(D)	745(D)	10(D)	7.65(D)	181	4670	64	1640	420	10668	177(BB)	4400(BB)	155	3940	170	4300		
	992B	Y	35	10(D)	745(D)	10(D)	7.65(D)	181	4670	64	1640	420	10668	177(BB)	4400(BB)	155	3940	170	4300		
	992B	Y	35	10(D)	745(D)	10(D)	7.65(D)	181	4670	64	1640	420	10668	177(BB)	4400(BB)	155	3940	170	4300		
	992B	Y	35	10(D)	745(D)	10(D)	7.65(D)	181	4670	64	1640	420	10668	177(BB)	4400(BB)	155	3940	170	4300		
	Case	35	N	4	1.2	78-15	125	955	102(AA)	2700(AA)	29(AA)	740(AA)	202	5130.8	118(BB)	2997(BB)	87	2207.8	83.5	2130	
45B		Y	35	15-2	115-15	1.5	1.15	108(AA)	2768.6(AA)	31(AA)	781.2(AA)	225	5715	119.2(BB)	3027(BB)	85	2152.8	96.5	2443.2		
55A		Y	35	2-3.5	15-2.7	2	1.5	106(AA)	2743.2(AA)	31.6(AA)	802.5(AA)	265	6731	131(BB)	3400(BB)	74.5	1897.3	110	2790		
75B		Y	35	2.5-4	193-1	2.5	1.9	108(AA)	2743.2(AA)	34(AA)	863.5(AA)	284	7205.6	131(BB)	3327.4(BB)	77	1955.8	112	2850		
125B		Y	35	3.5-5	273-4	3.5	2.7	119(AA)	3015.3(AA)	37.5(AA)	952.5(AA)	297	7543.8	138(BB)	3505.2(BB)	88	2235.2	128	3240		
175B		Y	35	4-5.8	344-6	5	3.8	118(AA)	3022.8(AA)	52(AA)	1320.6(AA)	318	8026.4	150(BB)	3810(BB)	89	2240.6	135	3450		
275B		Y	35	6.5-8	5.8-1	7	5.4	125(AA)	3187.7(AA)	52.7(AA)	1352.6(AA)	349	8864.6	169(BB)	4078(BB)	105.5	2679.7	146	3660		
475B(MDD)		Y	35	10-19	7.6-13.8	10	7.8	192(AA)	4877.5(AA)	61(AA)	1549(AA)	421	10703.6	194(AA)	4927(AA)	114	2875.6	187	4740		
475B		Y	35	10-20	7.6-15.3	12	9.2	183(AA)	4160.5(AA)	66.7(AA)	1741(AA)	470.3	11945.6	199.4(BB)	5074.8(BB)	114	2875.6	187	4740		
875		Y	35	24	18-3	24(LF)	18.3(LF)	204(LF)	5182(LF)	82(LF)	2237(LF)	607(LF)	15418(LF)	274(LF)	6527(LF)	160	4064	223.5	5700		
875		Y	35	24	18-3	24(LF)	18.3(LF)	204(LF)	5182(LF)	82(LF)	2237(LF)	607(LF)	15418(LF)	274(LF)	6527(LF)	160	4064	223.5	5700		
875		Y	35	24	18-3	24(LF)	18.3(LF)	204(LF)	5182(LF)	82(LF)	2237(LF)	607(LF)	15418(LF)	274(LF)	6527(LF)	160	4064	223.5	5700		
John Deere	JD44B	Y	80	15-3	115-23	2	1.5	105	2647	35.6	904.2	232	5829.8	124(E)	3148.6(E)	84	2157.2	104	2640		
	JD44B	Y	80	25-4.5	193-4	3	2.29	108	2743.2	37.5	952.5	264	6578.6	127(E)	3207.4(E)	104	2640	104	2640		
Eaton	YALE 1200	Y	35	175-25	131-9	2(D)	1.5	112	2844.8	34	873.4	251.5	6398.1	125.5	3187.7	90.5	2254.2	106	2690		
	YALE 1900	Y	35	2-3	15-2.3	2.25	1.7	109	2768.6	36	914.4	251.5	6398.1	125.5	3187.7	95	2413	106	2690		
	YALE 2000	Y	40	2.5-4	193-1	2.5	1.9	114	2856.8	38	965.2	265	6731	133	3378.2	95	2413	106	2690		
	YALE 2500	Y	40	325-5	25-1.8	3.25	2.5	122	3098.8	39	990.6	297	7543.8	138	3530.6	113	2870.2	128	3240		
	YALE 3000	Y	40	375-5.5	28-4.2	3.75	2.9	124	3149.6	42	1065.8	301	7645.4	139	3530.6	113	2870.2	128	3240		
	YALE 4000	Y	40	4-5	3-3.8	4.5	3.4	128	3200.4	39	997.6	325	8255.2	138	3505.2	128	3200.4	138	3506.4		
	YALE 6000	Y	40	6-7.5	4.6-5.7	6	4.6	129	3276.8	45	1143	340	8636	152	3862.8	134	3403.6	148	3748		
	YALE 6000	Y	40	6-7.5	4.6-5.7	6	4.6	129	3276.8	45	1143	340	8636	152	3862.8	134	3403.6	148	3748		
Eimco TMD	811LMD	Y	45	1-2	784-15	1	784	38	967.2	21.25	539.8	181	4597.4	44(F)	1117.6(F)	48	1219.2	60	1500		
	811ELMD	Y	45	1-2	784-15	1	784	38	967.2	21.25	539.8	181	4597.4	44(F)	1117.6(F)	48	1219.2	60	1500		
	812ELMD	Y	45	2	1.5	3	1.5	72	1828.8	47.8	1057.3	213.75	7860.3	63.78(F)	1600-1981(F)	60.84	1524-2134	95	2400		
	813LMD	Y	45	3	2.3	3	2.3	87	1447.8	34	863.8	304	7721.8	60(F)	1524(F)	72	1828.8	114	2850		
	815LMD	Y	45	4.4	3.4	5	3.8	85-89	1481-1727	87	1071.8	370	8398	68(F)	1752(F)	96	2438.4	144	3600		
	818LMD	Y	45	6	6	8	6	88	1878.4	87	1071.8	370	8398	78	1981.2	96	2438.4	144	3600		
	818LMD	Y	45	6	6	8	6	88	1878.4	87	1071.8	370	8398	78	1981.2	96	2438.4	144	3600		
	820C	Y	40	10	7.8	10	7.8	79	1991.2	148	3759.2	442	11226.8	78(F)	1901.2(F)	120	3048	150	3810		

CARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	DATOS DE FUNCIONAMIENTO															MOTOR					
		Distancia entre ejes		Peso máximo en funcionamiento		Máximo peso por eje de eje		Carga máxima		Carga de tracción en el suelo		Carga de tracción en la suspensión		Puntos de tracción		Tracción máxima por eje de eje		Ciclo de vida		Marca	Modelo	
		mm	b	kg	b	kg	b	kg	b	kg	b	kg	kg	mm	mm	h	min					
Allis Chalmers	B40	2438.4	15.550	7044.7	N	11.090	5073.8	8890	4077.2	13.300	6024.8	55	19	381	1114NS	4.248						
	B40	2438.4	17.850	7995.5	N	12.566	5689.7	10.890	4942.6	14.000	6523.2	55	15.2	386.1	A/C	2000(MARKII)						
Aving Barford	TS200	2209.8	20.850	9445.1	N	13.570	6115.5	N/A	N/A	N/A	N/A	43	16.5	419.1	FORD	2215E						
	TS230	2209.8	21.070	9544.7	N	15.007	6795	15.000	6795	15.000	6795	43	14.5	368.3	LELAND	421						
	TS250	2438.4	30.000	13.590	N	21.300	9513	21.000	9513	N/A	N/A	40	16	406.4	LELAND	7620						
	TS500	3501.2	50.872	23.045	N	36.352	16.467.9	31.725	14.371.4	N/A	N/A	43	18	482.8	LELAND	6985						
Bay	540	2057.4	15.183	6877.9	N	8000	4077	N/A	N/A	12.500	5642.5	48	16.75	424.5	CHRYSLER	AT111 C310						
	544	2057.4	15.939	7270.4	N	8000	4077	N/A	N/A	12.500	5642.5	48	18.75	425.5	CHRYSLER	4236						
	545	2057.4	18.914	7270.4	N	8000	4077	N/A	N/A	12.500	5642.5	48	16.75	425.5	CHRYSLER	4236						
	547	2748	29.000	11.325	N	18.500	7821.3	N/A	N/A	17.000	7701	45	17.5	444.5	CHRYSLER	4236						
	548	2748	29.000	11.325	N	18.500	7821.3	N/A	N/A	17.000	7701	45	17.5	444.5	CHRYSLER	4236						
	549	2748	29.000	11.325	N	18.500	7821.3	N/A	N/A	17.000	7701	45	17.5	444.5	CHRYSLER	4236						
Case	W14	2540	14.500	6565.5	N	10.733	4862.1	9132	4136.8	14.022	6352	45	18	476.4	CASE	4410D						
	W14H	2540	15.734	7127.5	N	11.922	5399.9	10.970	4948.8	12.291	5599.5	45	16	476.4	CASE	4410D						
	W18	2743.2	19.030	8620.6	N	12.730	5746.7	11.278	5088.3	20.140	9125.9	45	15.5	393.7	CASE	4410D						
	W20	2743.2	21.107	8561.5	N	15.250	6908.3	13.550	6118.2	19.800	8969.4	45	15.5	393.7	CASE	4410D						
	W25D	3275.8	33.045	14.961.4	Y	25.810	11.634.9	27.150	10.305.8	27.700	12.278.3	46	16	426.4	CASE	4410D						
	W25D	3275.8	33.045	14.961.4	Y	25.810	11.634.9	27.150	10.305.8	27.700	12.278.3	46	16	426.4	CASE	4410D						
Caterpillar	810	2340	13.400(LL)	6100(J)	-	8050(J)	4100(J)	8500(J)	3500(J)	10.000(JJ)	4530(JJ)	-	13.2	381	CAT	4720						
	820	2340	17.400(KK)	7800(KK)	-	11.830(KK)	5400(KK)	10.920(KK)	4900(KK)	12.870(JJ)	6010(JJ)	-	13.2	381	CAT	4720						
	930	2750	18.800(LL)	8750(LL)	-	13.820(LL)	6200(LL)	12.500(LL)	5850(LL)	19.190(JJ)	8810(JJ)	-	13.60	348	CAT	5210						
	950	2900	24.230	11.000	-	18.500	7493	15.420	7290	22.970(JJ)	10.400(JJ)	-	15	381	CAT	5210						
	964C	3100	33.500	15.200	-	24.585	11.145	22.620	10.260	28.840(JJ)	13.000(JJ)	-	15.6	397	CAT	5210						
	980B	3300	49.200(MM)	22.300(MM)	-	33.820(MM)	19.380(MM)	30.860(MM)	13.980(MM)	35.780(JJ)	18.230(JJ)	-	16.20.8	405.128	CAT	7310						
	988	3550	67.900	30.800	-	42.240	18.253	36.870	18.540	47.220(JJ)	21.620(JJ)	-	22.5	570	CAT	7310						
	992B	4320	133.20(NN)	80.420(NN)	-	82.790(NN)	42.770(NN)	83.970(NN)	38.450(NN)	81.660	36.270	-	23	582	CAT	7310						
	992B	4320	133.20(NN)	80.420(NN)	-	82.790(NN)	42.770(NN)	83.970(NN)	38.450(NN)	81.660	36.270	-	23	582	CAT	7310						
	992B	4320	133.20(NN)	80.420(NN)	-	82.790(NN)	42.770(NN)	83.970(NN)	38.450(NN)	81.660	36.270	-	23	582	CAT	7310						
Clark	35	2720.9	12.540	5439.7	N	8415	3811.8	N/A	N/A	9100	4222.3	40	17(AA)	431.8(AA)	367.0(AA)	9342.2(AA)	CAT	4730				
	45B	2501.9	17.830	8078.9	N	12.088	5475.9	11.074	5016.5	15.030	6408.6	42.5	16(AA)	406.4(AA)	440.6(AA)	11.185(AA)	CAT	4730				
	55A	2794	22.300	10.101.9	N	14.820	6527.3	13.320	6033.9	18.250	8267.1	45	14(AA)	375.6	470.2	11.750.7	CAT	4730				
	75B	2814.8	27.021	12.740	N	19.200	8807	17.700	8218.5	18.900	8581.7	40	14.5(AA)	368.3(AA)	432(AA)	12.498.0(AA)	CAT	4730				
	121A	3251.2	38.000	17.218	N	25.180	11.618.3	23.180	10.500.5	30.100	13.635.3	45	16(AA)	406.4(AA)	540(AA)	13.945(AA)	CAT	4730				
	175B	3429	51.300	23.218	Y	34.710	15.732.7	31.440	14.251.4	34.000	15.402	45	16(AA)	406.4(AA)	540(AA)	13.945(AA)	CAT	4730				
	225B	3704.4	76.887	34.429.9	Y	46.820	21.270	43.670	19.640	51.600	23.104	44	20(AA)	578(AA)	578(AA)	14.274.5(AA)	CAT	4730				
	475B (KDD)	4622.8	154.060	69.243.2	Y	101.400	45.914.2	88.200	40.181	104.200	47.655.8	40	22(AA)	564.4(AA)	819(AA)	16.811.6(AA)	CAT	4730				
	475B	4622.8	155.200	70.677	Y	99.600	45.118.8	80.070	40.770	93.500	40.542.6	46	22(AA)	564.4(AA)	819(AA)	16.811.6(AA)	CAT	4730				
	675	5676.9	381.425	172.878	N	181.470	87.174	182.100	71.431	148.200	87.174	42	34(AA)	965.2(AA)	1047(AA)	26.447(AA)	CAT	4730				
	John Deere	J1541B	2420.3	21.843	9.994.1	Y	18.244	7284.5	13.920	6205.8	15.700	7074	42	18.5	322	CHRYSLER	4730					
	John Deere	J1541B	2441.6	28.240	12.811.8	Y	22.420	10.154.3	19.160	8.679.5	21.141	9193.3	42	17.2	432.8	CHRYSLER	4730					
	Eaton	YALE 1200	2692.4	18.245	8174.4	N	13.346	6014.8	12.161	5509.8	20.140	8195.8	40	15	381	CHRYSLER	4730					
		YALE 1940	2692.4	19.331	8787.7	Y	14.942	6772.8	13.618	6168.1	20.545	9302.4	40	15	381	CHRYSLER	4730					
		YALE 2700	2946.4	26.001	11.778	N	18.389	8778.9	17.112	7751.7	25.800	11.687.4	40	16	406.4	CHRYSLER	4730					
YALE 2500		3200.4	35.100	15.900.5	N	24.340	11.316.4	21.800	9875.4	18.000	17.274	40	16	406.4	CHRYSLER	4730						
YALE 3000		3251.2	39.130	17.728	N	28.650	12.878.5	25.000	11.325	39.200	17.257.6	40	16	406.4	CHRYSLER	4730						
YALE 4000		3505.2	46.500	21.064.5	N	37.068	18.791.8	32.731	14.827.1	38.241	17.323.2	40	15	381	CHRYSLER	4730						
YALE 4000		3759.2	68.900	31.184.4	N	45.574	20.945.9	40.244	18.230.5	51.000	23.103	40	18	470	CHRYSLER	4730						
YALE 4000		3759.2	68.900	31.184.4	N	45.574	20.945.9	40.244	18.230.5	51.000	23.103	40	18	470	CHRYSLER	4730						
Eisco Ltd	B11LHD	1524	9000	4077	N	7000	3171	8000	3824	8000	3824	-	7.625	193.7	222	5439.8	CHRYSLER	4730				
	B11ELHD	1524	9030	4077	N	7000	3171	8000	3824	8000	3824	-	7.625	193.7	222	5439.8	CHRYSLER	4730				
	B12BLHD	2413	20.100	9105.3	N	13.000	6436	17.000	8416	18.000	8416	-	10.375	263.5	330	6182	CHRYSLER	4730				
	B13LHD	2885.6	28.000	12.884	N	18.000	8154	18.000	8154	18.000	8154	-	12	304.8	382	8857.8	CAT	4730				
	B15CLHD	3637.6	41.500	18.799.5	N	24.000	10.872	29.000	12.137	29.000	12.137	-	12.375	314.3	485	12.318	DFLTZ	4730				
	B19LHD	3637.6	66.000	28.839	N	45.000	20.185	45.000	20.185	45.000	20.185	-	16	381	878	14.206.6	DFLTZ	4730				
	B20C	3810	82.000	41.878	N	47.800	21.982.8	47.800	21.982.8	47.800	21.982.8	-	16	381	800	15.274	CAT	4730				

CARGADORES DE RUEDA (TRACCIÓN EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	MOTOR								NEUMÁTICOS STANDARD			TRANSMISION							
		Potencia SAE (kw)	Combustible	Número de Cilindros	Cilindrada		Número de Cilindros	Cilindrada por cilindro de potencia			Distribución	Tipo	Tipo	Transmisión hacia adelante (no. de velocidades)	Transmisión hacia adelante (no. de velocidades)		Transmisión hacia adelante (no. de velocidades)			
					cu. in.	Metros		U.S. gal.	Imp. gal.	Litros					MPH	Kmh	MPH	Kmh		
hp/gpm	cu. in.	Metros	U.S. gal.	Imp. gal.	Litros	MPH	Kmh	MPH	Kmh	MPH	Kmh	MPH	Kmh	MPH	Kmh					
Allis Chalmers	840	73/2700	D	4	248	4	4	30	25	113.7	14.0024	L2	CS/PS	3	0-18.7	0-30	3	0-18.7	0-30	
	940	90/2500	D	6	301	4.9	4	30	25	113.7	15.5425	L2	CS/PS	3	0-15.3	0-31	3	0-15.3	0-31	
	TS200	132/2500	D	6	380	6.2	4	36	30	138.3	17.0025	L3	PS	4	3.7-24	6.38-6	4	3.7-24	6.38-6	
	TS230	145/2470	D	6	401	6.6	4	36	30	138.3	17.5025	L3	PS	4	3.7-24	6.38-6	4	3.7-24	6.38-6	
Avangard	TS250	202/2200	D	6	877	11.1	4	45.6	38	172.8	18.0025	L3	PS	4	3.4-25	5.5-40.2	4	3.5-25.5	5.6-41	
	TS500		D	6	855	14	4	101.2	86	386.4	24.5425	L3	PS	4	3.4-23	5.8-31	4	3.4-23	5.8-31	
			D	4	238	3.9	2	28.4	22	99.2	14.0024	E	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
Braz	544	88/2520	D	4	236	3.9	4	28.4	22	99.2	14.0024	E	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
	546	88/2520	D	4	236	3.9	4	28.4	22	99.2	14.0024	E	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
	548	110/2540	D	6	254	4.2	4	28.4	22	99.2	14.0024	E	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
	562	149.5/2620	D	6	398	6.5	4	36	30	136.3	18.0024	L2	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
	566	149.5/2620	C	6	351	6.5	4	36	30	136.3	18.0024	L2	EARTHMOVER	PS	4	5.24.8	8.39.4	4	5.24.8	8.39.4
Case	W14	83/2200	D	4	326	5.5	4	38	31.7	144	13.0024	G2	PS/PL/SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.3	
	W14H	83/2200	D	4	336	5.5	4	38	31.7	144	15.5425	L2	PS/PL/SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.3	
	W18	103/2200	D	6	401	6.6	4	50	41.7	189.4	14.0024	G2	PS/PL/SS	4	0-25.5	0-41	2	0-9.5	0-15.3	
	W20	103/2200	D	6	401	6.6	4	50	41.7	189.4	17.5425	L2	PS/PL/SS	4	0-25	0-40.2	2	0-9	0-14.3	
	W25R	185/2200	D	6	504	9.3	4	62	68.3	251.6	23.5425	L2	PS/PL	3	0-29.9	0-48.1	3	0-30.8	0-49.6	
			D	4	318	5.2	2	31	25.8	117	15.5425	E	PL	3	4-15	6.5-24.1	2	8.6	11.6	
Caterpillar	910		D	4	425	7		29	32.5	148	OPT	OPT	G-2 L3 L-2	PS	4	4-25.8	8.4-42.2	3	4-24.4	7.9-21.5
	930		D	4	425	7		29	32.5	148	OPT	OPT	G-2 L3 L-2	PS	4	4-25.8	8.4-41.5	3	5-15.1	8.2-24.3
	950		D	4	425	7		52	44.2	201	OPT	OPT	L3 L-2	PS	4	4-22.3	7.1-35.9	4	5.3-26.4	8.4-40.5
	956C		D	6	638	10.5		85	54.2	244	OPT	OPT	L2 L-3	PS	4	4-22.6	7.2-38	4	5.7-28	9.2-45.1
	980R		D	6	638	10.5		85	79.7	340	OPT	OPT	L3 L-4 L-5	PS	4	4-22.7	6.6-43	1	5.3-27	8.5-27.4
	925		D	6	873	14.6		130	108.3	492	29.5429	22	L3 L-4 L-5	PL/PS	3	3.8-19	6.1-30.6	3	3.8-19	6.1-30.4
	950B		D	12	1786	29.3		275	229	1042	OPT	OPT	L4 L-5	PL/PS	3	4-22.3	4.9-25	3	4-22.5	7.9-41.2
			D	3	159.2	2.6	2	28	23.3	106	14.0024	E	G2	CS/PS	4	4-23.2(AA)	8.4-37.5(AA)	4	4-23.2(AA)	8.4-37.5(AA)
			D	4	212	3.5	2	45	37.5	170.5	13.0024	10	G2	CS/PS	3	4-17.5	6.6-29.3	3	4-18.6	6.6-29.9
Clark	55A	136/2570	D	4	212.3	3.5	2	70	58.1	285	17.5425	L2	CS/PS	3	4-17.9	6.6-30.6	3	4-17.9	6.4-30.6	
	75B	142/2300	D	4	284	4.7	2	70	58.3	285	20.5425	L2	CS/PS	4	3.5-20.5	6.1-33	4	3.5-20.5	6.1-33	
	125B	212/2110	D	4	475.4	7	2	75	62.4	281.3	23.1425	L2	CS/PS	4	3-20.1	6.3-27	4	3.7-29.3	6.7-37	
	175B	273/2130	D	6	567.4	9.3	2	116	95.7	477	27.5425	20	L3	CS/PS	4	4-22	6.4-35.4	4	4-22	6.4-35.4
	275B	342/2370	D	6	855	14	4	165	137.4	624.5	25.5429	27	L4	CS/PS	4	3.6-19.3	5.8-31	4	3.6-19.3	5.8-31
	A75B (HDD)	812/2030	D	12	1710	28	4	275	229.2	1042.0	37.2435	-36	L-5	CS/PS	4	3.4-18.3	5.5-29.5	4	3.4-18.3	5.5-29.5
	475R	812/2000	D	12	1710	28	4	275	229.2	1042.0	37.2435	36	L-5	CS/PS	4	3.4-18.3	5.5-29.5	4	3.4-18.3	5.5-29.5
	675	2413/2100	D	24	2413	24.7	4	501	416.7	1842.4	50.1435	KR02	L-5	CS/PS	4	3.7-18.1	5.7-24	4	3.7-18.1	5.7-24
			D	4	313	5.2	2	31	25.8	117	15.5425	L2	L2	PL/PS/SS	4	0-25	0-40.2	2	0-10	0-16.4
	John Deere	JD944B	105/2230	D	6	474	6.8	4	43	33.3	151.5	17.5425	L2	L2	PL/PS/SS	4	0-25	0-41.5	2	0-10.7
JD944B		145/2200	D	6	531	8.7	4	56	46.7	212.2	20.5425	L2	L2	PL/PS/SS	4	0-25	0-41.5	2	0-10.7	0-16.4
Eaton	YALE 1100	104/2500	D	6	354	5.8	4	37	30.8	140.2	14.0024	L2	G2	PS	3	3.8-18.2	6.3-29.3	3	3.8-18.2	6.3-29.3
	YALE 1200	124/2100	D	6	354	5.8	4	37	30.8	140.2	17.5425	L2	L2	PS	4	3.4-19.8	5.5-31.9	4	3.4-19.8	6.1-31.9
	YALE 2000	165/2500	D	6	555	9	4	55	45.9	209.4	19.0024	L2	G2	PS	4	3.8-22.6	6.3-36.4	4	3.9-22.6	6.3-36.4
	YALE 2400	182/2300	D	6	425	7	2	87	66.7	302	23.5425	L2	L2	PS	4	3.7-21	6.3-36	4	3.7-21	6.3-36
	YALE 3000	229/2300	D	6	903	14.8	4	80	66.7	302	23.5425	18	L2	PS	4	4-21.2	6.4-34.1	4	4-21.2	6.4-34.1
	YALE 4000	290/2100	D	6	568	9.3	2	102	85.5	392.2	26.5425	14	L2	PS	4	4-21.2	6.6-34.1	4	4-21.2	6.6-34.1
Eunco TMD	YALE 4000	309/2100	D	6	855	14	4	110	91.7	416.7	29.5429	22	L3	PS	4	4-20.9	6.8-31.8	4	4-20.9	6.8-31.8
	911LHD	38/2100	D	3	160	2.6	4	10	8.3	37.4	8.0415	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	N/A	8.25855	14	SPECIAL	H	(G)	0.5	0.8	(G)	0.5	0.8
	912BLHD	77/2100	D	6	344.88	5.7	4	40	33.3	151.5	12.0024	18	E-3	PS	2	0.6	0.9-7	2	0.6	0.9-7
	913LHD	110/2200	D	4	425	7	4	80	41.7	189.4	17.5425	L3	L3	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	82.5	384	18.0025	24	E-3	PS	4	3.75-14	6-22.5	4	3.75-14	6-22.5
	919LHD	270/2300	D	12	1159	19	4	125	104.2	473.5	24.0025	24	E-3	PS	4			4		
	920C	400/2100	D	6	893	14.6	4	180	154.2	718.8	29.5429	34.22(J)	L-5	PS	4	3.8-18.4	6.1-28.6	4	3.8-18.4	6.1-28.6





ARGADORES DE RUEDA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

DATOS DE FUNCIONAMIENTO

Fabricante	Modelo	Anchura	Distribución de ejes	Capacidad de carga (kg)		Capacidad de carga (kg)		Consumo de combustible (l/h)		Consumo de combustible (l/h)		Consumo de combustible (l/h)		Consumo de combustible (l/h)		Consumo de combustible (l/h)		Consumo de combustible (l/h)	Consumo de combustible (l/h)
				pes	ap	pes	ap	pes	ap	pes	ap	pes	ap	pes	ap				
Erickson	Eric LV-Q	N		278-815	212-613			80	2032	17.5	444.5	113.75	2429.3	84.75	2140	58	1473.2	34	
	Eric LVN-Q	M		278-815	212-613			80	2072	17.5	444.5	113.75	2489.3	84.75	2140	58	1473.2	34	
	Little Eric	N		272-37	17-243			77.25	1835.2	20	508	98	2459.2	72.5	1841.5	45	1143	21	
Ford	A62	Y	90	1.5-2	1.15-1.5	1.5	1.15	110	2794	34	863.6	274	5433.6	133	3178.2	83.5	2120.9	103	
	A64	Y	90	2.2-7.5	1.5-2.1	2	1.5	110.5	2806.7	36	914.4	257	5571.8	137	3357.8	87.5	2272.5	111	
	A66	Y	90	2.3	1.5-3.3	2.5	1.8	110	2794	35	889	250	5378.6	137	3479.8	91.5	2324.1	111	
International Harvester	H 50C	N		1.5-3.5	1.2-2.1	1.5	1.2	105	2647	37	918.8	272.5	5403.9	87.25	2218.2	90.25	2324.2	86	
	H 60F	Y	35	1.8-3.5	1.15-2.7	2	1.5	102.5	2601.5	47.5	1276.5	235	5860	121.5	3285.1	93	2362.2	119	
	H 65C	Y	35	2.5-4.5	1.9-3.4	2.5	1.9	111.5	2832.1	41	1041.4	250.5	6362.7	128	3285.2	96	2438.4	118	
	H 80B	Y	35	3-8	2.3-4.8	3.5	2.7	110.5	3035.3	47	1193.8	281.5	7150.1	133.5	3372.9	107	2717.8	117	
	H 90E	Y	35	4-7	3.5-4	4	3	114.5	2908.3	48	1168.4	282.5	7207.3	139	3530.8	113.5	2882.9	120	
	H-10C	Y	40	4.5-5.5	3.4-4.2	4.5	3.4	124	3148.8	58	1873.2	378	8331.2	150	3910	126	3299.4	140	
	560	Y	35	8.5-12	4.97-9.2	8.5	4.97	149	3744.1	57.5	1333.5	352	8742.8	155.5	4025.9	133	3178.2	155	
	H 430C	Y	40	8.4	4.4	11	8.4	180	4064	72	1879.8	483	10349.2	180	4572	159	4038.6	180	
	3850	N		1.25-1.8	855-11.5	1.25	1.1	102	2590.8	43	1092.2	297	5757.8	115.5	2933.7	68.5	1759.9	78	
	4450T	N		5-8.25	382-4.8	6.25	4.8	94	2187.8	33	838.2	194	4673.6	57.5	1460.5	64.9	1626.2111	81	
Massey Ferguson	MF11	N		1.2-2	1-1.5	1.3	1	110	2794	34	863.6	188	4755.2	112	2844.8	66	1526.4	82	
	MF33	N		1-2	764-1.5	1.375	1.05	109.5	2781.3	28.375	746.1	215.4	5197.5	115	2921	70.5	1780.7	83.5	
	MF44B	Y	70	2-3	1.5-2.3	2	1.5	108	2743.2	33	838.2	259	6578.6	126	3209.4	72.5	1841.5	106	
	MF55	Y	78	2.3-5	1.5-2.7	2.5	1.9	109	2748.6	38	945.2	262	6680.2	134	3423.6	78	1981.2	110	
	MF66	Y	80	3.5-4	2.7-3	3.5	2.7	109	2748.6	38	965.2	300.5	7832.7	133.25	3284.6	86	2184.8	130	
	MF77	Y	80	4.5-5	3.4-3.8	4.5	3.4	118.5	3079.9	48	1219.2	372.5	8181.5	152.75	3759.8	88	2235.2	138	
	MF88	Y	80	5.5-8	4.2-4.1	8	4.8	129	3276.8	50	1270	354.5	8064.3	157.5	4230.5	98	2514.6	148	
Marathon Le Tourneau	L120A	Y	45	16-30	7.8-22.9	15	11.5	182	4818.8	98	2492.2	576	13317.4	192	4874.8	139.5	3543.3	216	
	Maxi M 4000	Y	45	7.5-2.5	373-1.9	1.25	98	108	2743.2	38.5	977.8	227	5745.8	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1739.8	96	
	Maxi M 5000	Y	49	7.5-2.5	573-1.9	1.75	1.3	108	2743.2	38.5	977.8	230	5842	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1739.8	96	
	Maxi M 7000	Y	45	1-3	764-2.3	2	1.5	108	2743.2	41	1041.4	215	5769	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1739.8	96	
	Maxi M 10,000	Y	45	2-4	1.5-3	3	2.3	108	2743.2	43.75	1111.3	252	6554.8	110.5(E)	2806.7(E)	68.5	1739.8	120	
Metros	M 371 Bobcat	N	(Z)	185-407	141-311	185	141	210-377	1803-2377	1169-377	3026-377	82	2336.8	72	1824.8	35	894	28	
	M 513	N	(Z)	37-87	28-87	37	28	86-137	2184-2187	175-338	190-50-187	107	2717.8	82	2092.8	53.5	1348.8	35	
	M 700	N	(Z)	37-87	28-87	37	28	87-137	2209-2187	165-338	419-2187	141.5	2912.1	83	2108.2	53.5	1348.8	35	
	M 975	N	(Z)	1-2	764-1.5	1.25	95.5	84	2187.6	28	711.2	150.25	3814.4	91.5	2324.1	83.25	2114.6	45	
Rolf Schaeff	SHL500	Y	40	7.5-1.25	8-9.5	7.5	8	95	2400			173	4470	85	2470	69	1750	76	
	72 21	Y	30	2-3	1.5-2.3	2	1.5	105	2467	24	609.8	225	5815	123	3124.2	78	1981.2	96	
Terex	72 31	Y	30	2.5-5	1.9-2.5	2.5	1.8	120	3048	27	685.8	247	6273.8	125	3175	82	2087.8	99	
	72 41	Y	30	2.5-5	1.9-3.8	3	2.3	120	3048	41	1041.4	253	6476.2	125	3175	83	2108.2	101	
	72 51	Y	30	3.5-6	2.7-4.5	3.5	2.7	122	3018.8	38	965.2	264	6255.2	133	3278.2	85	2184.4	108	
	72 71	Y	40	8.5-7	4.97-5.4	8.5	4.97	141	3733.8	50	1270	366	8524.4	162	4114.8	107	2717.8	160	
	72 81	Y	40	9-10	6.9-7.8	8	6.9	154	3911.8	64	1825.8	476	10795.4	166	4216.4	110	2754	165	
	72 11	Y	80	1.5-2.5	1.15-1.9	1.5	1.15	108	2743.2	36	914.4	278	5884.4	91	2311.4	74	1818.6	93	
Terex Scotland		Y																	
		Y																	
Thomas	S-5700	N		2-4	1.52-3.06	2	1.53	72	1874.8	14	355.8	99.25	2444.8	75.5	1917.2	35	883	32	
	B-51200	N		4-8	308-811	4	308	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.9	35	
	B-51700	N		5-1	382-744	8	382	78	1981.2	13	330.2	112	2844.8	81	1549.4	58.5	1485.9	35	
	B-677500	N		5-1	382-744	8	382	78	1981.2	13	330.2	122	3298.8	81	1549.4	58.9	1485.9	35	
	B-532500	N		8-1	382-744	8	382	78	1981.2	13	330.2	122	3298.8	81	1549.4	58.9	1485.9	35	
Vaux	BM641	N		1.3-3.8	1-3	1.3	1	118	2498.8	28.5	748.3	218.5	5550	104	2641.8	71.5	1816.1	81.3	
	BM841	N		1.7-8.2	1.3-4	1.7	1.3	122	3098.8	36	980.8	278	5745.8	108.8	2785.8	75	1905	98	
	BM846	Y	40	18-8.3	14.5	17	14	118	2948.4	41	1041.4	254	6502.8	118	2948.8	77	1855.8	108	
	BM1240	Y	40	1.1-8.1	1.8-7	2.1	1.6	118.3	3010	61.5	1524.1	268	6407.8	120	3048	77	1855.8	114	
	BM1841	Y	37.5	2.5-11.4	2.5-11	4.8	3.7	114.8	2908.2	47	1183.8	310.8	7644.7	128	3200.8	91	2311.4	136.8	

CARGADORES DE RUEDA (TRACCIÓN EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	Potencia SAE (hp)	MOTOR							NEUMÁTICOS STANDARD			TRANSMISIÓN							
			Combustible	Número de cilindros	Inch. cil. (mm)	Número de válvulas	Cilindrada (litros)			Llave	Llave	Llave	Transmisión estándar No. de velocidades	Transmisión estándar No. de velocidades	Transmisión estándar No. de velocidades	Transmisión estándar No. de velocidades				
							EM	MAX	US qt								Imp gal	Litros	MPH	km/h
Erickson	Enc LV G	30 (24.0)	G	4	107.7	1.8	4	10	8.3	37.9	7.00x15	8	LUG	M	-	0.63	0.101	0.63	0.101	
	Enc LVM G	40 (28.0)	G	4	107.7	1.7	4	10	8.3	37.9	7.00x15	8	LUG	M	-	0.63	0.101	0.63	0.101	
Ford	Lite Enc	25 (3.00)	D	2	60	0.8	4	8	8.7	30.1	6.50x15	4	SPECIAL	M	-	0.55	0.089	0.55	0.089	
	A62	(M)	D	4	254	4.2	4	42	33.3	111.5	15.5x25	12	L2	PS/PLSS	4	0.22	0.372	2	0.74	0.119
	A64	(M)	D	6	401	6.8	4	50	41.7	163.4	12.5x25	12	L2	PS/PLSS	4	0.21	0.318	2	0.8	0.129
International Harvester	H-540	93 (21.0)	D	6	301	4.9	4	42	35	124.1	13.00x24	8	G2	PS	3	3.80	62.374	3	4.53	73.45
	H-55C	100 (25.0)	D	6	340	5.9	4	50	41.7	169.4	15.5x25	12	L2	PS	3	5.27	84.44	3	5.83	93.52
	H-55C	147 (21.0)	D	6	414	6.4	4	54	51.3	242.1	17.5x25	12	L2	PS/PS CS	3	39.21	63.35	3	47.24	76.42
	H-82R	184 (25.0)	D	6	464	7.6	4	78	65	294.5	20.5x25	12	L3	PS/PS CS	3	4.72	64.356	3	47.24	76.42
	H-90E	239 (25.0)	D	8	573	9.4	4	92	80.8	361.5	23.5x25	12	L3	PS CS	4	4.632	74.515	4	46.22	74.515
	H-100C	292 (21.0)	D	6	617	13.4	4	115	91.9	431.7	26.5x25	14	L3	PS/LS	4	4.735	74.426	4	47.24	74.426
	S6	380 (21.0)	D	8	817	13.4	4	155	129.2	582.2	29.5x25	22	L4	PS	3	4.8222	71.152	3	46.22	71.152
	H-400C	580 (21.0)	D	12	1710	28	4	264	258.3	947	35.40x28	30	L4	PS SS	2	8.7214	14.344	2	8.7214	14.344
	385J	90 (21.0)	G	6	263	4.2	4	31	25.8	117.4	16.9x24	8	R4	PS	4	0.21	0.338	2	0.74	0.114
	445D	45 (24.0)	D	3	142.9	2.1	4	14.2	11.9	54	13.00x15	6	R1	GD	5	1.43	2.324	5	1.43	2.324
Massey Ferguson	MF11	74 (21.0)	D	4	248	4	4	36	10	136.4	14.00x24	8	R4	PS/PS	4	1.95	2.98	4	1.95	2.98
	MF13	74 (23.0)	D	4	248.2	4.1	4	37	30.8	167.2	13.00x24	8	G2	CS	4	4.24	64.384	4	4.24	64.384
	MF41B	93 (27.0)	D	6	354	5.8	4	51	42.5	193.2	17.5x25	12	L2 L3	CS	4	4.24	64.384	4	4.24	64.384
	MF55	138 (25.0)	D	8	510.2	8.4	4	73	60.8	276.8	17.5x25	12	L2 L3	PS	3	3.21	48.318	4	3.21	48.318
	MF60	175 (25.0)	D	8	378	5.2	2	73	60.8	276.8	23.5x25	12	L2 L3	PS	3	2.724	43.186	3	2.623	42.115
	MF77	228 (21.0)	D	8	655	11.4	4	95	78.2	351.2	25.5x25	20	L2	PS	4	2.222	32.375	4	2.222	32.375
	MF78	228 (21.0)	D	8	655	11.4	4	100	100	444.4	29.5x25	22	L2	PS	4	2.222	32.422	4	2.222	32.422
	MF79	228 (21.0)	D	8	655	11.4	4	100	100	444.4	29.5x25	22	L2	PS	4	2.222	32.422	4	2.222	32.422
	MF79A	228 (21.0)	D	8	655	11.4	4	100	100	444.4	29.5x25	22	L2	PS	4	2.222	32.422	4	2.222	32.422
	MF79B	228 (21.0)	D	8	655	11.4	4	100	100	444.4	29.5x25	22	L2	PS	4	2.222	32.422	4	2.222	32.422
Massey	M311B4000	100 (25.0)	D	6	363	6.1	4	36	25	115.8	13.00x24	8	EXPANOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25	0.402
	M311B5000	108 (25.0)	D	6	380	6.7	4	36	25	112.8	14.00x24	8	EXPANOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25	0.402
	M311B7000	108 (25.0)	D	6	380	6.7	4	36	25	112.8	14.00x24	12	EXPANOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25	0.402
	M311B10000	150 (24.0)	D	8	363	6	4	36	25	112.8	17.00x25	16	EXPANOVER	PS	4	0.25	0.402	4	0.25	0.402
	M311B10000	137 (20.0)	G	1	31.21	0.4	4	5.5	4.8	20.8	5.70x12	4	RAP LUG	CC	2	0.3	0.6	2	0.3	0.6
Massey	M-610	30 (24.0)	G	4	107.7	1.8	4	11	9.2	41	7.00x15	4	NYLON	VS	1G1	0.65	0.103	0.65	0.103	
	M-700	30 (24.0)	G	4	107.7	1.8	4	12.5	10.4	47.4	7.00x15	4	STEEL CAP	M	2	0.7	0.113	2	0.7	0.113
	M-815	82 (21.0)	D	4	276	4.5	4	33	27.5	123	15.5x15	12	DUPLEX	M	2	0.67	0.14	2	0.67	0.14
	SPL 400		D	3	172.7	2.93					12.5x18	8	TRAC-TRAC	M-HD	2	0.124	0.21	2	0.124	0.21
Toro	T2-21		D	3	273	3.5	2	50	41.7	167.8	17.5x25	12	L2	PL/PS PS	2	0.174	0.28	2	0.174	0.28
	T2-31		D	4	244	4.1	2	50	41.7	167.8	20.5x25	12	L2	PL/PS PS	2	0.214	0.332	2	0.214	0.332
	T2-41		D	4	244	4.1	2	50	41.7	167.8	20.5x25	12	L2	PL/PS	3	0.267	0.43	3	0.267	0.43
	T2-51		D	6	426	7	2	71	62.5	244.2	23.5x25	12	L2	SS/PL PS	2	0.22	0.354	2	0.22	0.354
	T2-71	335 (23.0)	D	8	468	9.3	2	146	121.2	551	29.5x25	22	L4	PL PS	3	0.204	0.335	3	0.204	0.335
	T2-91	434 (21.0)	D	12	652	14	2	206	164.2	571.7	33.0x25	26	L4	SS/PL	3	0.11	0.24	3	0.11	0.24
	T2-11	85 (21.0)	D	6	330	5.4	4	36	30	117.2	13.00x24	8	G2	PL/PS	2	0.7	0.113	2	0.7	0.113
Toro	S7S100	18 (3.00)	G	2	53.9	0.8	4	10	8.3	31.7	5.00x15	4	-	M	-	0.49	0.07	0.49	0.07	
	S7S1200	30 (24.0)	G	4	107.7	1.8	4	21.8	18	81.8	7.00x15	4	-	M	-	0.8	0.124	0.8	0.124	
	S7S1700	37 (24.0)	G	4	154	2.5	4	21.8	18	81.8	7.00x15	4	-	M	-	0.10	0.161	0.10	0.161	
	S7S2100	42 (10.0)	D	4	108	1.8	4	21.8	18	81.8	7.00x15	4	-	M	-	0.10	0.161	0.10	0.161	
	S7S2400	37 (24.0)	G	4	154	2.5	4	21.8	18	81.8	7.00x15	4	-	M	-	0.10	0.161	0.10	0.161	
	S7S2400G	37 (24.0)	G	4	154	2.5	4	21.8	18	81.8	7.00x15	4	-	M	-	0.10	0.161	0.10	0.161	
Yale	BM641	80 (21.0)	D	4	256	4.2	4	28	24.2	110	12.5x24.5	12.5	R4	PS	4	18.6	29.9	4	18.6	29.9
	BM841	112 (24.0)	D	8	313	5.1	4	37	30.8	140	14.5x24.5	12.5	R4	PS	4	18.6	29.9	4	18.6	29.9
	BM846	115 (24.0)	D	8	313	5.1	4	31	42.5	191.1	20.5x25	12	L2	PS	4	18.6	29.9	4	18.6	29.9
	BM1240	180 (25.0)	D	6	409	6.7	4	81	50.8	231	20.5x25	18	L2	PS	4	26	41.8	4	26	41.8
	BM1641	240 (22.0)	D	8	586	9.8	4	65	54.2	248.7	23.5x25	16	L2	PS	4	26	41.8	4	26	41.8



CARGADORES DE RIEGA (TRACCION EN LAS 4 RUEDAS)

Fabricante	Modelo	DATOS DE FUNCIONAMIENTO															MOTOR			
		Distancia entre ejes			Peso máximo en eje (kg)	Velocidad máxima (km/h)	Carga de trabajo (kg)			Carga de trabajo (kg)			Consumo de combustible (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)	Consumo de agua (l/h)
		a (mm)	b (mm)	c (kg)			d (kg)	e (kg)	f (kg)	g (kg)	h (kg)	i (kg)								
Enckson	Enc LV G	883.6	3700	1676	N	1960	887.9	N/A	N/A	2900	1313.7	-	8	152.4	73	1854.2	WISCONSIN	VH4D		
	Enc LVW G	883.6	3700	1676	N	1960	887.9	N/A	2900	1313.7	-	8	152.4	73	1854.2	FORD	V4104			
	L 700 Etc	787.4	2900	1313.7	N	1500	873.6	N/A	1600	728.8	-	8.5	155.1	67	1574.8	CIHAN	VHC			
Ford	A62	2816.2	18 900	8561.7	N	14 000	8342.4	12 020.1	5428.7	17 050.1	7201.1	51	15.5	393.7	358	8023.2	FORD	754-T		
	A64	2819.4	23 460	10 627.4	N	17 300	7816.5	14 950.1	6727.1	20 930.1	8467.7	50	18	476.4	396	10 058.4	FORD	401 D		
	A68	2819.4	28 300	12 820	N	21 800	9874.4	18 700.1	8471.1	23 000.1	10 419.1	50	18	457.2	410	10 160	FORD	401 T		
International Harvester	H 500	2184.4	17 400	7904.5	N	11 571	5241.1	11 571	5241.1	21 521	8749	41	19.8	497.6	252	6400.8	IH	G 70100		
	H 50E	2540	21 040	9531.1	N	14 892	6742.4	13 343	6021.1	21 340	8547	43	14.6	370.8	207.5	5270.5	IH	D 390		
	H 65C	2743.2	28 455	12 913.7	N	20 702	9378	18 631	8442.6	34 333	15 552.8	40	15.4	381.2	240	6679	IH	D 419		
	H 80B	2971.8	33 678	15 256.5	N	23 854	10 718.2	21 503	8741.8	28 504	12 007.2	44	13.8	353.1	241	8121.4	IH	D 468		
	H 90E	3043	39 583	17 931.8	N	28 412	12 961.2	25 670	11 887.4	30 957	14 275.8	43	18.5	419.1	288.5	8819.8	IH	D 51 570B		
	H 100C	3555	45 843	21 319.3	N	35 327	15 817.2	29 713	12 467.2	36 338	16 451.1	45	23.25	593.6	246	9502.4	IH	D 51 670C		
	S60	3937	78 270	35 842.1	N	52 207	27 843.8	48 945	21 284.7	84 181	29 074	45	20.8	576.3	316	8126.4	IH	D 51 770C		
	H 40V	4572	123 532	58 878	N	87 700	39 741.7	74 570	33 730	86 000	38 958	45	18.5	470	364.8	8245.8	CLIMAX	VH 110 C		
	380C	1932.4	12 400	5712.7	N	8000	4077	N/A	N/A	8600	3935.8	60	15	381	440	11 176	IH	G 2830		
Long	4450T	2051.4	8725	3037.4	Y	5421	2471.4	N/A	N/A	4450	2011.2	75	18.2	464.8	309	7848.8	IH	D 115		
Massey Ferguson	M71	2052.8	14 500	6348.5	N	8000	2671	4700	2408.8	10 000	4530	42	15	381	156	3662	PERKINS	A4 248		
	M73	2120.9	15 300	6930.9	N	8500	3850.5	N/A	N/A	14 300	6473.3	44	16	476.4	154	3911.6	PERKINS	44 248		
	M74B	2692.4	20 200	9150.6	N	13 500	6153.3	12 000	5436	18 100	7273.3	43	14.5	358.3	212	4384.8	PERKINS	46 248		
	M755	2794	28 250	11 895.6	N	18 500	7474.5	15 500	7021.5	25 000	11 325	45	18.25	472.8	270	5334	PERKINS	46 248		
	M76	3202	34 700	15 447.3	N	25 450	11 524.3	22 000	8956	30 100	13 678.1	43.5	15.4	391.2	232	5892.8	GM	6V 530		
	M77	3501.2	42 180	19 107.5	N	30 570	13 816.5	27 000	12 221	39 300	17 892.9	42	18	457.2	244.5	6210.3	CLIMAX	N 450C		
	M78	3762.4	60 000	27 180	N	42 000	19 200	37 000	17 032.8	61 000	27 430	41	17.5	444.1	265	6756.4	CLIMAX	N 450C-310		
Marathon Le Tourneau	L 700A	5486.4	180 000	81 540	N	111 000	33 000	105 000	87 165	115 000	52 065	50	19	447.6	345	3550.3	CLIMAX	VH 110		
Matro	Max 1000	2438.4	14 200	6312	N	8000	3674	6400	2890.1	10 800	4872.4	57	15.25	387.4	316	8026.4	FORD	2714E		
	Max 1000	2438.4	18 500	7474.5	N	10 000	4530	8200	3714.6	15 500	7258.8	57	15.25	387.4	316	8026.4	FORD	2714E		
	Max 1200	2438.4	18 500	8243.5	N	14 000	6242	11 570	5299.5	15 400	7068.8	57	15.25	387.4	316	8026.4	FORD	2714E		
	Max 110 000	3048	21 000	9513	N	20 000	9071	18 470	7470.2	22 800	10 378.4	57	15.25	387.4	316	8601.2	FORD	2714E 7		
Magne	M 31 Bobcat	711.2	1800	842.7	N	1158	524.8	N/A	N/A	1095	496	24	4.75	120.7	108	2742.2	HOLLER	V3315		
	M 612	849	3810	1271.9	N	2140	1064.6	N/A	N/A	1950	878.1	25	8	203.2	130	303.2	WISCONSIN	VH4D		
	M 700	889	4230	1916.2	N	2900	1332.5	N/A	N/A	1950	893.4	26	8	203.2	130	3102	WISCONSIN	VH4D		
	M 715	1143	11 870	5377.1	N	7400	3272.7	N/A	N/A	6790	2844.4	25	8	204.8	142	4672.8	DEERE	427E		
Kan-Schaaf	Sa 510	1940	8278	3750	N	7260	2264	N/A	N/A	5940	2100	35	18.1	480.1	150	3800	DEERE	427E		
Terec	T2 21	2438.4	21 200	9821.2	N	15 400	6971.2	14 000	6242	29 100	13105.3	44	12	304.8	452	11 484.8	DETRIT	4 21N		
	T2 31	2514.6	28 120	12 723	N	18 800	8973	18 000	6154	28 900	12 185.7	47	12	304.8	460	11 484	DETRIT	4 21N		
	T2 41	2585.4	31 200	14 134	N	21 800	9875.4	19 400	6788	28 700	11 778	40	12	304.8	472.1	11 484	DETRIT	4 21N		
	T2 51	2743.2	38 100	18 351	N	15 400	8976.2	14 000	6342	20 100	9105.3	45	12	304.8	451.9	11 478.8	DETRIT	6 21N		
	T2 71	4064	76 250	34 541.3	N	52 100	23 831	44 970	20 340	85 800	21 807	40	18	457.2	568.1	14 420	DETRIT	8 71T		
	T2 81	4143	111 490	50 572.4	N	78 000	35 515	69 170	31 574	87 100	27 978	44	18	457.2	582.1	15 039	DETRIT	12V 311		
Terec-Scotford	T2 11	2362.2	18 500	7424.5	N	10 450	4733.9	930	4212.9	18 700	7365	47	16	406.4	320	3300	WISCONSIN	VH4D		
Thomas	S 5730	812.8	3400	1540.2	N	1400	634.2	N/A	N/A	1500	678.5	29	5.75	146.1	57	1447.8	WISCONSIN	VH4D		
	S 51200	889	5620	2536.5	N	2400	1087.3	N/A	N/A	2800	1288.4	28	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	VG4D		
	S 51700	889	6750	3037.8	N	3400	1540.2	N/A	N/A	3000	1359	28	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	VG4D		
	S 572500	889	7800	3447.8	N	4500	2039.5	N/A	N/A	3100	1404.3	28	8	203.2	73	1854.2	PERKINS	4108		
	S 57250G	889	7500	3397.5	N	4500	2018.5	N/A	N/A	3100	1404.3	28	8	203.2	73	1854.2	WISCONSIN	VG4D		
Volvo	BM541	2375	17 300	7847.3	N	7240	3284	N/A	N/A	9300	4218.4	44	14	315.6	444	11 278	VOLVO	O 42		
	BM541	2438.4	21 700	9843	N	8480	4300	N/A	N/A	12 100	5488.5	45	15.5	393.7	444	11 278	VOLVO	D 508		
	BM546	2692.4	22 000	8978	N	13 750	6236.9	12 100	5488.5	17 000	7711.1	43	19	482.8	390	8906	VOLVO	O 508		
	BM1240	2895.8	28 800	12 088	N	18 050	8187.3	18 000	7257.5	18 150	8668.3	43	17.5	444.5	413	10 490	VOLVO	D 708		
	BM1841	3487.1	37 400	16 964	N	25 800	11 703	23 600	10 705	27 600	12 519	48	15.6	391.7	520	13 208	VOLVO	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  
 †CP -- Cara de laminación transversal  
 OPT -- Opcional  
 TR -- De tracción  
 ■A -- Automática  
 CC -- De embrague tipo convencional  
 CS -- Contraje  
 E -- Eléctrica  
 GD -- De engranajes  
 H -- Hidrostática  
 HS -- DE válvén hidráulico  
 L -- De tierra  
 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. (79 kg) 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 lámparas inundantes.  
 (HH) Bajo articulación  
 (II) Incluye tanque lleno, operador, cangilón y llantas 15.5 x 25 - 8PR.  
 (JJ) Medido 3 pulgadas (102 mm) de tras 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 CaCl<sub>2</sub> en llantas traseras.  
 (LL) Incluye llantas 17.5 x 25 - 12 PR con 1182 lbs. (540 kg) de solución CaCl<sub>2</sub> en llantas traseras.  
 (MM) Incluye llantas 25.5 x 25 - 20 PR con 3038 lbs. (1380 kg) de solución CaCl<sub>2</sub> en llantas traseras.  
 (NN) Incluye cabina estándar y llantas 39.00 x 39-30-PR con 7680 lbs. (3570 kg) de solución CaCl<sub>2</sub> en llantas traseras.

CARGADORES DE CRUGA

FUNCIONAMIENTO (en todos los aspectos)

Fabricante	Modelo	Capacidad del cargador (m³)		Capacidad del cargador (libras)		Peso del cargador (libras)		Alturas del cargador		Alturas de descarga a 45°		Alturas de descarga a 65°		Longitud del cargador		Anchuras del cargador		Peso en funcionamiento (sin carga)		Carga máxima (incluyendo S.M.E. máxima)		Puntos de equilibrio del cargador		
		yd³	m³	yd³	m³	lb	kg	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	ft	mm	lb	kg			
J.I. Case	350	686	524	75	573	860	299.4	63	1800.2	98	2438.4	38	965.2	158	3962.4	153	3937	80	1524	10400	4628	5100		
	450	800	612	1	785	775	351.5	67.8	1722.9	98	2499.2	36.75	933.5	180	4564	162	4144.8	84	1625.6	13900	6305	7500		
	850	1178	901	1375	111	1345	612.1	76.5	1943.1	98.5	2511.9	46.5	1181.1	180	4572	168.5	4290	67	1701.8	18900	8572.9	11000	4975.5	11000
	1150B	152	12	135	13	1745	791.5	81.2	2162.5	104	2644.8	54	1371.8	189	4800.8	184	4673.8	77	1955.8	24800	11248	16700	7575	18400
	1450	185	14	231	17	2305	1045.5	88	2235.2	115	2921	66	1678.4	206.5	5245.1	202	5130.8	81	2052.4	31320	14208.5	18400	8436.8	27100
Caterpillar	PI 931	87(D)	87(D)	100	140	750	340			102	2590	32	810	153	3930	80	2032	70.5	1790	13300(F)	6000(F)	8100(E)	4120(E)	10700
	PI 941B	124(D)	95(D)	150	114(D)			88.5	2257.1	114	2900	63(F)	1600(F)	168	4322	173.5	4410	73	1860	22500	10200	12630	5790	14150
	PI 951A	189(D)	129(D)	200	152(D)			96.5	2423.1	128	3200	72(F)	1820(F)	185	4740	195	4950	85(D)	2160(D)	30200	13700	18450	8450	21700
	PI 977L	233(D)	178(D)	275(D)	210(D)			126.5	3149.1	144	3650	85(F)	2160(F)	221	5610	213	5410	94	2390	42500	18300	24710	11210	34200
John Deere	JD15PR	637	493	75	573	775	351.5	66	1675.4	98	2492.2	38	962	162	4145	160.3	4140	60	1524	12100	5624.8	7150	3210	12100
	JD450C	105	803	125	956	995	451.5	72.25	1825.2	103	2616.2	33	838.2	160.25	4070.4	170	4318	86	1676.4	16700	7575	8290	4173	14745
	JD555	1052	804	125	956	996	451.8	72.25	1825.2	103	2616.2	33	838.2	160.25	4070.4	170	4318	86	1676.4	16750	7575	8290	4173	14745
Emco TWD	630			255				54	1371.8	127.28.5	553.724			112	2844.8	80.27	2072.3228	54	1371.6	10700	4885			
	637			785	8			74	1879.4	38	914.4			147	3733.8	126.5	3233.1	54	1371.6	12500	5669.9			5700
International Harvester	50CE-75	88	52	75	573	850	294.8	68.5	1689	98.7	2507	29.4	746.8	154.6	3926.8	125	3144.5	87	1574.8	12150	5472	7500	3402	10365
	100E	82	703	113	864	780	351.8	68.5	1739.9	97	2483.8	31.7	805.2	156	3962.4	180.3	4576.2	65	1651	15481	7022.1	9067	4122.7	14144
	125E	112	856	138	111	940	425.4	71.8	1818.5	103.5	2624.8	36.7	970.3	184.75	4744.7	171.5	4356.1	68	1727.2	18555	8400	11328	5137.4	18418
	175C	172	12	2	15	1592	854.2	86	2184.4	134	3422.8	60	1524	184.5	4740.3	180	4572	81	2057.4	28830	13104	18110	8458.2	21370
JCB	250C	225	17	275	211	2370	1057	86	2434.4	129	3276.8	89	1752.8	225	5713	211	5359.4	84	2087.8	41360	18568	20498	11430	34224
	110	125	956	15	12	1070	481.3	80	2012	100	2540	45	1143	203	5156.2	168	4267.2	69	1752.6	20760	9419	10928	4718.8	13200
	MF200	625	478	75	573	455	205.4	62	1574.8	99.5	2522.2	30	782	152	3850.8	139.5	3543.3	80	1524	10375(B)	4704(B)	6500	2948.4	7500
	MF300	1125	860	125	956	1215	551	77	1955.8	96.5	2431.1	37	938.8	154	3811.8	151	3835.4	72	1826.8	18711	8940.8	12370	5701.7	18500
Massey Ferguson	MF400	115	12	1825	12	1785	800.8	80	2032	100	2540	33	838.2	208	5232.4	180	4775.2	75	1905	24980	11322	17360	7874.4	15430
	MF500B	2	1.5	2.25	1.7	1910	868.4	80	2032	102	2590.8	35	888	180	4572	181	4651.4	82	2087.8	36531	16570	18640	8999.3	19840

CARGADORES DE ORUGA

Fabricante	Modelo	Peso				Distancia máxima de transporte (km)		MOTOR		Potencia SAE (kW)	Número de cilindros	Velocidad (km/h)					Número de engranes en la caja	CARRILES					Transmisión		
		kg	Deg	Deg	in	mm	Marca	Modelo	Caja			Cambio			in	mm		in	mm	Paso de los carriles (mm)		in		mm	
									HP			rpm	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>						3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>				5 <sup>a</sup>
J I Case	350	2404	40	110	11	279.4	CASE	G1880	39 2900	4	188	3.1	1.8	13.3	80.5	33	12	304.8	43	1092.2	-	-	12-14	304.8-355.6	GO
	450	3402	40	110	12	304.8	CASE	G1880	51 2600	4	188	3.1	2.0	16.7	75.9	36	12	304.8	52	1320.6	-	-	12-14	304.8-355.6	PS
	850	4929.5	40	105	10	254	CASE	A301B0	72 2900	4	201	4.9	3.6	30	136.4	39	13	330.2	54	1371.8	-	-	13-14	330.2-352.4	PS
	1150B	8348	40	103	13	330.2	CASE	A451B0	100 2100	6	451	7.4	5.2	43.3	108.8	40	15	381	62	1574.8	-	-	15-18	381-406.4	PS
	1450	12 292	40	106	15	381	CASE	A504D0T	130 2100	6	504	8.3	6.5	54.2	244.4	39	15	381	64	1675.4	-	-	15-16	381-406.4	PS
Caterpillar	931	4850	-	-	13.7	343	CAT	3254	62 2400	4	318	5.2	3.0	25	114	35	12	325	54	1420	-	-	-	-	PL FS
	941B	8510	-	74	15.0	380.0	CAT	D130	80 2000	4	425	7	4.2	3.5	15.9	38	13	330	60	1520	-	-	-	-	PS PL
	955L	10 509	-	75	15.75(G)	409(G)	CAT	D135	130 2145	4	425	7	6.8	5.6	25.7	41	15	381	66	1680	-	-	-	-	PS PL
	977L	15 540	-	75	19(G)	485(G)	CAT	D113	190 1950	6	638	10.5	10.0	83.3	378.7	41	18	455	76	1920	-	-	-	-	PS PL
	983	18 892.4	-	78	23.5(G)	603(G)	CAT	D143	215 2040	6	743	14.6	13.5	112.5	517	42	22	542	92	2340	-	-	-	-	PS PL
John Deere	JD350B	5478.5	40	70	13.25	335.6	JOHN DEERE	D1152	42 2540	3	157	2.5	2.2	18.3	87.2	34	12	314.8	48	1219.2	7.2	48.2	12	304.8	10 PSR
	JD450C	8513.8	40	70	14.25	362	JOHN DEERE	JD4319	85 2100	4	219	3.8	3.1	25.8	112.3	31	14	355.6	52	1320.6	7.8	53.8	14	355.6	PS
	JD555	7144	40	70	14.25	362	JOHN DEERE	JD4228	72 2200	4	276	4.5	3.1	25.8	112.3	31	14	355.6	52	1320.6	8.5	58.8	14	355.6	PS
	630	-	-	-	6	152.4	EMCO	271	22 1200	5	271	-	-	-	-	25	8	228.6	45	1143	-	-	8	228.6	AMD
International Harvester	500E-75	4672	40	-	13.1	327.7	INTERNATIONAL	D155	45 2500	3	155	2.5	2.7	22.9	104.1	33	12	304.8	50	1270	7.8	52.4	10-14	254-355.6	PS
	100E	6663.2	38.5	80.3	12.8	325.1	INTERNATIONAL	D1233	85 2500	4	239	3.8	3.0	25	112.3	37	12	304.8	52	1320.6	8	82.1	12-13	304.8-330.2	PS CS
	125E	8554.3	38.5	80.9	15	381	INTERNATIONAL	D1233	78 2400	4	239	3.9	3.8	31.7	144.1	36	13	330.2	54	1371.8	9.8	76.2	13-14	330.2-355.6	PS CS
	175C	11 508	48.5	58.1	17.75	450.9	INTERNATIONAL	D145E	130 2400	6	466	7.6	6.0	50	227.3	39	15	381	66	1678.4	11.1	78.5	15-16	381-406.4	PS CS
	250C	17 323	49	51.1	18.5	463.9	INTERNATIONAL	D1753B	190 2400	8	573	9.4	8.6	71.5	325.5	43	18	457.2	76	1920.4	11.3	77.9	18	457.2	PS CS
JCB	110	5899.7	40	75	15	381	PERKINS	A 248	71 2250	4	248	4.1	4.6	38.1	174.1	31	13	330.2	56	1422.4	9.4	65.2	13	330.2	HY PL
Massey Ferguson	MF200	3175.2	45	54	10.5	266.7	PERKINS	A3 152	44 2250	3	152.7	2.5	11.1	8.3	42.3	38	12	304.8	48	1219.2	8.7	46.2	12	304.8	CS HY
	MF300	8291.5	45	57	10	381	PERKINS	A4 248	83 2100	4	248	4.1	28.8	23.8	108.2	37	14	355.6	58	1473.2	8.8	80.7	14	355.6	PS
	MF400	8999	41	58	12.5	317.5	PERKINS	A8 354	85 2200	6	354	5.8	36	30	138.4	37	15	381	80	1524	9.4	84.9	15	381	CS HY
	MF500B	8999.3	41	62	13	330.2	PERKINS	AVB-510	125 2100	8	510.71	6.4	55	45.8	208.2	40	15	381	66	1678.4	13.1	90.3	15-18	381-406.4	PS



Fabricante	Modelo	TRASMISIÓN				SISTEMA HIDRÁULICO						Tipos de bombas	Número de bombas
		Convertidor de fuerza de tracción	Embrague del motor	Velocidad máx. transmitida hacia adelante		Capacidad del sistema			Presión máx. de trabajo				
				MPH	km/h	U.S. gal.	Imp. gal.	Litres	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	1.4-8.5	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	
	FN 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	15,163	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 reversion 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,

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 acarreos.

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.

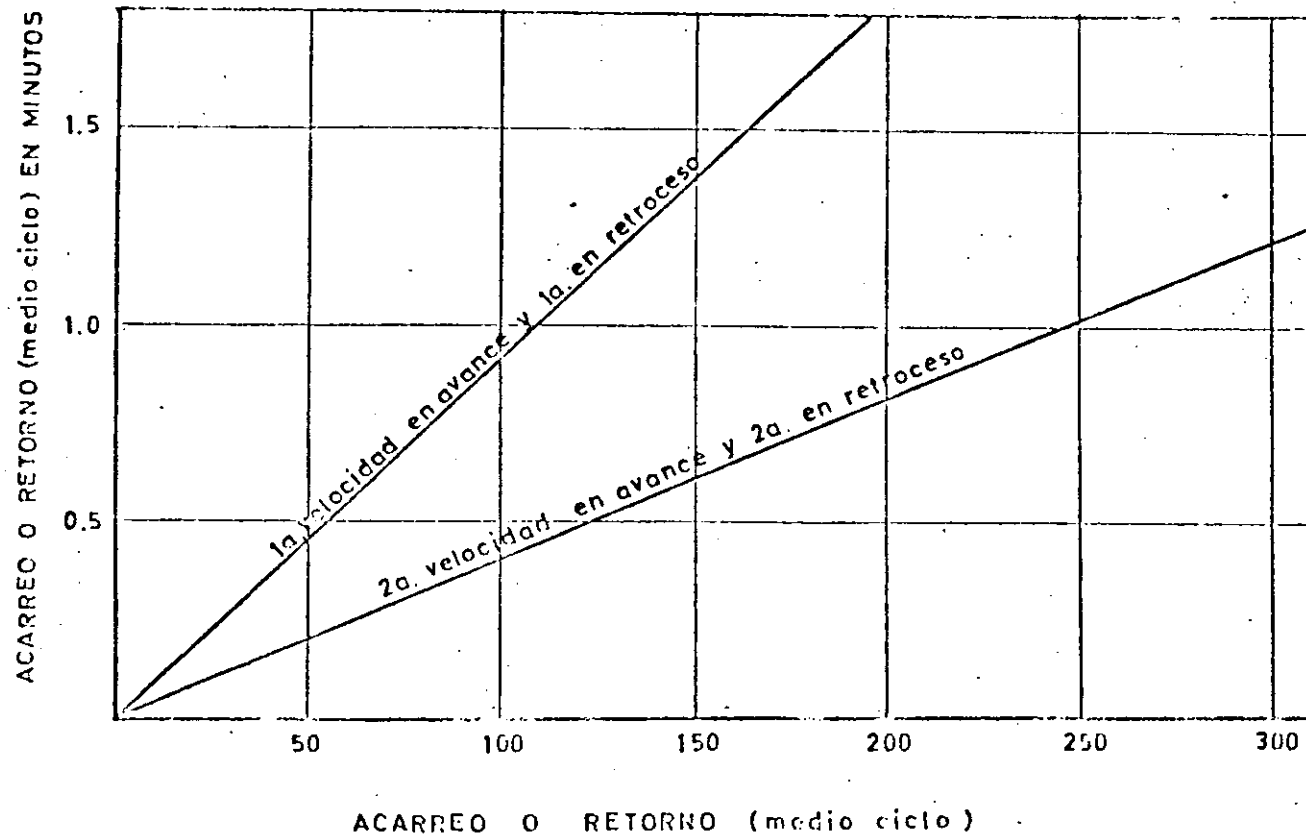
El tiempo de este ciclo de acarreo, si se desconoce, puede tomarse de gráficas hechas por los fabricantes o prepararse con datos estadísticos medidos en la obra en forma apropiada.

