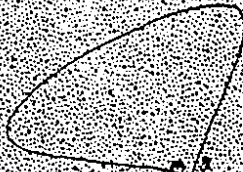
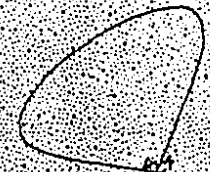


# TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL TITULO DE LICENCIADA EN DISEÑO INDUSTRIAL.

Silvia Constantini Schievenin.  
Universidad Autonoma de Guadalajara.  
Diciembre de 1986.

  
ARQ. JOSE MORALES GONZALEZ

  
ARQ. JOSE MORALES GONZALEZ



HECHO CON  
FALLA LE CRGEN

# dispersor de materias orgánicas



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

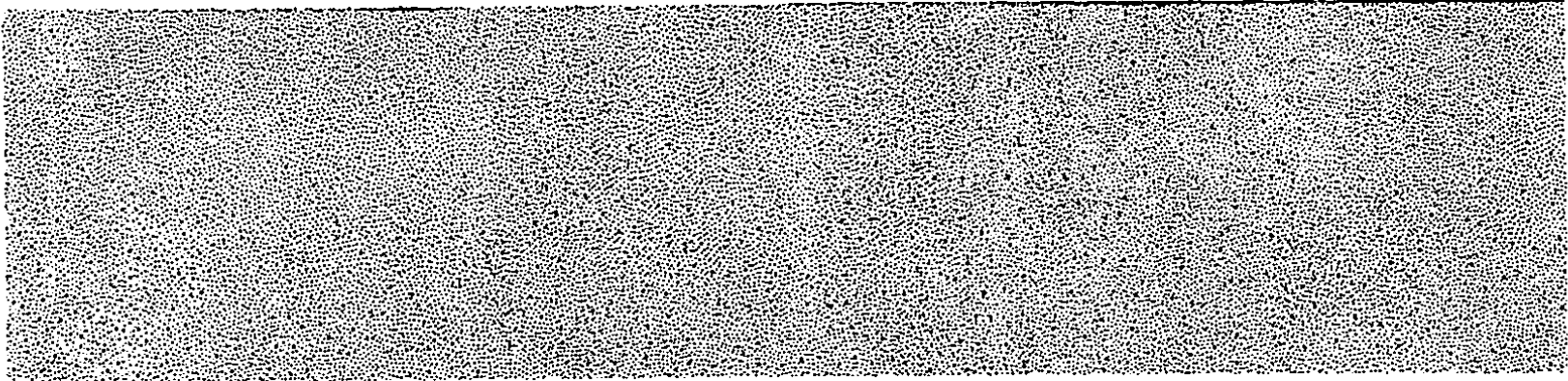
**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL TITULO DE LICENCIADA EN  
DISEÑO INDUSTRIAL PRESENTADA POR :  
SILVIA CONSTANTINI SCHIEVENIN Y CORREGIDA POR EL :  
LIC. EN DIS. IND. FRANCISCO LANCASTER-JONES CAMPERO.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA.  
DICIEMBRE DE 1986.



# **dispersor de materias orgánicas**

**INDICE.**

# I N D I C E

---

I	INTRODUCCION _____	1
*	Utilización eficaz de los Fertilizantes orgánicos Disponibles _____	2
-	Precio actual de los fertilizantes minerales _____	3
-	Posibilidades generales de empleo de fertilizantes orgánicos _____	3
*	Materias Orgánicas Utilizables como Abono _____	5
-	Orden de prioridades para la utilización de fertilizantes	
-	Composición de estiércol de ganado vacuno	
-	Producción anual de nutrientes del suelo	
*	El Humus _____	10
-	El humus base de la fertilidad	
-	Definición y constitución del humus	
-	Principales fuentes de humus en la explotación	
*	El Estiércol Reflejo del Suelo _____	16
-	Estiércol de granja	
-	Maquinaria para la distribución del estiércol	
**	Síntesis _____	35
II	ANÁLISIS	
-	Análisis _____	37
-	Requerimiento del objetivo del diseño _____	38
-	Requerimiento de las necesidades _____	39
-	Productos Existentes _____	39

- Generalidades	48
- Deficiencias Detectadas	49
- Condicionantes del Diseño	51
- Conclusiones de Diseño	52
III BOCETOS	53
IV ANTROPOMETRIA Y ERGONOMIA	67
V CALCULOS	73
- Diagrama del sistema hidráulico	74
* Selección de los Parámetros de Trabajo	76
- Revoluciones de los tambores esparcidores	76
- Velocidad de descarga	77
* Tanque de Aceite	79
- Capacidad del tanque	79
- Elementos que debe tener un tanque de aceite	79
* Bomba Hidráulica	80
- Requerimientos	80
- Cálculo de las pérdidas de presión de flujo	80
- Bomba seleccionada	84
* Valvula de Seguridad	85
* Valvula Direccional 1	86
* Valvula Direccional 2	86
* Valvula Reguladora de Flujo	87
* Valvula de Alivio	87

* Filtro	88
* Cilindros Hidráulicos	88
* Valvula de Cierre	91
* Valvula Antirretorno ( CHECK )	91
* Motor Hidráulico	92
- Parámetros necesarios para el trabajo	93
* Diseño de Transmisión: Toma de Fuerza Bomba Hidráulica	94
- Datos para los cálculos del sistema de transmisión	94
- Esquema del sistema de transmisión	94
- Selección de cadena y catarinas	95
- Cálculo de la flecha cardán	97
- Cálculo de la flecha intermedia	98
* Diseño del Sistema de Propulsión de los Tambores	101
* Cálculo de Engranés	103
* Cálculo de las Flechas en base al esquema de Distribución de la carga de los Engranés	108
- Flecha de engrane 3	108
- Flecha de engrane 2	108
- Flecha de engrane 3 y 4	108
- Cuña para engranes	110
- Cuña motor	110
- Selección de los baleros	111
- Selección de retenes	111
* Cálculo de la Flecha del Tambor	112
* Cálculo de la Carga sobre el eje y las llantas	119

VI	PLANOS	127
VII	CURSOGRAMA	129
VIII	MEMORIA DESCRIPTIVA	140
IX	COSTOS	158
X	BIBLIOGRAFIA	168



**INTRODUCCION.**

## 1. INTRODUCCION.

El término "materias orgánicas" se utiliza en este contexto para referirse a los desperdicios de origen animal ya la materia vegetal aplicada deliberadamente al suelo para aumentar su productividad.

### 1.1. Utilización eficaz de fertilizantes orgánicos disponibles:

En el sistema de desarrollo escogido por una sociedad se deberían utilizar plenamente los recursos abundantes, aquellos con un costo social bajo, y economizar los recursos disponibles.

Los países menos desarrollados se caracterizan por un rápido crecimiento de la población y, en diversos grados, por una limitación de tierras cultivables y de sus reservas de divisas. Por consiguiente, su finalidad debería ser emplear técnicas que aumenten la productividad de la tierra, utilizando las materias orgánicas disponibles localmente, en vez de emplear isumos, en especial capital y equipo, que exijan una fuerte demanda de divisas.

En estas circunstancias, los fertilizantes orgánicos pueden desempeñar un papel económico importante. Aumentan la rentabilidad de la tierra al incrementar los rendimientos, utilizando mano de obra y materiales de desperdicio de un costo social bajo.

Además, con el tiempo, los factores que hacen socialmente deseables a los fertilizantes orgánicos se irán haciendo cada vez más importantes. Conforme disminuya la relación hombre-tierra por la influencia del crecimiento demográfico, y en menor medida por la erosión del suelo y la extensión de las ciudades, será más necesario y conveniente recurrir a técnicas que aumenten el rendimiento y exijan menos fugas de divisas. Ya que el déficit de la balanza comercial limitará las importaciones de fertilizantes inorgánicos o de los medios para fabricarlos localmente.

Por tanto en términos generales puede decirse que existe una fuerte razón económica en favor de una utilización más completa de las materias orgánicas como fertilizantes en los países menos desarrollados, en especial en aquellos que poseen reservas de tierras cultivables no utilizadas.

### 1.2. Precio actual de los fertilizantes minerales :

El debate sobre la posible función de los fertilizantes orgánicos cobra más urgencia dada la actual escasez y el elevado costo de la otra posibilidad principal, o sea el uso de fertilizantes minerales. Los países menos desarrollados son más vulnerables que los desarrollados.

La situación actual del mercado mundial de fertilizantes se debe en parte a factores cíclicos de la producción, y en parte a los costos de la materia prima y de la energía. En medida que son responsables de esta situación los factores cíclicos, pero esto no disminuye de manera considerable la necesidad de utilizar más plenamente los nutrientes de plantas procedentes de fuentes orgánicas en los países menos desarrollados, donde escasean los fertilizantes incluso antes del reciente aumento de los precios, o por la carestia que hay de ellos en los mercados.

### 1.3. Posibilidades generales de empleo de fertilizantes orgánicos :

En el cuadro 1 se indica la disponibilidad anual aproximada de los nutrientes de cultivos procedentes de diferentes materias orgánicas en los países menos desarrollados.

La utilidad de estos cálculos apenas aproximados es indicar el alcance técnico del empleo de fertilizantes orgánicos; incluso el grado de utilización podría ser determinado por decisiones individuales, principalmente de agricultores, quienes se verán influenciados por una gama muy amplia de consideraciones técnicas, económicas, sociales y políticas.

## CUADRO Nº 1 .

\* Producción anual total de nutrientes del suelo (N,K,P) desperdicios orgánicos en los países en desarrollo. (1971 efectiva, 1980 estimada - millones de toneladas métricas de nutrientes).

FUENTE		N	P	K
<u>Humana:</u>				
	1971	12,25	2,87	2,61
	1980	15,26	3,57	3,25
<u>Ganado:</u>				
	1971	17,80	4,91	14,12
	1980	22,25	6,14	17,65
<u>Compuesto de granjas:</u>				
	1971	9,54	3,34	9,54
	1980	11,93	4,18	11,93
<u>Compuesto urbano:</u>				
	1971	,48	,38	,57
	1980	,60	,48	,71
<u>Alcantarillas urbanas:</u>				
	1971	1,43	,29	,86
	1980	1,79	,36	1,08
<u>Otras*:</u>				
	1971	6,63	4,44	11,35
	1980	8,29	5,55	14,19
<u>TOTAL:</u>				
	1971	48,13	16,23	39,05
	1980	60,12	20,28	48,81

\* Harina de hueso, camas de aves de corral, bagazo, cama de ovejas y cabras, tortas de aceite, fango prensado. (No se han incluido varias otras fuentes debido a las escasas posibilidades que ofrecen para todo el mundo en desarrollo).

2. MATERIAS ORGANICAS UTILIZABLES COMO ABONOS.

Los desperdicios orgánicos más importantes de origen local que pueden conservarse y transformarse en abonos son:

1. DESPERDICIOS URBANOS SOLIDOS: Basura, excrementos humanos, fango de alcantarillas, desperdicios de mataderos (sangre, cascotes, cuernos, etc.).
2. DESPERDICIOS URBANOS LIQUIDOS: Residuos de alcantarillas, orina de origen humano.
3. DESPERDICIOS DE CORRALES: Estiércol de ganado vacuno, orina, excrementos de ovejas, cabras, caballos y aves de corral; camas de establos y forrajes dañados.
4. DESPERDICIOS Y SUBPRODUCTOS DE LA AGRICULTURA, INCLUYENDO LOS DESECHOS DE LA EXPLOTACION FORESTAL, LA GANADERIA Y LA PESCA.
5. DESPERDICIOS DE GRANJAS Y CULTIVOS: Melazas, residuos de caña de azúcar, etc.
6. ABONOS VERDES.
7. DESPERDICIOS INDUSTRIALES: Desperdicios líquidos de fábricas.
8. DESPERDICIOS DE RESES MUERTAS.

2.1. Orden de prioridades para la utilización de fertilizantes (según Masler):

PRIORIDAD	NUTRIENTES DE	OBSERVACIONES
1	Cría de ganado en granja. Estiércol de granja. Estiércol líquido.	Se le puede utilizar sin reservas.
2	Cría intensiva de ganado. Estiércol líquido. Estiércol seco. Estiércol combinado con 3.	Puede utilizarse con reservas.
3	Desperdicios urbanos y otros desechos orgánicos.	Si conviene, utilizarlo en todo lo posible.
4	Fertilizantes comerciales.	Como sustituto o complemento de 1,2,3.

2.2. Composición del estiércol de ganado vacuno:

---

CARACTERISTICAS	ESTIERCOL %
Contenido en humedad de la materia prima .....	78% - 42%
Total de sólidos .....	18% - 26%
Sólidos volátiles como porcentaje del total de sólidos .....	70% - 80%
Nitrógeno total como porcentaje de N sobre base seca .....	1,4% - 1,8%
Total de fósforo como $P_2O_5$ .....	1,1% - 2,0%
Potasio como $K_2O$ sobre base seca .....	0,8% - 1,2%

---

2.3. Producción anual total de nutrientes del suelo ( N , P , K ):

Obtenida de desperdicios orgánicos en el mundo en desarrollo.

(1971 cifra efectiva - 1980 cifra estimativa).

( millones de toneladas métricas de nutrientes )			
FUENTE	N	P	K
<u>Origen humano:</u>			
1971	12,25	2,87	2,61
1980	12,56	3,57	3,25
<u>Origen pecuario:</u>			
1971	17,80	4,91	14,12
1980	22,25	6,14	17,65
.....			
<u>Compuesto de granjas:</u>			
1971	9,54	3,34	9,54
1980	11,93	4,18	11,93
.....			
<u>Compuestos urbanos:</u>			
1971	0,48	0,38	0,57
1980	0,60	0,48	0,71
<u>Residuos de alcantarillas:</u>			
1971	1,43	0,29	0,86
1980	1,79	0,36	1,08
<u>Otros:</u>			
1971	6,63	4,44	11,35
1980	8,29	5,55	14,19
<hr/>			
<b>TOTAL:</b>			
1971	48,13	16,23	39,05
1980	60,12	20,28	48,81



Al examinar las posibilidades estudiadas se puede apreciar que las cifras correspondientes al estiércol del ganado son más exageradas. A mejor juicio podría decirse que en vez de 8.6 toneladas métricas por res y por año de excrementos (líquidos y sólidos) podría utilizarse la cifra más moderada de 5,5 toneladas métricas por res en un año. Si el cálculo se hace partiendo de esta última cifra, la cantidad de N,P y K procedentes del estiércol del ganado será la siguiente:

	N	P	K
1971	11,38 %	3,14 %	9,03 %
1980	14,23 %	3,93 %	11,29 %

Sobre esta base, la producción total de nutrientes en los países en desarrollo será la que indicamos a continuación:

	N	P	K
TOTAL 1971	41,71	14,46	33,96
1980	52,10	18,07	42,45

### 3. EL HUMUS.

El humus es la base de la fertilidad del suelo y, por ello, resulta del máximo interés para agrónomos y especialistas. Sin embargo, también, es un excelente tema de discusión para personas mal informadas, que dan a la palabra "humus" un sentido mítico, casi mágico. El humus significa para ellos lo natural, orgánico, biológico. Aunque podemos afirmar que el abono orgánico y el mineral se complementan perfectamente y que lejos de destruir el humus y degradar el suelo, lo conserva y aumenta el nivel del humus, de acuerdo al proceso conocido.

#### 3.1. El humus, base de la fertilidad:

##### 3.1.1. Definición y constitución del humus:

No existe una definición del humus que satisfaga a los químicos, a los agrónomos y a los agricultores. En general, el término humus designa las sustancias orgánicas variadas, de color pardo y negruzco, que resultan de la descomposición de materias orgánicas de origen vegetal (estiércoles, pajas, cultivos enterrados, restos de cosechas, etc.); bajo la acción de los microorganismos del suelo y las lombrices de la tierra.

Al mineralizarse libera poco a poco los elementos nutritivos necesarios para las plantas. Sirve además de sostén a un gran número de productos orgánicos que se liberan durante la descomposición de la materia orgánica en el suelo o que son sintetizados por los microbios, cuya importancia en la actividad biológica de las tierras es indudable.

En realidad, la materia orgánica total del suelo, la que se señala en los boletines de análisis, comprende dos categorías de productos, de composición y valor agrícola muy diferentes, que se engloban bajo el término general de humus.

1. La materia orgánica más o menos en vías de humificación o de mineralización, también llamada humus "joven", "lábil" o "libre"; porque todavía no está fijada o ligada a las partículas del suelo, sino simplemente mezclada con ellas. Son restos vegetales que tienen una relación C/N (carbono/nitrogeno) alta, superior a 15%, que provienen de los residuos de cosechas (raíces, rastrojos, pajas, hojas) o de enmiendas orgánicas (estiércoles, cultivos enterrados). En el curso de su evolución está materia orgánica libera productos transitorios que tienen un valor particular para la estabilidad de la estructura y para la actividad biológica de los suelos. Este humus joven es sede de una vida microbiana intensa y se puede considerar como un elemento fundamental de la fertilidad de un suelo. Evoluciona rápidamente durante algunos años para llegar a ser humus estable.

2. El humus estable o estabilizado es la materia orgánica ligada al suelo, es decir, sólidamente fijada a los agregados de color oscuro, sometida a una acción microbiana lenta que provocará la mineralización de este humus al ritmo de 1 a 2% anual. Antes se sobrestimaba quizá su valor (la vieja manteca), y ahora hay una tendencia a adjudicar al humus joven las virtudes atribuidas al humus en general.

Su composición es muy compleja y la relación C/N relativamente constante, alrededor de 9 y 10%. La proporción de humus joven y humus estable en el suelo es muy variable según la naturaleza de los suelos y el sistema de cultivo que determina la importancia de las aportaciones orgánicas. Por término medio se puede calcular en un 20 a 25% de humus joven de evolución rápida y un 75 a 85% de humus estable, que evoluciona a un ritmo lento. Un suelo poco activo, mal cultivado, podrá tener mucho humus estable y poco humus joven; en el suelo limoso, fértil y bien cultivado ocurrirá lo contrario, puesto que la mineralización del humus se realizará en buenas condiciones y las restituciones de la materia orgánica serán importantes.

3. Descomposición de la materia orgánica en el suelo: La materia orgánica fresca añadida al suelo da origen, pués, al humus joven en vías de descomposición rápida, para llegar al humus estable, de evolución mucho más lenta, con reducción progresiva de la relación C/N.

Así, durante su transformación, la materia orgánica pierde peso progresivamente: 40% en el primer año, 70% después de dos años y el 80% cuando a alcanzado el estado final de humus estable (todo expresado en materia seca). Esta evolución de la materia orgánica enterrada es más o menos - rápida, dependiendo del tipo de suelo.

4. El papel esencial del humus en el suelo: El mantenimiento del contenido en humus de un suelo a nivel conveniente es esencial para la conservación de su fertilidad en los suelos bien cultivados el contenido en humus es normalmente del 1,5 al 2%; pero puede alcanzar valores sensiblemente mayores.

Se admite que las acciones específicas del humus se deben más a los productos transitorios formados durante la descomposición de la materia orgánica que el humus estable que queda en el suelo al término de la evolución. El humus joven en curso de evolución tiene una acción inmediata más importante, desde el punto de vista de la mejora de la estructura y de la actividad microbiana del suelo, que el humus estabilizado.

Será, pues, más interesante el hacer aportaciones frecuentes de la materia orgánica en dosis limitadas que aportaciones masivas a intervalos más alejados.

### 3.2. Mejora de las propiedades físicas del suelo:

El humus ejerce una acción favorable sobre la estructura, es decir, sobre la agrupación de las partículas en agregados de tamaño medio, lo cual permite una buena circulación del agua, del aire, y de las raíces en el suelo. Se obtiene un aumento de la permeabilidad, mayor capacidad de retención del agua y menor cohesión del suelo. Una tierra bien provista de humus es más esponjosa, más airada, menos pesada y menos sensible a la sequía.

El humus es en definitiva, el principal agente de la estabilidad de la estructura de los suelos. Desde este punto de vista es interesante considerar el origen del humus.

1. CULTIVOS ENTERRADOS: Estos producen una mejora rápida de la estructura, pero su acción es fugaz, por ello la estabilidad no mejora de manera duradera.
2. LAS PAJAS ENTERRADAS: Tienen una acción muy eficaz, a condición de que se desmenucen convenientemente y se mezclen bien con la tierra.
3. LA ACCION DEL ESTIERCOL: Este tiene sobre la estabilidad una acción notable, porque se trata de un producto en curso de fermentación su acción es rápida y durable.

Un mejor conocimiento del proceso de la evolución de la materia orgánica en el suelo ha demostrado que la primera fase de degradación de estos productos es más beneficiosa para el suelo y no la última fase, en la que se obtiene la llamada "vieja manteca", tan apreciada antes. El objetivo no consiste en corregir el máximo enriquecimiento del humus estabilizado, sino aportar al suelo un volumen importante de la materia orgánica "fresca" cuya descomposición rápida proporcionará una vida microbiana activa y permitirá obtener elevados rendimientos.

Puesto que los residuos de cultivos y el estiércol han adquirido tal importancia, y el volumen de los mismos depende fundamentalmente de la alternativa y de las producciones, se comprende que la denominación "mantenimiento orgánico" resulte más apropiada que la de "abono orgánico".

#### 4. PRINCIPALES FUENTES DE HUMUS EN LA EXPLOTACION.

En un suelo cultivado se destruyen anualmente entre 700 a 1000 Kg/ha de humus, por mineralización. Se llega a esta cifra mediante el siguiente cálculo que resulta muy arbitrario: Una tierra cultivada hasta 25cm de profundidad representa de 3000 a 3500tn de tierra por hectárea que, a una tasa media del 2% de humus, supone 60-70tn de humus. Suponiendo una mineralización del orden del 1,2 a 1,5% al año, en un suelo cultivado se produce una destrucción de alrededor de 700 a 1000 Kg/ha de humus. Según los climas, la estructura física del suelo más o menos permeable, la mineralización puede ser más o menos intensa y variar, por ejemplo; de 500 a 1300 Kg/ha, intervalo mayor que el anterior.

**\*\* ¿ COMO PUEDE RESTITUIRSE AL SUELO LA MATERIA ORGANICA  
NECESARIA PARA COMPENSAR ESTA DESTRUCCION INEVITA--  
BLE CONSECUENCIA DE LA VIDA DEL SUELO, CON OBJETO  
DE MANTENER UN NIVEL ADECUADO DE HUMUS EN EL MISMO ?**

Las fuentes de humus en las explotaciones son muy variadas; su importancia depende de la densidad de ganado que se mantenga y de la alternativa de cultivos que se siga. Y al contrario de lo que tan frecuentemente se cree, el estiércol es una de las fuentes de humus de que se podría disponer en la explotación, ya que podríamos decir que es el que se encuentra en más abundancia; aunque se pueden utilizar otros tipos también conocidos.

#### 4.1. El estiércol fuente de humus:

Es la principal fuente de humus de las explotaciones que poseen ganado y utilizan su paja para hacer estiércol. También en los lugares donde aunque no se tenga el contacto, digamos que directo con la ganadería y la agricultura se puede decir que siempre las hay a su alrededor, ya que observamos que sin la agricultura la ganadería no podría subsistir. Generalmente se encuentran muy relacionadas entre si siempre.

En el caso de un estiércol descompuesto, 1000 Kg de estiércol corresponden a 100 de humus y, según su contenido de paja, puede tener sólo de 40 a 80 Kg.

Un aporte de 30 tn de estiércol bien hecho da unas 3 tn de humus. Según sea el aporte para tres o cinco años, el estiércol suministrará 900 O 500 Kg/ha de humus por año.

#### 4.2. Composición media del estiércol:

El estiércol está formado por una mezcla de la cama de los animales y de deyecciones, que ha sufrido fermentaciones más o menos avanzadas en el establo y después en el estercolero.

La composición varía entre límites muy amplios, según los animales, la naturaleza de la cama, la proporción de la paja y deyecciones, la alimentación de los animales, la fertilización que haya realizado el agricultor, la forma de explotación del ganado, el procedimiento de fabricación del estiércol, los cuidados proporcionados para conservarlo, su estado de descomposición, etc. Por lo tanto, se conside que los resultados de los análisis publicados varíen considerablemente.

La composición media del estiércol (producto fresco con un contenido entre un 20 y un 25% de materia seca) es del orden de:

Nitrógeno	:	3 a 5,5	por 1000,	con promedio de 4 Kg/tn
Fósforo	:	2 a 4	" "	" " 2,5 Kg/tn
Potasio	:	5 a 6	" "	" " 5,5 Kg/tn

Y por lo que se refiere a los demás elementos, distintos de N-P-K, indicamos los siguientes contenidos por tonelada:

Azufre.....	0,5	Kg.
Magnesio.....	2	Kg.
Cal.....	5	Kg.
Manganeso.....	30 a 50	gr.
Boro.....	4	gr.
Cobre.....	2	gr.

El estiércol de caballo es notablemente más rico que el de vacuno, y el de oveja más rico aún que el de caballo. El estiércol de aves de corral es cinco veces más rico que el de gando vacuno, especialmente en ácido fosfórico y cal.

En el montón, el estiércol sufre fermentaciones muy activas, que elevan su temperatura hasta 60-80° y conducen por último a la formación de la denominada "manteca negra". Para reducir el desperdicio de amoníaco y activar la descomposición de la materia orgánica es necesario impedir la presencia de aire en el interior del montón de estiércol. Este ha de estar constantemente húmedo y bien apelmazado. Por ello tiene interés el riego periódico con purín y el pisoteo por los animales.

#### 4.5. La estabulación libre:

Esta forma de estabulación se está generalizando. Cada vez se completa más mediante una alimentación del gando en servicio libre (heno, paja, ensilado) y una sala de ordeña.

El área de reposo, bajo cubierta, dispone de una cama de paja más o menos abundante, según las disponibilidades de la explotación. En dicha cama se acumula un estiércol clásico con mayor o menor cantidad de paja y más o menos de heno, que se retira periódicamente. El área de ejercicio se hace perfectamente de cemento y se limpia frecuentemente de las deyecciones que allí se acumulan mediante un chorro de agua o con escobas. Se obtiene de esta forma un estiércol semilíquido que puede ser depositado, en una fosa o bien amontonado sobre una plataforma.

#### 4.6. Estiércol artificial:

Las explotaciones que tienen suficiente ganado para transformar todas sus pajas en estiércol pueden hacer estiércol artificial. Se utilizan varios métodos de fabricación, pero todos se basan en el mismo principio para iniciar y mantener las fermentaciones.

1. Mojar bien las paja.
2. Proporcionar a estos una alimentación mineral para favorecer su multiplicación, en forma de abono nitrogenado.
3. Apisonar enérgicamente.
4. Proceder por capas sucesivas.



La mano de obra que exigen las numerosas manipulaciones que acabamos de indicar limita cada vez más la fabricación de estiércol artificial. Además del método de estbulación libre y el enterrado directo de las pajas en el campo, han modificado profundamente las circunstancias del problema.

#### 4.7. Utilización del estiércol:

Es necesario esparcirlo pronto, si es posible, en otoño o en invierno, antes de las heladas, de forma que su descomposición se encuentre muy avanzada en el momento de la siembra o de la plantación. Es preferible enterrarlo tan pronto se haya transportado al campo, para evitar las pérdidas de nitrógeno, que pueden ser importantes si se deja mucho tiempo en pequeños montones, o al ser esparcido.

La experiencia nos muestra que los estiércoles de invierno, enterrados tardíamente, en marzo, por ejemplo; en las plantas de escarda pueden provocar una depresión en la vegetación, que se puede prevenir, haciendo a un debido tiempo la esparción y enterrado del estiércol.

El estiércol se utiliza en dosis importantes: un estercolado medio supone tn/ha, pero se utilizan a menudo dosis mayores, de 40 a 50 tn/ha, cuando se busca la mejora de las propiedades físicas del suelo.

Hemos de señalar que 30tn de estiércol suministran, por término medio 120 Kg de nitrógeno, 75 Kg de ácido fosfórico y 165 Kg de potasa, lo que permite decir que "el estiércol es a la vez una enmienda y un abono". Pero no se debe perder de vista la mayor parte de estos elementos fertilizantes no están disponibles hasta después de la mineralización de la materia orgánica del estiércol.

Se debe evitar distribuir el estiércol al mismo tiempo que los productos ricos en cal susceptibles de provocar una pérdida suplementaria de amoníaco: enmiendas calizas, cianamida, escorias fosfatos naturales. Por el contrario, el suministro simultáneo de sulfato de amonio, superfosfato, abonos potásicos; no presentan inconvenientes.

## 5. ESTIERCOL DE GRANJA.

El estiércol de granja es la fuente orgánica más importante de nutrientes de las plantas de que disponen países menos desarrollados, pero, por supuesto, se aprovechan plenamente las posibilidades técnicas.

El límite máximo de la utilización del estiércol lo fija el estado de la economía ganadera, especialmente el número de animales y su nutrición. En gran parte donde hay ganado, la posibilidad de utilizar el estiércol es limitada. Además la utilización intensiva del estiércol exige generalmente una estrecha integración entre la cría del ganado y la agricultura, que no exista una separación ni geográfica ni social entre los que se dedican a pastores y los cultivadores.

Podemos darnos idea de la actual producción de estiércol y de las fuentes de producción de este, como podemos apreciar en la gráfica siguiente:

ANIMALES	NUMERO TOTAL	PORCENTAJE EN ESTABLO	ESTIERCOL POR ANIMAL Y POR UN AÑO
GANADO VACUNO	100 MILLONES	3	8 TONELADAS
CERDOS	45 "	20	2 "
CABALLOS	14,25 "	10	2 "
OVEJAS Y CABRAS	36 "	10	300 Kg.
AVES DE CORRAL	281 "	30	12 "

### 5.1. Costos:

El costo del abono orgánico debe evaluarse dentro del contexto de la economía ganadera. Para determinarlo es necesario estimar en qué medida el costo de todo el sistema ganadero ha aumentado por el uso del estiércol. En un extremo de la escala encontramos, donde la necesidad de contar con estiércol es la única razón para mantener el ganado; en este caso, todos los costos deben asignarse al estiércol. En el otro extremo, que es el que se observa más frecuentemente en los países desarro-

llados, el abono de los campos con estiércol puede ser el método menos costoso para deshacerse de un subproducto indeseable, por consiguiente, el estiércol resulta gratuito.

El costo principal para el agricultor será el de la mano de obra necesaria para transportar, esparcir y elaborar un volumen considerable de estiércol; en especial donde no existe una gran tecnificación. Los costos de mano de obra constituirán el factor disuasivo del uso del estiércol.

## 5.2. Beneficios:

Los beneficios obtenidos mediante este abono orgánico varían conforme a su calidad, el método y el momento de aplicación en el suelo. En los climas tropicales los beneficios disminuirán debido a la rápida descomposición de la materia orgánica y a la lixiviación de los nutrientes. Aún con esto pueden hacerse estimaciones del valor del estiércol.

El método más útil para evaluar los beneficios del empleo de este tipo de abono, es calcular los ingresos de las explotaciones que utilizan el estiércol, y los de las granjas que no lo utilizan pero que en los demás aspectos son similares.

En un estudio que se llevo a cabo se llegó a determinar que los ingresos en el 37% de las granjas con ganado, eran del 33% más altos, que las granjas que no poseían ganado, o que no utilizaron estiércol.

## 6. MAQUINARIA PARA LA DISTRIBUCION DEL ESTIERCOL.

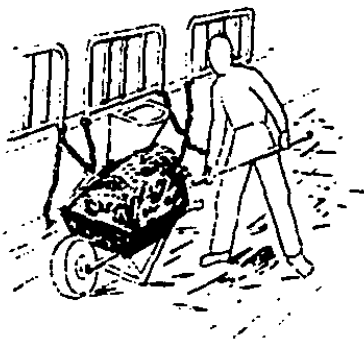
### 6.1. Máquinas para la carga del estiércol:

El estiércol de establo está formado por la cama del ganado (generalmente, paja) y las deyecciones de los animales, tanto sólidos como líquidos. Una plaza normal de ganado vacuno, con paja, puede producir unos 40 Kg diarios de estiércol fresco, equivalentes a unas 14 toneladas al año.

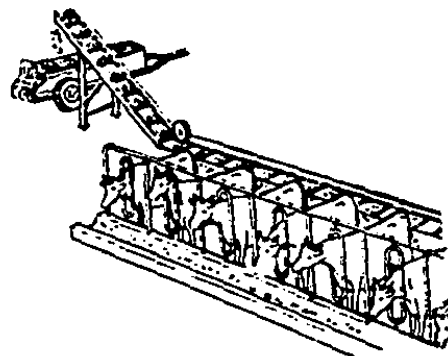
SE PUEDE DISTINGUIR VARIOS TIPOS DE ESTIERCOL:

<u>** ESTIERCOL SOLIDO :</u>	FRESCO DE MONTON DE ESTERCOLERO DE ESTABULACION LIBRE DE TRANSFORMACION DE BASURAS
<u>** ESTIERCOL LIQUIDO :</u>	MEZCLA HOMOGENEIZADA DE LAS DEYECCIONES SOLIDAS LIQUIDAS DEL GANADO.
<u>** PURIN :</u>	LIQUIDO FERMENTADO PROCEDENTE DE LAS DEYECCIONES LIQUIDAS DEL GANADO.

Los sistemas de carga y distribución dependen, por tanto, del tipo de estiércol a aplicar. El más utilizado actualmente es el estiércol sólido. La carga y transporte del mismo, así como su distribución, es un trabajo difícil y penoso, que trata de mejorarse con sistemas mecanizados: desde la carga con pala u horquilla sobre carretilla hasta sistemas de barrido y carga automática al remolque distribuidor.



\* RECOGIDA DEL ESTIERCOL  
CON CARRETILLA.

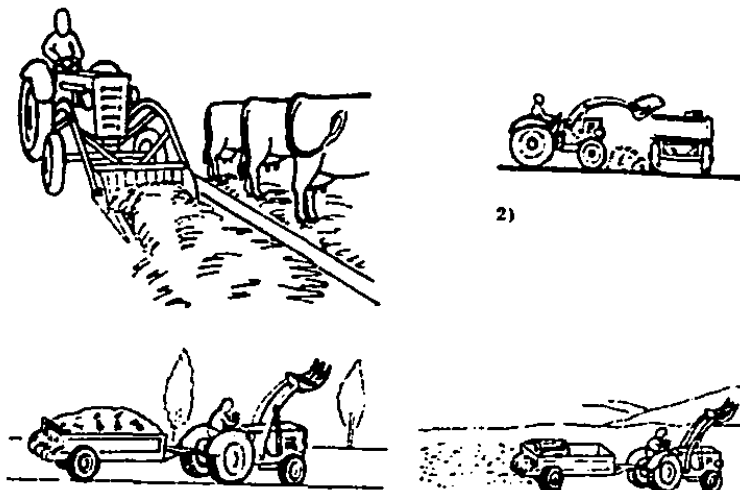


\* RECOGIDA Y CARGA MECANICA DEL ESTIERCOL  
POR CADENA DE PALETAS.

Para la carga desde el estercolero al remolque se utilizan principalmente el cargador frontal del tractor y las grúas.

— CARGADOR FRONTAL: Es un apero polivalente, que se acopla a cualquier tractor, a partir de los 25 Kw (34 CV), y que puede realizar múltiples funciones. Es utilizado fundamentalmente para la carga del estiércol, consiguiéndose un rendimiento de 15 a 22 tn/ha.

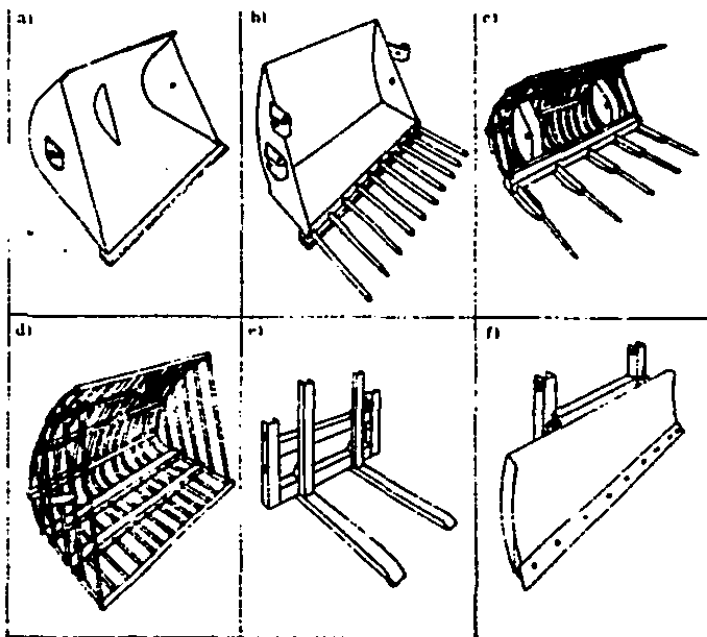
CARGADOR FRONTAL.



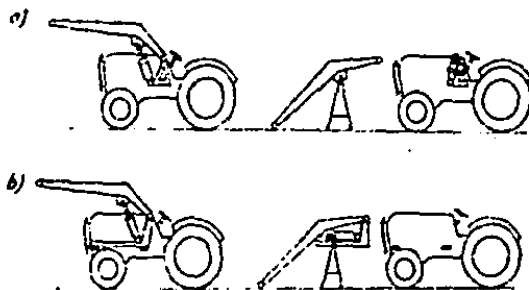
\_\_\_ GRUAS: Están poco extendidas, siendo elementos de carga de gran versatilidad. Pueden ser remolcadas, semimontadas y automotrices. Puede conseguirse mejores rendimientos, que con el cargador frontal, debido a su gran movilidad (ángulo de giro de 300° a 360°).

La fuerza de arranque y la compacidad de la masa de estiércol son muy variables, según sus elementos constituyentes, su estado de descomposición y su contenido de humedad.

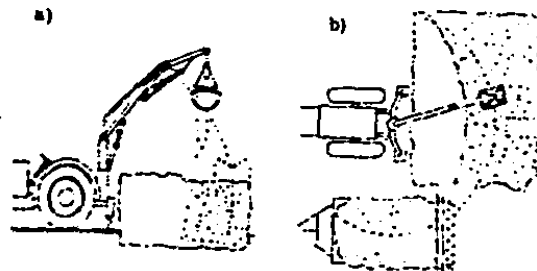
\* DIFERENTES FORMAS DE LAS PALAS U HORQUILLAS QUE SE PUEDEN ACOPLAR AL CARGADOR FRONTAL DEL TRACTOR.



\* EL SISTEMA DE ACOPLAMIENTO AL TRACTOR PUEDE REALIZARSE DE DOS FORMAS DISTINTAS.  
( SISTEMAS DE MONTAJE Y DESMONTAJE DEL CARGADOR FRONTAL ).

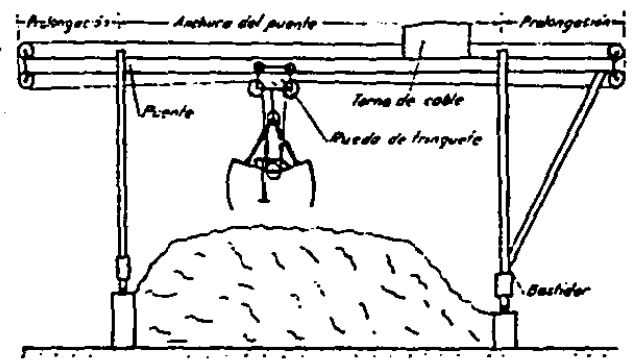
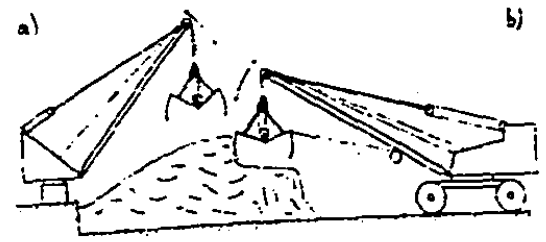


\* ESQUEMA DE TRABAJO DE UN CARGADOR HIDRAULICO.





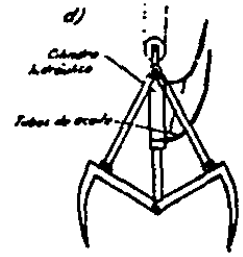
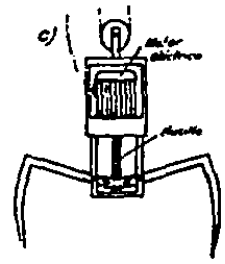
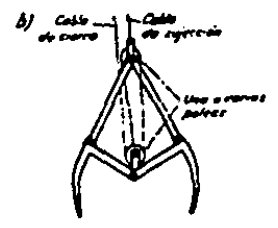
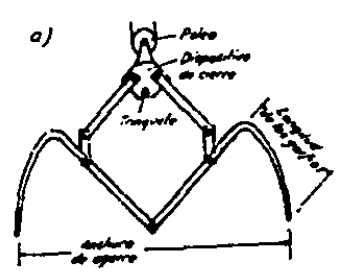
**\*\* GRUAS :**



**\*\* TIPOS DE GRUAS:**

- a). ESTACIONARIAS
- b). MOVIL.

**\*\* GRUA RECTILINEA O GRUA DE PORTICO.**



**\*\* TIPOS DIFERENTES DE ACCIONAMIENTOS DE GARRAS O GARFIOS.**

## 6.2. Remolques distribuidores de estiércol:

Estas máquinas deben facilitar, agilizar y mejorar la costosa operación (en tiempo y esfuerzo) de la distribución del estiércol sobre el terreno. Un buen distribuidor debe ser capaz de aplicar entre 5 y 50 toneladas por hectárea, a velocidades de hasta 12 Km/h como máximo. Debe poder trabajar en toda clase de condiciones del terreno.

\* Los distribuidores de estiércol se componen de:

- Reloche.
- Sistema de esparcido o distribución.
- Mecanismo de regulación.

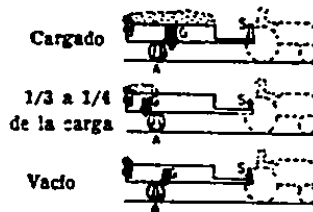
Dependiendo de la posición del dispositivo de esparcido, se distinguen dos tipos de remolques distribuidores de estiércol:

- A). Trasero o longitudinal.
- B). Lateral.

A). El remolque distribuidor trasero o longitudinal, es el tipo más común. Puede ser de uno o dos ejes, dependiendo de su capacidad útil: 1,5 a 3 y 3 a 5 tn. En su utilización para el transporte y distribución del estiércol hay que tener en cuenta el elevado peligro de corrosión, por lo que conviene que sean de materiales resistentes a la corrosión el fondo y las paredes laterales.

En los distribuidores traseros de un solo eje debe tenerse en cuenta el que al irse retrasando la carga del eje trasero del tractor, que ya no sería capaz de seguir avanzando, como podría ocurrir en el segundo caso de la siguiente ilustración.

\* Cargas en el punto de enganche de un remolque distribuidor de estiércol de un eje. A, carga en el eje, G, posición de c, d, g, y magnitud del peso del remolque ; S, carga en el punto de enganche.



Existen pequeños remolques polivalentes con dispositivo esparcidor para acoplar a motocultores, con capacidad de 1 a 1,5 tn.

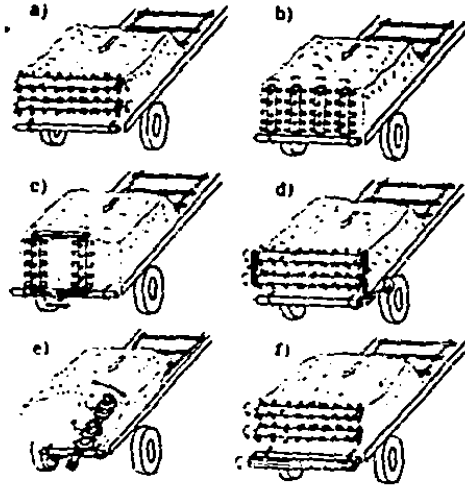
El sistema de distribución está formado por el dispositivo de esparcido, el dispositivo de alimentación o avance del estiércol y el accionamiento. El dispositivo de esparcido está constituido por herramientas fresadoras acopladas a los correspondientes cilindros o rodillos giratorios o bien de tipo helice (radial).

\* Cilindros dispuestos horizontalmente, uno o dos (a) como lo muestra la siguiente gráfica; es el sistema más empleado.

\* Cilindros dispuestos verticalmente; dos, tres o cuatro (b).

\* Cilindros móviles: uno o dos cilindros verticales que se deslizan de un lado a otro de la parte trasera del remolque (c); dos cilindros horizontales que basculan sobre un eje horizontal (d); o un eje con movimiento angular alternativo (e).

\* En el caso de cilindros horizontales puede mejorarse la distribución con un cilindro adicional de listones o pletinas dentadas en la parte inferior del dispositivo (f).



Los cilindros esparcidores varían en su construcción: pueden ser de tipo helicoidal, de borde liso o con pequeños dientes, o bien con cuchillas, paletas o dedos, de cierta longitud. No se ha demostrado ninguna ventaja de un sistema sobre otro.

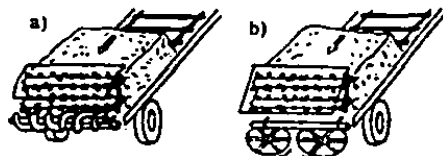
La velocidad de giro de los cilindros aumenta el efecto de desmenuzamiento del estiércol, pero no implica necesariamente el aumento de la capacidad de trabajo del distribuidor. Dan siempre mayor rendimiento los sistemas de cilindros fijos.

\* Según la anchura de distribución se pueden distinguir:

1. Distribuidores de banda ancha o abierta, de cilindros verticales. Lanzan el estiércol en una zona mayor que la anchura del remolque, con cantidades decrecientes hacia los extremos, por lo que es necesario el recubrimiento, de forma análoga al caso de las abonadoras centrífugas. La anchura útil resulta entre 4 y 6 mt. (menor que la anchura máxima de distribución). Tienen interés en el caso de querer aplicar dosis superficiales moderadas.

2. Distribuidores de banda estrecha, correspondiente a la anchura del remolque (1,7 a 2,0 mt). Son cilindros horizontales y resultan adecuados para la aplicación de cantidades considerables de estiércol.

3. Distribuidores combinados, reúnen ambos sistemas, mejorando la capacidad o rendimiento superficial de la máquina. En la gráfica siguiente se muestran los dispositivos de esparcido combinados:



- a). Con cilindro de cuchilla helicoidal.
- b). Con platos de distribución centrífuga.

El sistema de alimentación del estiércol al dispositivo distribuidor consiste en un transportador de cadenas unidas por listones transversales que pueden avanzar a velocidad regulable. Es importante que la forma de los listones ayude al arrastre del estiércol, recogiendo perfectamente toda la masa adherida al suelo del remolque. En pendientes de cierta magnitud este mecanismo de cadenas tiende a resbalar por debajo de masa (hay que tener en cuenta que si el tractor está en pendiente descendiente, la cadena avanza ascendiendo). El accionamiento se realiza a través de la toma de fuerza del tractor, por medio de un eje caedánico y en general, entercalando un embrague de protección de sobrecargas. El accionamiento de los cilindros se realiza mediante una caja de engranajes dispuestos lateralmente.

B). El remolque distribuidor lateral: tiene la ventaja de que no aparece el peligro de descarga del eje del tractor durante la distribución, pero a pesar de ello prácticamente no se utiliza. El dispositivo esparcidor consiste normalmente en un eje longitudinal acoplado a lo largo de uno de los laterales del remolque, y consta de un sistema de cadenas o de látigos, aplicables a estiércol con gran contenido de líquidos; o de cilindros fresadores normales. También puede consistir en un sistema de cadenas sin fin, el cual avanza a lo largo del remolque, arrancando y distribuyendo hacia un lateral. Como se muestra en la siguiente ilustración:

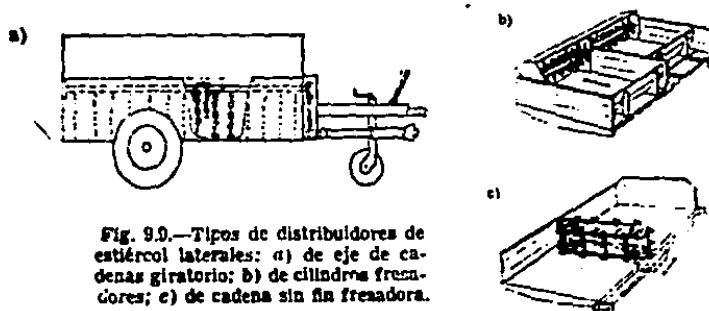


Fig. 9.0.—Tipos de distribuidores de estiércol laterales: a) de eje de cadenas giratorio; b) de cilindros fresadores; c) de cadena sin fin freadora.

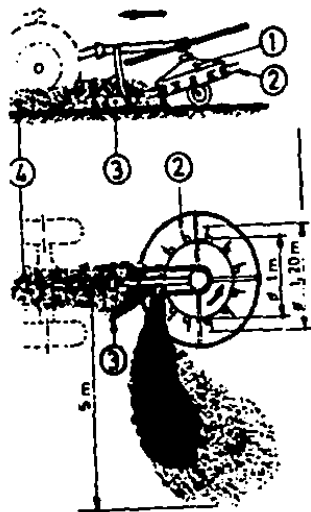
También citaremos los distribuidores de estiércol que esparcen el estiércol, estando previamente depositado en el terreno en montones o cordones, en una anchura entre 4 y 6 mt. Estos esparcidos son aperos acoplados en la parte trasera del tractor y accionados por la toma de fuerza, estas máquinas están suspendidas o semisuspendidas.

Algunos de los sistemas utilizados son los siguientes:

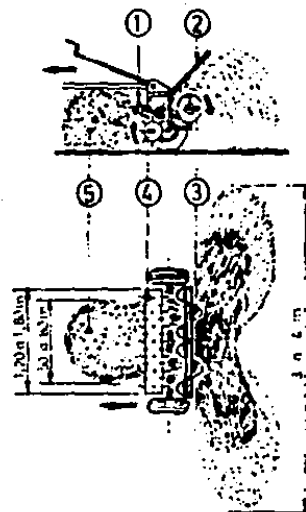
- \* Esparcidor lateral de eje oblicuo y tambor giratorio de dientes flexibles. (a)
- \* Esparcidor trasero de árbol helicoidal. (b).

Para el empleo de estos esparcidos se requiere previamente la utilización de remolques para depositar el estiércol en el terreno. En la ilustración siguiente se muestran estos dos tipos de esparcidos que acabamos de mencionar.

(a). Esparcidor de estiércol lateral, de eje oblicuo: 1 tambor giratorio - troncocónico; 2, dientes flexibles; 3, guía deflector del estiércol; 4, cordón del estiércol.



(b). Esparcidor trasero con árbol helicoidal: 1, deflector para la regulación de la alimentación; 2, pantalla de protección; 3, cilindro esparcidor de paletas helicoidales; 4, cilindro de dientes rígidos; 5, cordón de estiércol.



### 6.3. Regulaciones y rendimientos:

La variación de la velocidad de avance de la cadena de alimentación implica una variación de la dosis superficial distribuida. La regulación puede ser discontinua, por un mecanismo de trinquete, o por medio de un variador continuo. Debe poderse regular el avance entre 1,5 m/min y 2,5 m/min, aunque para la distribución del estiércol no se sobrepasa 2 m/min. Esta velocidad puede controlarse directamente con el remolque parado mediante un reloj. Hay que tener en cuenta que puede variar esta velocidad ligeramente con el remolque cargado, por el resbalamiento que se produce.

Para evitar recorridos innecesarios del conjunto tractor-remolque por el terreno de cultivo es conveniente regular el distribuidor de manera que llegue vacío a las cabeceras de las parcelas. Esto se consigue combinando el avance de la cadena con la velocidad del tractor.

El rendimiento o capacidad real del remolque distribuidor de estiércol depende de su capacidad, del rendimiento del sistema auxiliar de carga y de la dosis de estiércol a aplicar por hectárea. El siguiente cuadro resume los rendimientos aproximados para unas condiciones determinadas.

— \*Rendimiento horario de la distribución del estiércol (carga, transportación y distribución).  
(Rendimiento en carga de 10t\*h, y longitud de la parcela de 150 mt.)

** Carga del remolque (t)	Necesidades horarias en htH/ha para dosis de:		
	10 tn/h	20 tn/h	40 tn/h
2	4,3	7,7	12,1
3	3,7	5,9	10,0
5	3,3	5,0	8,5



La organización del trabajo suele ser, en el caso de pequeñas explotaciones, el contar con una grua auxiliar o un cargador para realizar la carga en el estercolero, y su transporte en el remolque distribuidor hacia la parcela para esparcirlo. En grandes explotaciones se trabaja en cadena continua a base de varias bandas transportadoras ya sea hasta el estercolero o a pequeños remolques que después lo irán a depositar al estercolero.

## 7. SINTESIS :

La necesidad de diseñar un dispersor de M.O., está basada en los siguientes puntos, mismos que fueron mencionados en la investigación, y que ahora aparecen seleccionados y explicados en la siguiente síntesis :

- \* Las actividades comunes en las granjas tienen como elemento principal la actividad de limpiar el establo, los corrales, etc. ; lo cual hace inevitable la concentración del estiércol en un algún lugar llamados en este caso generalmente estercolero.
- \* Este tipo de actividades da origen a la acumulación masiva de estiércol; que puede ser aprovechado como hemos visto, de una manera más eficaz como una enmienda orgánica para las tierras de cultivo y que no se hace habitualmente por tener que hacerlo de forma manual, ya que no se cuenta con el equipo apropiado para su esparcido en forma mecanizada.
- \* La adquisición de éste equipo es difícil y pocos pueden ligarlo por el alto costo de adquisición que tiene cualquier maquinaria que es de importación. También debido a que si se adquiere un equipo de importación, son implementos que están diseñados para las condiciones dadas en otros países y no las que existen en México.
- \* Las personas que realizan este tipo de tareas, cuando es requerido, son los peones de las granjas, los cuales al realizar el trabajo de esparcido del estiércol, que generalmente no lo quieren hacer porque es un trabajo pesado, y al hacerlo ellos demandan un pago mayor al que normalmente se les paga en sus actividades normales.
- \* Los medios utilizados para esta actividad son carretillas, palas, remolque de carga y la mano de obra de las personas.

- \* En cuanto al mercado nacional se puede afirmar que se encuentra en completa disponibilidad para para aceptar un artículo que resuelva está problemática, así mismo los fabricantes de esté tipo de implementos manifiestan estar de dispuestos a producir un implemento tal que solucione este problema, siempre y cuando el producto garantice y justifique la inversión.
  
- \* En conclusión se puede afirmar que el problema, más que ayuda específica al agricultor y al ganadero; es para el país en general ya que se aprovecharan productos de desecho que normalmente son fuentes de contaminación ambiental e insalubridad en los lugares donde se tienen animales. Por lo que podemos decir que la solución debería existir en el mercado pues está claro que esto aumentará la producción y salubridad de un sector tan importante de la economía mexicana.

**analysis.**

1. ANALISIS.

De acuerdo con la investigación y basandonos en el uso que se les da actualmente a las materias orgánicas, tenemos que representa un desperdicio demasiado grande en base a las propiedades físicas y biológicas útiles para la conservación del suelo agrícola, que dichas M.O. (materias orgánicas) nos proporcionan.

El aprovechamiento de estas M.O. en nuestro país se a visto afectado por la falta de información y tecnificación del medio.

2. REQUERIMIENTOS DEL OBJETIVO DE DISEÑO.

Se diseñará un implemento para el aprovechamiento racional de las M.O., con el fin de proveer al agricultor de un medio más efectivo para la conservación de las propiedades del suelo. Este implemento debiera cumplir ciertas características, tales como, un rendimiento que se adecue a las necesidades básicas de las tierras de cultivo de México, un costo que permita su adquisición a un amplio sector agricola.

### 3. REQUERIMIENTOS DE LAS NECESIDADES.

La actual existencia de este tipo de productos se ve limitada su aplicación en nuestro medio agrícola, ya están diseñadas en base a requerimientos de otros países, por lo que resultan inadecuados para las condiciones existentes en nuestro país.

Tomando en cuenta que en este país no hay en el mercado este tipo de productos ni en venta, y tampoco se fabrican; ya que siempre son importados si se requieren. Vemos la necesidad de desarrollar una tecnología propia que nos permita contar con este tipo de productos.

### 4. PRODUCTOS EXISTENTES.

Los productos existentes en el mercado mexicano, con las necesidades de este diseño, realmente no existen, ya que no se fabrican en el país ni tienen comercialización. Pero tomando los productos que se manejan en otros países, haremos una combinación de algunos de ellos, de sus partes y sus funciones, que podrían constituir un producto similar, pero diferente solución en cuanto a conjunto en general.

Los productos existentes tienen características que son similares a las que deberá tener el proyecto, en cuanto a función sobre todo; ya que los existentes:

- \* Son de proporciones muy grandes, por lo que son costosos.
- \* Tienen distintas operaciones de trabajo.
- \* Y muchos otros factores que se verán en el análisis más adelante.

En las siguientes paginas se podrán apreciar algunos de los productos existentes en el mercado internacional; y así mismo serán analizados con el fin de situarnos en un plano más específico de las carencias y ventajas que ofrecen los mismo:

LISTA DE MODELOS EXISTENTES DE DISPERSORES DE MATERIAS ORGANICAS

MODELOS	DIMENCIONES CAJA (mt.)	LLANTAS	CAPACIDAD (Tn)	PESO PROPIO (Tn)	TOLERANCIA (Tn)	POTENCIA REQUE- RIDA (CV)
SB 10/S	3x1,20x0,40	225-15	2	0,7	0,3	30
SB 20/S	3,30x1,60x0,40	10-15	2,5	1,1	0,5	30
SB 40/S	3,50x0,80x0,40	10-15	4	1,2	0,6	30
SB 50/S	4x1,80x0,50	115-15	5	1,35	0,7	30
SB 60/S	4,50x1,80x0,60	13/65-18	6	1,55	0,8	40
SBT 50/S	3,50x1,20x0,70	10-20	4,5	1,2	0,3	30
SBT 60/S	4x1,50x0,85	12-20	6	1,5	0,4	40
SBT 80/S	5x1,50x0,85	14-20	8	1,7	0,6	60
SBT 110/S	7x1,50x0,85	14-20	11	3	0,8	80
AP 60/S	7,50x1,90x1,80	115/80-15	5	2,4	0,4	60

MODELOS	DIMENSIONES CAJA (mt)	LLANTAS	CAPACIDAD (Tn)	PESO PROPIO (Tn)	TOLERANCIA (Tn)	POTENCIA REQUE- RIDA (CV)
MS / A	4,50x1,50x0,50	==	==	==	==	==
MS / B	5x1,50x0,60	==	==	==	==	==
MS / D	6x1,50x0,80	==	==	==	==	==

\* LAS MARCAS DE ESTOS PRODUCTOS SON:

SB 10/S a SB 60/S

SBT 50 a SBT 110/S

AP 60/S

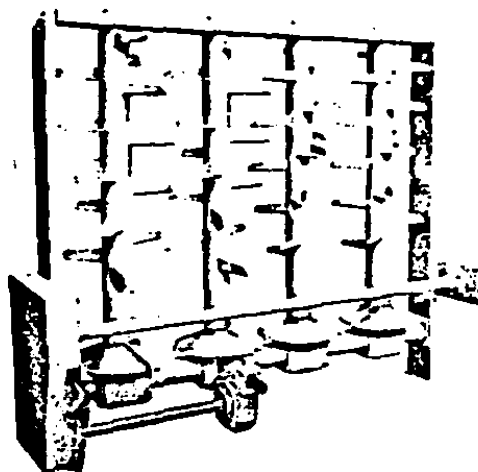
F.LLI SCALLVENZI

MS / A a MS / D

MUTTI AMOS.

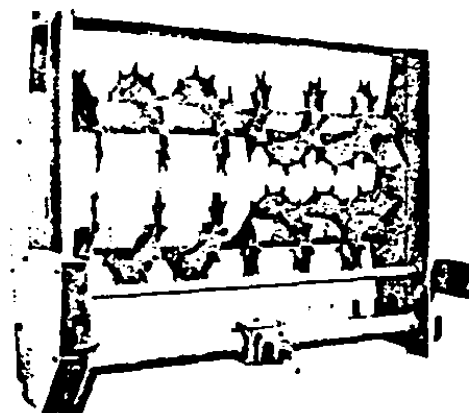


\* TIPOS DE ESPARCIDORES:



SPANDILETAME S2/1  
MANURE SPREADER S2/1  
EPANDEUR DE FUMIER S2/1  
STALLDUNGSTREUER S2/1  
ESPARCIDORA DE ESTIERCOL S2/1

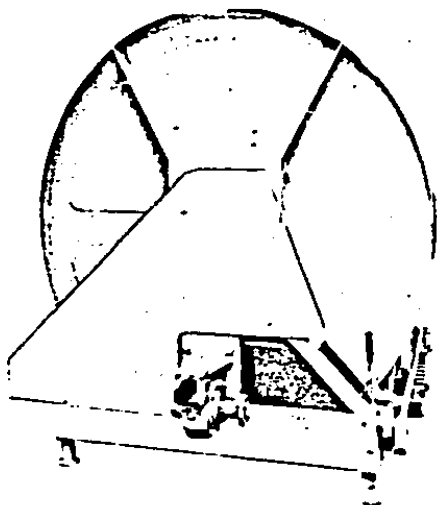
1-1a



SPANDILETAME S3/1  
MANURE SPREADER S3/1  
EPANDEUR DE FUMIER S3/1  
STALLDUNGSTREUER S3/1  
ESPARCIDORA DE ESTIERCOL S3/1

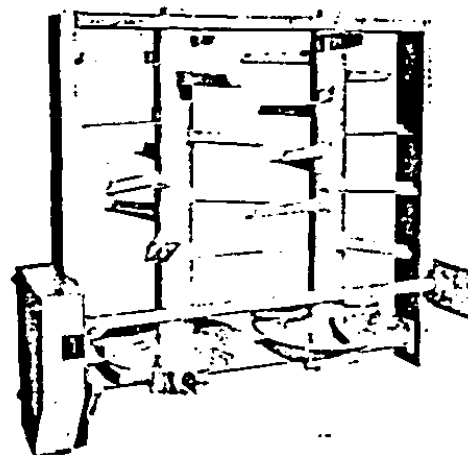
2-2a

\* TIPOS DE ESPARCIDORES:



SPANDILETAME ROTATIVO S5/1  
MANURE SPREADER S5/1  
EPANDEUR DE FUMIER ROTATIF S5/1  
TURBINEN-STALLDUNGSTREUER S5/1  
ESPARCIDORA FRONTAL DE TURBINA S5/1

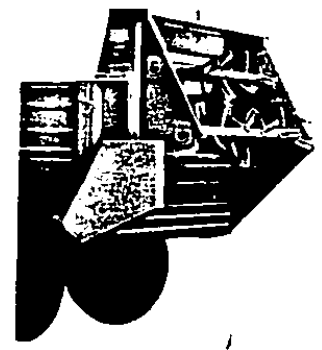
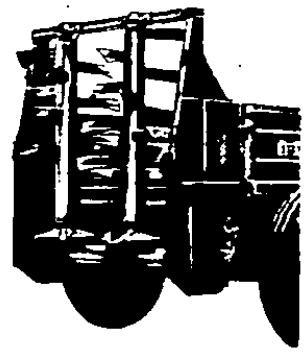
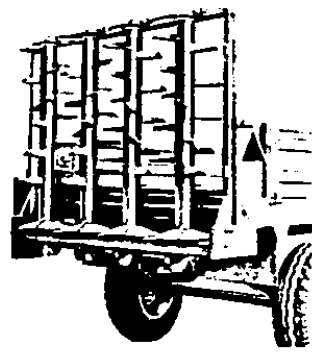
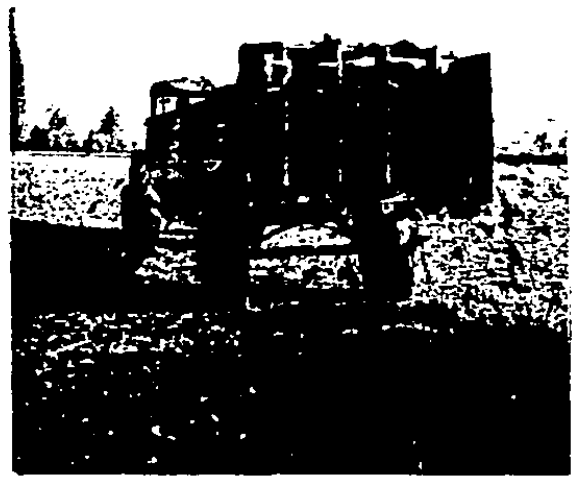
3-3a