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:

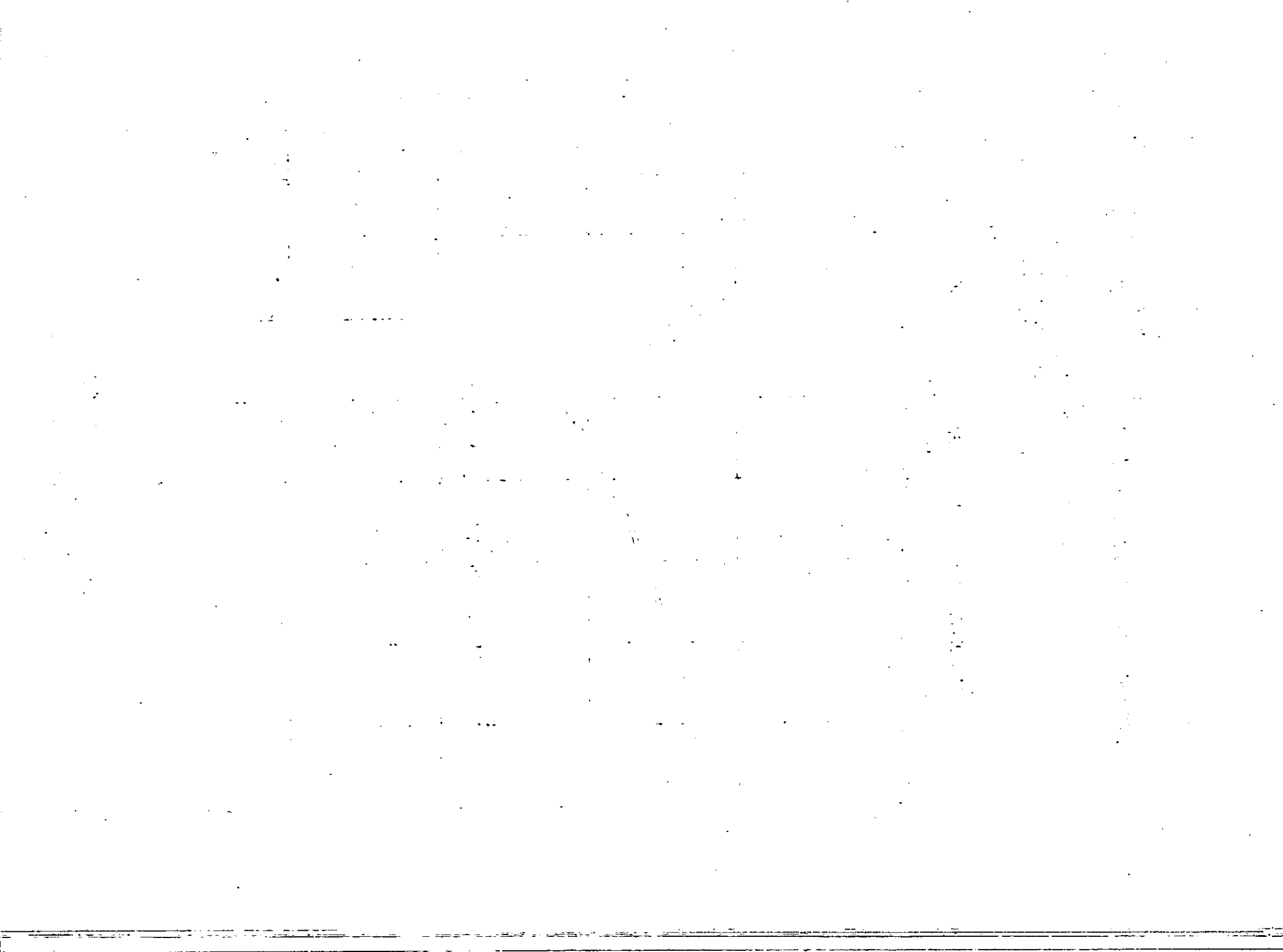
— Sin pendiente

- 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.

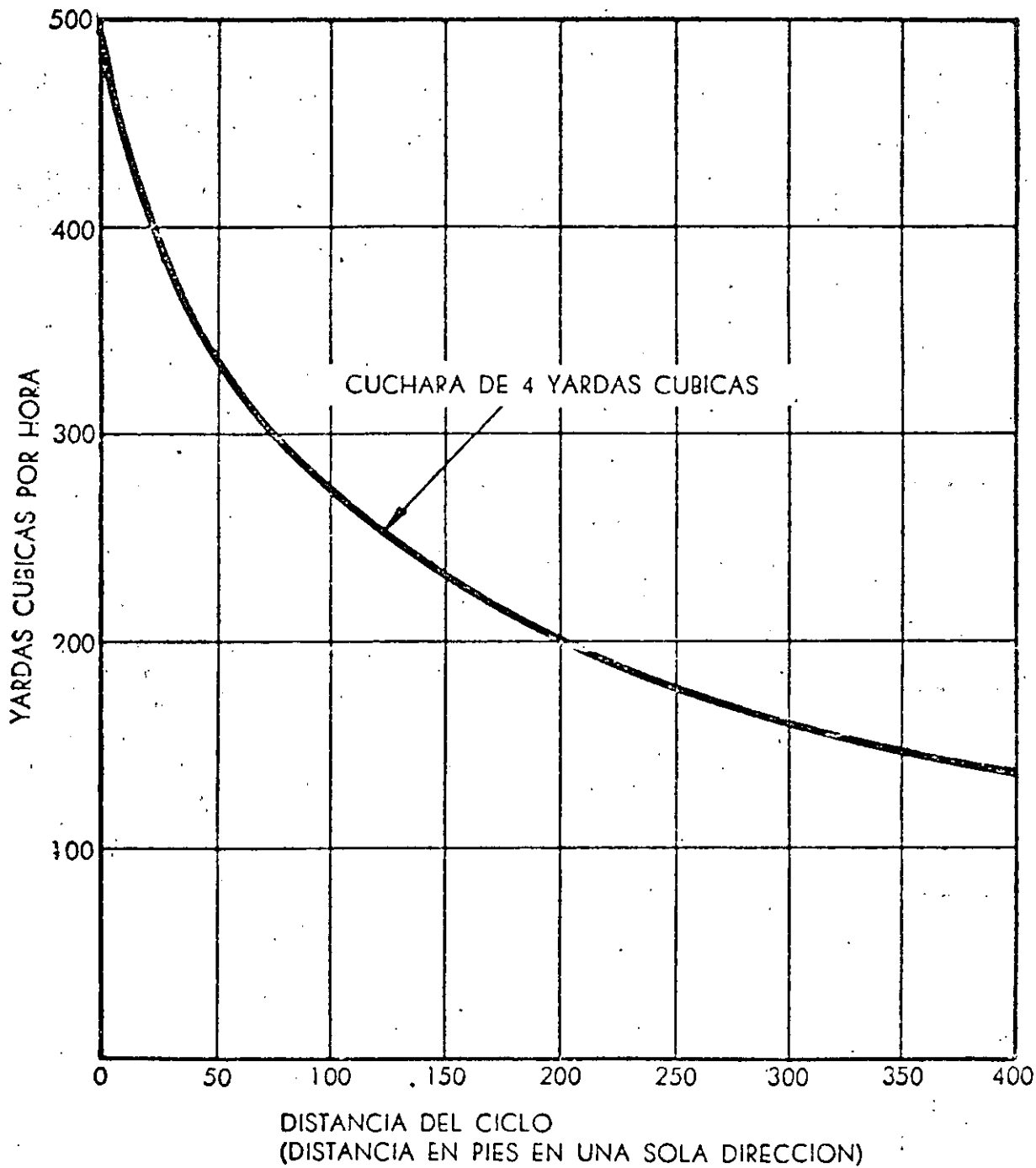
TIEMPO ESTIMADO DE ACARREO O RETORNO PARA UN CARGADOR  
DE RUEDAS DE 6 Yd3.







PRODUCCION EN YARDAS CUBICAS POR HORA  
CARGADOR MODELO 175A, SERIE II

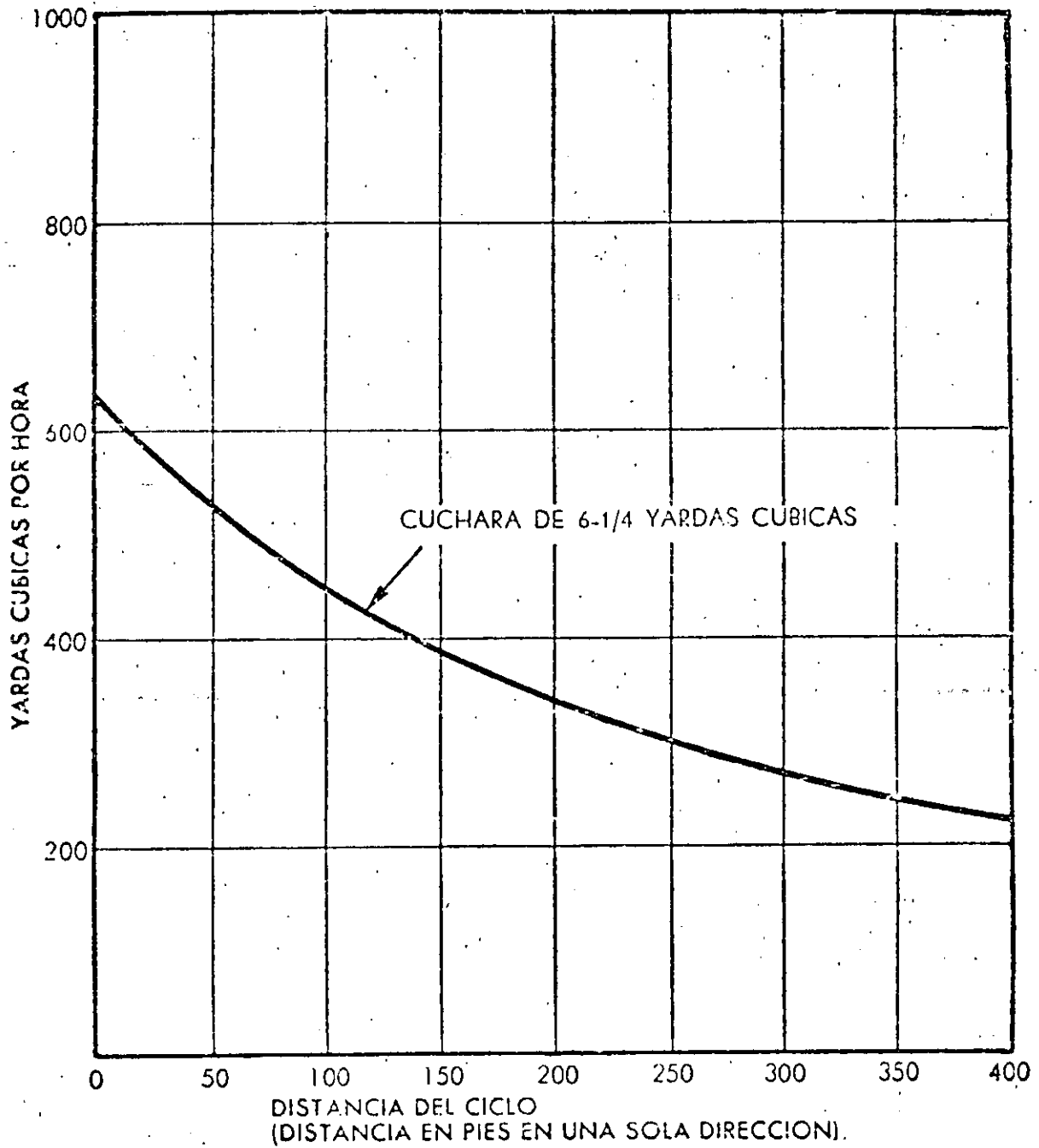


SUPUESTO DE PRODUCCION:

- 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<sup>3</sup>), cargando camiones de 10 m<sup>3</sup> de capacidad propia 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 <sup>3</sup>
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
	<hr/>
	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 yd<sup>3</sup> ha probado que puede, por lo menos, igualar la productividad de palas de más de 5 yd<sup>3</sup> de capacidad; y que además puede cargar material a un costo comparable al de palas de 4 y hasta 5 yd<sup>3</sup> de capacidad.

Veamos un ejemplo comparativo entre un cargador de 10 yd<sup>3</sup> y una pala de 6 yd<sup>3</sup>, 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 <sup>3</sup>	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.

Veamos 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 m<sup>3</sup> 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 yd<sup>3</sup> (1.91 m<sup>3</sup>)

2 camiones de 6.0 m<sup>3</sup>

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)  $25.0 \text{ seg.} = 0.42 \text{ min.}$  Para cargar un camión de  $6.0 \text{ m}^3$  son necesarios 4 ciclos de operación del cargador; es decir, son necesarios  $0.42 \text{ min} \times 4 = 1.68 \text{ min.}$  para cargar  $6.0 \text{ m}^3$ .

$$\frac{6.0 \text{ m}^3}{1.72 \text{ m}^3} = 3.49 \text{ ciclos}$$

En una hora de  $50.0 \text{ min.}$ , tenemos una producción de  $179 \text{ m}^3$ .

$$\begin{array}{r} 1.68 \text{ min} \quad - \quad 6.0 \text{ m}^3 \\ \hline 50.0 \text{ min} \quad - \quad X \end{array}$$

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/ $\text{m}^3$

ALTERNATIVA 2

Operación 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  $6.0 \text{ m}^3$  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 m<sup>3</sup>/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 <sup>3</sup>
Costo unitario de acarreo	=	8.00/m <sup>3</sup>
(1er. km. tarifa de fletes)		
Costo unitario	+	11.44/m <sup>3</sup>

### ALTERNATIVA 3

#### Operación de carga y acarreo

Equipo: Cargador sobre llantas de 10 yd<sup>3</sup> (7.64 m<sup>3</sup>)

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<sup>3</sup>/ciclo  
 = 358 m<sup>3</sup>/hora

Cálculo del costo unitario

Costo unitario =  $\frac{\$ 2,160.00/hora}{358 m^3/hora}$   
 = 6.03/m<sup>3</sup>

RESUMEN

Alternativa	Costo unitario
1	\$ 6.15/m <sup>3</sup>
2	11.44/m <sup>3</sup>
3	6.03/m <sup>3</sup>

Es decir, la alternativa 3 es la que nos dá un costo más bajo por m<sup>3</sup> 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 yd<sup>3</sup> al que podría dársele utilización en esta obra; o si no, revisar si la inversión de la compra de un cargador de 10 yd<sup>3</sup> 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.

Analicemos 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 <sup>3</sup>
Costo horario	\$2,160.00

#### Cargador 2

Capacidad	6 yd <sup>3</sup>
Costo horario	\$1,992.13

#### Trituradora

Producción:	140 m <sup>3</sup> /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 m<sup>3</sup>
- |                  |                   |
|------------------|-------------------|
| 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:  $0.80 \times 7.65 \text{ m}^3$

$6.12 \text{ m}^3$

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  $10 \text{ yd}^3$ , 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

SUMA: 1.76 min

Es decir, el cargador de  $10 \text{ yd}^3$  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 m<sup>3</sup>/ 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 yd<sup>3</sup>, 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  $1,000 \text{ m}^3$  de roca.

Así, son necesarios 2 cambios de instalación dentro del banco para producir los  $200,000 \text{ m}^3$  requeridos.

$$\text{Costo unitario por carga} = \frac{\$ 1,992.13}{140 \text{ m}^3/\text{hora}}$$

$$= \$ 14.23/\text{m}^3$$

Costo unitario por cambio de instalación dentro del banco

$$\frac{2 \text{ cambios} \times 350,000 \text{ m}^3/\text{cambio}}{200,000 \text{ m}^3}$$

$$\text{Costo unitario :} = \$ 3.50/\text{m}^3$$

$$= 17.73/\text{m}^3$$

Esto sin considerar el costo de los tiempos perdidos en los cambios de instalación dentro del banco.

En resumen, la elección del cargador de  $10 \text{ yd}^3$  es la que proporciona una operación más económica.

CONSTRUCTORA	Máquina: <u>CARGADOR</u>	Hoja No: _____
_____	Modelo: <u>TEREX 72-81</u>	Calculó: <u>C A M</u>
_____	Datos Adic: <u>10 yd<sup>3</sup></u>	Revisó: <u>C CH M</u>
OBRA: _____		Fecha: <u>17-1-80</u>

### DATOS GENERALES

Precio adquisición:	<u>\$10'238,717.52</u>	Fecha cotización:	<u>10-1-80</u>
Equipo adicional - 4 llantas <u>33.25 x 35 = 26</u>	<u>616,509.28</u>	Vida económica (Ve):	_____ años
Valor inicial (Va):	<u>9'617,208.24</u>	Horas por año (Ha):	<u>2000</u> hr/año
Valor rescate (Vr):	<u>20 % = \$1'923,441.65</u>	Motores Diesel de	<u>434</u> HP.
Tasa interés (i):	<u>18 %</u>	Factor operación:	<u>0.75</u>
Prima seguros (s):	<u>2 %</u>	Potencia operación:	<u>325.5</u> HP. cp.
		Coefficiente almacenaje (K):	<u>0.01</u>
		Factor mantenimiento (Q):	<u>0.90</u>

### 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 :  $I = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} \cdot i = \frac{9'617,208.24 + 1'923,441.65}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 519.33$

c) Seguros :  $S = \frac{Va + Vr}{2\ Ha} \cdot s = \frac{9'617,208.24 + 1'923,441.65}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 57.70$

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



## 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:  $L = a P_a$ 

$$\text{Capacidad carter: } C = \frac{32.2}{100} \text{ litros}$$

$$\text{Cambios aceite: } t = \frac{\quad}{\quad} \text{ horas}$$

$$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{325.5}{100} \text{ HP. op.} = \frac{1.46}{\quad} \text{ lt/hr.}$$

$$L = \frac{1.46}{\quad} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14}{\quad} \text{ /lt.} = 20.44$$

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)

$$H = 8 \text{ horas} \times \frac{0.83}{349.60} \text{ (factor rendimiento)} = \frac{6.64}{\quad} \text{ horas}$$

$$\text{Operación} = O = \frac{S}{H} = \frac{\quad}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{\underline{52.65}}$$

Suma Operación por Hora

\$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 2,160.00

CONSTRUCTORA

Máquina: CARGADOR

Hoja No: \_\_\_\_\_

Modelo: Michigan 75-111-ACalculó: C A MDatos Adic: 25 yd<sup>3</sup>Revisó: C C H M

OBRA: \_\_\_\_\_

Fecha: 17-1-80

## DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$2' 264,745.60Fecha cotización: 10-1-80

Equipo adicional -

Vida económica (Ve): 5 añosLlantas 20.5x25-12103,611.84Horas 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.

$$a) \text{ Depreciación : } D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{2' 161,133.76 - 216,113.38}{5} = \$ 194.50$$

$$b) \text{ Inversión : } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{2' 161,133.76 + 216,113.38}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 106.98$$

$$c) \text{ Seguros : } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{2' 161,133.76 + 216,113.38}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 11.89$$

$$d) \text{ Almacenaje : } A = KD = 0.01 \times 194.50 = 1.94$$

$$e) \text{ Mantenimiento : } M = QD = 0.90 \times 194.50 = 175.05$$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 490.36

## II. CONSUMOS.

a) Combustible:  $E = e \cdot Pc$ 

$$\text{Diesel: } E = 0.20 \times 130.5 \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{\text{lt.}} = \$ 26.10$$

$$\text{Gasolina: } E = 0.24 \times \text{HP. op.} \times \$ \frac{\quad}{\text{lt.}} =$$

b) Otras fuentes de energía: \_\_\_\_\_ =

c) Lubricantes:  $L = a \cdot Pe$ 

$$\text{Capacidad carter: } C = \frac{30.3}{100} \text{ litros}$$

$$\text{Cambios aceite: } t = \text{horas}$$

$$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times 130.5 \text{ HP. op.} = \frac{0.76}{\quad} \text{lt/hr.}$$

$$L = \frac{0.76}{\quad} \text{lt/hr} \times \$ \frac{14}{\quad} \text{/lt.} = 10.64$$

d) Llantas:  $LI = \frac{VII}{Hv}$  (valor llantas)  
(vida económica)

$$\text{Vida económica: } Hv = \frac{2800}{103.611.84} \text{ horas}$$

$$LI = \frac{\quad}{2800} \text{ horas} = \underline{\underline{37.00}}$$

Suma Consumos por Hora

\$ 73.74

## III. OPERACION.

Salario base: \$ \_\_\_\_\_

Salario real -

operador: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_:

\_\_\_\_\_:

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = 6.64 \text{ horas}$$

$$\text{Operación} = O = \frac{S}{H} = \frac{349.60}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{\underline{52.65}}$$

Suma Operación por Hora

\$ 52.65

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 616.75

CONSTRUCTORA

Máquina: CAMION

Hoja No: \_\_\_\_\_

Modelo: FORDCalculó: C A MDatos Adic: 6 m<sup>3</sup>Revisó: C C H M

OBRA: \_\_\_\_\_

Fecha: 14-1-80

## DATOS GENERALES

Precio adquisición: \$ 436,430.45Fecha cotización: 10-1-80

Equipo adicional -

Vida económica (Ve): 5 años6 llantas 23,363.94Horas por año (Ha): 2 000 hr/año1000x20-12 c/cámaraMotores Gasolina de 160 HP.Valor inicial (Va): 413,056.51Factor operación: 0.75Valor rescate (Vr): 0 % = \$ \_\_\_\_\_Potencia operación: 120 HP. op.Tasa interés (i): 18 %Coeficiente almacenaje (K): 0.01Prima seguros (s): 2 %Factor mantenimiento (Q): 0.80

## I. CARGOS FIJOS.

$$a) \text{ Depreciación: } D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{413,056.51 - 0}{10,000} = \$ 41.30$$

$$b) \text{ Inversión: } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{413,056.51 + 0}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 18.58$$

$$c) \text{ Seguros: } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{413,056.51 + 0}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 2.06$$

$$d) \text{ Almacenaje: } A = KD = \frac{0.01 \times 41.30}{1} = 0.41$$

$$e) \text{ Mantenimiento: } M = QD = \frac{0.8 \times 41.30}{1} = \underline{\underline{33.04}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 95.39

## II. CONSUMOS.

a) Combustible:  $E = e P_c$ Diesel:  $E = 0.20 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{lt.} = \$$ Gasolina:  $E = 0.24 \times \underline{120} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{2.80} / \text{lt.} = \$ 80.64$ b) Otras fuentes de energía:  $\underline{\hspace{5cm}} =$ c) Lubricantes:  $L = a P_e$ Capacidad carter:  $C = \frac{6.6}{\hspace{1cm}} \text{ litros}$ Cambios aceite:  $t = \frac{100}{\hspace{1cm}} \text{ horas}$  $a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times \underline{120} \text{ HP. op.} = \frac{0.48}{\hspace{1cm}} \text{ lt/hr.}$  $L = \frac{0.48}{\hspace{1cm}} \text{ lt/hr} \times \$ \underline{14} / \text{lt.} = 6.72$ d) Llantas:  $Ll = \frac{VII}{Hv}$  (valor llantas)  
(vida económica)Vida económica:  $Hv = \frac{1,600}{\hspace{1cm}} \text{ horas}$  $Ll = \frac{23,363.94}{1,600 \text{ horas}} = \underline{\underline{14.60}}$ 

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 =  $O = \frac{S}{H} = \frac{298.77}{6.64 \text{ horas}} = \$ \underline{\underline{45.00}}$ 

Suma Operación por Hora

\$ 45.00

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (H M D)

\$ 242.35

### Problema

Se requiere cargar 1 000,000 m<sup>3</sup> 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 yd<sup>3</sup> cat 988 costo - horario \$ 1,992.13

Cargador 10 yd<sup>3</sup> 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 x 15 x 3 x 8 = 9 000 horas

Producción requerida.  $\frac{1\,000,000}{9,000} = 111\text{ m}^3/\text{hora}$

Cargador 10 yd<sup>3</sup> (7.64 m<sup>3</sup>)

Factor de carga 0.75

Volumen por ciclo 0.75 (7.64) = 5.73 m<sup>3</sup>

Tiempo del ciclo básico = 25 seg

Tiempo por material = + 2.4 seg

Tiempo por apilado = - 2.4 seg

Poseción del equipo = 0 seg

ciclo = 25 seg = 0.42 min.

$$\text{Número de ciclos por hora} = \frac{50 \text{ min}}{0.42 \text{ min}} = 119 \text{ ciclos/hora}$$

$$\text{Producción teórica} = 119 \times 5.73 = 682 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Producción real} = 143.2 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Factor utilización} = 21\%$$

$$\text{Costo} = \frac{2,160.00}{143.2} = 15.08/\text{m}^3$$

$$\text{Cargador } 6 \text{ yd}^3 (4.58 \text{ m}^3)$$

$$\text{Factor de carga} = 0.75$$

$$\text{Volumen por ciclo} = 0.75 (4.58) = 3.44 \text{ m}^3$$

$$\text{Tiempo del ciclo} = 0.42 \text{ min.}$$

$$\text{Número de ciclos por hora} = \frac{50}{0.42} = 119 \text{ ciclos/hora}$$

$$\text{Producción teórica} = 119 \times 3.44 = 409 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Producción real} = 112.5 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$\text{Factor utilización} = 27\%$$

$$\text{costo} = \frac{1,992.13}{112.5} = \$ 17.70/\text{m}^3$$

CONSTRUCTORA

Máquina: CARGADOR

Hoja No: \_\_\_\_\_

Modelo: 988 B

Calculó: CAM

Datos Adic: 6 yd<sup>3</sup>

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. op.

Tasa interés (i): 18%

Coeficiente almacenaje (K): 0.01

Prima seguros (s): 2%

Factor mantenimiento (Q): 0.90

## I. CARGOS FIJOS.

$$a) \text{ Depreciación : } D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{8'995,743.90 - 1'799,148.80}{12'000} = 599.72$$

$$b) \text{ Inversión : } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{8'995,743.90 + 1'799,148.80}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 485.77$$

$$c) \text{ Seguros : } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{8'995,743.90 + 1'799,148.80}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 53.97$$

$$d) \text{ Almacenaje : } A = KD = \frac{0.01 \times 599.72}{1} = 6.00$$

$$e) \text{ Mantenimiento : } M = QD = \frac{0.90 \times 599.72}{1} = 539.75$$

Suma Cargos Fijos por Hora

\$ 1 685.21



## II. CONSUMOS.

a) Combustible :  $E = e P_c$

Diesel :  $E = 0.20 \times 262.5 \text{ HP. op.} \times \$ 1.00 / \text{lt.} = \$ 52.50$

Gasolina:  $E = 0.24 \times \underline{\hspace{2cm}} \text{ HP. op.} \times \$ \underline{\hspace{2cm}} / \text{lt.} =$

b) Otras fuentes de energía :  $\underline{\hspace{4cm}} =$

c) Lubricantes:  $L = a P_e$

Capacidad carter:  $C = \frac{42}{100} \text{ litros}$

Cambios aceite :  $t = \underline{\hspace{2cm}} \text{ horas}$

$a = C/t \pm \frac{0.0035}{0.0030} \times 262.5 \text{ HP. op.} = \frac{1.34}{\hspace{2cm}} \text{ lt/hr.}$

$L = \frac{1.34}{\hspace{2cm}} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14}{\hspace{2cm}} / \text{lt.} = 18.76$

d) Llantas :  $LI = \frac{VII}{Hv} \text{ (valor llantas)}$   
 $\hspace{10em} \text{(vida económica)}$

Vida económica:  $Hv = \frac{2800}{512.442.74} \text{ horas}$

$LI = \frac{\hspace{2cm}}{2800} \text{ horas} = \underline{\underline{183.01}}$

Suma Consumos por Hora

\$ 254.

## III. OPERACION.

Salario base : \$                     

Salario real -  
operador :                     

                     :                     

                     :                     

Sal/turno-prom: \$ 349.60

Horas/turno-prom.: (H)

$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = 6.64 \text{ horas}$

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)

\$ 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-I-80</u>

## DATOS GENERALES

Precio adquisición:	<u>\$4'624,070.88</u>	Fecha cotización:	<u>10-I-80</u>
Equipo adicional - cuchilla angulable	<u>477,562.80</u>	Vida económica (Ve):	_____ años
Valor inicial (Va):	<u>5'101,633.68</u>	Horas por año (Ha):	<u>2000</u> hr/año
Valor rescate (Vr):	<u>20 % = \$1'020,326.74</u>	Motores Diesel de	<u>300</u> HP.
Tasa interés (i):	<u>18 %</u>	Factor operación:	<u>0.75</u>
Prima seguros (s):	<u>2 %</u>	Potencia operación:	<u>225</u> HP. op.
		Coefficiente almacenaje (K):	<u>0.01</u>
		Factor mantenimiento (Q):	<u>1.0</u>

## I. CARGOS FIJOS.

$$a) \text{ Depreciación: } D = \frac{Va - Vr}{Ve} = \frac{5'101,633.68 - 1'020,326.74}{12\,000} = \$ 340.11$$

$$b) \text{ Inversión: } I = \frac{Va + Vr}{2 Ha} i = \frac{5'101,633.68 + 1'020,326.74}{2 \times 2000} \cdot 0.18 = 275.49$$

$$c) \text{ Seguros: } S = \frac{Va + Vr}{2 Ha} s = \frac{5'101,633.68 + 1'020,326.74}{2 \times 2000} \cdot 0.02 = 30.61$$

$$d) \text{ Almacenaje: } A = KD = \frac{0.01 \times 340.11}{1} = 3.40$$

$$e) \text{ Mantenimiento: } M = QD = \frac{1.0 \times 340.11}{1} = \underline{\underline{340.11}}$$

Suma Cargos Fijos por Hora \$ 989.72

## II. CONSUMOS.

a) Combustible:  $E = e P_c$ 

$$\text{Diesel: } E = 0.20 \times \frac{225}{1} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{1.00}{1} \text{ /lt.} = \$ 45.00$$

$$\text{Gasolina: } E = 0.24 \times \frac{\quad}{\quad} \text{ HP. op.} \times \$ \frac{\quad}{\quad} \text{ /lt.} =$$

b) Otras fuentes de energía:  $\underline{\hspace{10em}}$  =c) Lubricantes:  $L = a P_e$ 

$$\text{Capacidad carter: } C = \frac{33.12}{1} \text{ litros}$$

$$\text{Cambios aceite: } t = \frac{100}{1} \text{ horas}$$

$$a = C/t + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{225}{1} \text{ HP. op.} = \frac{1.12}{1} \text{ lt/hr.}$$

$$L = \frac{1.12}{1} \text{ lt/hr} \times \$ \frac{14}{1} \text{ /lt.} = 15.68$$

d) Llantas:  $Ll = \frac{Vll}{Hv}$  (valor llantas)  
(vida económica)Vida económica:  $Hv = \underline{\hspace{2em}}$  horas

$$Ll = \underline{\hspace{2em}}$$

horas

=  $\underline{\hspace{2em}}$ 

Suma Consumos por Hora

\$ 60.68

## OPERACION.

Salario base: \$  $\underline{\hspace{2em}}$ 

Salario real =

Operador:  $\underline{\hspace{2em}}$  $\underline{\hspace{2em}}$ : $\underline{\hspace{2em}}$ :

Costo turno-prom.: \$ 361.67

Costo hora-prom.: (H)

$$H = 8 \text{ horas} \times 0.83 \text{ (factor rendimiento)} = 6.64 \text{ horas}$$

$$\text{Operación} = 0 = \frac{S}{H} = \frac{361.67}{6.64} \text{ horas} = \$ \underline{54.46}$$

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: MOTOESCREPAS**

**PROFESOR: ING. CARLOS M. CHAVARRI MALDONADO**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

## Motoescrepas.

-----

1  
-6  
0

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 m<sup>3</sup> 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.

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  $8 \text{ m}^3$  de capacidad hasta  $50 \text{ m}^3$ .

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  $50 \text{ m}^3$  de material  $4\ 500 \text{ m}^3/\text{hora}$ .

En esta otra transparencia vemos motoescropa La Terex TS-32 de 43 yd<sup>3</sup> colmada ( 33 m<sup>3</sup> ) operada con sistema hidráulico.

La influencia que tiene el tamaño de la motoescropa 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 motoescropa tomando como 100% de costo la de 54 yd<sup>3</sup> hasta llegar a la de 18 yd<sup>3</sup> 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 motoescropas predominantes son las de 14, 18 y en algunos casos las de 24 yd<sup>3</sup>.

Una de las clasificaciones más actualizadas de los diferentes tipos de motoescropas 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>
Motoescropa	Estandar	8-31 m <sup>3</sup>	6
Motoescropa	De potencia en Tandem	11-32 m <sup>3</sup>	4
Motoescropa	De tiro y empuje (Push-Pull)	11-49 m <sup>3</sup>	3
Motoescropa	De autocarga (con mecanismo elevador)	11-31 m <sup>3</sup>	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 motoescropas estandar ó de potencia en Tandem. La roca deberá ser muy bien tronada o también para materiales no muy duros que requieran ser arados.

Las Motoescrepas Estandar 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 acarreos 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 Motoescrepas de 2 Motores se utilizan al igual que las motoescrepas estandar 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 Motoescrepas de tiro y empuje (Push-Pull) Este nuevo concepto ha agregado versatilidad a las escrepas de 2 motores, abarcando la extensión de su aplicación a los demás tipos de motoescrepas. Sus ventajas se apoyan principalmente en lo siguiente:

Se elimina el tractor empujador.

Se elimina el problema de desproporción posible entre el número de escrepas 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 motoescrepa de 2 motores.

#### Las Motoescrepas 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?. Su - poniendo que se trata por supuesto de un trabajo para Motoescrepas, lo míni mo 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 (Di mensiones, peso, avances técnicos en sus componentes, etc.)

1.- Entendemos en este caso por evaluación de la obra las cantidades de vo lúmenes 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 di- recta que permitan escoger la estrategia más conveniente para la reali zación del trabajo partiendo de la base de ejecutarlo con el mínimo es fuerzo.

2.- Los costos de las máquinas que generalmente se refieren a la unidad ho raria y que dependen de muchos factores (vida económica la máquina que depende a su vez del criterio de cada empresario, del lugar donde su - 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 consumos

- 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 Motoescrapas 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 Motoescrapas 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	"

T o t a l : 8.00 minutos

Peso de la unidad vacía (en 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.

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  $1\ 890\ \text{kg/m}^3$  en banco.

3.- Carga =  $\frac{19\ 050\ \text{kgs.}}{1\ 890\ \text{kg/m}^3} = 10\ \text{m}^3$  en banco

4.- Ciclo =  $\frac{60\ \text{minutos}}{8.00\ \text{min.}} = 7.5$  viajes/hora

5.- Producción Media =  $7.5 \times 10 = 75\ \text{m}^3/\text{hora}$  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.

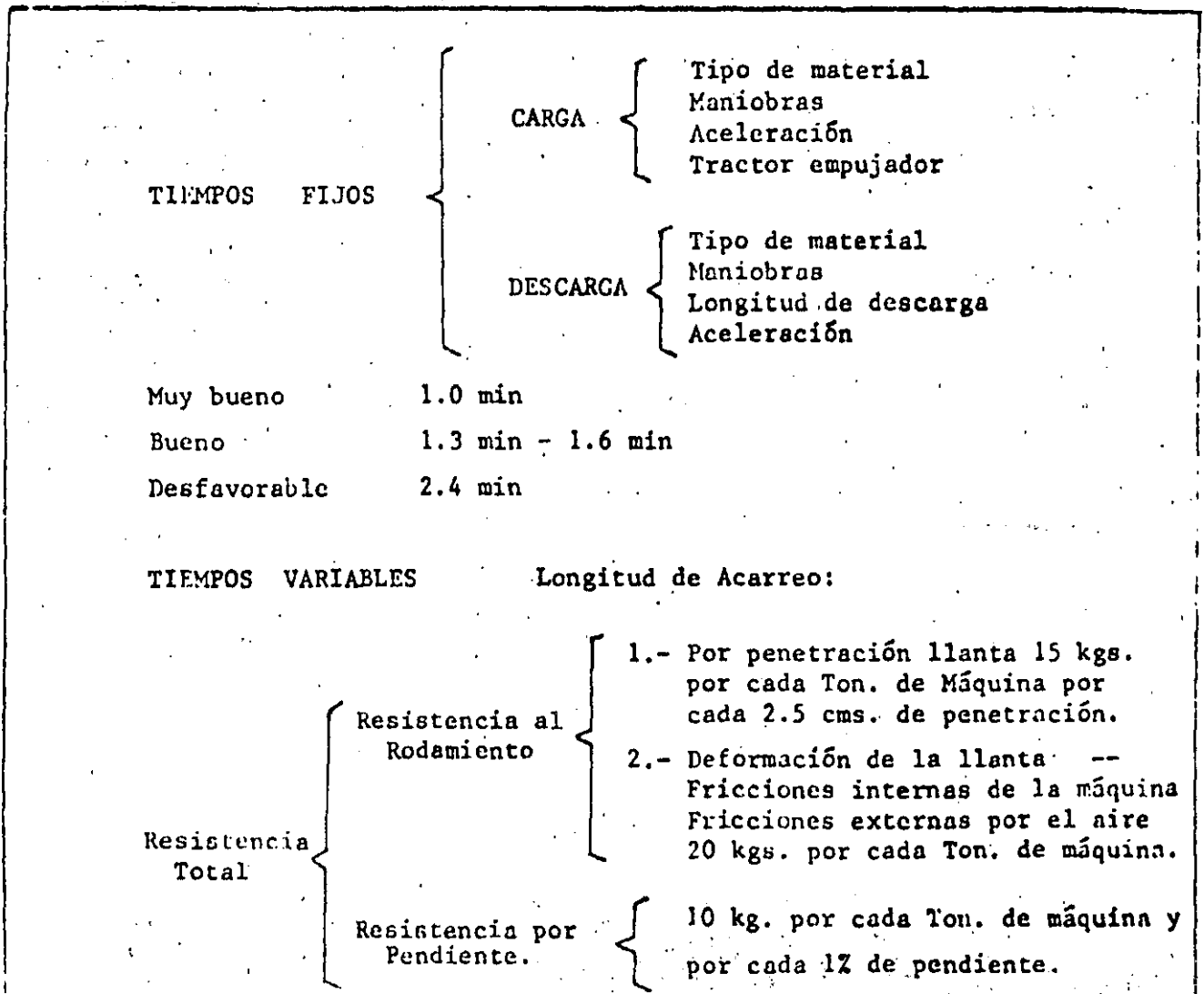
a) La carga. - se realizará en el tiempo necesario cuando ayudada o no por el tractor empujador force el material con la cuchilla de la motoescrepa hacia adentro de la caja y quede completamente llena.

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 Motoescropa 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 motoescropa 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 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 abudamiento = 1.4  
Coeficiente de compresibilidad = 0.8  
Se moverá en motoescropa 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 <sup>3</sup>
Capacidad de la motoescrepa			
Referida a banco =	$\frac{20 \text{ m}^3}{1.4}$	=	14.3 m <sup>3</sup>
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.

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

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

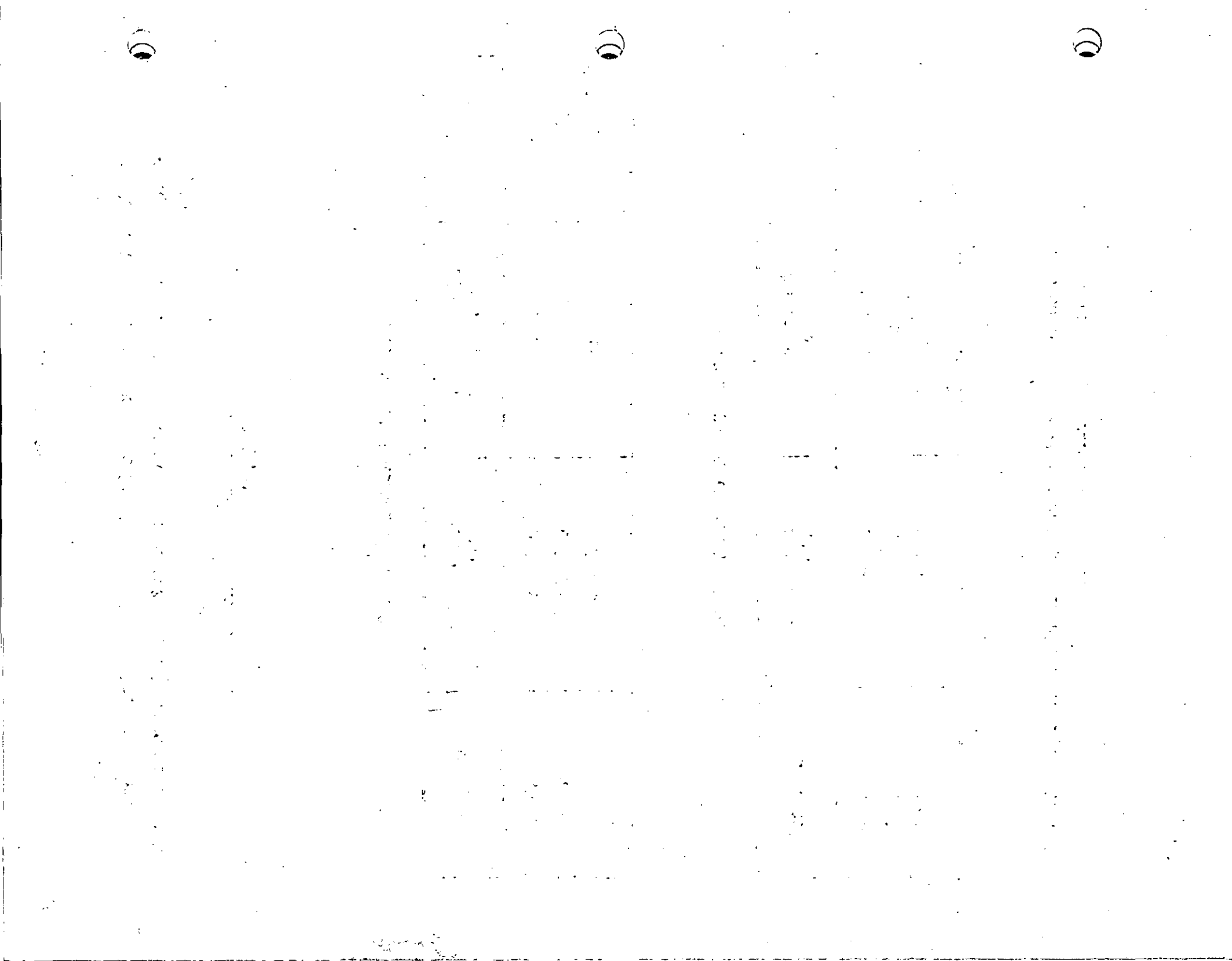
Transmisión	Velocidad Km/h	Fza. de Tracción disponible. Tons.
1a.	3.7	10.230
2a.	7.3	5.335
3a.	11.6	3.310
4a.	18.8	2.055
5a.	30.3	1.275

La Motoescropa 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.





TIEMPO TOTAL DEL CICLO EN MINUTOS Y  
M<sup>3</sup>/H. EN BANCO.

Tipo de Camino	Tiempos Fijos	Tiempos variables		Tiempo Total	Número de viajes por Hora	M <sup>3</sup> /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 x 0.8 por el P.  
 CAPACIDAD COLMADA DE LA MOTOESCREPA = 15 m<sup>3</sup>  
 CAPACIDAD DE LA MOTOESCREPA EN BANCO = 15 x 0.8 = 12 m<sup>3</sup>

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 m<sup>3</sup> 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 únicamente 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:**

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

**Costo por m<sup>3</sup>/h movido en banco:**

<b>A.- Camino sin revestir</b>			
\$ 2 200.00	=	\$ 7.82	
<u>281 m<sup>3</sup>/h</u>			
Costo Total	=	7.82 x 800,000 m <sup>3</sup>	= 6'256,000
<b>B.- Camino revestido</b>			
\$ 1 880.00	=	\$ 7.35	
<u>256 m<sup>3</sup>/h</u>			
Costo Total	=	7.35 x 800,000 m <sup>3</sup>	= 5'880,000
<b>C.- Camino Pavimentado</b>			
\$ 1 800.00	=	\$ 6.47	
<u>291 m<sup>3</sup>/h</u>			
Costo Total	=	6.47 x 800,000 m <sup>3</sup>	= 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
<b>627</b>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	343	287	217	146	110	73
Traíllas/Empujador	2	2	3	4	6	6
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	14,8	17,7	21,2	29,8	37,4	56,4
<b>621</b>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	288	241	183	123	93	62
Traíllas/Empujador	2	2	3	5	6	6
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	14,7	17,6	20,7	28,8	35,8	53,7
<b>623</b>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	243	204	154	103	78	52
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	12,8	15,4	20,3	30,4	40,2	60,2
<b>627</b>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	281	239	184	126	96	65
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m <sup>3</sup> 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 acarreos 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 especifique el fabricante para la máquina .

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
<u>627</u>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	343	287	217	146	110	73
Traíllas/Empujador	2	2	3	4	6	6
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	14,8	17,7	21,2	29,8	37,4	56,4
<u>621</u>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	288	241	183	123	93	62
Traíllas/Empujador	2	2	3	5	6	6
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	14,7	17,6	20,7	28,8	35,8	53,7
<u>623</u>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	243	204	154	103	78	52
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m <sup>3</sup> en b*)	12,8	15,4	20,3	30,4	40,2	60,2
<u>627</u>						
Producción de una sola unidad m <sup>3</sup> en b/hr	281	239	184	126	96	65
Traíllas/Empujador	-	-	-	-	-	-
Costo (¢ m <sup>3</sup> 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.



**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: ING. CARLOS M. CHAVARRI M.**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**



## 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).






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.

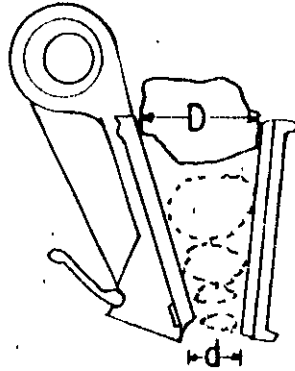


Figura No. 2.

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

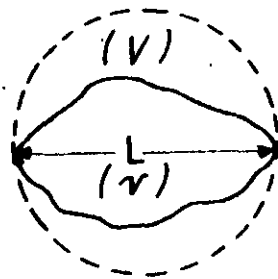


Figura 3.

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  $8 \div 1$ .

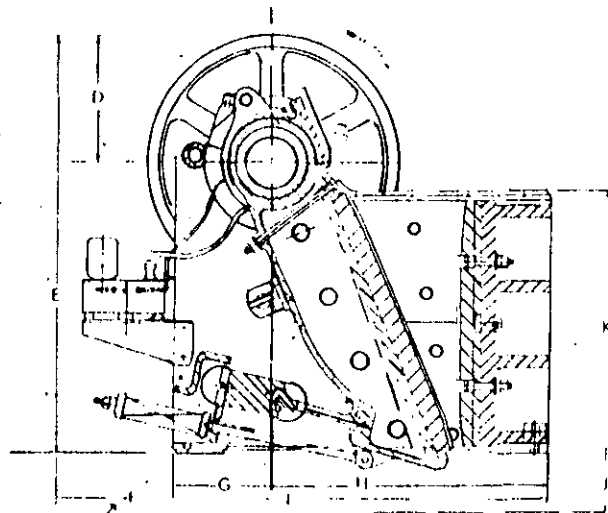


Figura 4.

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 chassis remolques, empleándose fundamentalmente instalaciones mineras y cementeras.

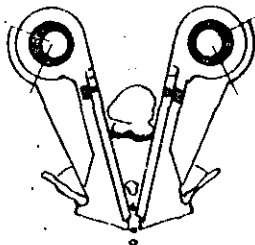


Figura 5.

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.

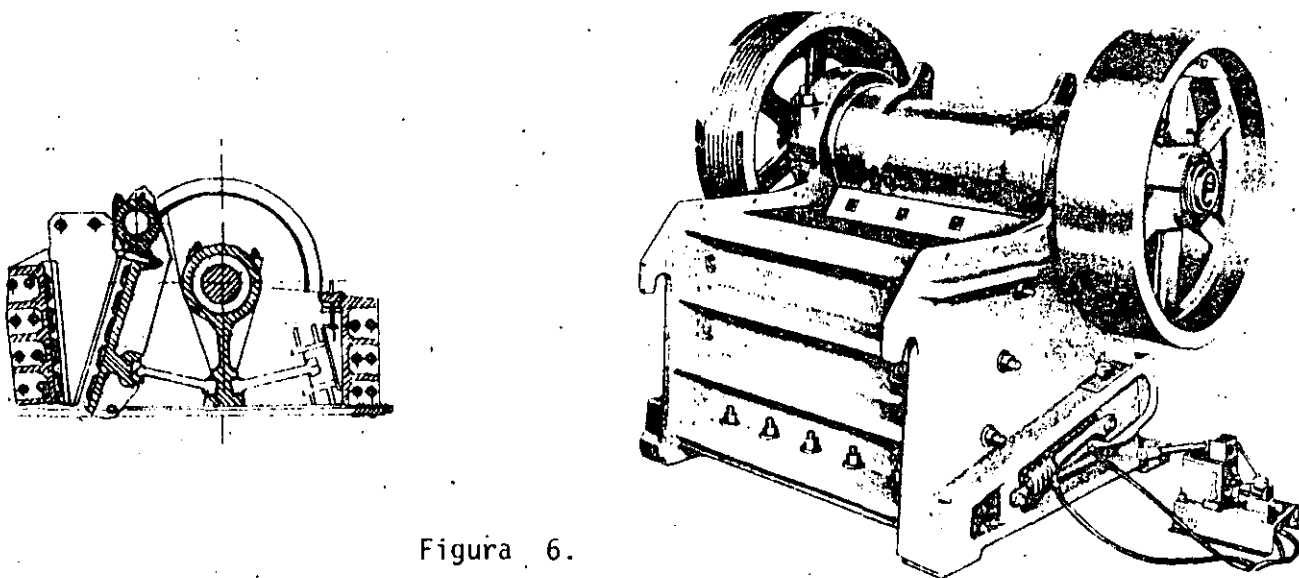


Figura 6.

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.

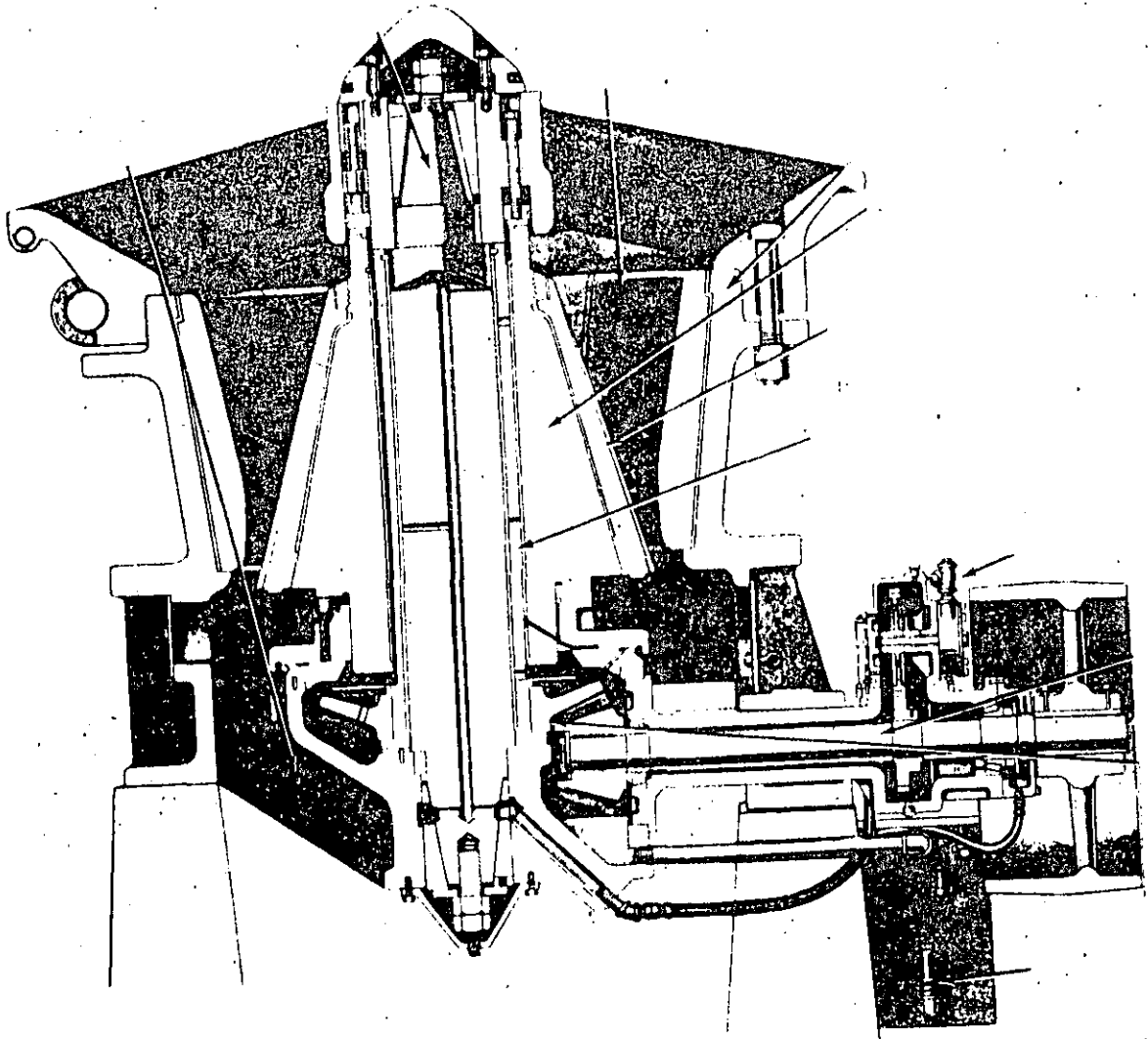


Figura 7.

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.

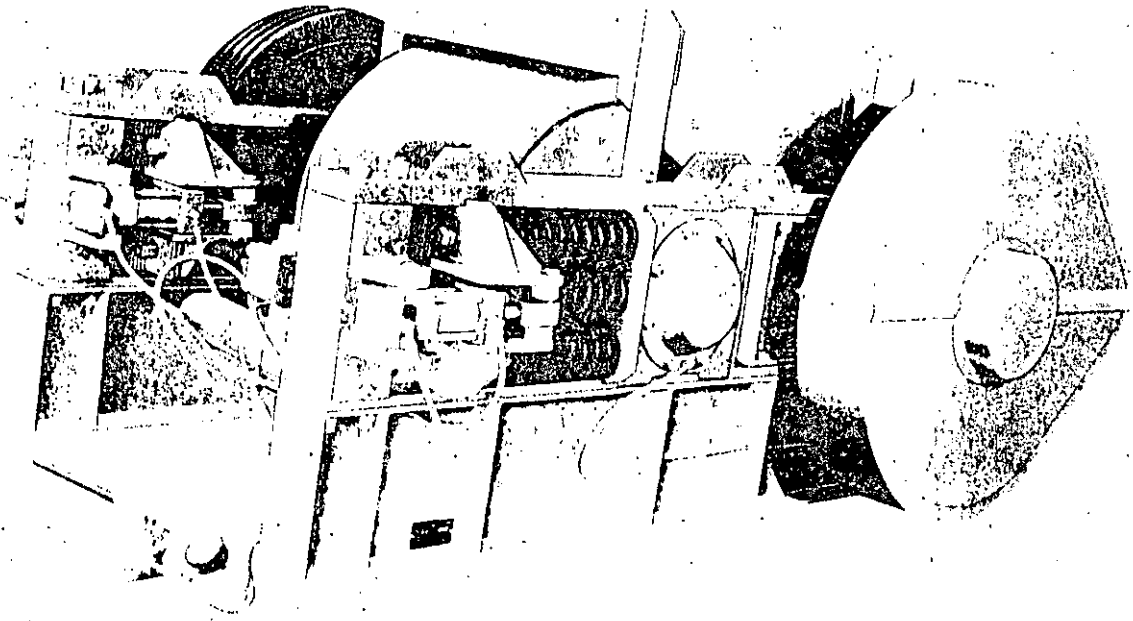


Figura 8.

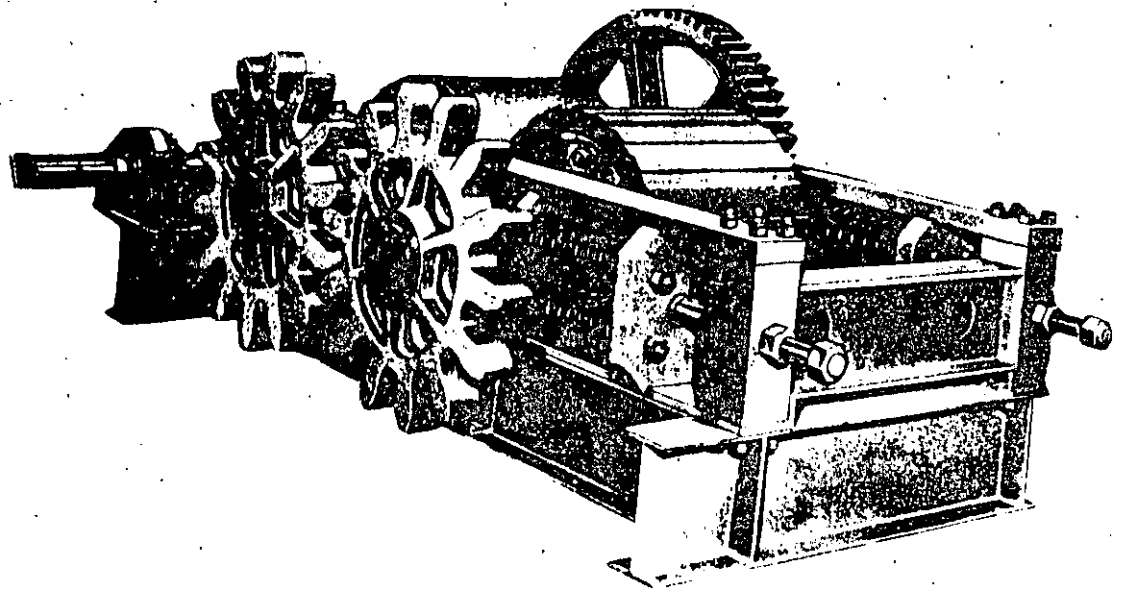


Figura 9.

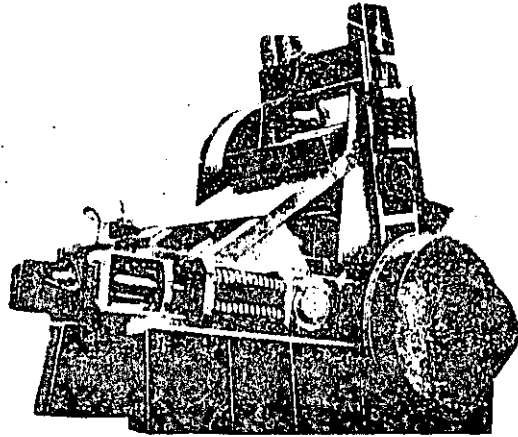


Figura 10.

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.

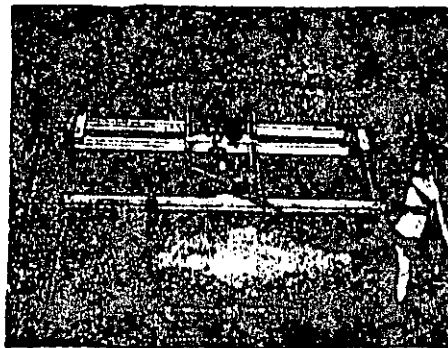


Figura 11.

## 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.

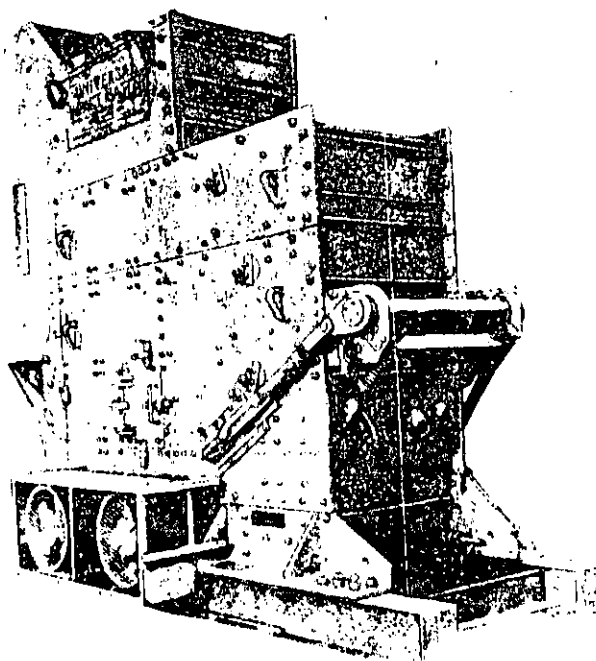


Figura 12A.

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  $20 \div 1$  y en ocasiones de  $30 \div 1$ . 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.

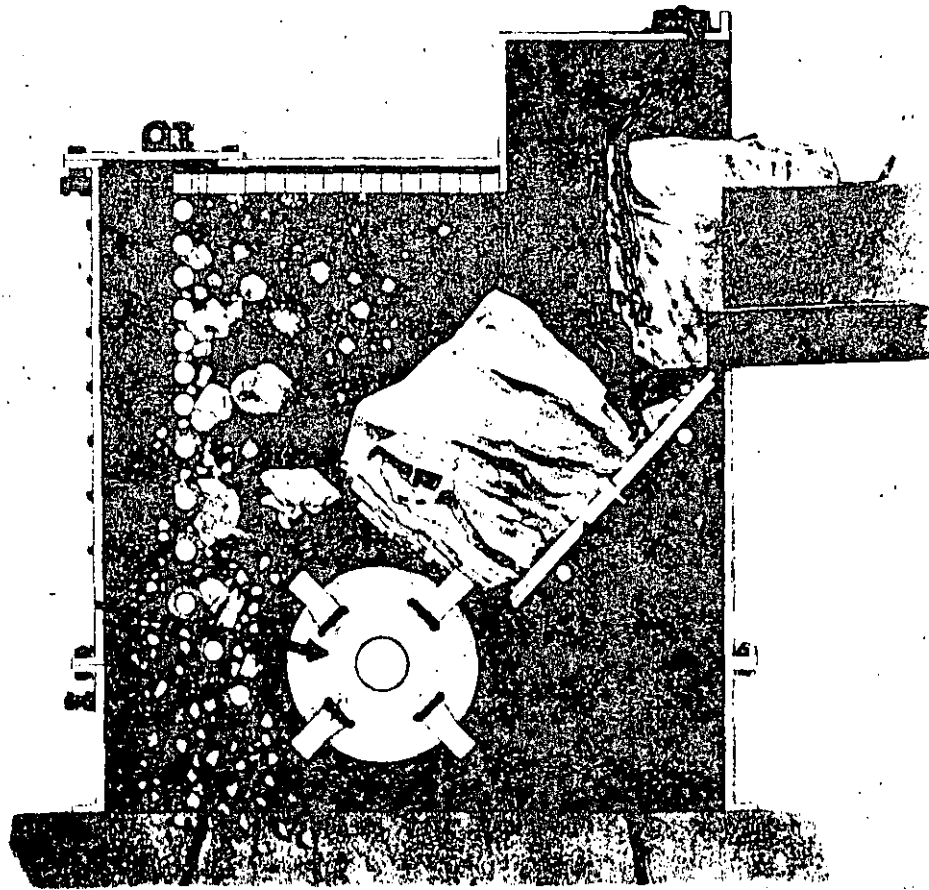


Figura 12B.

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.

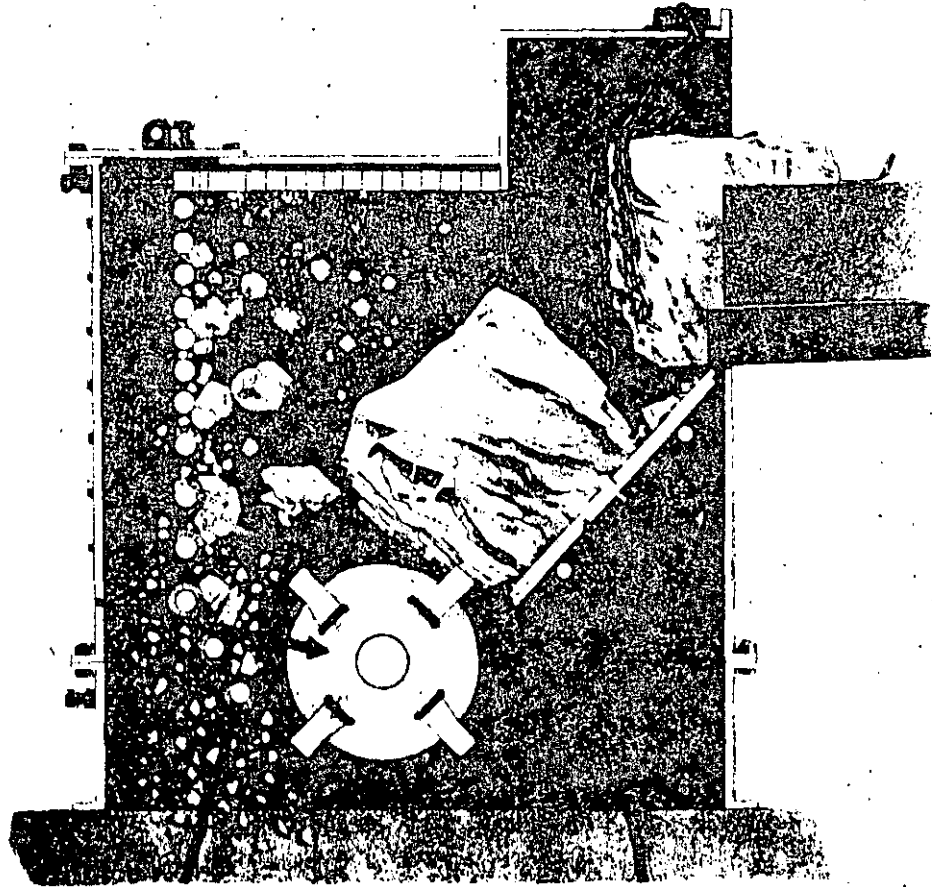


Figura 12B.

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.

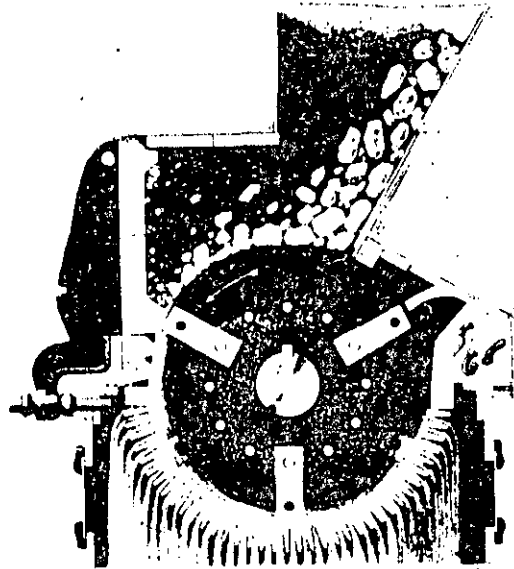
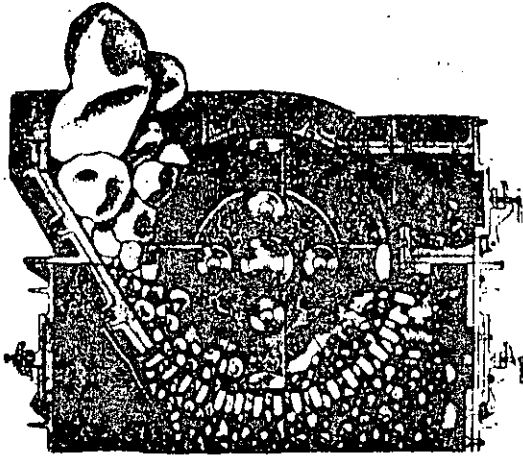


Figura 13.

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.