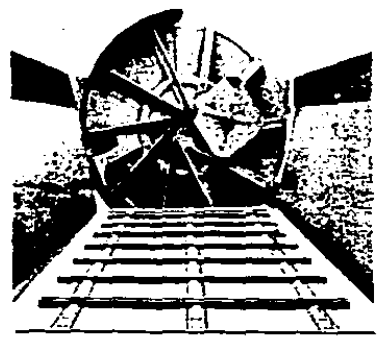
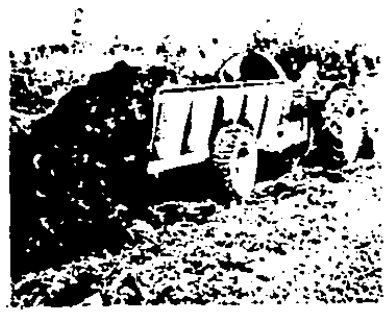
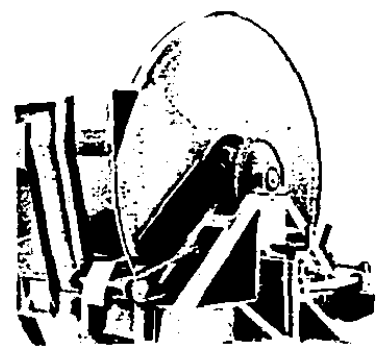
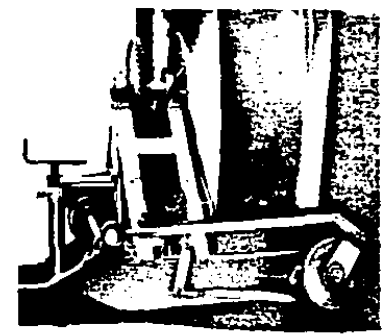
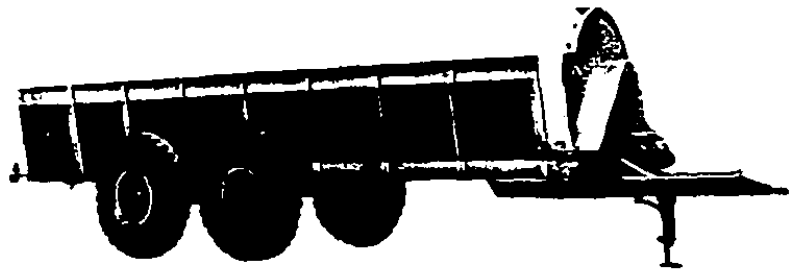
SPANDILETAME S8R  
MANURE SPREADER S8R  
EPANDEUR DE FUMIER S8R  
STALLDUNGSTREUER S8R  
ESPARCIDORA DE ESTIERCÓL S8R

4-4a

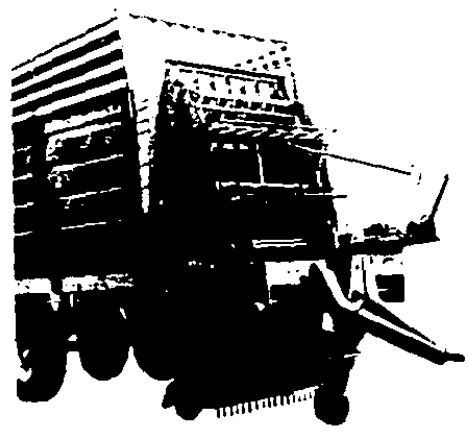
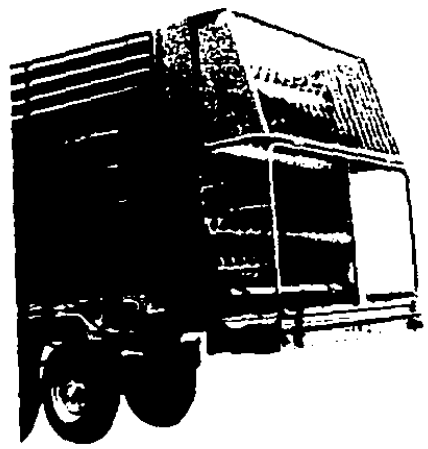
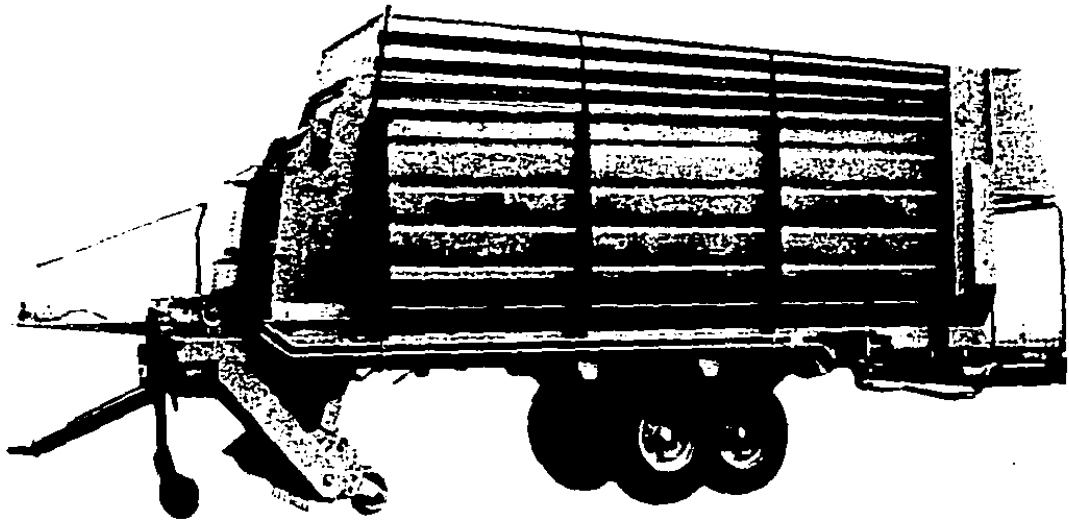
\* TIPO: SB 10/S a SB 60/S :



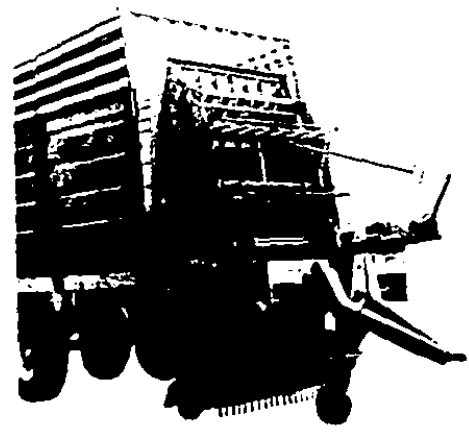
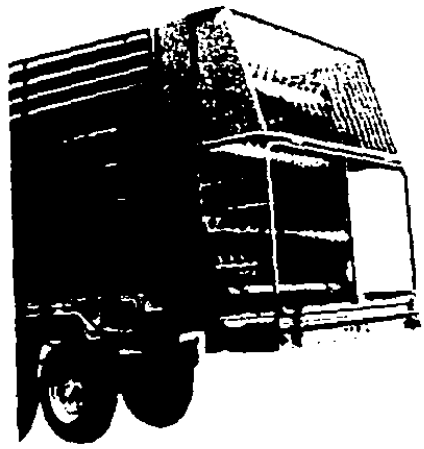
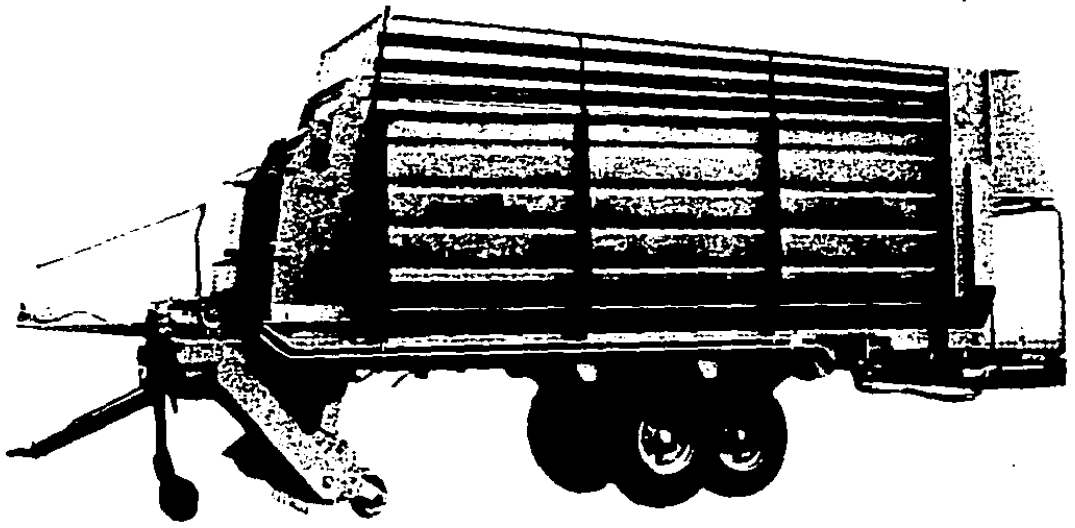
\* TIPOS: SBT 50/S a SBT 110/S :



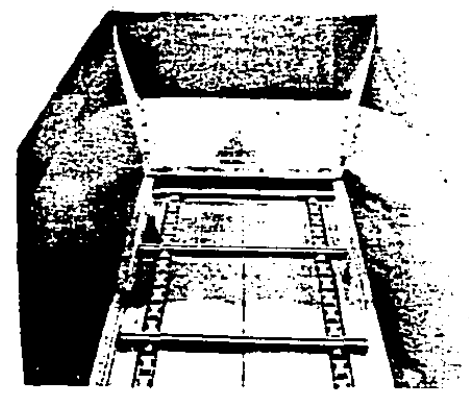
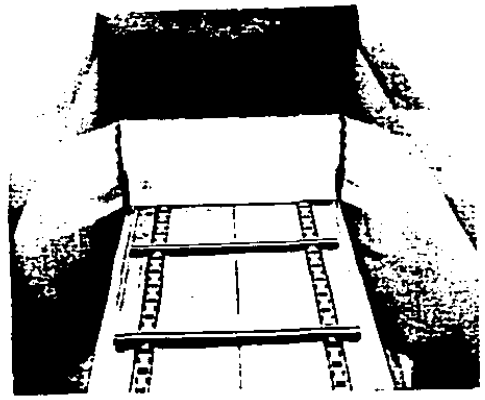
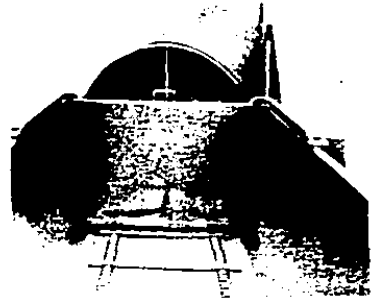
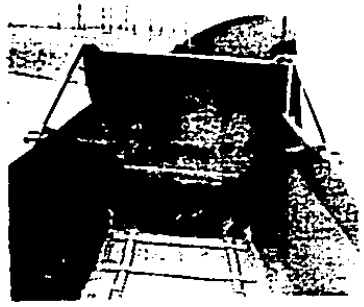
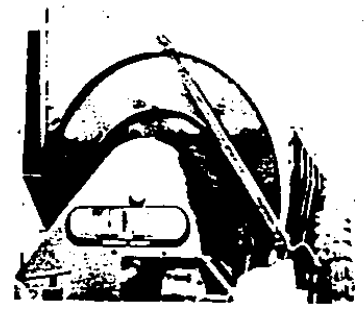
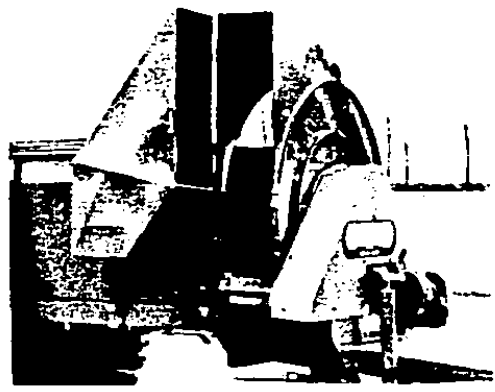
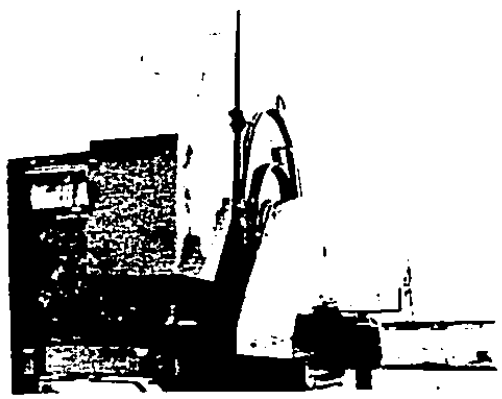
\* TIPO: AP 60/S :



\* TIPO: AP 60/S :



\* TIPOS: MS / A a MS / D :



#### 4.1. GENERALIDADES:

— DEL MODELO SB 10/S a SB 60/S PRESENTAN LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:

- A). La plataforma consta de una banda transportadora, la cual va alimentando los rodillos de esparcido.
- B). Los rodillos pueden variar en posición, pudiendo estar verticales u horizontales, estos a su vez pueden variar en número dependiendo de la consistencia del estiércol. Los cilindros de esparcido varían en el tipo de alabes de acuerdo al grado de pulverización que se desee.

— DEL MODELO SBT 50/S al SBT 110/S PRESENTAN LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:

- A). Utilizan la banda transportadora integrada como los modelos anteriormente descritos (alimentación del dispositivo de esparcido).
- B). El esparcido se hace transversal al desplazamiento de la máquina.
- C). El mecanismo de esparcido es de hélice o radial, lo cual permite la distribución de sólidos finos y materiales semilíquidos.

— DEL MODELO AP 60/S SUS CARACTERISTICAS MAS IMPORTANTES SON:

- A). Presenta un mecanismo que le permite ser autocargable.
- B). Sus rodamientos de esparcido son horizontales y de alabe muy abierta.
- C). Tiene rodamientos para ser cargado y para su transporte.



— DEL MODELO MS /A al MS /D SUS CARACTERISTICAS SON:

- A). Son máquinas de usos múltiples, ya que se pueden usar para alimentar el ganado en general y como un apero de materias orgánicas.
- B). Poseen características similares a los modelos Sb en cuanto a la alimentación de esparcidor.
- C). El dispositivo de esparcido es de hélice o radial el cual por medio de un chute desplazable se puede variar la función de esté.

#### 4.2. DEFICIENCIAS DETECTADAS:

— DEL MODELO SB 10/S al SB 60/S :

- A). El rendimiento de estas máquinas esta en relación directa al volumen de carga, puesto que las posiciones que presentan sus rodillos de esparcido da como resultado, que cuando hay poco volumen de materia su tamaño resulta excesivo para un esparcido regular; ya que llega el momento en que el material cae al ras de la máquina.

— DEL MODELO SBT 50/S al SBT 110/S :

- A). Es una máquina de uso especial para porciones de tierra muy grandes.
- B). El flujo de esparcido no siempre va a ser constante al ir mermando la carga, ya que la posición del mecanismo de esparcido limita su efectividad.

— DEL MODELO AP 60/S :

- A). Este tipo de implementos resulta consteable cuando se tiene un número muy grande de hectáreas.
- B). La complejidad de sus mecanismos encarre el costo de adquisición y de mantenimiento de los mismos.
- C). La posición que presentan sus cilindros de esparcido resulta totalmente ineficaz en volúmenes pequeños de material, así como en la consistencia del mismo (a mayor cantidad de humedad menor eficiencia).

— DEL MODELO MS/A AL MS/A :

- A). Estos implementos presentan deficiencias similares a los modelos SBT en cuanto a su capacidad de - esparcido.

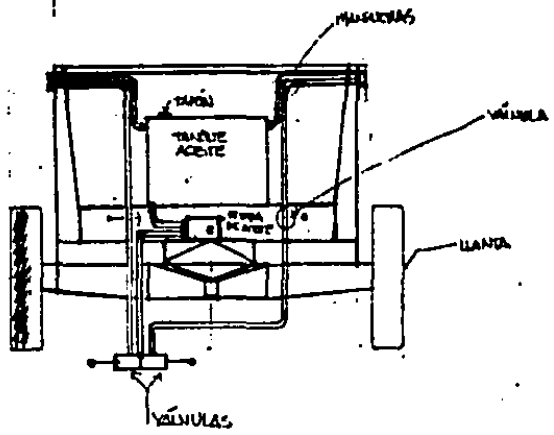
5. CONDICIONANTES DE DISEÑO : ( OBJETIVOS ).

1. UNA CAPACIDAD DE CARGA DE 5Tn COMO MAXIMO.
2. ESTANDARIZACION DE MATERIALES.
3. SINTETIZACION EN LOS PROCESOS DE MANUFACTURA.
4. QUE EL SISTEMA DE ACOPLAMIENTO DE ARRASTRE SEA ADAPTABLE A CUALQUIER TIPO DE TRACTOR (DE LOS EXISTENTES EN EL MERCADO).
5. ESTRUCTURA SENCILLA PERO ESTABLE.
6. FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.
7. INTEGRACION DE PIEZAS DE UNA MANERA FACIL, SEGURA Y RAPIDA.
8. CAPACIDAD DE USO CON UN MINIMO DE INFORMACION.
9. ESTANDARIZACION DE MEDIDAS EN CORTES, BARRENOS, DOBLECES Y SOLDADURAS.
10. LOS MECANISMOS PROPIOS SEAN DE FACIL REPOSICION.
11. LAS REFACCIONES DE UN ALTO INDICE COMERCIAL.

6. CONCLUSIONES DE DISEÑO :

1. EN BASE A LA TABLA DE RENDIMIENTOS HORARIOS DE DISTRIBUCION DEL ESTIERCOL (MAXIMA DE 40 Tn/Ha), SE TIENE QUE EL TIEMPO OPTIMO PARA LLEVAR A CABO UN ESPARCIDO SATISFACTORIO ES DE 8,5 Hrs. ; LO CUAL SE LOGRA TOMANDO UN MINIMO DE MOVIMIENTOS EN CUANTO AL DESPLAZAMIENTO DE LA MAQUINA DE ACUERDO A LA CARGA Y DESCARGA DEL ESTIERCOL; CON UNA CAPACIDAD DE 5 Tn.
2. SU FUNCIONAMIENTO SERA DE TIPO HIDRAULICO; EL CUAL SERA MOVIDO POR UNA BOMBA HIDRAULICA LA CUAL A SU VEZ ESTARA ACCIONADA POR LA TOMA DE FUERZA DEL TRACTOR. (MEDIANTE UNA FLECHA CARDAN).
3. SU MECANISMO DE ESPARCIDO SERA DE TIPO HELICE O RADIAL (LLAMADO TAMBIEN DE TAMBORES). LOS CUALES LLEVARAN 4 PALETAS, Y ESTARAN DISPUESTOS LOS TAMBORES EN FORMA HORIZONTAL CON RESPECTO A LA MAQUINA, EN LA PARTE POSTERIOR DE ESTA.
4. EL SISTEMA DE ALIMENTACION AL DISPOSITIVO DE ESPARCIDO (LOS TAMBORES) SERA MEDIANTE UN PISO MOVIL, EL CUAL FUNCIONARA MEDIANTE EL SISTEMA HIDRAULICO POR MEDIO DE UNOS CILINDROS; ESTOS ESTARAN INTEGRADOS AL SISTEMA HIDRAULICO GENERAL DE TODO EL CONJUNTO DE LA MAQUINA.
5. LO QUE SE DESEA CON ESTE TIPO DE MECANISMOS ES DE QUE EL IMPLEMENTO SEA TOTALMENTE INDEPENDIENTE EN CUANTO A SU SISTEMA HIDRAULICO, Y POR TANTO QUE NO REQUIERA DEL HIDRAULICO DEL TRACTOR PARA SU FUNCIONAMIENTO. CON ESTO TRATAMOS DE QUE SU USO NO SE VE LIMITADO POR EL TIPO DE TRACTORES QUE SE PUEDAN USAR, YA QUE NOS DAMOS CUENTA DE QUE NO TODOS LOS TRACTORES CUENTAN CON ESTE TIPO DE FUNCIONAMIENTO, O BIEN NO NOS DAN LA CAPACIDAD REQUERIDA PARA ESTE TIPO DE MAQUINARIA.

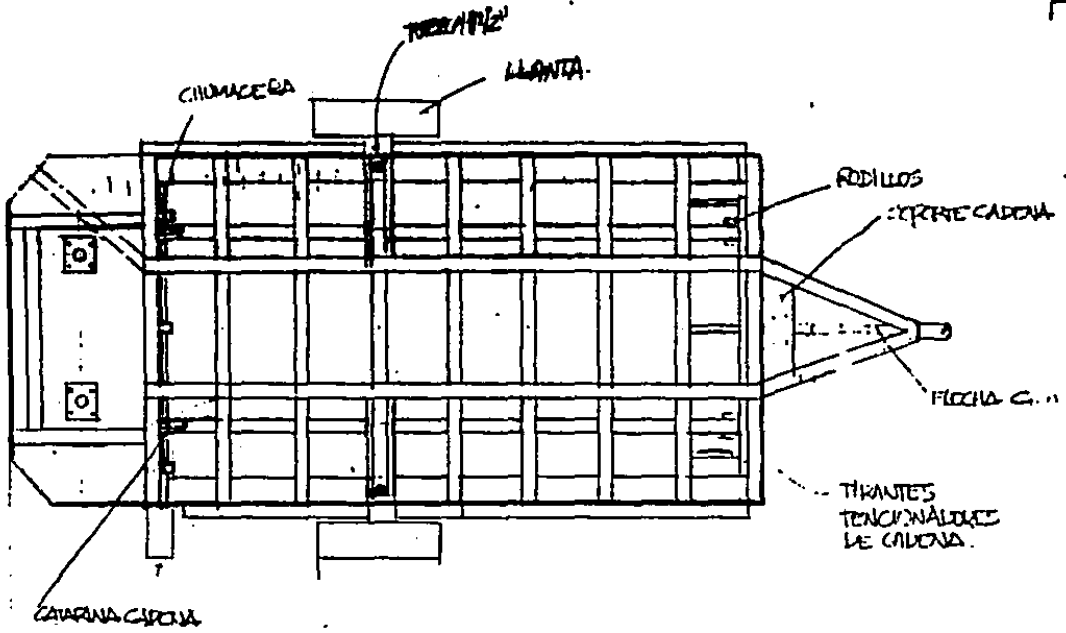
**BOCETOS.**



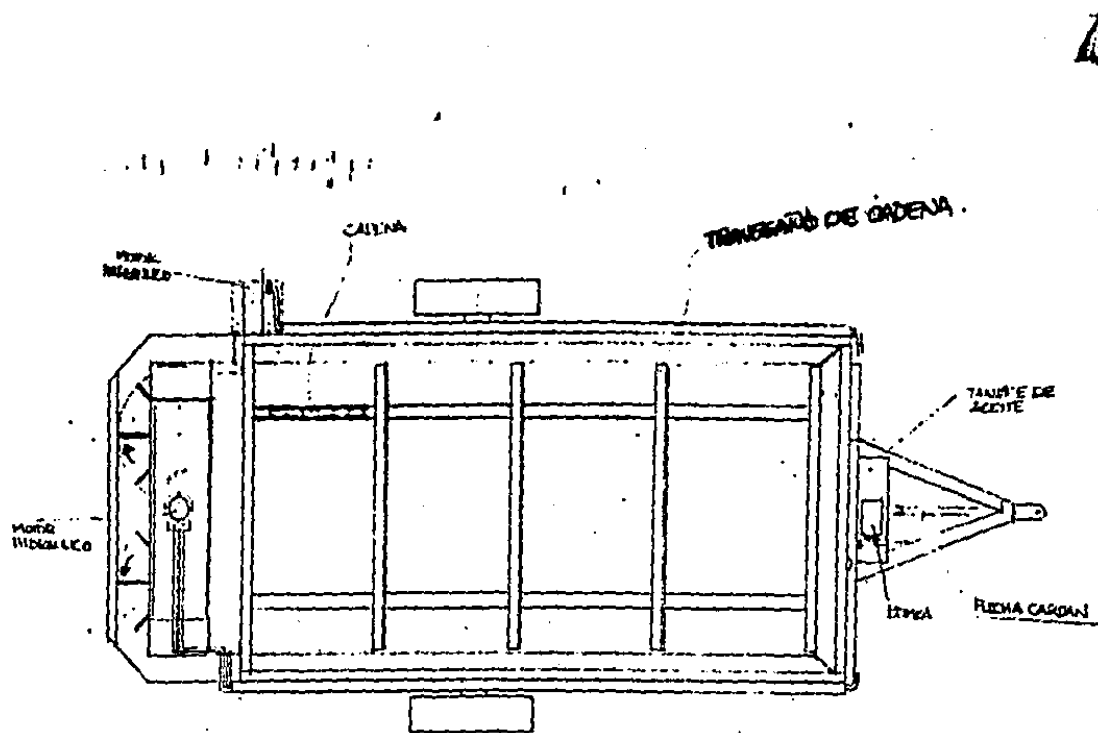
DISPERSOR MAIOR!  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1:20

7/10/00

1

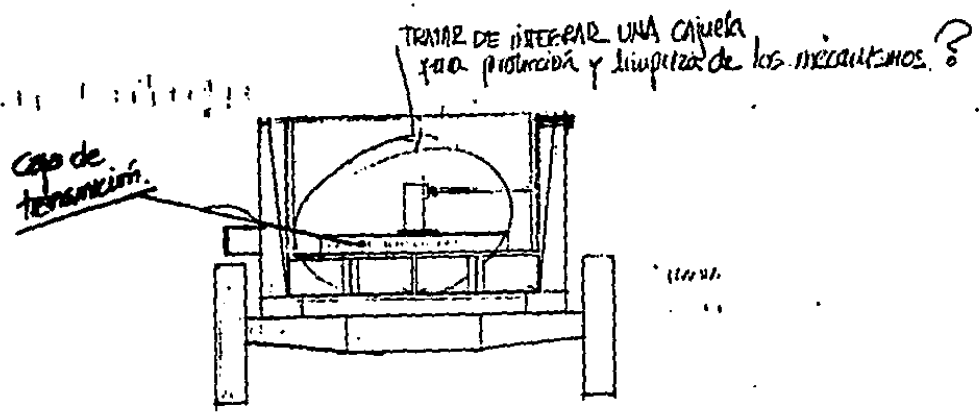


DISTRIBUCION  
DISPERSOR MAIOR  
VISTA INFERIOR  
ESC: 1/20

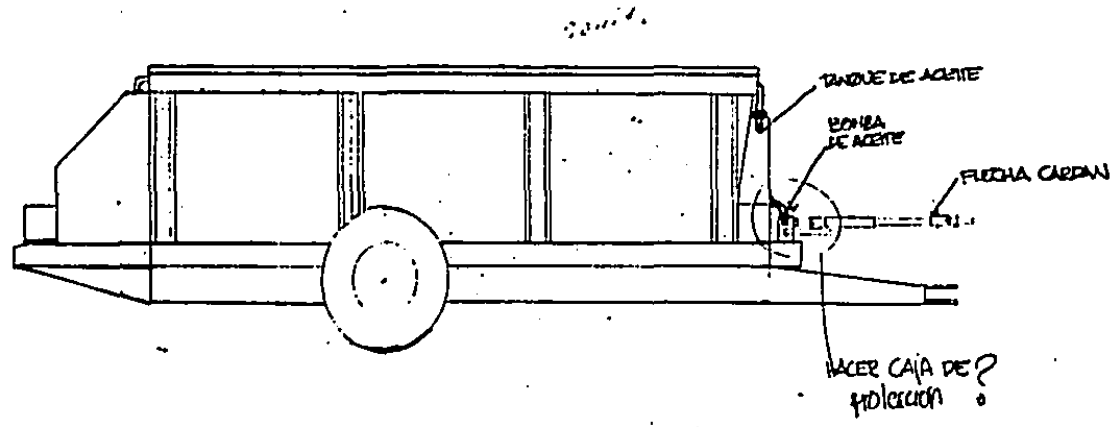


DISPERSOR MAIOR  
VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1-20





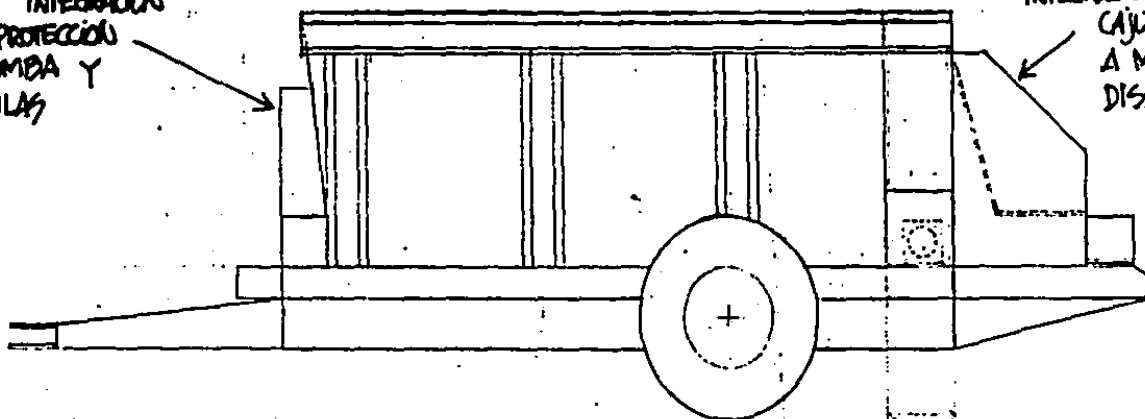
DEPENSO DE MAYOR  
VISTA TRASERA  
ESCALA = 1:20



DISPERSOR MOTOR.  
VISTA LATERAL  
ESCALA 1:20

2

INTEGRACIÓN  
DE PROTECCIÓN  
A BOMBA Y  
VÁLVULAS



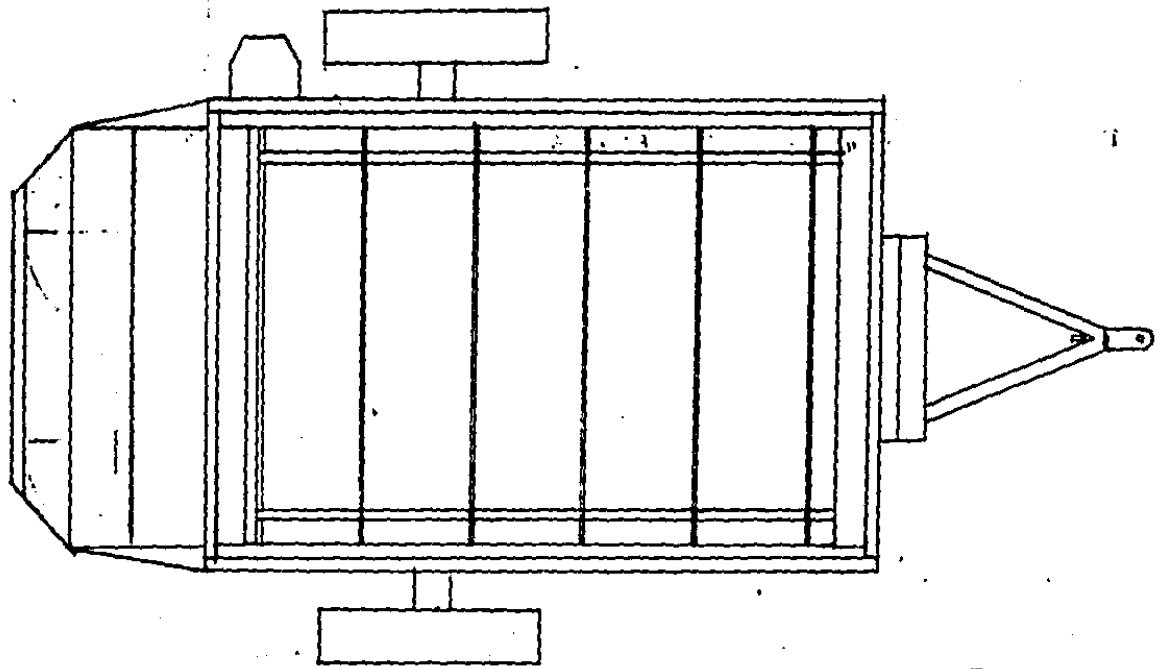
INTEGRACIÓN DE CAJA O  
CAJUELA DE PROTECCIÓN  
A MECANISMO DE  
DISPERSIÓN.