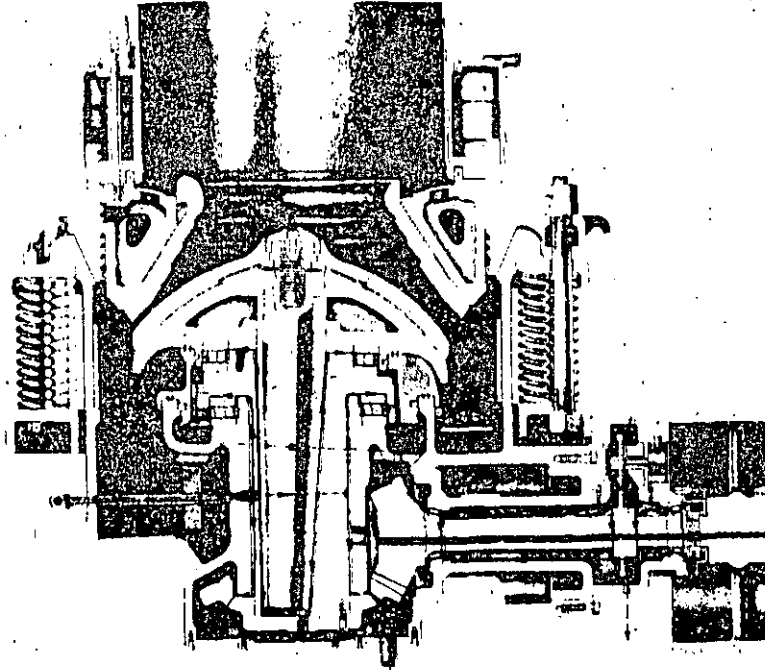


Figura 14.

- 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.

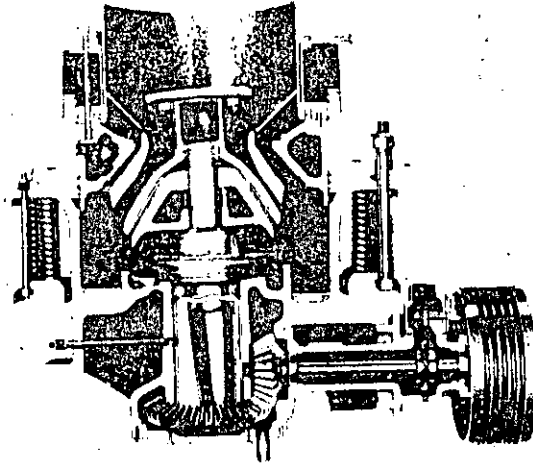


Figura 15.

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.

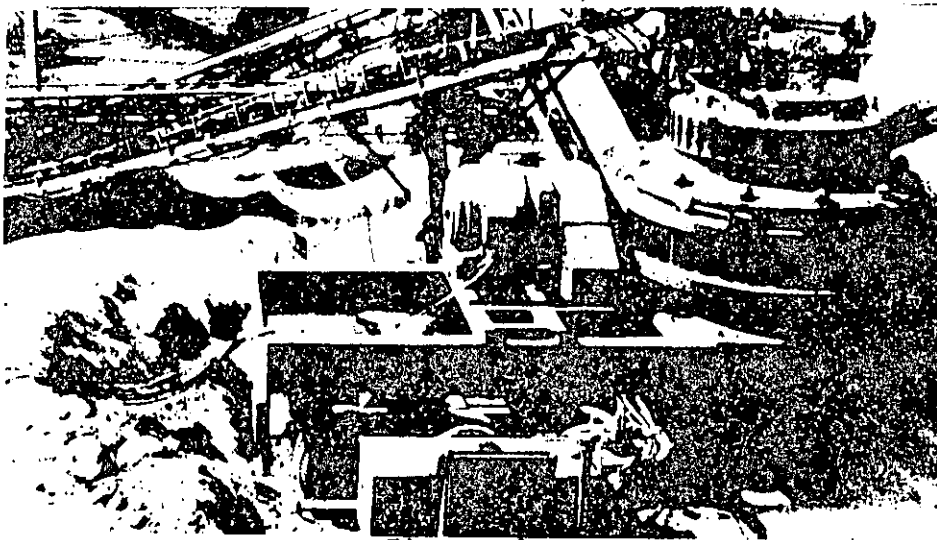


Figura 16.

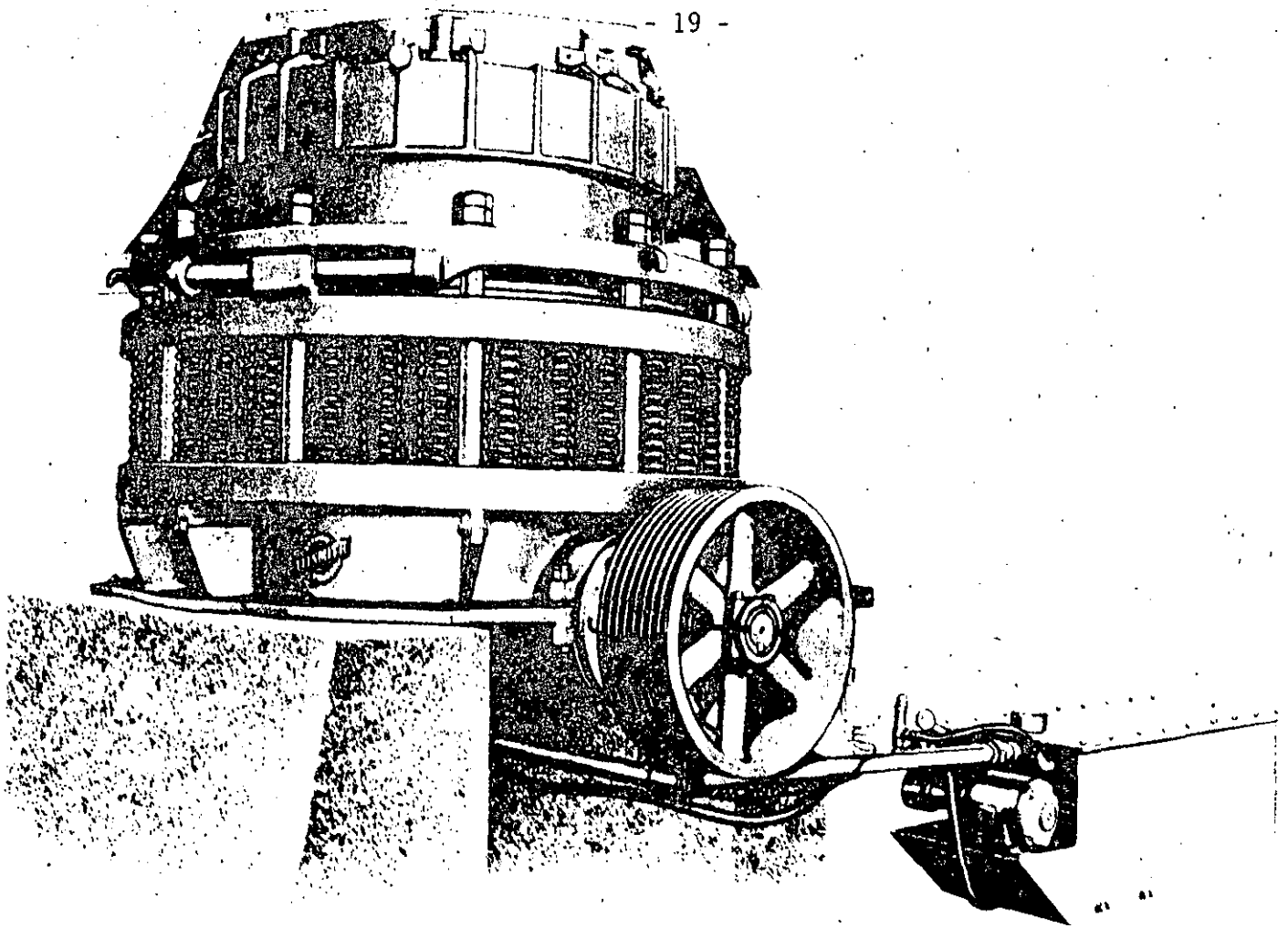


Figura 17.

### 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 -

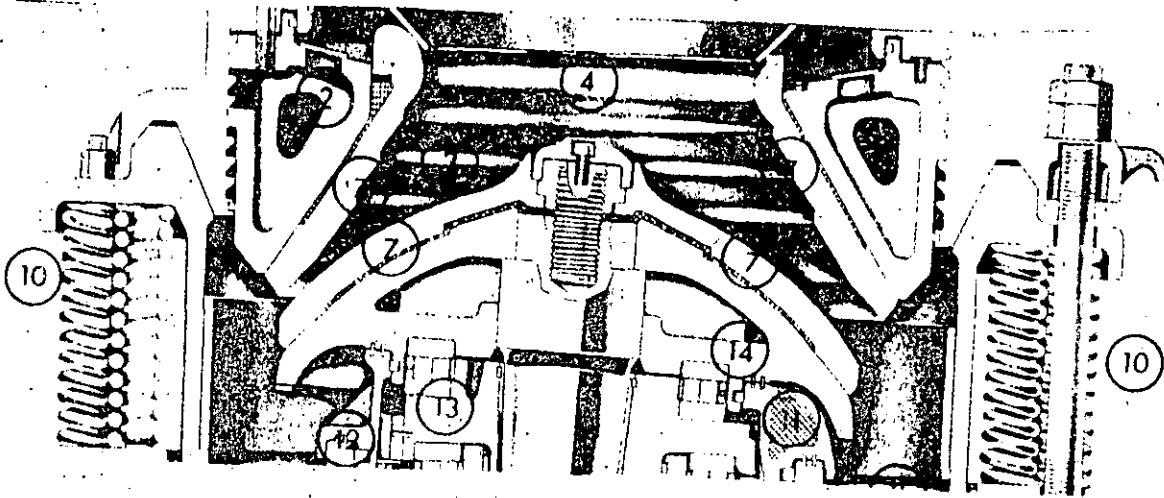


Figura 18.

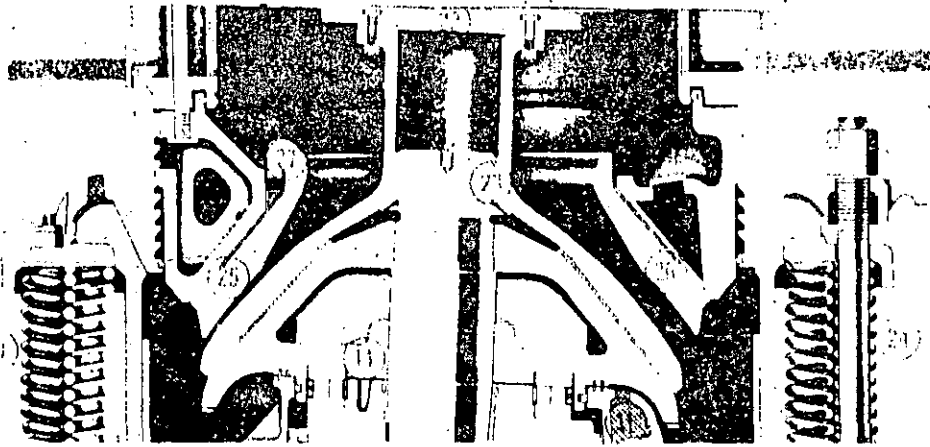


Figura 19.

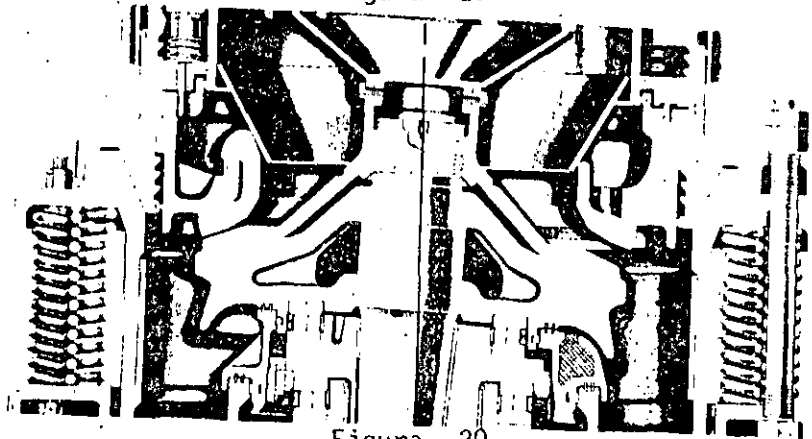


Figura 20.

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

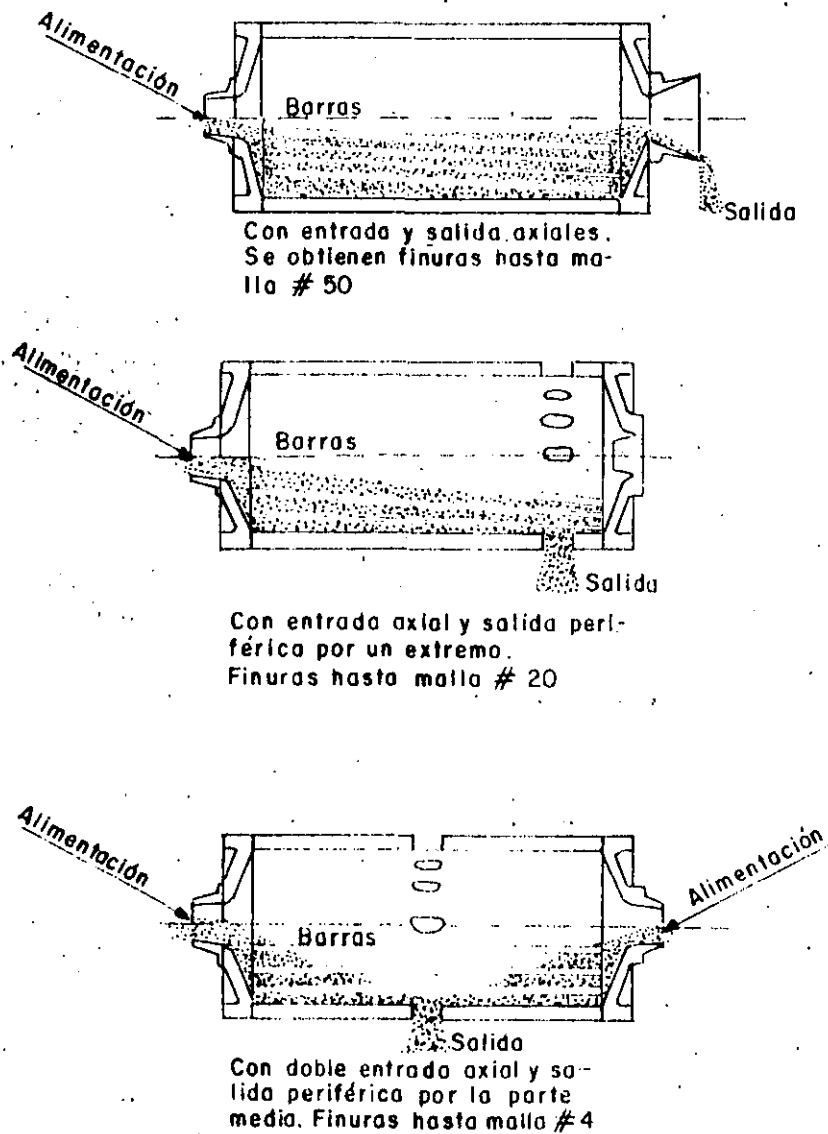


Figura 21.

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.  
(Mallas más usuales)

Claro entre alambres en  
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

2o. 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

3o. 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.

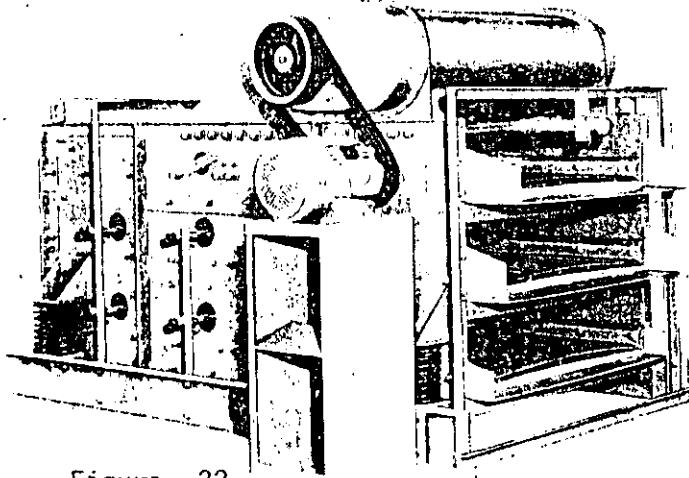


Figura 22.

Criba Vibratoria Horizontal de tres pisos.

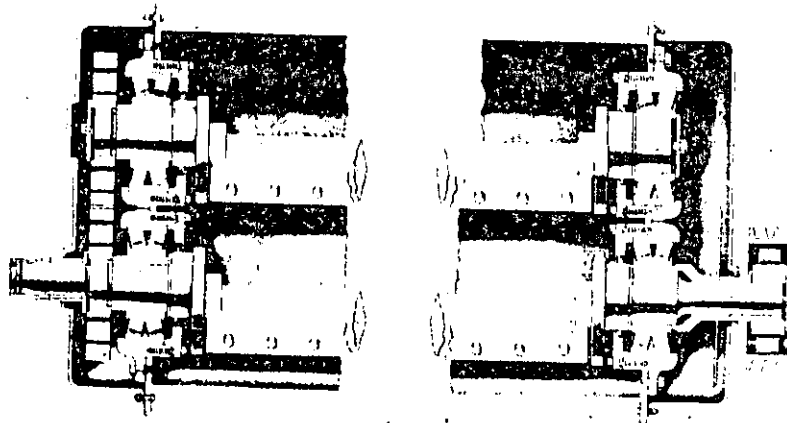


Figura 23.

Mecanismo excéntrico doble para Cribas Vibratorias Horizontales.

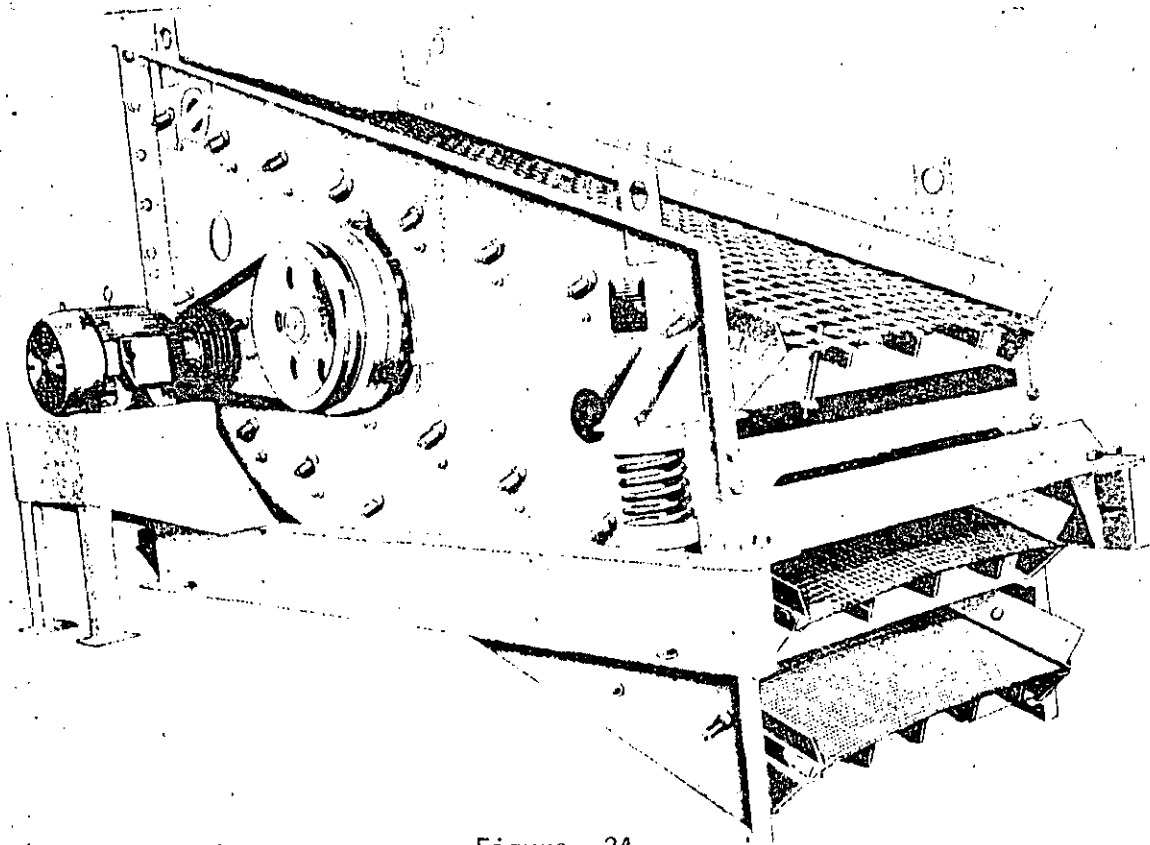


Figura 24.

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).

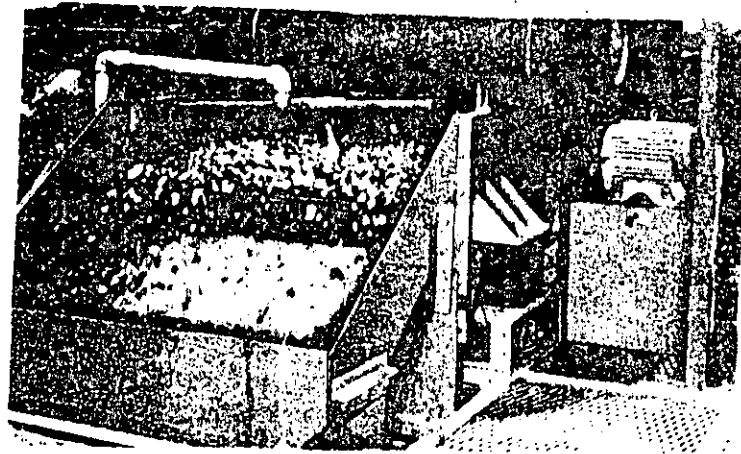


Figura 25.



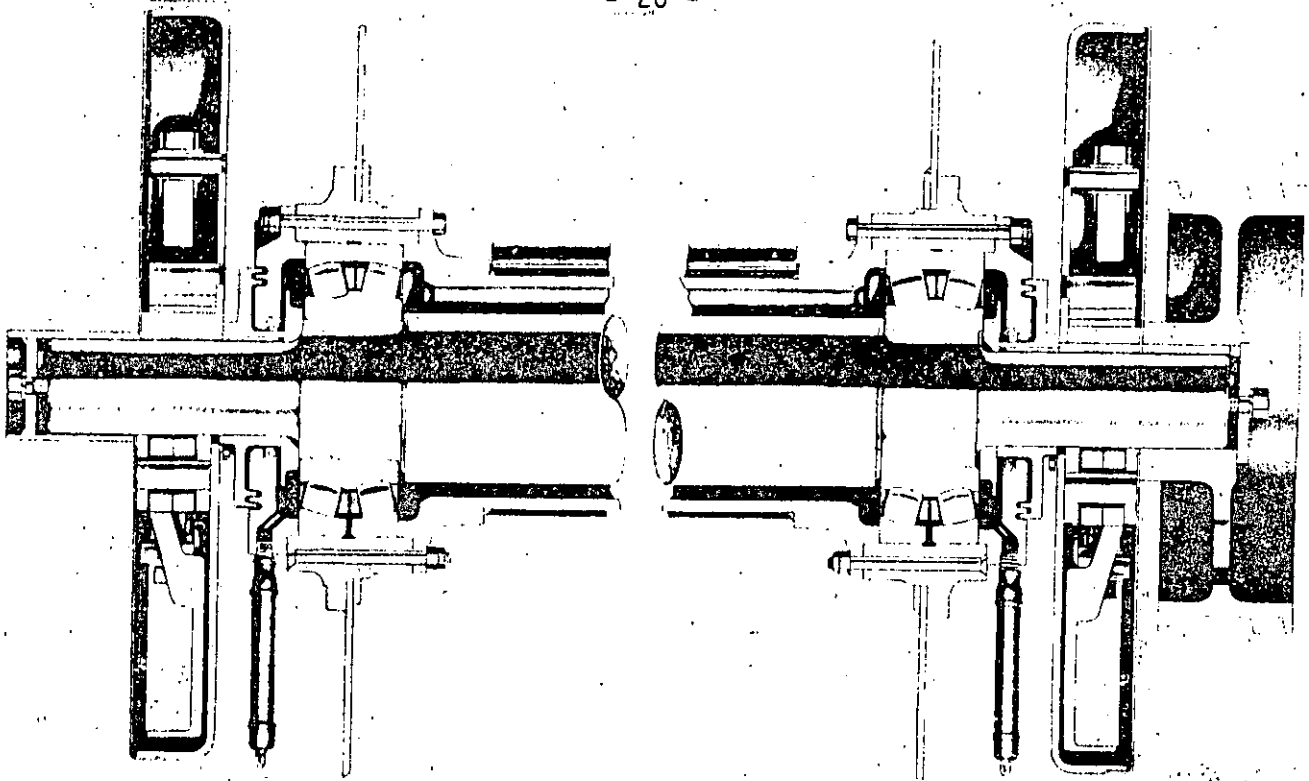


Figura 26.

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, catanías y dadas. 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 trituración primaria, precribando el material pequeño que pueda contener el material en greña (Figura 27).

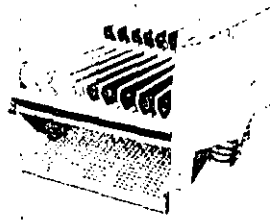


Figura 27.

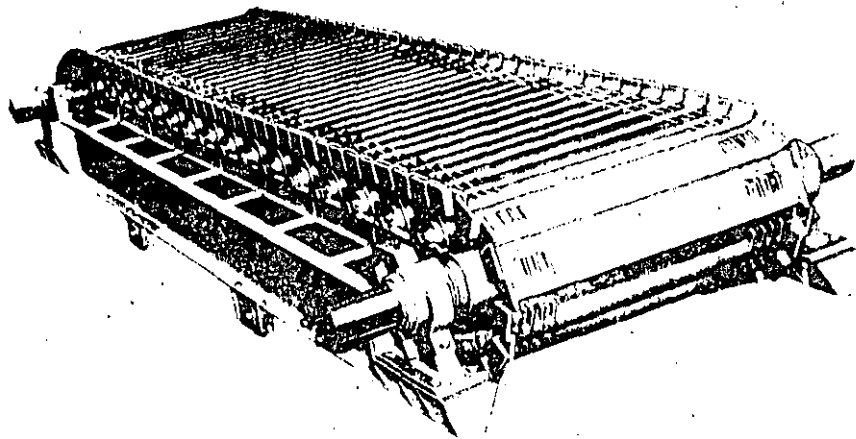


Figura 28.

Alimentador de Mandil o de Tablero Metálico (Tipo Apron).  
Anchos más utilizados: 36", 42", 54", 60" y 72".

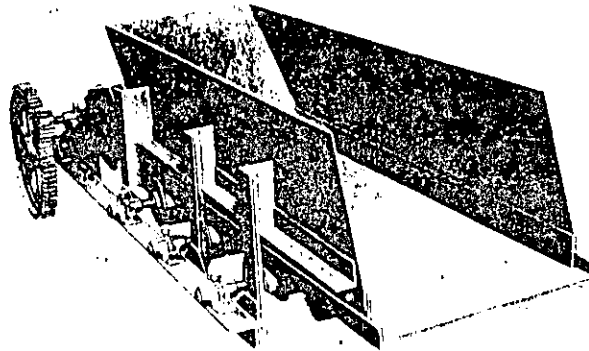


Figura 29.

Alimentador Reciprocante o de Plato. Anchos más utilizados: 16", 20", 24", 30" y 36".

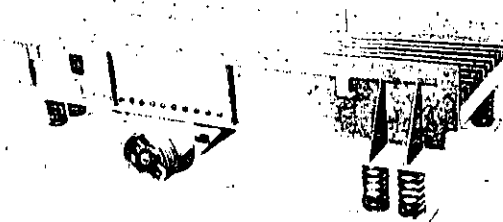


Figura 30.

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.

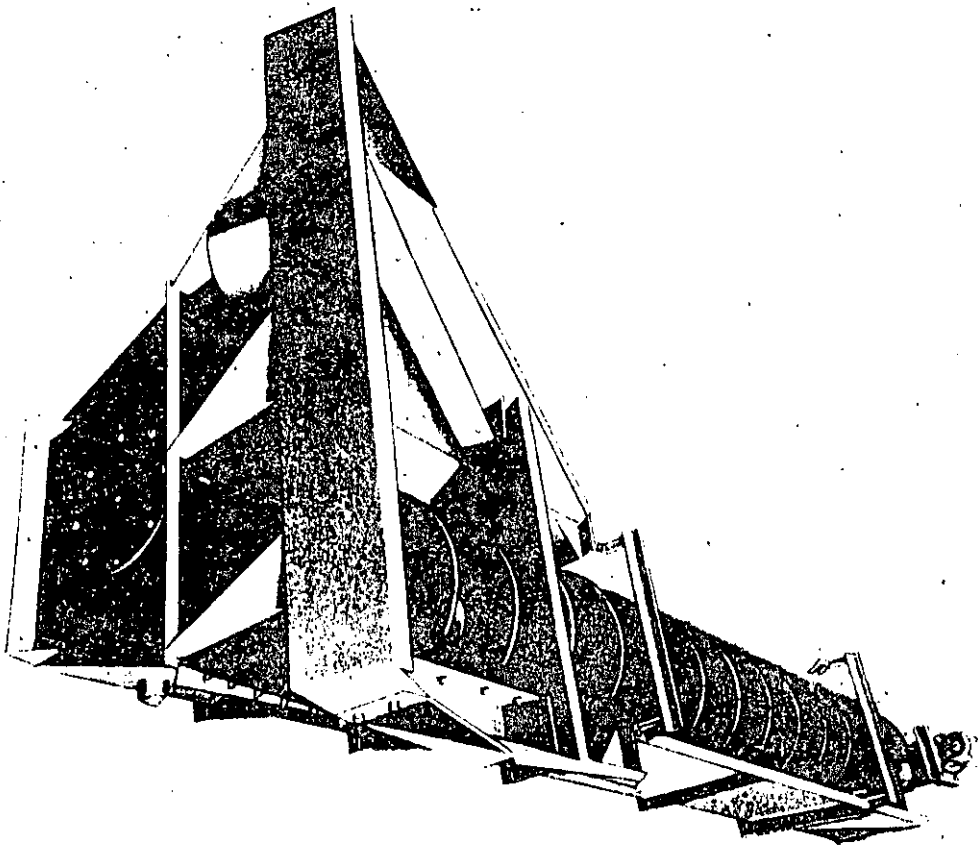


Figura 31.

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 espas 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).

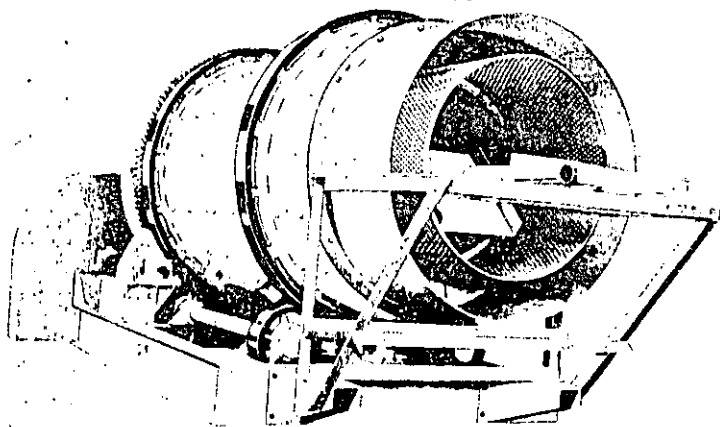


Figura 32.

#### 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.

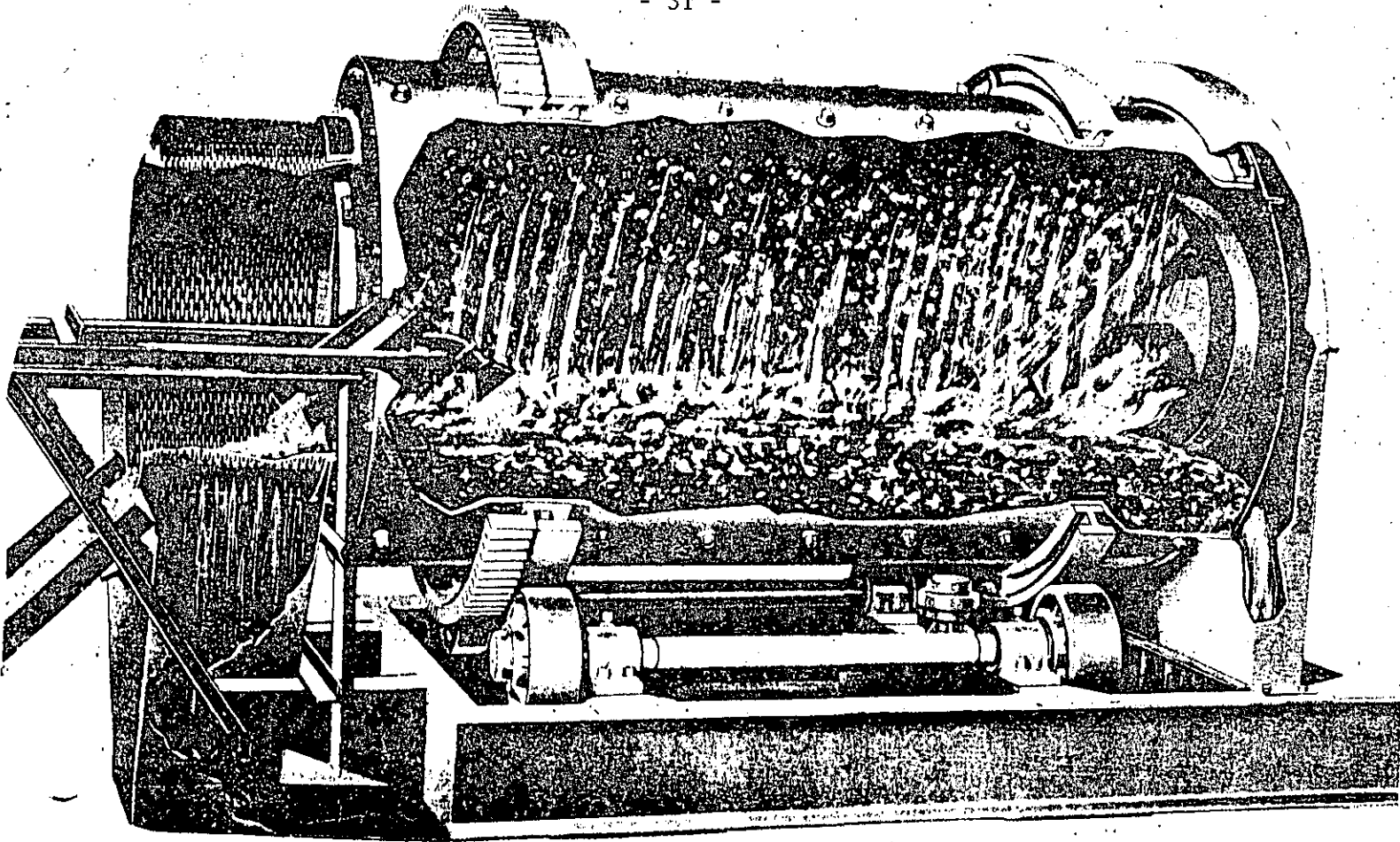


Figura 33.

Corte longitudinal de un tambor desenlodador en operación. Diámetros más utilizados del tambor: 60", 72", 84", 96" y 114".

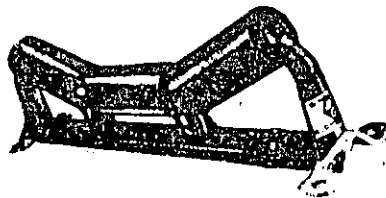


Figura 34.

Tren de tres rodillos de carga, lubricables, con inclinación  $\phi$  20°.

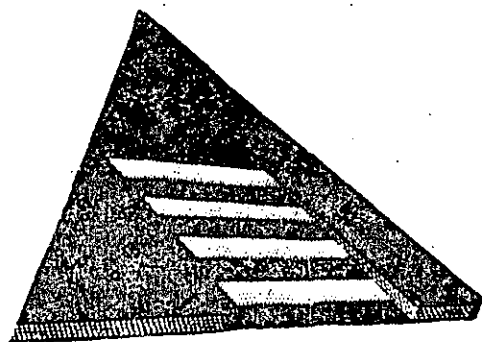


Figura 35.

Corte de la banda transportadora, mostrando las capas de lona y hule alternadas.

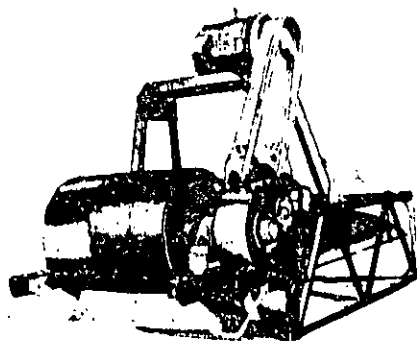


Figura 36.

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.

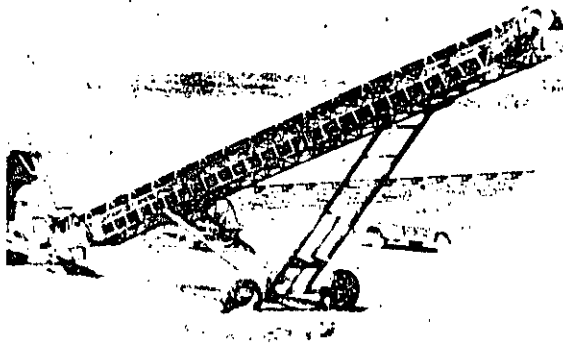


Figura 37.

Banda transportadora radial (Stacker) para almacenamiento de agregados en pilas sobre el terreno.

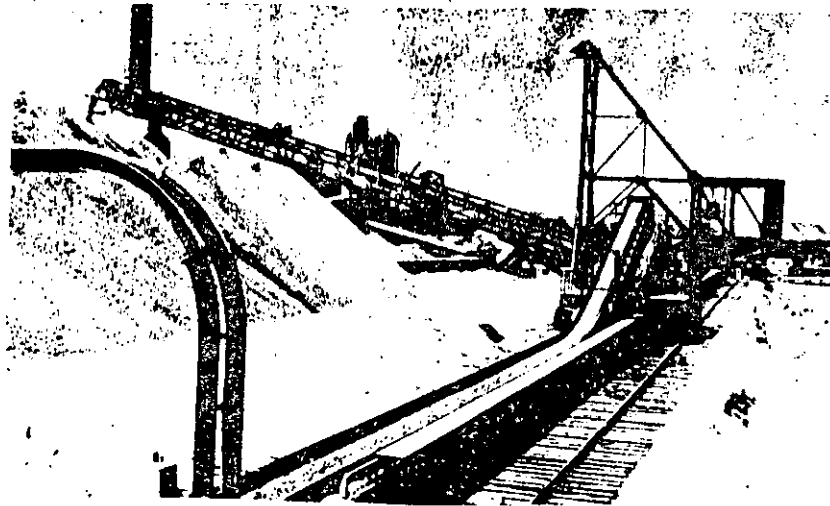


Figura 38.

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 líneal, 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 -

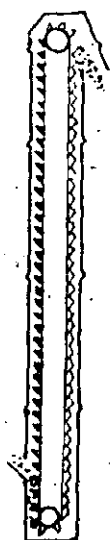


Figura 39.

Elevador de cangilones montados sobre banda - tipo continuo



Figura 40

Elevador de Cangilones montados sobre cadena, tipo de descarga centrífuga.

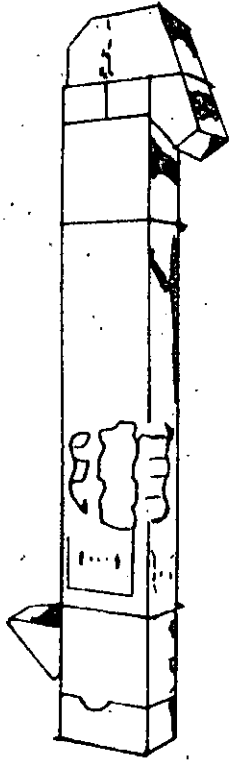


Figura 41.

Elevador de Cangilones Vertical, montados sobre cadena, cerrado, especial para la elevación de productos minerales finos y pulvurulentos.

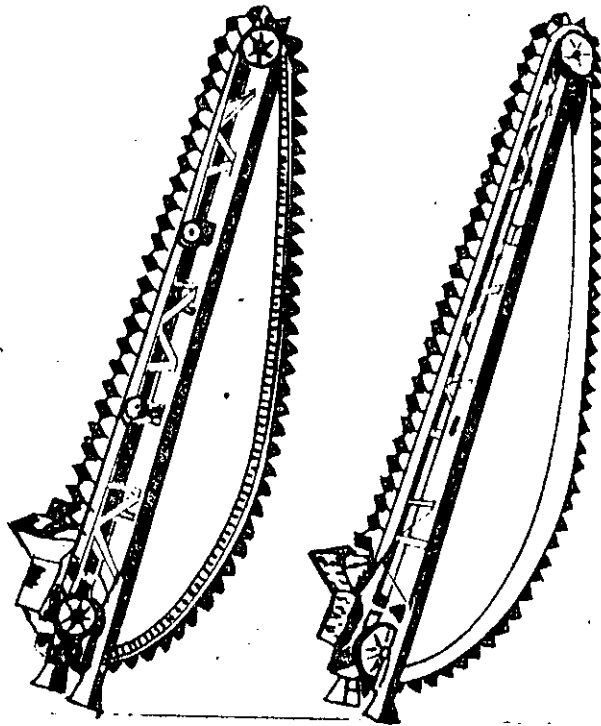


Figura 42.

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-

cuenta 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 cuaternario de producción.

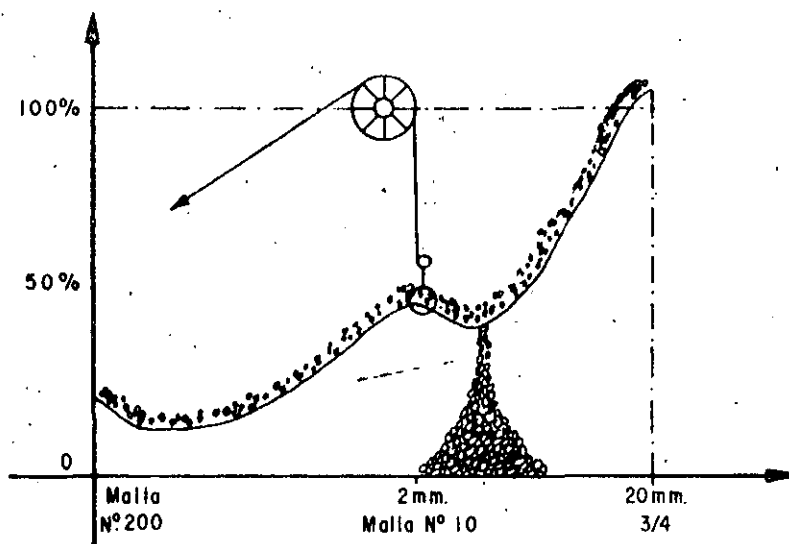


Figura 43.

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 continuo 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.

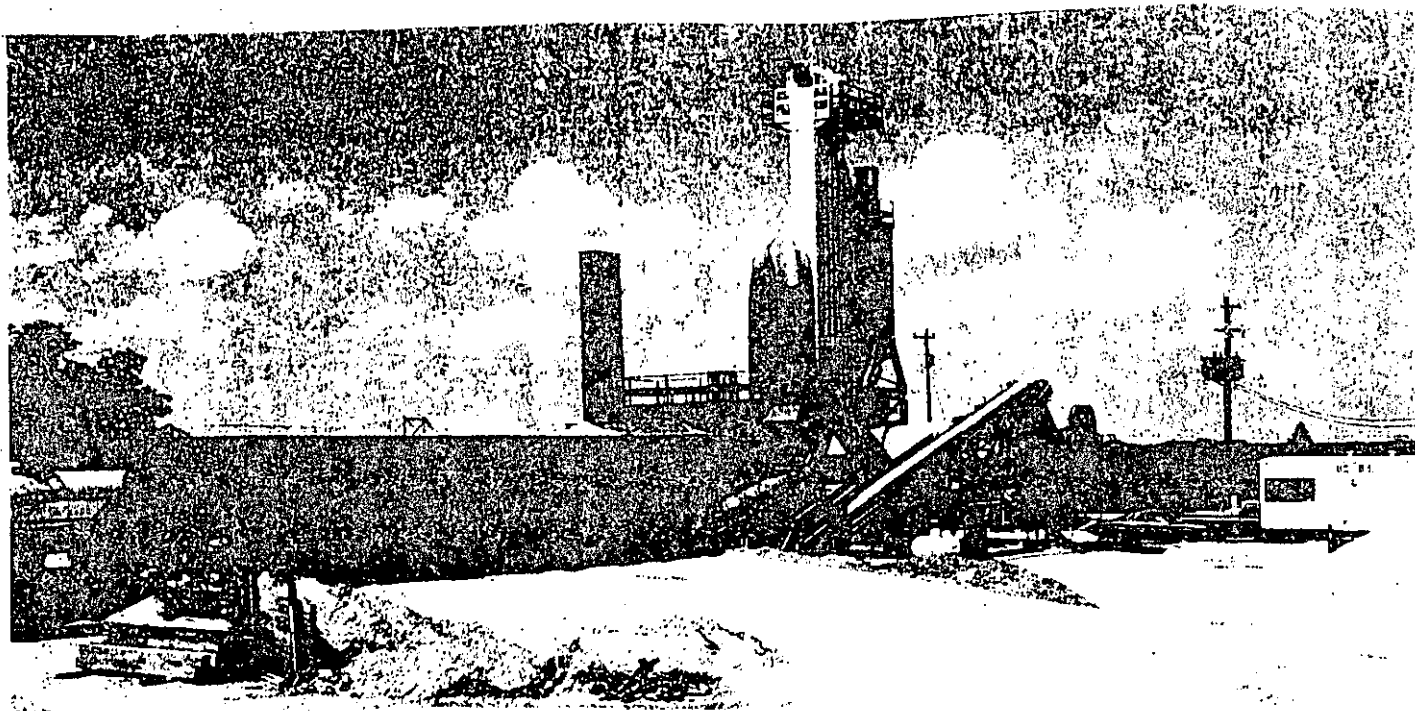


Figura 44.

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: 3:1	Bajo: Muchas lascas.	Poco abrasiva	Normal
Martillos e Impacto	Muy alto: 20 ÷ 1	Muy bueno	No abrasiva	Muy alto
Conos	Alto: 10 ÷ 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.

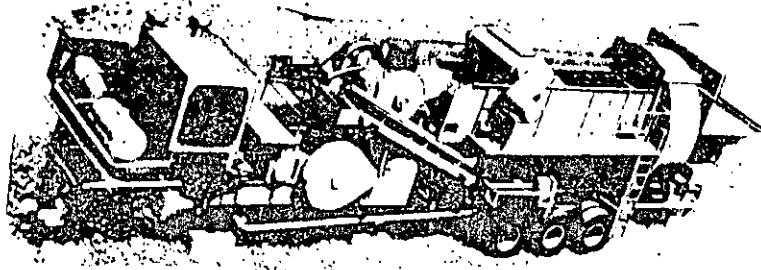


Figura 45.

Grupo móvil "Dual" de trituración primaria y secundaria, con quebradora de quijadas, trituradora de rodillos y criba vibratoria horizontal, con rueda de canchales.

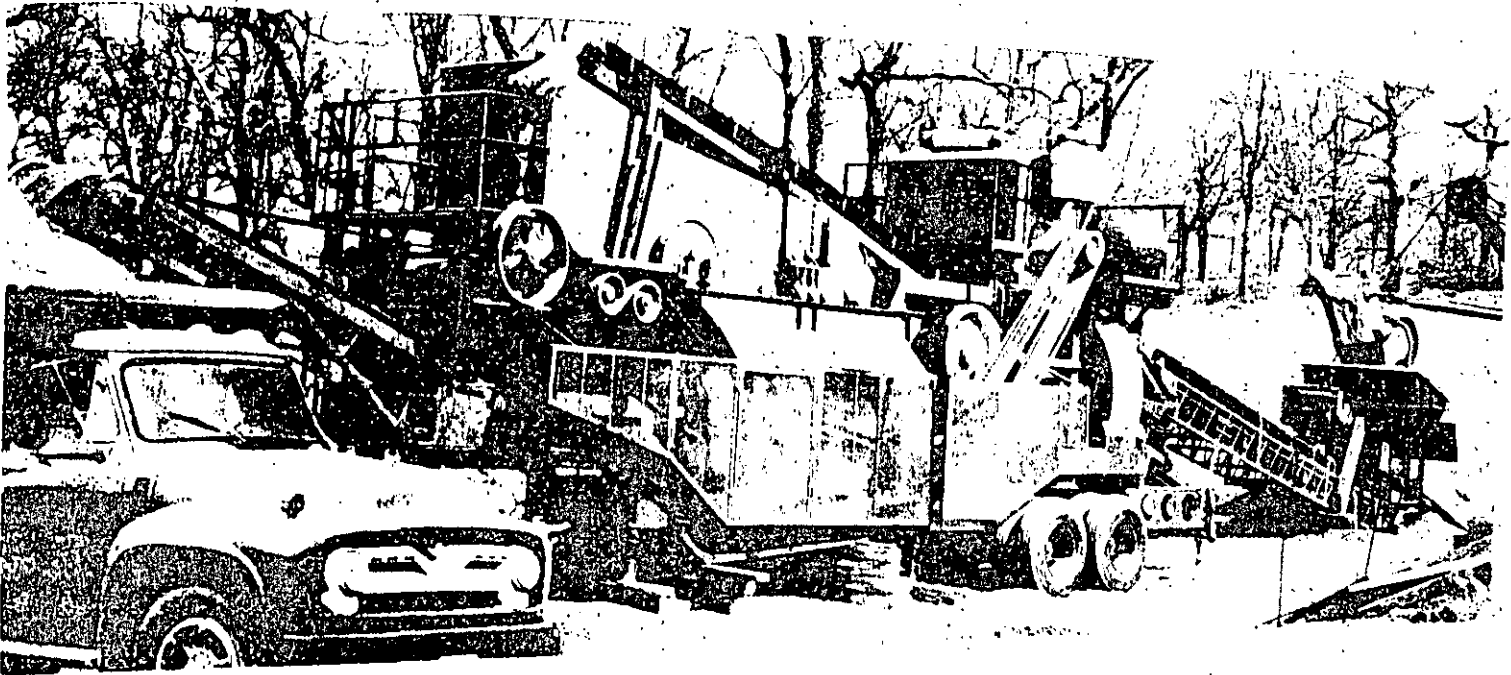


Figura 46.

Grupo móvil "Dual", con quebradora de quijadas, trituradora de rodillos y criba vibratoria inclinada.

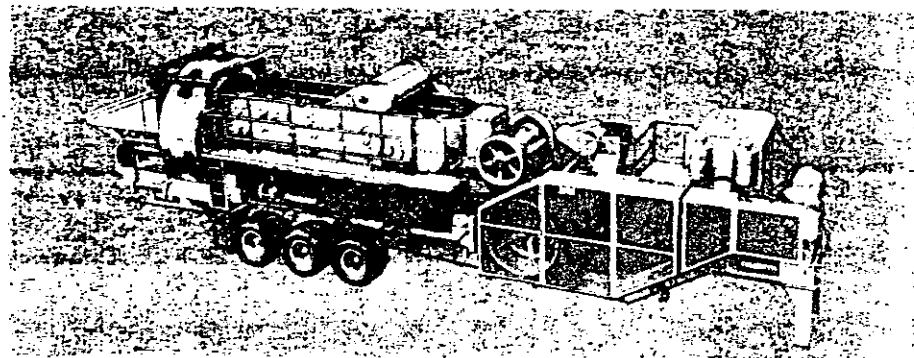


Figura 47.

Grupo móvil con quebradora primaria de quijadas (doble quijada móvil) trituradora de rodillos, criba horizontal y rueda de cangilones de elevación.



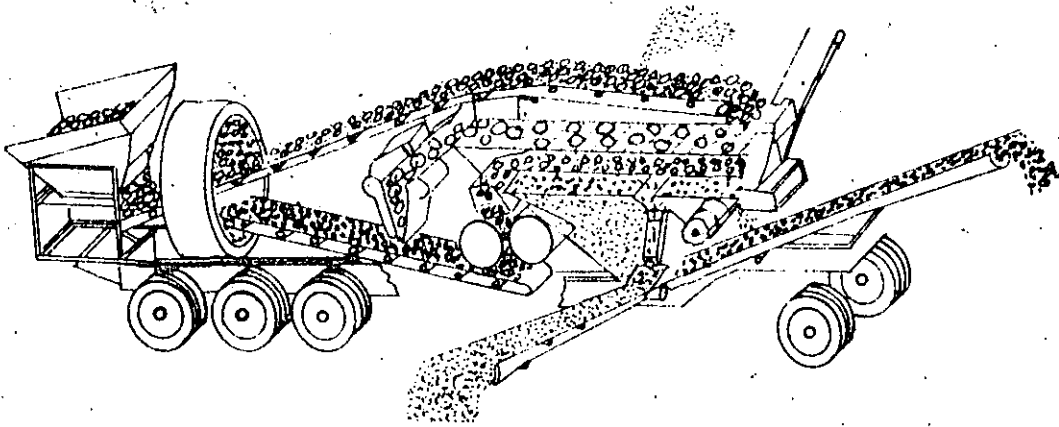


Figura 48

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.

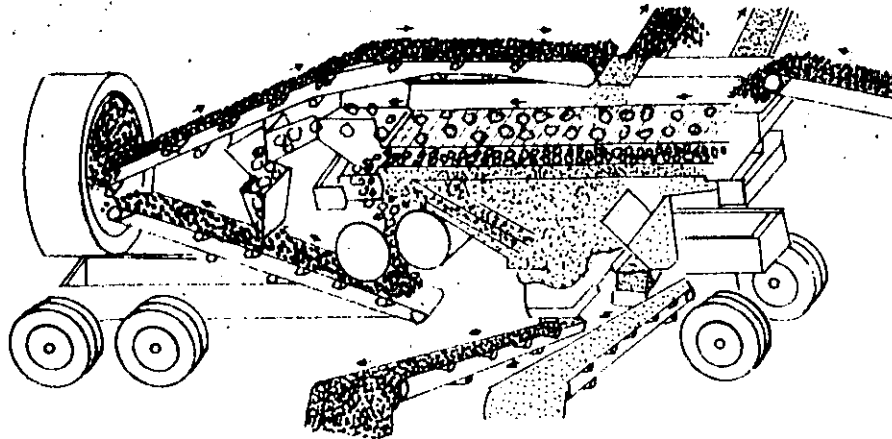


Figura 49

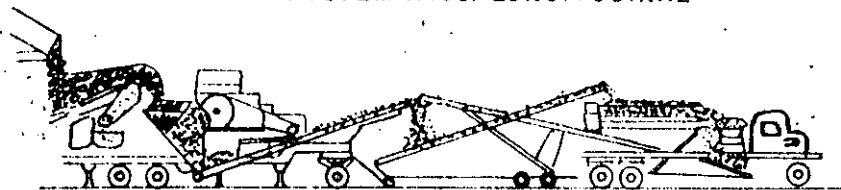
Esquema de flujo de materiales de un grupo móvil "Dual", con alimentación directa a la criba por medio de un transportador.

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 esquema mostrado 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

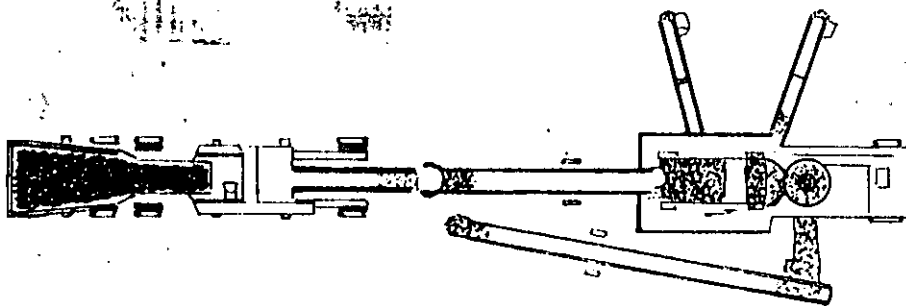


Figura 50.

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.

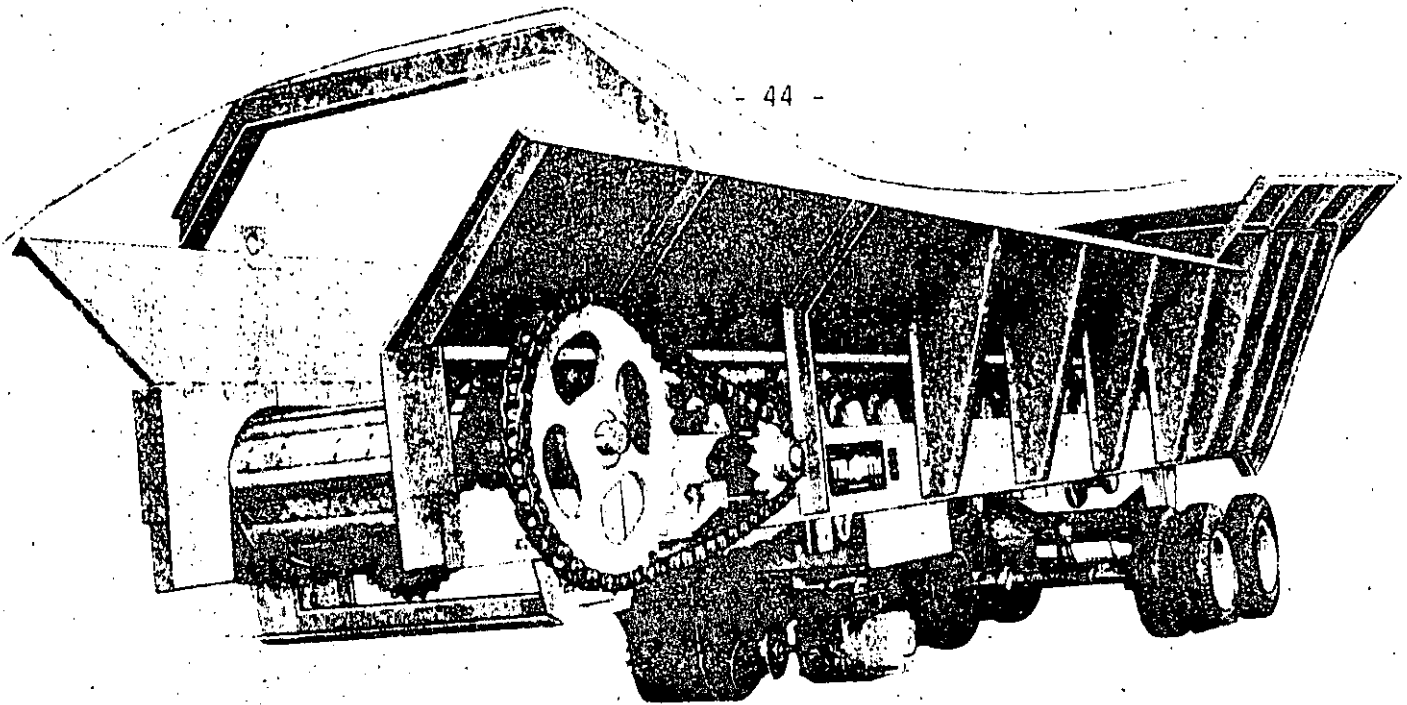


Figura 51.

Grupo móvil de alimentación, con alimentador de de lantal de 42" x 30".

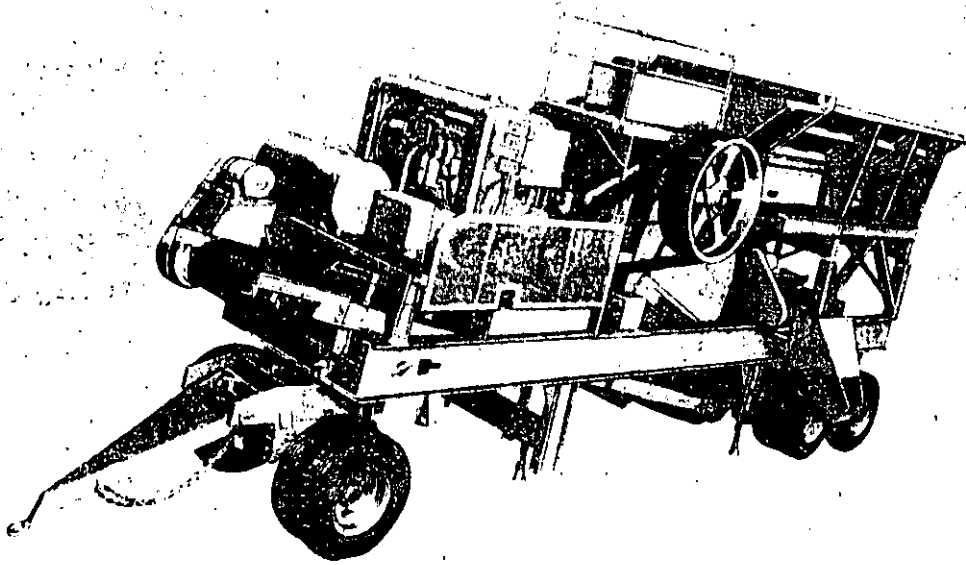


Figura 52.

Grupo móvil de trituración primaria con quebradora de quijadas 30" x 42".

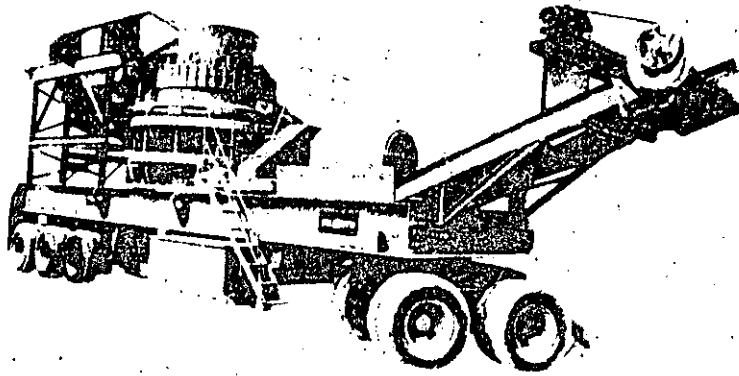


Figura 53.

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.

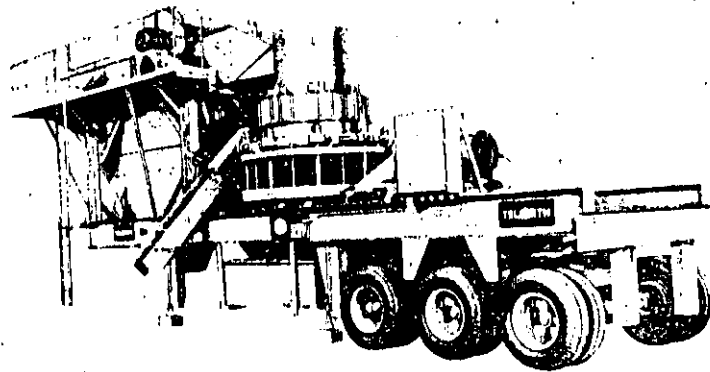


Figura 54.

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.

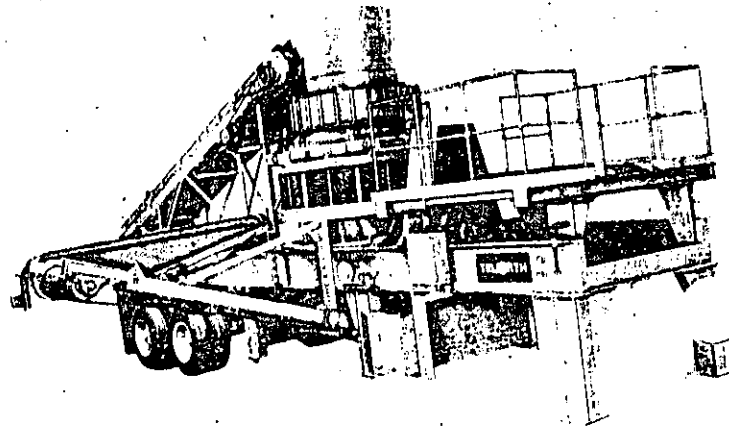


Figura 55.

Grupo móvil de trituración secundaria exclusivamente, con trituradora de cono 66S (5 1/2"), trabajando en circuito cerrado.

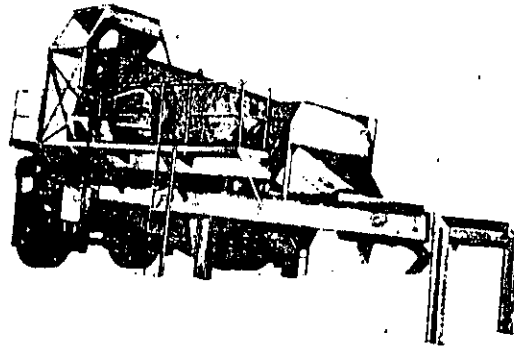


Figura 56.

Grupo móvil de cribado por vía seca, equipado con criba - vibratoria inclinada de dos pisos 7' x 16'.

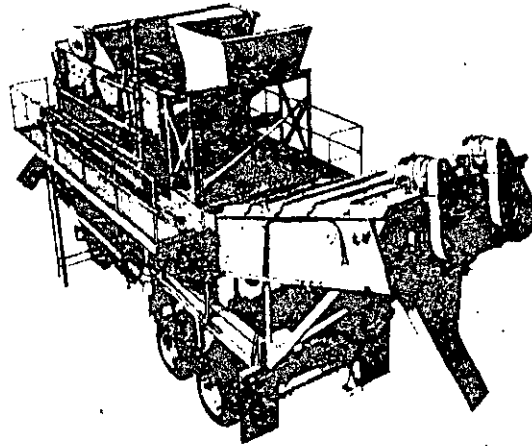


Figura 57.

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 seproducuen 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.

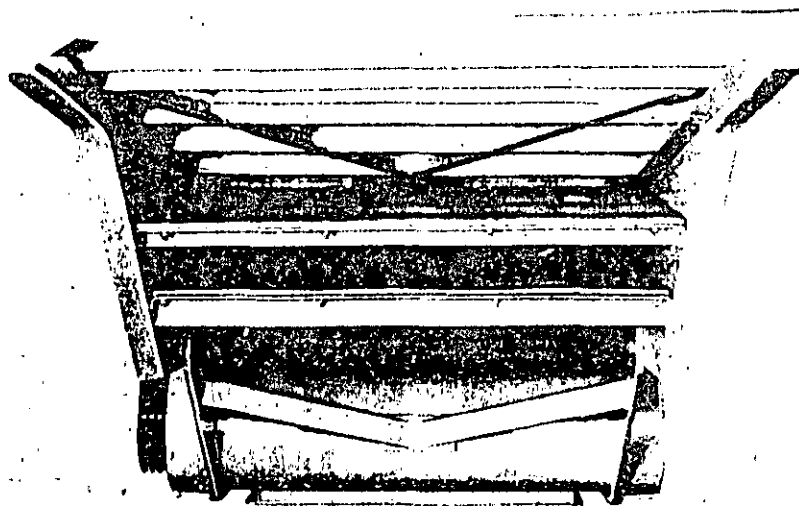


Figura 58.

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:

- 1º: 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 -

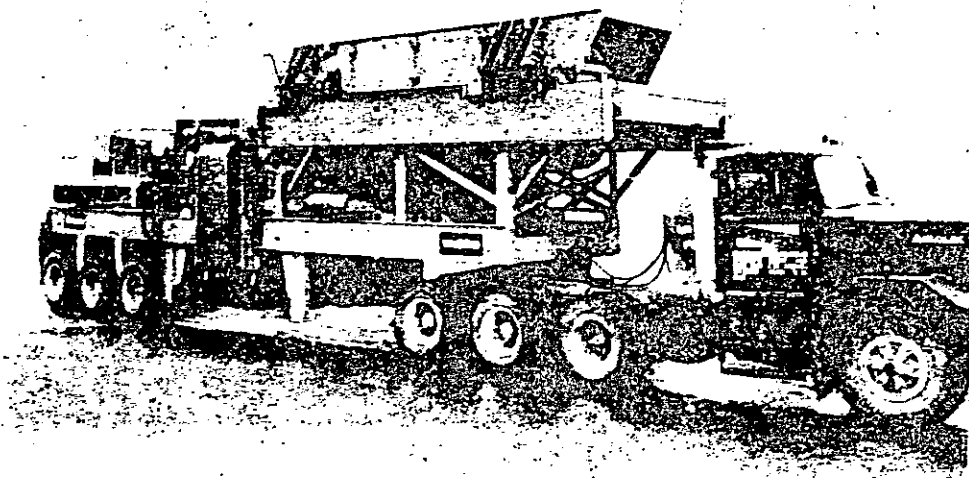
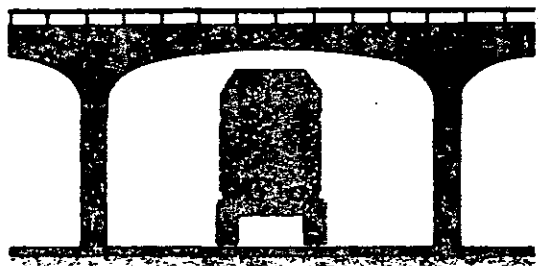


Figura 59.

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.



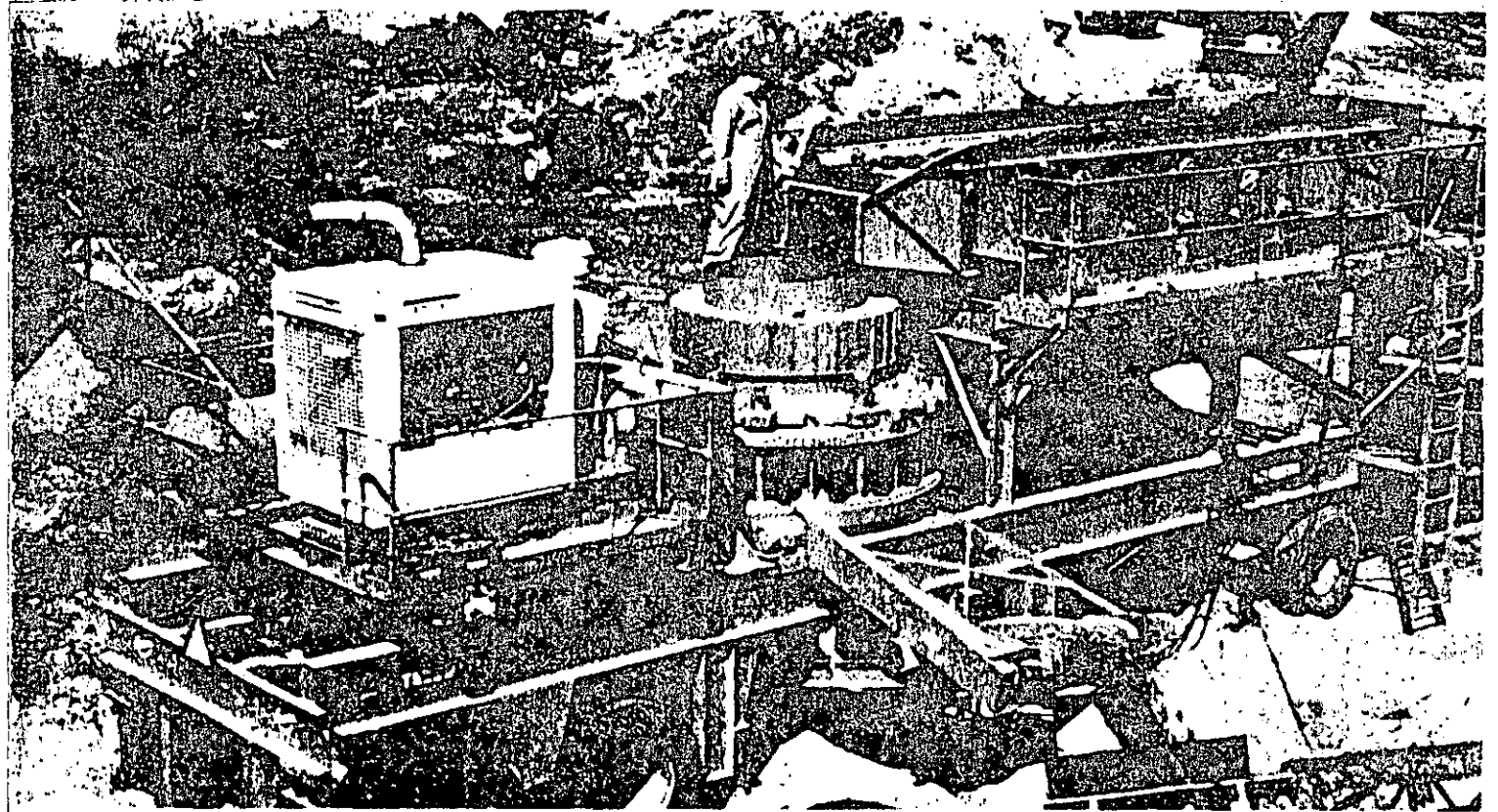


Figura 60.

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 materia les 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:

- 1o. Naturaleza geológica de la roca.
- 2o. 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.
- 3o. Producción requerida en toneladas por hora.
- 4o. 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.

- 1o. Banco de basalto limpio, de dureza media.
- 2o. Tamaño máximo de la orca a la alimentación de 18".
- 3o. Se requiere una producción de 90 toneladas cortas (2000 libras) -- por hora.
- 4o. 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 reducirla 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.

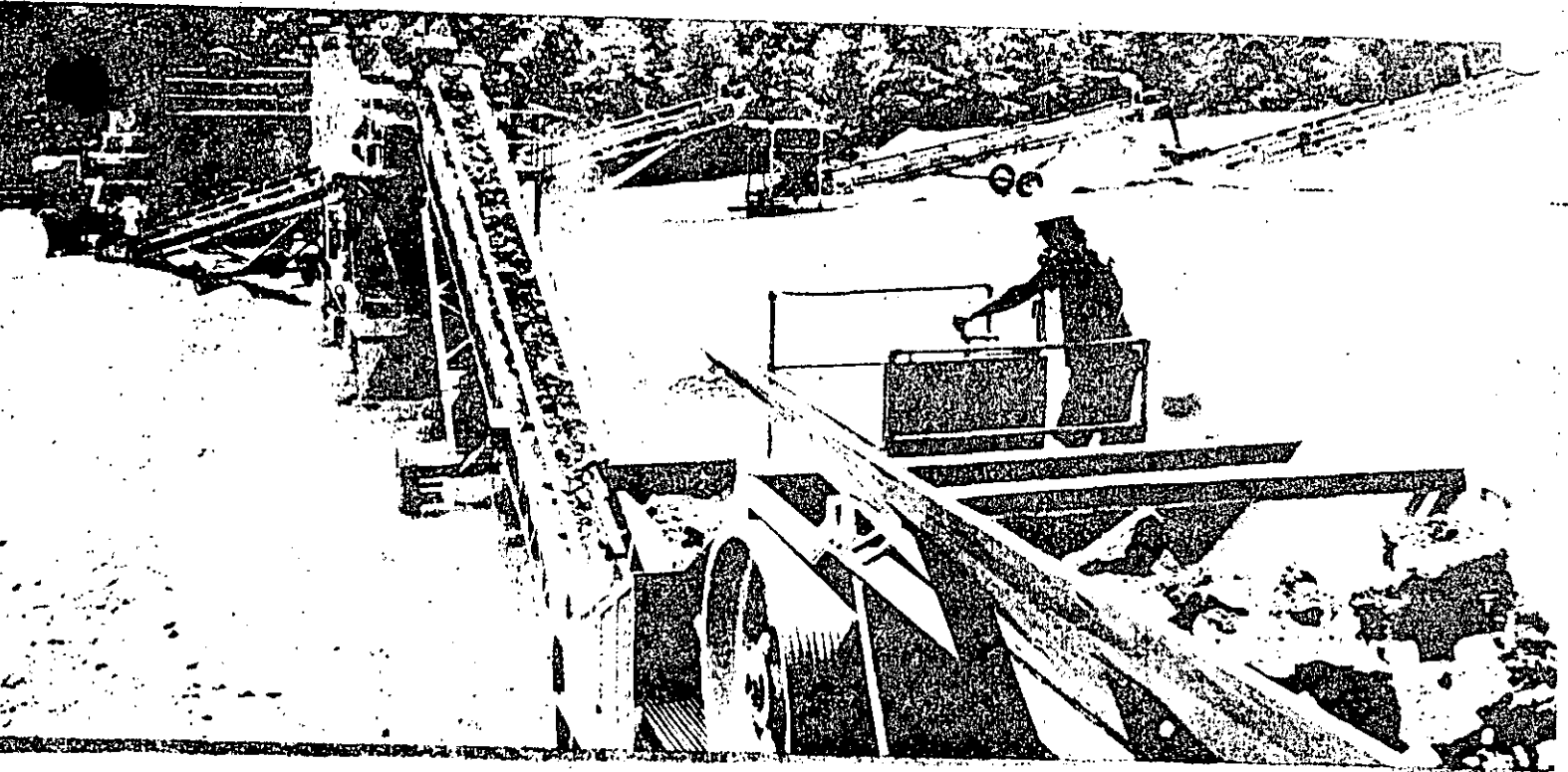


Figura 61. Planta portátil de trituración, con los grupos móviles primario y secundario en circuito abierto, y el grupo móvil terciario en circuito cerrado. Nótese en la parte inferior derecha, la alimentación de roca a la quebradora primaria de quijadas, por medio de un alimentador-grizzly vibratorio. 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:

$$A_{3/8"} = \frac{46.1}{1.19 \times .9 \times 1 \times .8 \times 1 \times .9} = \frac{46.1}{.73} = 59 \text{ pies cuadrados.}$$

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 instalación, 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.

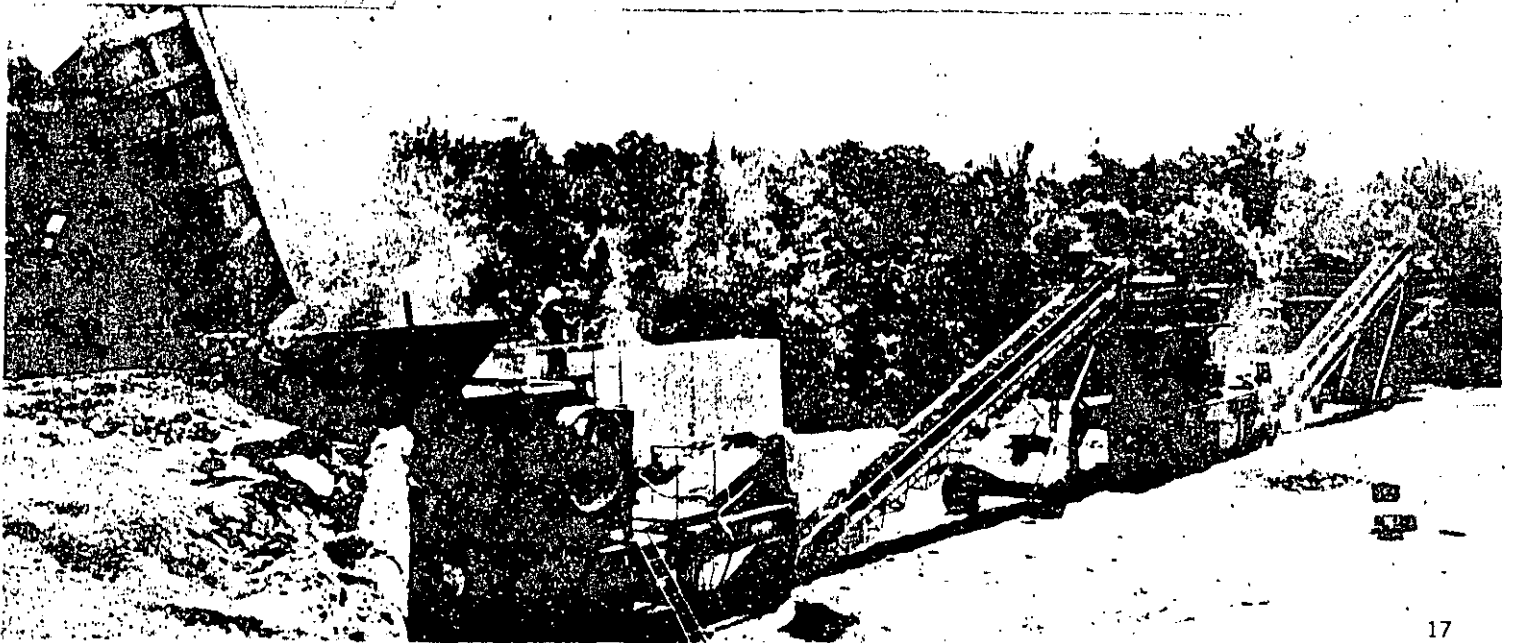


Figura 62. Planta portátil de trituración y cribado por vía seca, mostrándose la descarga de roca del camión a la tolva de recepción del grupo primario y las bandas transportadoras portátiles de conexión del grupo primario al secundario, y del grupo secundario al terciario.

# BALANCE GRANULOMETRICO

## TABLA DE REGISTRO

Tamaño de los materiales	Trituración primaria quebradora de qui- jadas 20" x 36" 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 tone- las 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



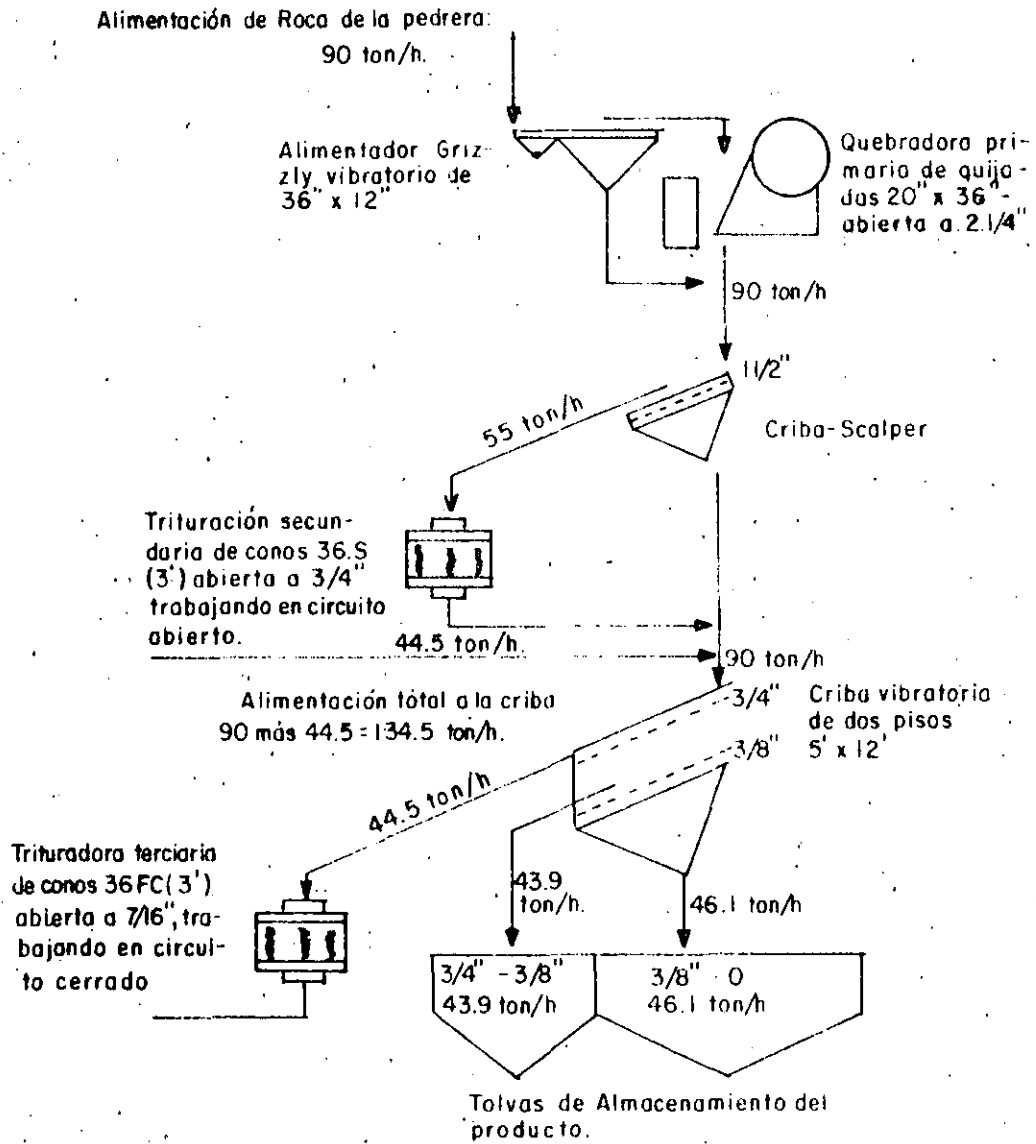


Figura 63

### 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 desíptico.
- B) Tamaño máximo a la alimentación de 8" y una granulometría media del banco como sigue:

	Tamaño:	Por ciento:
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, necesitándose 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 ROCA.

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 1).

**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:

$$D = \frac{4 \times TPII}{W \times FPM}$$

en la cual:

D = Profundidad en pulgadas.

TPII = 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 Manganeseo.
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 reciprocante 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	15x38	20x36	25x40	30x42	36x46	44x48	50x60
Peso neto	2247	2568	4495	5012	4767	8628	12076	16124	24176	34504	50394	75818
Peso para exportación en Kg.	2361	2724	4639	5575	4994	8089	12530	16560	24857	37954	50939	76725
Peso Volumen en m <sup>3</sup>	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
Palas de mano Diámetro X ancho mm.	838x216	838x216	985x267	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	15x38	20x36	25x40	30x42	36x46	44x48	50x60
Capacidad en ton/s 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	72-33	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	45-65	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	366-550	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"												1000-1880
16"												
Palabra Clave	Jabot	Jacal	Jada	Joggy	Jalop	Jart	Jove	Jounce	Joturn	Jocund	Jowis	Joel

\* Capacidad con togle corto

\* Fabricación nacional actual (mayo 74)

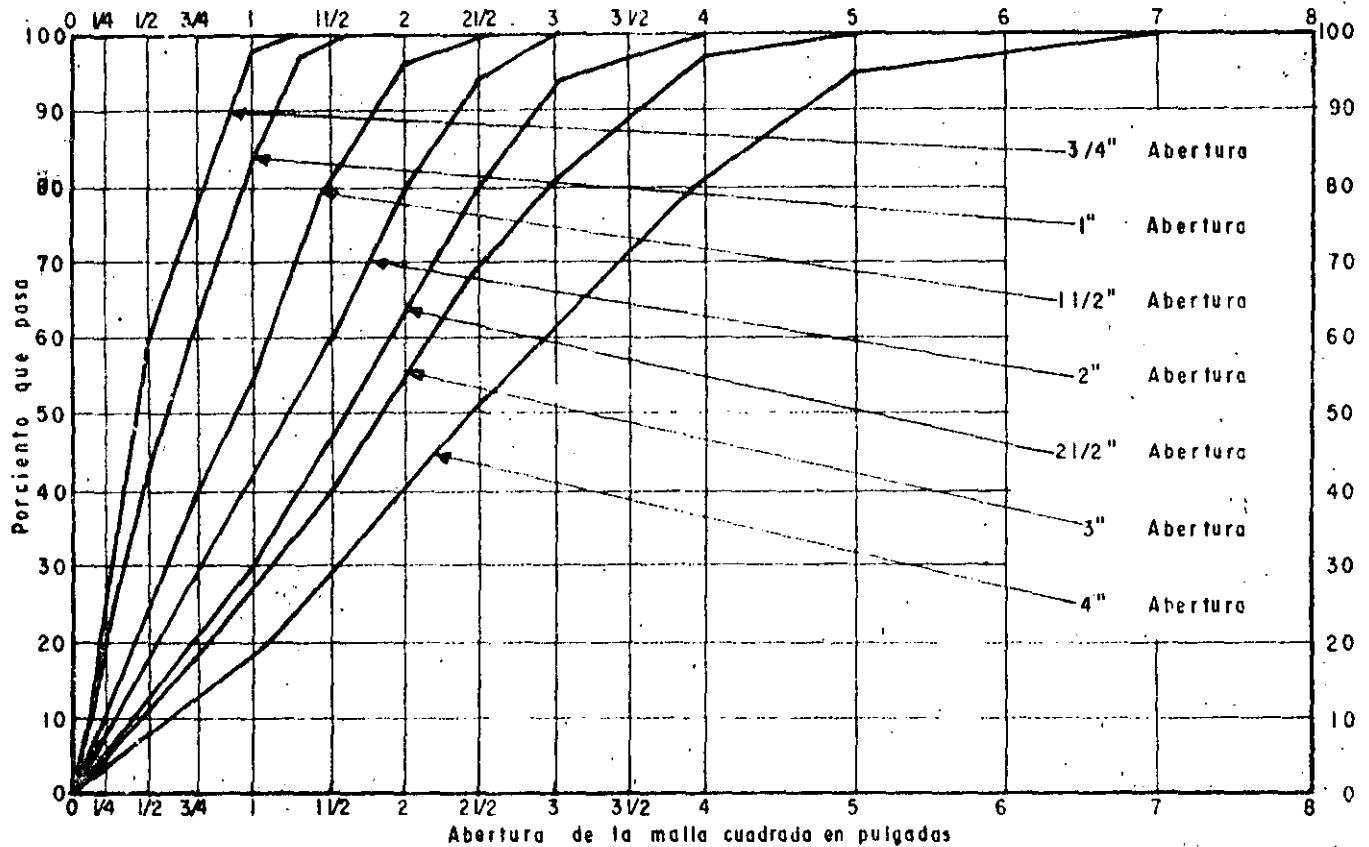
### NOTAS:

La potencia requerida varía según el tamaño del producto elaborado por la quebradora y según la dureza de la roca o mineral procesado.

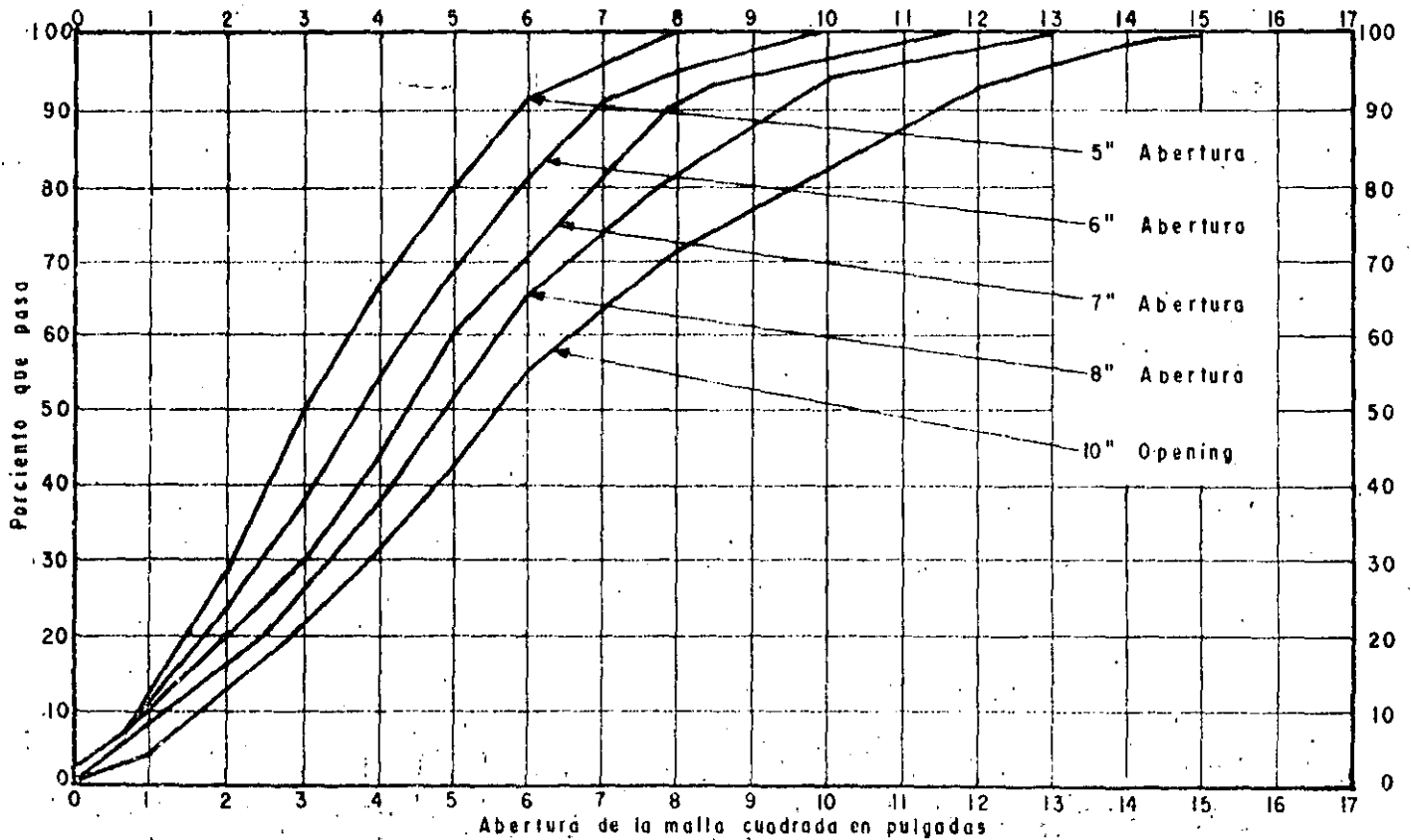
Las capacidades están dadas en toneladas cortas, 907 kg. considerando materiales que pesen 1500 kg. por metro cúbico.

Donde no se especifique capacidad para una abertura dada, significa que la quebradora no puede operarse económicamente con dicha abertura de salida.

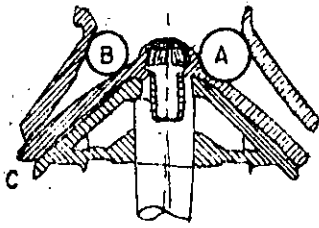
**ANALISIS GRANULOMETRICO DEL PRODUCTO  
DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS,  
PARA ABERTURAS DE SALIDA  
DESDE 3/4" HASTA "4"**



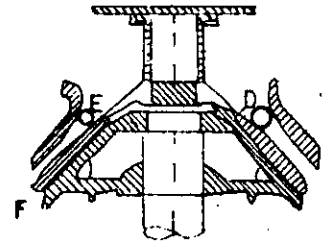
**ANALISIS GRANULOMETRICO DEL PRODUCTO  
DE LAS QUEBRADORAS DE QUIJADAS,  
PARA ABERTURAS DE SALIDA  
DESDE 5" HASTA 10"**



## 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 <sup>3</sup>																	
		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"	1/4" 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 Grueso Mediano	7 1/4" 5" 4 1/2"	6 1/4" 4" 3 3/4"	1/4" 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 Grueso Mediano	8 1/2" 7 1/2" 5 1/2"	7 1/2" 6 1/2" 4 3/4"	1/4" 1/4" 1/2"							85	110	135	155	170	185	200	215	230			
489 S (4 pies) Yawl	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) Yop	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 <sup>3</sup>																	
		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 Mediano Fino	2 1/2" 1 1/4" 1 1/16"	1 1/2" 1 1/2" 1/2"	1/4" 1/6" 1/8"	6	8	10	14	20	25	30											
36 FC 3 pies Yuga	Grueso Mediano Fino	3" 2" 1 1/4"	2" 1 1/8" 3/4"	5/16" 1/4" 3/16"		22	32	42	52	62	72	80										
48 FC 4 pies Yule	Grueso Mediano Fino	4 1/4" 3" 2 1/4"	3" 1 3/4" 1"	3/8" 5/16" 1/4"									55	80	105	130	155	180				
65 FC 5 1/2 pies Yuman	Grueso Mediano Fino	5 1/4" 4 1/2" 3"	4" 2 1/2" 1 1/8"	1/2" 3/8" 7/16"									95	140	180	215	250	280				

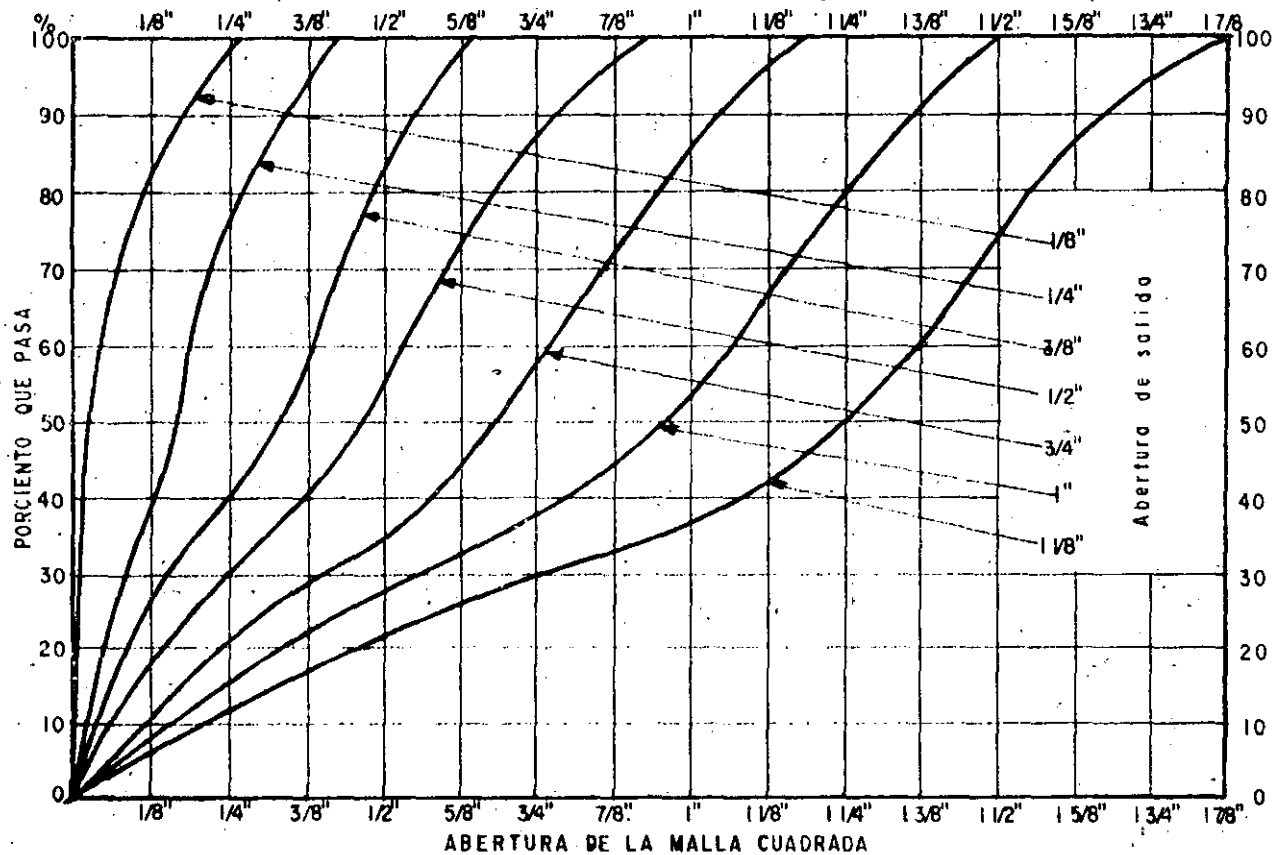
NOTA:

Las capacidades indicadas son promedio, ni máximas ni mínimas, estando basadas en la trituración de roca o mineral limpio y seco de 1500 Kg/m<sup>3</sup> de peso volumétrico y 2.6 de gravedad específica.

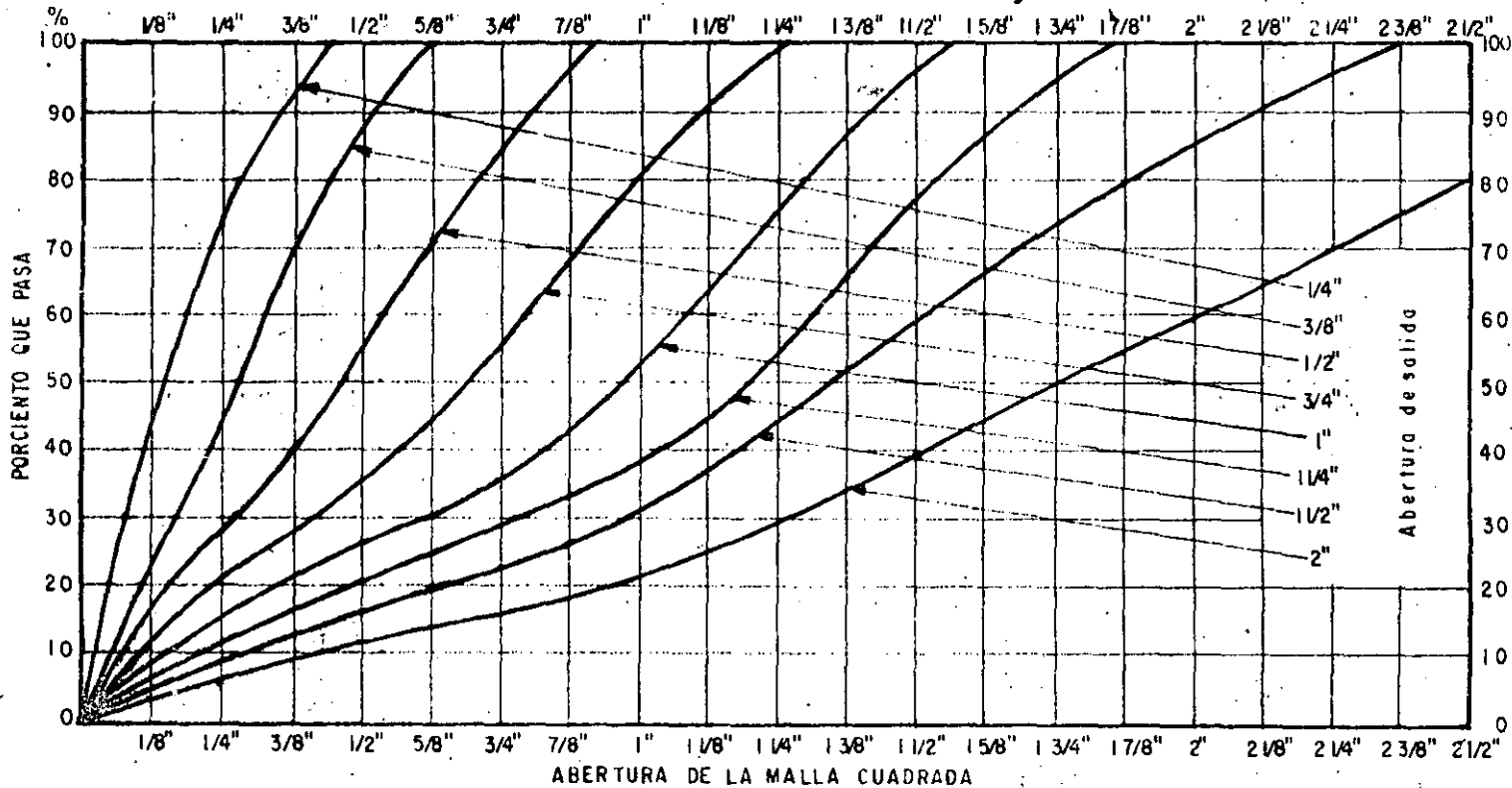
Para aberturas menores que las mínimas mostradas, consulte a la fábrica

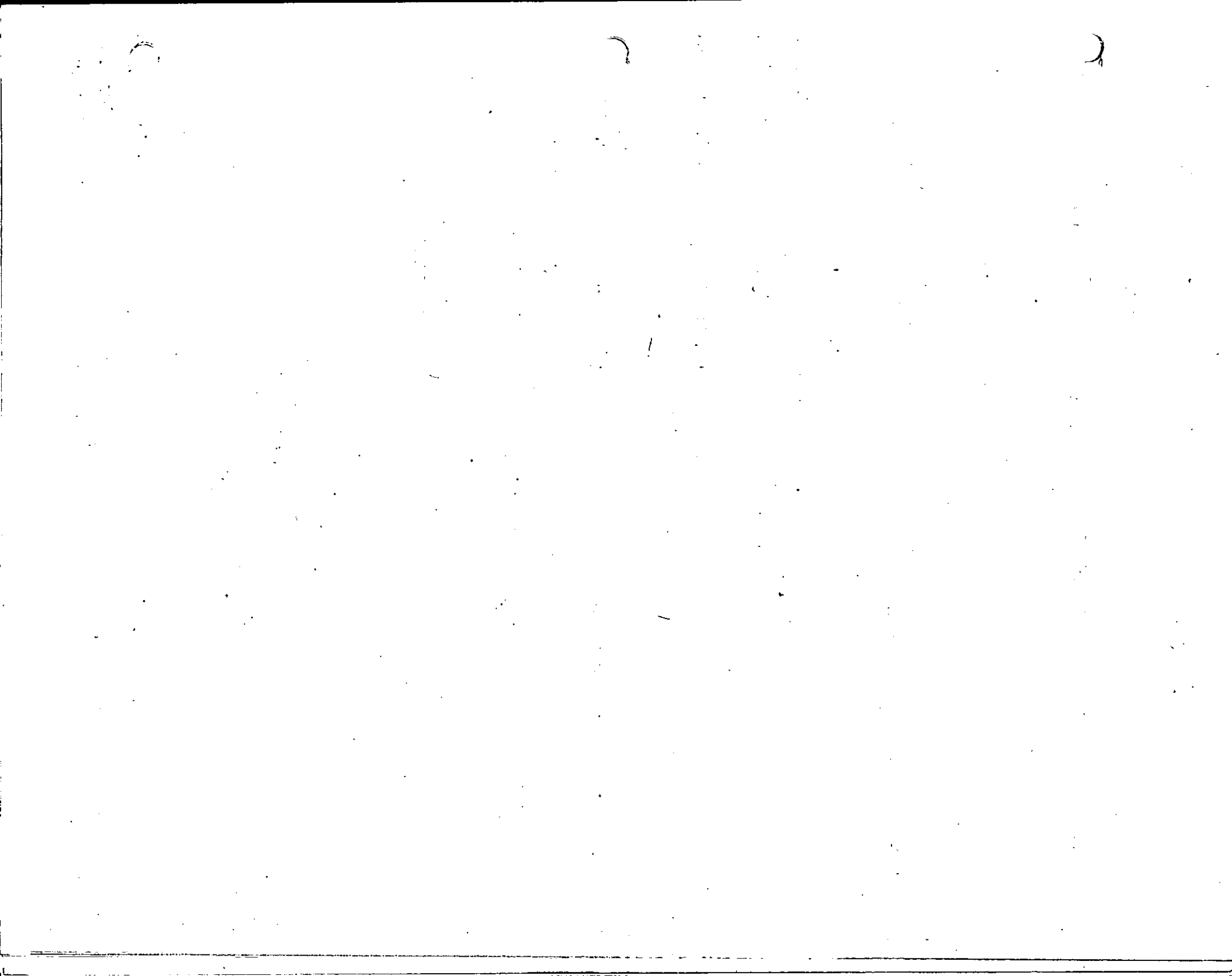
# CURVAS GRANULOMETRICAS DEL PRODUCTO TRITURADO

## Trituradoras Modelo 24 "S" y "FC"

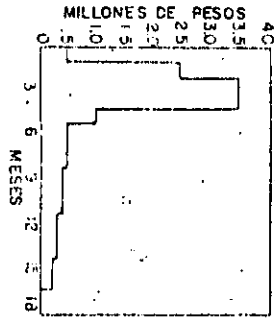


## Trituradoras Modelo 36 "S" y "FC"

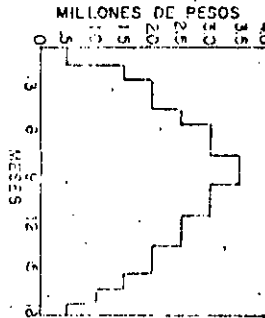




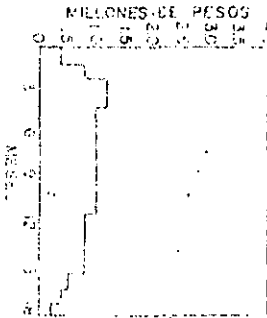
MATERIALES, EQUIPO,  
MATERIALES, ETC.



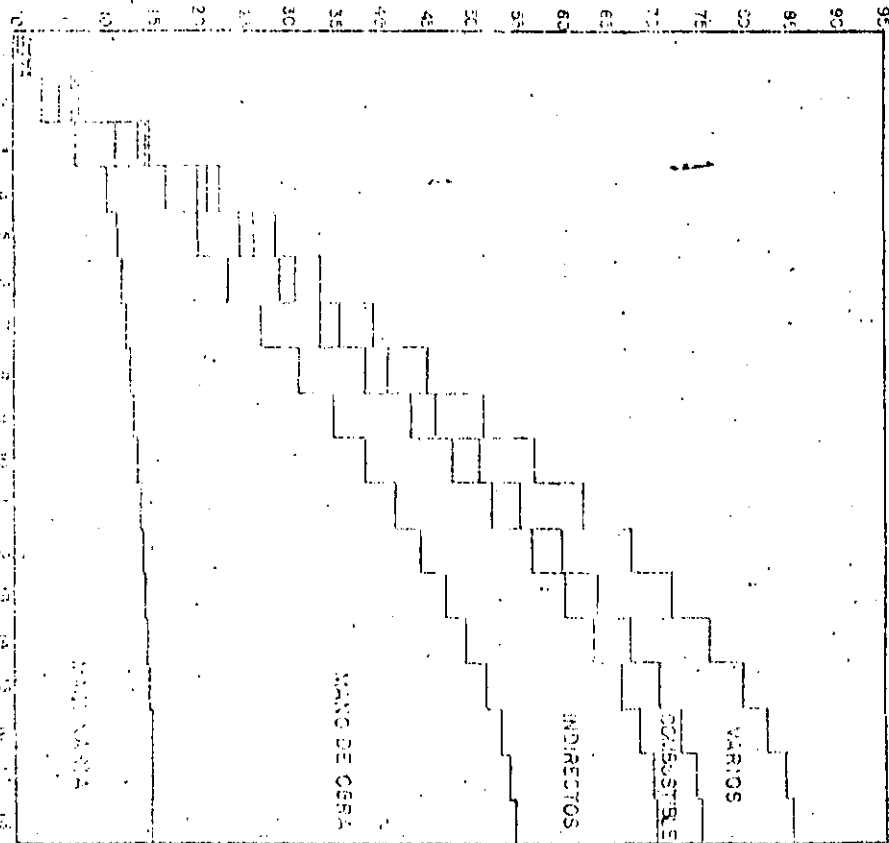
MANO DE OBRA



INDIRECTOS

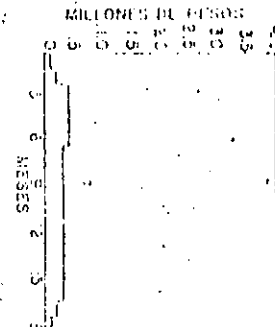


MILLONES DE PESOS (ACUMULATIVOS)

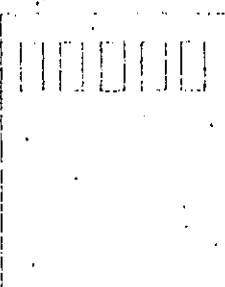
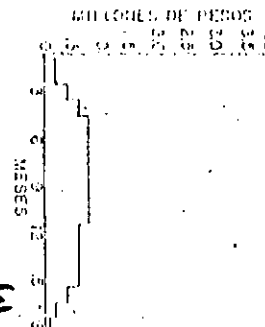


ESTIMACION DE  
GASTOS SUPUESTOS

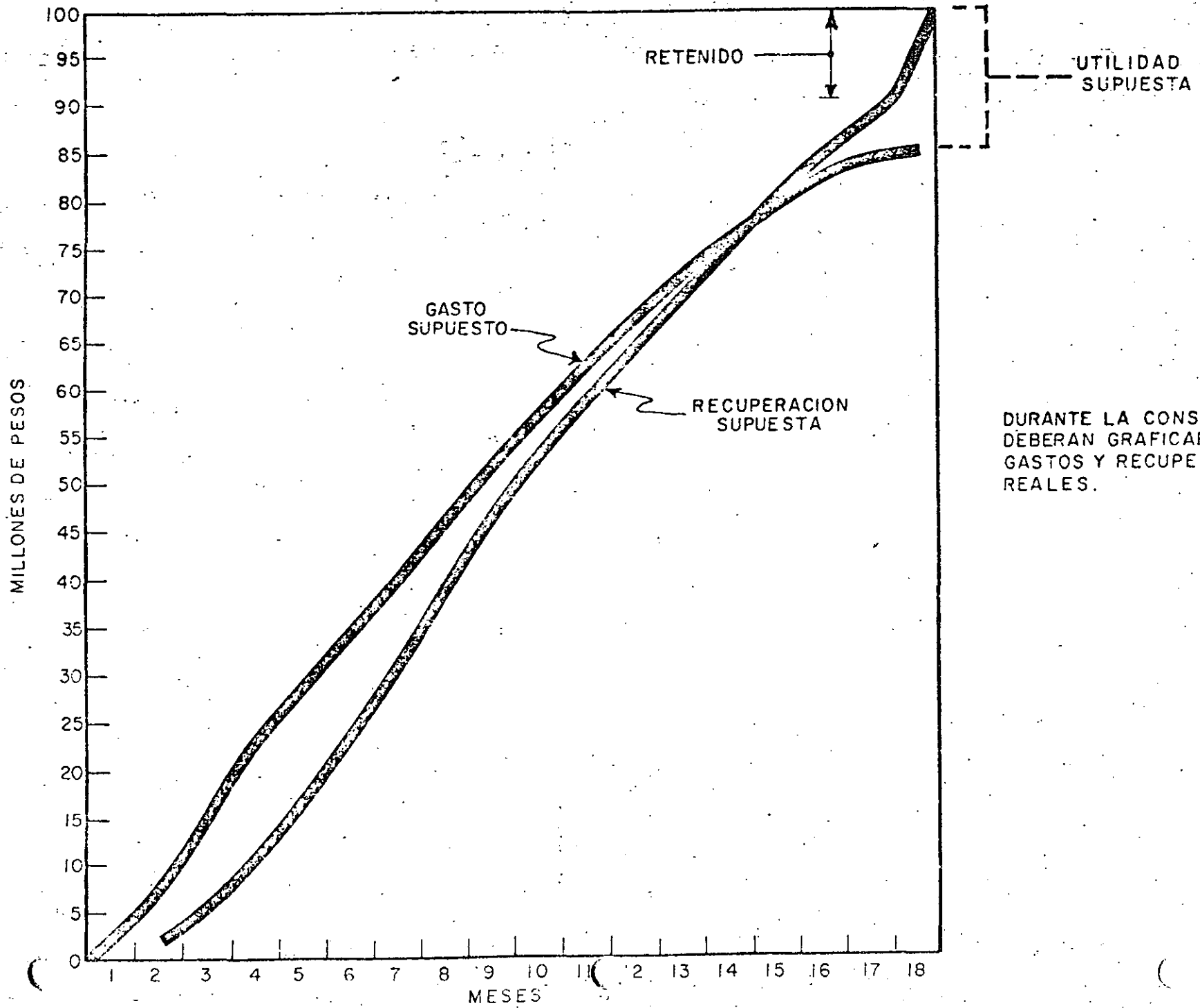
COMBUSTIBLES, ENERGIA,  
ENERGIA LOCAL, ETC.



GASTOS VARIOS  
E IMPREVISTOS



W



DURANTE LA CONSTRUCCION  
DEBERAN GRAFICARSE LOS  
GASTOS Y RECUPERACIONES  
REALES.

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: PLANEACION**

**1.- DECISIONES**

**PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

## 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 comúnmente 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



## DECISION CONSIDERANDO GASTOS INDIRECTOS 5

Puede considerarse el sistema obra completo, lo cual es complicado, pero más comúnmente se consideran algunas variables significativas que tienen que ver con gastos generales y se controlan como tales. Por ejemplo consideran 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.

## PROCEDIMIENTO PRACTICO

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.



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.

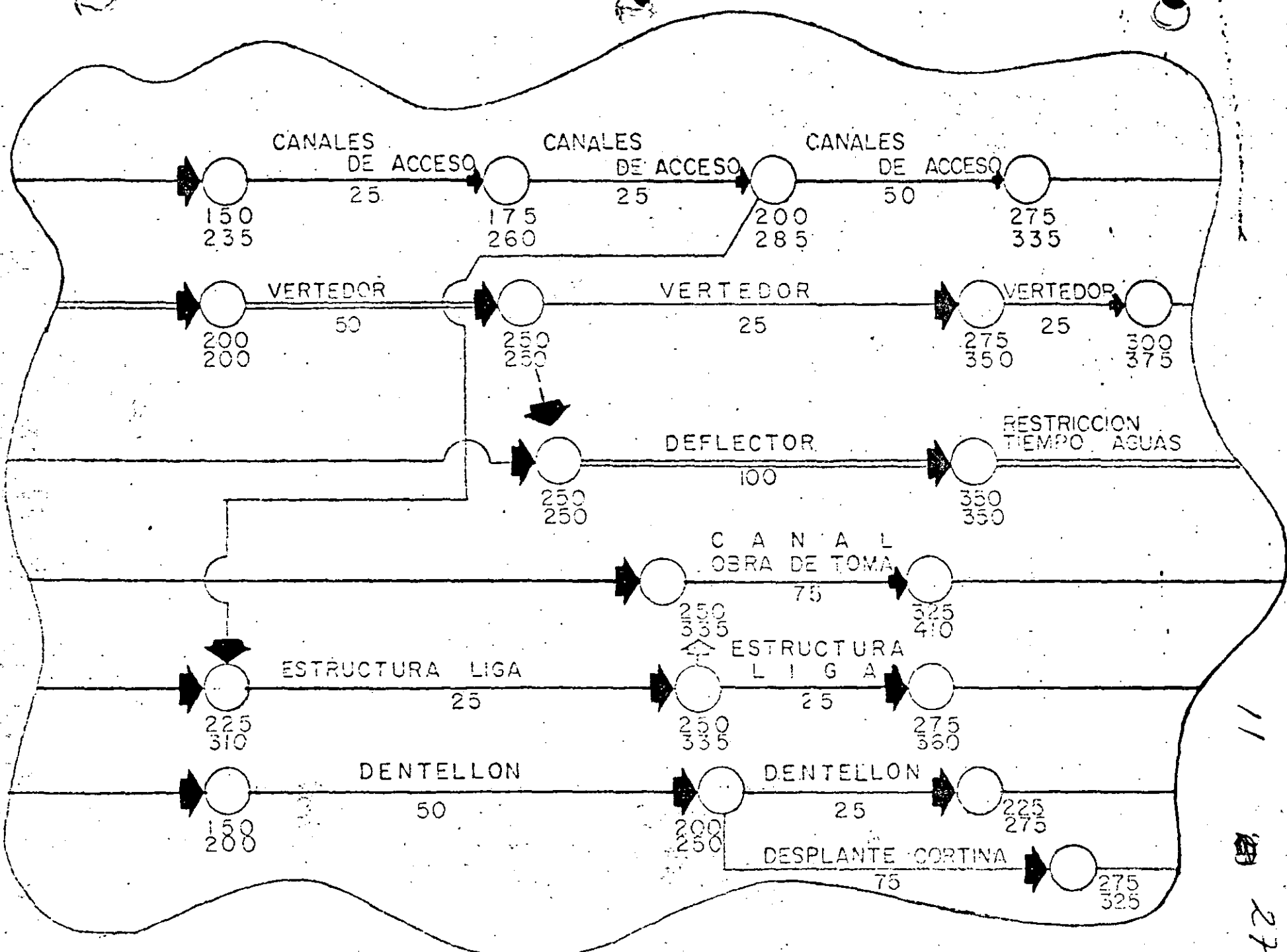
De las alternativas elegidas se derivan los procedimientos de -- construcción detallados que se pasan a especificar y luego a implemen-  
tar.

IMPLEMENTACION

Al implementar la planificación hay que estar concientes de dos factores muy importantes.

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

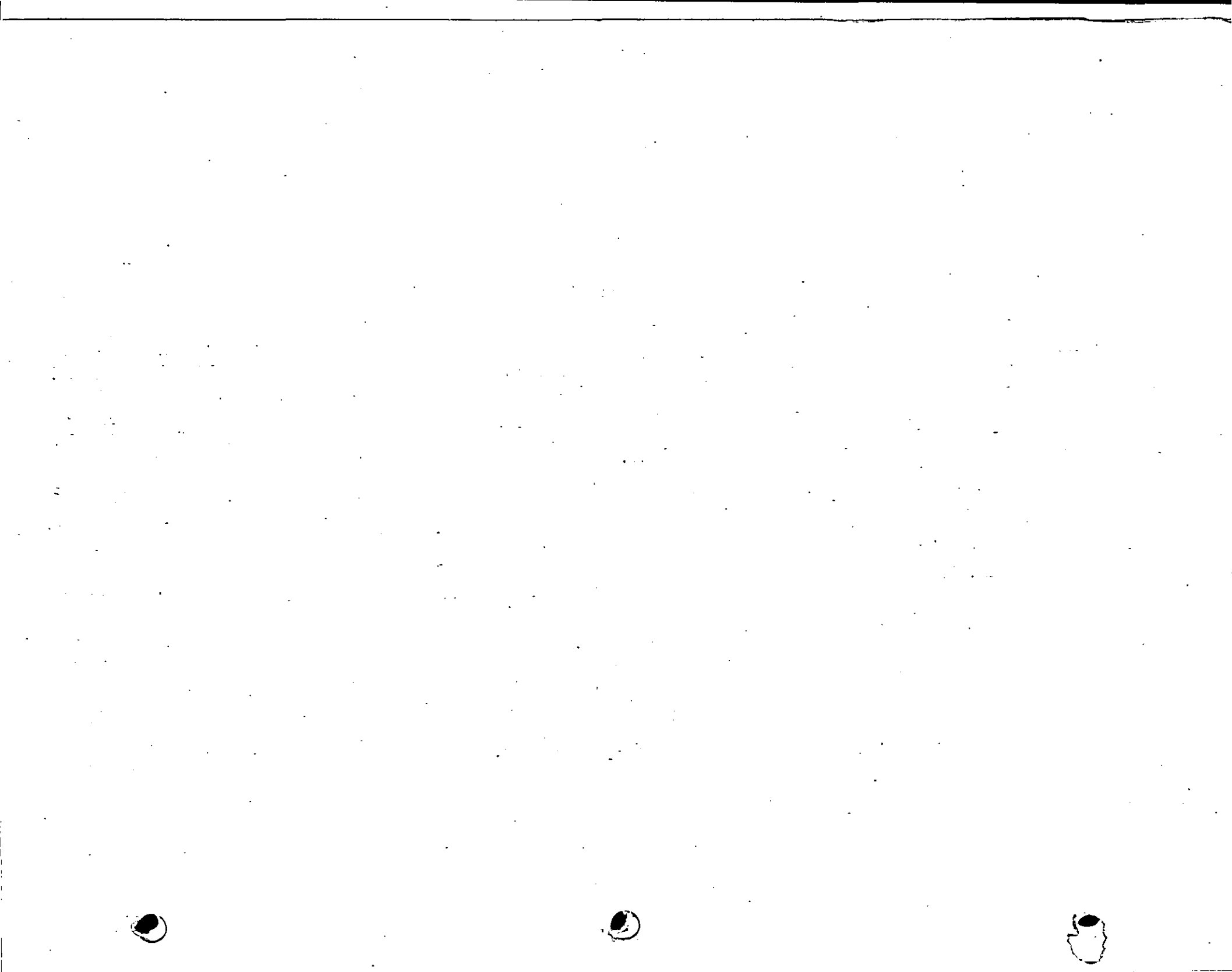
Como consecuencia de variaciones detectadas por el control, se tiene que modificar la planeación, y de aquí resulta el siguiente factor que consiste en que la planeación es una actividad continua a lo largo -- de la obra.



11  
27

Fig. -





13

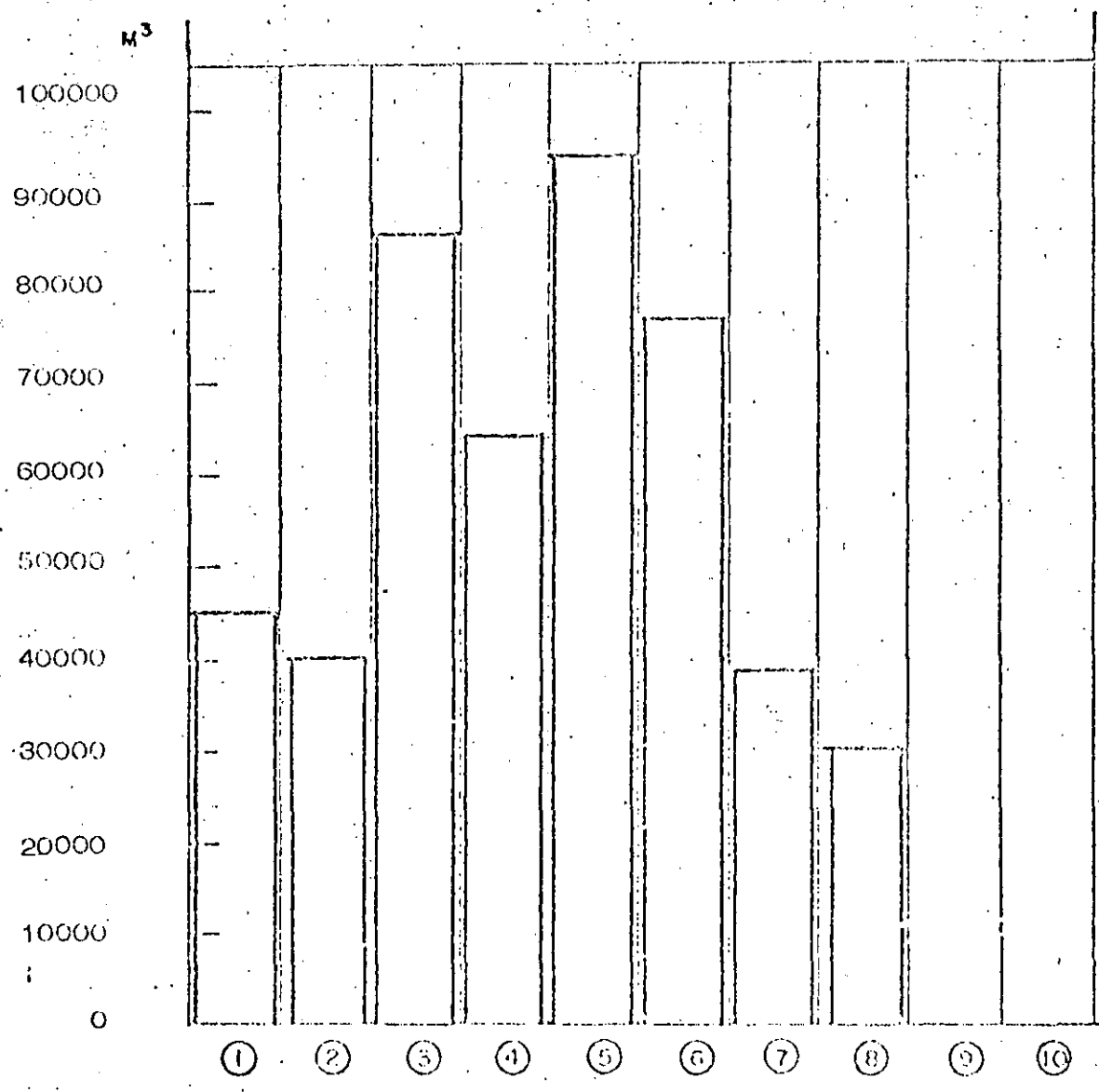
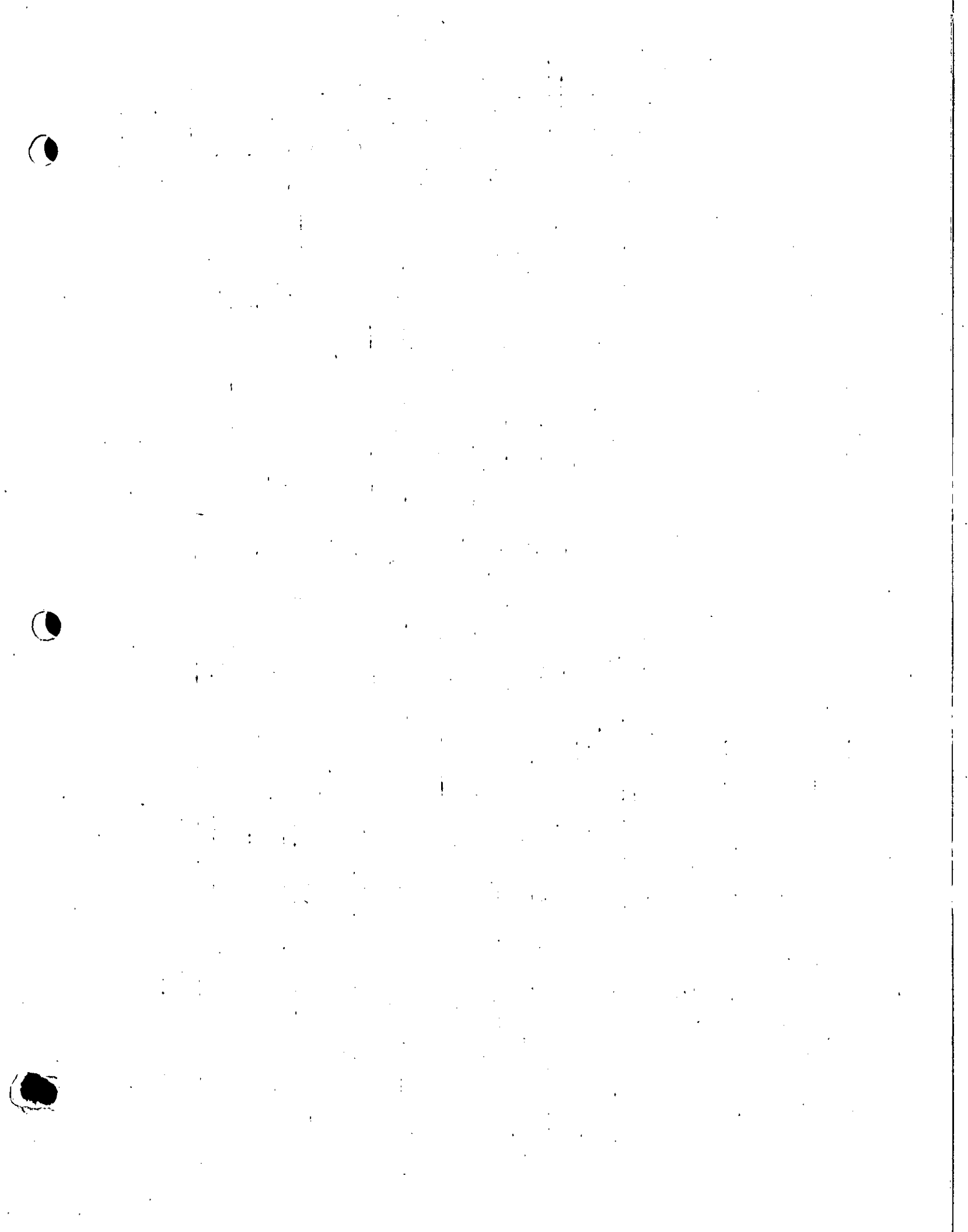


Fig. # 4



51

15

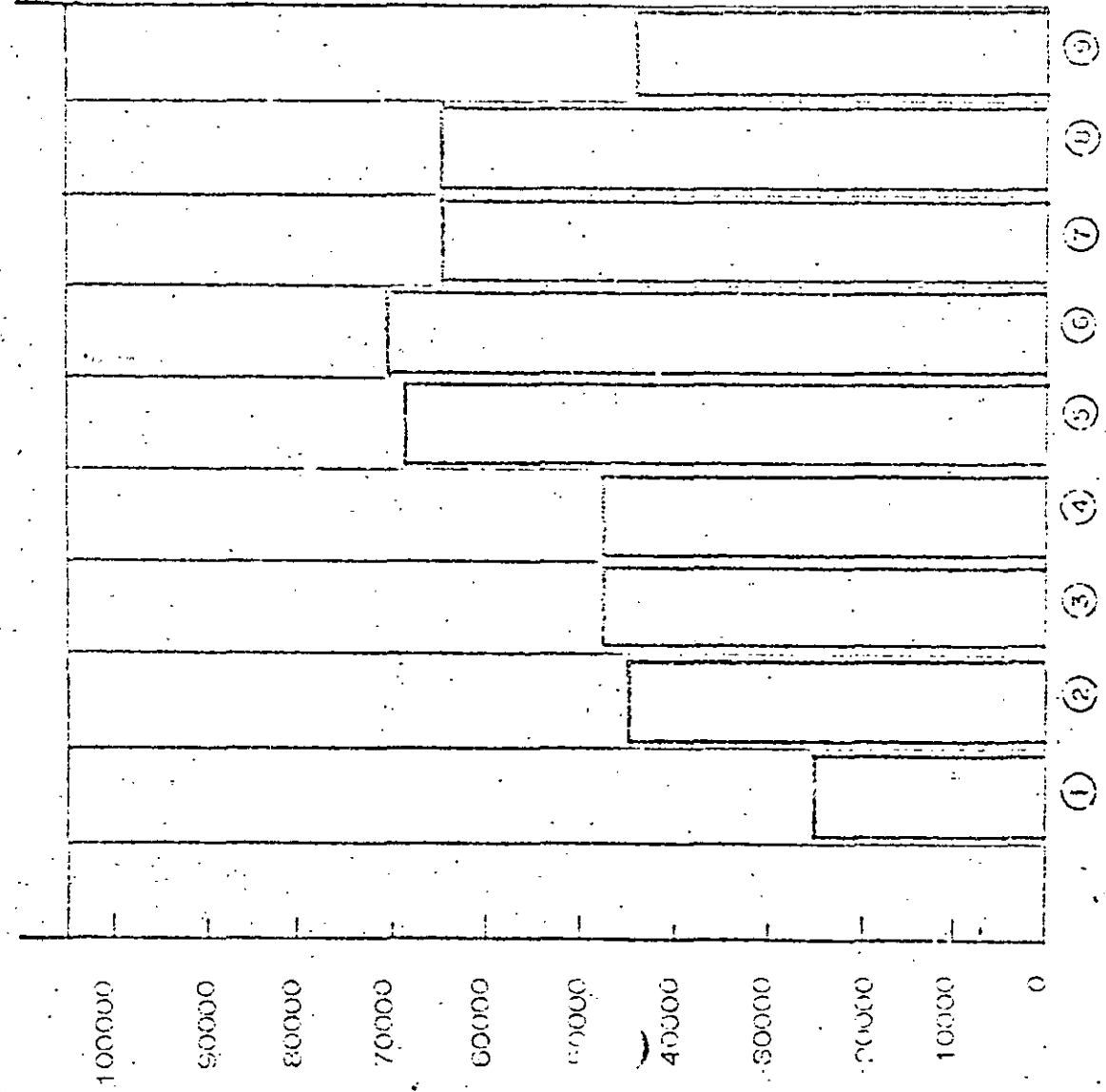


Fig. # 6



**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: P L A N E A C I O N**

**PRINCIPALES FACTORES EN LA  
SELECCION DE EQUIPO DE CONSTRUCCION**

**PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE**



3

2

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 período 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 acarrees de material se harán -- hacia adelante, y cuando la curva quede abajo, los acarrees 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,

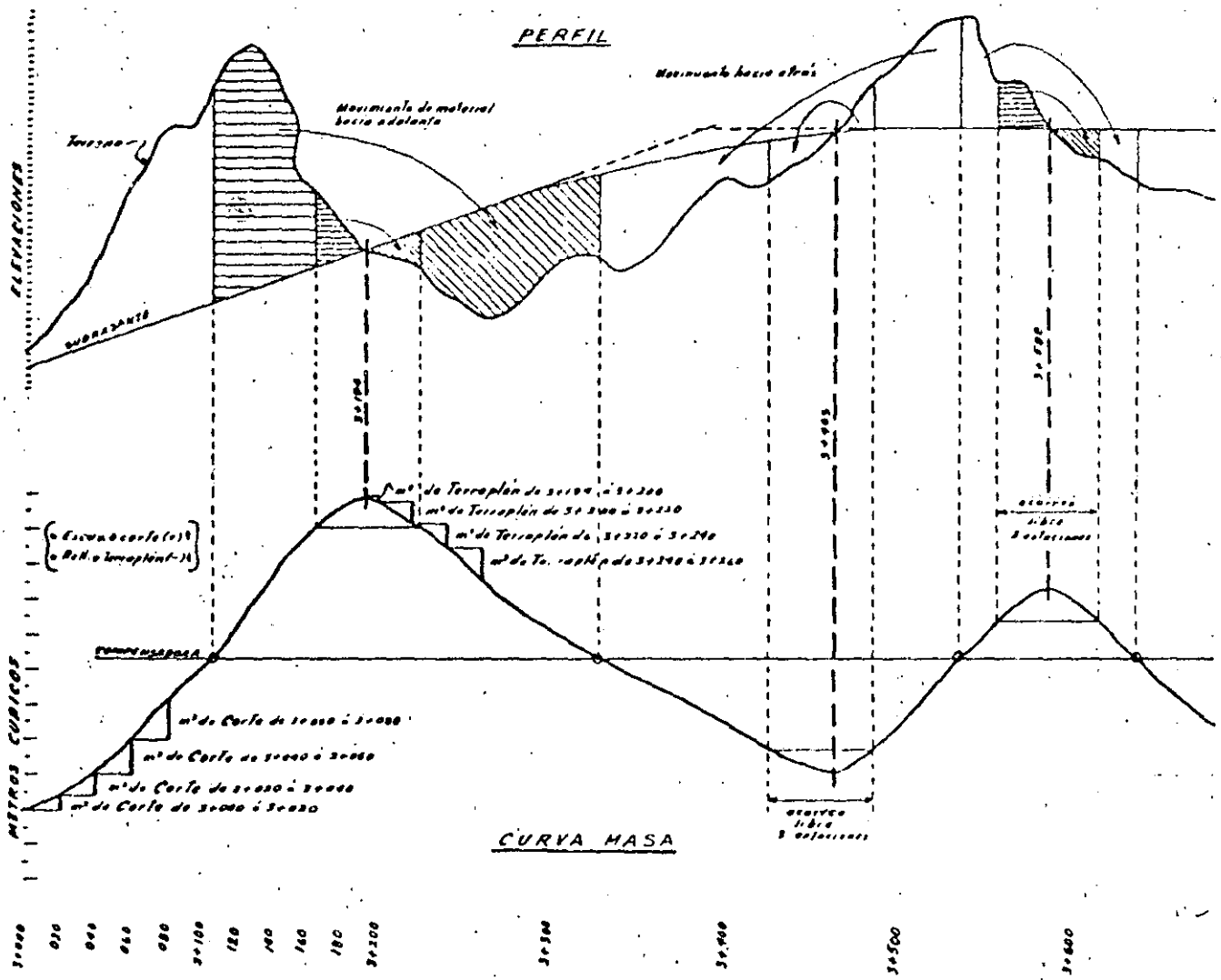
el término "estación" no se refiere a un punto, sino al tramo de 20 metros entre estaciones consecutivas cerradas) pues en el lenguaje de vías de comunicación se dice por ejemplo, que un punto dista de -- otro ocho estaciones, o sea 160 metros, con el fin de facilitar la nomenclatura y los cálculos.