VISTA LATERAL DERECHA  
ESC. 1:25

Silva







VISTA SUPERIOR

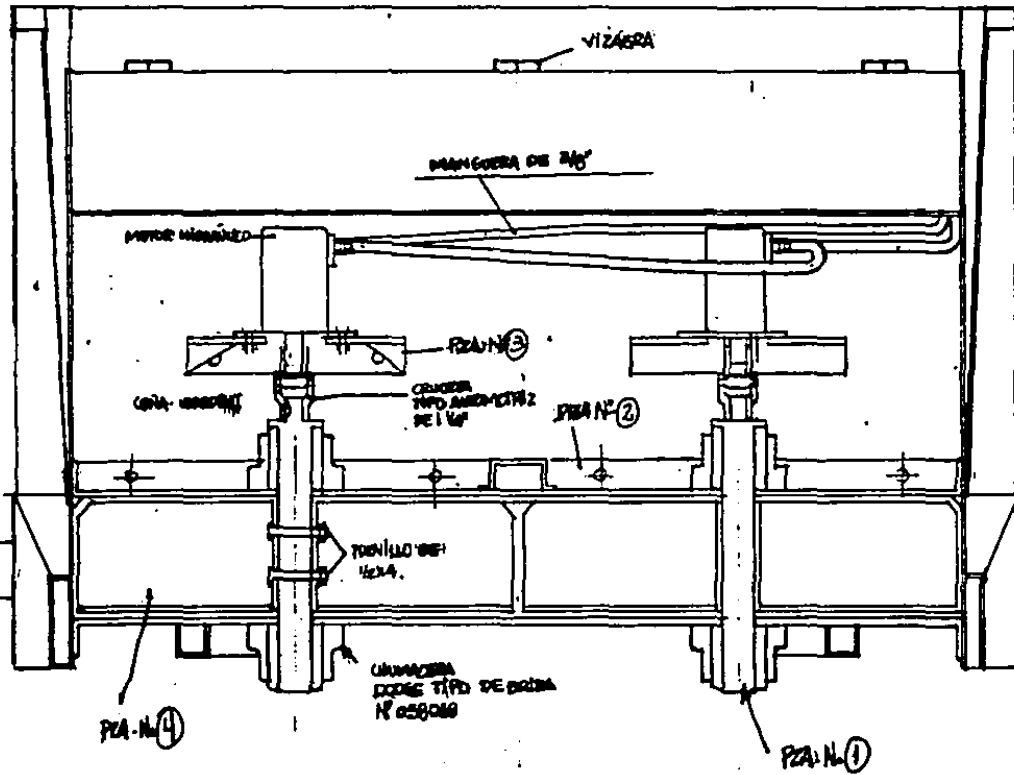
VISTA SUPERIOR



3

MECANISMO  
PARA ACCIONAR  
LOS TAMBORES DE ESPARCIDO

2 motores hidráulicos  
se trabaja a unas  
300 RPM.



Cuñas  
Worthing

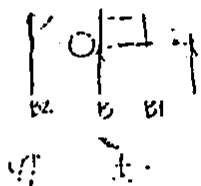
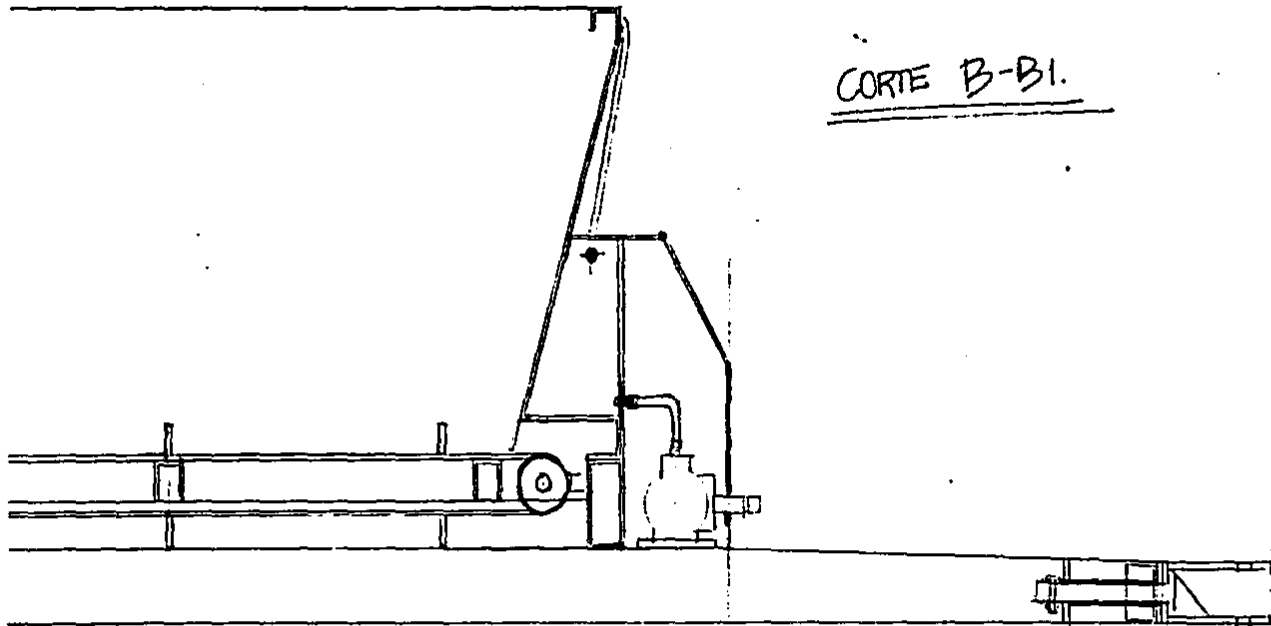
ESCALA  
1:20



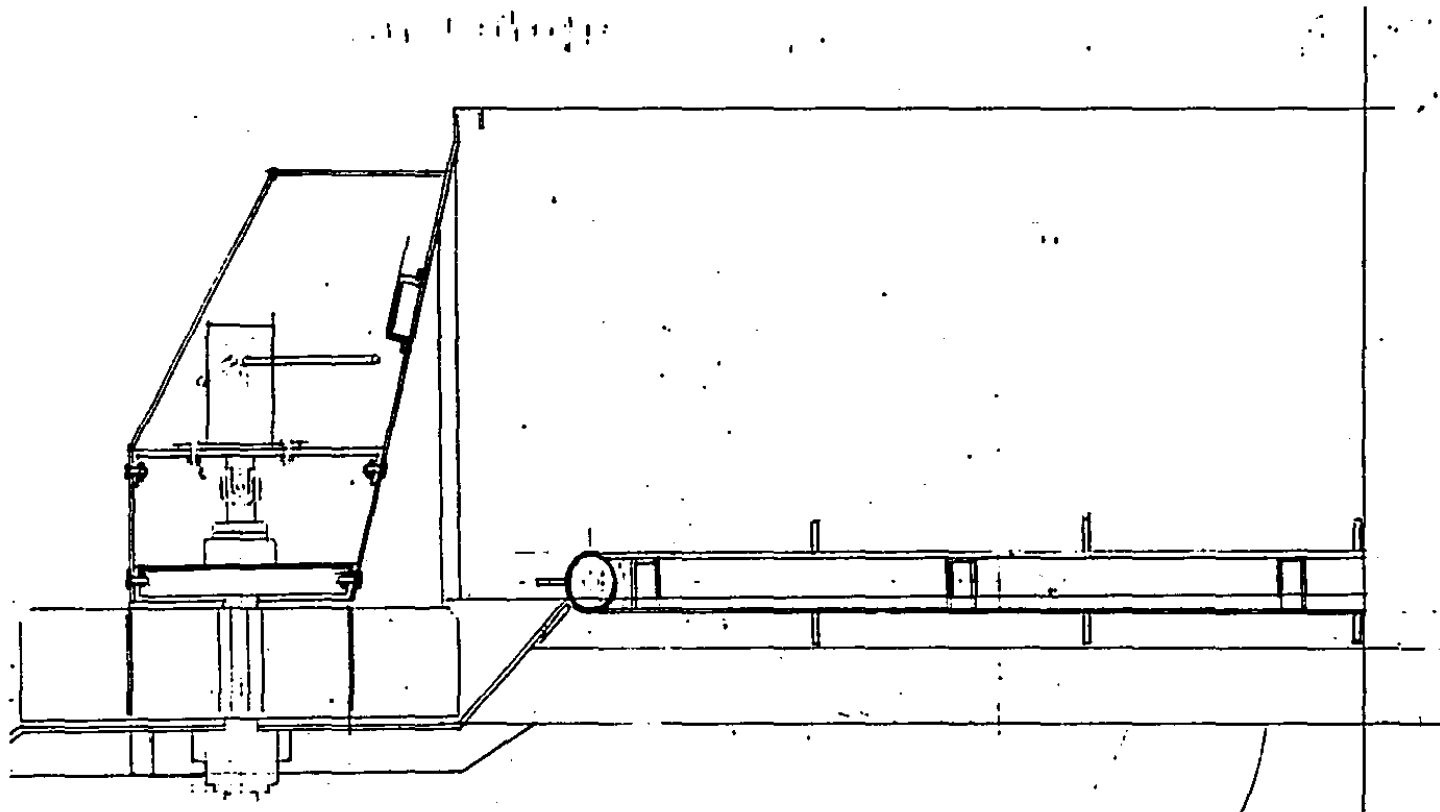
3



CORTE B-B1.

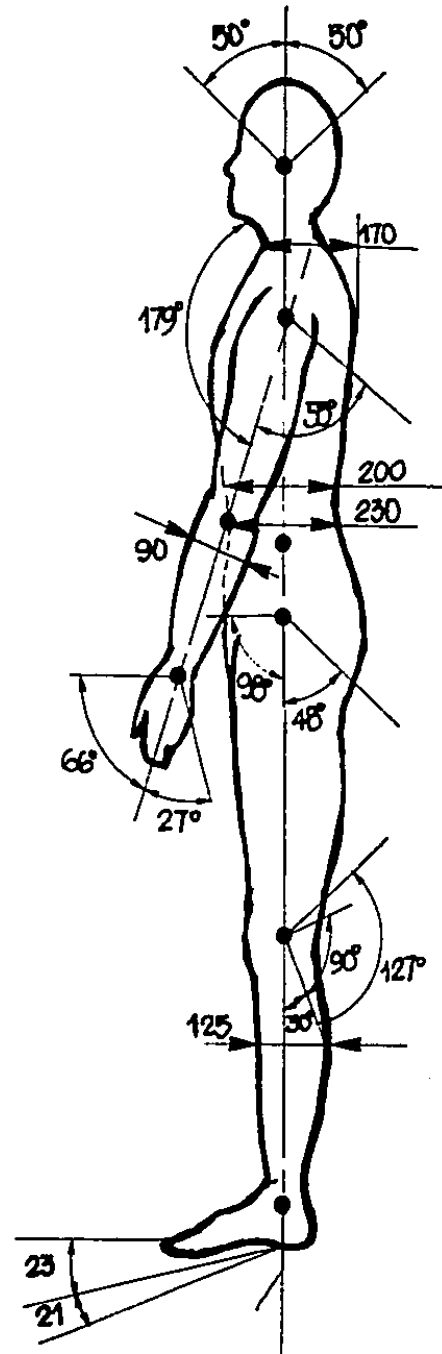
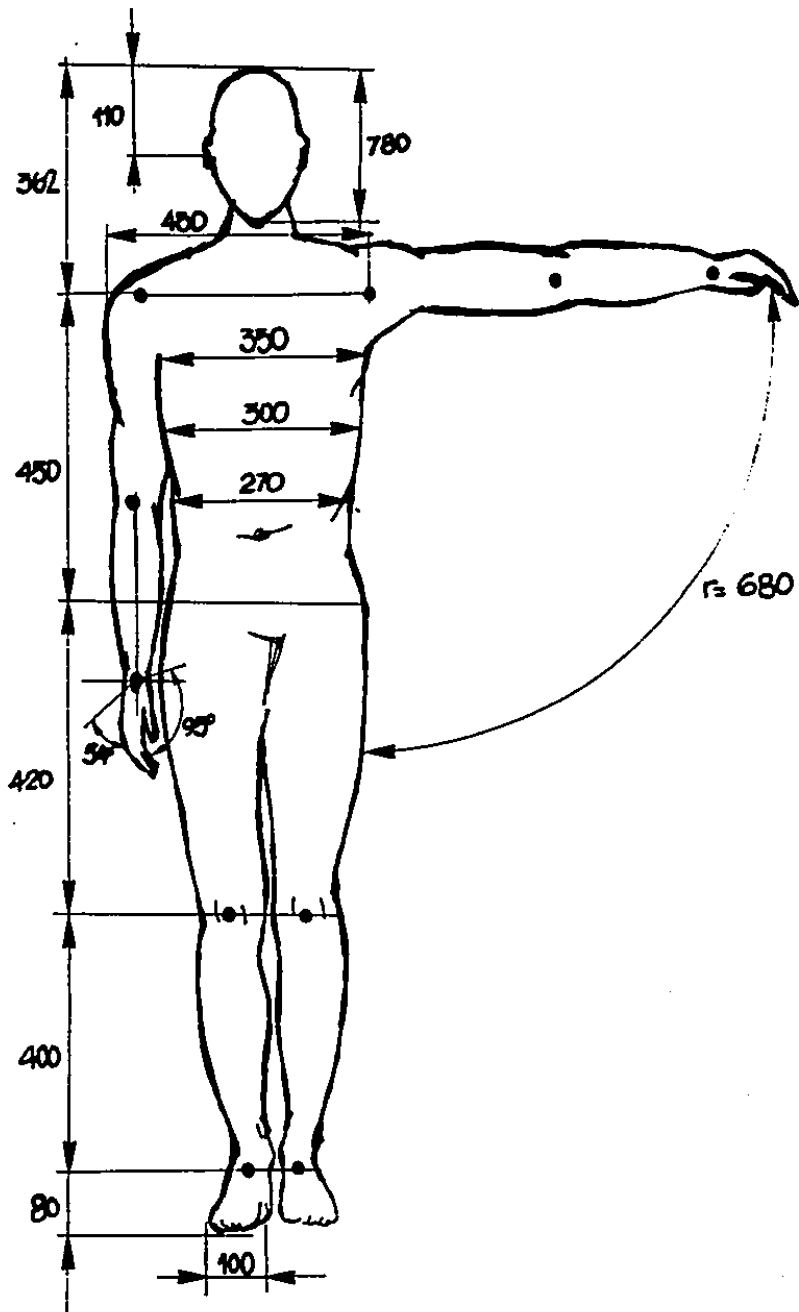


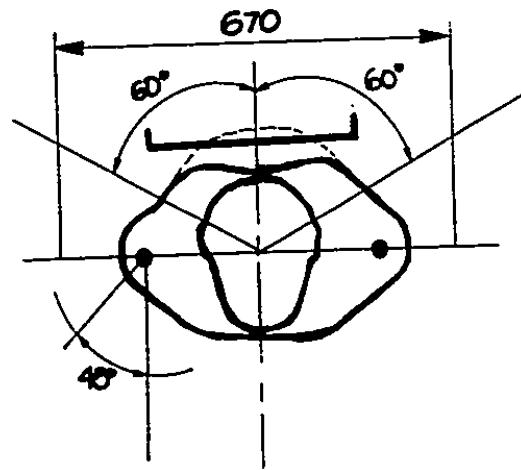
3



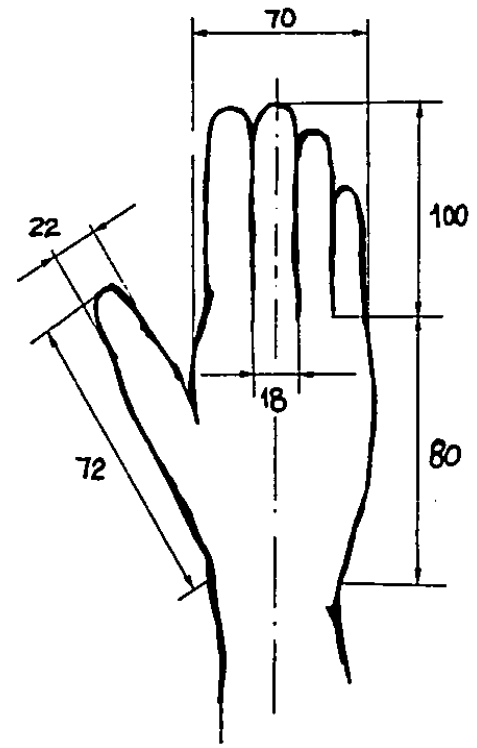
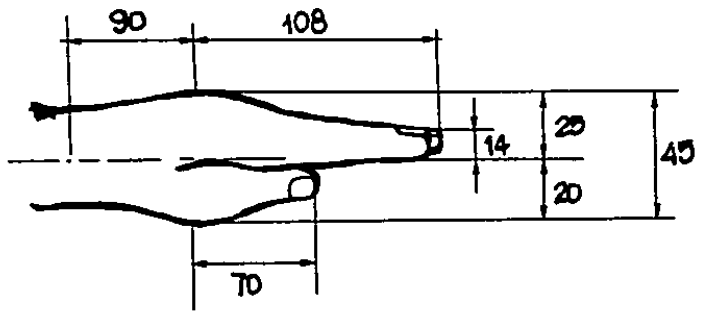
CORTE B-B2

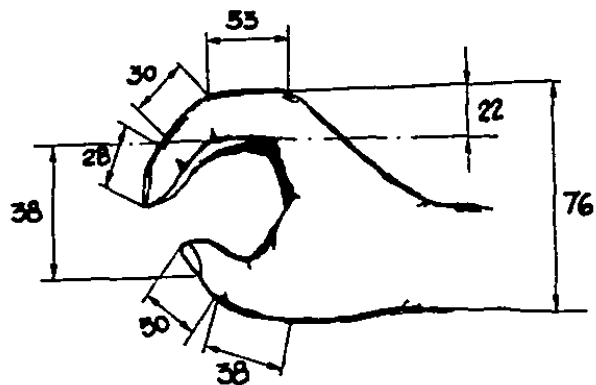
**ANTROPOMETRIA Y  
ERGONOMIA.**



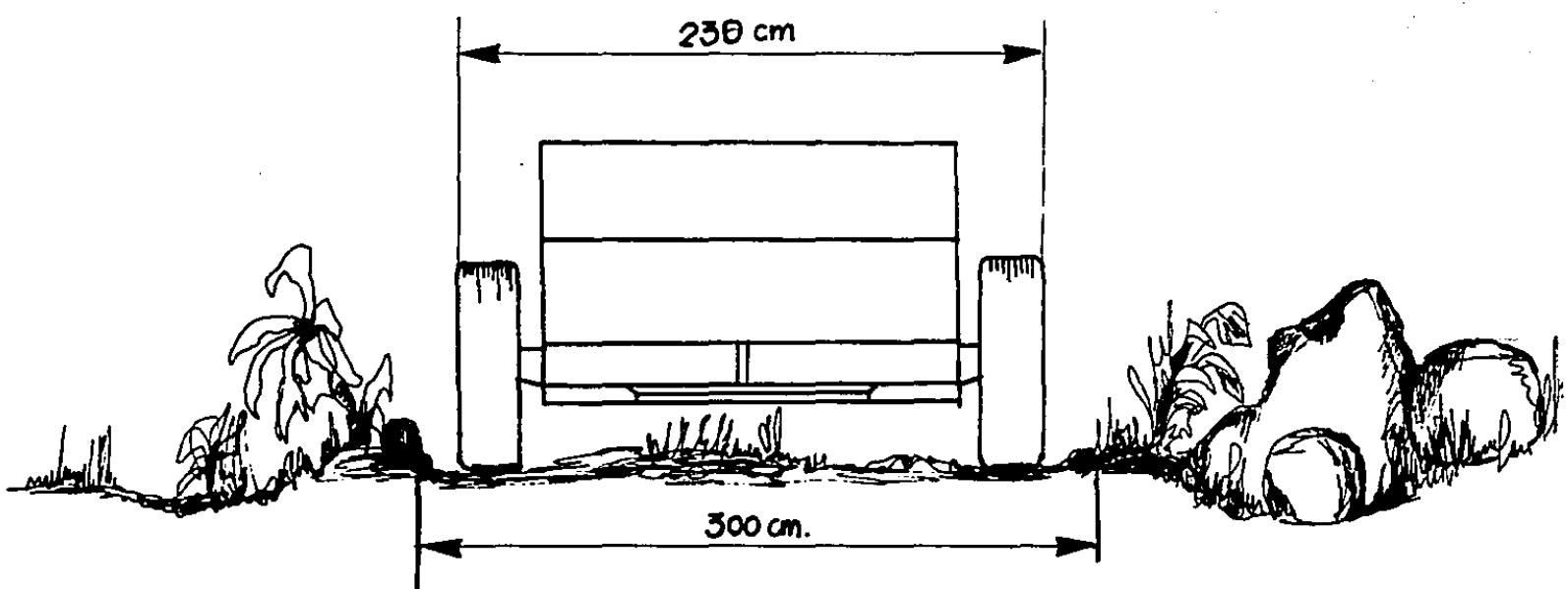


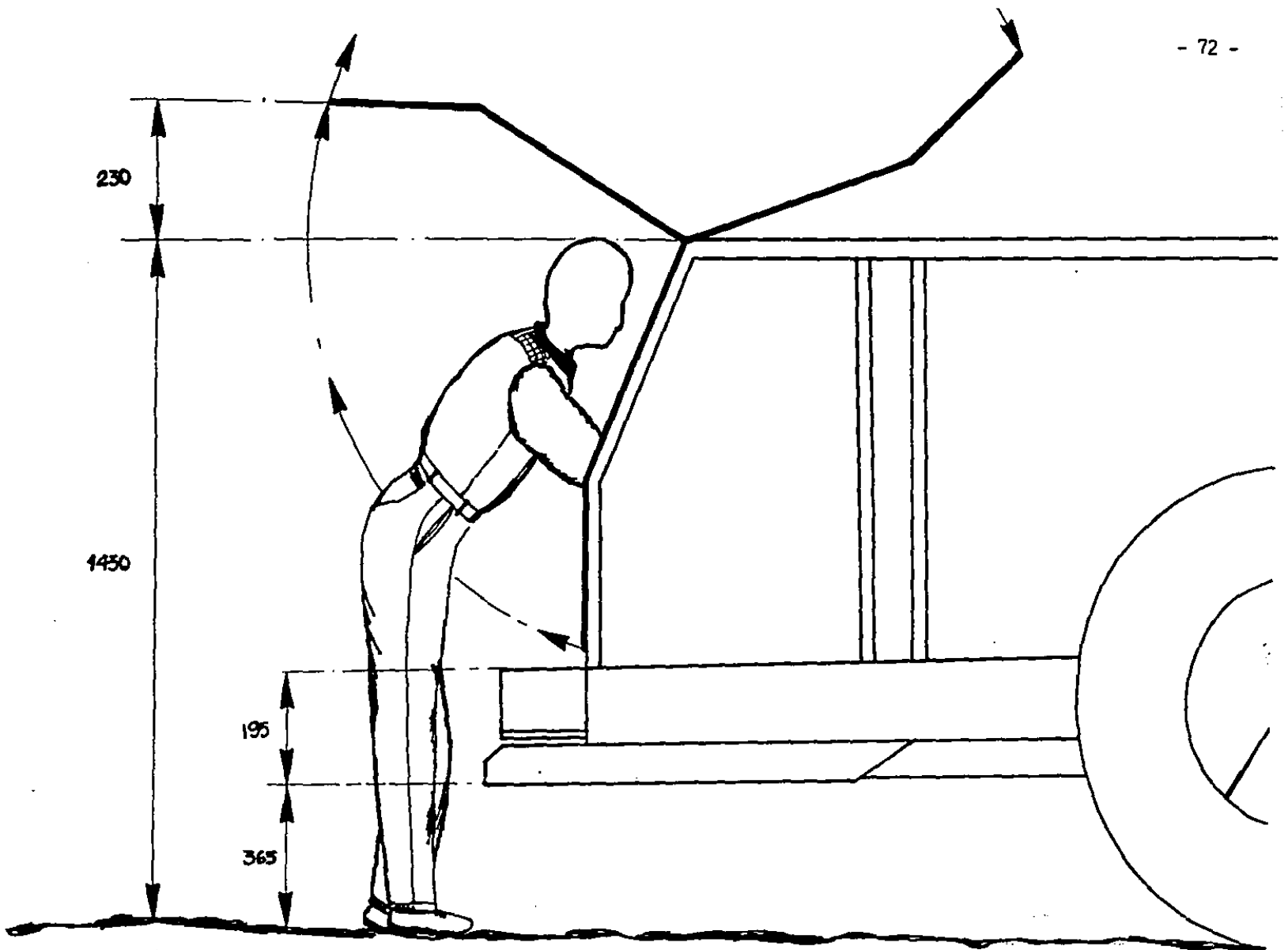
ESPACIO MÍNIMO  
PARA MOVIMIENTO  
DE LOS BRAZOS.





RELACION CON PALANCA  
DE CAMBIO DE VALVULAS  
Ø 30 mm. APROXIMADAMENTE.

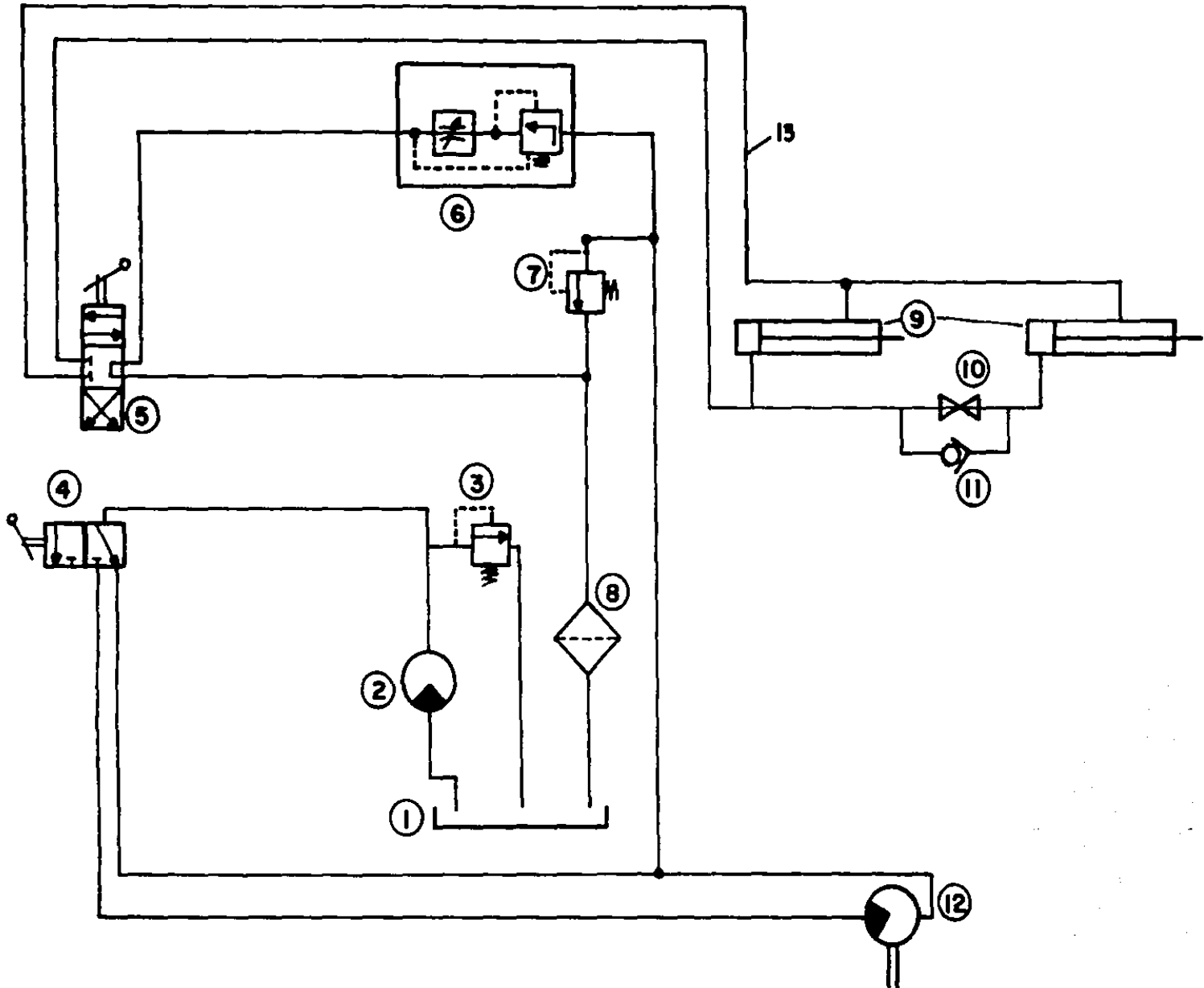




unidades mm.



**CALCULOS.**



\* DIAGRAMA DEL SISTEMA HIDRAULICO.

1. TANQUE DE ACEITE.
2. BOMBA DE ACEITE DE CAUDAL FIJO.
3. VALVULA DE SEGURIDAD.
4. VALVULA DIRECCIONAL 1 (control del motor hidráulico).
5. VALVULA DIRECCIONAL 2 (control de cilindros hidráulicos).
6. VALVULA REGULADORA DE FLUJO (control de velocidad de los cilindros independientemente de variaciones en su carga).
7. VALVULA DE PURGA O ALIVIO (control de la presión que alimenta a los cilindros hidráulicos).
8. FILTRO.
9. CILINDROS HIDRAULICOS.
10. VALVULA DE CIERRE.
11. VALVULA ANTIRRETORNO (check).
12. MOTOR HIDRAULICO.
13. CONDUCTOS HIDRAULICOS

\* SELECCION DE LOS PARAMETROS DE TRABAJO:

.REVOLUCIONES DE LOS TAMBORES ESPARCIDORES.

\* Distancia máxima de dispersión = 2,5 m.

\* Cálculo de la velocidad inicial necesaria de la masa de estiércol que sale del tambor:

L = 2,5 m.

h = 43 cm

g = aceleración de la gravedad = 9,81 m/seg.

\* Tiempo de caída:

$$t = \frac{\sqrt{2h}}{\sqrt{g}} = \frac{\sqrt{2(0,43)}}{\sqrt{9,81}} = \underline{\underline{0,296 \text{ seg.}}}$$

\* Distancia máxima de dispersión (alcance):

$$L = V \cdot t \rightarrow V = \frac{L}{t} = \frac{2,5}{0,296} = \underline{\underline{8,44 \text{ m/seg.}}}$$

\* Velocidad angular correspondiente a la velocidad tangencial V con la cual el estiércol sale del tambor:

$$V = \omega \cdot r$$

r = radio del tambor = 0,4 m.

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{8,44}{0,4} = \underline{\underline{21,1 \text{ seg}^{-1}}}$$

REVOLUCIONES:  $n = \frac{30 \omega}{\pi} = 201,5 \text{ rpm.} \rightarrow \underline{\underline{200 \text{ rpm.}}}$

\*\* NOTA: No se tomó en cuenta la resistencia del aire que disminuye el alcance (es despreciable - - ya que la velocidad es muy baja); y también la velocidad radial del estiércol al salir del tambor que como componente de la velocidad total va aumentar el alcance.

. VELOCIDAD DE DESCARGA.

\* Cantidad máxima de estiércol esparcido por hectárea = 40 tn/h.

\* Velocidad máxima de trabajo del tractor = 15 K/h.

\* Franja que se cubrirá = 2,5 m. (ancho de esparcido).

\* Número de pasadas para cubrir una hectárea:

$$\# \text{ pasadas} = \frac{100 \text{ m}}{2,5 \text{ m}} = 40 \text{ pasadas.}$$

\* Cantidad de estiércol descargado en 1 pasada:

$$\frac{40 \text{ tn}}{40 \text{ ps}} = 1 \text{ tn/ps.}$$

\* Tiempo requerido por una pasada :

$$15 \text{ K/h} \rightarrow 4,16 \text{ m/seg} \quad t = \frac{100 \text{ m.}}{4,16 \text{ m/seg}} = 24 \text{ seg.}$$

\* Tiempo de descarga del remolque:

$$\text{- carga total del remolque} = L \times h \times e \times q = 3\text{m} \times 0,8\text{m} \times 1,7\text{m} \times 1 = 4,08 \text{ tn.}$$

q (tn/m<sup>3</sup>)

$$T = t \cdot \frac{4 \text{ tn}}{1 \text{ tn}} = 24 \cdot \frac{4 \text{ tn}}{1 \text{ tn}} = \underline{\underline{96 \text{ seg.}}}$$

\* Velocidad de alimentación del estiércol a los tambores:

$$v = \frac{L}{t} = \frac{3 \text{ m}}{96 \text{ seg}} = 0,031 \text{ m/seg} = 1,87 \text{ m/min} \rightarrow \underline{\underline{2 \text{ m/min.}}}$$

L = Longitud del remolque = 3 m.

\*\* NOTA: La cantidad del estiércol esparcido por una hectárea se puede variar cambiando la velocidad del tractor o ajustando la válvula reguladora del sistema hidráulico de descarga.

ESTE TESTIS NO DEBE VALER PARA LA DILATORIA

1. TANQUE DE ACEITE.

. CAPACIDAD DEL TANQUE.

a.)  $V = K \cdot \Sigma Q_p \text{ (m}^3\text{)}$  \* asegura el llenado completo de todos los conectores y elementos de instalación hidráulica, quedando en el tanque una parte suficiente para enfriado, filtrado y desgasificado.

$Q_p - \text{ m}^3/\text{s} = \text{caudal total de todas las bombas del sistema hidráulico .}$

$K \text{ (s)} = \text{coeficiente empírico.}$

$K = 60 - 120 = \text{vehículo, aviones, maquinaria pesada.}$

$K = 50 - 60 = \text{tractores agrícolas}$

Tomamos:  $Q_p = 1 \text{ l/seg.}$

Coeficiente K se tomó = 60

$V = 60 \times 1 = 60 \text{ L. Capacidad mínima del tanque.}$   
=====

.ELEMENTOS QUE DEBE TENER UN TANQUE DE ACEITE.

- \* Boca de llenado (con tapón hermético) provisto de un filtro de malla.
- \* Orificio de respiración con un filtro de aire.
- \* Pantalla de separación.
- \* Tapón de vaciado.
- \* Indicador del nivel de aceite.
- \* Tubería de retorno, se doblan los extremos para evitar los torbellinos que levantan las impurezas sedimentadas. La boca del tubo de succión está provista de un filtro preliminar de malla.

2. BOMBA HIDRAULICA.

\* REQUERIMIENTOS:

• Presión de trabajo:

$$P_b = P_m + P_c + \Delta P$$

$$P_b = 1500 + 600 + 200 + 200$$

$$P_b = 2500 \text{ PSI} = 17,5 \text{ Mpa.}$$

=====

Donde:  $P_m$  = presión de trabajo del motor = 1500 PSI.

$P_c$  = presión de trabajo de cilindros = 600 PSI.

$\Delta P$  = pérdidas de presión en los elementos del circuito hidráulico (tubos, válvulas, etc)

$$\Delta P = P_1 + P_2$$

$\Delta P_1$  = pérdidas en el tramo bomba - motor = 200 PSI.

$\Delta P_2$  = pérdidas en el tramo motor - cilindros = 200 PSI.

• Cálculo de las pérdidas de presión del flujo:

1. Selección del diámetro de los tubos y mangueras:

• Presión máxima ----- 2500 PSI = 17,3 MPa.

• Caudal máximo ----- 52 l/min =  $0,867 \times 10^{-3} \text{ cm}^3/\text{seg.}$

Para estos parámetros se seleccionó de las tablas correspondientes; el diámetro externo recomendado  $D_e$  y el espesor de la pared  $g$  del tubo:

$$D_e = 16 \text{ mm.}$$

$$g = 1,5 \text{ mm.}$$

Se seleccionó el tubo de diámetro interno  $D_i = 1/2 \text{ plg.}$  y externo  $D_e = 5/8 \text{ plg.}$  así el espesor de la pared resulta:

$$g = D_e - D_i / 2 = 1/16 \text{ plg} = 1,5875 \text{ mm} > 1,5 \text{ mm.}$$

=====



- Se seleccionó para los parámetros de trabajo dados la manguera:

De = 1 plg.  
=====

Di = 1/2 plg.  
=====

2. Pérdidas de presión Δ p<sub>1</sub> en el tramo: unidad de alimentación - válvula (4) - Motor hidráulico:

- Pérdidas en los conductos (tubos y mangueras).

o Determinación del regimen del flujo:

o Velocidad del flujo.-

$$V = \frac{4Q}{\pi Di^2}$$

Donde: Di - diámetro interno del conducto [m] aquí 1/2" = 12,7x10<sup>-3</sup> m.

$$V = \frac{4 \cdot 0,867 \times 10^{-3}}{\pi \cdot (12,7 \times 10^{-3})^2} = 6,84 \text{ m/seg}$$
  
=====

\* Número de Reynolds:

$$Re = \frac{VDi}{\nu} = \frac{6,84 \cdot 12,7 \times 10^{-3}}{20 \times 10^{-6}} = 4345$$
  
=====

ν = viscosidad cinemática del líquido igual aquí a 20x10<sup>-6</sup> [m<sup>2</sup>/seg].

Ya que 4345 > 2500  
=====

El flujo es de régimen turbulento, y para este caso las pérdidas de presión se calculan según la ecuación siguiente:

$$\Sigma p_i = \frac{\rho}{2} V^2 \Sigma \zeta_i$$

Donde: ρ --- densidad del líquido [Kg/m<sup>3</sup>] - aquí ρ = 900  
=====

ζ<sub>i</sub> --- coeficiente adimensional de pérdida, que depende de la forma de conducto.

Tramos rectos:

$$\zeta_1 = 0,025 \frac{L}{Di}$$

Donde: L - longitud del tramo.

Se calculó, que el tramo analizado comprende aproximadamente 15m de conductos rectos (3m de manguera y 12m de tubo).

$$\zeta_1 = 0,125 \frac{15}{12,7 \times 10^{-3}} = 29,5$$

Conexiones rectas - 6 piezas.

$$\zeta_2 = 0,5$$

Codos - 6 piezas.

$$\zeta_3 = 0,5$$

Pérdidas totales en los conductos:

$$\Sigma p_i = \frac{\rho}{2} v^2 (\zeta_1 + 6\zeta_2 + 6\zeta_3) = \frac{900}{2} \cdot 6,84^2 (29,5 + 6 \cdot 0,5 + 6 \cdot 1,0) =$$

$$\Sigma p_i = (0,81 \times 10^6 \text{ Pa}) = 117 \text{ PSI}$$

Pérdidas en la válvula direccional (4):

Según los datos del catálogo, para la válvula seleccionada y el flujo de 60 l/min tenemos:

$$p_v = 70 \text{ PSI}$$

Pérdidas totales en el tramo considerado:

$$\Delta P_1 = \Sigma p_i + \Delta p_v = 117 + 70 = 187 \text{ PSI.}$$

\* Para los cálculos posteriores tomamos el valor  $\Delta p_1 = 200 \text{ PSI.}$

3. Pérdidas de presión  $\Delta p_2$  en el tramo: motor hidráulico - válvula reguladora de flujo (6) - válvula direccional (5) - cilindros hidráulicos.

- Pérdidas en los conductos:

Tramos rectos:

Se calculó, que el tramo analizado tiene aproximadamente 14 m de conductos rectos (3 m de manguera y 11 m de tubo):

$$\zeta_1 = 0,025 \frac{14}{12,7 \times 10^{-3}} = 27,6$$

Conexiones rectas - 6 piezas:

$$\zeta_2 = 0,5$$

Codos - 4 piezas:

$$\zeta_3 = 1,0$$

Pérdidas totales en los conductos:

$$\Sigma p_i = \frac{\rho}{2} V^2 (\zeta_1 + 6 \zeta_2 + 4 \zeta_3)$$

- Puesto que le caudal normal para alimentar a los cilindros hidráulicos es de 16 l/min =  $0,267 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$ . de lo que resulta la velocidad del flujo:

$$V = \frac{4Q}{\pi D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,267 \times 10^{-3}}{\pi \cdot (12,7 \times 10^{-3})^2} = 2,1 \text{ m/seg}$$

Entonces tenemos:

$$\Sigma p_i = \frac{900}{2} \cdot 2,1^2 (27,6 + 6 \cdot 0,5 + 4 \cdot 1,0) = 68,6 \times 10^3 \text{ Pa} \approx 10 \text{ PSI}$$

Pérdidas en la válvula reguladora del flujo (6) según el catálogo  $\Delta p_6 = 150 \text{ PSI}$ , pérdidas en la válvula direccional (5) según el catálogo para el caudal de 16 l/min  $\Delta p_5 = 30 \text{ PSI}$ , pérdidas totales en el tramo considerado  $\Delta p_2 = \Sigma p_i + \Delta p_6 + \Delta p_5 = 10 + 150 + 30 = 190 \text{ PSI}$

\* Para los cálculos posteriores tomamos el valor  $\Delta p_2 = 200 \text{ PSI}$

● Caudal  $\geq 52\text{L/min} = 867\text{ cm}^3/\text{seg} = 13,8\text{ GPM}$

=====

- Resulta del caudal requerido por el motor más las fugas.

● **Revoluciones:**

Ya que las bombas comerciales tienen sus revoluciones mínimas mayores de 540 rpm., se decidió que se haría un aumento de 2 a 1 de las revoluciones dadas por la toma de fuerza del motor, ya que -- es por lo que va ser accionada la bomba.

$nb = 540 \times 2 \quad nb = 1080\text{ rpm.} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \rightarrow 18\text{ rps.}$

=====

● **Caudal unitario necesario:**

$qb = \frac{Q}{nb} = \frac{867\text{ cm}^3/\text{seg}}{18\text{ rps}} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \rightarrow 48\text{ cm}^3/\text{rev.}$

=====

BOMBA SELECCIONADA:

⊗ REXROTH -----1PF2G4-20/50-RL7MA .....(RE 10042-50 )

BOMBA DE ENGRANES DE CAUDAL FIJO.

PARAMETROS :

● Caudal unitario  $qb = 50\text{ cm}^3/\text{rev} \quad ( 48\text{ cm}^3/\text{rev} )$

● Presión nominal  $210\text{ bar} = 3000\text{ PSI.}$

● **Flujo teórico obtenido:**

$Q_{bt} = qb \cdot nb = 50 \cdot 18 = 900\text{ cm}^3/\text{seg} = 0,9\text{ l/seg} = 54\text{ l/min.} = 14,3\text{ GPM.}$

● **Peso 15,4 Kg.**

● **Potencia teórica necesaria para propulsar la bomba = N**

$N = \frac{P_b \cdot Q}{\eta} = \frac{17,5 \times 10 \cdot 900 \times 10}{0,9} = 17,5\text{ Kw} = 24\text{HP}$

=====

⊗ **Potencia requerida de la toma de fuerza:**

-Potencia necesaria según datos de catálogo.-Para la presión utilizada  $2500\text{ PSI} = 175\text{ bar.}$ , la bomba seleccionada da a  $1450\text{ rpm}$  el caudal efectivo de  $66,7\text{ l/min.}$  A estos parámetros les corresponde la potencia requerida para propulsar la bomba:

$P = 21,86\text{ Kw} = 29,73\text{ HP.}$

=====

\* Potencia correspondiente al caudal requerido de 52 l/min.

- Revoluciones requeridas de la bomba:

$$N_b = \frac{52}{66,7} \cdot 1450 = \underline{\underline{1130 \text{ rpm}}}$$

- Potencia correspondiente:

$$p = \frac{1130}{1450} \cdot 29,73 = \underline{\underline{23,18 \text{ HP}}}$$

----- Puesto que la efeciencia total de la bomba decrece con la disminuci3n de sus revoluciones, tomamos el valor de  $\underline{\underline{p = 24 \text{ HP}}}$  como la potencia requerida para propulsar la bomba.

3. VALVULA DE SEGURIDAD :

\* REQUERIMIENTOS:

- Presi3n m1xima = 3000 PSI.
- Caudal = 14,5 GPM.

VALVULA SELECCIONADA :

- SPERRY VICKERS -----CS-03-F5 ..... (pag. F 13)  
Rango de ajuste de presi3n 1500 a 3000 PSI.  
caudal m1ximo 45 GPM.  
Peso 2,7 Kg (6 Lb).
- REXROTH ----- DBDA10P10/200 ..... (RE 25 402)  
Rango de ajuste de presi3n m1ximo 2850 PSI.  
Caudal m1ximo 120 l/min = 32 GPM.  
Peso 3,7 Kg.

4. VALVULA DIRECCIONAL 1 :

\* REQUERIMIENTOS:

- Presión máxima = 2500 PSI.
- Caudal = 14,5 GPM.

VALVULA SELECCIONADA :

- SPERRY VIXKERS ----- DG1752-012N-50 ..... (pag. J 19)  
Caudal max. 20 GPM.  
Presión max. 3000PSI.  
Peso 4 Kg. (9 Lb)
  
- REXROTH ----- 4RMM10-A-8,2/F ..... (RE 22 300)  
Caudal max. 20 GPM.  
Presión max. 4000 PSI  
Peso 4 Kg. (9 Lb).

5. VALVULA DIRECCIONAL 2 :

\*REQUERIMIENTOS:

- Presión máxima = 1000 PSI.
- Caudal máximo = 4,25 GPM.

VALVULA SELECCIONADA :

- SPERRY VICKERS ----- DG1754-018-50 ..... (pag. J 23)  
Caudal 20 GPM.  
Presión 3000 PSI  
Peso 4 Kg. (9 Lb).
  
- REXROTH ----- 3RMM6-G-50/F ..... (RE 22 277)  
Caudal 15 GPM.  
Presión 4500 PSI.  
Peso 1,4 Kg.

6. VALVULA REGULADORA DE FLUJO :

\* REQUERIMIENTOS:

- ⊗ Presión máxima = 1000 PSI.
- ⊗ Caudal máximo = 4,25 GPM.

VALVULA SELECCIONADA :

- ⊗ SPERRY VICKERS ----- F3-FG-02-1500-5 ..... (pag. G 5)  
Caudal 6,5 GPM.  
Presión 3600 PSI.  
Peso 3,8 Kg (8,5 Lb)
- ⊗ REXROTH ----- 2FRM-10-20/26L ..... ( RE 28 383)  
Caudal 6,6 GPM.  
Presión 4500 PSI.  
Peso 5,6 Kg.

7. VALVULA DE ALIVIO :

\* REQUERIMIENTOS:

- ⊗ Caudal 14,5 GPM.
- ⊗ Presión max. 1000 PSI.

VALVULA SELECCIONADA :

- ⊗ SPERRY VICKERS ----- CS03B5 ..... (pag. F 13)  
Caudal 45 GPM.  
Rango de ajuste de presión 125 a 1000 PSI.  
Peso 2,7 Kg.
- ⊗ REXROTH ----- DBDA-10P-10/100 ..... (RE 25 402)  
Caudal 30 GPM.  
Rango de ajuste de presión 100 a 1400 PSI.  
Peso 3,7 Kg.

8. FILTRO :

\* REQUERIMIENTOS:

- ⊗ Nivel de filtración = 10 μm
- ⊗ Caudal = 14,5 GPM.

FILTRO SELECCIONADO :

- ⊗ SPERRY VICKERS ----- DFRS-15-P ..... (pag. P 25)  
 Caudal 15 GPM.  
 Caída de presión < 10 PSI.  
 Nivel de filtración 10 μm  
 Peso 1 Kg. (2,2 Lb)

9. CILINDROS HIDRAULICOS :

\* REQUERIMIENTOS:

- ⊗ Velocidad del pistón = 2 m/min (0,03333 m/seg)
- ⊗ Fuerza necesaria:

peso del estiércol ----- 4000 Kg.  
 coeficiente de fricción --- 0,5

\* Tomando en cuenta la fricción de la masa de  
 estiércol con el piso y las paredes.

$$F_c = 4000 \times 0,5 = 2000 \text{ Kg} \approx 20\ 000 \text{ N.}$$

- ⊗ Presión máxima disponible de trabajo:

$$600 \text{ PSI} = 42 \text{ bar} = 410 \text{ N/cm}^2$$

- ⊗ Area del pistón necesaria:

$$A = \frac{F}{P \eta_c} = \frac{20\ 000 \text{ N}}{410 \text{ N/cm}^2 \times 0,9} = 54 \text{ cm}^2 = 8,4 \text{ plg}^2$$

ηc = eficiencia total del cilindro.



• Diámetro necesario del cilindro:

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} \quad D = \frac{\sqrt{4 A}}{\sqrt{\pi}} = \frac{\sqrt{4 \cdot 8,4}}{\pi} = 3,27 \text{ plg} = 8,3 \text{ cm}$$

• Carrera necesaria = 2 m.

CILINDRO SELECCIONADO:

• Diámetro 100 mm (4 Plg)

• Diámetro del vástago 45mm ( 1 3/4 plg )

• Area:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 12.5 \text{ plg}^2 = 81 \text{ cm}^2$$

• Fuerza activa del cilindro:

$$t = P \cdot A \cdot \eta = 410 \cdot 81 \cdot 0,9 = 29\,900 \text{ N.}$$

**\*\* NOTA:** La fuerza activa obtenida asegura el trabajo adecuado del cilindro en las condiciones de carga diferentes de los cálculos teóricos como es el caso de que se sobre cargue el remol que, o bien en condiciones diferentes el estiércol (no bien seco sino semi-líquido o mejor dicho fresco sin haber sido oreado o puesto a secarse).

CALCULO DE RESISTENCIA DEL VASTAGO SEGUN CRITERIO DE EULER:

$$F_{\text{max}} = \frac{K}{S} \frac{19\,986}{3,5} = 5\,710 \text{ Kg} \quad f < F_{\text{max}}$$

Tenemos:  $K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{5k} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \times 10^6 \cdot 20,13}{141} = 19\,986 \text{ Kg}$

$$J = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 20,13 \text{ cm}^2$$

$$S_k = L \sqrt{0,5} = 200 \sqrt{0,5} = 141 \text{ cm}$$

-- módulo de elasticidad  $E = 2 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

-- coeficiente de seguridad  $S = 3,5$

- ya que  $f = 29900 = 3050 \text{ Kg}$

$$3050 < 5710 \rightarrow f < F_{\max}$$

• Flujo de alimentación:

$$Q = V \cdot A = 3,3 \text{ cm/seg} \cdot 81 \text{ cm}^2 = 267 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

$$Q = 0,27 \text{ l/seg} \rightarrow 16 \text{ l/min} \rightarrow 4,25 \text{ GPM}$$

• Movimiento de retroceso:

$$\text{área activa del vástago} = A' = \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} = 62,6 \text{ cm}^2 \rightarrow 9,7 \text{ plg}^2$$

• Fuerza de retroceso:

$$f = -A' \cdot P \cdot \eta_c = 62,6 \cdot 410 \cdot 0,9 = 23100 \text{ N} \rightarrow 2300 \text{ Kg}$$

• Velocidad de retroceso:

$$V = \frac{Q}{A'} = \frac{267 \text{ cm}^3/\text{seg}}{62,6 \text{ cm}^2} = 4,26 \text{ cm/seg}$$

**\*\* CILINDRO SECUNDARIO :**

Se seleccionó un cilindro de carrera de 1 m. y de diámetro igual que el cilindro principal; lo que asegura la misma velocidad de descarga (manteniendola constante) y nos da la fuerza necesaria para descargar la parte restante de la carga que equivale a 1/3 parte de la carga total.

10. VALVULA DE CIERRE :

\* REQUERIMIENTOS:

- Caudal = 4,5 GPM.
- Presión = 1000 PSI.

----- Se opera de forma mecánica, por medio de una palanca.

11. VALVULA ANTIRETORNO (CHECK) :

\* REQUERIMIENTOS:

- Caudal = 4,5 GPM.
- Presión = 1000 PSI.

VALVULA SELECCIONADA :

- SPERRY VICKERS ----- D8P1-03-30-10 ..... (pag. H 3)  
Presión 3000 PSI.  
Caudal 8 GPM.  
Peso 0,34 Kg

- REXROTH ----- S10A3 ..... (RE 20 377)  
Presión 4500 PSI.  
Caudal 8 GPM.  
Peso 0,3 Kg

12. MOTOR HIDRAULICO :

\* REQUERIMIENTOS:

• Revoluciones = 400 rpm

nm = rev. motor \_\_\_\_\_ nm = 2 nt

[ Se tendrá una reducción 2a1 para poder seleccionar un motor de menor tamaño y mayor eficiencia. Para así obtener las revoluciones de los tambores a 200 rpm (nt = rev. de tambores) ].

• Torque:

[ Se evaluó la fuerza tangencial necesaria para desprender el estiércol por las aletas de un tambor F = 300 N. ].

M = F . r = 300 . 0,4 = 120 Nm ( 1050 Lb plg )

[ Para 2 tambores se requiere el torque = 2 x 120 = 240 Nm; con la reducción de las revoluciones 2a1 el torque necesario del motor es : ]

$\frac{240}{2} = 120 \text{ Nm}$

MOTOR SELECCIONADO :

• SPERRE VICKERS ----- F3-Cr-07-4-P-4-L-30-DU-JA ..... (pag. E 5)

Parametros:

Cilindrada fija .....	6,5 plg <sup>3</sup> /rev = 108 cm <sup>3</sup> /rev
Presión máxima de trabajo .....	3100 PSI = 216 bar = 22 MPa
Torque máximo .....	2680 Lb plg (presión 3100 PSI)
Revoluciones máximas .....	465 rpm
Caudal de 465 rpm .....	16 GPM = 60 l/seg
Peso .....	11 Kg

Parámetros necesarios para el trabajo;

Revoluciones ..... 400 rpm  
Caudal a 400 rpm ..... 13,76 GPM = 52 l/min = 0,867 l/seg  
Presión de trabajo ..... 1500 PSI [ presión disponible tomando en cuenta la  
presión máx. del sistema = 2500 PSI y la necesidad  
de alimentar otros receptores (cilindros hid.)].  
Torque correspondiente ..... 148 Nm

$$\frac{1500}{3100} \cdot 2680 = 1300 \text{ Lb plg} = 148 \text{ Nm}$$

**\*\*NOTA:** Se seleccionó un torque de valor mayor que el requerido (148 mayor a 120); considerando la caída de la eficiencia del motor hidráulico, y las pérdidas en el sistema de transmisión entre el motor y los tambores.

\* DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN : TOMA DE FUERZA-BOMBA HIDRAULICA.

- Datos para los cálculos del sistema de transmisión:

• Potencia transmitida  $P = 24 \text{ HP}$  [ potencia anteriormente calculada como requerida para propulsar la bomba hidráulica ].

• Relación de transmisión:

$$i = \frac{nb}{nt} = \frac{1130}{540} = 2,09$$

Donde: nb : revoluciones de la bomba hidráulica.

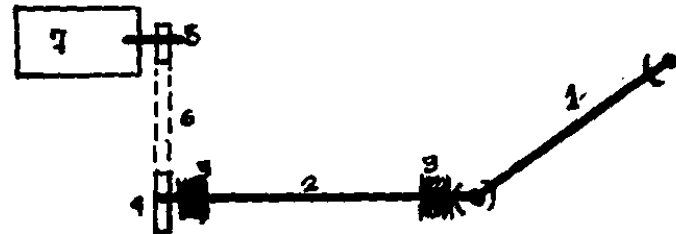
nt : revoluciones de la flecha de la toma de fuerza.

- Es quema del sistema de transmisión:

Tomando en cuenta varias razones de diseño, como espacio disponible, rango de los parámetros transmitidos (potencia, revoluciones), costo del sistema y su mantenimiento se optó por la transmisión de cadena doble en la forma siguiente:

Donde:

1. Flecha cardán acoplada a la toma de fuerza.
2. Flecha intermedia de posición fija.
3. Baleros-soportes de la flecha intermedia.
4. Catarina grande.
5. Catarina pequeña.
6. Cadena doble.
7. Bomba hidráulica.



- Selección de cadena y catarinas:

[ Según el catálogo "Productos de Transmisión de Potencia" MORSE ].

Tomando en cuenta el espacio disponible reducido, se selecciono la cadena doble standar de rodillos de paso 3/4 plg. y las catarinas correspondientes:

\* pequeña de 14 dientes Nº Cat. TLB 614-2

\* grande de 30 dientes Nº Cat. TLB 630-2

- La relación de transmisión resultante:

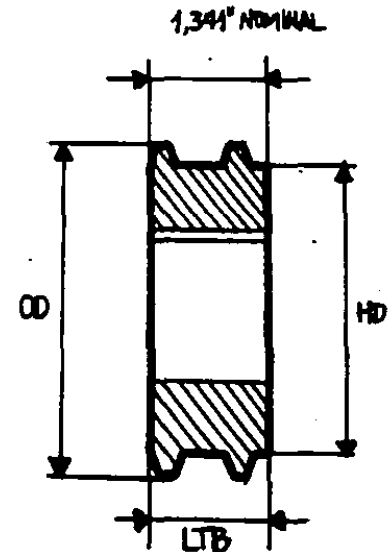
$$i = \frac{30}{14} = \frac{2,14}{2,09} \quad \text{[Lo que asegura las revoluciones de la bomba mayores que las mínimas necesarias ]:}$$

$$n_b = \frac{2,14}{2,09} \cdot 1130 = 1157 \text{ rpm}$$

La potencia transmitida permisible 32,9 HP > 24 HP (el valor excesivo se debe al rango limitado de los números de dientes de las catarinas dobles y al valor máximo permisible del barreno en la catarina pequeña).

Dimensiones de las catarinas

	Catarina pequeña plg/mm	Catarina grande plg/mm
Diámetro exterior OD	3,736 - 94,9	7,786 - 192,7
HD	2 35/64 - 64,7	6 25/64 - 162,3
LTB	1 1/2 - 38,1	1 3/4 - 44,5
Barreno máximo	1 1/4 - 31,75	2 1/2 - 63,5
Peso	2,4 Lb	15 Lb



Parámetros de la cadena doble serie estándar:

L = 1,893" = 48 mm ----- ancho sobre las cabezas de los pernos.

M = 1,038" = 26,4 mm ----- distancia entre el centro de las cadenas y el extremo de perno más extendido al lado.

Peso 1,99 lb/pie

Resistencia a la tensión 17000 lb

Fuerza transmitida por la cadena:

$$T = \frac{M}{R}$$

M--- par transmitido por la flecha intermedia [ lb plg ]  
R--- radio primitivo de la catarina grande = 1/2 OD [plg]

Par transmitido:

$$M = [Nm] = 9550 \frac{P[Kw]}{n[rpm]}$$

$$P = 24 \text{ HP} = 17,647 \text{ Kw} ; \quad n = 540 \text{ rpm}$$

$$M = 9550 \cdot \frac{17,647}{540} = 312 \text{ Nm} = 2755 \text{ lb plg}$$

Fuerza transmitida:

$$T = \frac{M}{R} = \frac{2755 \cdot 2}{7,586} = 726 \text{ lb} < 17 \text{ 000 lb}$$

Esta diferencia tan grande se debe al hecho de que el criterio para seleccionar la transmisión de cadena es el desgaste y no la resistencia a la tensión.



- Cálculo de la flecha cardán:

• Par transmitido 2755 Lb plg - es la única carga a torsión.

• Diámetro mínimo : ( cálculos según A.S. Hall; " Diseño de Máquinas " )

-- MATERIAL : acero 1040 templado y revenido

$$d^3 = \frac{16 K_t M_t}{S_s}$$

Donde: Kt - factor combinado de choque y la fatiga, aplicado al momento de torsión; Kt = 1,25

Mt - momento de torsión [Lb plg]

$$d^3 = \frac{16 \cdot 1,25 \cdot 2755}{14000} = \underline{\underline{1,253 \text{ plg}^3}}$$

S<sub>s</sub> - esfuerzo permisible : 30% del límite elástico del material sin sobrepasar del 18% de esfuerzo último en tracción. Para ejes con cuñero estos valores deben reducirse el 25%.

$$d^3 = 1,08 \text{ plg} = \underline{\underline{27,5 \text{ mm}}}$$

\* Para el acero 1040 utilizado comercialmente para las flechas, tenemos:

. Límite elástico (64 - 93 ) x 10<sup>3</sup> Lb/plg<sup>2</sup>

. Resistencia a la tracción ( 99 - 123 ) x 10<sup>3</sup> Lb/plg<sup>2</sup>

----- Tomando el valor de límite elástico 80 x 10<sup>3</sup> Lb/plg<sup>2</sup> y la resistencia a la tracción 110 x 10<sup>3</sup> Lb/plg<sup>2</sup> RESULTA:

$$S_s < 0,3 (80 \times 10^3) = \underline{\underline{24\ 000 \text{ Lb/plg}^2}}$$

$$S_s < 0,18 (110 \times 10^3) = \underline{\underline{19\ 800 \text{ Lb/plg}^2}}$$

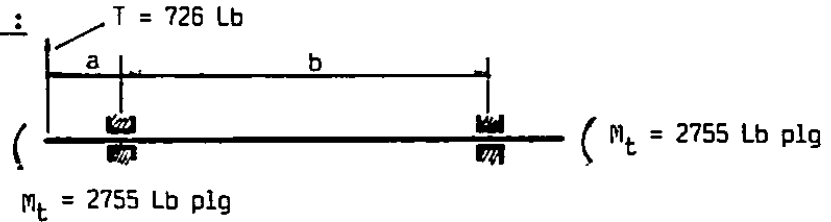
----- Para las flechas con cuñero este valor se reduce a:

$$S_s < 0,75 (19\ 800) = \underline{\underline{14\ 850 \text{ Lb/plg}^2}}$$

----- Para los cálculos tomamos el valor de 14 000 Lb/plg<sup>2</sup>

- Cálculo de la flecha intermedia :

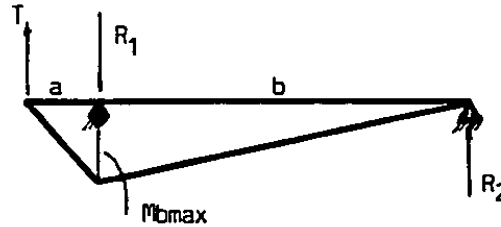
esquema de la carga:



a.- distancia entre el centro de la catarina (cadena) doble grande y el centro del balero soporte próximo (a = 2 plg ).

b - distancia entre baleros b= 30 Plg

.diagrama del momento de flexión:



$$M_b \text{ max} = T \cdot a = 726 \cdot 2 = \underline{\underline{1452 \text{ Lb plg}}}$$

Reacciones en los baleros soportes (según esquema).

$$T - R_1 + R_2 = 0$$

$$R_2 = T \frac{a}{b} = 726 \cdot \frac{2}{30} = \underline{\underline{48 \text{ Lb}}}$$

$$T (a+b) - R_1 b = 0$$

$$R_1 = T \frac{a+b}{b} = 726 \frac{2+30}{30} = \underline{\underline{774 \text{ Lb}}}$$

Diámetro mínimo de la flecha (en el soporte 1)

-- Del mismo material que la flecha cardán.

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad \text{Donde: } K_b - \text{factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de flexión- } K_b = 1,75$$

M<sub>b</sub> - momento de flexión [ Lb plg]

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 14000} \sqrt{(1,75 \cdot 1452)^2 + (1,25 \cdot 2755)^2} = 1,557 \text{ plg}^3$$

$$d_{\min} = 1,16 \text{ plg} \quad 29,5 \text{ mm.}$$

Carga radial máxima para el balero:

$$F = 774 \text{ Lb}$$

Se seleccionó el rodamiento rígido de bolas con dos tapas de obturación:

Nº Cat. FAG - 6008 - 2RSR de capacidad 2090 Lb  
 d = 40mm    D = 68mm    B = 15mm

Diámetros de barrenos y tamaño de cuñas:

\* Catarina pequeña:

Diámetro de barreno determinado por el diámetro de la flecha de la bomba d = 1 1/4 plg, lo que corresponde al barreno máximo de esta catarina.

La cuña viene con la bomba y es cuadrada 3/16 x 3/16 plg de longitud de 40 mm; el ancho de la catarina es de 38,1 mm.

\* Catarina grande:

El barreno es de 1 3/8" (35 mm), lo que resulta del diámetro mínimo calculado y del tamaño del rodamiento seleccionado. El ancho de la cuña cuadrada correspondiente al diámetro de 1 3/8" b = 5/16" (0,3125"). La longitud de la cuña - condición de esfuerzo cortante permisible:

$$S_s = 8000 \text{ Lb. plg}^2$$

$$L \geq \frac{F}{b S_s} = \frac{2M}{b d S_s}$$

Donde:  $d = 1 \frac{3}{8}'' (1,375'')$  diámetro del barreno.  
 $M$  - par transmitido = 2755 Lb

$$L \geq \frac{2 \cdot 2755}{0,3125 \cdot 1,375 \cdot 8000} = \underline{\underline{1,6 \text{ plg} + (40 \text{ mm})}}$$

- El espesor de la catarina grande (LTB = 44,5 mm ) permite utilizar la cuña de longitud anteriormente calculada.

\* DISEÑO DEL SISTEMA DE PROPULSION DE LOS TAMBORES.