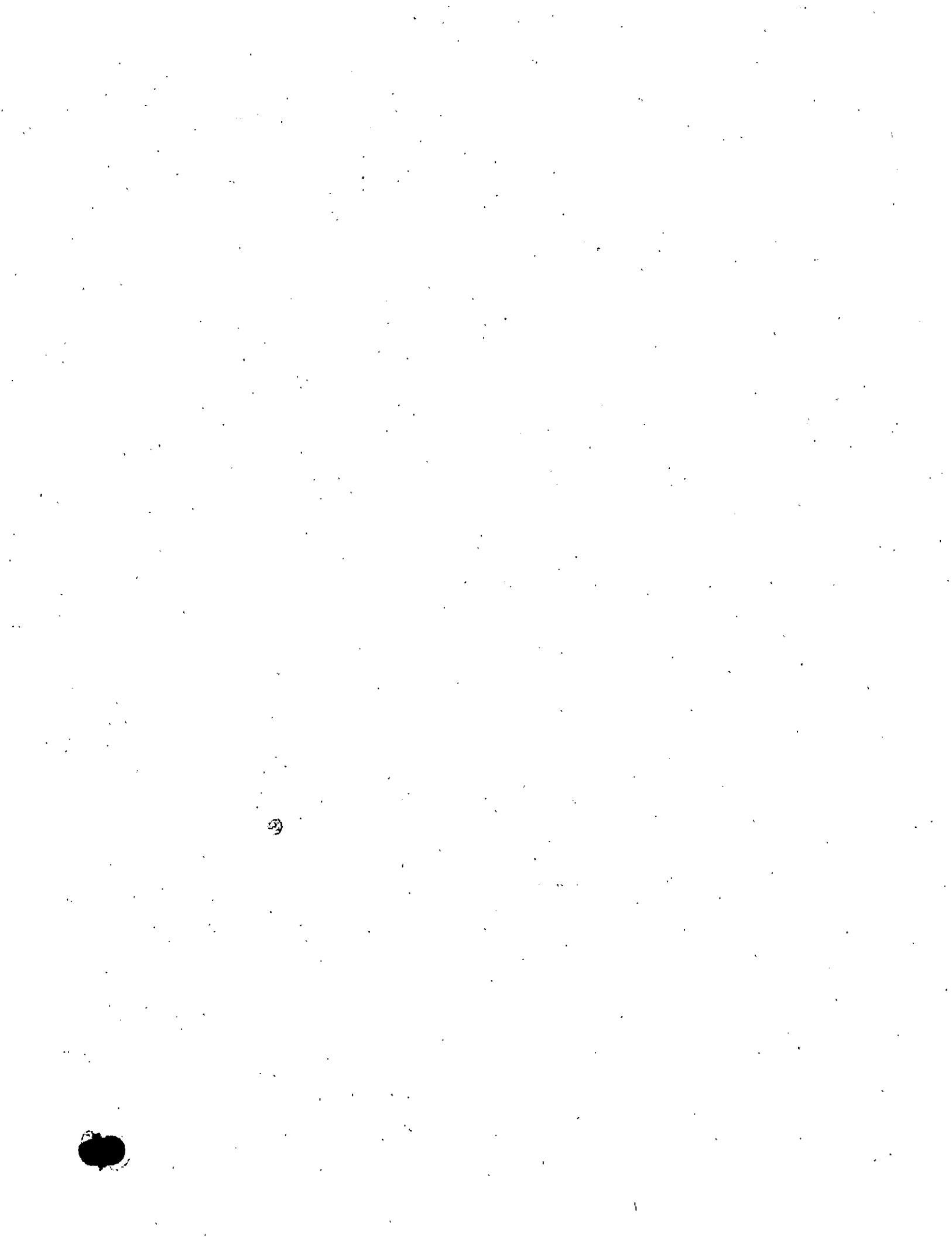
Al estudiar un tramo, pueden trazarse varias compensadoras según resulte la curva masa obtenida, y entre una y otra quedarán tramos sin compensación (es evidente que las mejores compensadoras serán las que -- corten mayor número de veces a la curva). En los -- tramos sin compensar; si la curva asciende, habrá un volumen de excavación excedente sin posibilidad de -- emplearlo para rellenar, esto es, un desperdicio; si la curva descende, 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.





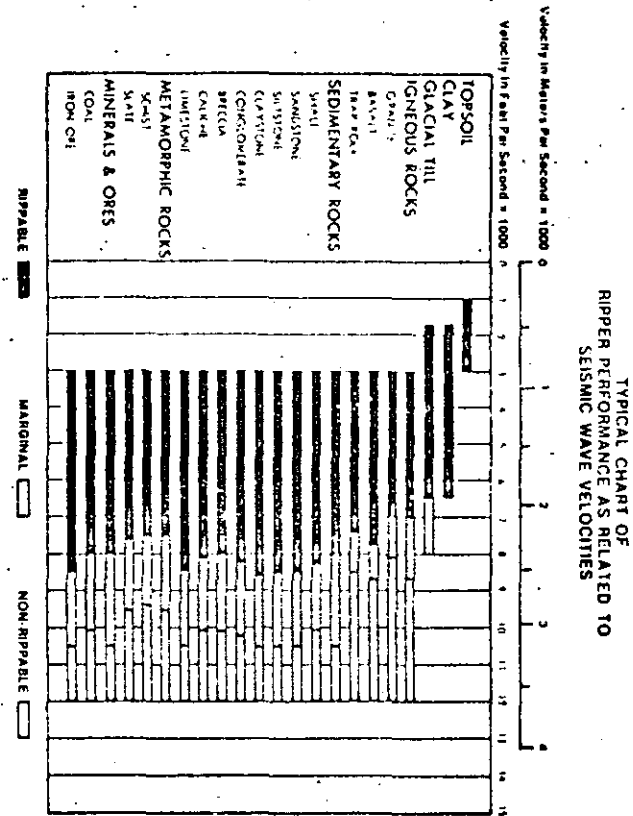


ATACABILIDAD:

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. 9

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:

$$\text{SEN } i_0 = \frac{V_1}{V_2}, \text{ a partir del cual}$$

hay reflexión total, pero en este caso el fenómeno sí mismo 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:

$$t_2 = \frac{2 \overline{OM}}{V_1} + \frac{\overline{MA'}}{V_2} = \frac{x}{V_1} + \frac{2H \cos i_0}{V_2}$$

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.

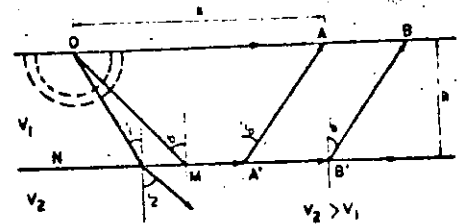
Para  $x = x_0$  se tiene  $t_1 = t_2$ ; de la relación precedente se obtiene:

$$H = \frac{x_0}{2} \sqrt{\frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1}}$$

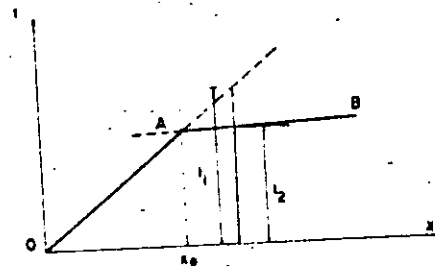
conociendo  $v_1$  y  $v_2$  y determinando experimentalmente  $x_0$ , se puede obtener  $H$ .

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

$$\lambda < \lambda_0$$

La parte AB, corresponde para la primera onda percibida

$$\lambda > \lambda_0$$

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<sup>3</sup> y su peso volumétrico suelto es de 1630 kg/m<sup>3</sup> 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 cuantificar el material en banco, se acostumbra hacer la conversión en el papel, de m<sup>3</sup> sueltos que se están acarreado a m<sup>3</sup> 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

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.

$$RV(\%) = \left[ \frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en banco}} - 1 \right] \times 100$$

$$\text{Factor de Contracción (FC)} = \frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en banco}}$$

$$\frac{\text{Vol. en terraplén}}{\text{Vol. en m}^3 \text{ sueltos} \times \text{FA}}$$

$$\text{Porcentaje de Contracción } (\% C) = (1.00 - \text{FC}) \times 100$$

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/m<sup>3</sup> y su peso volumétrico en terraplén es de 1820 kg/m<sup>3</sup> 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

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.

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 M<sup>3</sup>, 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 YD<sup>3</sup>, 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 M<sup>3</sup> DE ACARREO EN MOTOESCREPA TEREX

TS - 14

D A T O S:

MATERIAL.	LIMO ARENOSO SECO.
PESO VOLUMETRICO EN BANCO.	1600 KG/M <sup>3</sup>
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 <sup>3</sup>
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.I.
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:	$2 \times 0.7 \times 160 \text{ HP, OP.}$ = 224
TASA INTERÉS (I):	12 %	COEFICIENTE ALMACENAJE (K):	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.

4

A). COMBUSTIBLE: E = E Pc

DIESEL: E = 0.20 x 224 HP. OP. x \$ 2.50 /LT. = \$ 112.00  
 GASOLINA: E = 0.24 x \_\_\_\_\_ HP. OP. x \$ \_\_\_\_\_ /LT. =

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: \_\_\_\_\_ =

C). LUBRICANTES: L = A PE

CAPACIDAD CARTER: C =  $\frac{2 \times 16}{100}$  LITROS.  
 CAMBIOS ACEITE: T = \_\_\_\_\_ HORAS.

A=C/T +  $\frac{0.0035}{0.0030}$  x 224 HP. OP. = 1.10 LT/HR.

L = 1.10 LT/HR x \$ 70 /LT. = 77.00

D). LLANTAS: LI =  $\frac{VII}{HV}$  (VALOR LLANTAS)  
 (VIDA ECONÓMICA)

VIDA ECONÓMICA: IV =  $\frac{2500}{\text{HORAS}}$

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 HORAS x 0.75 (FACTOR RENDIMIENTO) = 6 HORAS

OPERACIÓN = O =  $\frac{S}{H} = \frac{\$ 2082.85}{6 \text{ HORAS}}$  = \$ 347.14

SUMA OPERACIÓN POR HORA \$347.14

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HED) \$4216.90

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 = 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 =  $\frac{60}{3.5} = 17.1$



7

Capacidad de la motoscampa 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 M<sup>3</sup> 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 <sup>3</sup>
ALTITUD. S.N.M.	2000 M
LONGITUD DE ACARREO	370 M
CAMION ALQUILADO A	\$25.0 + 15/m <sup>3</sup> ABUND.
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DEL CUCHARON	3.5 YD <sup>3</sup>
COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA	\$2760.69

(DESARROLLADO EN LA HOJA SIGUIENTE)

CONSTRUCTORA:	MÁQUINA: <u>Cargador Frontal</u>	HOJA NO.:
<u>X</u>	MODELO: <u>Michigan 85-III-A</u>	CALCULÓ: <u>C.M.G.</u>
	DATOS ADIC: <u>3.5 Yd<sup>3</sup></u>	REVISÓ: <u>F.F.L.</u>
OBRA: <u>MOVIMIENTO DE</u>		FECHA: <u>Junio '82</u>
<u>TIERRAS.</u>		

## DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN:	\$ <u>10'302,132.00</u>	FECHA COTIZACIÓN: <u>Junio '82</u>
EQUIPO ADICIONAL - Llantas.	<u>645,899.00</u>	VIDA ECONÓMICA (VE): <u>5</u> AÑOS.
	<u>9'656,233.00</u>	HORAS POR AÑO (HA): <u>2000</u> HR/AÑO.
VALOR INICIAL (VA):		MOTORES: <u>DE 221</u> HP.
VALOR RESCATE (VR): <u>10 % = \$</u>	<u>1'030,213.20</u>	FACTOR OPERACIÓN: <u>0.75</u>
TASA INTERÉS (I): <u>12 %</u>		POTENCIA OPERACIÓN: <u>166</u> HP.OP.
PRIMA SEGUROS (S): <u>2 %</u>		COEFICIENTE ALMACENAJE (K): <u>0.10</u>
		FACTOR MANTENIMIENTO (Q): <u>0.60</u>

## 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 Pc  
 DIESEL: E = 0.20 X 166 HP. OP. X \$ 2.5 /LT. = \$83.00  
 GASOLINA: E = 0.24 X \_\_\_\_\_ HP. OP. X \$ \_\_\_\_\_ /LT. =

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: \_\_\_\_\_ =

C). LUBRICANTES: L = A Pe  
 CAPACIDAD CARTER: C = 26.5 LITROS.  
 CAMBIOS ACEITE: T = 100 HORAS.  
 $A = \frac{C}{T} + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{166}{\text{HP. OP.}} = \frac{0.85}{\text{LT/HR.}}$   
 $L = \frac{0.85}{\text{LT/HR}} \times \$ \frac{70}{\text{LT.}} = 59.50$

D). LLANTAS: LI =  $\frac{\text{VII (VALOR LLANTAS)}}{\text{HV (VIDA ECONOMICA)}}$

VIDA ECONOMICA: HV = 1500 HORAS

LI =  $\frac{645,899.00}{1,500 \text{ HORAS}} = 430.60$

SUMA CONSUMOS POR HORA \$573.10

III. OPERACION.

SALARIO BASE: \$ 964.50

SALARIO REAL-

OPERADOR: 2082.85

\_\_\_\_\_:

\_\_\_\_\_:

SAL/TURNO-PROM: \$2082.85

HORAS/TURNO-PROM.: (H)

H = 8 HORAS X 0.75 (FACTOR RENDIMIENTO) = 6.00 HORAS

OPERACIÓN = O =  $\frac{S}{H} = \frac{\$ 2082.85}{6.00 \text{ HORAS}} = \$347.15$

SUMA OPERACIÓN POR HORA \$347.15

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD) \$2760.69

## S O L U C I O N

$$\begin{aligned}
 \text{CAPACIDAD DEL CUCHARON} &= 3.5 \times 0.76 = 2.7 \text{ M}^3 \\
 \text{FACTOR DE CARGA} &= 1.0 \\
 \text{VOLUMEN EN BANCO POR CICLO} &= 2.7 \text{ M}^3 \times 0.8 = 2.1 \text{ M}^3/\text{CICLO} \\
 \text{TIEMPO DEL CICLO (CICLO ---} \\
 \text{BASICO) 35.0 SEG.} &= 0.58 \text{ MIN.}
 \end{aligned}$$

$$\frac{35 \text{ SEG.}}{60 \text{ SEG.}} = 0.58 \text{ MIN.}$$

$$\text{CICLOS/HORA} = \frac{60 \text{ MIN/HORA}}{0.58 \text{ MIN/CICLO}} = 103 \text{ CICLOS/HORA.}$$

$$\begin{aligned}
 \text{PRODUCCION} &= 2.1 \text{ M}^3/\text{CICLO} \times 103 \text{ CICLOS/HORA} = 216 \text{ M}^3/\text{HORA.} \\
 &= 216 \text{ M}^3/\text{H}
 \end{aligned}$$

COSTO DE CARGA:

$$\frac{2760.69}{216 \times 0.75} = 17.04$$

COSTO ACARREO

$$\frac{25}{0.8} = 31.25$$

COSTO TOTAL

$$\begin{array}{r}
 \text{CARGA} \text{ --- } 17.04 \\
 \text{ACARREO} \text{ --- } 31.25 \\
 \hline
 48.29
 \end{array}$$

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:

GANANCIA NETA DE MOTESCREPA/MES = 175,000

TIEMPO DE EJECUCION:  $2 \times 6 \times 2 \times 25 \times 162 = 97,200 \text{ M}^3/\text{MES}$

$$\frac{800,000}{97,200} = 8.2 \text{ MESES}$$

GANANCIA TOTAL =  $8.2 \times 6 \times 175,000 = 8'610,000$

$$\text{GANANCIA}/\text{M}^3 = \frac{8'610,000}{800,000} = 10.76$$

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:

$$2 \times 280 \times 162 = 90,720$$

$$\frac{800,000}{90,720} = 8.8 \text{ MESES}$$

$$8.8 \times 6 \times 175,000 = 9'240,000$$

$$\frac{9'240,000}{800,000} = 11.55$$

$$48.29 - 11.55 = 36.74$$



## CALCULO CON CAMIONES DE LA EMPRESA

## D A T O S:

MATERIAL	LIMO ARENOSO
PESO VOLUMETRICO	1600 KG/M <sup>3</sup>
ALTITUD S.N.M.:	2000 M
LONGITUD DE ACARREGO	370 M (4% PENDIENTE FAVORABLE)
CALIDAD DEL CAMINO	REVESTIDO
COEFICIENTE DE ABUNDAMIENTO	1.25 O SU RECIPROCO 0.8
CAPACIDAD DEL CAMION	6 M <sup>3</sup>
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  
 OBRA: MOVIMIENTO DE --  
TIERRAS.

MÁQUINA: CAMION VOLTEO  
 MODELO: \_\_\_\_\_  
 DATOS ADIC: CAP = 6 M<sup>3</sup>

HOJA No.: 1/2  
 CALCULÓ: C.M.G.  
 REVISÓ: F.F.L.  
 FECHA: Junio '82

DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN:	\$ <u>1'242800.00</u>	FECHA COTIZACIÓN:	<u>Junio '82</u>
EQUIPO ADICIONAL -		VIDA ECONÓMICA (VE):	<u>5</u> AÑOS.
<u>Llantas (6)</u>	<u>77430.00</u>	HORAS POR AÑO (HA):	<u>2000</u> HR/AÑO.
	<u>1'165370.00</u>	MOTORES:	<u>Diesel</u> DE <u>210</u> HP.
VALOR INICIAL (VA):	_____	FACTOR OPERACIÓN:	<u>0.70</u>
VALOR RESCATE (VR):	<u>0 %=\$</u>	POTENCIA OPERACIÓN:	<u>147</u> HP.OP.
TASA INTERÉS (I):	<u>12 %</u>	COEFICIENTE ALMACENAJE (K):	<u>0.10</u>
PRIMA SEGUROS (S):	<u>2 %</u>	FACTOR MANTENIMIENTO (Q):	<u>0.90</u>

I. CARGOS FIJOS.

A). DEPRECIACIÓN:  $D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{1'165370 - 0}{10,000} = \$ 116.54$

B). INVERSIÓN:  $I = \frac{VA + VR}{2 HA} i = \frac{1'165370 + 0}{2 \times 2000} \times 0.12 = 34.96$

C). SEGUROS:  $S = \frac{VA + VR}{2 HA} s = \frac{1'165370 + 0}{2 \times 2000} \times 0.20 = 5.83$

D). ALMACENAJE:  $A = KD = \frac{0.10 \times 116.54}{1} = 11.65$

E). MANTENIMIENTO:  $M = QD = \frac{0.90 \times 116.54}{1} = 104.89$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$273.87

II. CONSUMOS.

18

A). COMBUSTIBLE:  $E = E P_c$   
 DIESEL:  $E = 0.20 \times \frac{147}{70} \text{ HP. OP.} \times \$ 2.50 / \text{LT.} = \$73.50$   
 GASOLINA:  $E = 0.24 \times \text{HP. OP.} \times \$ \text{ /LT.} =$

B). OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: \_\_\_\_\_ =

C). LUBRICANTES:  $L = A P_e$

CAPACIDAD CARTER:  $C = \frac{6}{70} \text{ LITROS.}$

CAMBIO ACEITE:  $T = \text{HORAS.}$

$A = C/T + \frac{0.0035}{0.0030} \times \frac{147}{70} \text{ HP. OP.} = \frac{0.60}{70} \text{ LT/HR.}$

$L = \frac{0.60}{70} \text{ LT/HR} \times \$ 70.00 / \text{LT.} = 42.00$

D). LLANTAS:  $LI = \frac{VII}{HV} \text{ (VALOR LLANTAS)}$   
 $\text{ (VIDA ECONÓMICA)}$

VIDA ECONÓMICA:  $HV = \frac{1500}{77,430} \text{ HORAS}$

$LI = \frac{77,430}{1,500} = 51.62$

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<sup>3</sup> SON NECESARIOS 3 CICLOS DE OPERACION DEL CARGADOR; ES DECIR, SON NECESARIOS 0.58 MIN. x 3 = 1.74 MIN. PARA CARGAR 6.0 M<sup>3</sup>.

$$\text{TIEMPO DE DESCARGA} = 1.5 \text{ MIN.}$$

$$\begin{aligned} \text{TIEMPO TOTAL DEL CICLO DEL CAMION} &= 2.6 + 1.74 + 1.5 \\ &= 5.84 \text{ MIN.} \end{aligned}$$

$$\text{NUMERO DE VIAJES POR HORA} = \frac{60 \times 0.75}{5.84} = \frac{45}{5.84} =$$

$$= 7.7 \text{ VIAJES.}$$

$$\text{VOLUMEN POR HORA} = 7.7 \times 6.0 = 46.23 \text{ M}^3$$

$$\text{COSTO POR M}^3 = \frac{626.41}{46.23 \times 0.8} = 16.94$$

NUMERO DE CAMIONES

$$\text{PRODUCCION DEL CARGADOR} \frac{6 \text{ M}^3}{1.74 \text{ MIN.}} \times 60 \text{ MIN.} \times 0.75 =$$

$$= 155.17 \text{ M}^3/\text{HR.}$$

$$\text{PRODUCCION DEL CARGADOR MATERIAL EN BANCO} 155.17 \times 0.8 = 124 \text{ M}^3/\text{HR.}$$

$$\text{No. DE CAMIONES} \frac{124}{36.9} = 3.36 \rightarrow 4 \text{ CAMIONES.}$$

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.

## CAMIONES Y CARGADOR PARA CAMINO PAVIMENTADO

(5 AÑOS DE USO)

VELOCIDAD DE IDA 20 KM/H.

VELOCIDAD DE REGRESO 35 KM/H.

$$\text{DE IDA: } t = \frac{370 \times 60}{20,000} = 1.11 \text{ MIN.}$$

$$\text{DE REGRESO: } t = \frac{370 \times 60}{35,000} = 0.63 \text{ MIN.}$$

$$\text{T O T A L} = 1.74 \text{ MIN.}$$

$$\text{TIEMPO TOTAL DEL CICLO} = 1.74 + 1.74 + 0.5 = 3.98 \text{ MIN.}$$

$$\text{NUMERO DE VIAJES POR HORA} = \frac{45}{3.98} = 11.31$$

$$\text{VOLUMEN POR HORA} = 11.31 \times 6 = 67.86 \text{ M}^3$$

$$\text{COSTO POR M}^3 = \frac{626.41}{67.86 \times 0.8} = 11.54$$

$$\text{NUMERO DE CAMIONES} = \frac{\text{PRODUCCION DEL CARGADOR}}{\text{VOL. POR HORA} \times \text{COEF. DE ABUNDAMIENTO}}$$

$$\frac{124 \text{ M}^3}{54.29} = 2.28 = 2 \text{ CAMIONES.}$$

27

## COSTO DEL ACARREO MAS CARGA:

$$\text{COSTO DE LA CARGA} = \frac{\text{COSTO HORARIO DEL CARGADOR}}{\text{PRODUCCION DE 2 CAMIONES.}}$$

$$\text{ACARREO} = 11.54$$

$$\text{CARGA} = \frac{25.43}{36.97}$$

$$\text{UT. MOTOESCREPA} \frac{\$10.76}{26.21}$$

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 M<sup>3</sup> ES DE:

$$\frac{1'000,000}{800,000} = 1.25$$

EL COSTO TOTAL ES PUES 26.21

+

$$\frac{1.25}{27.46}$$

27.46

CAMIONES Y CARGADOR PARA CAMINO PAVIMENTADO  
(USO ESTADISTICO).

VALOR ESPERADO DEL COSTO HORARIO DEL EQUIPO. (USO ESTADISTICO).

$$820.57 (0.26) + 711.82 (.34)$$

$$+ 665.22 (0.20) + 634.15 (0.1)$$

$$+ 621.72 (0.1) = 714.00$$

COSTO M<sup>3</sup> PARA USO ESTADISTICO.

$$= \frac{714.00}{67.86 \times 0.8}$$

$$= \underline{\underline{\$13.15/M^3}}$$

## 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



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.

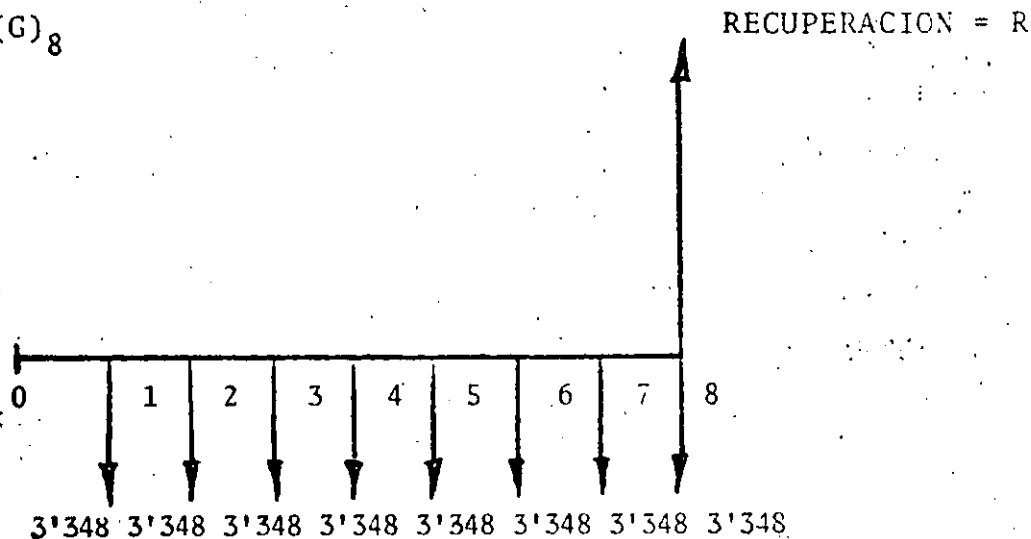


HACE UNA COMPARACION ENTRE LAS ALTERNATIVA (G) E (I) HACIENDO USO DEL METODO DE VALOR ACTUALIZADO. (USO ESTADISTICO).

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)<sub>8</sub>

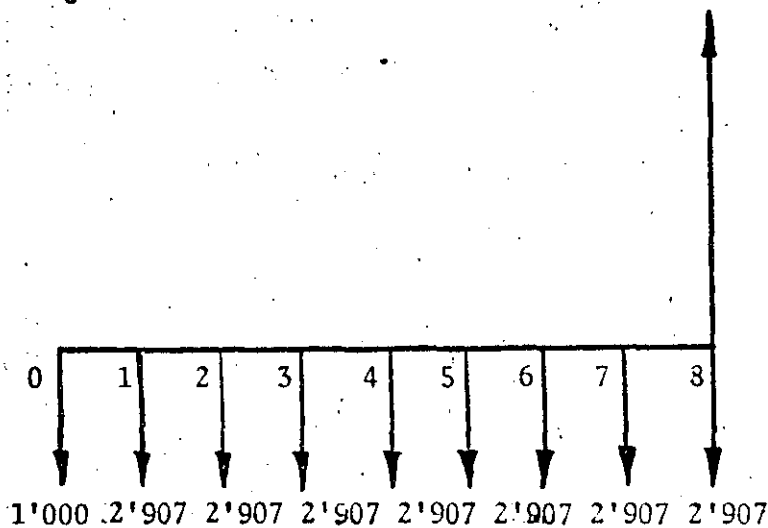


EN MILES DE PESOS

$$\text{COSTO/MES} = \frac{33.48 \times 800,000}{8} = 3'348,000$$

CASO (I)<sub>8</sub>

RECUPERACION = R



$$\text{COSTO/MES} = \frac{29.07 \times 800,000}{8} = 2'907,000.$$

EL SUPERINTENDENTE SUPONE UNA TASA DE INTERES MÍNIMA ACEPTABLE DE 4% MENSUAL. USANDO LA TABLA DE LOS APUNTES OBTIENE LOS SIGUIENTES VALORES ACTUALIZADOS.

CASO (G)<sub>8</sub> INTERES 4%

VALOR PRESENTE DE UNA SERIE UNIFORME DE FLUJO DE EFECTIVO.

$$3'348,000 \times 6.7328 = 22'541,414$$

CASO (I)<sub>8</sub> INTERES 4%

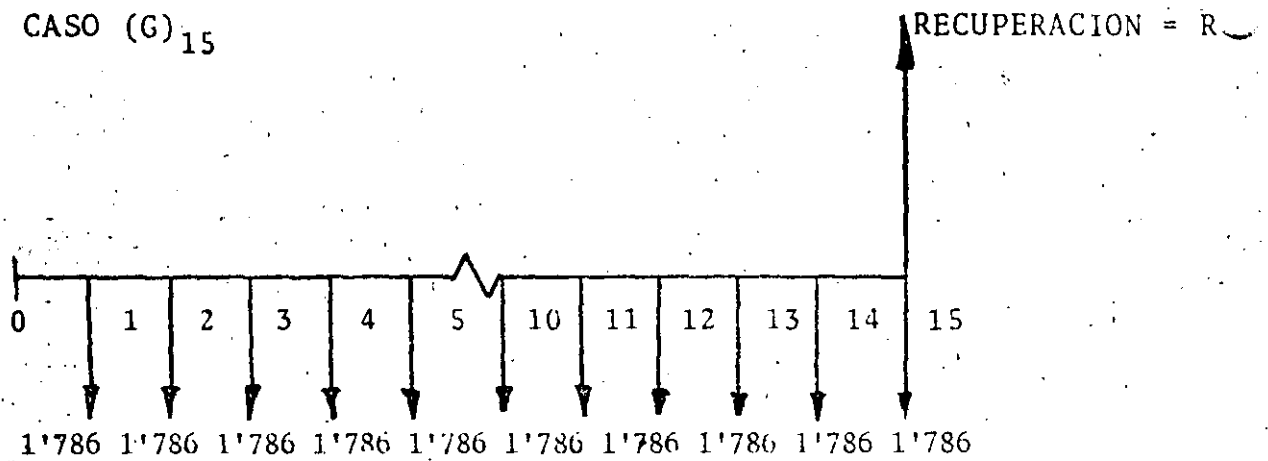
$$P = A \frac{(1+i)^n - 1}{i (1+i)^n}$$

$$1'000,000 + 2'907,000 \times 6.7328 = 20'572,250$$

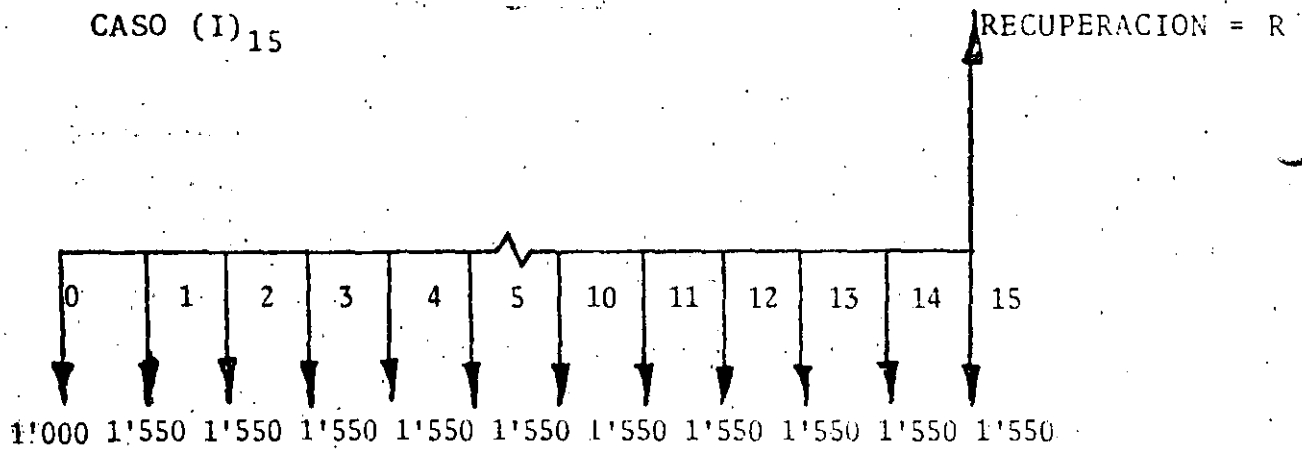
LE CONVIENE SELECCIONAR LA ALTERNATIVA DE COSTO ACTUALIZADO MÍNIMO, QUE SIGUE SIENDO LA (I).

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)<sub>15</sub>

$$\text{COSTO/MES} = \frac{33.48 \times 800,00}{15} = 1'785,600$$

CASO (I)<sub>15</sub>

$$\text{COSTO/MES} = \frac{29.07 \times 800,000}{15} = 1'550,400$$

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)<sub>15</sub> 4% MENSUAL

$$1'785,600 \times 11.1184 = 19'853,015$$

CASO (I)<sub>15</sub> 4% MENSUAL

$$1'000,000 + 1'550,400 \times 11.1184 = 18'237,967$$

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)<sub>8</sub> INTERES 6% MENSUAL

$$3'348,000 \times 6.2098 = 20,790,410$$

CASO (I)<sub>8</sub> 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)<sub>15</sub> INTERES 6% MENSUAL

$$1'785,600 \times 9.7123 = 17'342,283$$

CASO (I)<sub>15</sub> INTERES 6% MENSUAL

$$1'000,000 + 1'550,400 \times 9.7123 = 16'057,950$$

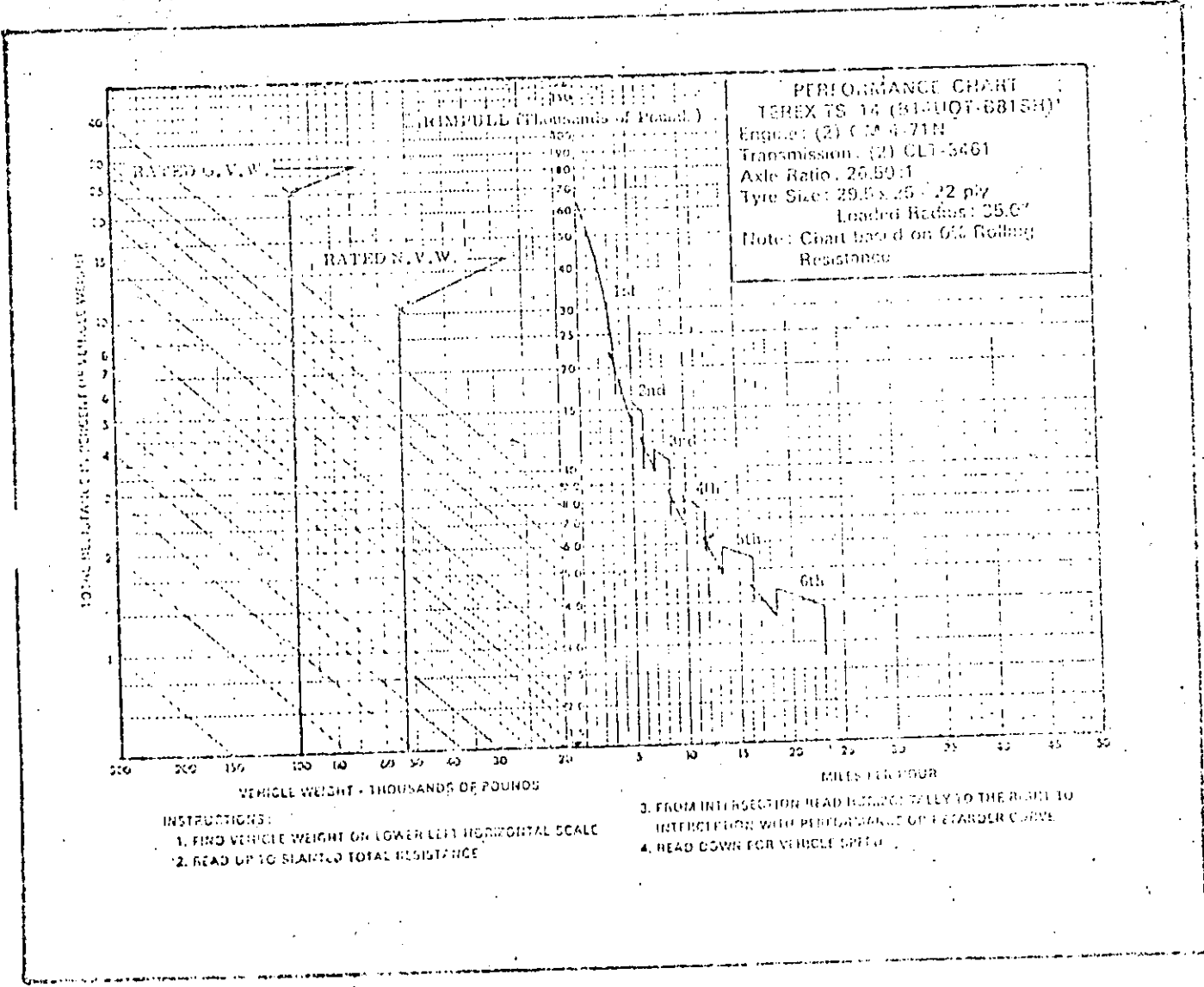
CON TODOS ESTOS DATOS EL SUPERINTENDENTE HACE LA SIGUIENTE TABLA.

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 of Ingersoll Rand), U.S.A. Inc.  
 General Motors, Saginaw, Michigan, U.S.A. 48106





## D A T O S:

MATERIAL.	LIMO ARENOSO SECO.
PESO VOLUMETRICO EN BANCO.	1600 KG/M <sup>3</sup>
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 <sup>3</sup>
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 <sup>3</sup> ABUND.
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA CARGADOR FRONTAL.	\$5,129.52
CAPACIDAD DEL CUCHARON.	3.5 Yd <sup>3</sup> .

CONSTRUCTORA: \_\_\_\_\_  
 X \_\_\_\_\_  
 MOVIMIENTO DE --  
 TIERRAS.

MARCA: MOTOESCREPA  
 MODELO: TEREX TS-14  
 DATOS ADIC: \_\_\_\_\_

HOJA No.: 1/2  
 CALCULÓ: C.M.G.  
 REVISÓ: F.F.L.  
 FECHA: Abril '84.

DATOS GENERALES

FRECIO ADQUISICIÓN:	\$ 56'514,500.00	FECHA COTIZACIÓN:	Abril '84.
EQUIPO ADICIONAL - Llantas	1'640,500.00	VIDA ECONÓMICA (VE):	5 AÑOS.
	54'874,000.00	HORAS POR AÑO (HA):	2000 HR/AÑO.
VALOR INICIAL (VA):		MOTORES:	Diesel DE 160 HP.
VALOR RESCATE (VR): 10 %	\$ 5'651,450.00	FACTOR OPERACIÓN:	0.70
TASA INTERÉS (I):	12 %	POTENCIA OPERACIÓN:	2x0.7x160 HP. OP. = 224
PRIMA SEGUROS (S):	2 %	COEFICIENTE ALMACENAJE (K):	0.10
		FACTOR MANTENIMIENTO (Q):	0.75

I. CARGOS FIJOS.

A). DEPRECIACIÓN:  $D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{54'874,000.00 - 5'651,450.00}{10,000} = \$ 4,922.26$

B). INVERSIÓN:  $I = \frac{VA + VR}{2 HA} = \frac{54'874,000 + 5'651,450 \times 0.12}{2 \times 2000} = 1,815.76$

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. COSTOS

A). GASTOS: E = E PC  
 DIESEL: E = 0.20 x 224 HP. CP. x \$ 26.00 /LT. = \$ 1,164.80  
 GASOLINA: E = 0.24 x \_\_\_\_\_ HP. CP. x \$ \_\_\_\_\_ /LT. =

B). GASTOS FUENTES DE ENERGÍA: \_\_\_\_\_ =

C). LUBRICANTES: L = A PE  
 CAPACIDAD CARTER: C =  $\frac{2 \times 16}{100}$  LITROS. / HORAS.  
 CAMBIOS ACEITE: T = \_\_\_\_\_ HORAS.  
 $A=C/T = \frac{0.0035}{0.0020} \times 224 \text{ HP. CP.} = 1.10 \text{ LT/HR.}$   
 $L = 1.10 \text{ LT/HR} \times \$ 180 /\text{LT.} = 198.00$

D). LLANTAS: LI =  $\frac{VII \text{ (VALOR LLANTAS)}}{IV \text{ (VIDA ECONOMICA)}}$   
 VIDA ECONOMICA: IV = 2500 HORAS  
 $LI = \frac{1'640,500.00}{2,500 \text{ HORAS}} = 656.20$

SUMA CONCURSOS 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)  
 $H = 3 \text{ TURNOS} \times 0.75 \text{ (FACTOR RENDIMIENTO)} = 6 \text{ HORAS}$

OPERACION = O =  $\frac{S}{H} = \frac{\$ 2,110.10}{6 \text{ HORAS}} = \$ 351.68$

SUMA OPERACION POR HORA \$351.68

COSTO DIRECTO HORA = MAQUINA (HMD) \$13,595.25

CONSTRUCTORA:	MÁQUINA: Cargador Frontal	HOJA No.:
X	MODELO: Michigan 85-III-A	CALCULÓ: C.M.G.
	DATOS AÑO: 3.5 Yd <sup>3</sup>	REVISÓ: F.F.L.
UBA: MOVIMIENTO DE		FECHA: Abril '84
TIERRAS.		

## DATOS GENERALES

PRECIO ADQUISICIÓN:	\$ 16'430,000.00	FECHA COTIZACIÓN: Abril '84
EQUIPO ADICIONAL - Llantas.	723,500.00	VIDA ECONÓMICA (VE): 5 AÑOS
	15'706,500.00	HORAS POR AÑO (HA): 2000 HR/AÑO.
VALOR INICIAL (VA):		MOTORES: DE 221 HP.
VALOR RESCATE (VR): 10 %	\$ 1'643,000.00	FACTOR OPERACIÓN: 0.75
TASA INTERÉS (I): 12 %		POTENCIA OPERACIÓN: 166 HP.OP.
PRIMA SEGUROS (S): 2 %		COEFICIENTE ALMACENAJE (K): 0.10
		FACTOR MANTENIMIENTO (M): 0.80

## I. CARGOS FIJOS.

$$A). \text{ DEPRECIACIÓN: } D = \frac{VA - VR}{VE} = \frac{15'706,500 - 1'643,000.00}{10,000} = \$ 1'406.35$$

$$B). \text{ INVERSIÓN: } I = \frac{VA + VR}{2 HA} \cdot i = \frac{15'706,500 + 1'643,000.00}{2 \times 2000} \times 0.12 = 520.49$$

$$C). \text{ SEGUROS: } S = \frac{VA + VR}{2 HA} \cdot s = \frac{15'706,500 + 1'643,000.00}{2 \times 2000} \times 0.02 = 86.75$$

$$D). \text{ ALMACENAJE: } A = KD = \frac{0.10 \times 1'406.35}{1} = 140.64$$

$$E). \text{ MANTENIMIENTO: } M = MD = \frac{0.80 \times 862.60}{1} = 1,125.08$$

SUMA CARGOS FIJOS POR HORA \$3,279.31

II. CONSUMOS.

A). COMBUSTIBLE: E = E Pc

DIESEL: E = 0.20 X 166 HP. OP. X \$ 26 /LT. = \$ 863.20

GASOLINA: E = 0.24 X HP. OP. X \$ /LT. =

B). OTRAS FUENTES DE ENERGIA: =

C). LUBRICANTES: L = A Pe

CAPACIDAD CARTER: C = 26.5 LITROS.

CAMBIO ACEITE: T = 100 HORAS.

A=C/T + 0.0035 / 0.0030 X 166 HP. OP. = 0.85 LT/HR.

L = 0.85 LT/HR X \$ 180 /LT. = 153.00

D). LLANTAS: Li = VLI (VALOR LLANTAS) / HV (VIDA ECONOMICA)

VIDA ECONOMICA: HV = 1500 HORAS

Li = 723,500.00 / 1,500 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

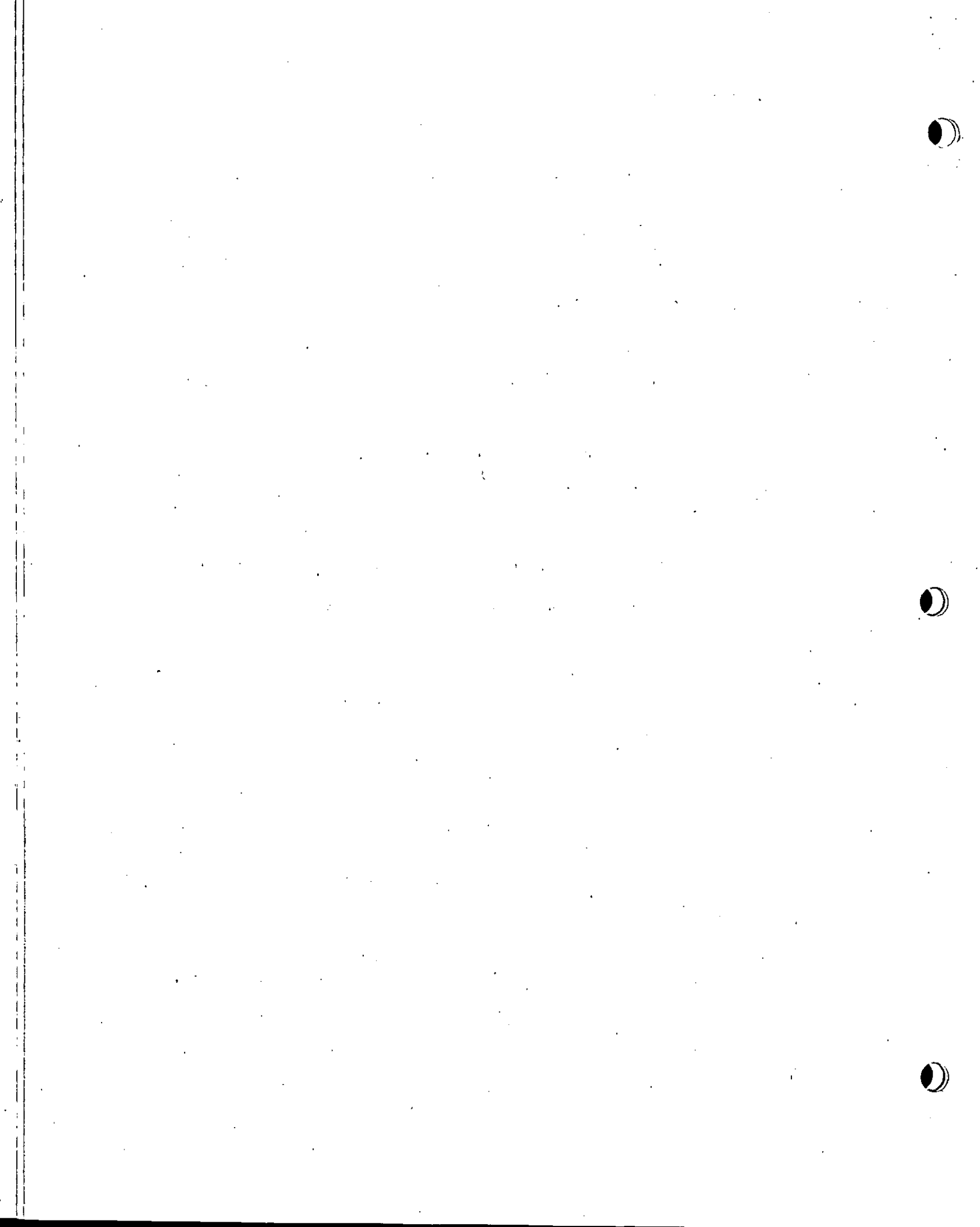
HORAS/TURNO-PROM.: (H)

H = 8 HORAS X 0.75 (FACTOR RENDIMIENTO) = 6.00 HORAS

OPERACION = S/H = \$ 2,110.10 / 6.00 HORAS = \$351.68

SUMA OPERACION POR HORA \$351.68

COSTO DIRECTO HORA - MAQUINA (HMD) \$5,129.52



## 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: REEMPLAZO ECONOMICO DE EQUIPO DE CONSTRUCCION**

**PROFESOR: ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**



## 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 listas 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 éste 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

COSTOS A NIVEL DE EMPRESA

OPERACION  
CONSUMOS  
MANTENIMIENTO MENOR  
LLANTAS  
TALLER MECANICO

MANTENIMIENTO TOTAL

RENTAS { MANTENIMIENTO MAYOR  
DEPRECIACION  
COSTO DE CAPITAL  
INNOVACIONES TECNOLOGICAS  
EQUIPO IMPRODUCTIVO PARADO

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

$$\text{COSTO MAQUINA USADA} = 200,000 + 50,000 \times 12 - 130,000$$

$$= 200,000 + 600,000 - 130,000 = 670,000$$

ALTERNATIVA DE COMPRAR MAQUINA NUEVA

$$\text{COSTO MAQUINA NUEVA} = (800,000 - 210,000) + 35,000 \times 12 - 400,000$$

$$= 590,000 + 420,000 - 400,000 = 610,000$$

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 ó del propietario, los que determinarán 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 ótimo 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.

De 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; ilustremos 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; (recuerdese 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.

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

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

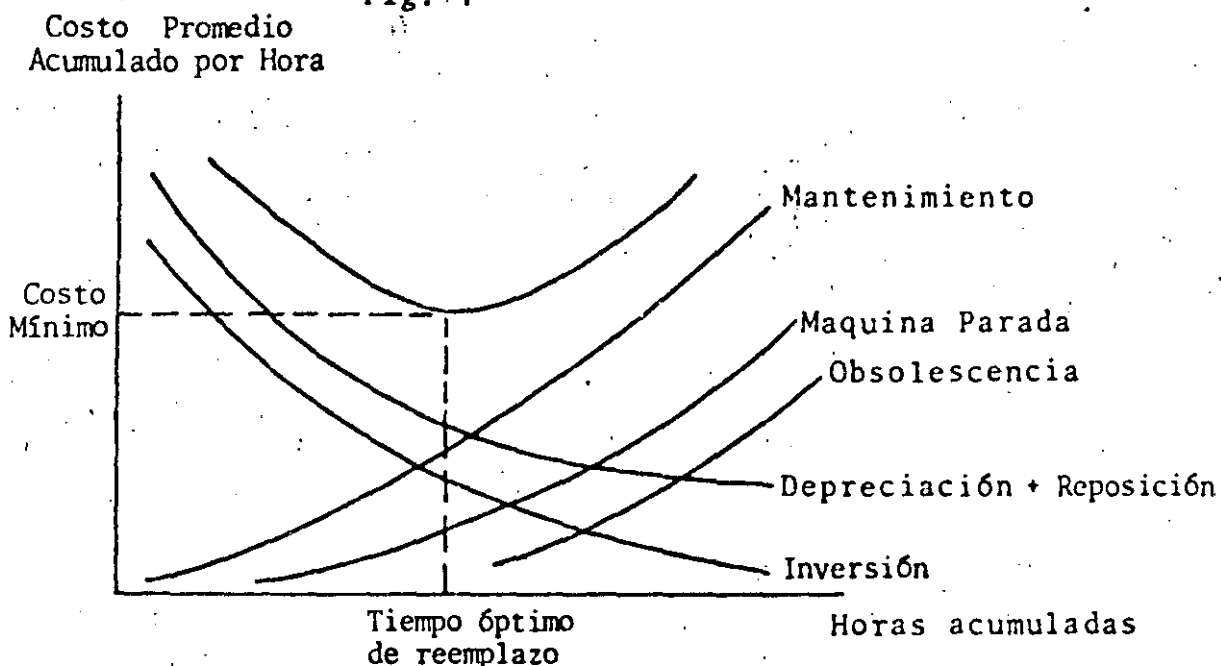
Para finalizar con la aplicación de este método, veamos un ejemplo donde intervengan tres factores adicionales que hasta ahora no se han considerado: costo de inversión, máquina parada y obsolescencia, realizando además el análisis por hora acumulativa trabajada. En resumen, consideraremos cinco factores 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.

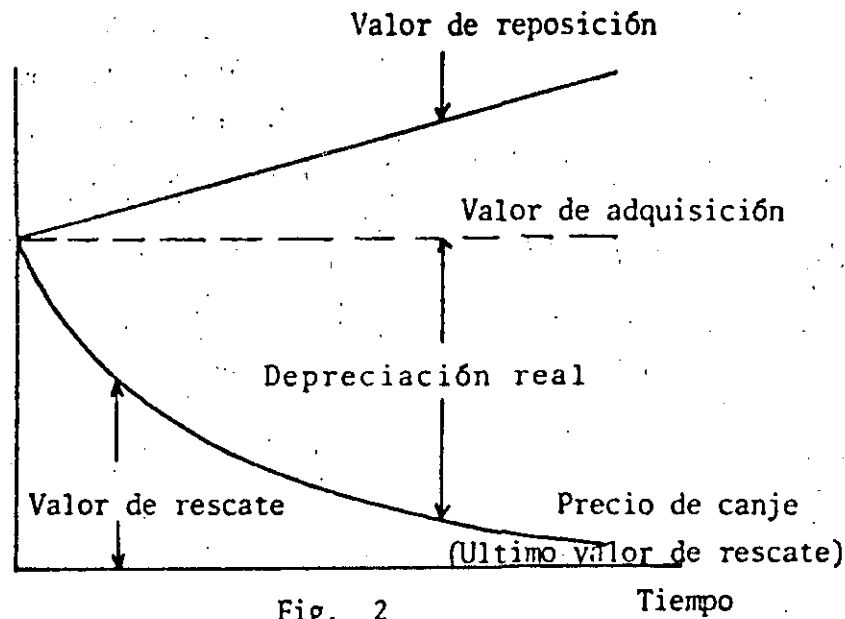


Fig. 2

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).

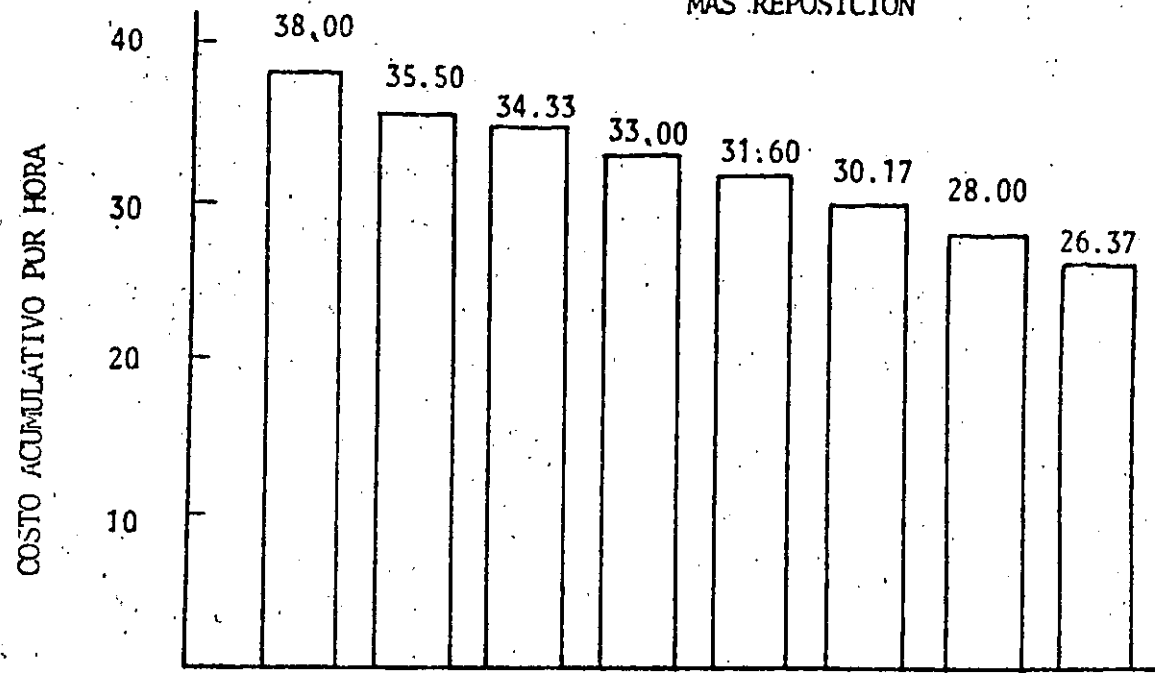
Graficando los resultados observamos que si los únicos costos a considerar fueran los de depreciación y reposición, la política a seguir sería retener indefinidamente la máquina - (fig. 3).

**COSTO DE DEPRECIACION Y REPOSICION**  
(200,000 COSTO ORIGINAL 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)	7%	5%	4%	3%	2%	1%	1%	1%
VALOR DE RESCATE DE UNA MAQUINA DE \$2 000,000 DLS.	\$154,000	\$119,000	\$84,000	\$56,000	\$34,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000
COSTO DE REPOSICION (15% AUMENTO POR AÑO)	\$230,000	\$260,000	\$290,000	\$320,000	\$350,000	\$380,000	\$410,000	\$440,000
COSTO DE DEPRECIACION + REPOSICION (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 DEPRECIACION Y REPOSICION 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	31.86	28.17	24.84	21.78	19.04	16.65	14.73	13.30

TABLA 5

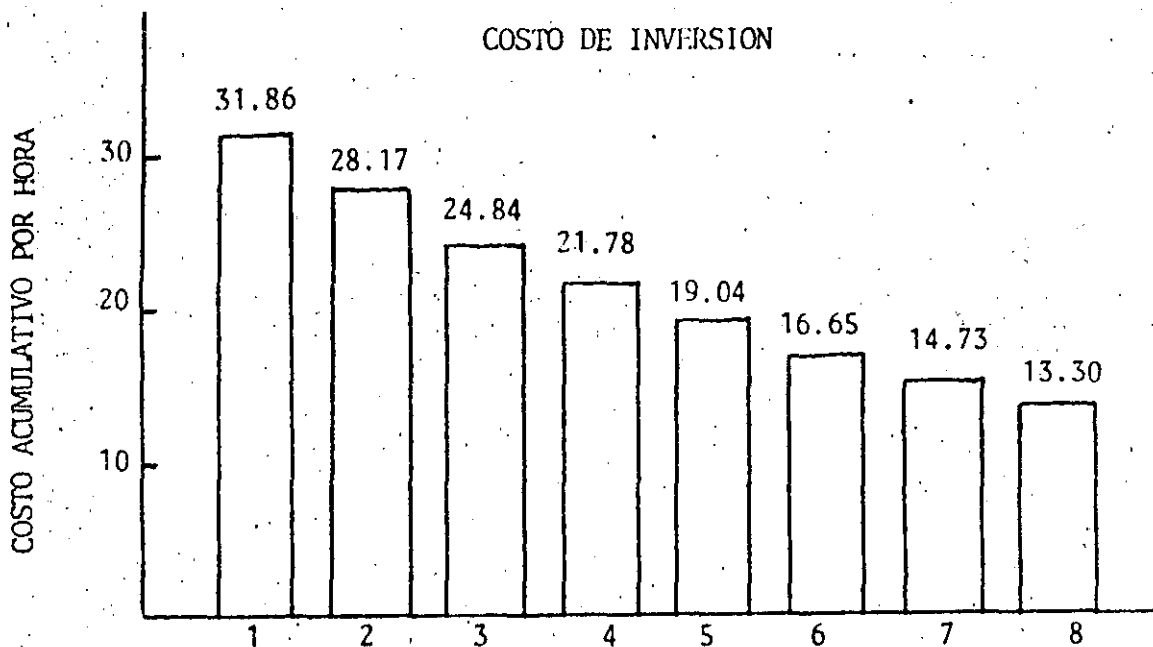


Fig. 4.

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.

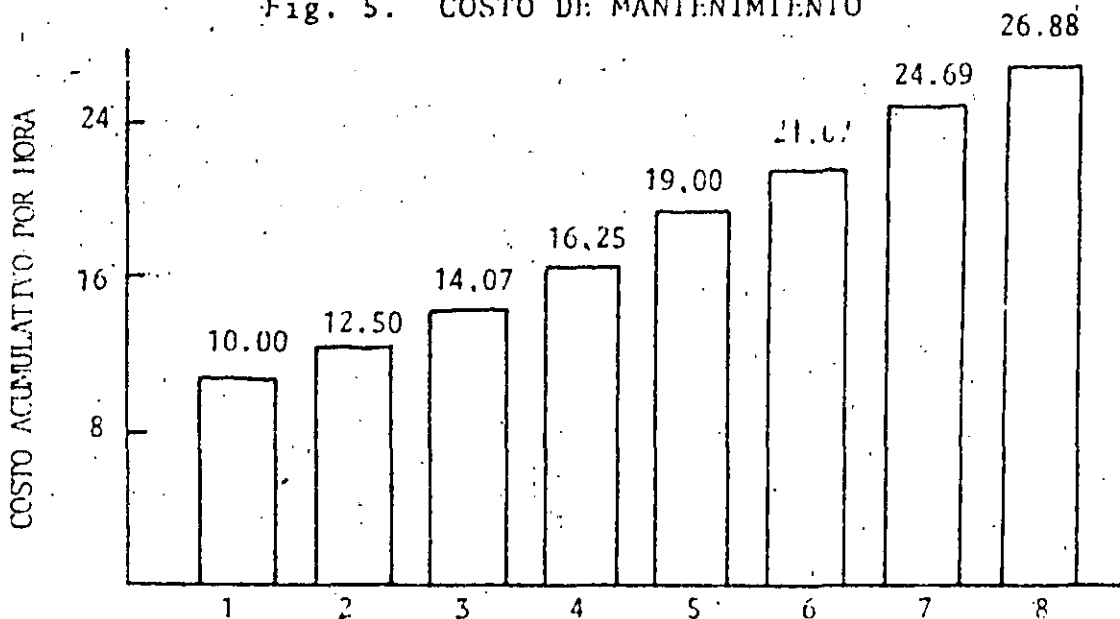
Graficando los resultados vemos que si los únicos costos considerados fueran los de mantenimiento y reparaciones, habría mos de cambiar cada año nuestras máquinas (fig. 5).

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).

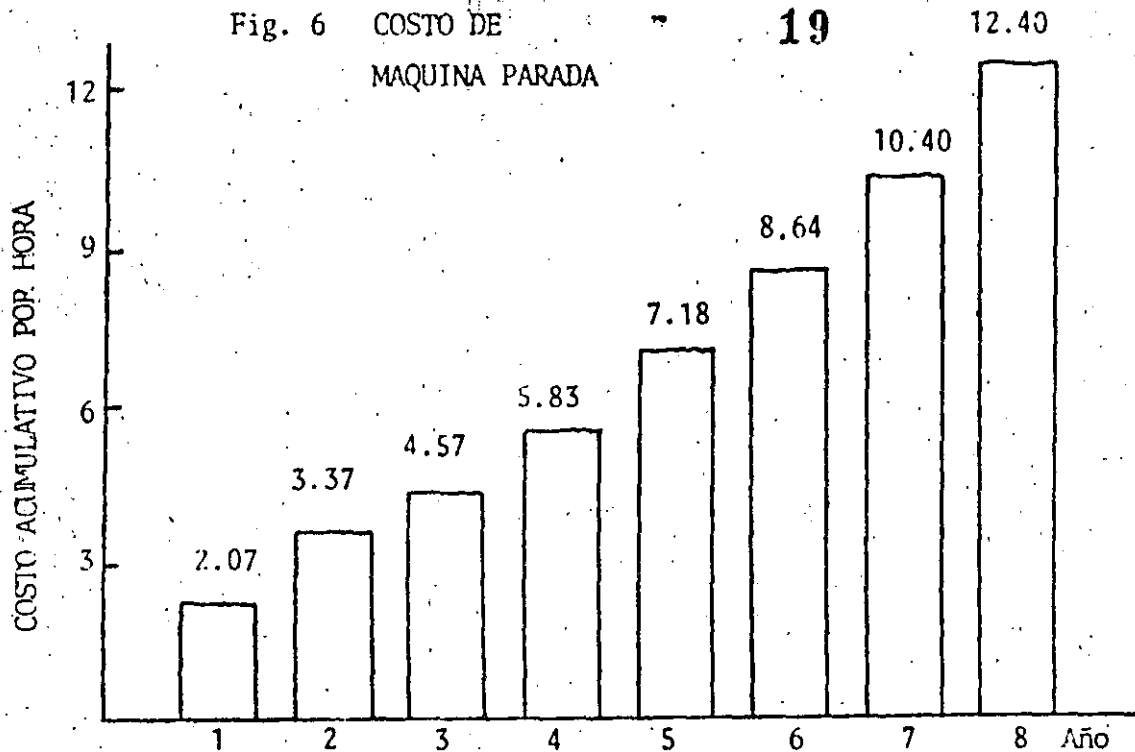
COSTO POR MAQUINARIA PARADA

CONCEPTO	AÑO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
DISPONIBILIDAD	97%	94%	92%	90%	88%	86%	83%	80%
HORAS QUE SE DEBEN RECOBRAR	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 TIEMPO PERDIDO	2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000
COSTO ACUMULATIVO POR HORA 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.

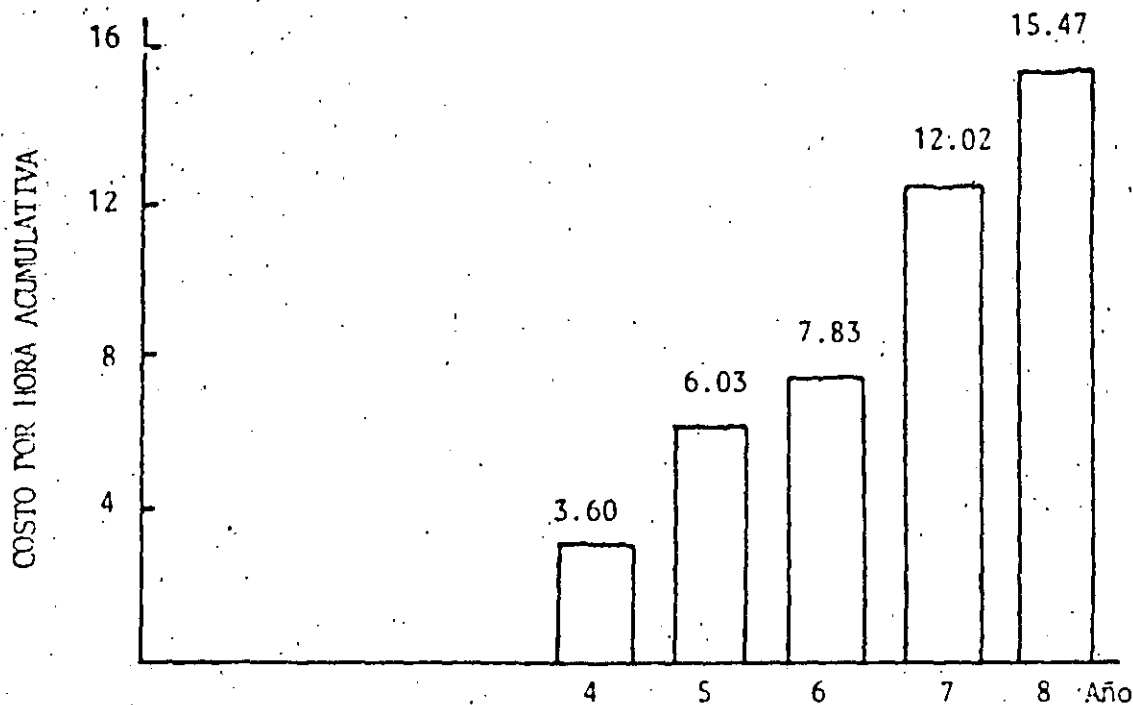
Las horas adicionales de operación requeridas con el equipo obsoleto para producir lo mismo que la máquina nueva, es lo que se considera como costo de obsolescencia (tabla 9).