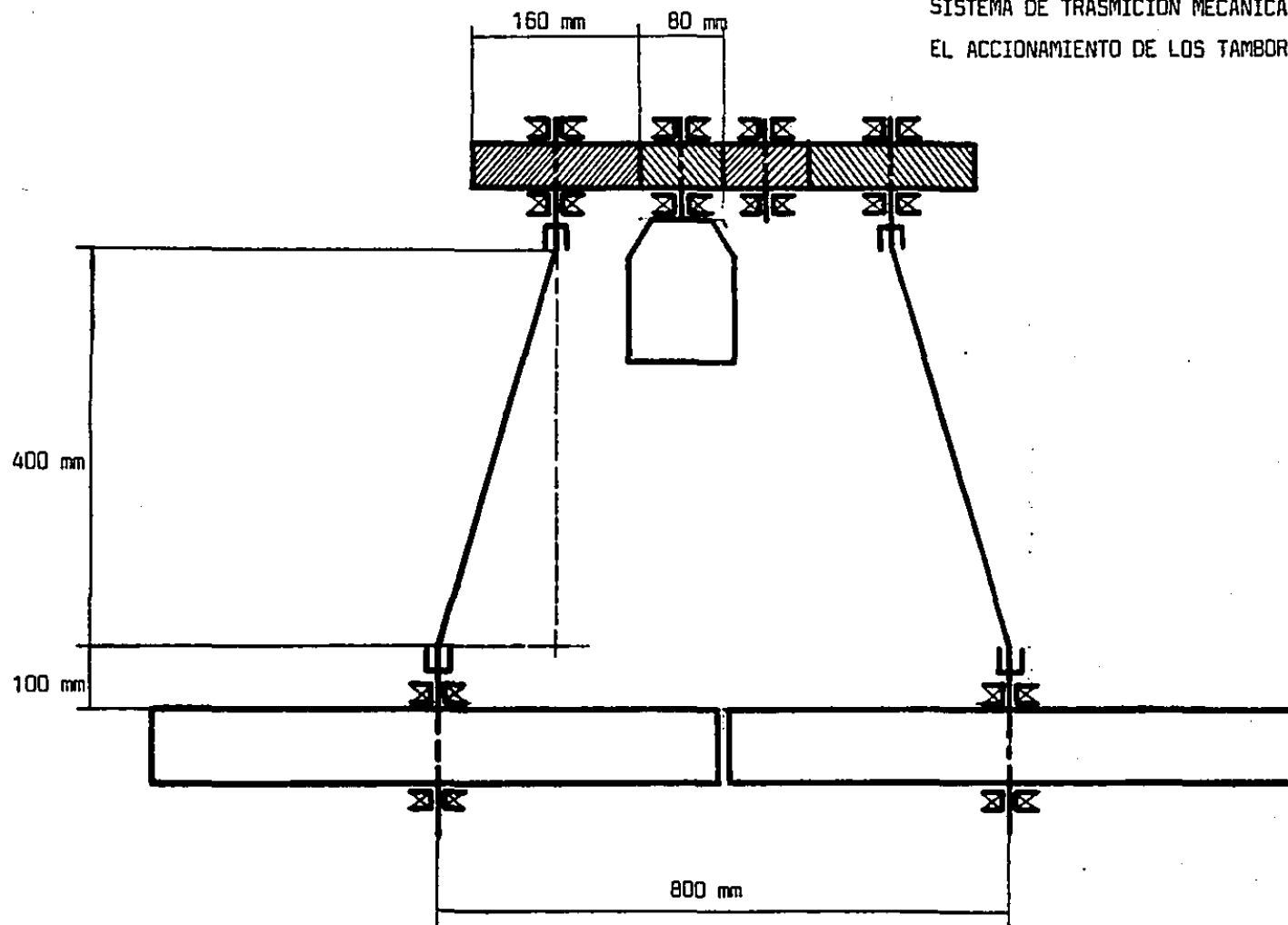
\* REQUERIMIENTOS:

1. Asegurar el movimiento giratorio opuesto de los dos tambores, con las revoluciones de 200 rpm.
2. Transmitir a los tambores el torque requerido.
3. Adecuación al espacio dado para la instalación de este sistema.
4. Minimización de costos.
5. Seguridad de funcionamiento y facilidad de mantenimiento.

— Tomando en cuenta esto se optó por un sistema como a continuación se ilustra: (fig. pag. sig.)

1. Motor hidráulico.
2. Piñon.
3. Engrane intermedio para hacer el cambio de giro.
4. Engranés grandes.
5. Flechas cardán.
6. Flechas de los tambores.
7. Tambores esparcidos.

SISTEMA DE TRASMICION MECANICA PARA  
EL ACCIONAMIENTO DE LOS TAMBORES.



\* Cálculo de engranes:

- Torque transmitido:

a. Carga máxima.- Se toma el par máximo correspondiente a la presión máxima de trabajo del motor (arranque del sistema de dispersión con el sistema de alimentación parado - válvula 5 en posición neutral y válvula 6 abierta.)

. Según los datos del catálogo tenemos:

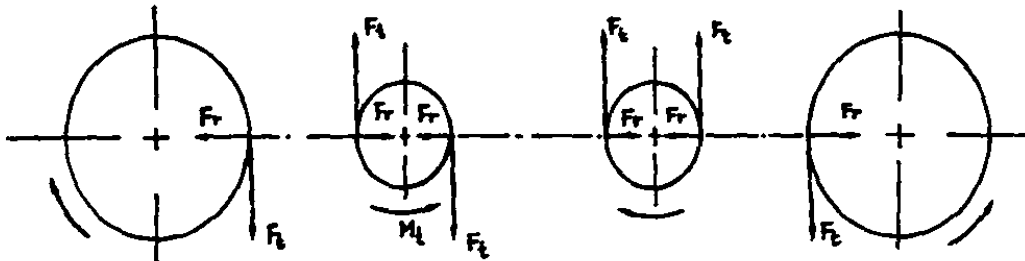
$$\bullet \text{ torque maximo } (M_{tm}) = \frac{2300}{3100} \cdot 2680 = 1990 \text{ Lb plg} \rightarrow 225 \text{ Nm}$$

Donde : 2300 PSI - es la presión máx. suministrada al motor hidráulico.

b. Carga Nominal.- Trabajan los tambores y los cilindros.

$$\bullet \text{ torque nominal } (M_{tn}) = \frac{1500}{3100} \cdot 2680 = 1295 \text{ Lb plg} \rightarrow 150 \text{ Nm}$$

- ESQUEMA DE DISTRIBUCION DE LA CARGA DE LOS ENGRANES :



Donde:  $M_t$  - par transmitido (máximo o nominal).- Se supone que dicho par se distribuye uniforme - entre los dos engranes grandes.

$F_t$  -  $0,5 M_t \cdot 2 / D_p =$  Fuerza tangencial.

$F_r$  - Fuerza radial:  $F_r = F_t \cdot \text{tang } \alpha$

Donde  $\alpha$  : ángulo de acción =  $20^\circ$

\* CALCULOS DE PIÑON :

• DATOS:

1. Tipo de engrane : cilindricos con dientes rectos.
2. Material : acero 1045 tratado termicamente.
3. Dureza : mínimo 300 NBD.
4. Revoluciones : 400 rpm.
5. Paso diametral :  $Pd = 6$  (recomendado para este tipo de maquinaria)
6. Diámetro primitivo :  $Dp = 3,5$  plg.
7. Número de dientes :  $Np = Pd \cdot Dp = 6 \cdot 3,5 = 21$  dientes.
8. Relación de transmisión : 1 (engrane entre las ruedas 2 y 3 ).
9. Potencia transmitida:

a. potencia máxima :  $P_{max} = \omega \cdot M_{tm} = \frac{n \cdot \pi}{30} \cdot M_{tm} = \frac{400 \cdot \pi}{30} \cdot 225$

$P_{max} = 9425 \text{ W} \rightarrow 12,8 \text{ HP}$   
 =====

b. potencia nominal:  $P_n = \omega \cdot M_{tn} = \frac{400 \cdot \pi}{30} \cdot 150 = 6283 \text{ W} \rightarrow 8,55 \text{ HP}$   
 =====

\* CALCULO DEL ANCHO DE LA CARA SEGUN LAS CONDICIONES DEL MANUAL DE ENGRANES

1. CAPACIDAD DE LA CARGA CONSIDERANDO LA DURABILIDAD SUPERFICIAL:

$$P_{ac} = \frac{M_p \cdot F \cdot I \cdot C_v}{126\ 000 \cdot C_s \cdot C_n \cdot C_f \cdot C_o} \left[ \frac{S_a \cdot d}{C_p} \cdot \frac{C_L \cdot C_m}{C_t \cdot C_r} \right]^2$$



- $P_{ac}$  --- potencia permisible, HP  
 $M_p$  --- revoluciones del piñon, rpm.  
 $I$  --- factor de geometría.  
 $C_v$  --- factor dinámico.  
 $C_s$  --- factor de tamaño.  
 $C_m$  --- factor de distribución de carga.  
 $C_f$  --- factor de condición de superficie.  
 $C_o$  --- factor de sobrecarga.  
 $S_{ac}$  --- esfuerzo permisible de contacto.  
 $d$  --- diámetro primitivo del piñon.  
 $C_p$  --- coeficiente elástico.  
 $C_L$  --- factor de vida útil.  
 $C_n$  --- factor de temperatura.  
 $C_t$  --- factor de relación de dureza.  
 $C_r$  --- factor de seguridad.

\* Sustituyendo  $P_{ac}$  por  $P_n$  (potencia nominal) y transformando la relación anterior resulta la ecuación para determinar el ancho del engrane  $F$  [plg].

$$F \geq \frac{126000 P_t \cdot C_s \cdot C_n \cdot C_f \cdot C_o}{M_p I C_v} \cdot \left[ \frac{C_p}{S_{ac} d} \cdot \frac{C_t C_r}{C_L C_m} \right]^2$$

- Selección de los valores de los coeficientes y factores (según tablas anexas).

I --- 0,077 (para  $N_p = 21$   $\phi = 20^\circ$   $i = 1$ )

$C_v$  --- 0,85 (para  $v = 366$  pies/min, acabados no muy precisos, donde:  $v =$  velocidad lineal periférica en la superficie primitiva.-

$$v = \frac{n \pi D_p}{12} = \frac{400 \cdot \pi \cdot 3,5}{12} = 366 \text{ pies/min}$$

$C_s$  --- 1,0 (aplicaciones generales)

$C_m$  --- 1,3 (montaduras exactas, deflexiones elásticas mínimas, engranes de precisión)

$C_f$  --- 1,0

$C_o$  --- 1,0 (fuente de potencia uniforme, carga de carácter uniforme)

$C_p$  --- 2300 (piñon de engranaje de acero)

$S_{ac}$  --- 135000 (acero, dureza mín. 300 NBD)

$d$  --- 3,5"

$C_t$  --- 1,0 (para la temperatura de operación menor de 250° F)

$C_r$  --- 1,0 (menos de una falla en 100)

$C_L$  --- 1,0 (número de ciclos de carga de un diente en su vida útil:

$$2 \bullet 400/\text{min} \rightarrow 1600/1 \text{ ciclo de descarga} \rightarrow 3200/\text{hx}10 \rightarrow 32000/\text{día}$$

$$\frac{11,6 \text{ mill/año}}{\text{=====}}$$

$$\underline{\underline{-2 \text{ ciclos de descarga de 2min cada uno por hora-}}}$$

$C_n$  --- 1,0

ENTONCES TENEMOS :

$$F \geq \frac{126000 \cdot 8,55 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{400 \cdot 0,077 \cdot 0,85} \left\{ \frac{2300}{135000 \cdot 3,5} \cdot \frac{1,0 \cdot 1,0}{1,0 \cdot 1,0} \right\}^2 = \frac{1,27 \text{ plg} + 32,2 \text{ mm}}{\text{=====}}$$

1. CAPACIDAD NOMINAL DE CARGA BASADA EN LA RESISTENCIA DE LOS DIENTES:

$$P_{at} = \frac{n_p \cdot d \cdot K_v}{126000 \cdot K_o} \cdot \frac{F}{K_m} \cdot \frac{Y}{K_s \cdot P_d} \cdot \frac{Sat \cdot KL}{K_r \cdot K_t}$$

- $P_{at}$  --- potencia permisible, HP ..... 12,8 HP
- $n_p$  --- revoluciones del piñon, rpm ..... 400 rpm
- $d$  --- diámetro primitivo del piñon, plg ..... 3,5 plg
- $K_v$  --- factor dinámico ..... 0,85 (igual que antes)
- $K_o$  --- factor de sobrecarga ..... 1,0 (fuente de potencia y carga uniforme)
- $F$  --- ancho de la cara, plg
- $Y$  --- factor de geometría ..... 0,33 ( $N_p=21$  ,  $N_g=42$ )
- $K_s$  --- factor de tamaño ..... 1,0 (c.a.)
- $K_m$  --- factor de distribución de carga ..... 1,3 (c.a.)
- $Sat$  --- esfuerzo permisible Lb/plg ..... 35000 - 40000 (para dureza 300NBD núm.)
- $KL$  --- factor de vida útil ..... 1,0 (c.a.)
- $K_t$  --- factor de temperatura ..... 1,0 (c.a.)
- $K_r$  --- factor de seguridad ..... 1,0 (1% probabilidad de falla)
- $P_d$  --- paso diametral ..... 6

• Sustituyendo  $P_{at}$  por  $P_{tm}$  (potencia máxima transmitida), y transformando la ecuación resulta la condición para F

$$F \geq \frac{126000 \cdot 12,8 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 6 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{n_p \cdot d \cdot K_r \cdot Y \cdot Sat \cdot KL} ; \text{plg}$$

$$F \geq \frac{126000 \cdot 12,8 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 6 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{400 \cdot 3,5 \cdot 0,85 \cdot 0,33 \cdot 35000 \cdot 1,0} = 0,915 \text{ plg}$$

- Se tomó el ancho de la cara del engrane (longitud del diente) de  $\frac{3}{8}'' = 35\text{mm}$

\* CALCULO DE LAS FLECHAS EN BASE AL ESQUEMA DE DISTRIBUCION DE LA CARGA EN LOS ENGRANES.

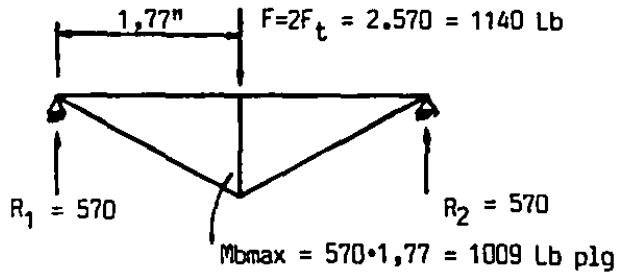
• FLECHA DE ENGRANE 3 :

• Carga de torsión:  $M_t = 0$  (no trabaja a torsión).

• FLECHA DE ENGRANE 2 :

• Carga de flexión : Se suman las 2 fuerzas tangenciales en el plano horizontal;  
y las fuerzas radiales se reducen en el plano vertical.

-plano horizontal:



$$F_t = 0,5 \frac{M_{tm} \cdot 2}{D_p} = 0,5 \frac{1990 \cdot 2}{3,5} = 570 \text{ Lb}$$

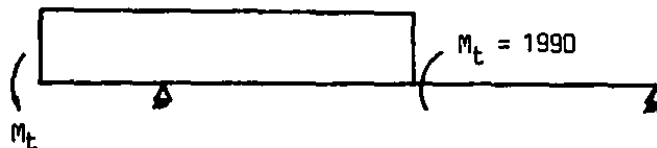
$$d_2^3 = \frac{16}{6000} \cdot (K_b M_b) = \frac{16}{14000} \cdot 1,75 \cdot 1009$$

$$d_2^3 = 0,64 \text{ plg}^3$$

$$d_2 = 0,86 \text{ plg} \quad 22 \text{ mm}$$

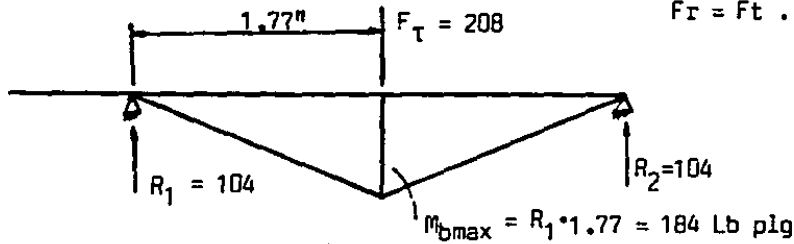
• FLECHA DE ENGRANES 3 y 4 :

• Momento de torsión:



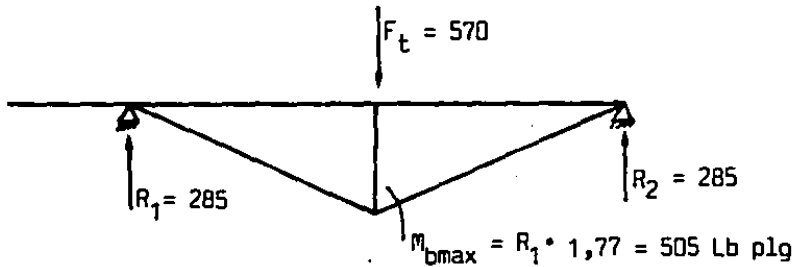
e Momento de flexión:

- plano vertical:

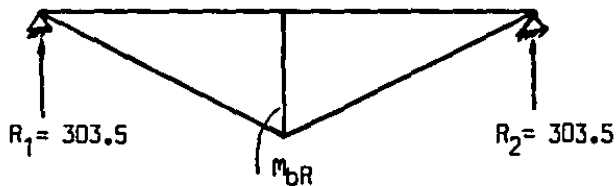


$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ = 570 \cdot \tan 20^\circ = \underline{\underline{208,1 \text{ Lb}}}$$

- plano horizontal:



- diagrama resultante:



$$M_b R = \sqrt{184^2 + 505^2}$$

$$M_b R = 537,5 \text{ Lb plg}$$

=====

e diámetro de las flechas 3 y 4 en la sección crítica:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 14000} \sqrt{(1,75 \cdot 537,5)^2 + (1,25 \cdot 1990)^2}$$

$$d^3 = 0,97 \text{ plg}^3$$

$$d \geq 0,99 \text{ plg} \quad \simeq \quad 25 \text{ mm}$$

=====

\* CUÑA PARA ENGRANES:

- Se seleccionó la cuña cuadrada 5/16 plg, para todas las flechas (igual que la cuña que lleva el -- motor hidráulico)
- El diámetro de la flecha del motor = 1 1/4 plg. y el diámetro de las demás flechas son:

$$\phi = 1,378 \text{ plg} \text{ ---- } 35 \text{ mm.}$$

$$\text{TORQUE MAX} = 1990 \text{ Lbplg}$$

● LONGITUD DE LA CUÑA SEGUN CRITERIO CORTANTE:

$$S_s = \frac{F}{b L} \quad \text{Donde; } F \text{ --- fuerza tangencial} = \frac{M}{r} = \frac{\text{torque}}{\text{radio de la flecha}} = 1990 \text{ lb/plg}$$

$$r = \text{motor } (0,625 \text{ plg})$$

$$r = \text{otras flechas } (35 \text{ mm})$$

$$S_s \text{ --- esfuerzo cortante permisible} = 8000 \text{ PSI}$$

$$b \text{ --- ancho cuña} = 5/16'' \text{ ( } 0,3125 \text{ plg )}$$

$$L \text{ --- longitud de la cuña} = ?$$

$$1. \text{ MOTOR: } L = \frac{M}{r \cdot b \cdot S_s} = \frac{1990}{0,625 \cdot 0,3125 \cdot 8000} = 1,274 \text{ plg} \rightarrow 32 \text{ mm} \text{ [Se seleccionó la cuña de longitud } L=35 \text{ mm, igual al espesor de los engranes].}$$

● SEGUN ESFUERZO DE COMPRESION:

$$S_c = \frac{M}{(t/2) L r} \quad \text{Donde; } M \text{ --- torque máximo transmitido} = 1990 \text{ lb plg}$$

$$t \text{ --- altura de la cuña} = 5/16'' \text{ ( } 0,3125 \text{ mm)}$$

$$r \text{ --- radio de la flecha} = 0,625 \text{ mm (la del motor)}$$

$$L \text{ --- longitud de la cuña} = ?$$

$$S_c \text{ --- esfuerzo cortante a compresión} = 2 S_s = 2 \times 8000$$

$$L = \frac{1990}{(0,156) \cdot 16000 \cdot 0,625} = 1,275 \text{ plg} \rightarrow 32,4 \text{ mm}$$

\* SELECCION DE LOS BALEROS: ( CATALOGO SKF )

DÁTOS:

- Diámetro mínimo de la flecha = 35 mm
- Carga máxima + 570 Lb ( FLECHA 2 )

....

Se seleccionarán todos los baleros iguales, de bolas de una hilera, ya que la carga es muy pequeña.

SKF 7207 B ---- d = 35 mm

D = 62 mm

B = 16 mm

Cap = 2 200 Lb > 570 Lb

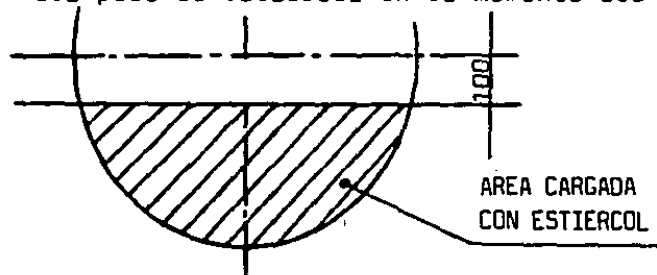
Vel. máx. permitida = 1100 rpm > 400 rpm

\* SELECCION DE RETENES:

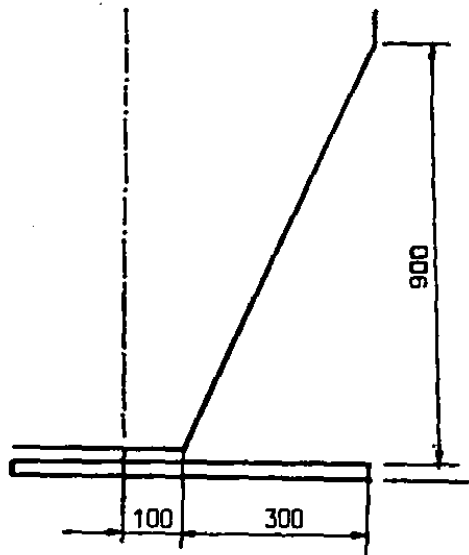
500354 - HMSA - 1

\* CALCULOS DE LA FLECHA DEL TAMBOR :

- Longitud de la flecha entre chumaceras (soportes) = 160 mm
- Carga torsional = 1990 Lb/plg
- Carga axial = del peso de estiércol en el momento del arranque:



$$A = \frac{\pi r^2}{2} - 100 \times 2r = \frac{\pi 400^2}{2} - 100 \times 2(400) = 0,17 \times 10^6 \text{ mm}^2 \rightarrow 0,17 \text{ m}^2$$



- VOLUMEN DE LA CARGA:

$$V = \frac{0,17 \cdot 0,9}{0,5} = 0,0765 \text{ m}^3$$

- PESO:

$$P = 76,5 \text{ Kg} \rightarrow 168 \text{ Lb}$$

- Centro de la masa:

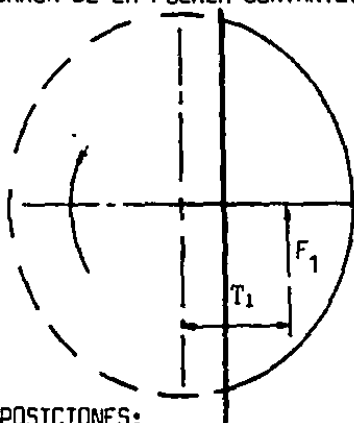
$$XC = 250 \text{ mm} \text{ --- del eje del disco o tambor ( 10 plg)}$$

\*\* Esta carga la reducimos al eje del disco dando el par:

$$M = P \cdot XC \rightarrow M_1 = 168 \cdot 10 = 1680 \text{ Lb plg}$$



\* CARGA DE LA FUERZA CORTANTE:



$$F_1 \cdot r_1 = M_{max}$$

$$r_1 = 10''$$

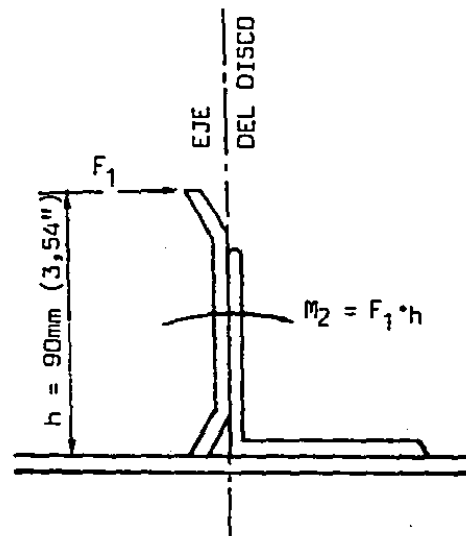
La distancia entre la mitad del borde expuesto y el centro del eje

$$F_1 = \frac{1990}{10} = 199 \text{ Lb.}$$

SUPOSICIONES:

1. Corta una sola aleta en la posición mostrada.
2. El corte se realiza a todo lo largo del borde expuesto.
3. La fuerza cortante corresponde al par max. transmitido. ( en el momento del arranque ).
4. La fuerza cortante actua sobre el borde cortante de la navaja; de lo que resulta una carga flexionante a la flecha  $M_2$ .

\* Esquema de la carga de la flecha :



$$M_2 = 199 \cdot 3,54 = 705 \text{ Lb plg}$$

- **MOMENTO DE FLEXION : EN EL PLANO X-Z** (El peso de la carga más el peso propio del tambor se soportará por la chumacera inferior ).

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} + R_{Bx} - F_1 = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma F_z \neq 0 \rightarrow R_{Bz} - P = 0 \quad (2)$$

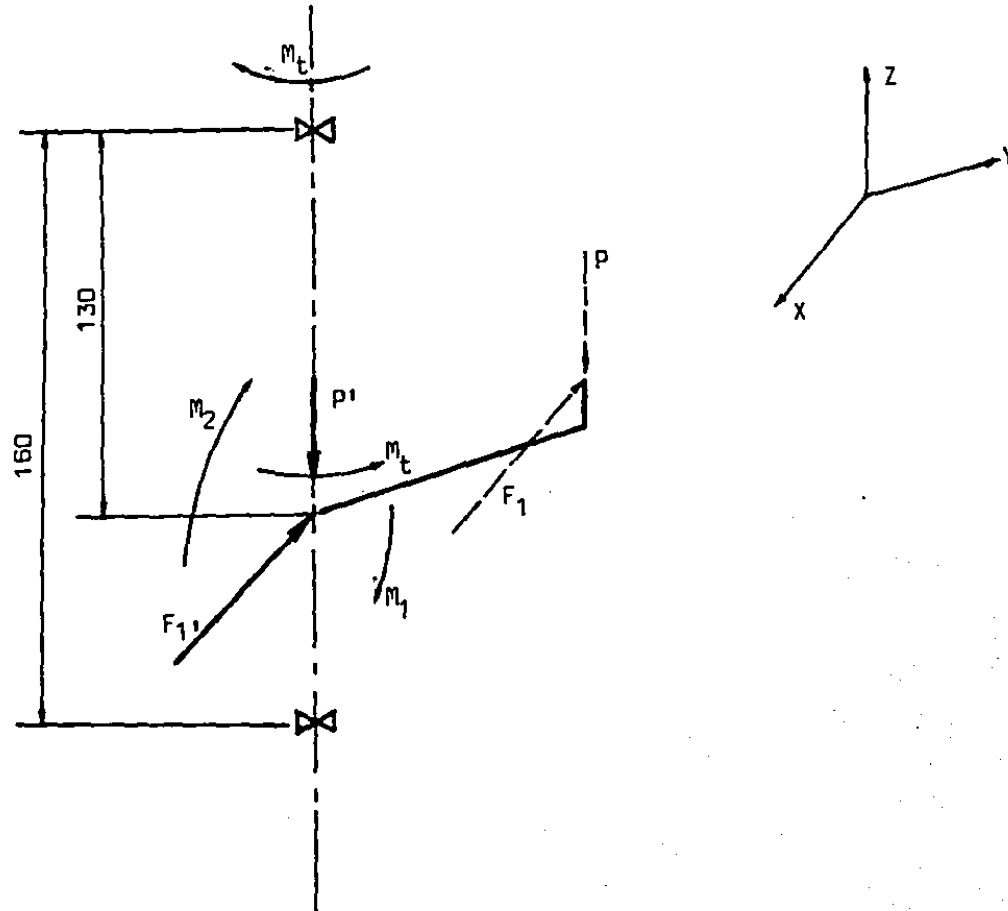
$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow F_1 \cdot 5,12 - R_{Bx} \cdot 6,30'' - M_2 = 0 \quad (3)$$

\* Es quema de la carga total de la flecha :

$P, F$  = fuerzas reales.

$P', F'$  = fuerzas reducidas al eje de la flecha.

$M_t, M_1, M_2$  = momentos de flexión y torsión que resultan de la reducción de fuerzas  $P, F \dots$



- De las ecuaciones dadas:

$$\begin{aligned} (1) \quad F_x = 0 \quad R_{Ax} + R_{Bx} - F &= 0 \\ (2) \quad F_z = 0 \quad R_{Bz} - P &= 0 \\ (3) \quad M_A = 0 \quad F \cdot 5,12 - R_{Bx} \cdot 6,30 - M &= 0 \end{aligned}$$

Sustituyendo :

$$(2) \text{ ----- } R_{Bz} = P$$

$$(1) \text{ ----- } R_{Bx} = F - R_{Ax} \text{ sustituyendo en (3)}$$

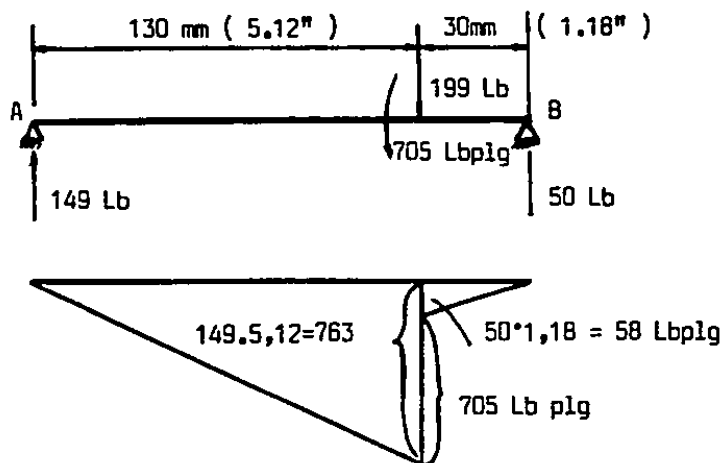
$$(3) \text{ ----- } F \cdot 5,12 - (F - R_{Ax}) \cdot 6,30 - M = 0$$

$$- F \cdot 1,18 + R_{Ax} \cdot 6,30 - M = 0$$

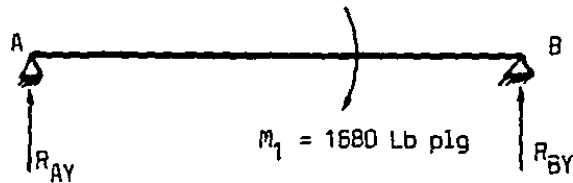
$$R_{Ax} = \frac{M + F \cdot 1,18}{6,30} = \frac{705 + 199 \cdot 1,18}{6,30} = 149 \text{ Lb.}$$

$$(2) \text{ ----- } R_{Bx} = F - R_{Ax} = 199 - 149 = 50 \text{ Lb.}$$

\* Diagrama de los momentos de flexión en el plano XZ :

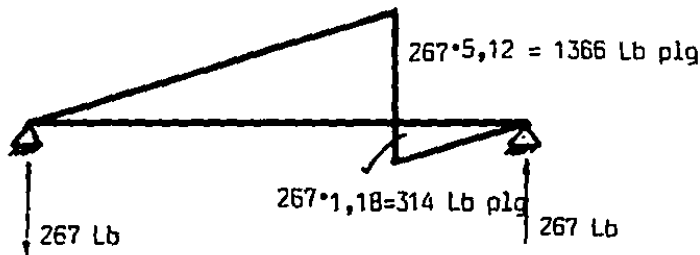


\* Diagrama de los momentos de flexión en el plano Y Z :



$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} = 0 \rightarrow R_{Ay} = -R_{By} = -267 \text{ Lb}$$

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow R_{By} \cdot 6,3 - M_1 = 0 \rightarrow R_{By} = \frac{M_1}{6,3} = 267 \text{ Lb}$$

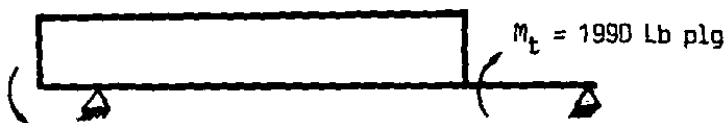


\* Diagrama de momentos de flexión resultante :

$$M_F = \sqrt{(M_{xz_{max}})^2 + (M_{yz_{max}})^2} \rightarrow M_F = \sqrt{(763)^2 + (1366)^2}$$

$$M_F = 1565 \text{ Lb plg.}$$

\* Diagrama de momentos de torsión :



\* Diámetro de la flecha :

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 14000} \sqrt{(1,75 \cdot 1565)^2 + (1,25 \cdot 1990)^2}$$

$$d^3 = 1,35 \text{ plg}^3$$

$$d = 1,1 \text{ plg} \rightarrow \rightarrow \rightarrow 28 \text{ mm}$$

=====

DONDE:

M<sub>b</sub> = Momento resultante de flexión = (1565 lbplg)

M<sub>t</sub> = Momento de torsión = (1990 Lb plg)

K<sub>b</sub> = Factor combinado de choque y de fatiga = (1,75)

K<sub>t</sub> = Factor combinado = (1,25)

S<sub>s</sub> = Esfuerzo permisible (6000 PSI) para ejes de acero comercial con cuñero.

--- Diámetro mínimo del extremo motriz:

• carga torsional = 1990 Lbplg

• carga flexional (no existe)

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \cdot S_s} \cdot K_t \cdot M_t = \frac{16}{\pi \cdot 14000} \cdot 1,25 \cdot 1990 = 0,9 \text{ plg}^3$$

=====

$$d \geq 0,97 \text{ plg} \approx 25 \text{ mm}$$

=====

\* CHUMACERA DE PARED ( SE SELECCIONO )

HMSA- 7N 500429

\* SELECCION DE LAS CUÑAS :

• Diámetro de la flecha 40 mm

• Para el diámetro del eje 1 7/16" y 1 3/4" se recomienda la chaveta cuadrada de 3/8" (american Std).

• Longitud de la cuña --- según criterio cortante :

$$S_s = \frac{F}{bL}$$

DONDE:

$$F = \text{fuerza tangencial} = \frac{M \text{ (torque)}}{r \text{ (radio de la flecha)}} = \frac{1990 \text{ Lbplg}}{20 \text{ mm} \text{ ---- } 0,787''}$$

$S_s$  = esfuerzo cortante permisible = 8000 PSI

$b$  = ancho de la cuña = 3/8" ---- 0,375"

$L$  = longitud de la cuña

$$L \geq \frac{M}{r b S_s} \quad L = \frac{1990}{0,787 \cdot 0,375 \cdot 8000} = 0,843 \text{ plg} \text{ ---- } 21,4 \text{ mm}$$

• Según esfuerzo de compresión :

$$S_c = \frac{M}{(t/2) L r}$$

$M$  = torque max. transmitido = 1990

$t$  = altura de la cuña

$r$  = radio de la flecha

$L$  = longitud de la cuña

$S_c$  = esfuerzo de compresión  $2S_s = 2 \times 8000 \text{ PSI}$   
= 16000 PSI

$$L = \frac{M}{(t/2) S_c r} = \frac{1990}{(0,375/2) \cdot 16000 \cdot 0,787} =$$

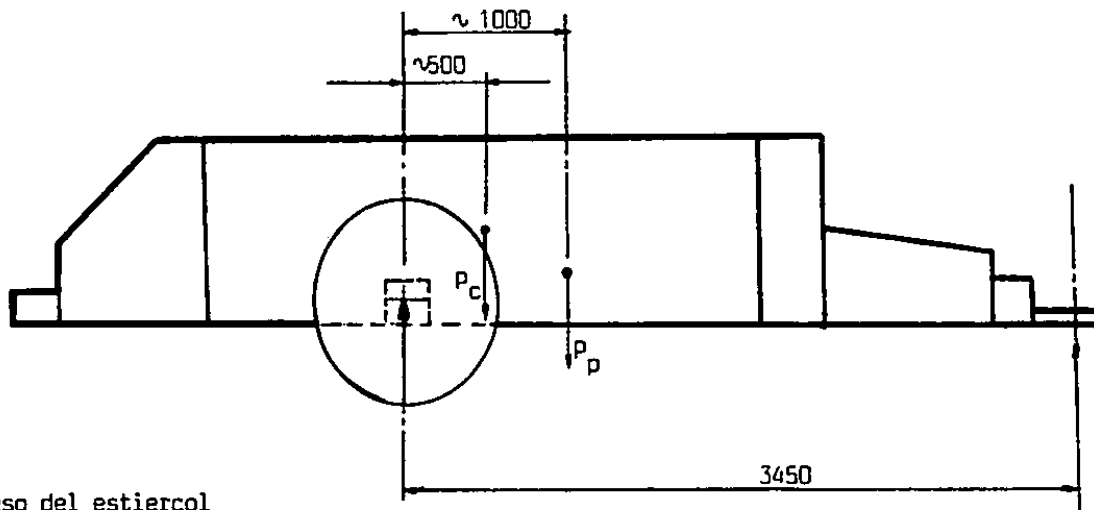
$$L = 0,843 \text{ plg} \text{ ---- } 21,4 \text{ mm}$$

\* LA CUÑA SELECCIONADA ES DE 1 plg.

Cálculo de la carga sobre el eje y las llantas

Esquema de la distribución del peso según los dibujos de construcción.

Se evaluó el peso neto de la máquina  $P_m = 1500$  Kg. y la posición del centro de masa.



$P_c = 4000$  Kg. peso del estiercol

$P_p = 1300$  Kg. peso propio de la maquina sin llantas.

$R_1 =$  reacción sobre el eje de las llantas, igual a la parte del peso total de la máquina ( $P_t = P_c + P_p$ ) cargado (soportado) por dicho eje.

$R_2 =$  reacción vertical en el tirón del tractor

Ecuaciones de equilibrio estático de las fuerzas

$$R_1 + R_2 - P_c - P_p = 0$$

$$R_1 = 4344 \text{ Kg} \quad ( 9560 \text{ Lb} )$$

$$P_c \cdot 500 + P_p \cdot 1000 - R_2 \cdot 3450 = 0$$

$$R_2 = 956 \text{ Kg} \quad ( 2100 \text{ Lb} )$$

Carga sobre cada llanta

$$R_L = \frac{R_1}{2} + P_L$$

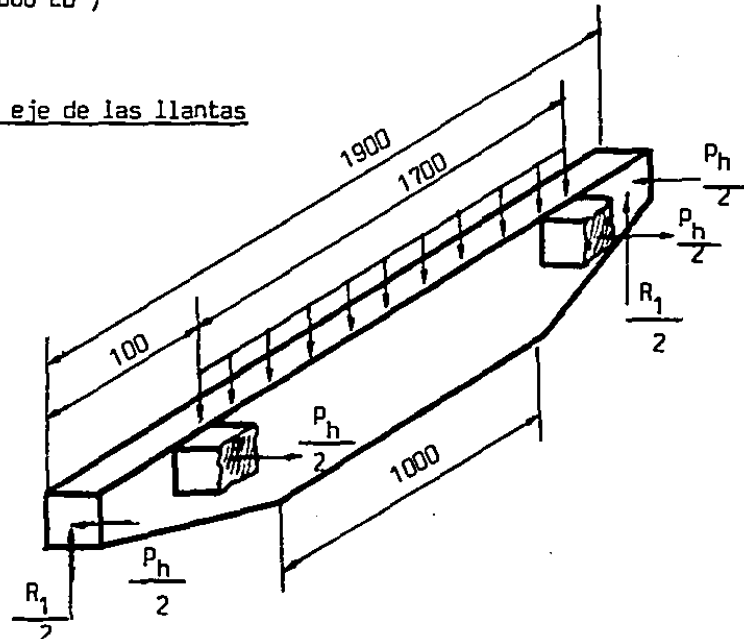
donde  $P_L$  - peso de la llanta - aprox.  $P_L = 100$  Kg

entonces

$$R_L = \frac{4344}{2} + 100 = 2272 \text{ Kg. ( 5000 Lb )}$$

### Cálculos de verificación de la resistencia del eje de las llantas

Esquema de la carga



donde  $P_h$  - carga horizontal que resulta de la resistencia al movimiento.  $P_h$  es igual a la fuerza -- con la que tiene que jalar el tractor al remolque.

Tomando el valor  $\mu=0,3$  como el coeficiente reducido total de fricción entre las llantas y el suelo y en los baleros resulta

$$P_h = 2R_L \cdot \mu = 2 \cdot 2272 \cdot 0,3 = 1363 \text{ Kg. ( 3000 Lb )}$$

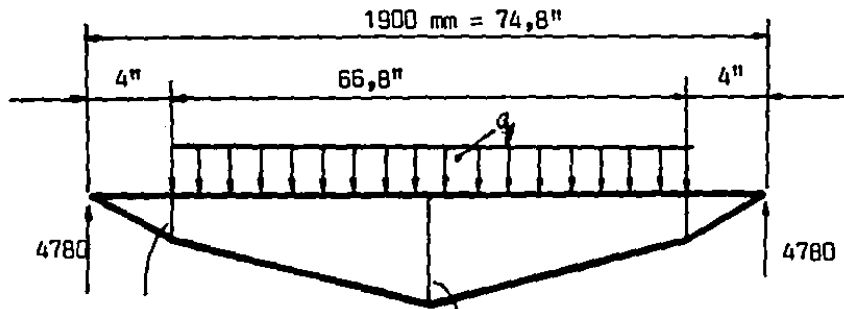


La carga total sobre el eje  $R_1$ , aunque en su gran parte acumulada en la zona donde el eje se junta con las barras longitudinales laterales, se considera aquí como distribuido uniformemente a lo largo del ancho del remolque, como el caso más crítico para la flexión del eje, tomando en cuenta que por las condiciones del terreno la carga considerada puede aumentar debido a los efectos dinámicos, así como su distribución no tiene que ser simétrica.

Diagramas de momento de flexión

Plano vertical

$$q = \frac{R_1}{66,8} = \frac{9560}{66,8} = 143 \text{ Lb/plg.}$$



$$M_{v1} = 19120 \text{ Lb plg}$$

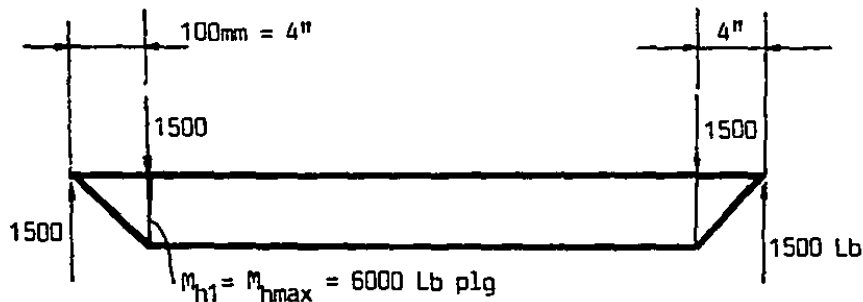
$$M_{vmax} = 4780 \cdot 37,4 - \frac{33,4}{2} \cdot 33,4 \cdot 143 = 99010 \text{ Lb plg}$$

donde:

$M_{v1}$  - momento de flexión al ancho de la barra longitudinal lateral

$$M_{v1} = 4780 \cdot 4 = 19120 \text{ Lb Plg.}$$

Plano horizontal



Fuerza cortante resultante

$$F_t = \left[ \left( \frac{R_1}{2} \right)^2 + \left( \frac{P_h}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[ 4780^2 + 1500^2 \right]^{1/2} = 5010 \text{ Lb}$$

Esfuerzos en la sección transversal rectangular del eje

Para el caso considerado tenemos

a) Esfuerzo normal máximo y mínimo

$$S_n (\text{max}) = \frac{S_x}{2} + \sqrt{\left( \frac{S_x}{2} \right)^2 + T_{yz}^2}, \quad S_n (\text{min}) = \frac{S_x}{2} - \sqrt{\left( \frac{S_x}{2} \right)^2 + T_{yz}^2}$$

donde:

$S_x$  - Esfuerzo perpendicular a la sección transversal considerada, calculado para su punto crítico. Tiene su origen en la carga de flexión en el plano vertical y horizontal.

$T_{yz}$  - Esfuerzo cortante en el mismo punto crítico. Tiene su origen en la fuerza cortante

b) Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\max} = \frac{S_n (\max) - S_n (\min)}{2} \quad 0 \quad \frac{S_n (\max)}{2} \quad 0 \quad \frac{S_n (\min)}{2}$$

de acuerdo con el mayor <sup>valor</sup> numerico que resulte.

Los valores de  $S_n (\max)$  y  $\tau_{\max}$  no deben de exceder los valores respectivos de los esfuerzos permisibles.

Cálculo de los esfuerzos

M - momento de flexión

$$S_x = \frac{M \cdot c}{J} \quad \text{donde}$$

J - momento rectangular de inercia de la sección transversal

c - distancia del eje neutro a la superficie más alejada

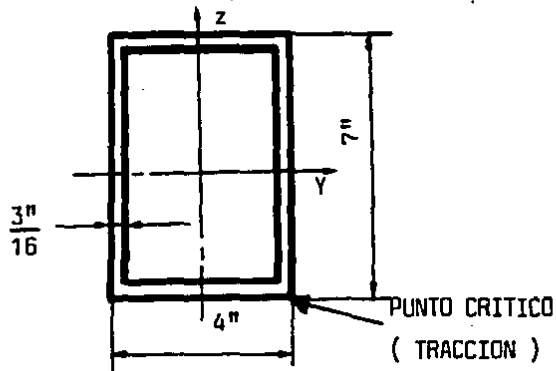
$$\tau_{yz} = \frac{F_t}{A} - \text{valor aproximado para las secciones de paredes delgadas, donde}$$

$F_t$  - la fuerza cortante

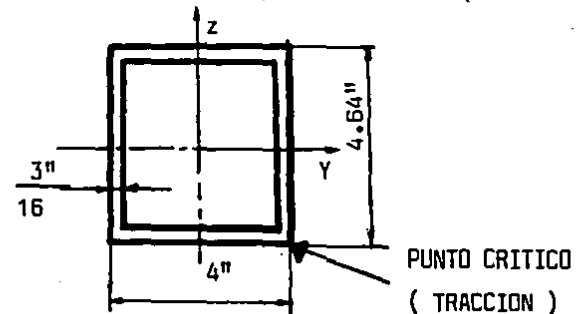
A - área de la superficie de la sección transversal

Momentos rectangulares de inercia y áreas de la sección para dos casos considerados

a) Momento máximos  
sección completa



b) Momentos y sección intermedias  
(al ancho de la barra longitudinal lateral )



a)

$$J_y = \frac{1}{12} \left[ 4 \cdot 7^3 - (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (7 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16})^2 \right] = 26,5 \text{ plg}^4 \quad J_y = \frac{1}{12} \left[ 4 \cdot 4,64^3 - (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (4,64 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16})^2 \right] = 9,86 \text{ plg}^4$$

$$J_z = \frac{1}{12} \left[ 7 \cdot 4^3 - (7 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16})^2 \right] = 11,0 \text{ plg}^4 \quad J_z = \frac{1}{12} \left[ 4,64 \cdot 4^3 - (4,64 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16})^2 \right] = 7,82 \text{ plg}^4$$

$$A = 4 \cdot 7 - (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (7 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) = 3,98 \text{ plg}^2$$

$$A = 4 \cdot 4,64 - (4 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) (4,64 \cdot 2 \cdot \frac{3}{16}) = 3,10 \text{ plg}^2$$

Esfuerzos normales en el punto crítico

$$S_x = \frac{M_v \max \cdot C_y}{J_y} + \frac{M_h \max \cdot C_z}{J_z} =$$

$$= \frac{99010 \cdot 3,5}{26,5} + \frac{6000 \cdot 2,0}{11,0} = 14168 \text{ lb/plg}^2$$

$$S_x = \frac{M_v1 \cdot C_y}{J_y} + \frac{M_h1 \cdot C_z}{J_z} =$$

$$= \frac{19120 \cdot 2,34}{9,86} + \frac{6000 \cdot 2,0}{7,82} = 6072 \text{ lb/plg}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{yz} = \frac{Ft}{A} = \frac{5010}{3,98} = 1260 \text{ lb/plg}^2$$

$$\tau_{yz} = \frac{Ft}{A} = \frac{5010}{3,10} = 1616 \text{ lb/plg}^2$$

Esfuerzo normal máximo

$$S_n (\max) = \frac{S_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} =$$

$$= \frac{14168}{2} + \sqrt{\left(\frac{14168}{2}\right)^2 + 1260^2} = 14280 \text{ lb/plg}^2$$

$$S_n (\max) = \frac{6072}{2} + \sqrt{\left(\frac{6072}{2}\right)^2 + 1616^2} = 6475 \text{ lb/plg}^2$$

Esfuerzo normal mínimo

$$S_n (\min) = \frac{14168}{2} - \sqrt{\left(\frac{14168}{2}\right)^2 + 1260^2} = -111 \text{ lb/plg}^2 \quad S_n (\min) = \frac{6072}{2} - \sqrt{\left(\frac{6072}{2}\right)^2 + 1616^2} = -403 \text{ lb/plg}^2$$

Esfuerzo cortante máximo

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{S_n(\max) - S_n(\min)}{2} & \tau_{\max} &= \frac{6475 + 403}{2} = 3439 \text{ lb/plg}^2 \\ &= \frac{14280 + 111}{2} = 7195 \text{ lb/plg}^2 \end{aligned}$$

Esfuerzos permisibles para el acero estructural comercial 1020

Resistencia a la tracción  $R_t = 60 \cdot 10^3 \text{ lb/plg}^2$

Esfuerzo permisible de tracción  $S_{cp} = \frac{R_t}{X} = \frac{60\,000}{2} = 30\,000 \text{ lb/plg}^2$

donde; X-coeficiente de seguridad.  $\Rightarrow X=2$

Esfuerzo cortante permisible

$$S_{sp} \approx 0.5 \cdot S_{cp} = 0.5 \cdot 30000 = 15\,000 \text{ lb/plg}^2$$

Verificación de esfuerzos

Esfuerzo normal máximo  $S_n(\max) = 14280 < 30\,000$

Esfuerzo cortante máximo  $\tau_{\max} = 7195 < 15\,000$

Los esfuerzos máximos no exceden los valores permisibles

Cálculo del perno del tirón

1. Perno principal (longitudinal)

Diámetro:  $d_1 = 1 \frac{1}{4}$

carga de tracción  $P_h = 3000 \text{ lb}$

esfuerzos de tracción en la sección donde entra el pasador de diámetro  $d_2 = \frac{1''}{2}$

$$S_c = \frac{P_h}{A}; \quad A - \text{área de la sección transversal}$$

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 d_2 = \frac{\pi \cdot 1,25^2}{4} - 1,25 \cdot 0,5 = 0,6 \text{ plg}^2$$

$$S_c = \frac{3000}{0,60} = 5000 \text{ lb/plg}^2 < 30\ 000 \quad S_c < S_{cp}$$

2. Perno pasador de sujeción

$$\text{diámetro } d_2 = \frac{1''}{2}$$

carga  $P_h = 3\ 000 \text{ lb}$

esfuerzo cortante ( dos superficies de corte )

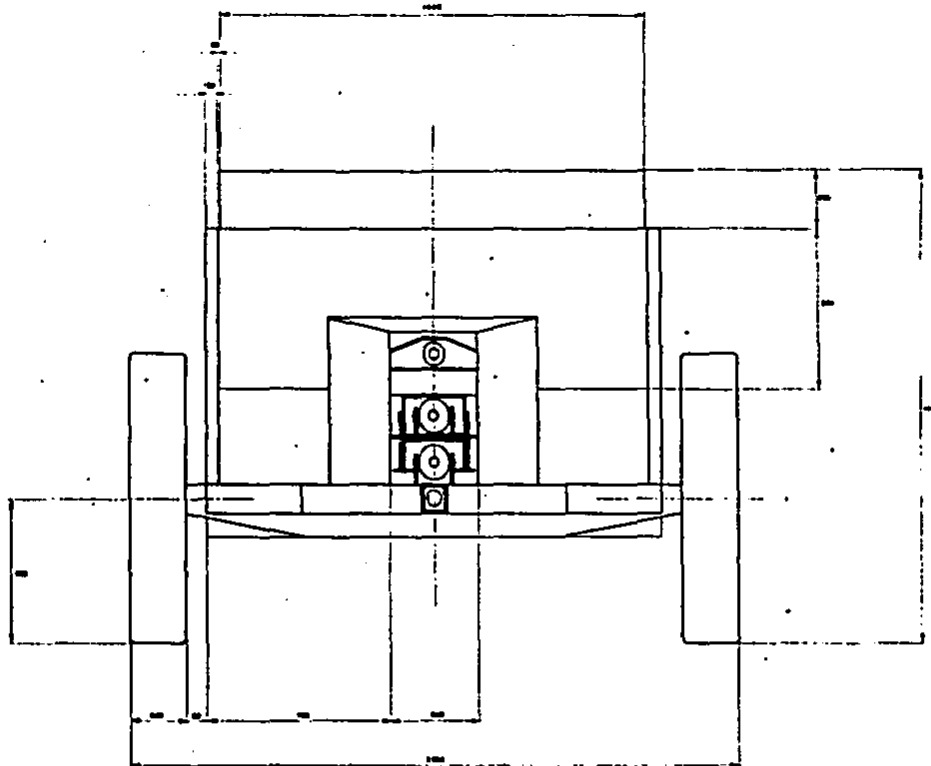
$$S_s = \frac{P_h \cdot 2}{\pi d_2^2} = \frac{2 \cdot 3000}{\pi \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2} = 7640 \text{ lb/plg}^2 < 15000 \quad = > S_s < S_{sp}$$

esfuerzo de compresión

$$S_c = \frac{P_h}{d_1 d_2} = \frac{3000}{1,25 \cdot 0,5} = 4800 \text{ lb/plg}^2 < 30000 \quad S_c < S_{cp}$$

Los pernos resisten la carga aplicada

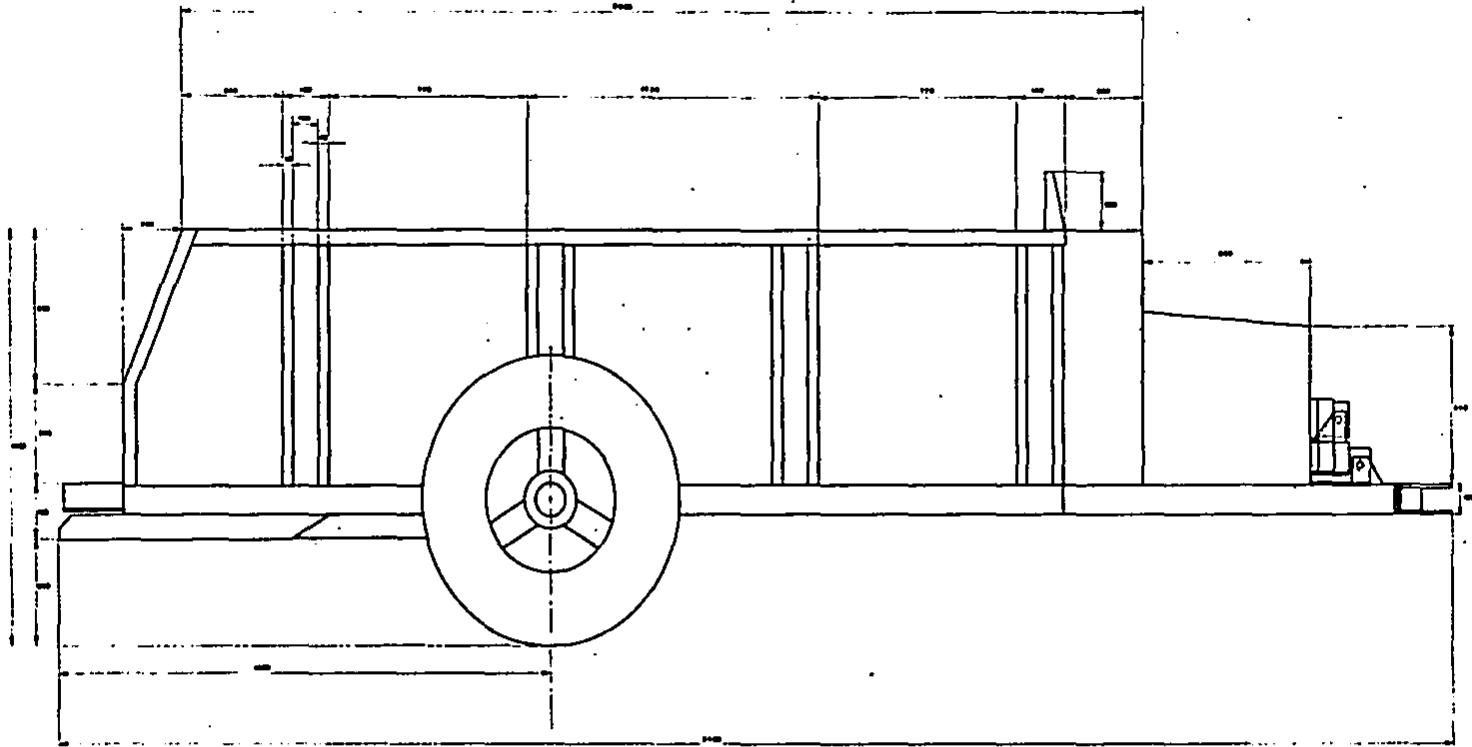
**PLANOS.**



**disperser de  
materias orgánicas**

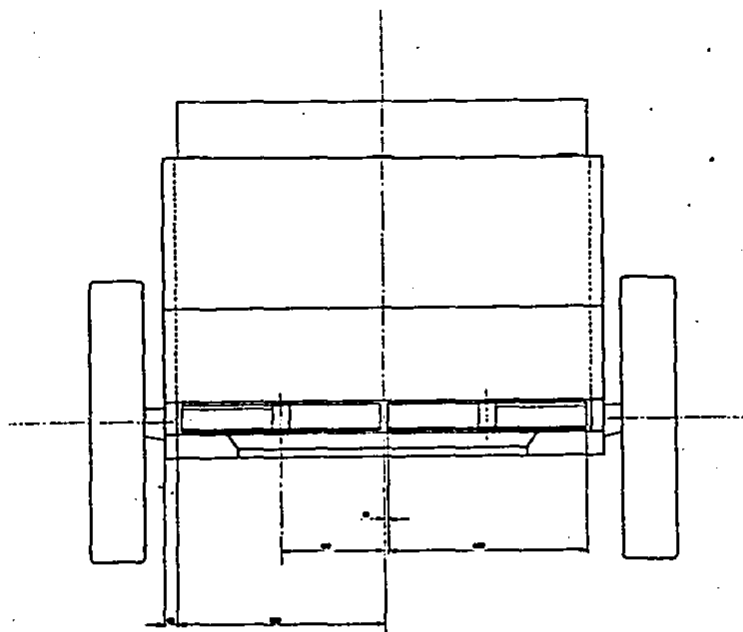
revisó :	Alfonso Constantino R.	1
aprobó :	_____	
aprobó :	_____	





**dispersor de  
materias orgánicas**

reviso:	Molina (Comercial) S.
aprueba:	"BASTA LATERAL"
aprueba:	proyecto 111, modificado
	2



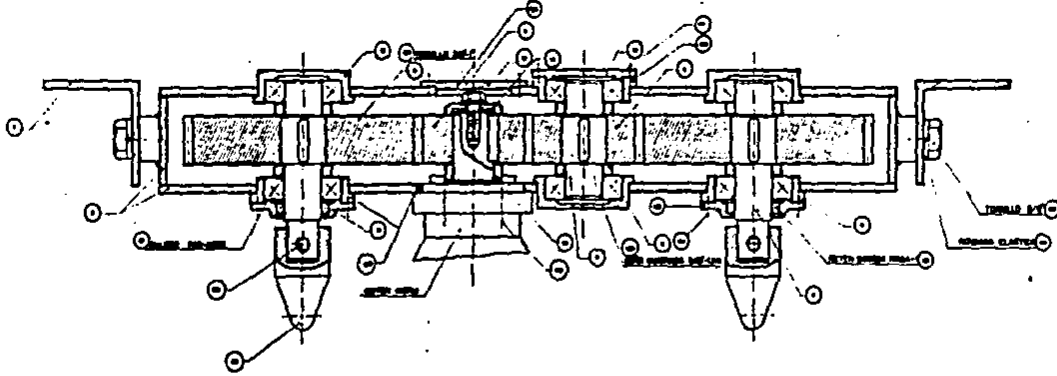
dispersor de  
materias orgánicas

serie:	Alto la (Constante) W.
aprobado:	"SERIE INGENIERIA"
aprobado:	proyecto "1" aprobado "1"
	3

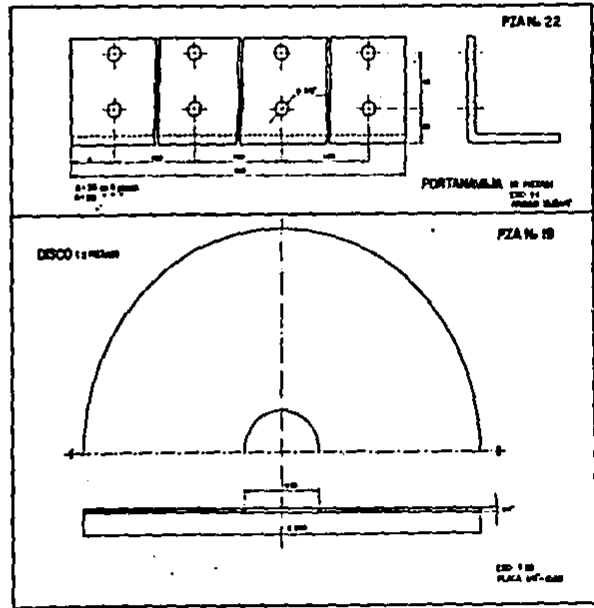
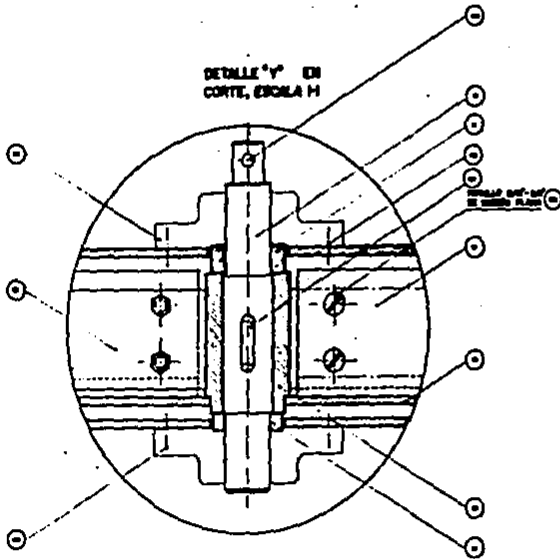




DETALLE "Z", EN CORTE, ESCALA H

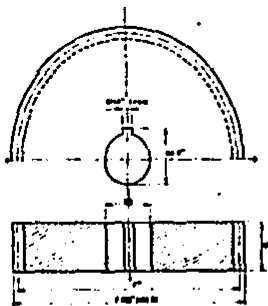


DETALLE "Y" EN CORTE, ESCALA H

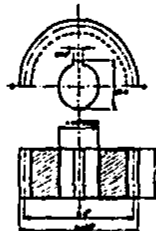


**dispersor de  
materias orgánicas**

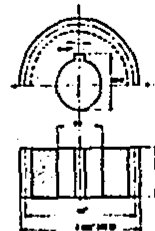
revisado:	Instituto Tecnológico N.º
aprobado:	- DETALLE "Z" -
aprobado:	- DETALLE "Y" -
	- DETALLE "X" -
	CONSTRUCCIONES INDUSTRIALES S. A.