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			
INCREMENTO DE LA PRODUCCION				15%	15%	15%	30%	30%
HORAS QUE NECESITA PARA REALIZAR 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.

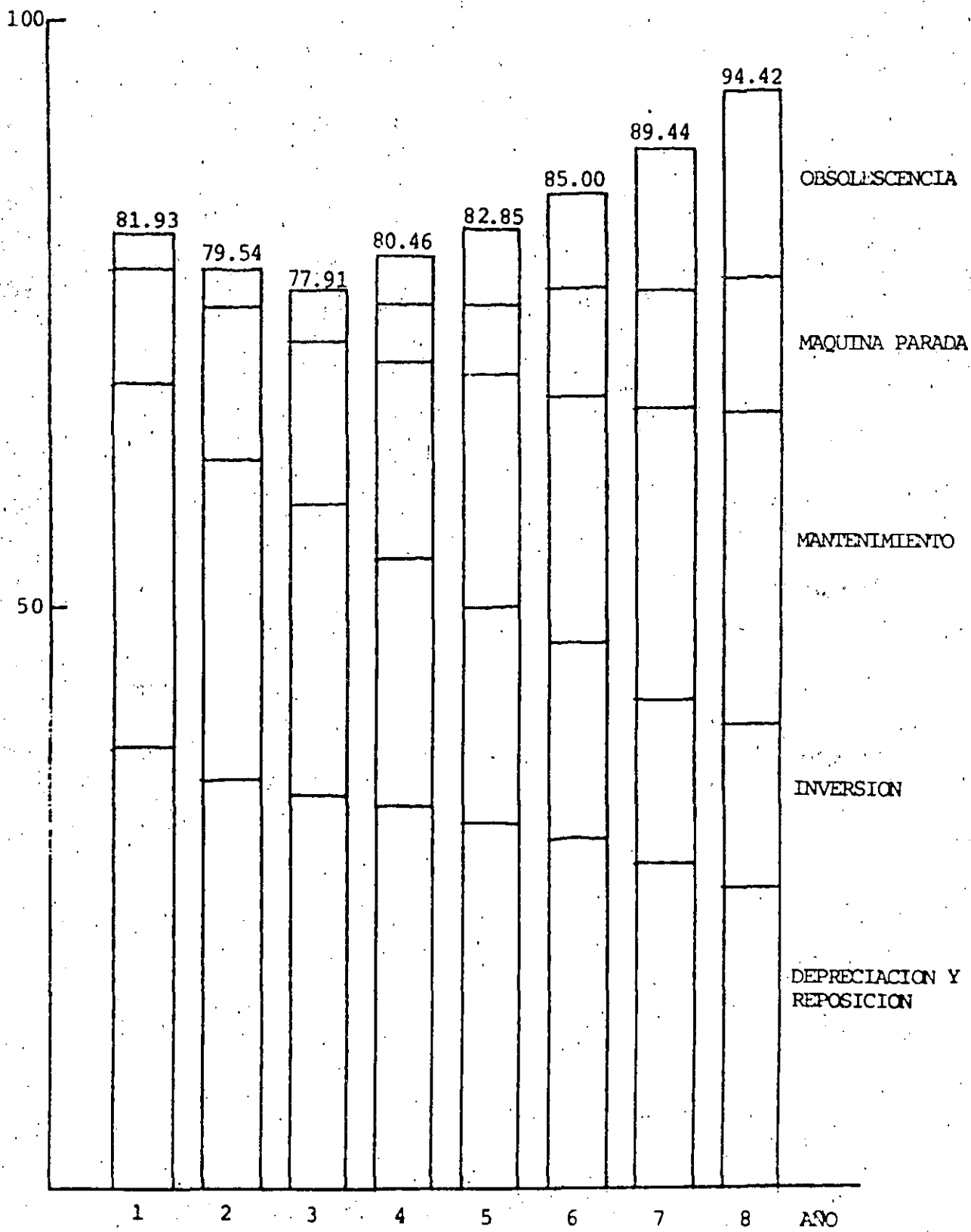


Fig. 8.



ANO 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

24

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

$$\text{Rend. inv.} = \frac{(100 - 81.93) 2000}{200\,000 + 154\,000} = 0.2042$$

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.

#### 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, desarrollaremos 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.

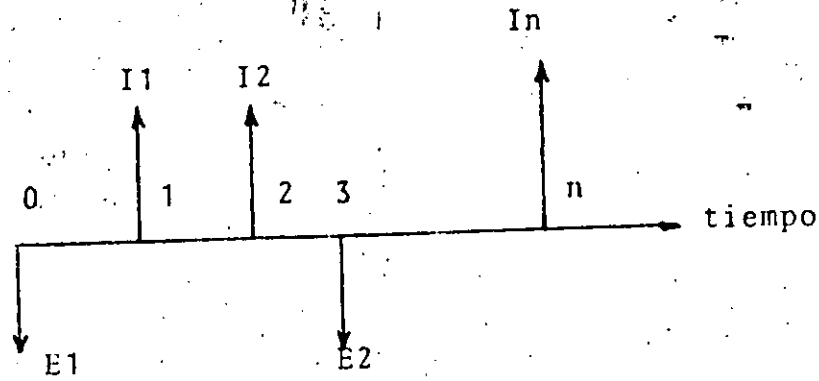
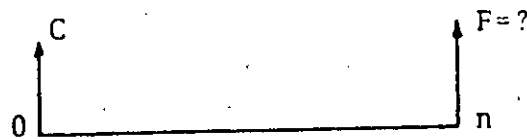


DIAGRAMA E-R

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:

Para el primer año:  $C_1 = C + iC = C (1 + i)$

Para el segundo año:  $C_2 = C_1 + i C_1 = C (1+i) + iC (1+i)$   
 $= C + iC + iC + i^2C$   
 $= C (1+2i + i^2) = C (1 + i)^2$

Por inducción, al final del enésimo período

$$C_n = C(1 + i)^n \quad , \quad \text{Si } C_n = F$$

$$F = C (1 + i)^n \quad (1)$$

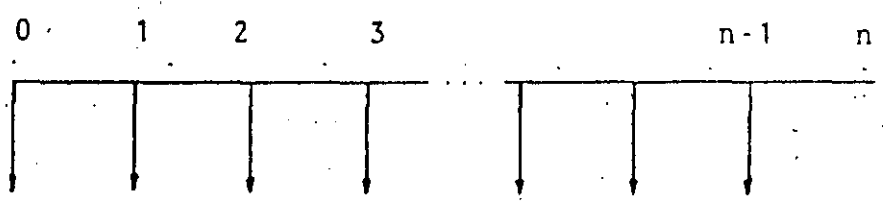
el factor  $(1 + i)^n$  recibe el nombre de factor de valor futuro pago simple, y es el factor por el cual se multiplica un pago simple para obtener su monto capitalizado a una fecha futura específica.

Si de la ecuación 1, despejamos C:

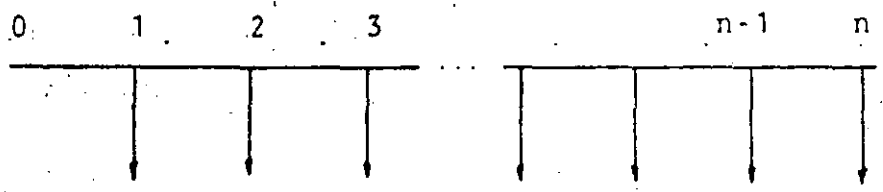
$$C = F \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (2)$$

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:

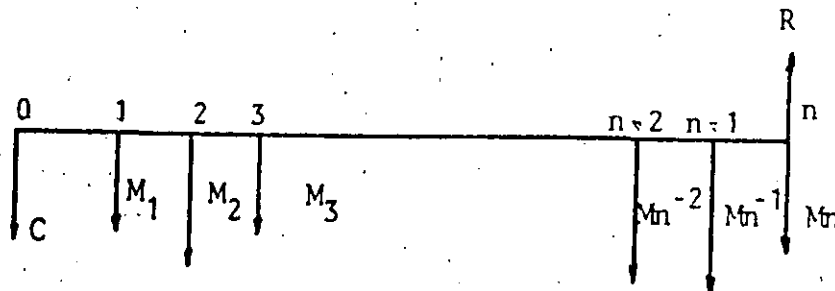
$$C + M_1 \quad \text{para el primer año}$$

$$C + M_1 + M_2 \quad \text{para el segundo año}$$

$$C + M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_n \quad \text{para el año } n$$

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	$f^k$	$Rf^n$	$f^k M$	$\Sigma M^k$	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.

3 <sup>o</sup> AÑO	i=20%	i=30%	i=40%
X	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.

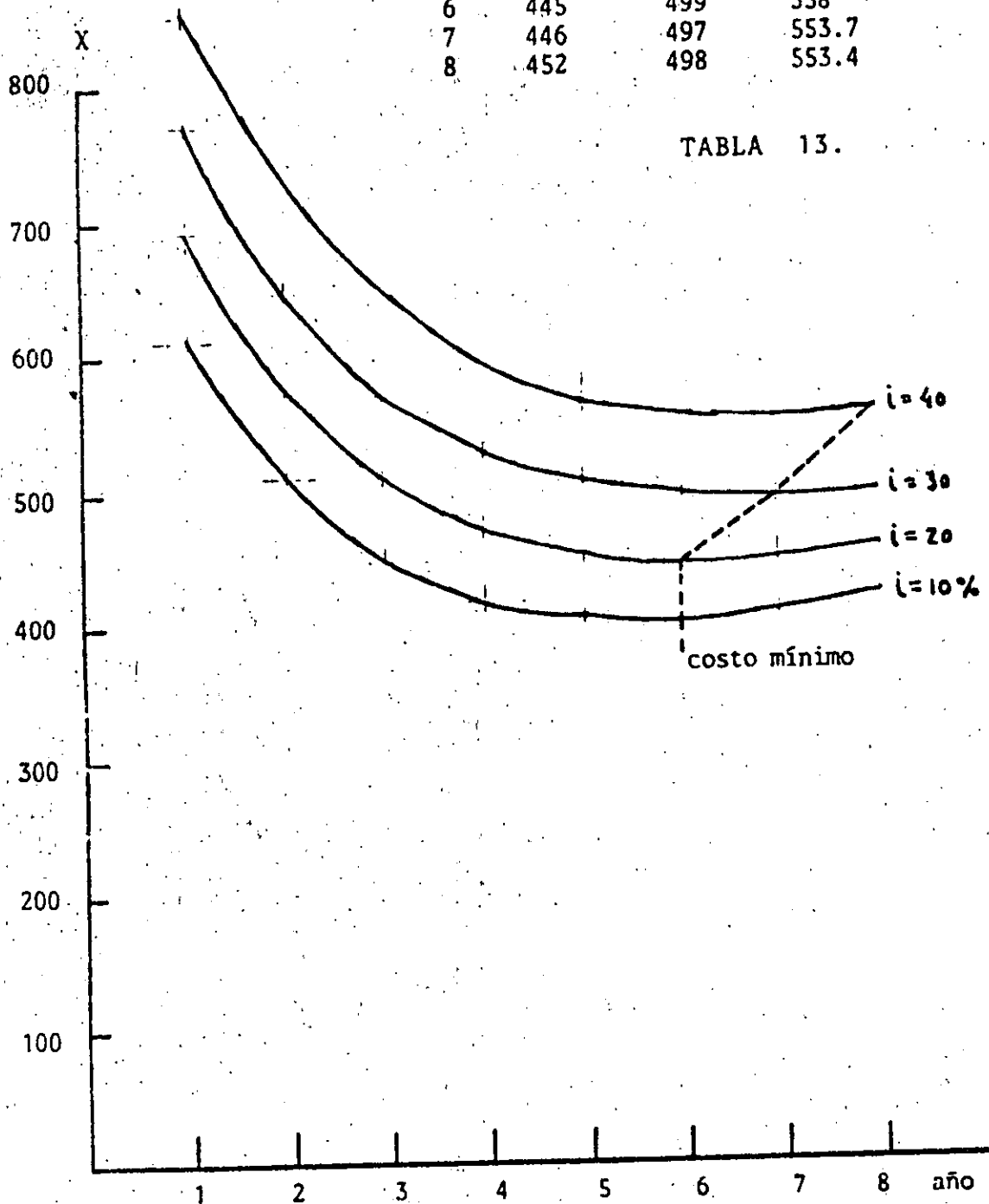


Fig. 9.

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: CONTROL**

**PROFESOR; ING. ERNESTO MENDOZA SANCHEZ**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

## I N D I C E

	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

## 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.
- ... (sí/no) = Subraye o circule la alternativa correcta.
- \_\_\_\_\_ = Escriba las palabras que se requieran.
- ( ) = Ponga el número correcto

EL CONTROL

1.- GENERALIDADES.

1.- Control es el proceso que determina que también se está llevando a cabo una actividad valorizándola y si es necesario aplicando las medidas correctivas apropiadas, de manera que la ejecución esté de acuerdo con lo planeado.

(sin respuesta)

2.- La comparación entre lo planeado y lo ejecutado es lo que constituye la base del control 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 proceso que requiere de la determinación del estándar 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 realiza en la función de la norma el primer paso del control que consiste en la

planeación determinación estándares

5.- Entonces la definición de la cantidad de trabajo a realizar en una jornada, es lo que constituye la determinación de un estándar para la valoración del desempeño del trabajador. La definición de un modelo de comportamiento o acción es lo que constituye un estándar (sí/no)

estándar

6.- La valorización de lo ejecutado y lo planeado, sería una etapa de la comparación entre el estándar y lo que se está realizando. En caso de que exista una diferencia entre lo

planeado ejecutado acción correctiva

7.- Principio de Control.- Para que un sea efectivo debe cubrir y regular el funcionamiento planeado. Es decir se debe buscar y lograr que la actividad se está realizando de acuerdo con lo

control

planeado

8.- Se analizarán en seguida los diferentes tipos de modelos, patrones o como los hemos llamado que son más usados: Cantidad, Calidad, Uso del tiempo y Costo.

estándares

9.- La determinación del volumen medio esperado 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 gastar en la adquisición de materias primas o publicidad es lo que implica un

estándar de costo

11.- El establecimiento de un programa a seguir en la realización de ciertas actividades constituye la implantación de un estándar de

uso del tiempo

12.- Por último, el definir las tolerancias que se pueden especificar en la realización de las actividades que permiten lograr los objetivos organizacionales es lo que define un estándar de

calidad

13.- Para poder comparar los resultados obtenidos se cuenta con los estándares de y que nos indican si podremos o no lograr, por ese medio, los de la empresa.

cantidad, calidad, uso del tiempo, costo objetivos

14.- El establecimiento de puntos estratégicos de control nos permite el lograr una mejor entre el estándar definido y lo que se está realizando. Cuando surgen diferencias en la comparación se dice que existe una excepción.

comparación

15.- El control administrativo es más fácil concentrando la atención sobre las excepciones o variaciones entre lo planeado y lo es lo que nos dice el Principio de Excepción. Se puede decir que donde el Principio de es válido, tenemos colocar un punto de control.

ejecutado o realizado

excepción estratégico

16.- La 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 \_\_\_\_\_ 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 facultades de una empresa en sí, 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 establecidos los estándares y que se han 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 equivale 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 ir perfeccionando 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.- Porque 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 \_\_\_\_\_ .

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.

control centralizado

control personal

auto-control

auto-control

centralizado personal

auto-control

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, acusen 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 estableció 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

56.- 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 tienden 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 percibir 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 deber

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.

estándar rechazos objetivos

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 \_\_\_\_\_ 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 ideas, se puede entender el 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 los \_\_\_\_\_ 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 competir con éxito en cualquier ocasión son la base para el \_\_\_\_\_ de los objetivos y las normas.

objetivos normas establecimiento

67.- Si lo puede parecer enojoso y lento, para ser eficaz en la convicción de que el tiempo empleado en lograr la identificación de los objetivos, actividades propia de la función \_\_\_\_\_ es un tiempo compensado de sobra con el tiempo que se ahorrará en la solución de problemas y perturbaciones.

planeación

68.- Así definidos en forma concreta y conjunta todos los objetivos, metas y normas según y por haber sido determinadas con el concurso de todos los miembros de la empresa, teniendo en cuenta todos los puntos de vista y sugerencias, será (fácil/difícil) \_\_\_\_\_ poderse dedicar por entero a la causa.

fácil

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 la \_\_\_\_\_, lo primero, para realizar un \_\_\_\_\_ efectivo, será proporcionar ayuda a los subsistemas (departamentos) en su esfuerzo por alcanzar los niveles acordados en común.

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 este fin.

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. Ello elimina la utilización de grupos especiales de control que son \_\_\_\_\_ (más caro/más barato) el control.

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.

73.- Así el sistema \_\_\_\_\_, motiva al empleado a reconocer sus errores y a ejercer sobre sí mismo un control de los movimientos. El autocontrol es la mejor manera de responsabilizar al individuo y lograr el \_\_\_\_\_ de su deber y su mayor \_\_\_\_\_ a través de alcanzar los objetivos de la empresa.

74.- El \_\_\_\_\_ control desarrollado en base al estudio de situaciones particulares, producido, a su vez de las necesidades e inquietudes del individuo y que se ejerce por medio de informes de sus sistemas al sistema superior, a base de \_\_\_\_\_ confianza y sinceridad es lo que constituye el \_\_\_\_\_ de control.

muy distinta

dedicación  
objetivos  
control

orgánico de  
control

más caro

objetivos

orgánico de  
control

auto

cumplimiento  
dedicación

auto

sistema orgánico

## CONTROL DE CANTIDADES

El control de las cantidades es muy usual en la Industria de la Construcción. Como en base la planeación la cantidad de una obra determinada por unidades 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 igual o inferior, esto es la cantidad de obra que puede producirse con un 100% de eficiencia, luego se aplican factores al 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 acordes 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 toma de decisión usando el control. Así por ejemplo en una planta de agregados el jefe de la planta escribe un informe de producción por turno, el superintendente de planeación monthly un informe condensado de producción semanal y el superintendente general este mismo informe pero mensual. Estos puntos de control deben ser muy significativos. Si los hay el sistema de control debe estar diseñado a un nivel que pueda tomar las decisiones que corrigen aquellas fallas del proceso que estaban provocando una falta de producción respecto a los estándares.

Esto se hace en diferentes formas. El superintendente de planeación puede por ejemplo reportar al jefe de la planta que dicha actividad la producción de concreto en un día de 8 hrs. es inferior en 10% al estándar por turno. El superintendente general podrá entonces si la producción semanal es 10% inferior al estándar semanal. Esto desde luego facilita la operación organizada de control.

Es muy común que al reporte de control se le añadan 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 permitan conocer las causas de alguna posible desviación. Por ejemplo el número de horas paradas de la máquina por cualquier causa indicando dichas causas o no, 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 facilitarse las decisiones se pueda revisar periódicamente las causas de las demoras para poder, por ejemplo, optimizar 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 instrumentación, éste es, un sistema que toma muestras, las compara con el estándar y en caso de desviaciones significativas actúa sobre el proceso de producción para regresarlo 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 lapsos grandes 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 llevase una cuenta de 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 insumo, así pues cada una de estas cuentas podría llevar las siguientes sub cuentas:

- a) Obra de Mano
- b) Materiales
- c) Maquinaria
- d) Acarneos
- e) Destajistas

El control de costos compara las cantidades erogadas por cada una de las cuentas y sub cuentas con las supuestas 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 concreto 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 m<sup>3</sup> de agregado por ejemplo y con los datos reales de cantidades de costos dividiendo la cantidad erogada realmente en el mes entre la cantidad producida realmente en el mes en m<sup>3</sup> tendríamos 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 líneas 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 haga 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 central, ya que la transmisión de datos masivos por teléfono o correo no es una solución satisfactoria como en México. Esto es muy importante ya que la información debe ser oportuna para que las decisiones que se toman que se basan en 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 ELABORACIÓN 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 almacenes
- 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

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 exageradamente 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 permitir únicamente transacciones completamente confirmadas 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 de control 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 prever las consecuencias de las desviaciones de los planes. Los sistemas de programación y control de obras por redes de actividades constituyen instrumentos útiles 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 logra, de 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 cuando 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 se 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 tenga 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 reflejen 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 provean a cada ejecutivo 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 mejor general que el que se dé al gerente de la empresa constructora.

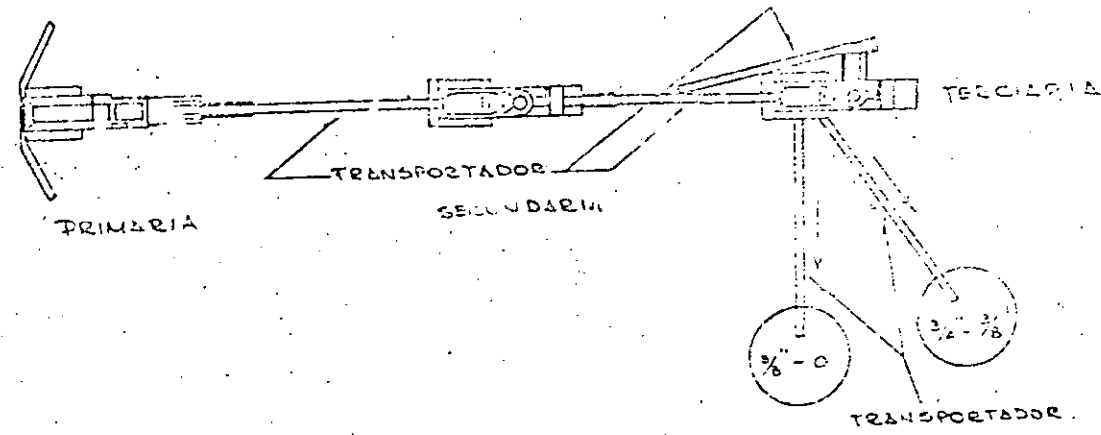
Los controles deben ser cuantitativos. Deben distinguirse claramente el volumen de información y el valor de la información. Un mayor número de datos no significa necesariamente mejor información; por el contrario, en muchas ocasiones el exceso de información provoca incertidumbre, indecisión e incapacidad para interpretar adecuadamente la gran cantidad de datos que se reciben. Por lo tanto, hay que establecer un equilibrio adecuado

do entre la cantidad de datos que conviene generar y el costo de procesarlos y distribuirlos para convertirse en información utilizable. En general sólo debe proporcionarse la información indispensable para que cada ejecutivo pueda tomar las decisiones que le competen.

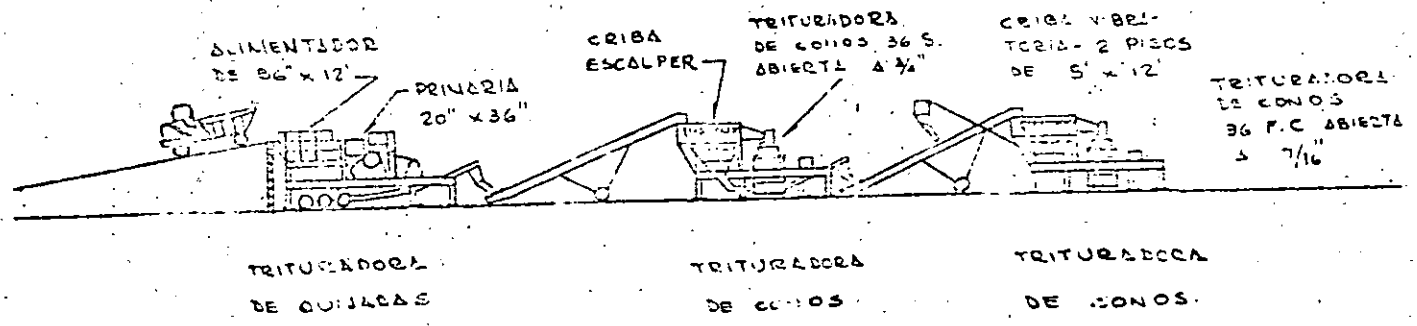
9. Los controles deben ser comprensibles. Los reportes de costos deben tener siempre una interpretación fácil y presentarse en forma inmediatamente utilizable. Resultan de poca utilidad los datos de costos que el ejecutivo deba todavía procesar y analizar para que adquieran significado.
10. Los controles 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 de las mismas y las medidas que puedan adoptarse para corregirlas.



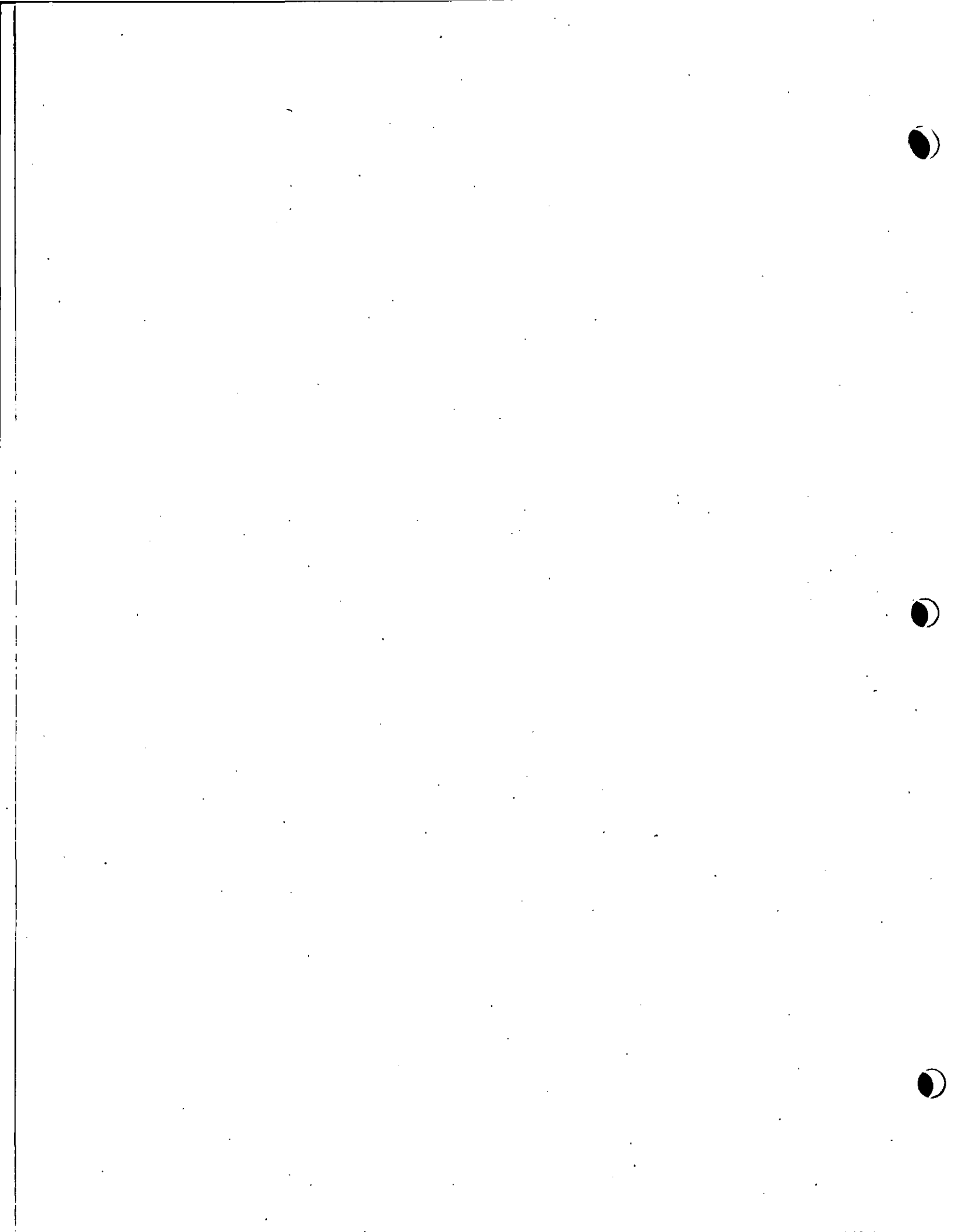
# INSTALACION PORTATIL

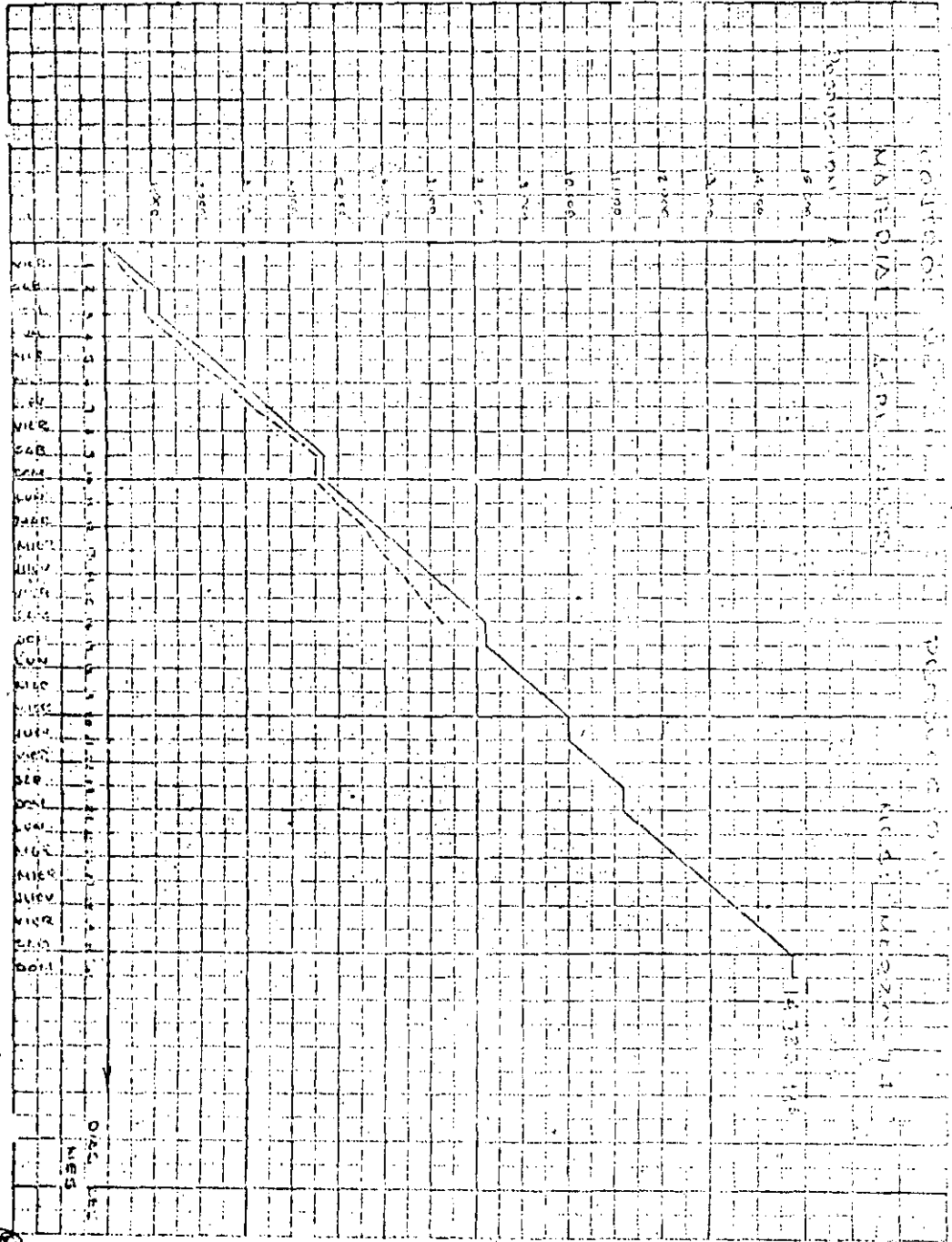


14



25





90

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 M<sup>3</sup>

CAUSA DE DEMORAS	HORAS PERDIDAS	% EFIC. PERDIDA
FALTA DE MATERIAL	0:30	3.2 %
PIEDRAS ATORADAS	2:00	12.9
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
<b>TOTAL</b>	<b>8:10</b>	<b>52.5 %</b>

(29) INFORME DE PRODUCCION SEMANAL (30)

OBRA : 28

PERIODO DEL : 11-III-74 AL 16-III-74

PRODUCCION ESPERADA : 2534 M<sup>3</sup>

PRODUCCION OBTENIDA : 2600 M<sup>3</sup>

EFICIENCIA : 51.2 %

DIAS	PRODUCCION EN M <sup>3</sup>	% EFICIENCIA
LUNES	500 M <sup>3</sup>	59.0 %
MARTES	525	62.0
MIERCOLES	300	35.5
JUEVES	425	50.2
VIERNES	400	47.4
SEBASTIAN	450	53.1
<b>TOTAL</b>	<b>2600 M<sup>3</sup></b>	<b>51.2 %</b>

31

CAUSA DE DEMORE	% 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

18



**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.**

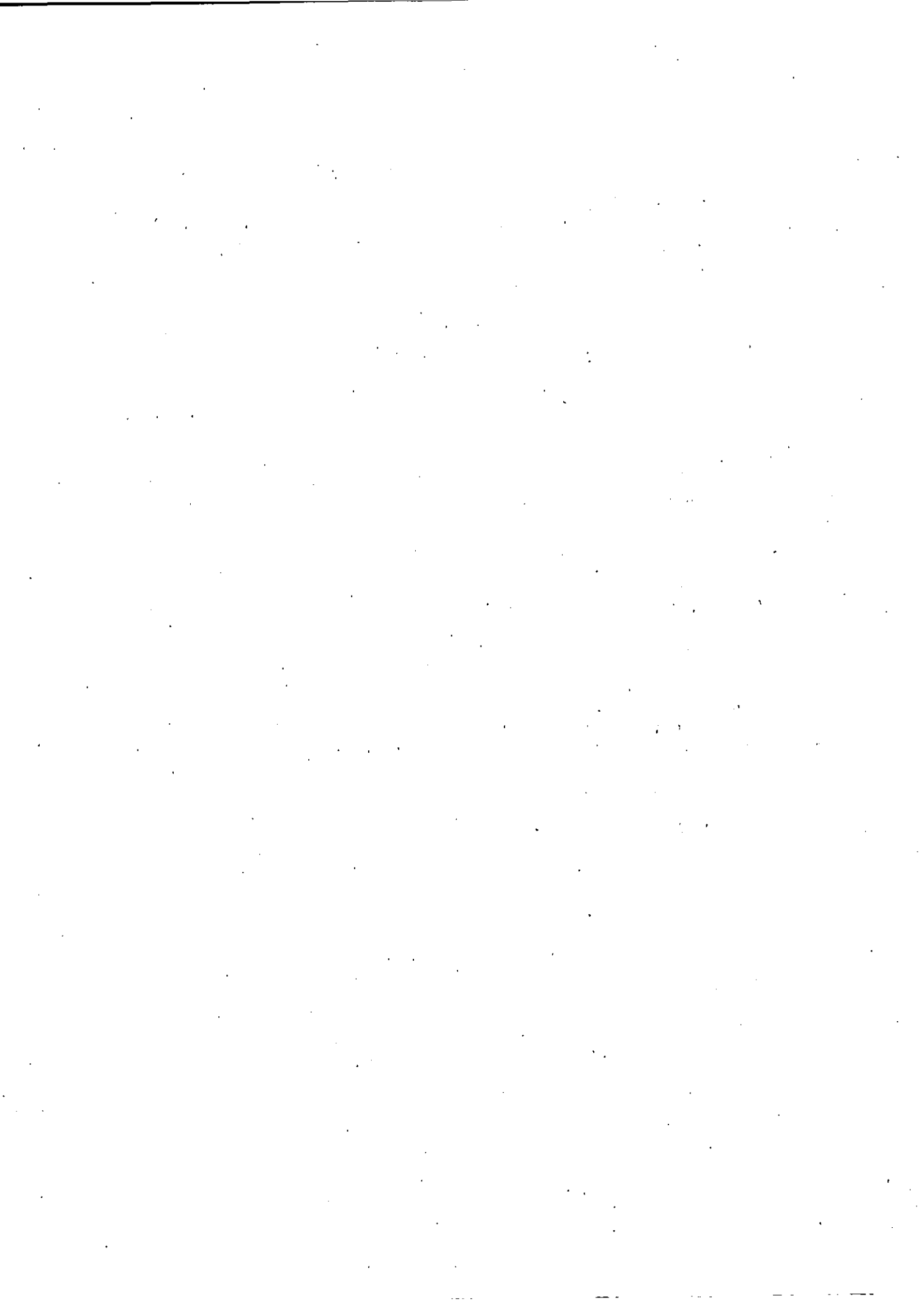
**TEMA: EQUIPO DE COMPACTACION**

**PROFESOR: ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO**

**DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.**

4. COMPACTACION  
EN  
EL  
CAMPO

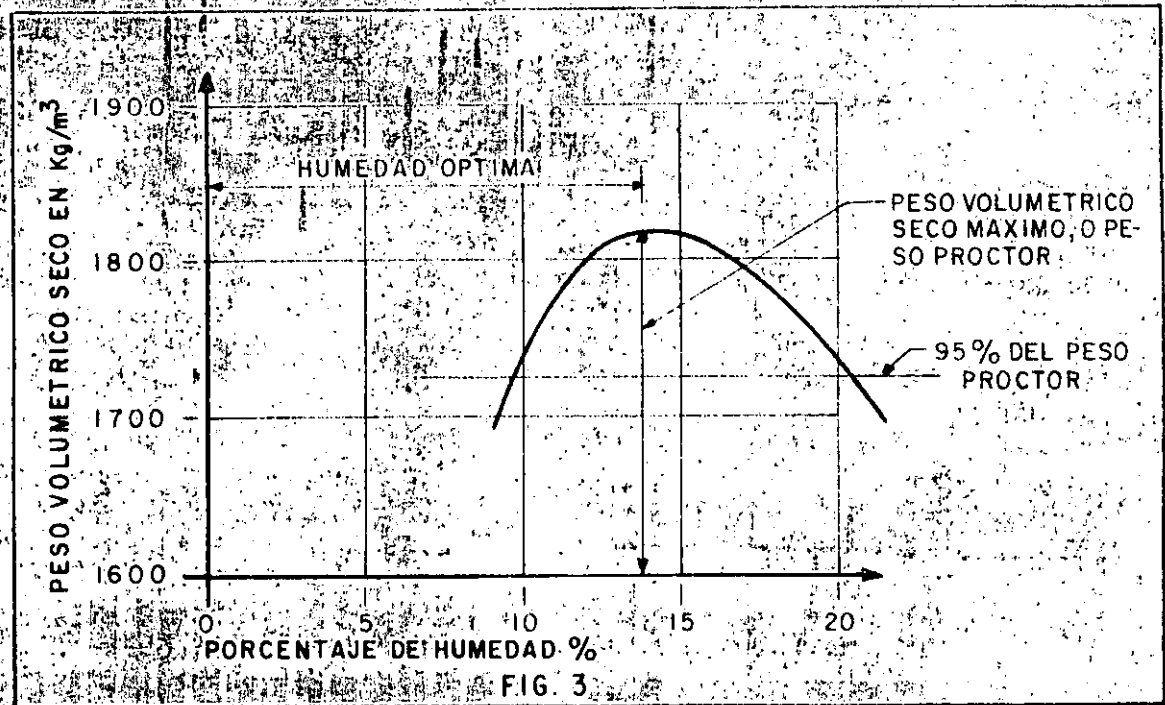
Ing. Federico Alcaraz Lozano





- 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).

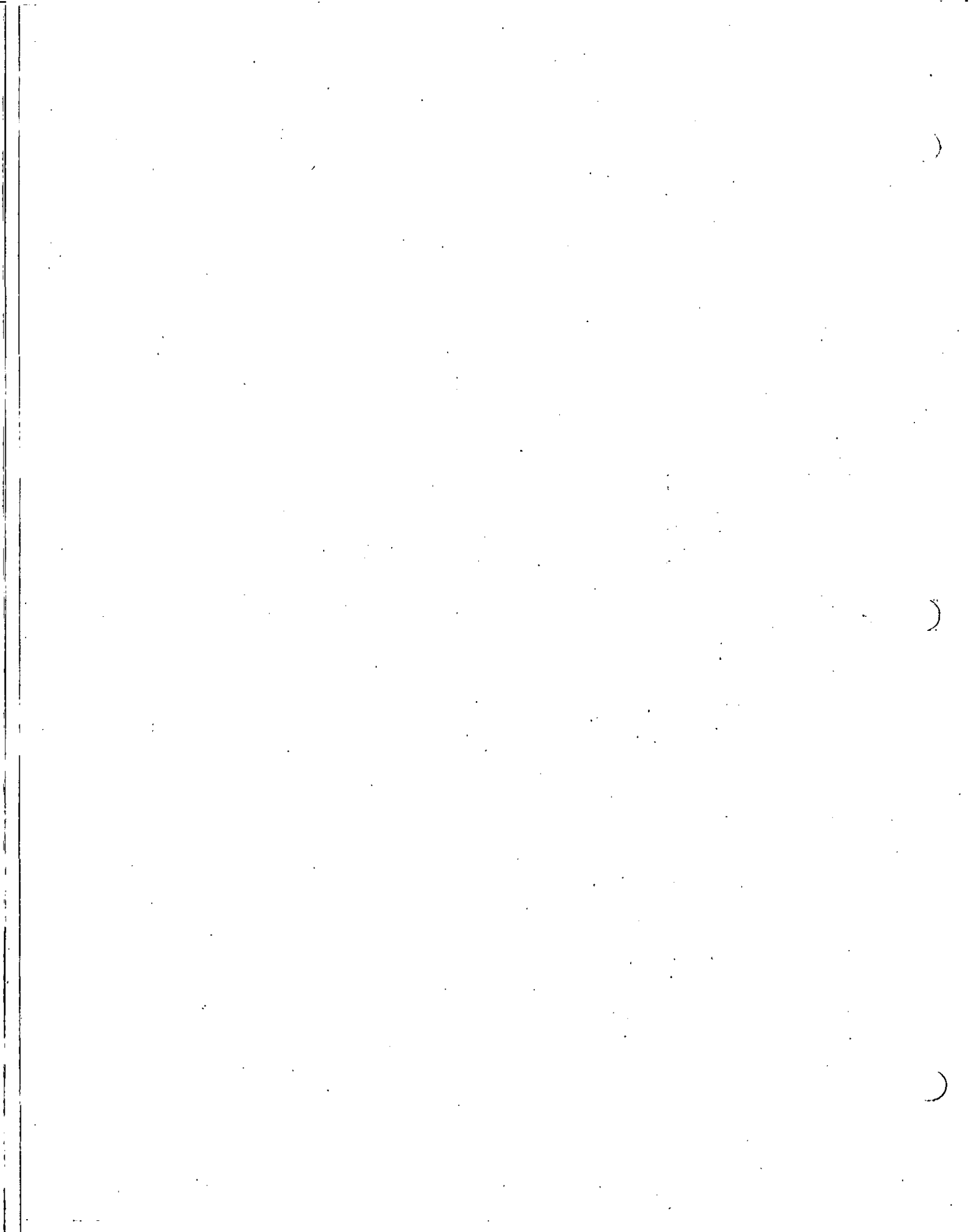


Puede observarse que hay un cierto contenido de humedad para el cual el peso volumétrico es máximo, este peso se conoce como: "Peso Volumétrico Seco Máximo" (P.V.S.M.), o peso proctor, y el contenido de humedad como humedad óptima.

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

$$95\% \text{ de P.V.S.M.} = 0.95 \times 1820 = 1729 \text{ kg/m}^3$$



## 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) O t r o s

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 tiene un isótopo y un tubo Geiger (Fig. 6).

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).

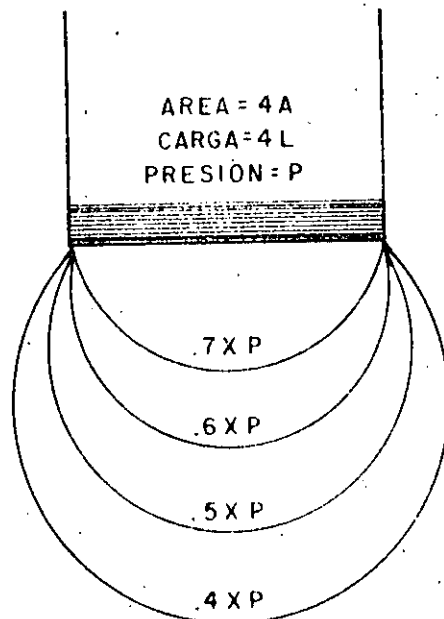


FIG. 9

- 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 aumenta.

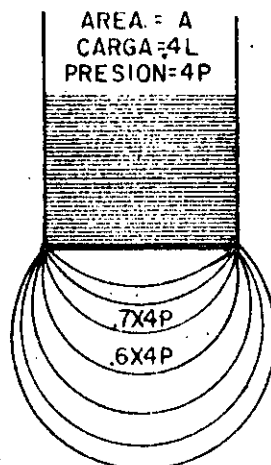


FIG. 10

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, aun que 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 aun 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. COMPACTACIÓN 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).

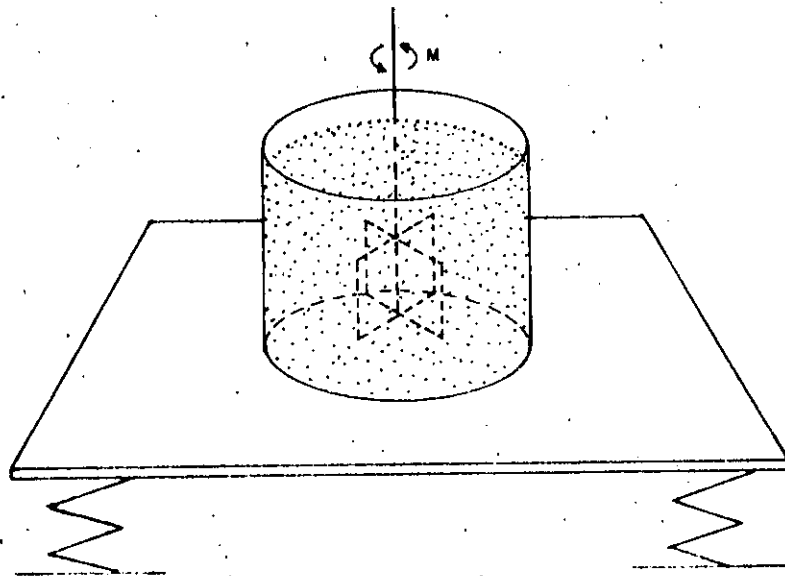


FIG. 10-A DISPOSITIVO PARA MEDIR EL MOMENTO DE RESISTENCIA

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

Anasar 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 sustancia 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.

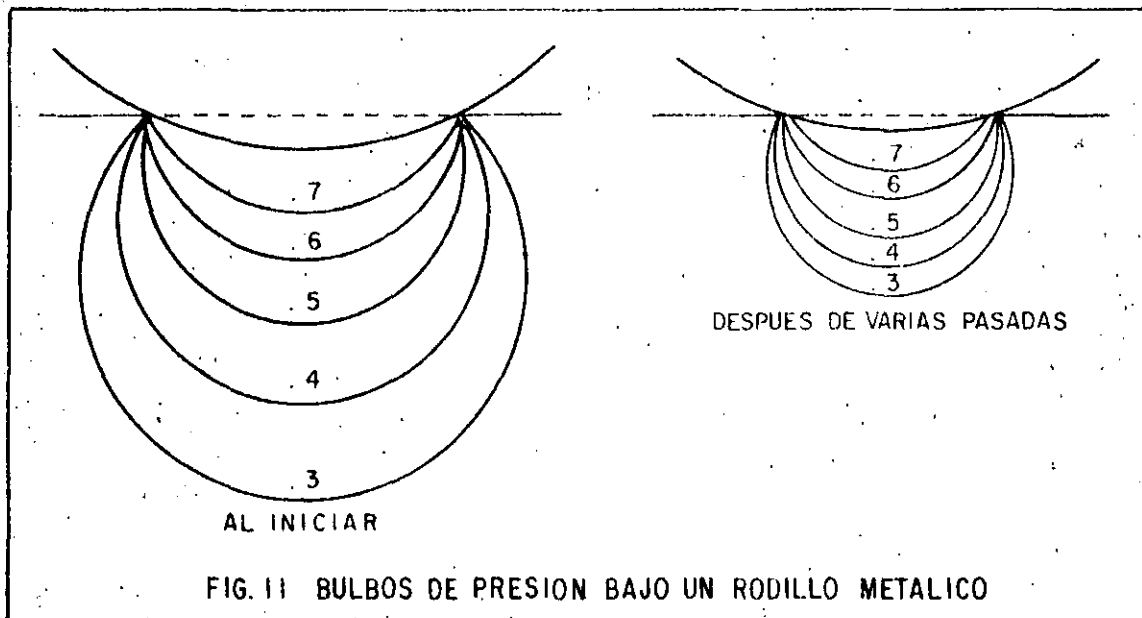
## IV. EQUIPO DE COMPACTACION

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.

Quando 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 las - trar 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 superfi - cie.

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.

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, -

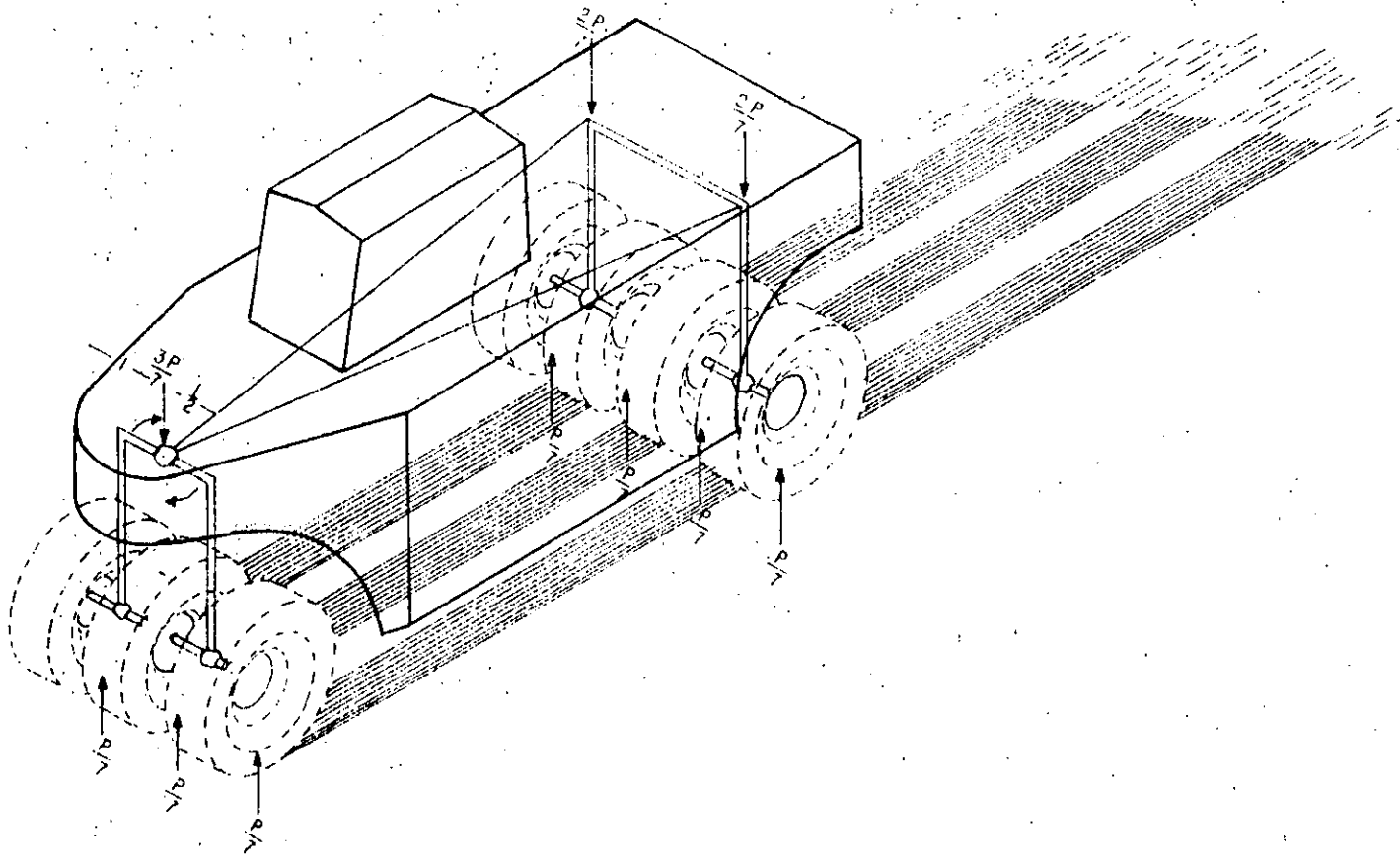


Fig. 14-A



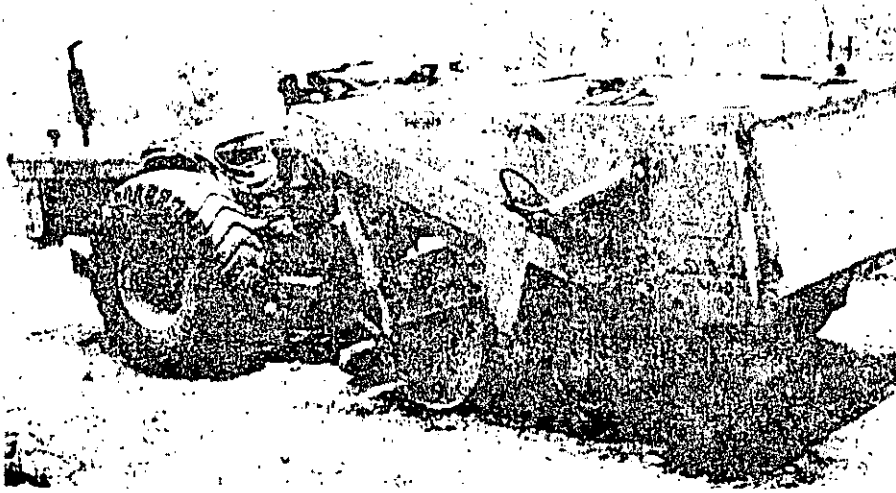


FIG. 19 COMBINACION DE RODILLOS METALICO Y NEUMATICO (DUO-FACTOR)

#### 4.3. RODILLOS PATA DE CABRA.

Son ahora raramente usados, excepto para amasamiento y compactación de arcillas donde la estratigraficación 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).

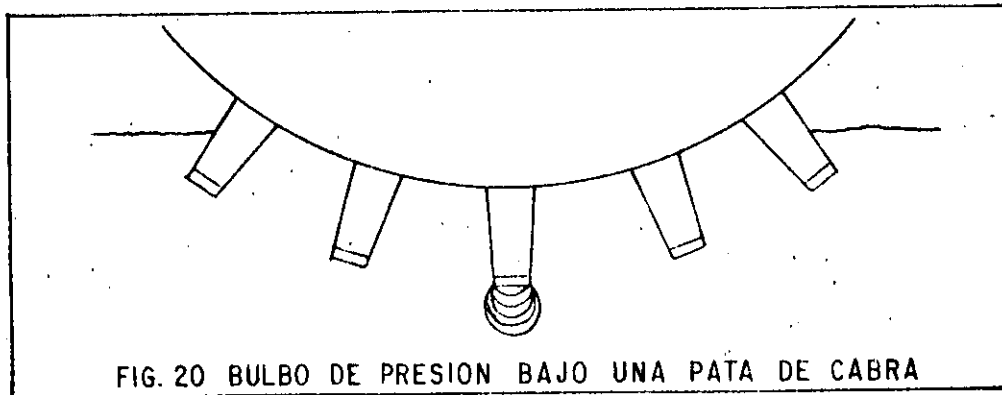


FIG. 20 BULBO DE PRESION BAJO UNA PATA DE CABRA

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).

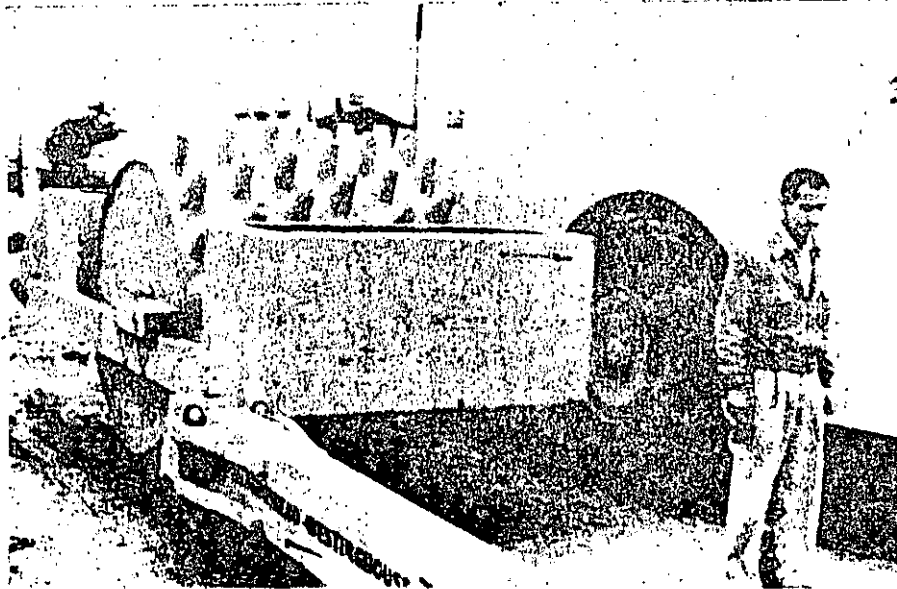


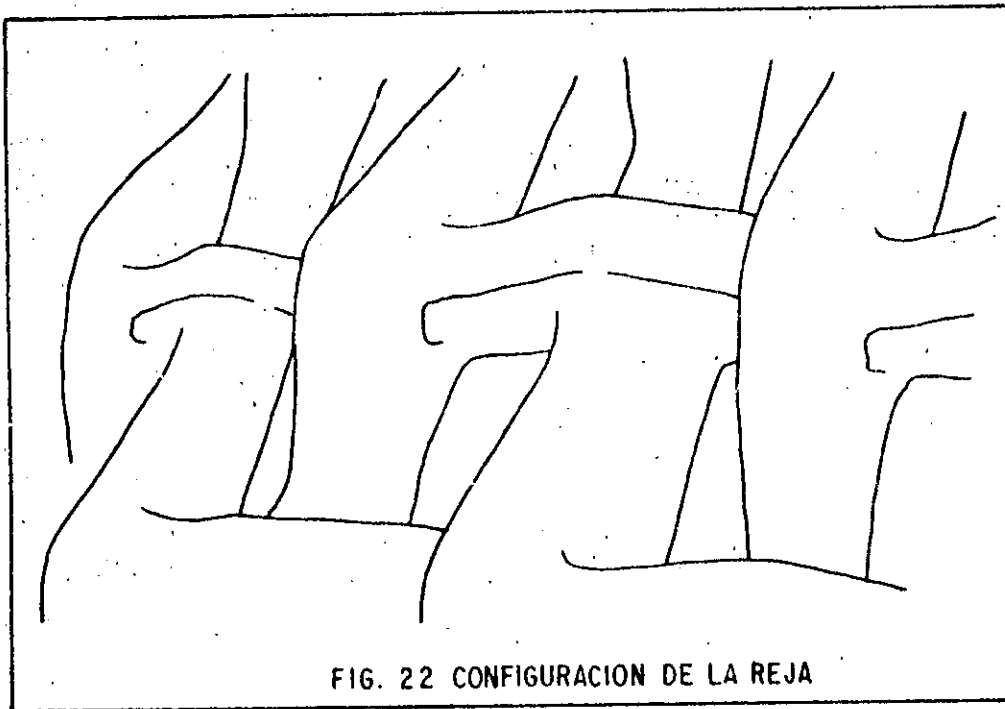
Fig. 21 RODILLO PATA DE CABRA

#### 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 guía; 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).





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)

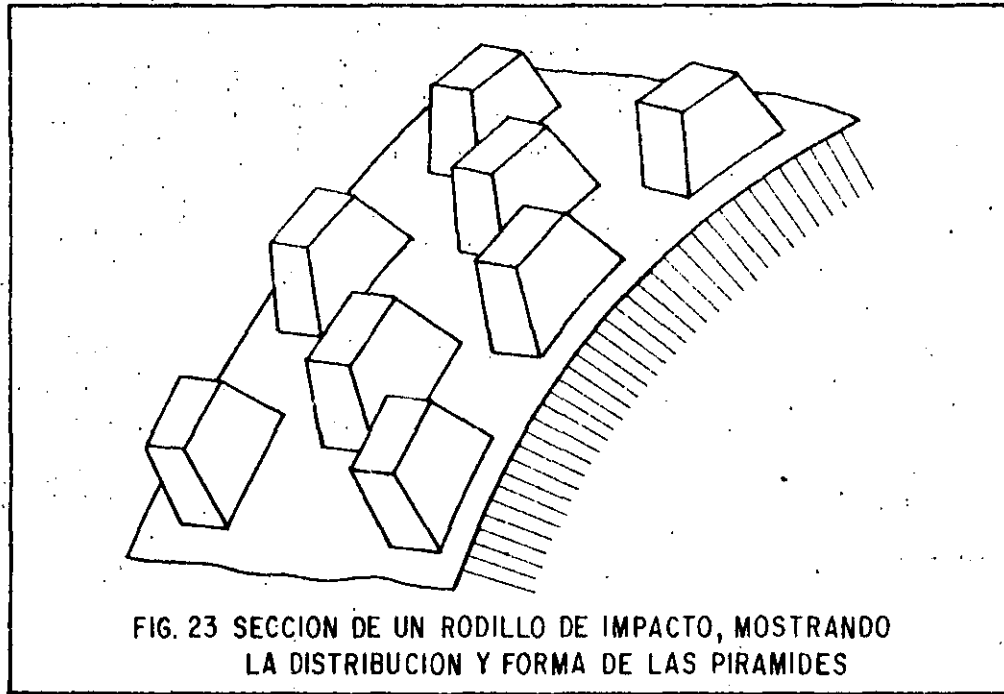
A causa de los problemas de limpieza del rodillo de reja, se diseñó un nuevo rodillo usando los mismos principios: el rodillo de impacto. Este es un rodillo metálico, en el que se han fijado unas salientes en forma aproximada de una pirámide rectangular truncada. (Fig. 23).

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 dá las mismas ventajas, pudiéndose limpiar fácilmente por medio de dientes sujetos a un marco.

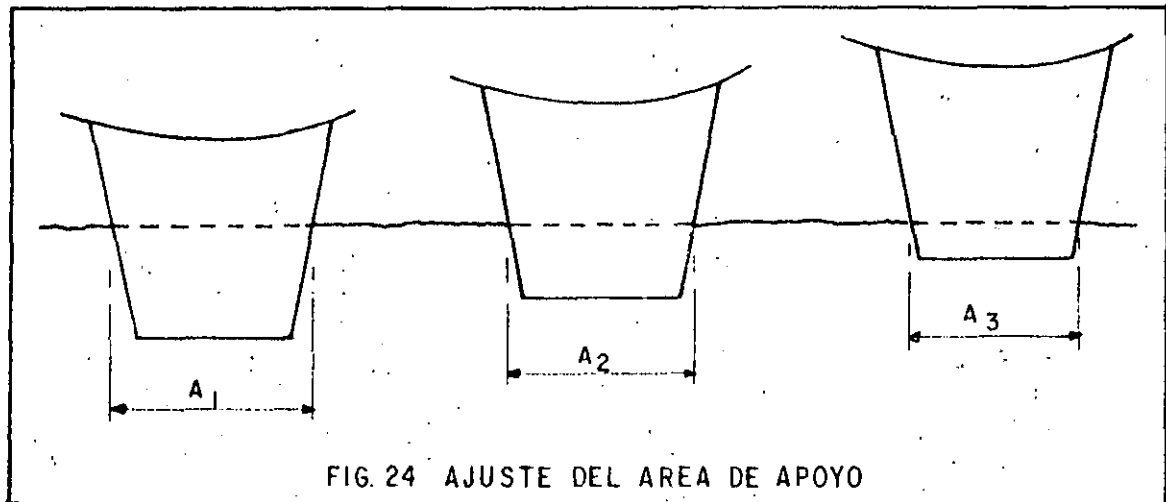
Estas salientes han sido diseñadas de tal manera que el área de contacto se incrementa con la penetración, ajustándose automáticamente la presión a la resistencia del suelo compactado (Fig. 24).

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.



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.



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).

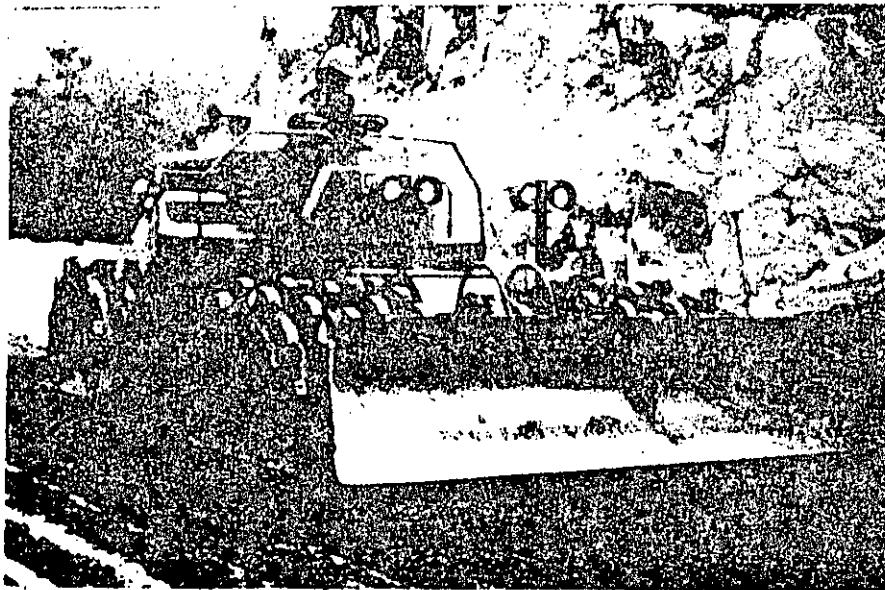


FIG. 25 RODILLO DE IMPACTO ( TAMPING - ROLLER )

#### 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.

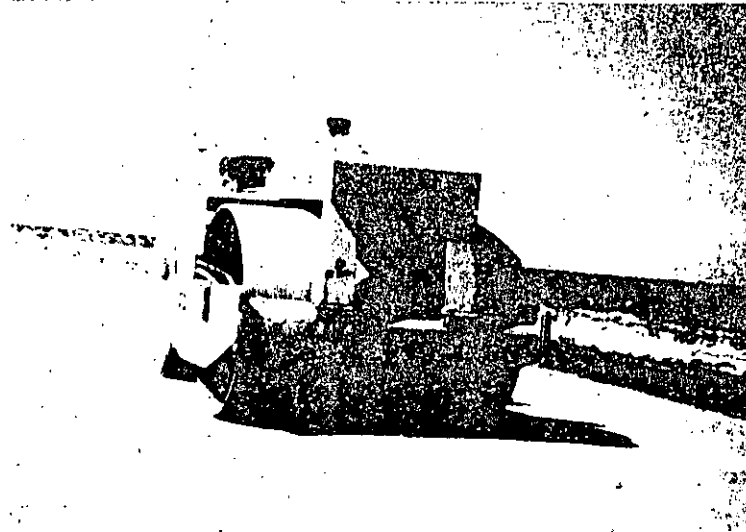


FIG. 26 RODILLO LISO VIBRATORIO AUTOPROPULSADO

#### 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.

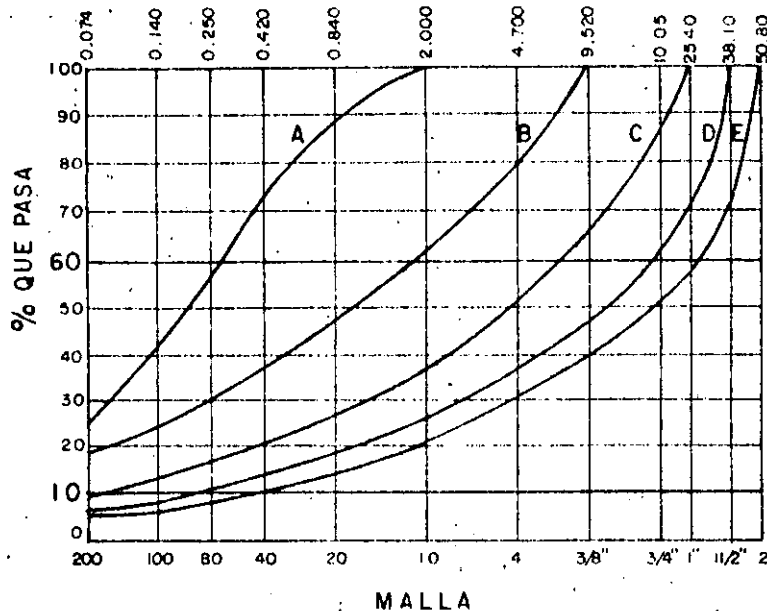
5.2) GRANULOMETRIA DEL MATERIAL. Para la obtención de una eficiente compactación es necesario, que haya partículas de varios tamaños en el material por compactar, ya que las partículas de menor tamaño ocuparán los espacios formados entre partículas de mayor tamaño.

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  $1\frac{1}{2}$ , 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.

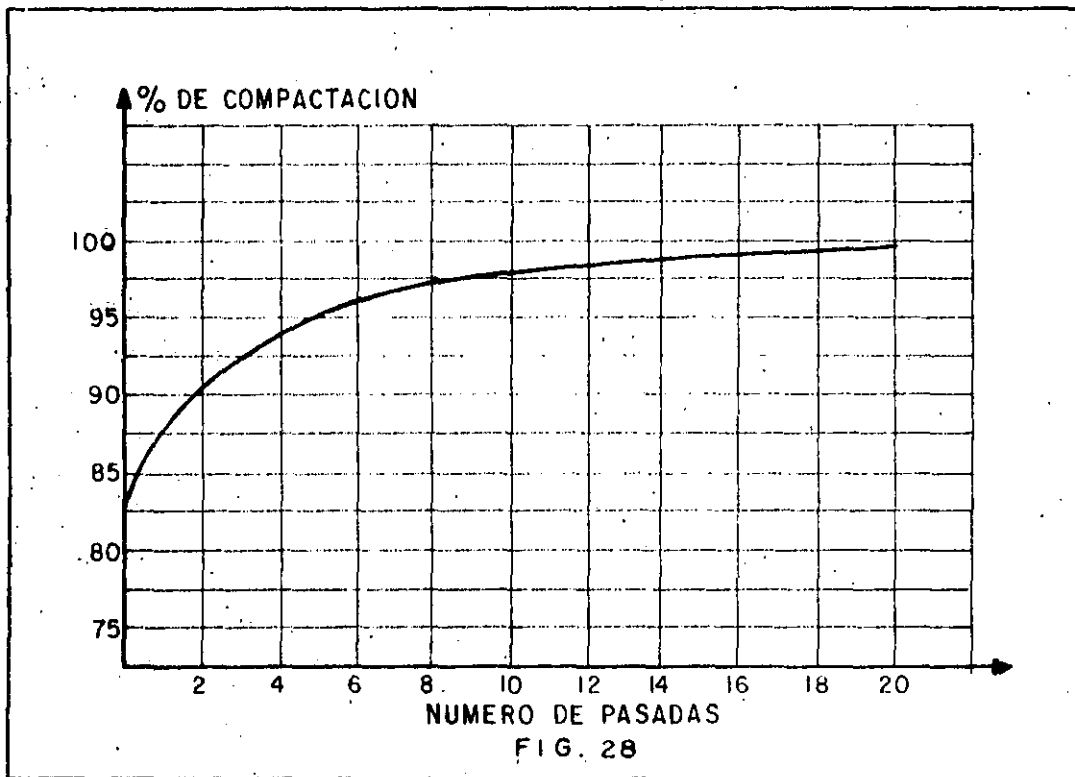
5.3) NUMERO DE PASADAS. El número de pasadas que un equipo deba dar sobre un material dependerá de (Fig. 28):

- 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) PRESIÓN 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

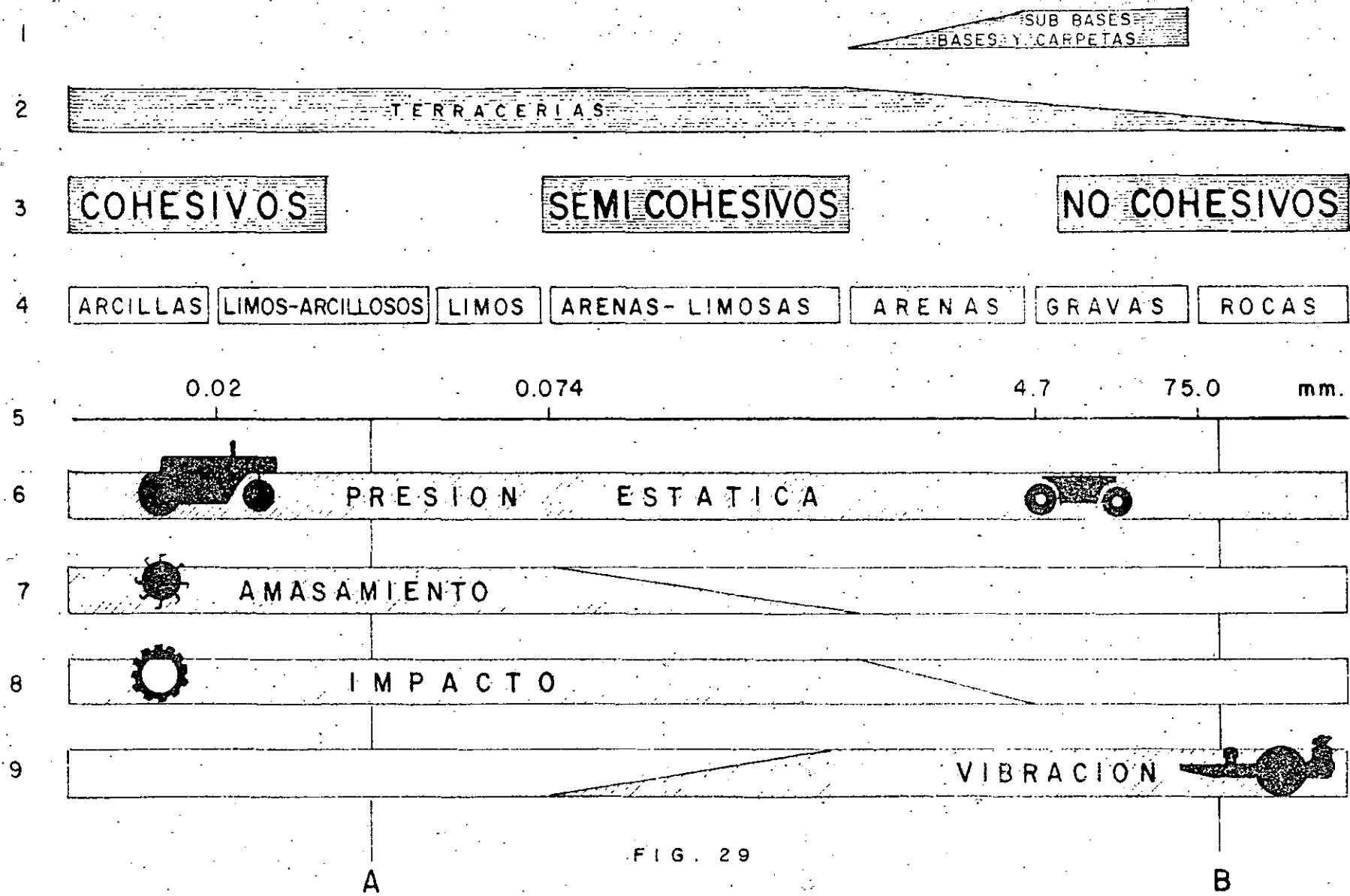


FIG. 29

mente a limpiarlo; sin embargo es un excelente disgregador, por lo que el rodillo de reja es extraordinario en terracerías que necesiten 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), esto nos haría seleccionar una pata de cabra vibratoria o un rodillo de impacto.

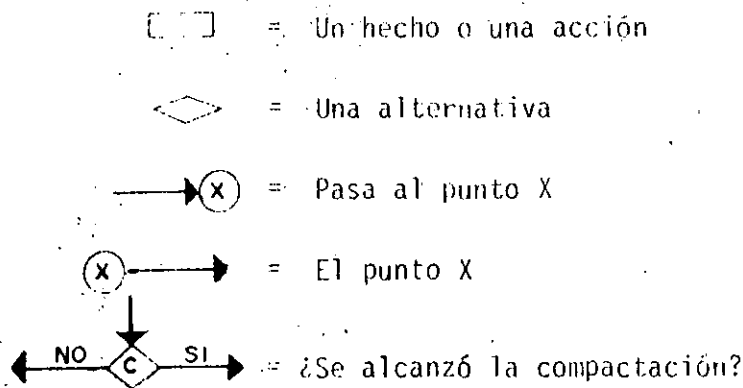
Debemos tener en mente que, en construcción pesada, la inversión en equipo es cuantiosa y que éste se adquiere usualmente fuera del país, por lo que es muy importante pesar cuidadosamente todas las posibilidades para poder escoger la máquina más eficiente; esto es: la menor inversión posible al más bajo 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

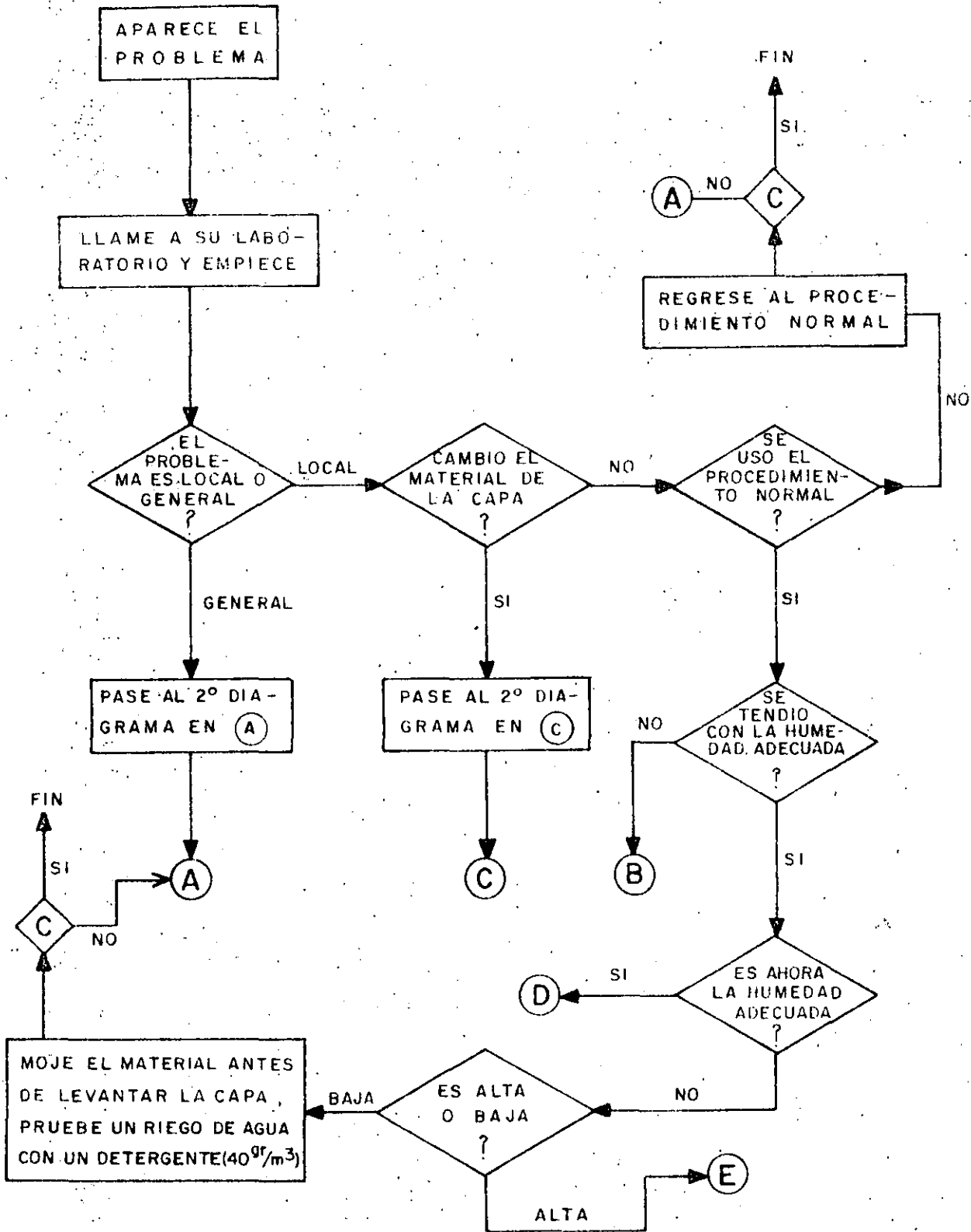
### 8.1. RENDIMIENTO

Para determinar la producción horaria de un equipo de compactación se debe tomar en cuenta los siguientes factores:

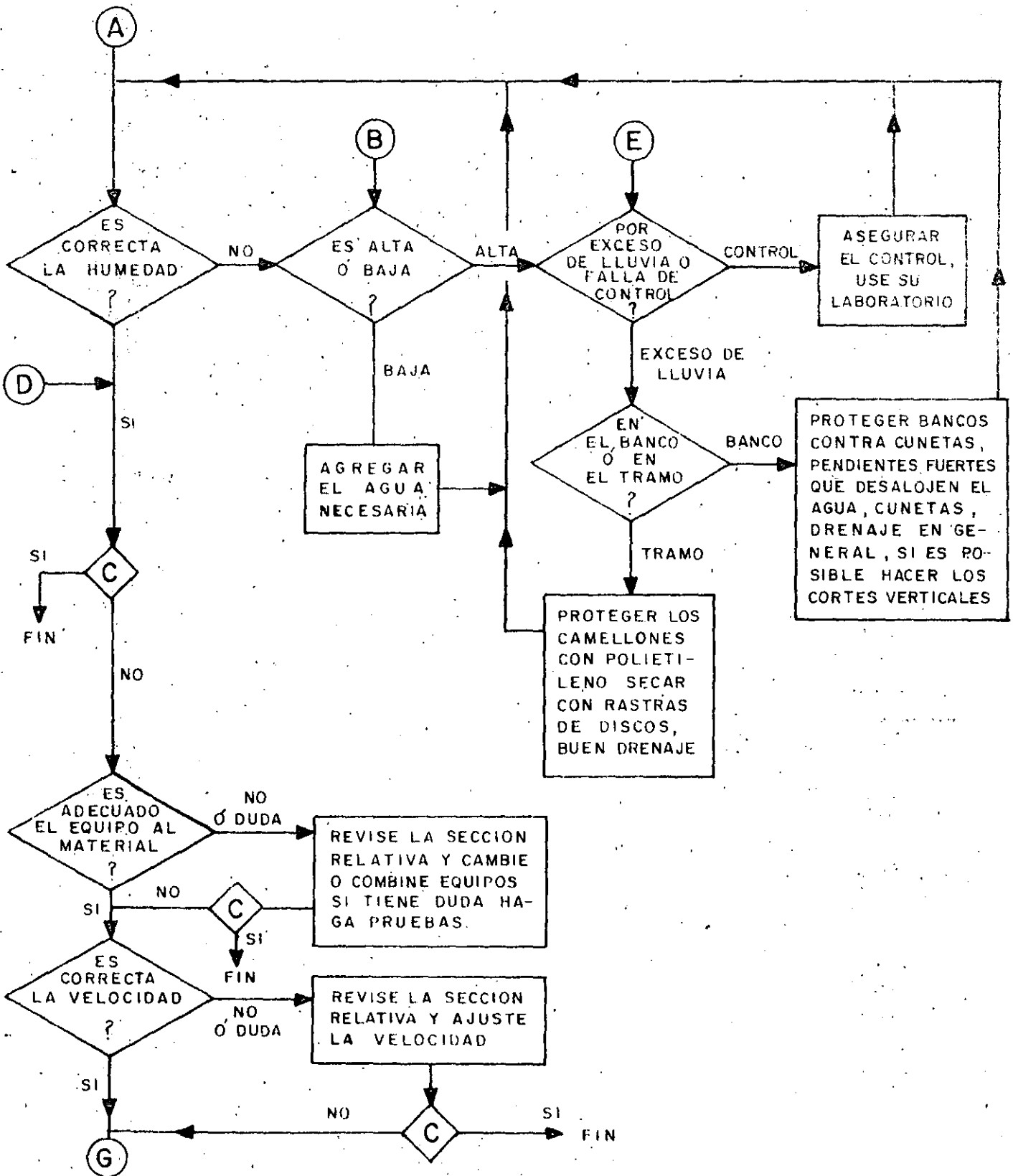
- A) Ancho compactado por la máquina = A
- B) Velocidad de operación = V
- C) Espesor de capa = E
- D) Número de pasadas para obtener la compactación especificada = N

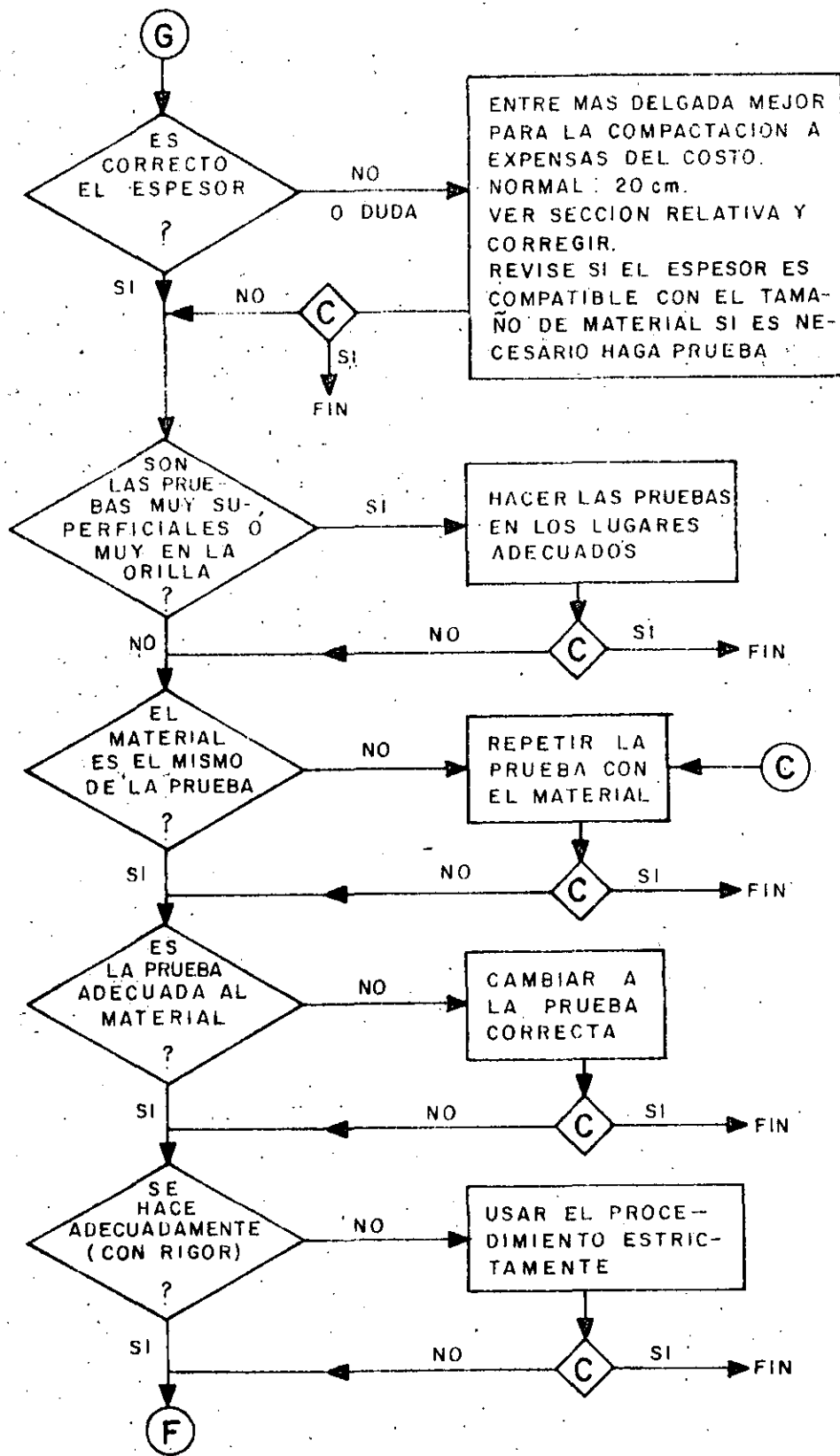
Para calcular la producción se determina primero el área cubierta en una hora con una pasada; dividiendo la cifra así obtenida entre el número de pasadas requeridas para obtener la compactación estipulada, resulta el área compactada de suelo por hora. Multiplicando esta última área por el espesor compactado de capa se obtiene el volumen compactado por hora.

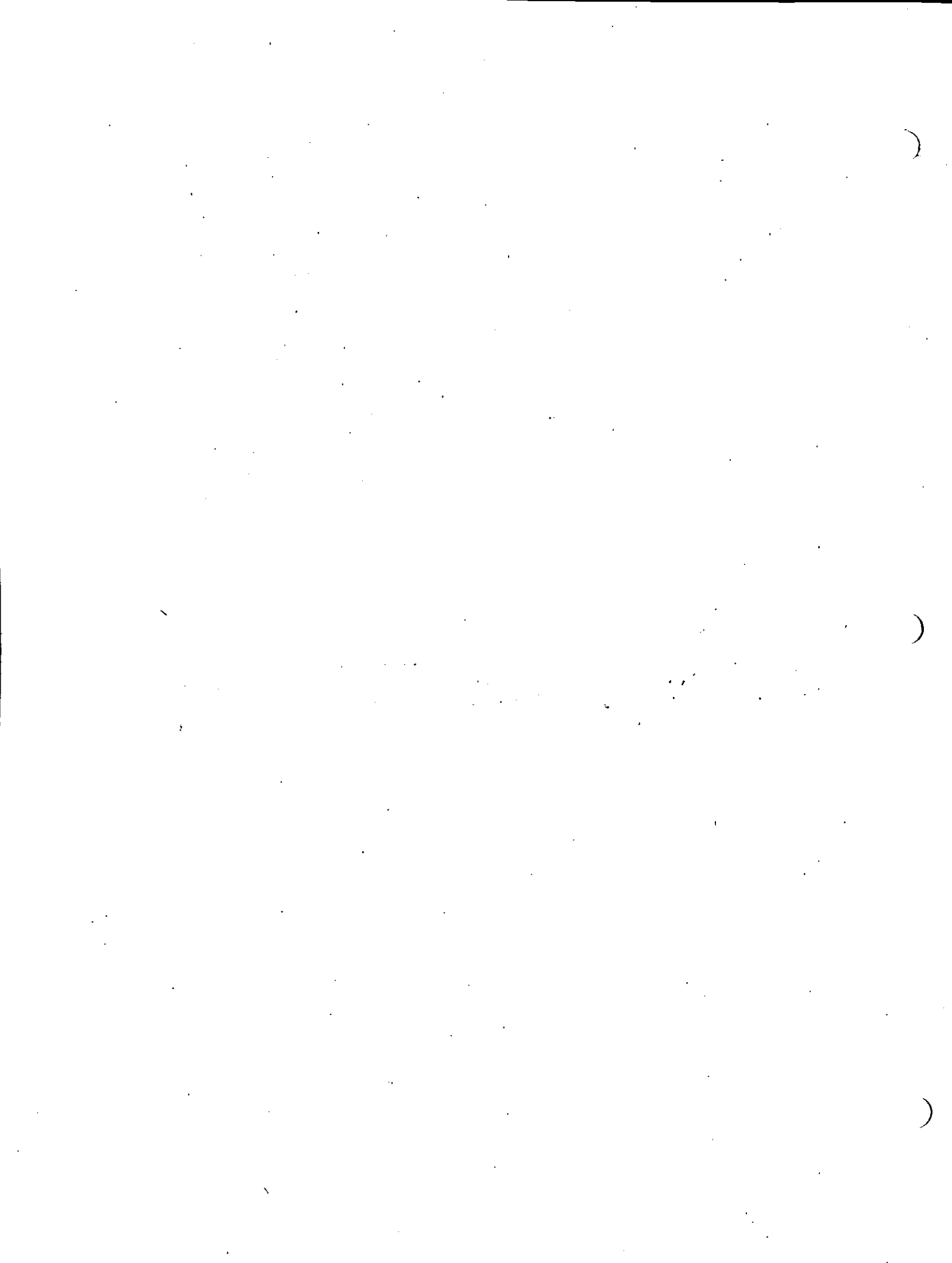
# PRIMER DIAGRAMA



# SEGUNDO DIAGRAMA









La fórmula puede escribirse:

$$P = \frac{A \times V \times E \times 10 \times C}{N}$$

P = Producción horaria (m<sup>3</sup>/h)

A = Ancho compactado por la máquina. (m)

V = Velocidad (km/h)

E = Espesor de capa (cm)

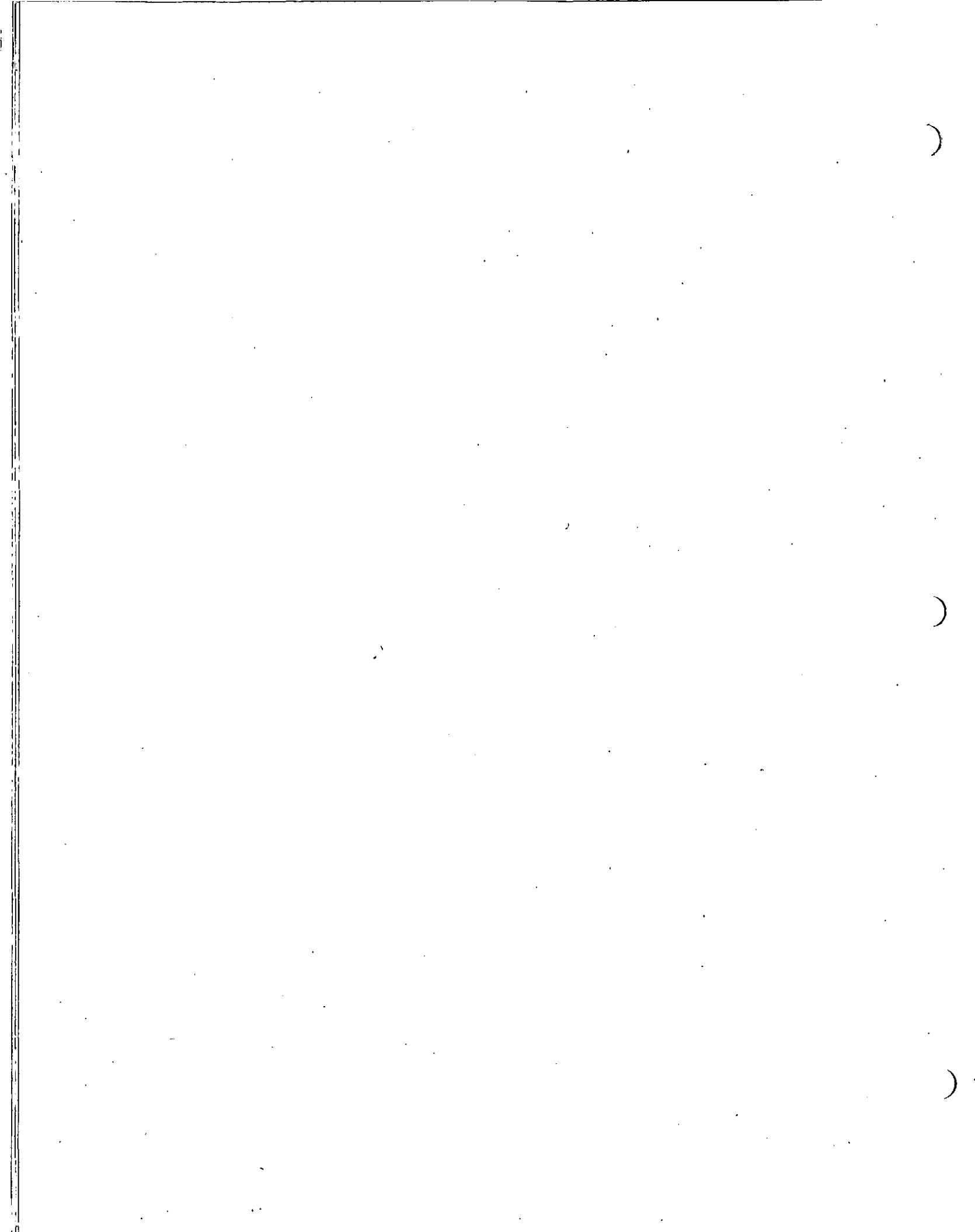
N = Número de pasadas

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:



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 agricola
- 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 considerará 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 (suelos)
Número de pasadas	= 4 para 95%

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.

E J E M P L O (2)

Material por compactar: Arena bien graduada

Volumen por compactar: 300 m<sup>3</sup> 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



## 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

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.



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 requerimientos de tamaño)

PROCESOS PRINCIPALES.

Extracción

con arado

con explosivos

Carga

En distancias cortas para alimentar otra máquina (Quebradora).  
En distancias largas para pedraplen.

Acarreo

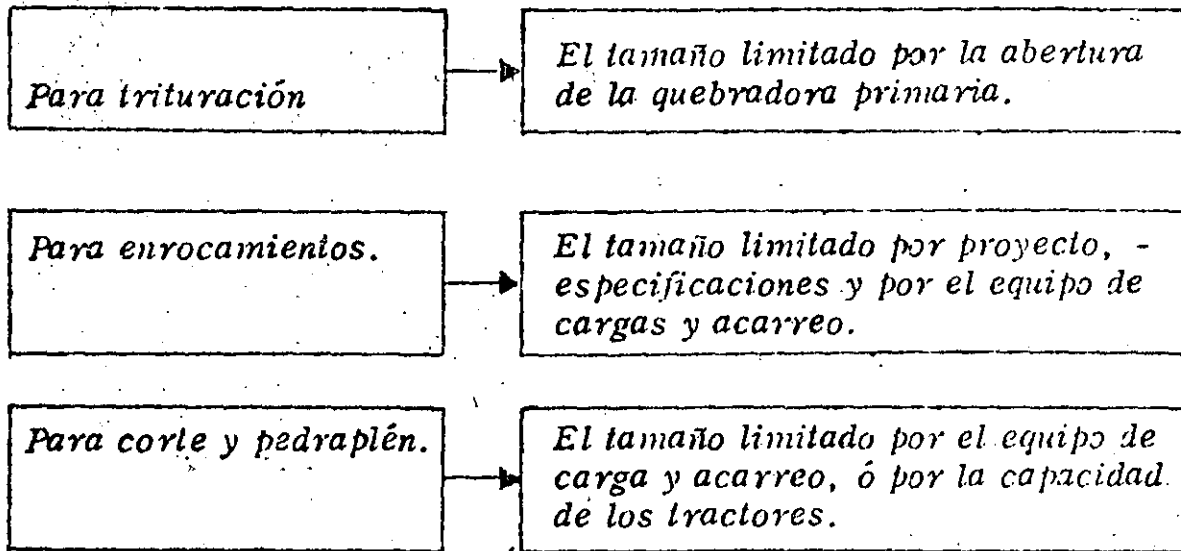
a corta distancia

Para alimentar otra máquina (Quebradora).  
Para formar un pedraplen.

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 delonación que no fuera la del rayo y otros fenóme--

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  $\frac{1}{4}$ " x 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	U S O
Dinamita Nitroglicerina.	Nitroglicerina	-	Alta	Buena	Exceso de gases.	Trabajos a cielo abierto.
Extra	Nitroglicerina y amoniaco	20 a 60%	Alta	Regular	Exceso de gases.	Trabajos a cielo abierto.
Granulada	Amoniaco	25 a 65%	Baja	Muy mala	Exceso de gases.	Trabajos a cielo abierto (canteras)
Gelatina	Amoniaco	30 a 75%	Muy alta	Buena a excelente.	Muy pocos gases a nulos	Sismología. Trabajos submarinos y subterráneos.
Fermitidos	?	-	Alta	Regular	Muy pocos gases.	Trabajos mineros (carbón)
Baja densidad	Amoniaco	25%	Regular	Ninguna	Pocos gases	Trabajos mineros.

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 (Niperita) 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 especiales 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 Vuelta 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.

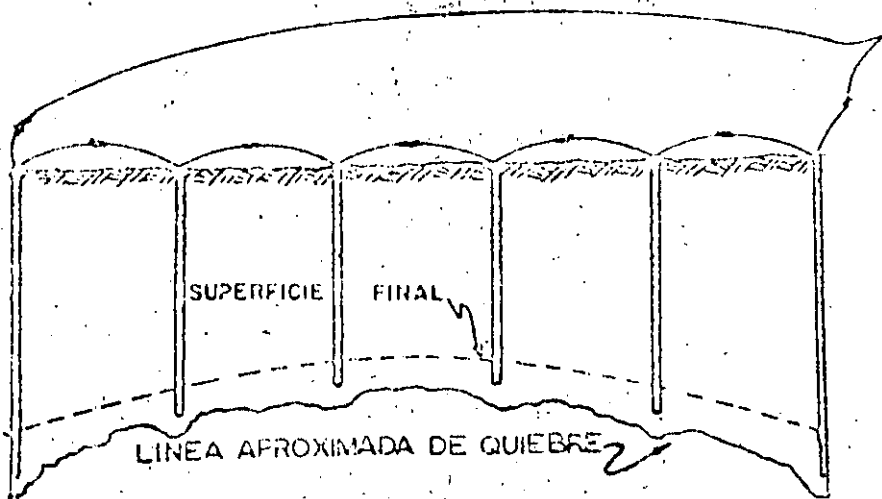
#### c) Reostato.

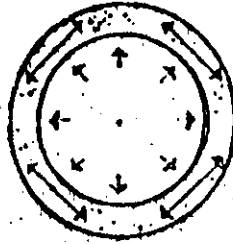
Este instrumento se usa para probar la eficiencia de las máquinas explosoras de cremallera.

### VOLADURAS.

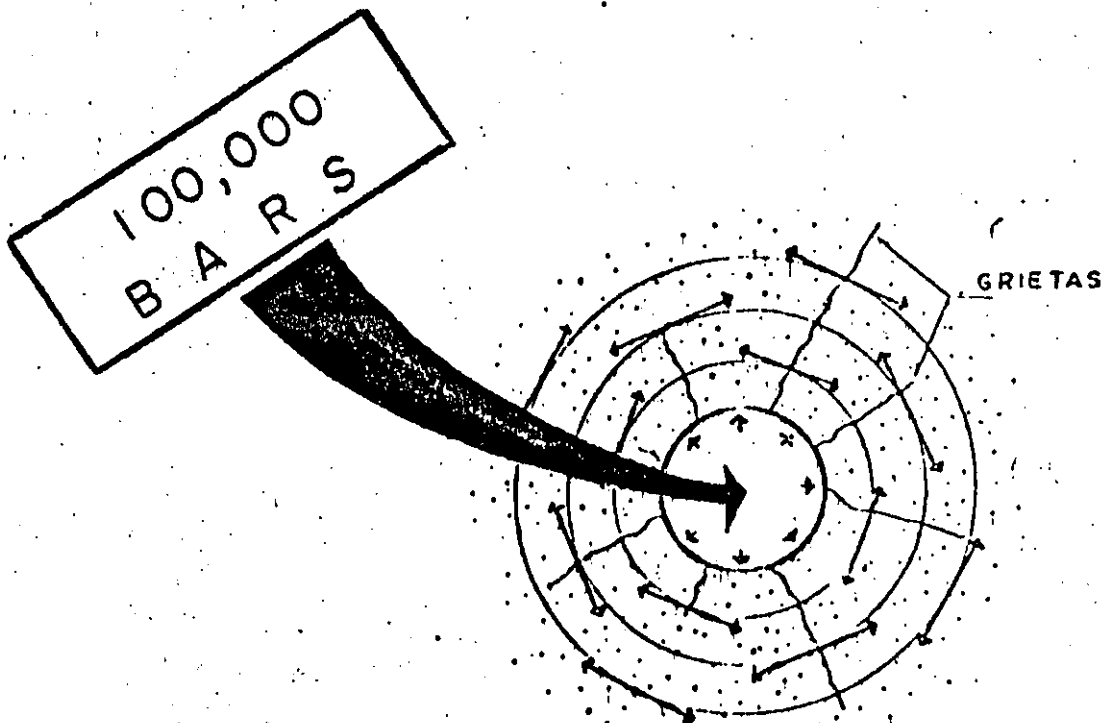
Para una buena voladura no basta seleccionar correctamente el explosivo, ya que es necesario conocer también el método de aplicación más indicado para cada clase de trabajo, obteniéndose con ello una máxima eficiencia, la cual se traduce en menor costo de la obra. Usualmente los resultados óptimos en 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.





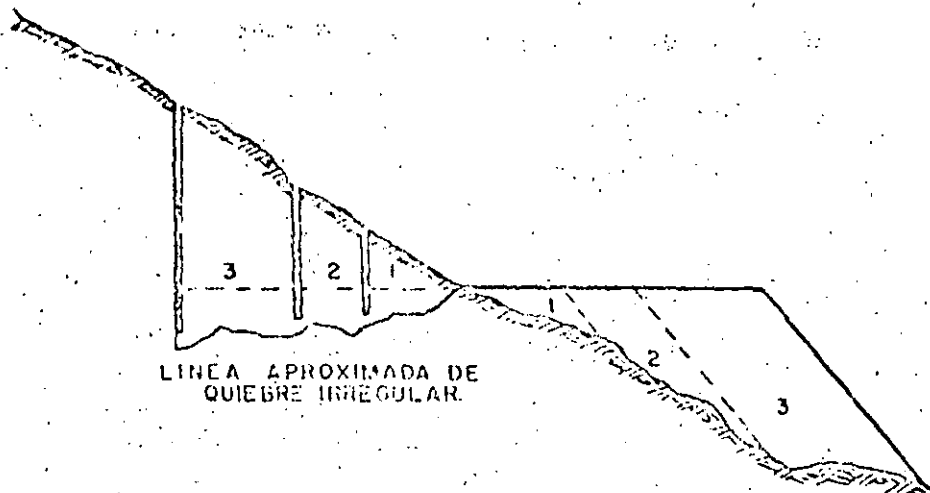
LAS PAREDES DE UN TUBO DE ACERO SOMETIDA A PRESION INTERNA, ESTAN SOMETIDAS A TENSION



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.

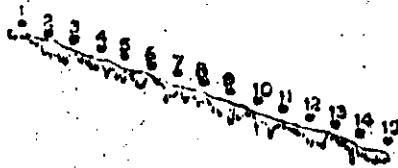
Para barrenación corta es recomendable los barrenos de  $1\frac{1}{2}$ " (3.81 cm) de diámetro en donde el pueble no debe pasar de la mitad del barrenos. El consumo de dinamita gelatina 40% en este tipo de barrenación es de 0.5 a 0.6 Kg/m<sup>3</sup> de roca.

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 simultánea - - mente 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.

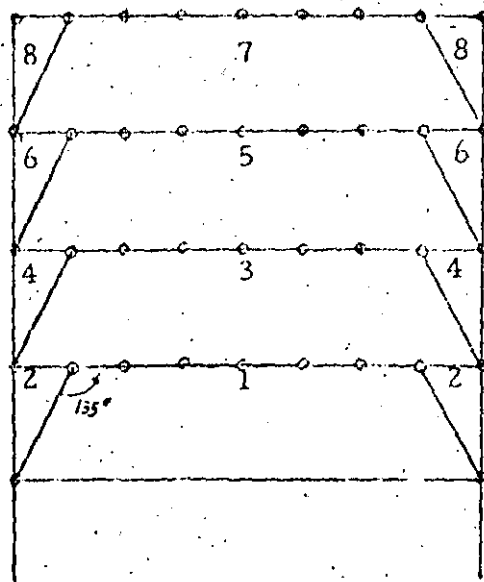


Figura No. 3

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.



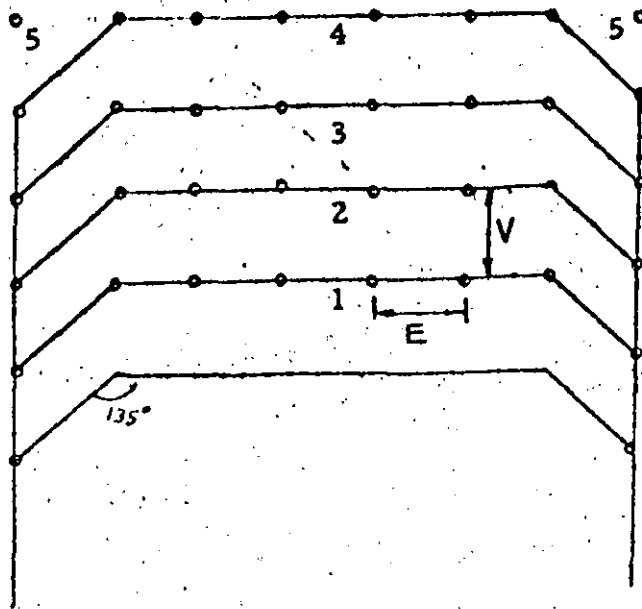


Figura No. 4

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 barrenos 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 dá 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.

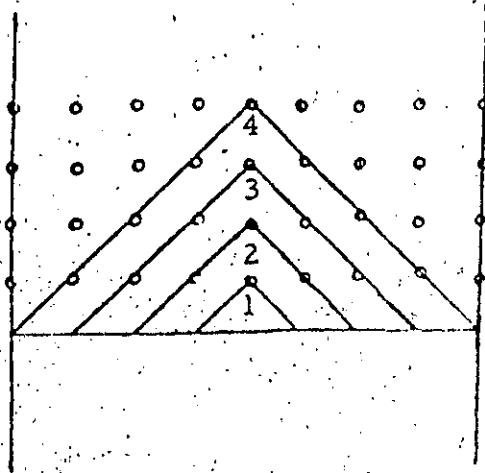


Figura No. 5

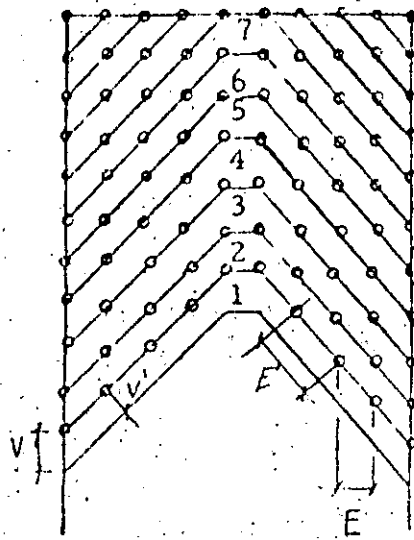


Figura No. 6

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 patá-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.

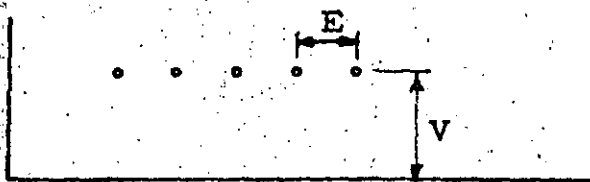


Fig. 7

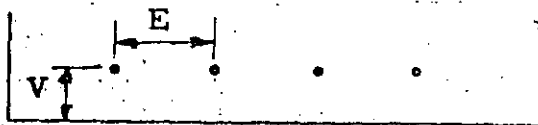


Fig. 7-A

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  $45^\circ$  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 general, 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/m<sup>3</sup>. (puede variar de 0.2 a 0.6 kg/m<sup>3</sup>)*
- 3) La carga del fondo del barreno debe ser 2.7 veces mayor que la carga de la columna*

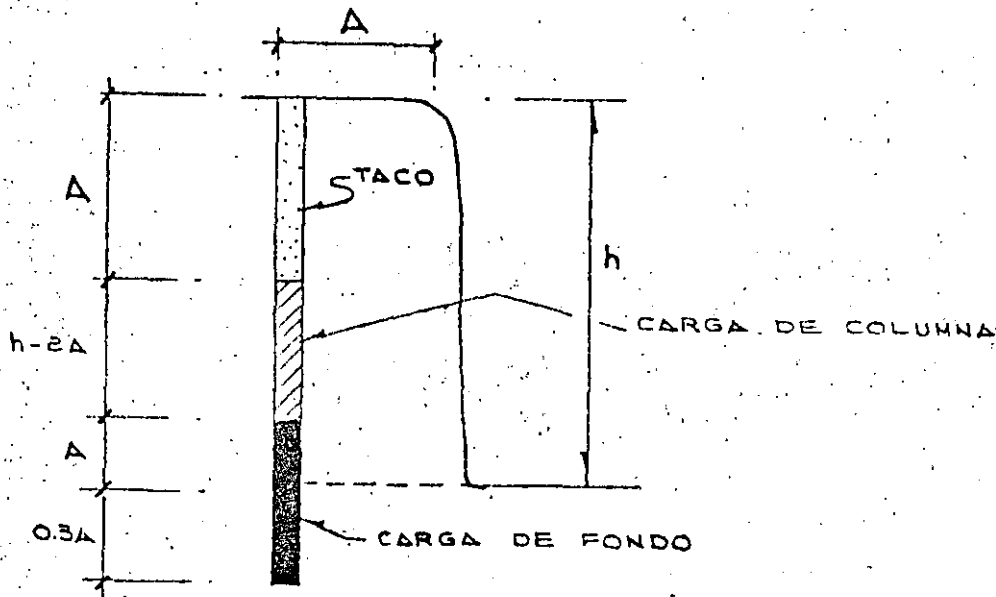
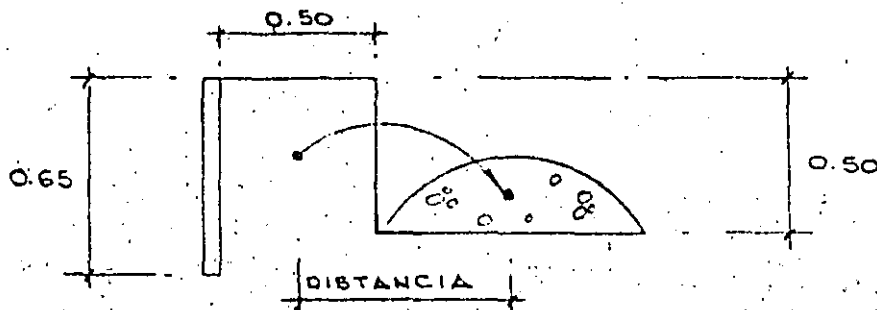


Figura 8.

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 repi-  
te 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 mayo-  
res 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.

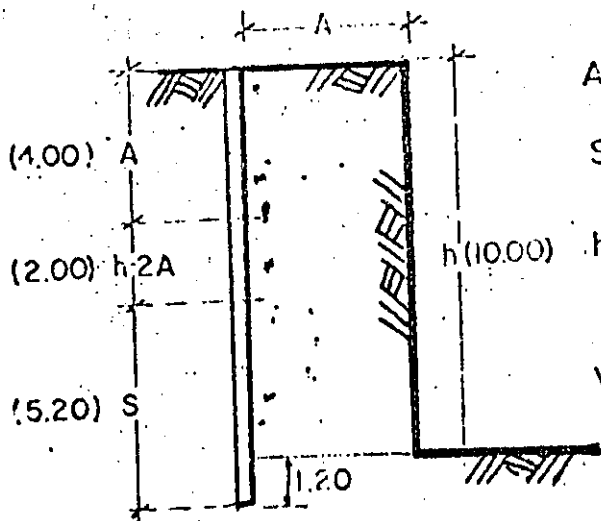
11) El peso volumétrico de la dinamita extra 40% ó gelatina 60% es de 1.0 a 1.4 kg/dm<sup>3</sup>.

PROBLEMA:

$$\varnothing = 4'' = 0.10 \text{ m.}$$

CARGA ESPECIFICA: 0.35 Kg/ m<sup>3</sup>

DINAMITA EXTRA 40%



$$A = 40 \times 0.1 = 4.00 \text{ m.}$$

$$S = 1.3A = 1.3 \times 4.00 = 5.20 \text{ m.}$$

$$h = \frac{0.1}{0.01} = 10.00 \text{ m.}$$

$$V = 4.00 \times 5.20 \times 10.00 = 208 \text{ m}^3$$

$$208 \times 0.35 = 72.8 \text{ Kg de explosivos}$$

$$c.c. = 72.8 \div 3.7 = 19.68$$

$$c.f. = 19.67 \times 2.7 = 53.12$$

---


$$72.80$$

$$L.c.f. = \frac{53.12}{10.458} = 5.08 < 5.20$$

$$L.c.c. = \frac{19.68}{10.458} = 1.88 < 2.00$$

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 REV

HOJA DE



DIAMETRO		VOLUMEN CM <sup>3</sup> /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	100 Grs. por cm.3	116 Grs. por cm.3	123 Grs. por cm.3	128 Grs. por cm.3	129 Grs. por cm.3	139 Grs. por cm.3	144 Grs. por cm.3	147 Grs. por cm.3	157 Grs. por cm.3	160 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	.921	.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	1.565	1.642	1.676	1.750	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	2.468
2	5.08	2026.83	1.013	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	10.450	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	15.326	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	28502.36	14.251	18.527	19.952	22.802	24.227	28.502	33.063	35.058	36.483	36.768	39.618	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	51.887
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	50.687	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	89.748	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:

$$q_f = 0.001 d^2 \text{ Kg/m} \quad (\text{d en mm})$$

Carga de Columna

$$q_c = 0.4 q_f$$

Pata o Berm:

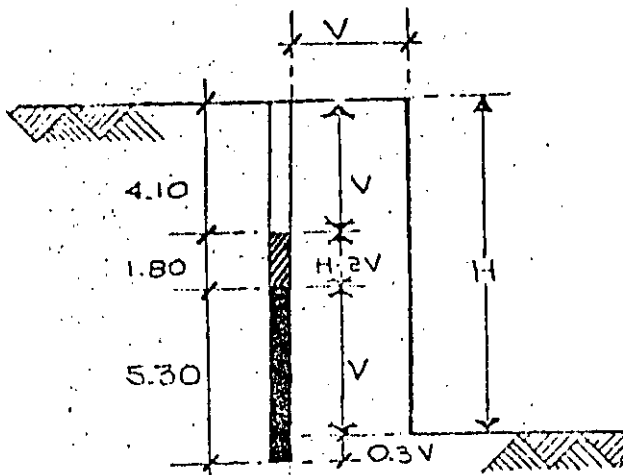
$$V_T = 45 d \quad (\text{Teórica})$$

$$V_R = V_T - 0.05 - 0.03 H \quad (\text{Real})$$

Ejemplo:

$$d = 4''$$

$$H = 10 \text{ m}$$



$$V_t = 45 \times 0.01 = 4.50$$

$$V_R = 4.50 - 0.1 - 0.3 \times 10 =$$

$$V_R = 4.10 \text{ m.}$$

$$q_f = 0.001 \times \frac{100}{100} = 10 \text{ Kg/m}$$

$$C_f = 10 \times 5.30 = 53 \text{ Kg.}$$

$$q_c = 0.4 \times 10 = 4 \text{ Kg/m.}$$

$$C_c = 4 \times 1.8 = 7.2 \text{ Kg.}$$

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.

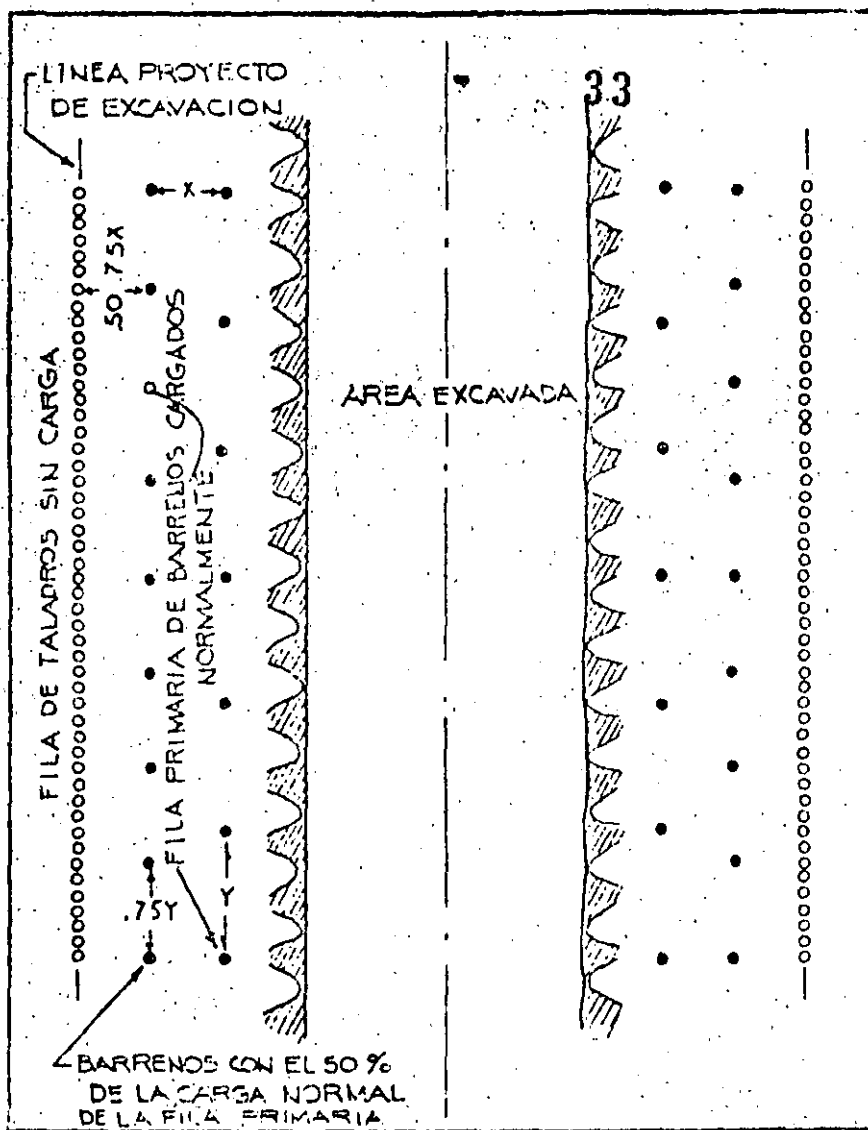
La Voladura con Barrenación en Línea involucra una sola hilera de barrenos de diámetro pequeño, poco espaciados, sin cargar y a lo largo de la línea misma de excavación. Esto proporciona un plano de menor resistencia, que la voladura primaria pueda romper con mayor facilidad. También origina que parte 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 Barrénación 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 explosi-  
 vos y también a menor espaciamento 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

tas 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 implica 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 taco 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.*

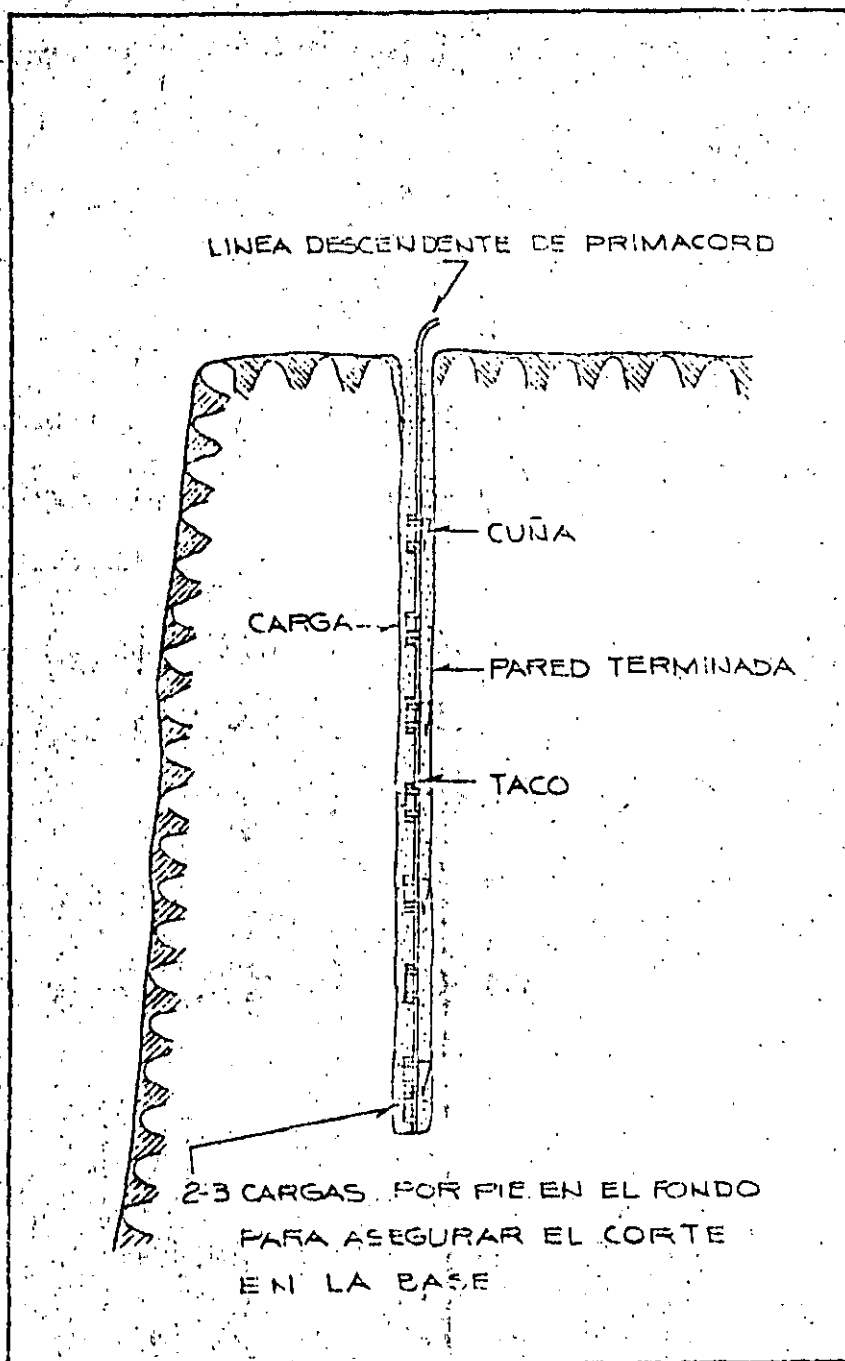
(2). - *El diámetro del cartucho deberá ser  
igual ó menor que la mitad del diá-  
metro del barreno.*

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 amortiguados 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 taldros-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. (Véase la Figura 10)

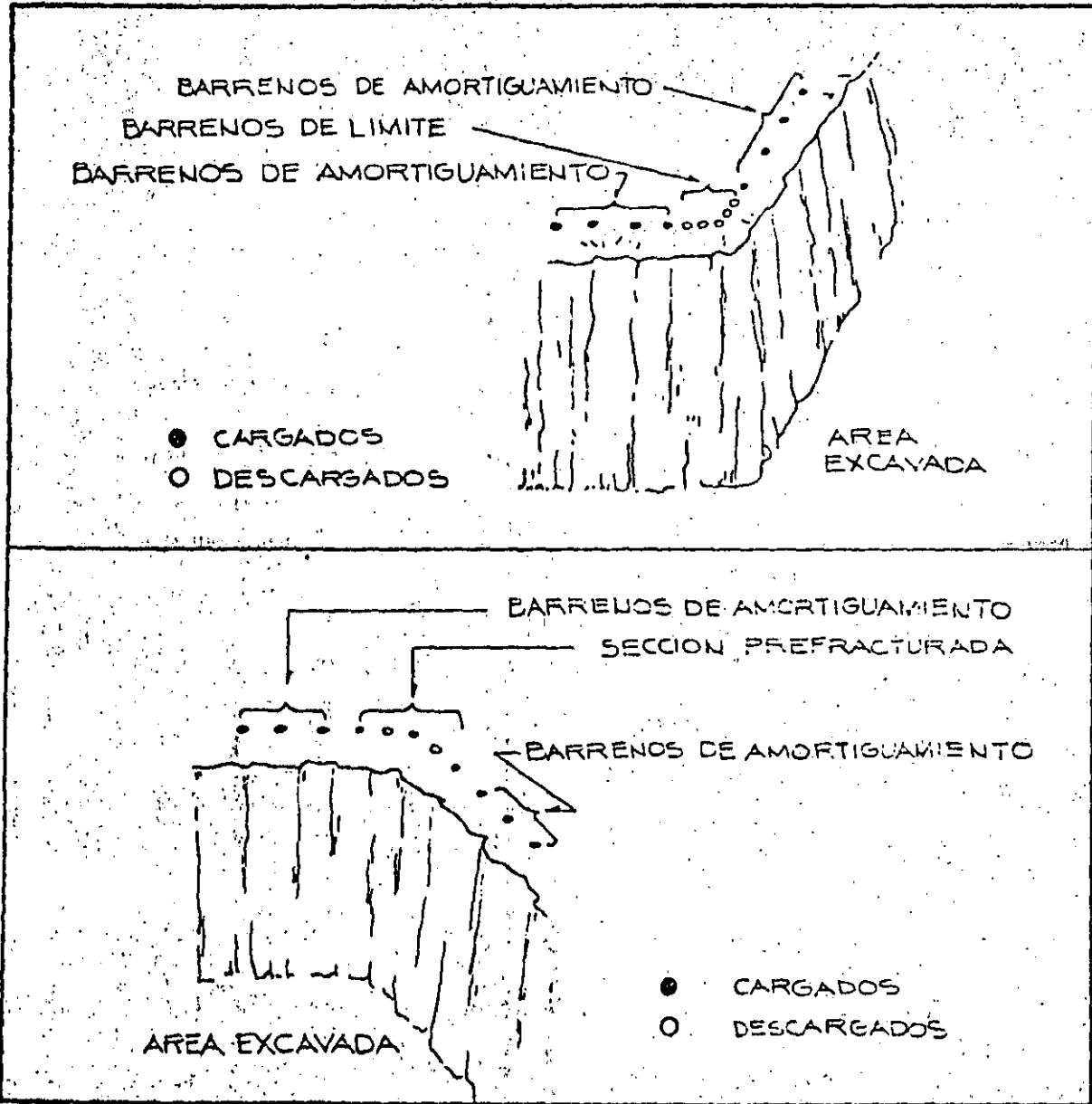
#### VENTAJAS.

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 FRENTES,  
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.*

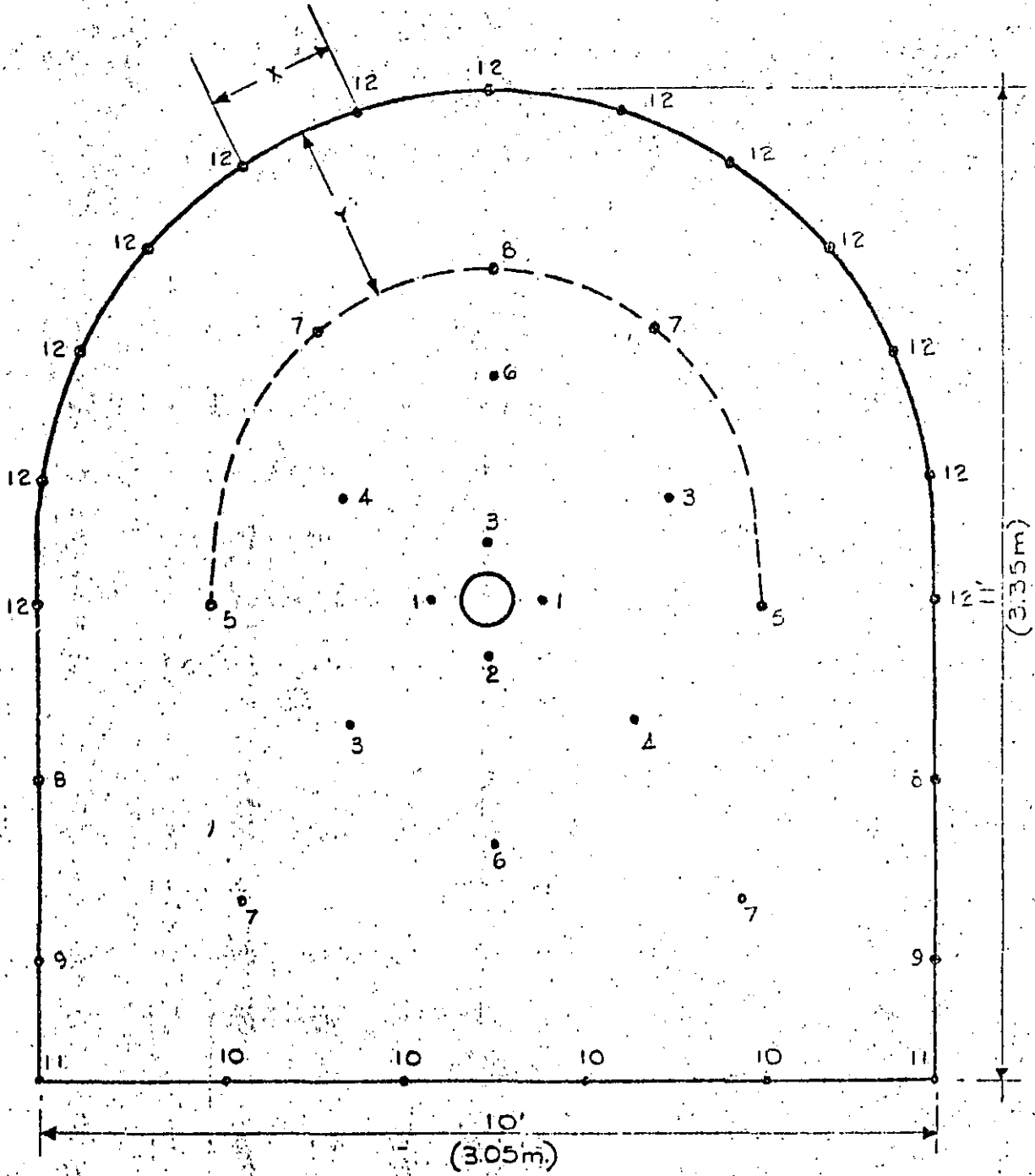
#### APLICACION.

*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 triturante 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.*

*Aun 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 perimetrales 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 y disparadas en el último período de retardo de la voladura. (Ver Fig. 11). Estos barrenos se disparan después de los barrenos de pala ó pié para asegurar que la roca fragmentada se desplace lo suficiente para ofrecer el máximo desahogo a los barrenos de la Voladura Perfilada. Este franqueo permite la libre remoción del banco final y produce menos fractura más allá del límite de la excavación.

Las cargas pequeñas bien distribuídas en los barrenos perimetrales 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 Primacord 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.*

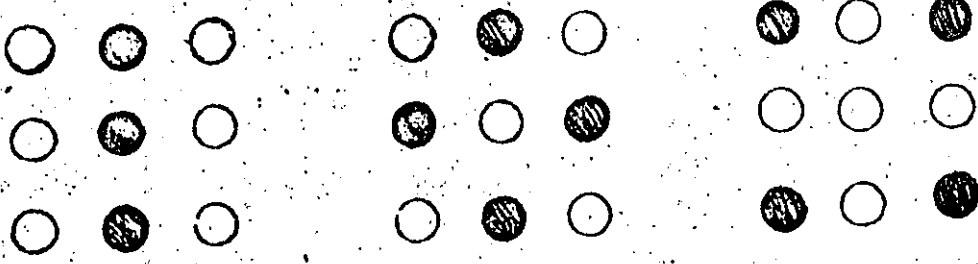
# CUÑA QUEMADA CUADRADA O RECTANGULAR

- 4 -

44

 CARGADO

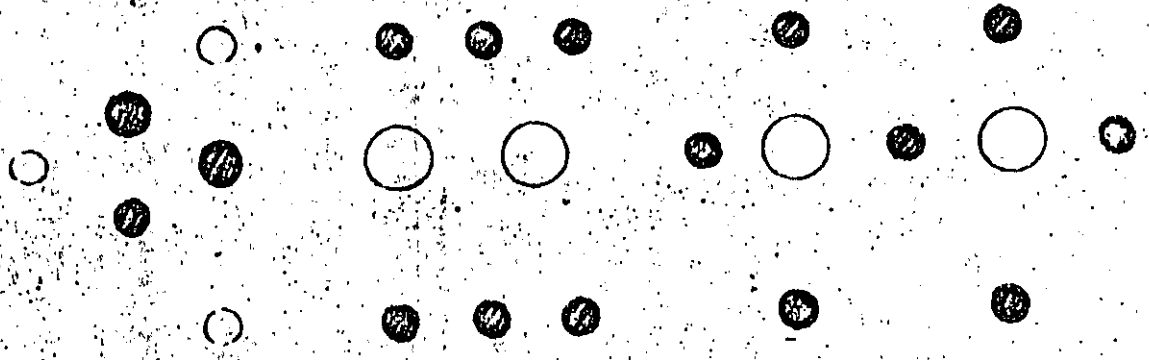
 VACIO



FRAGIL O PLASTICO  
C D E I



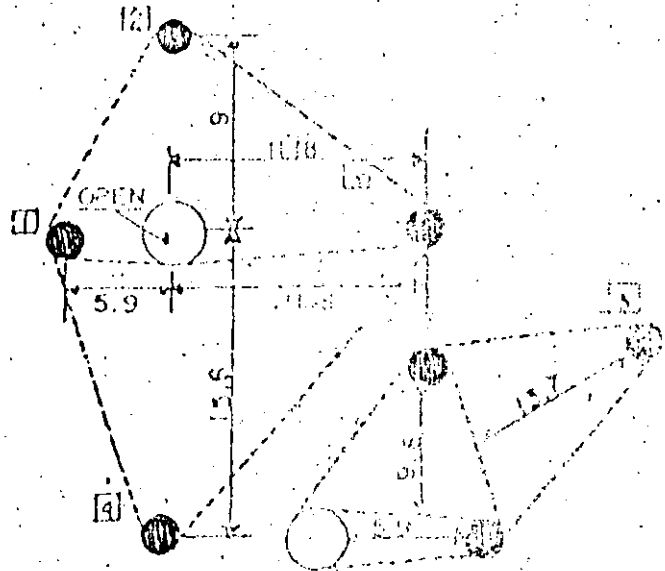
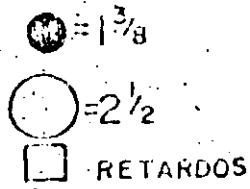
FRAGIL O PLASTICO.



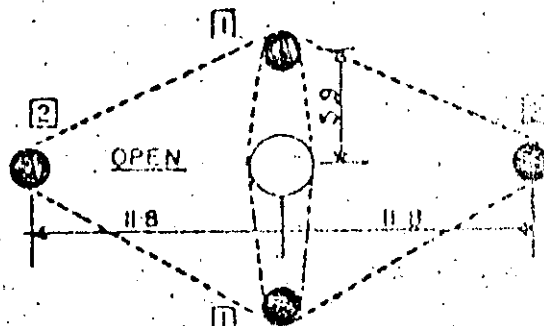
FRAGIL

FRAGIL O PLASTICO  
D D D





CUÑA QUEMADA CONCENTRICA

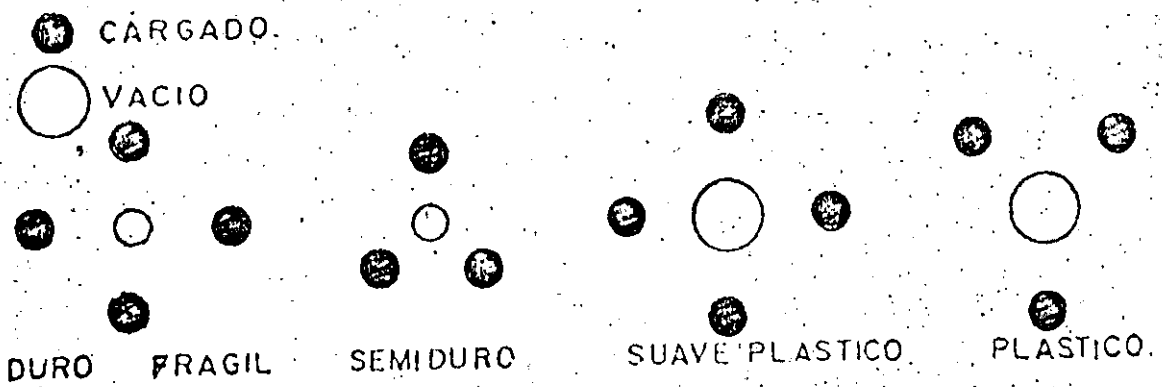


CUÑA QUEMADA SIMETRICA DE UN SOLO BARRENO

NOTA:

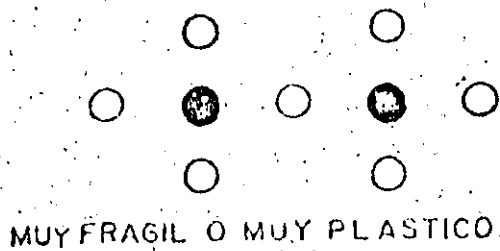
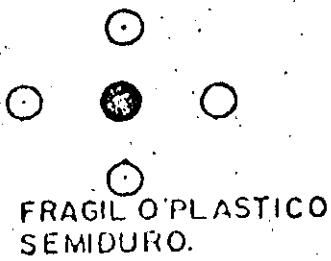
LA DISTANCIA DEPENDE DE LA CLASE DE ROCA Y DEL TIPO DE EXPLOSIVOS

# CUÑA QUEMADA TIPO REDONDO O TREBOL



# CUÑA QUEMADA TIPO REDONDO O TREBOL INVERTIDAS

FIG: 9



## PREFRACTURADO

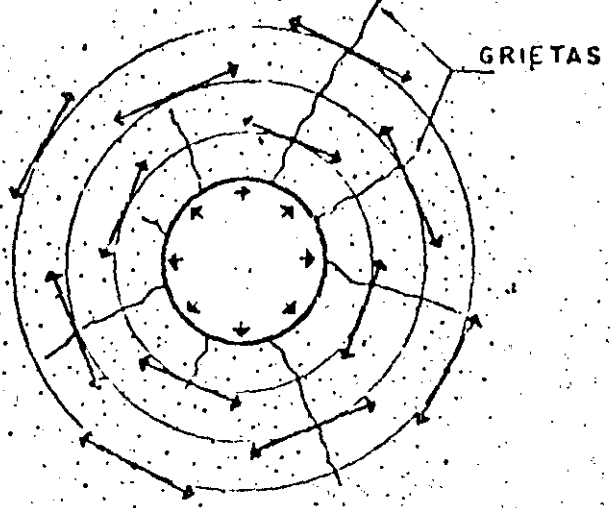
### PRINCIPIO.

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.

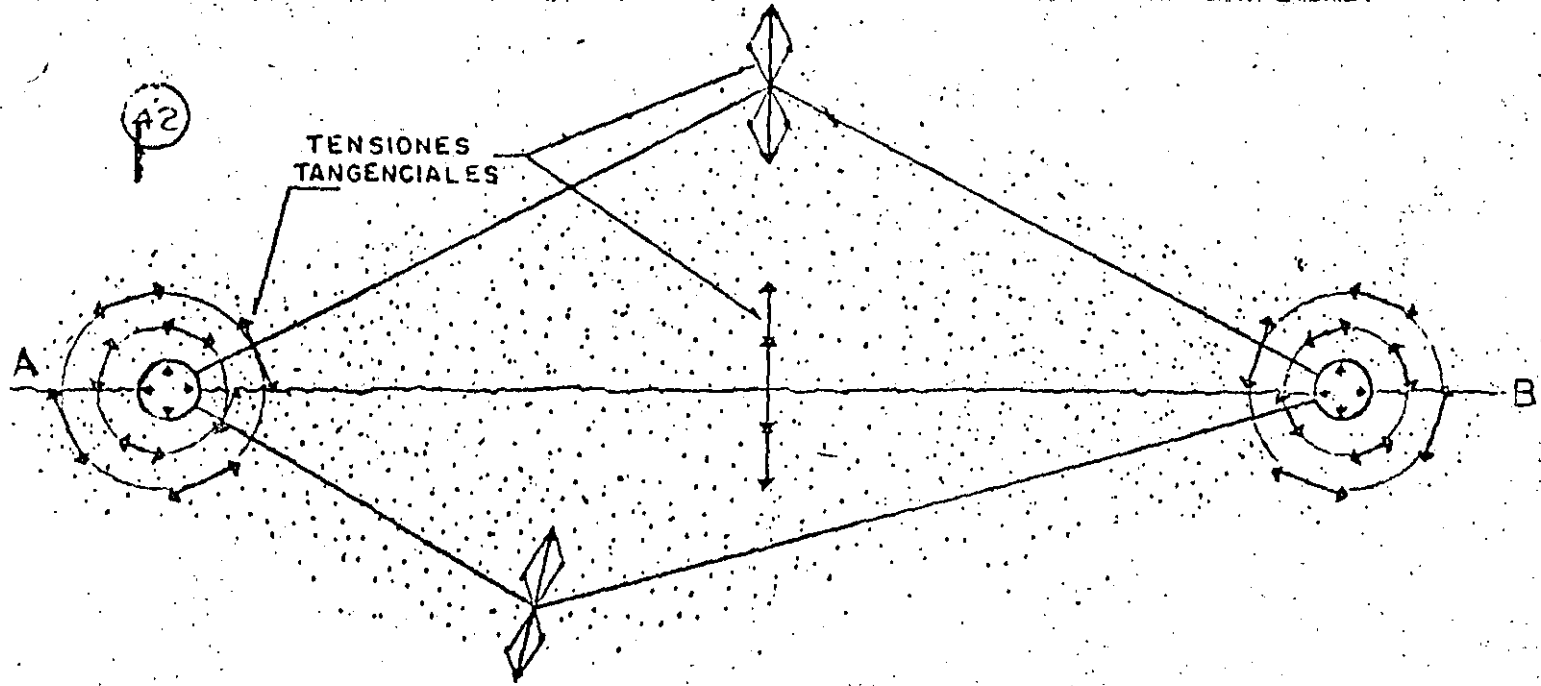
El plano prefacturado refleja parte de las ondas de choque procedentes de las voladuras principales inmediatamente posteriores, impidiendo que sean transmitidas a la pared terminada, reduciendo al mínimo la fracturación y la sobreexcavación. Esta reflexión de las ondas de choque de las voladuras principales 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 cielo 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 reforzar 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. Aun 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 carac-- terísticas 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 subséquentes. En otras palabras, las cargas pueden modificarse si es necesario y corre un menor -- riesgo que si se disparara 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.

<u>DIAMETRO DEL BARRENO EN PULGADAS.</u>	<u>CARGA EXPLOSIVA EN LBS./PIE (1)(2)</u>	<u>ESPACIAMIENTO EN PIES (1)</u>
$1 \frac{1}{2}$ - $1 \frac{3}{4}$	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

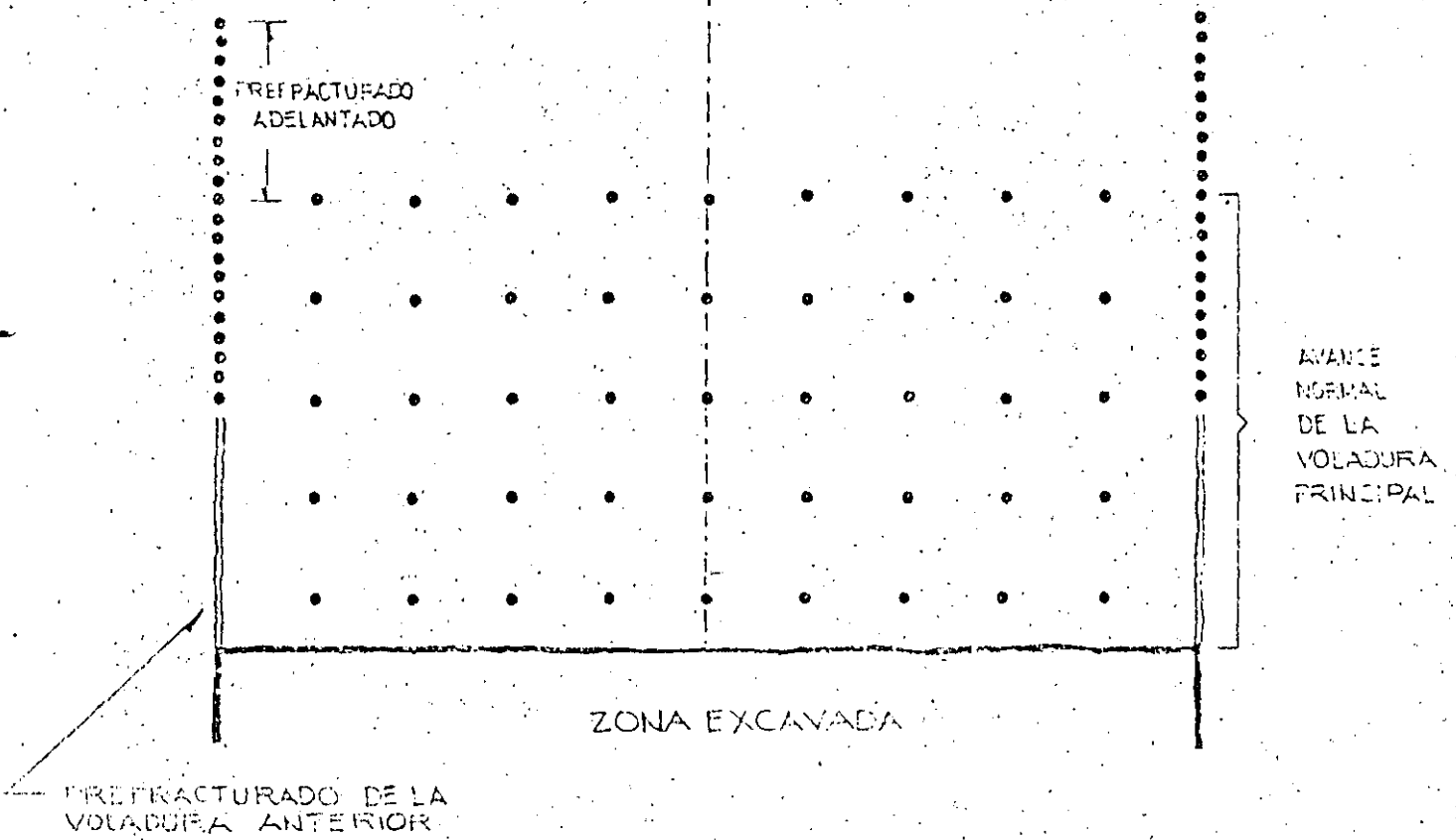
(1) . - *Dependen de la naturaleza de la roca.*

(2) . - *El diámetro del cartucho debe ser igual  
ó menor que la mitad del diámetro del  
barreno.*

NOTA: PRINCIPIO DE PREFRACTURADO.

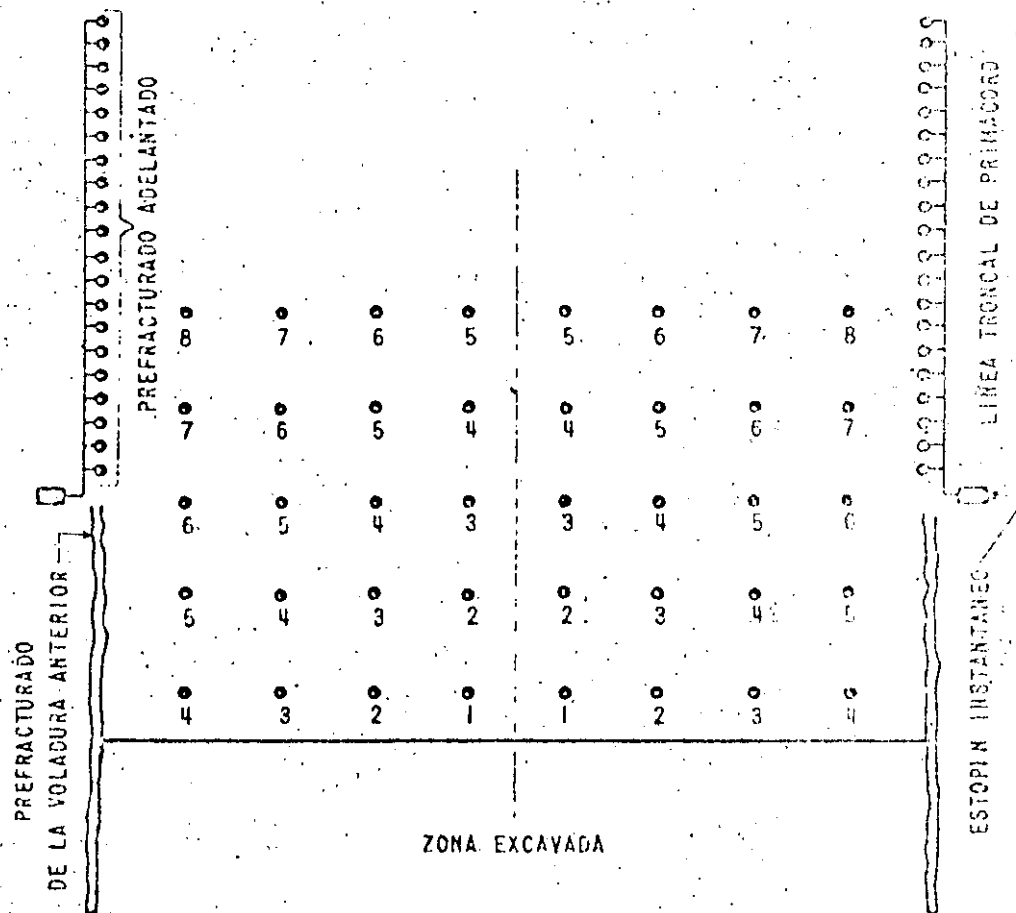
Si los Barrenos están sobrecargados, la zona de fractura se extenderá hacia los lados y aún más allá de la zona de tensión.

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  $\frac{.350}{1.394}$

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. mel. = 1910 tons. métricos.

INDICACIONES UTILES PARA CARGA Y ACARREO CON CARGADOR 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 ramblas 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 CAPSULAS DETONANTES ELECTRICAS  
NORMALES Y RETARDADAS.

Longitudes de las pilas de alambre, ft.	Resistencia, ohms por capsula	
	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
Taladros 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 1 3/4 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 anillo a través de una T estándar	Codo Estándar 6 a través de una T	Salida normal de una T
1/8	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	8.2	15.3
4	2.4	112.0	56.0	4.0	10.7	20.2
5	2.9	140.0	70.0	5.0	13.1	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 MANOMÉTRICAS.

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 Aprietatuercas 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. Aprietatuercas 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 Aprietatuercas 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.**

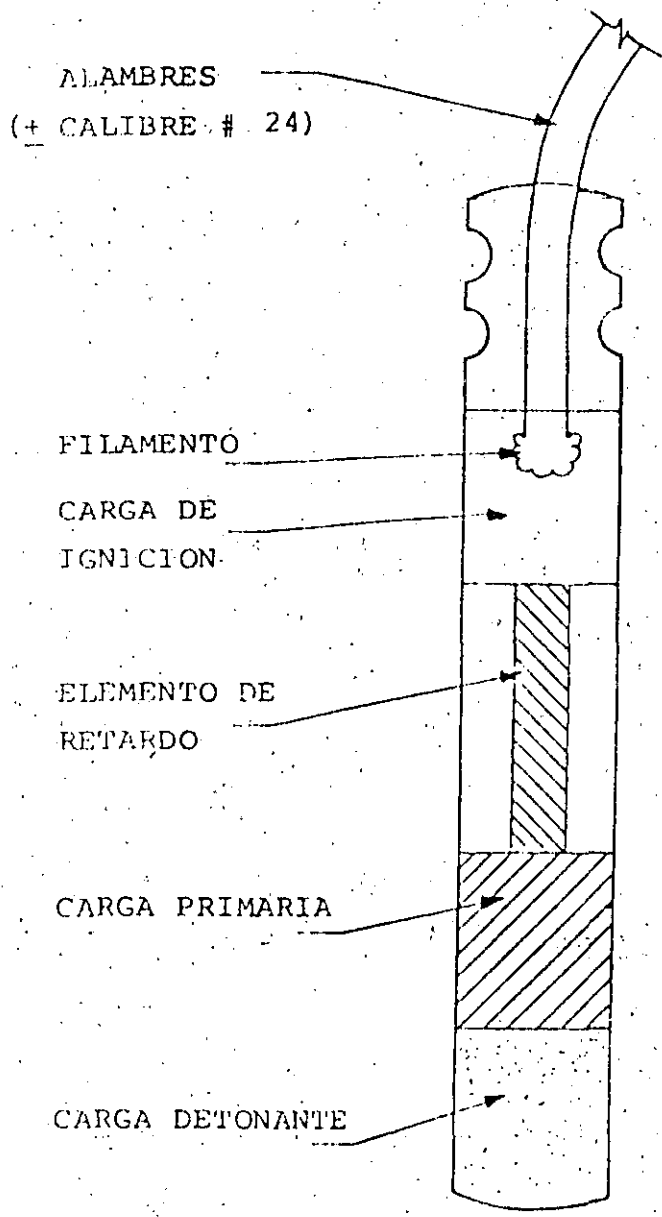
CURSO: MOVIMIENTO DE TIERRAS: EXCAVACIONES Y TERRACERIAS

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

APUNTES ADICIONALES

PROFESOR: ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.

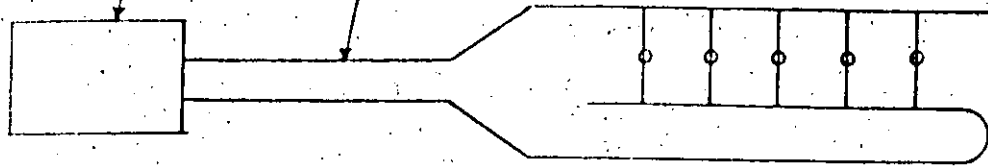


ESTRUCTURA DE UN ESTOPIN DE TIEMPO

FUENTE DE  
CORRIENTE

2

GUIA



FUENTE DE  
CORRIENTE

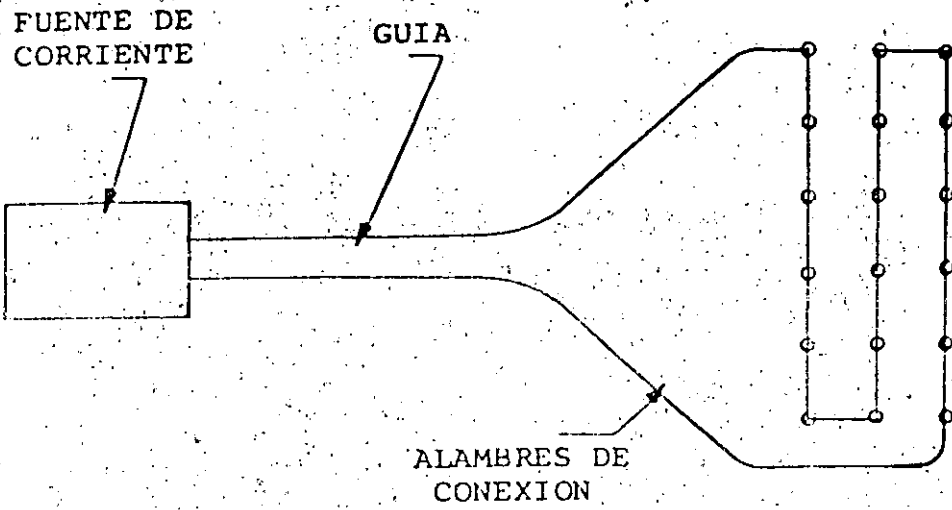
GUIA



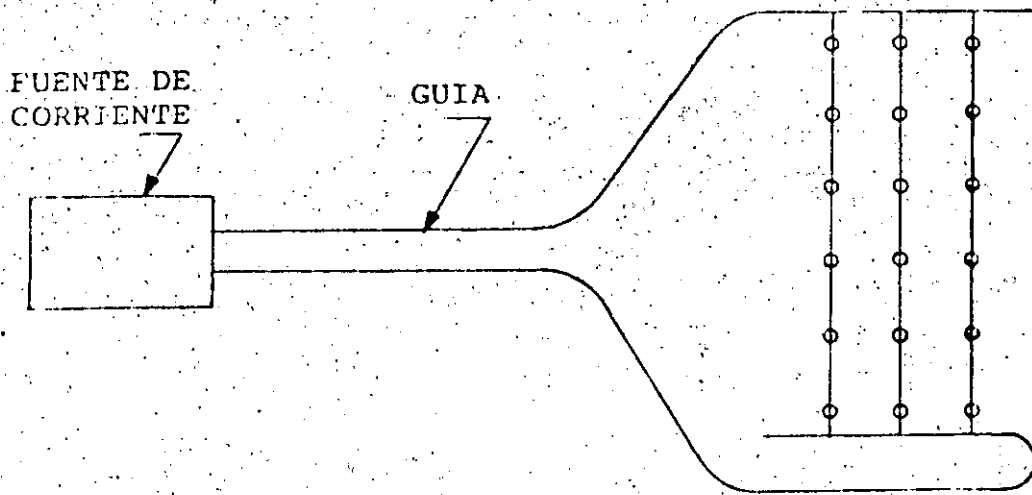
ALAMBRES DE  
CONEXION

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



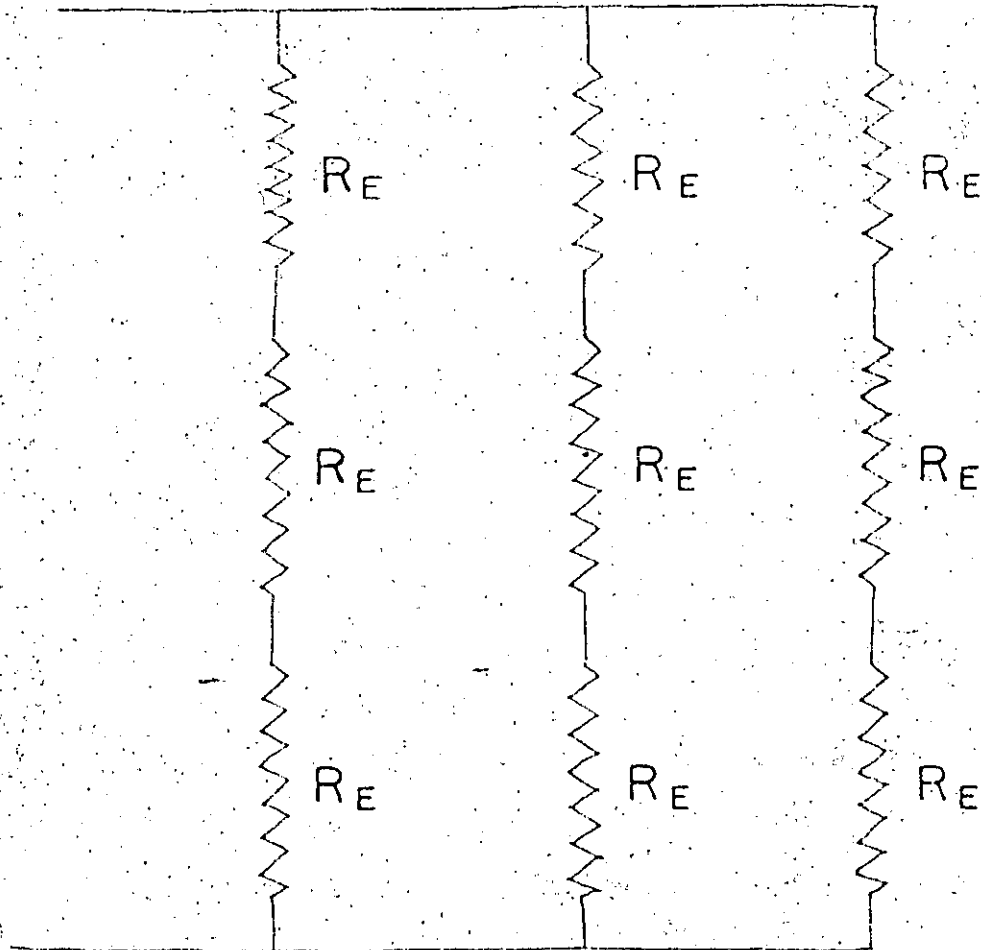
ESTOPINES CONECTADOS EN SERIE



ESTOPINES CONECTADOS EN SERIE - PARALELO.

# CONEXIONES EN SERIE PARALELO

4



$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{N_1 R_E} + \frac{1}{N_2 R_E} + \frac{1}{N_3 R_E} + \dots$$

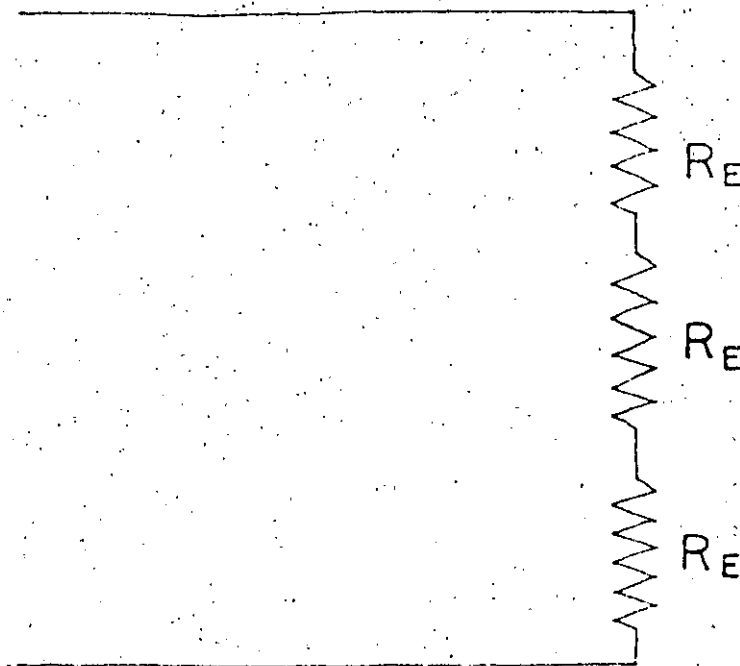
Si:  $N_1 = N_2 = N_3 = \dots = N_n$ :

$$R_T = R_E \frac{N_1}{N_s}$$

$R_T$  = RESISTENCIA TOTAL  
 $R_E$  = RESISTENCIA DE CADA ESTOPIN  
 $N_1$  = NUMERO DE ESTOPINES POR SERIE  
 $N_s$  = NUMERO DE SERIES

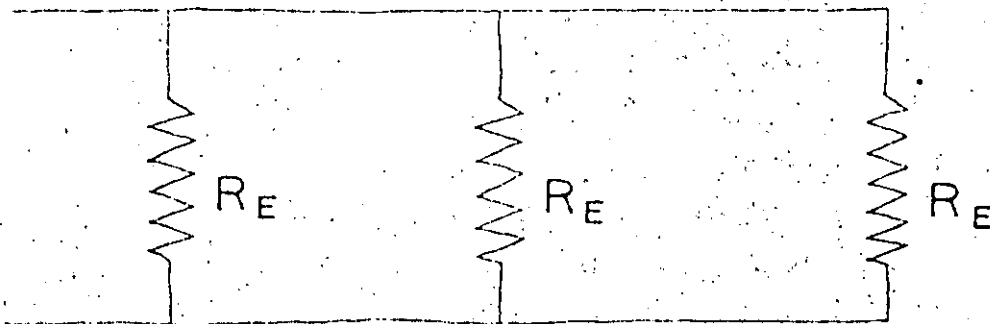
# C O N E X I O N E S

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	

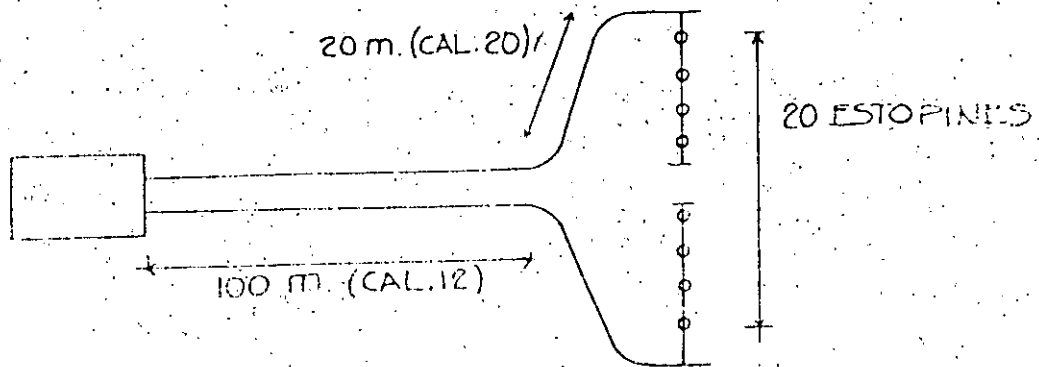
### RESISTENCIA DE ALAMBRE DE COBRE

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.

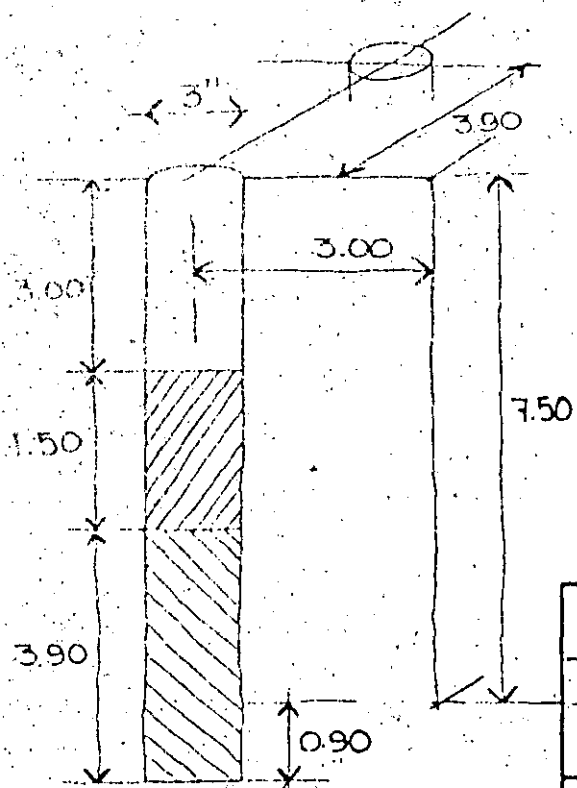
## USO DE LA ENERGIA DEL EXPLOSIVO:

1º FRACTURAR LA ROCA. (UTIL)

2º MOVERLA DE LUGAR PARA EVITAR TRABAZONES. (UTIL)

3º PROYECTAR ROCAS. (INUTIL)

EN OTRO EJEMPLO, SUPONIENDO QUE HUBIÉRAMOS LLEGADO AL SIGUIENTE RESULTADO:



$$v = 3.90 \times 3 \times 7.5 = 87.75 \text{ m}^3$$

$$\text{si } q = 0.35 \text{ Kg./m}^3$$

$$Q = 0.35 \times 87.75 = 30.71 \text{ Kg.}$$

$$C_c = 8.3 \text{ Kg.}$$

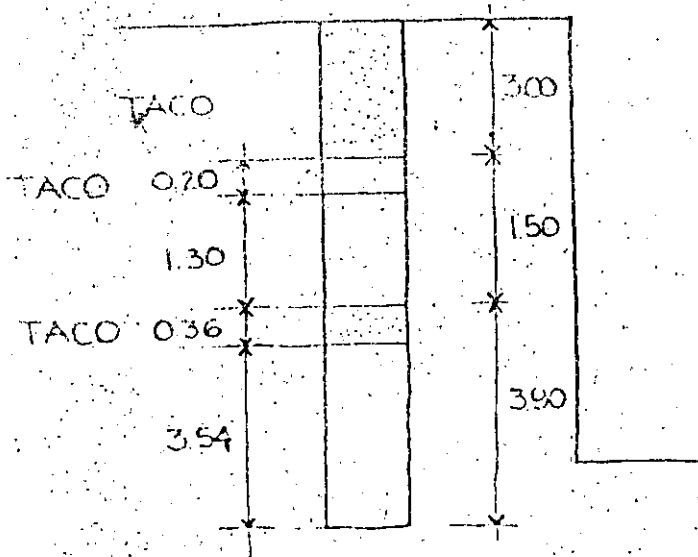
$$C_f = 22.41 \text{ Kg.}$$

DENSIDAD DEL EXPLOSIVO: 1.45

C A R G A S				
		CAPACIDAD DEL BARRENO		
CALCULADA				
	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%)  
( $1.50 \div 1.30 = 1.15$ )
- B) DISPONEMOS DE 3.90 M PARA CARGA DE FONDO Y SÓLO NECESITAMOS 3.54, SOBRAN 0.36 M. DE BARRENO (10%)  
( $3.90 \div 3.54 = 1.10$ )

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)

$$A = R \times B$$

$$A' = R \times B'$$

$$R B'^2 = K R B^2$$

$$B' = \sqrt{K} B$$

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 VOLUMEN QUEDA:

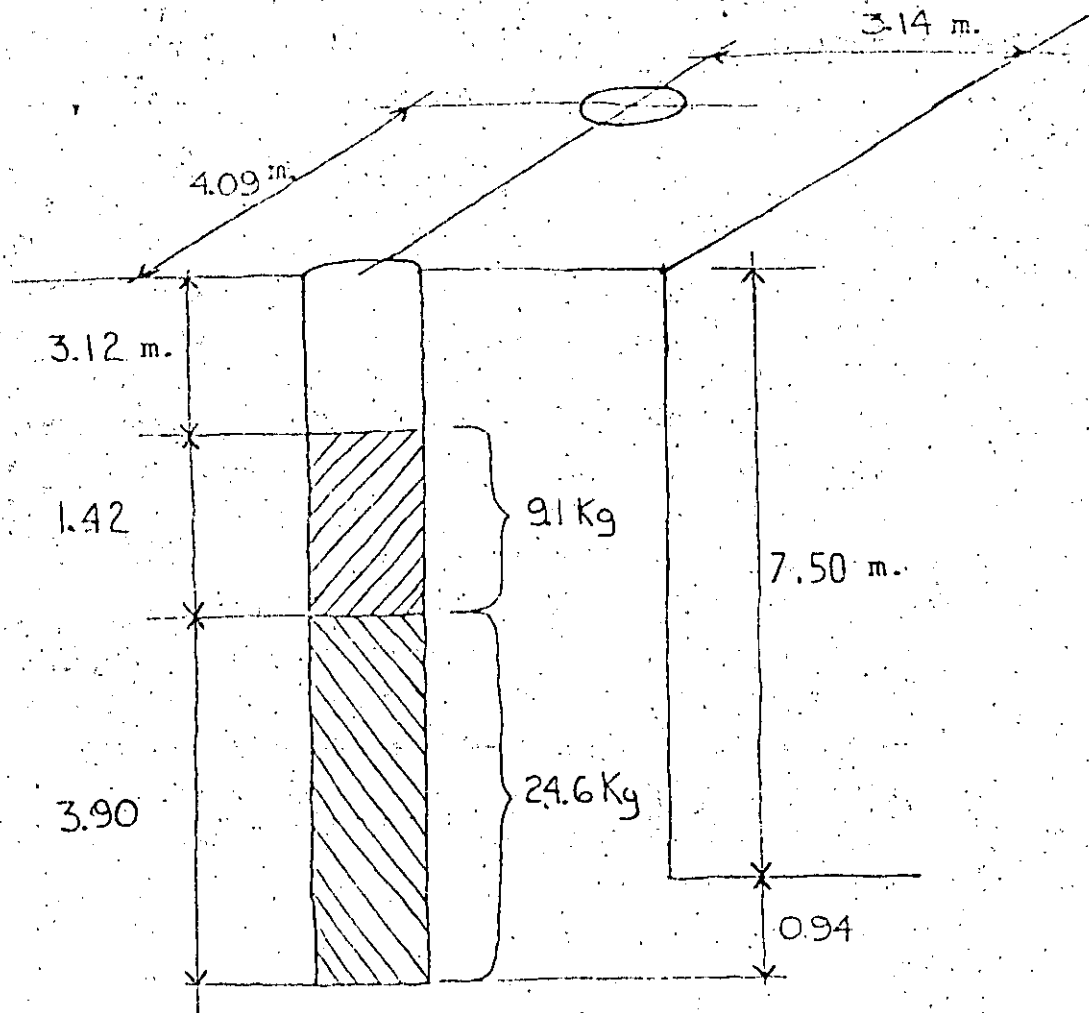
$$V = 3.14 \times 4.09 \times 7.5 = 96.31 \text{ m}^3$$

$$Q = 0.35 \times 96.31 = 33.70 \text{ Kg.}$$

$$C_c = 9.1 \quad ; \quad h_c = 1.42 \text{ m}$$

$$C_f = 24.6 \text{ Kg.} \quad ; \quad h_f = 3.90 \text{ m.}$$

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:  $B/A = 1.3$

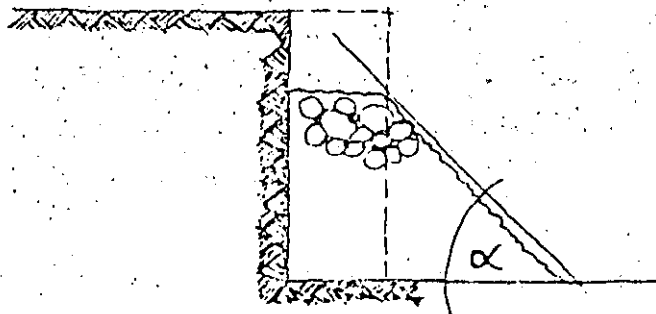
EN LA PRUEBA 2:  $B/A = 1.5$

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  $\alpha$  DEBE SER  $45^\circ$ , SI ES MAYOR FALTA EXPLOSI VO, Y SI ES MENOR SOBРАН EXPLOSIVOS; MUCHAS PROYECCIONES TAMBIÉN INDICAN EXCESO DE EXPLOSIVOS.



LAS FÓRMULAS GENERALES SON:

$$A' = \sqrt{\frac{A \times B}{R}}$$

$$B' = A' \times R$$

2º) AJUSTAREMOS LA CANTIDAD DE EXPLOSIVOS.

COMO HAY EXCESO: TENEMOS QUE SEPARAR LOS BARRENOS PARA DISMINUIR EL CONSUMO DE EXPLOSIVOS, PERO CONSERVANDO LA RELACION A/B PARA NO VARIAR LA GRANULOMETRIA.

HAREMOS PRUEBAS NUEVAMENTE EN EL BANCO CON CONSUMOS ESPECIFICOS 95%, 90% Y 85% DEL CONSUMO ORIGINAL, PARA ELLO APLICAMOS LAS FÓRMULAS 1:

PARA 95%:

$$A_1 = \frac{A}{\sqrt{0.95}} = \frac{2.60}{\sqrt{0.95}} = 2.67 \text{ m.}$$

$$B_1 = \frac{B}{\sqrt{0.95}} = \frac{4.94}{\sqrt{0.95}} = 5.07 \text{ m.}$$

COMPROBACION:

$$\frac{A_1 \times B_1}{A \times B} = \frac{2.60 \times 4.94}{2.67 \times 5.07} = 0.95$$

$$\frac{B_1}{A_1} = \frac{5.07}{2.67} = 1.90$$

## RESUMEN DE LA OBSERVACION

$R = B'/A'$	TAMAÑO DE LA ROCA	$\alpha$	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.

1°) 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:

$$2.60 \times 4.94$$

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%:

$$A_2 = \frac{2.60}{\sqrt{0.90}} = 2.74 \text{ m.}$$

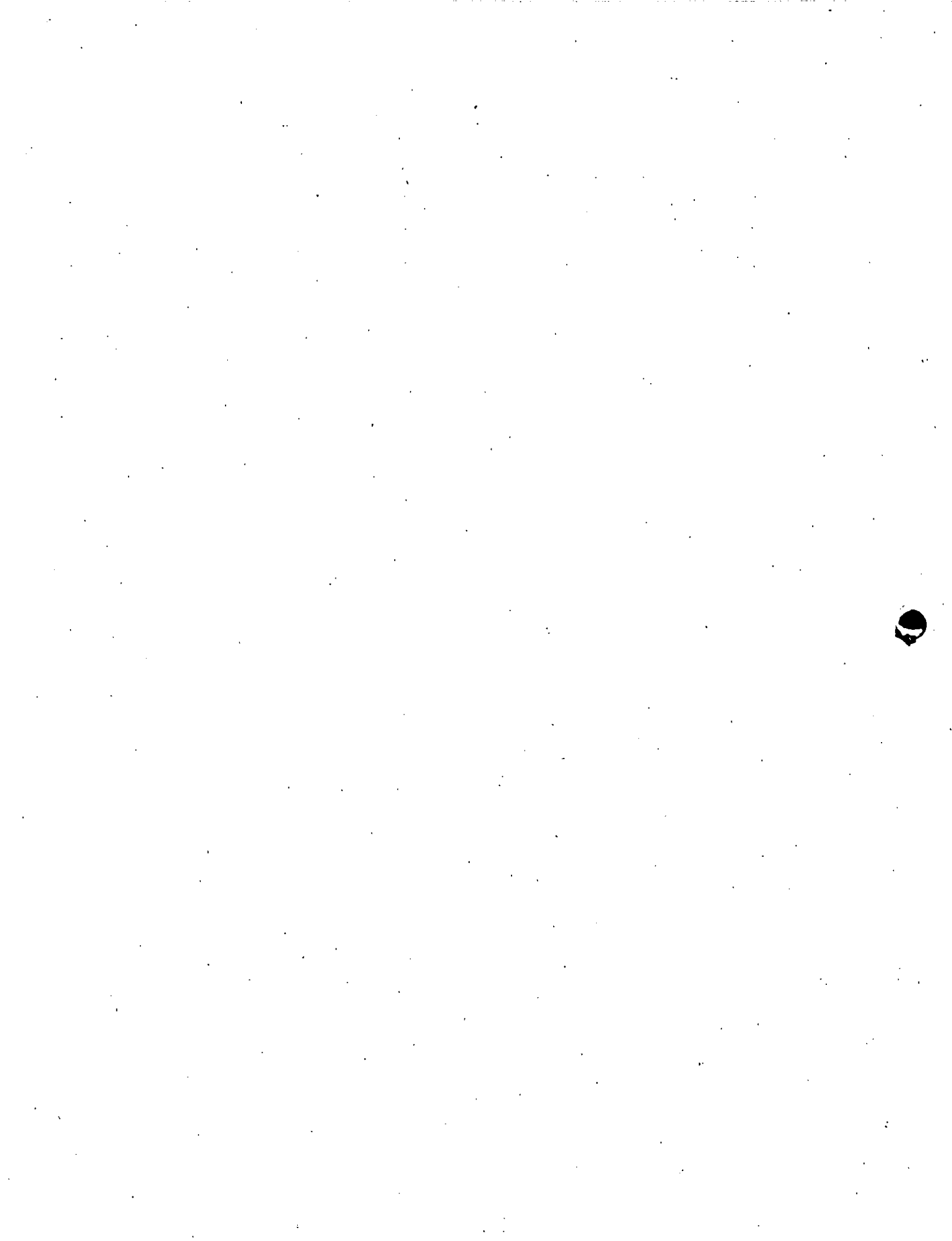
$$B = \frac{4.94}{\sqrt{0.90}} = 5.21 \text{ m.}$$

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  $\alpha$  Y LAS PROYECCIONES.

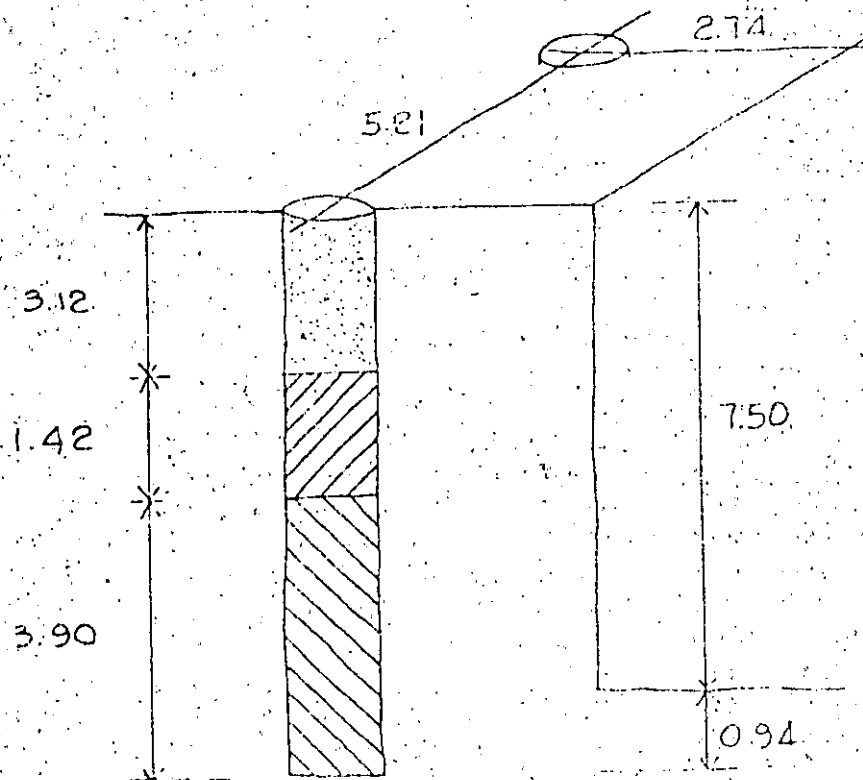


# RESUMEN DE LA OBSERVACION

17

C	A	B	$\alpha$	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:

- GRANULOMETRIA REQUERIDA.
- CONSUMO MÍNIMO DE EXPLOSIVOS.
- MÍNIMA BARRENACIÓN.
- MÍNIMAS PROYECCIONES.
- MÍNIMO DAÑO A LA ROCA DETRÁS DE LA VOLADURA.



**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

DEL 3 AL 8 DE SEPTIEMBRE, 1984  
CAMPECHE, CAMPECHE.

- EL MATERIAL ES UN LIMO ARCILLOSO CUYAS CARACTERÍSTICAS SON:

PESO VOLUMETRICO EN BANCO = 1640 KG/M<sup>3</sup>

PESO VOLUMETRICO SUELTO = 1260 KG/M<sup>3</sup>

- 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.

## PROBLEMA

1.- A PARTIR DE LOS DATOS DEL PROYECTO GEOMETRICO QUE SE MUESTRA, (PERFIL Y CURVA MASA), ANALICE LOS RENDIMIEN-  
TOS 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.



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 M<sup>3</sup> EXCAVADO Y ACARREADO, --- MEDIDO EN BANCO.
- D).- EL EQUIPO REQUERIDO PARA REALIZAR EL TRABAJO EN 90 DIAS HABILES CON TURNOS DE 8 HORAS.

INTERNACIONAL S.A. de C.V.

\*\*\* COSTO HORARIO \*\*\*

CLIENTE.....  
 OBRA.....  
 CONCURSO No...

MOTOCORREPA YEREX TS-14B

DATOS GENERALES.

• Precio de Adquisición:	53,285,100.00	Fecha de Cotización.....	05/JUN/84
• Equipo Adicional:	0.00	Vida Económica (Ve).....	12000 Horas
• Valor Inicial (Va):	53,285,100.00	Horas Por Año (Ha).....	2000 Hr/Año
• Valor de Rescate (Vr) %	15.00 7,992,765.00	Motor DIESEL De	288.00 H.P.
• Tasa de Interés (i) %	64.00	Factor de Operación (Fo).....	0.85
• Prima de Seguros (s) %	6.00	Potencia de Operación.....	244.80 HP.op.
		Coefficiente de Almacenaje (K)...	3.00
		Factor de Mantenimiento (Q).....	80.00

I. - CARGOS FIJOS.

a) Depreciación	$D = \frac{Va - Vr}{Ve}$	= \$ 3,774.36
b) Inversión	$I = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 9,804.45
c) Seguros	$S = \frac{Va + Vr}{2Ha}$	= \$ 919.16
d) Almacenaje	$A = K \cdot D$	= \$ 113.23
e) Mantenimiento	$M = Q \cdot D$	= \$ 3,019.48
SUMA		= \$ 17,630.68

II. - CONSUMOS.

a) Combustible	$E = a \cdot Po$	DIESEL = \$ 30.00
	$E = 0.1514 \times 244.80 \text{ HP.op.} \times \$ 30.00 / \text{lt}$	E = \$ 1,111.83
b) Otras Fuentes de Energía:	_____	
c) Lubricantes	$L = a \cdot Pe$	ACEITE = \$ 240.00
	Capacidad de Carter C= 29 Litros	
	Cambio de Aceite t= 100 Horas	
	$a = C/t + 0.0035 \times 244.80 \text{ HP.op.} = 1.1448 \text{ lt/hr.}$	
	$L = 1.1448 \text{ lt/hr} \times \$ 240.00 / \text{lt}$	L = \$ 274.75
d) Llantas	$LI = \frac{VLL}{Hv}$	VLL (Valor Llantas)
	Hv (Vida Económica)	
	Hv= 2000 Horas	LI= \$ 991.42

III. - OPERACION

Salario del Operador	So= \$ 1,600.00
Horas por Turno	Ht= 8
a) Operación	$Op = \frac{So}{Fo \times Ht}$
	= \$ 235.29
SUMA = \$ 235.29	

e) Equipo Adicional de Consumo

Valor Equipo Adicional	EQ= _____	EQ= \$ 0.00
Vida Util. Eq. Adicional		
SUMA		= \$ 2,378.05

CARGOS FIJOS POR HORA.....	\$ 17,630.68
CONSUMOS POR HORA.....	\$ 2,378.05
OPERACION POR HORA.....	\$ 235.29
COSTO DIRECTO HORA MAQUINA....	\$ 20,344.02

\*\*\* COSTO HORARIO \*\*\*

CLIENTE.....  
 OBRA.....  
 CONCURSO No..

TRACTOR CATERPILLAR D8-K

DATOS GENERALES.

Precio de Adquisición: 42,360,100.00  
 Equipo Adicional: 6,841,355.00  
 Valor Inicial (Va): 49,201,455.00  
 Valor de Rescate (Vr) % 10.00 4,920,145.50  
 Tasa de Interés (i) % 64.00  
 Prima de Seguros (s) % 6.00

Fecha de Dotación: 05/JUN/84  
 Vida Económica (Ve): 12000 Horas  
 Horas Por Año (Ha): 2000 Hrs/Año  
 Motor DIESEL De 300.00 H.P.  
 Factor de Operación (Fo): 0.80  
 Potencia de Operación: 240.00 HP.op.  
 Coeficiente de Almacenaje (K): 3.00  
 Factor de Mantenimiento (Q): 100.00

I.- CARGOS FIJOS:

a) Depreciación  $D = \frac{Va - Vr}{Ve}$  = \$ 3,119.99  
 b) Inversión  $I = \frac{Va + Vr}{2Ha}$  i = \$ 7,564.83  
 c) Seguros  $S = \frac{Va + Vr}{2Ha}$  s = \$ 709.20  
 d) Almacenaje  $A = K D$  = \$ 93.59  
 e) Mantenimiento  $M = Q D$  = \$ 3,119.99  
 SUMA = \$ 14,607.60

II.- CONSUMOS.

a) Combustible  $E = e P_o$  DIESEL = \$ 30.00  
 $E = 0.1514 \times 240.00 \text{ HP.op.} \times \$ 30.00 / \text{lt}$  E = \$ 1,090.07  
 b) Otras Fuentes de Energía: \_\_\_\_\_  
 c) Lubricantes  $L = a P_o$  ACEITE = \$ 240.00  
 Capacidad de Carter  $C = 33$  Litros  
 Cambio de Aceite  $t = 100$  Horas  
 $a = C/t + 0.0035 \times 240.00 \text{ HP.op.} = 1.1712 \text{ lt/hr.}$   
 $L = 1.1712 \text{ lt/hr} \times \$ 240.00 / \text{lt}$  L = \$ 281.08  
 d) Llantas  $LI = \frac{VLL (\text{Valor Llantas})}{Hv (\text{Vida Económica})}$   
 $Hv = 0$  Horas LI = \$ 0.00

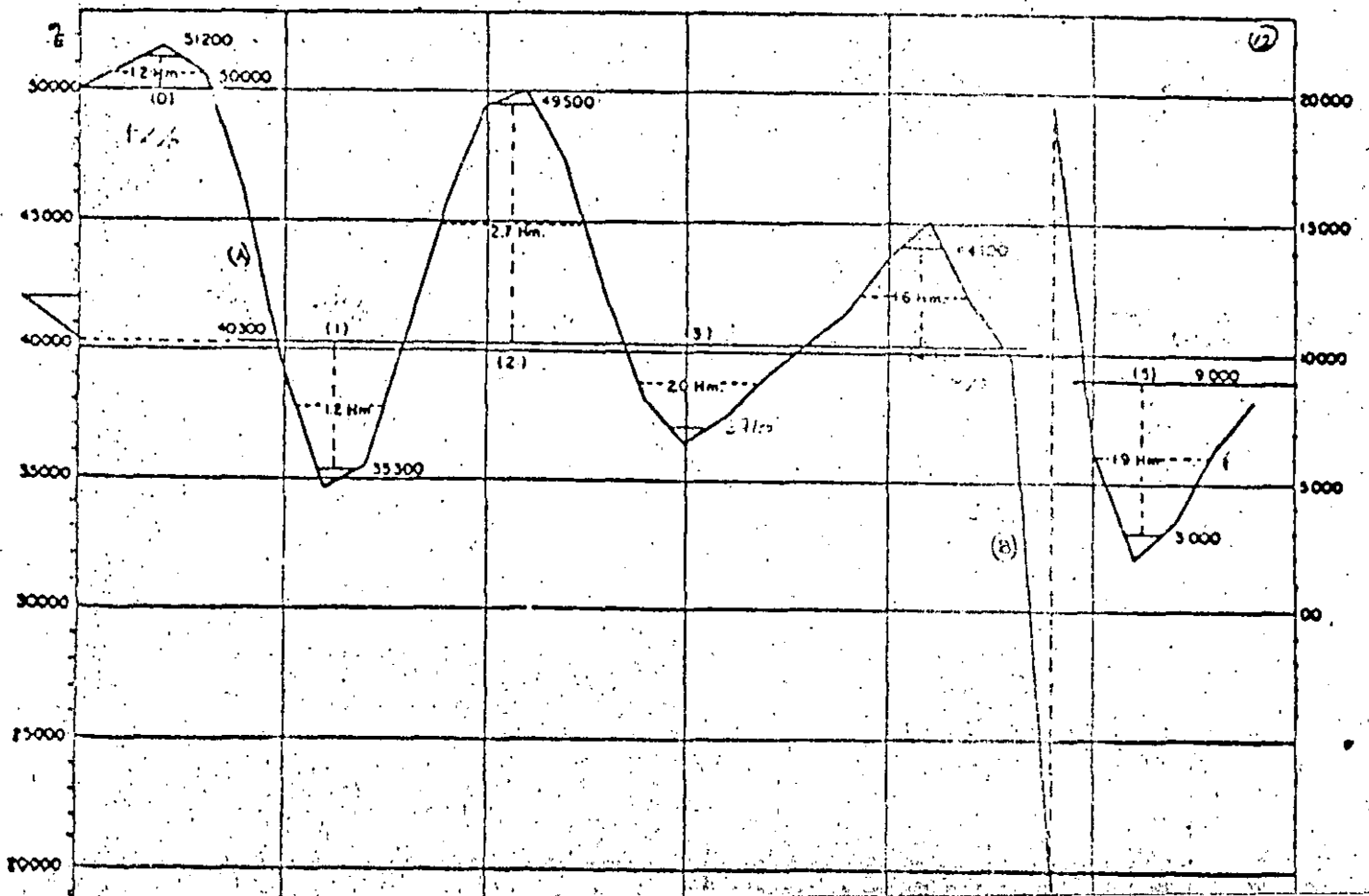
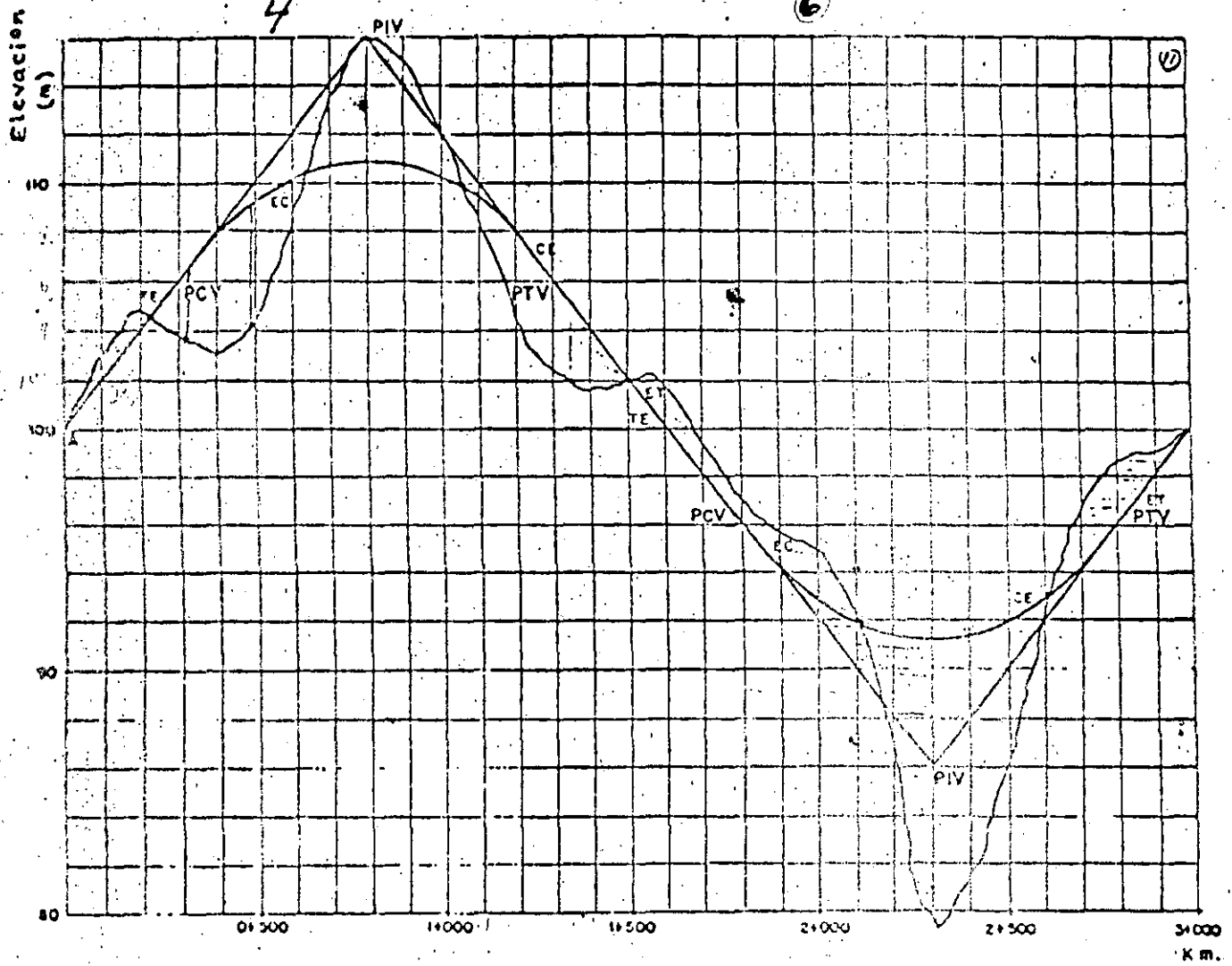
III.- OPERACION

Salario del Operador  $So = \$ 1,600.00$   
 Horas por Turno  $Ht = 3$   
 a) Operación  $Op = \frac{So}{Fo \times Ht}$  = \$ 250.00  
 SUMA = \$ 250.00

e) Equipo Adicional de Consumo

Valor Equipo Adicional  
 $EQ = \frac{\text{Valor Equipo Adicional}}{\text{Vida Util. Eq. Adicional}}$  EQ = \$ 955.16  
 SUMA = \$ 2,226.31

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

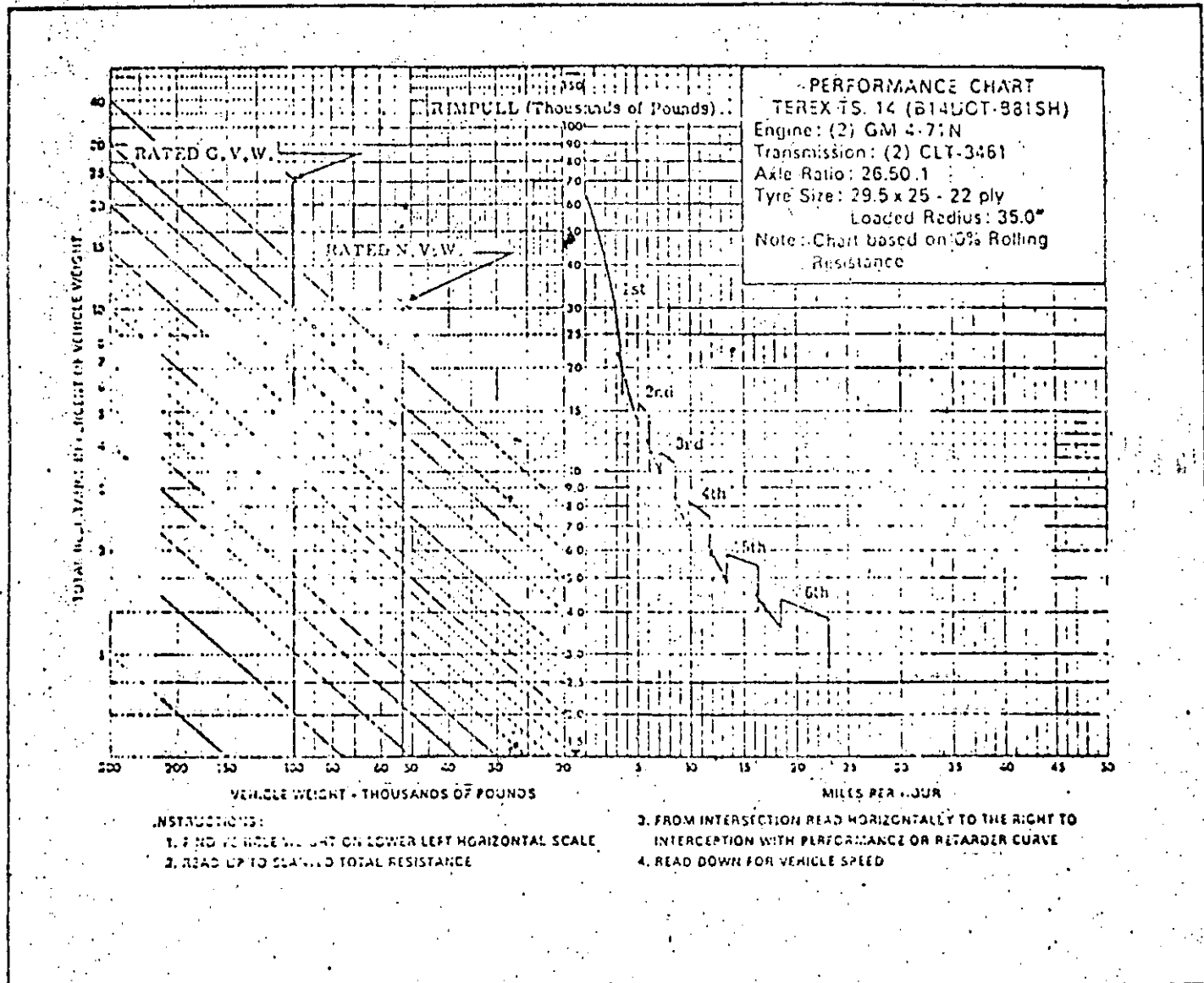


RESUMEN DE DATOS

TERRAPLEN	VOLUMEN SIHELDO	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%
(B)	$\frac{40,300 - 9,000}{0.77} = 40,649$	520 m.	- 5%

VOLUMEN

TOTAL = 90,129 M3 SIHELTOS.



TEREX Division, Hudson, Ohio, U.S.A. 44236  
 General Motors Scotland Limited, Lanarkshire, Scotland  
 Diesel Division, General Motors of Canada Limited, London, Ontario

1.- Peso de la máquina vacía = 24 toneladas

Peso de la máquina cargada = 24 + 15 m<sup>3</sup> X 1.20 Ton/m<sup>3</sup>.

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.-

②

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	TOTAL
(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 D8 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> *
(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 -----

4.17083.91

Motoescrepa ----

4.20244.02

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.