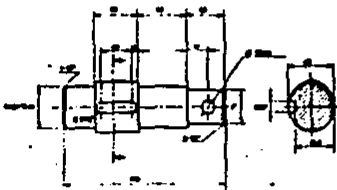
PIEZA No. 3
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS



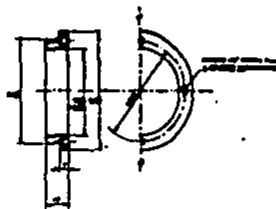
PIEZA No. 4
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS



PIEZA No. 5
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS



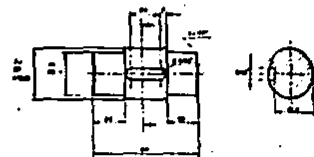
PIEZA No. 7
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS



PIEZA No. 6
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS



PIEZA No. 8
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS

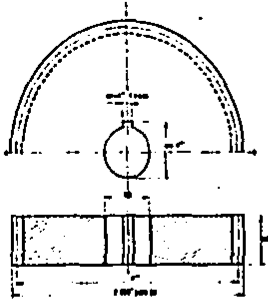


PIEZA No. 9
DESCRIPCIÓN
MATERIA
PROYECTO
FECHA
ELABORADO
REVISADO
APROBADO
OTROS

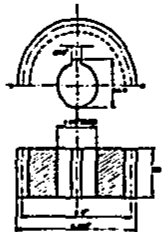
**dispersos de  
materias orgánicas**

versión:	0001
aprobado:	10/10/1977
aprobado:	10/10/1977
aprobado:	10/10/1977

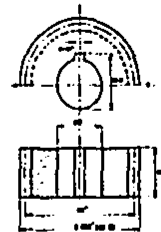
8



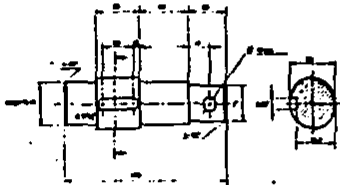
Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 3</b>	



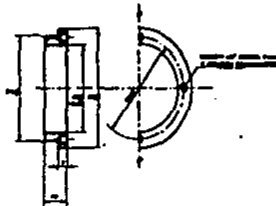
Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 4</b>	



Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 5</b>	



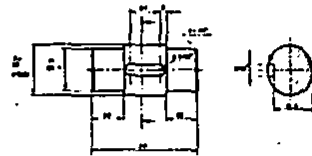
Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 7</b>	



Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 6</b>	



Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 8</b>	



Material	Aluminio
Acabado	Alumina
Dimensiones	Ver tabla de especificaciones
Observaciones	
Elaborado por	
Revisado por	
Aprobado por	
Fecha	
<b>PIEZA N.º 9</b>	

**dispersos de  
materias orgánicas**

versión: 1  
aprobado: 1  
aprobado: 1

Módulo Experimental N.º

= NÚMERO DE T.º DE LA

= 470 P.º 100

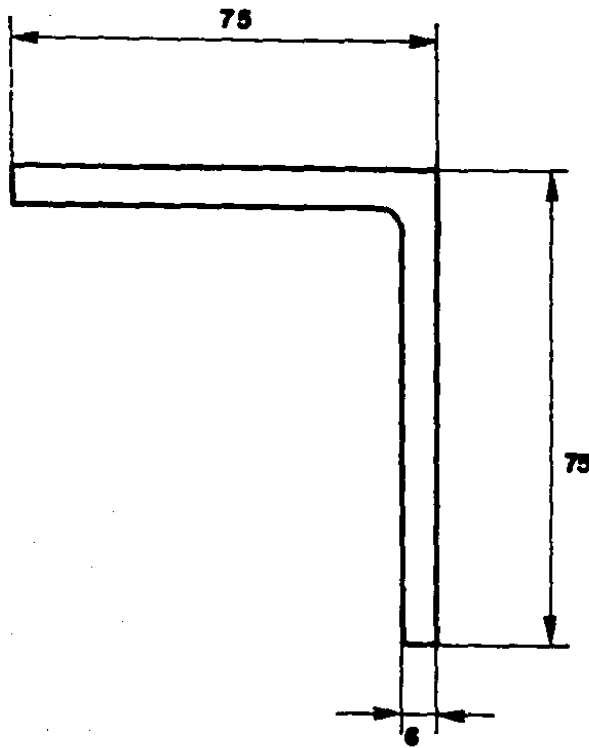
propósito: 1

**8**

1

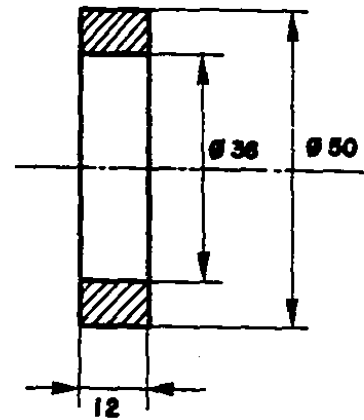






## PIEZA No 1

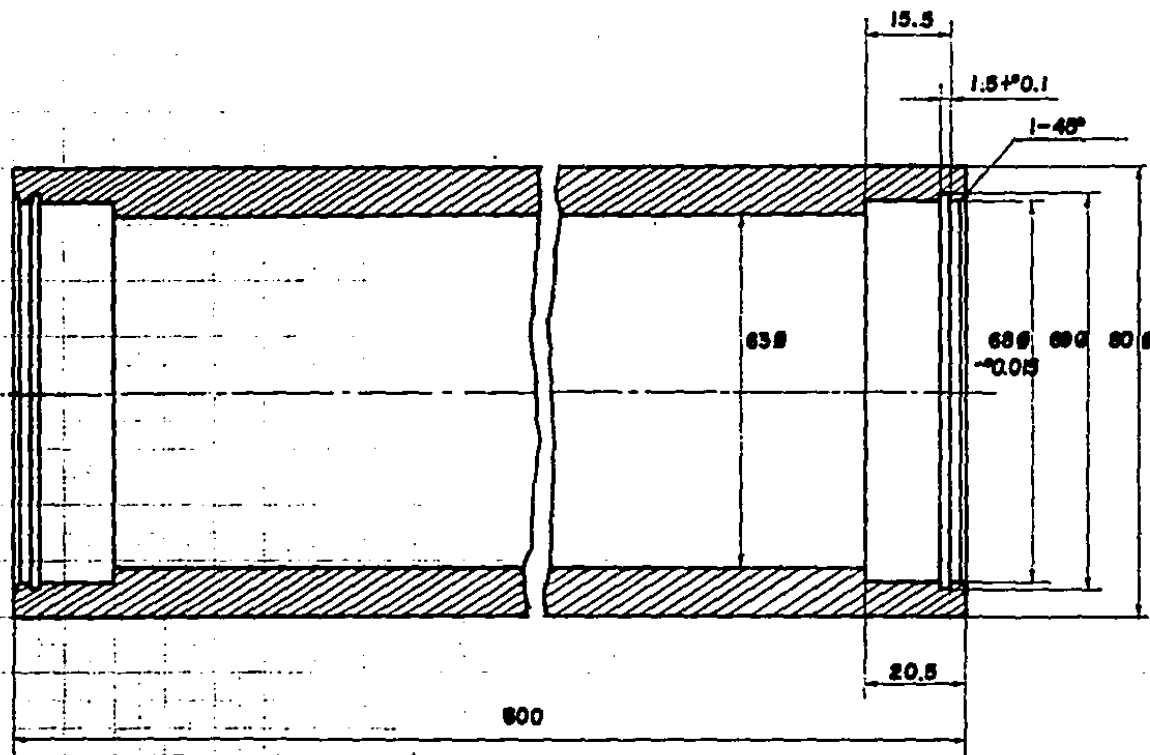
SOPORTE : 2 PZAS.  
 MATERIAL : PLACA 1/4"  
 ESCALA : 1:1  
 UNIDADES : mm.  
 PROCESOS : DOBLADO



## PIEZA No 21

BUJE : 2 PZAS.  
 MATERIAL : ACERO 1020  
 ESCALA : 1:1  
 UNIDADES : mm.  
 PROCESOS : TORNEADO



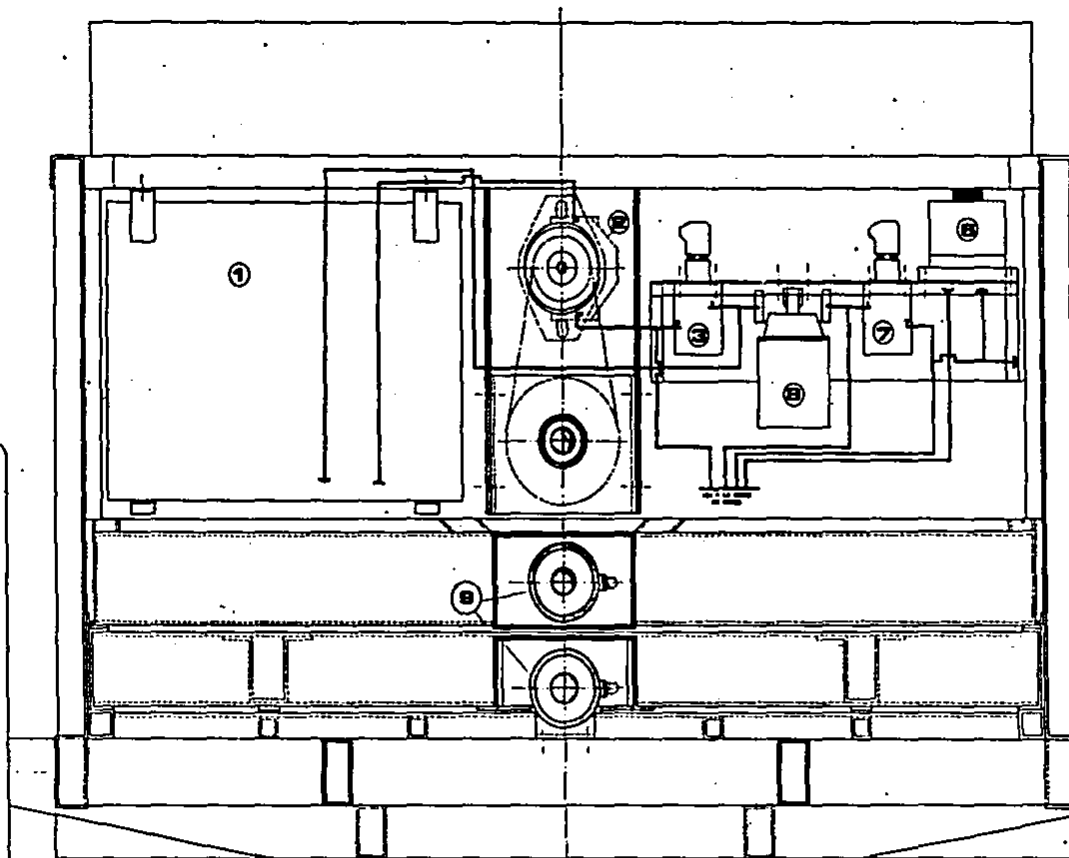


## PIEZA N.26

TUBO SOPORTE DE LA FLECHA INTERMEDIA : 1 PZA

ESCALA : 1:1 UNIDADES : mm

MATERIAL : BARRA PERFORADA — 60x63mm.



CORTE A-A, ESCALA 1:2

**dispersor de  
materias orgánicas**

revisó:  
diseñó:  
aprobó:

1004 la Compañía S. A.

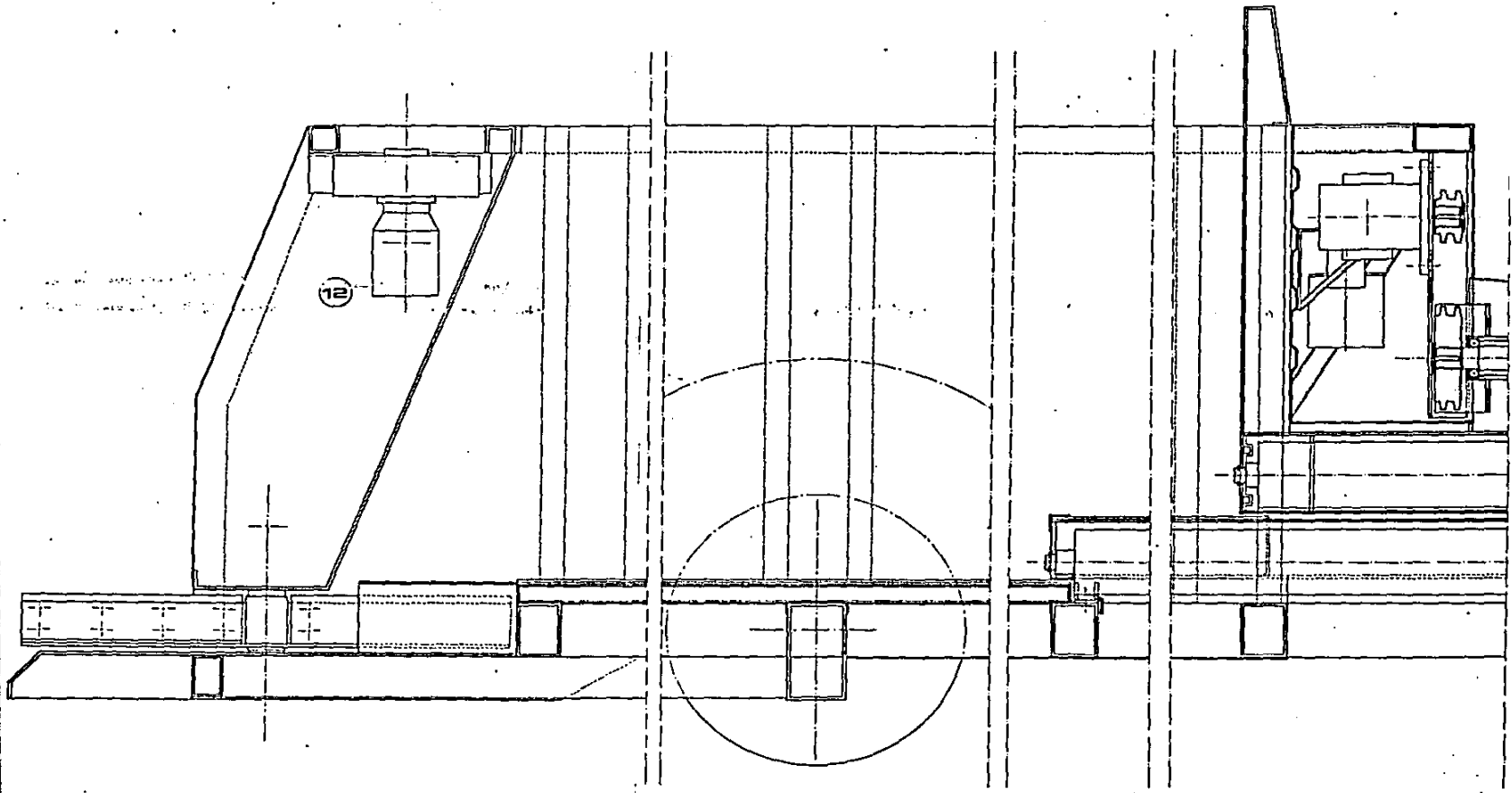
Carretera 1004 la Compañía S. A.

Carretera 1004 la Compañía S. A.

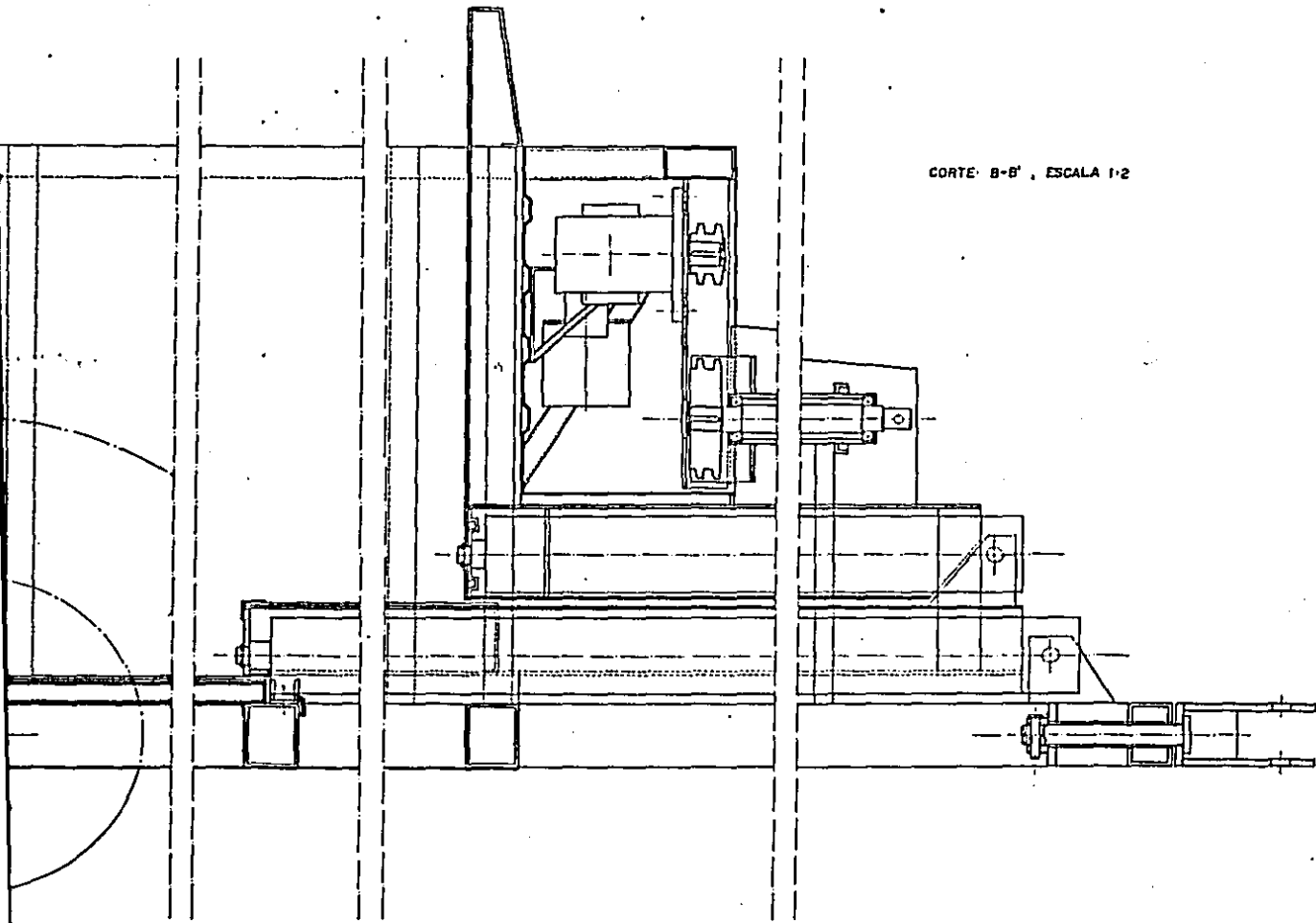
Carretera 1004 la Compañía S. A.

10

10



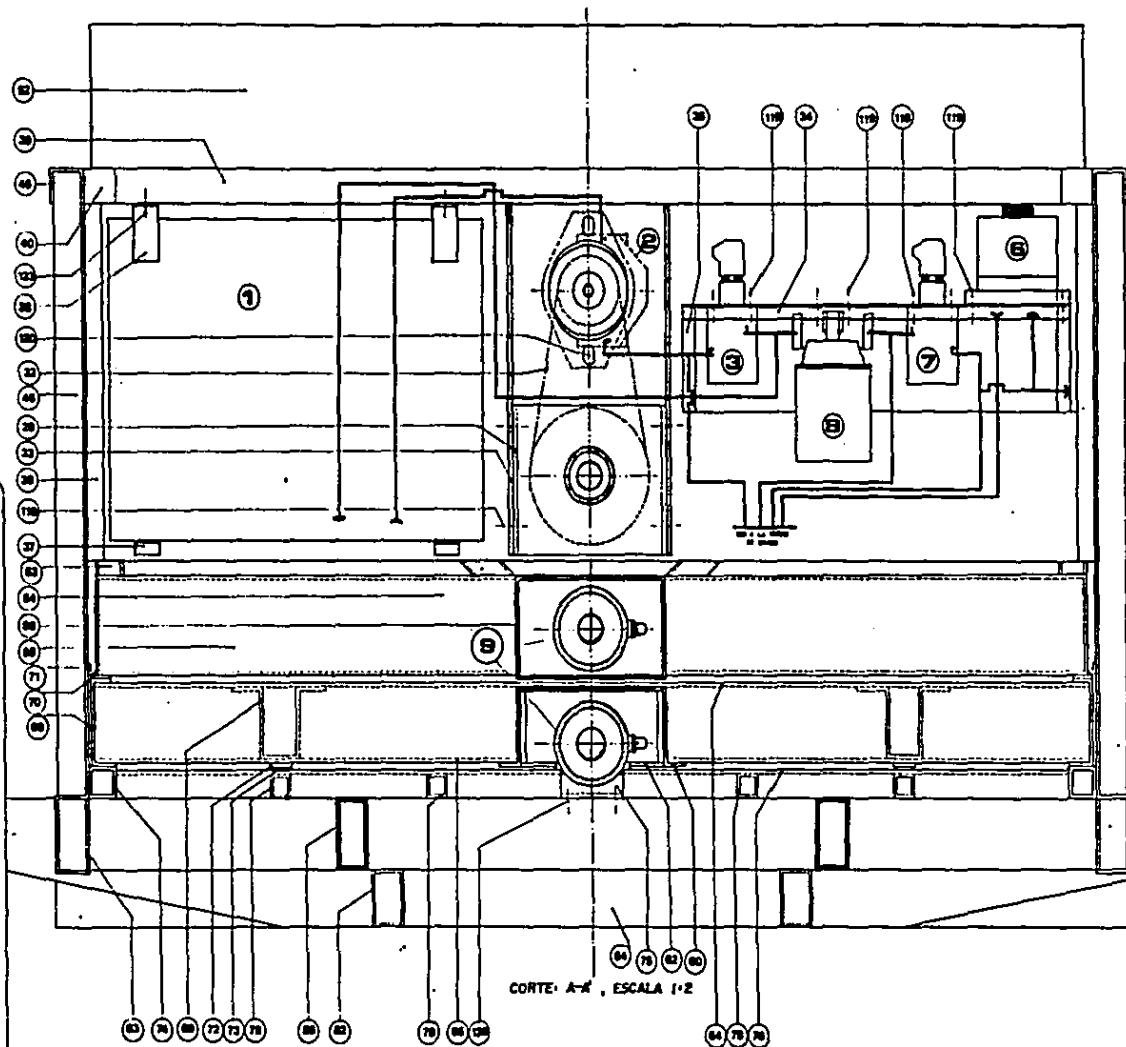
dispersar  
materias 0



CORTE B-B', ESCALA 1:2

**dispersor de  
materias orgánicas**

revisó:	hacia funcional N.
aprobó:	— CORTE B-B' Verdad de 1951 1951
aprobó:	— Se aprobó en el mes de febrero de 1951 en la ciudad de México D.F. por el Sr. [illegible]
	fecha: 17 octubre 51

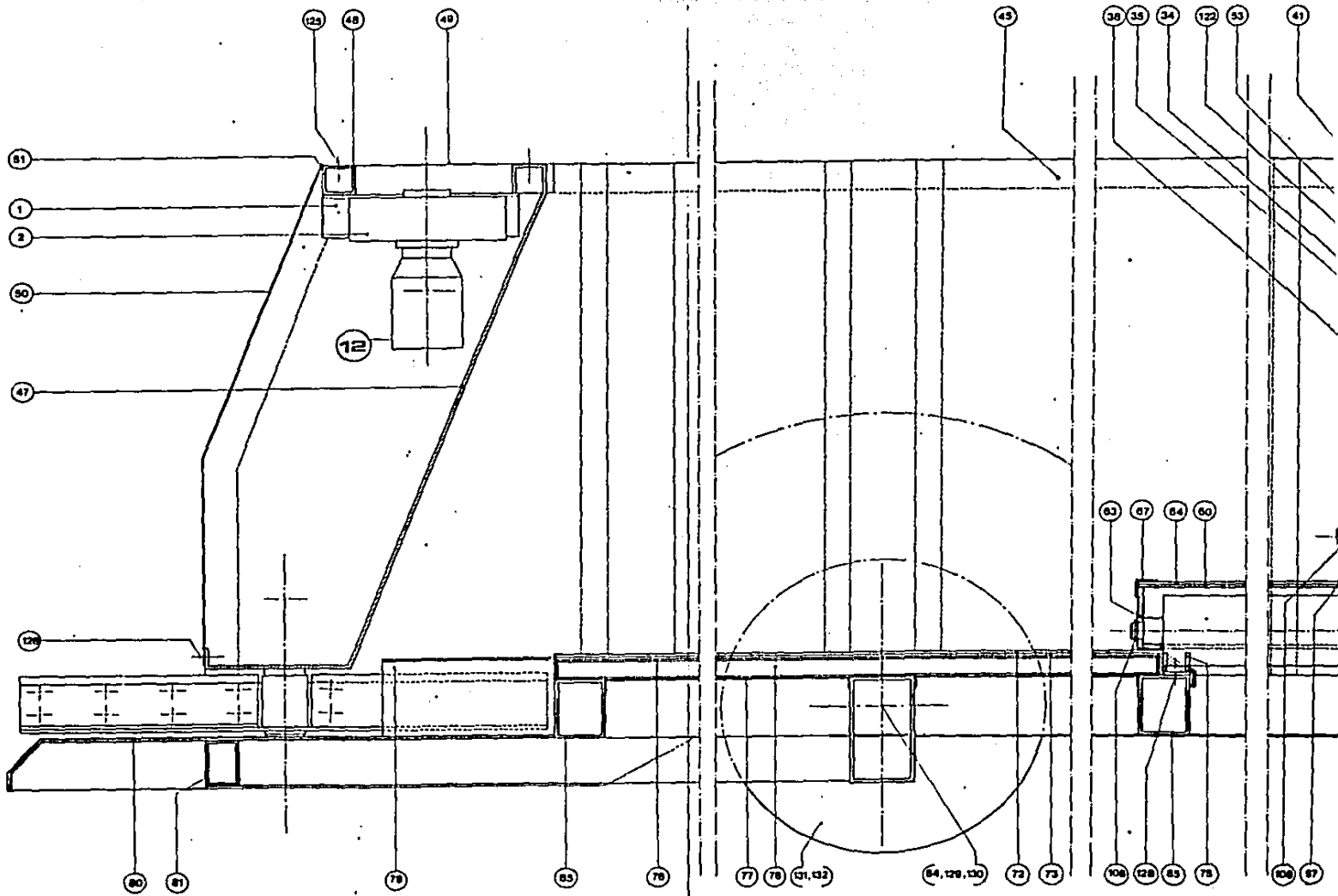


101.02.01, 02

CORTE A-A, ESCALA 1:2

dispersor de  
materias orgánicas

proyecto :	Hoja Estructural N.
diseño :	12
aprobado :	
revisado :	







**cur/ograma.**

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
1	SOPORTE CAJA DE TRANSMISION	2	PERAL ANGULAR 3"X3"X1/4"	CORTAR PERFORAR	
2	ESTRUCTURA CAJA DE TRANSMISION	1	PLACA ACERO ESTRUCTURAL 1020	CORTADO SOLDADO PERFORADO Y BARRENADO ROSCADO	PINTADO
2.1	BUJE ACOPLADOR	4	ACERO 1020	CORTE, BARRENADO ROSCADO	
2.2	BUJE	4	ACERO 1020	CORTE, TORNEADO BARENADO, ROSCADO	
2.3	BUJE	1	ACERO 1020	CORTE, TORNEADO BARRENADO, ROSCADO	
2.4	TAPON	1	ACERO 1020	CORTE, TORNEADO ROSCADO	
2.5	TAPA CAJA DE TRANSMISION	1	ACERO 1020	CORTE, PERFORADO	
3	ENGRANE GRANDE	2	ACERO 1045	CORTE, FRESADO CEPILLADO TRATAMIENTO TERMICO	PULIDO
4	PIÑON	1	ACERO 1045	CORTE, FRESADO CEPILLADO TRATAMIENTO TERMICO	PULIDO
5	ENGRANE INTERMEDIO	1	ACERO 1045	CORTE, FRESADO CEPILLADO TRATAMIENTO TERMICO	PULIDO
6	CAJA DE BALERO	3	ACERO 1020	CORTE TORNEADO	

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
7	FLECHA	2	ACERO 1040	CORTE TORNEADO BARRENADO FRESADO	
8	BUJE	6	FLECHA TUBULAR 30X45 ACERO 1020	CORTE	
9	FLECHA	1	ACERO 1040	CORTE TORNEADO BARRENADO FRESADO	
10	BUJE	1	FLECHA TUBULAR 30 X 45 mm.	CORTE	
11	TAPA RETEN	2	ACERO 1020	CORTE Y TORNEADO PERFORADO	
12	CAJA BALERO	3	ACERO 1020	CORTE Y TORNEADO	
13	TAPA ENTRADA MOTOR	1	ACERO 1020	CORTE Y TORNEADO PERFORADO	
14	DISCO OPRESOR	1	ACERO 1020	CORTE Y TORNEADO	
15	TAPA BALERO	1	ACERO 1020	CORTE Y TORNEADO PERFORADO	
16	FLECHA	2	ACERO 1040	CORTE, TORNEADO BARRENADO Y FRESADO	
17	BUJE	2	TUBULAR 36 X 60 mm. ACERO 1020	CORTADO	

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
18	NAVAJA	8	PLACA ACERO 4140	CORTE DOBLADO BARRENADO RECTIFICADO TEMPLADO	
19	DISCO	2	PLACA 1/4" ACERO 1020	CORTE PERFORADO	
20	BUJE PORTA DISCO	2	TUBULAR 80X40 mm. ACERO 1020	CORTE TORNEADO CEPILLADO	
21	BUJE	2	FLECHA TUBULAR 55X35 mm ACERO 1020	CORTADO	
22	POTA NAVAJA	8	ANGULO 3"X3"X1/4"	CORTAR Y BARRENAR	
23	FLECHA CARDAN	2	COMERCIAL		
24	FLECHA CARDAN	1	COMERCIAL		
25	FLECHA INTERMEDIA	1	ACERO 1040	CORTE TORNEADO FRESADO BARRENADO ROSCADO	
26	TUBO SOPORTE	1	BARRA PERFORADA 80X63mm	CORTE Y TORNEADO	
27	SOPORTE	1	PLACA 1/4" ACERO 1020	CORTE, DOBLADO SOLDADO, PERFORADO	
28	PLACA Y SOPORTE	1	PLACA 1/4" ACERO 1020	CORTE, DOBLADO PERFORADO	

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
29	DISCO OPRESOR	2	FLECHA 2" ACERO 1020	CORTE, BARRENADO	
30	CATARINA DOBLE STD.	1	COMERCIAL PASO 3/4"		
31	CATARINA DOBLE STD.	1	COMERCIAL PASO 3/4"		
32	CADENA DOBLE STD.	1	COMERCIAL PASO 3/4"		
33	PLACA SOPORTE BOMBA	1	PLACA 1/4" ACERO 1020	CORTE, DOBLADO PERFORADO	
34	SOPORTE EQUIPO HIDRA.	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTE, DOBLADO BARRENADO	
35	REFUERZOS	2	PTR 3/4" X 3/4" X0.095	CORTADO	
36	SOPORTE SUPERIOR TANQUE	2	PERFIL ANGULAR 3"X3"	CORTADO	
37	SOPORTE INFERIOR TANQUE	2	PERFIL ANGULAR 1"X1"	CORTADO	
38	REFUERZO LATERAL	2	PTR 1" X 1 1/2"	CORTADO	
39	BARRA ESTRUCTURAL	1	PTR 2"X4" X 0.125	CORTADO	
40	BARRA ESTRUCTURAL	2	PTR 2"X2" X 0.125	CORTADO	
41	PARED DELANTERA	1	PLACA 1/8"	CORTE, DOBLADO BARRENADO	
42	CUBIERTA SUPERIOR ABATIBLE	1	PLACA 3/64"	CORTADO, BARRENADO	PINTADO
43	BISAGRA	1	COMERCIAL		
44	CUBIERTA FRONTAL FIJA	1	PLACA 3/64" ACERO 1020	DOBLADO, BARRENADO	PINTADO
45	PARED LATERAL	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTADO, DOBLADO	
46	REFUERZO PARED LATERAL	8	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTADO, DOBLADO	
47	PARED TRASERA	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTADO, DOBLADO	
48	BARRA TRANSVERSAL TRASERA	1	PTR 2"X2"X1/8"	CORTADO	
49	CUBIERTA SUP. TRASERA	1	LAMINA 3/64"	CORTADO, BARRENADO	PINTADO

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
50	CUBIERTA TRASERA ABATIBLE	1	LAMINA 3/64"	CORTADO, DOBLADO BARRENADO	PINTADO
51	BISAGRA	1	COMERCIAL		
52	PARED MOVIL	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTADO, DOBLADO PERFORADO	
53	REFUERZO LATERAL PARED MOVIL	2	PTR 2"x2"x 1/8"	CORTADO	
54	REFUERZOS DIAGONALES DE LA PARED MOVIL	2	PTR 2"x2"x 1/8"	CORTADO	
55	BARRA TRANSVERSAL DE PARED MOVIL	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTADO, DOBLADO SOLDADO	
56	CUBIERTA CILINDRO SECUNDARIO	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
57	PLACA DE REFUERZO	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR Y DOBLAR	
58	SOPORTE CILINDRO SECUNDARIO	2	PLACA 3/8" ACERO 1020	CORTAR, BARRENAR DOBLAR	PINTAR
59	SOPORTE CILINDRO PRINCIPAL	2	PLACA 3/8" ACERO 1020	CORTAR, BARRENAR DOBLAR	PINTAR
60	CUBIERTA CILINDRO PRINCIPAL	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
61	DESLIZADORES	2	PLACA 5/16" ACERO 1020	CORTAR	
62	SOLERAS DE CUBIERTAS (60)	2	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR	
63	PARED FRONTAL DEL PISO MOVIL	1	PLACA 5/16 ACERO 1020	CORTAR Y PERFORAR	
64	CUBIERTA SUPERIOR PISO MOVIL	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
65	CUBIERTA INFERIOR	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
66	CUBIERTAS LATERALES PISO MOVIL	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
67	ANGULO DE PROTECCION	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
68	CUBIERTA TRASERA PISO MOVIL	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
69	REFUERZOS ESTRUCTURALES LONGITUDINALES	2	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
70	DESLIZADORES LATERALES PARED MOVIL	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
71	GUIA LATERAL PISO MOVIL	2	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
72	DESLIZADORES DE PISO INMOVIL	2	FIBRA DE VIDRIO	LORTAR	
73	LISTONES DEL PISO INMOVIL	2	SOLERA 1" X 1/8"	CORTAR, BARRENAR	
74	DESLIZADOR LATERAL PISO MOVIL	2	PTR 1 3/4" X 1 3/4" X 3/16"	CORTAR	
75	SOPORTE TRASERO DEL CILINDRO PRINCIPAL	1	PLACA 3/8" ACERO 1020	CORTAR SOLDAR	
76	CUBIERTA SUPERIOR PISO INMOVIL	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
77	CUBIERTA INFERIOR PISO INMOVIL	2	PLACA 3/64" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
78	REFUERZOS LONGITUDINALES PISO INMOVIL	4	PTR 1 1/4" X 1/8"	CORTAR	

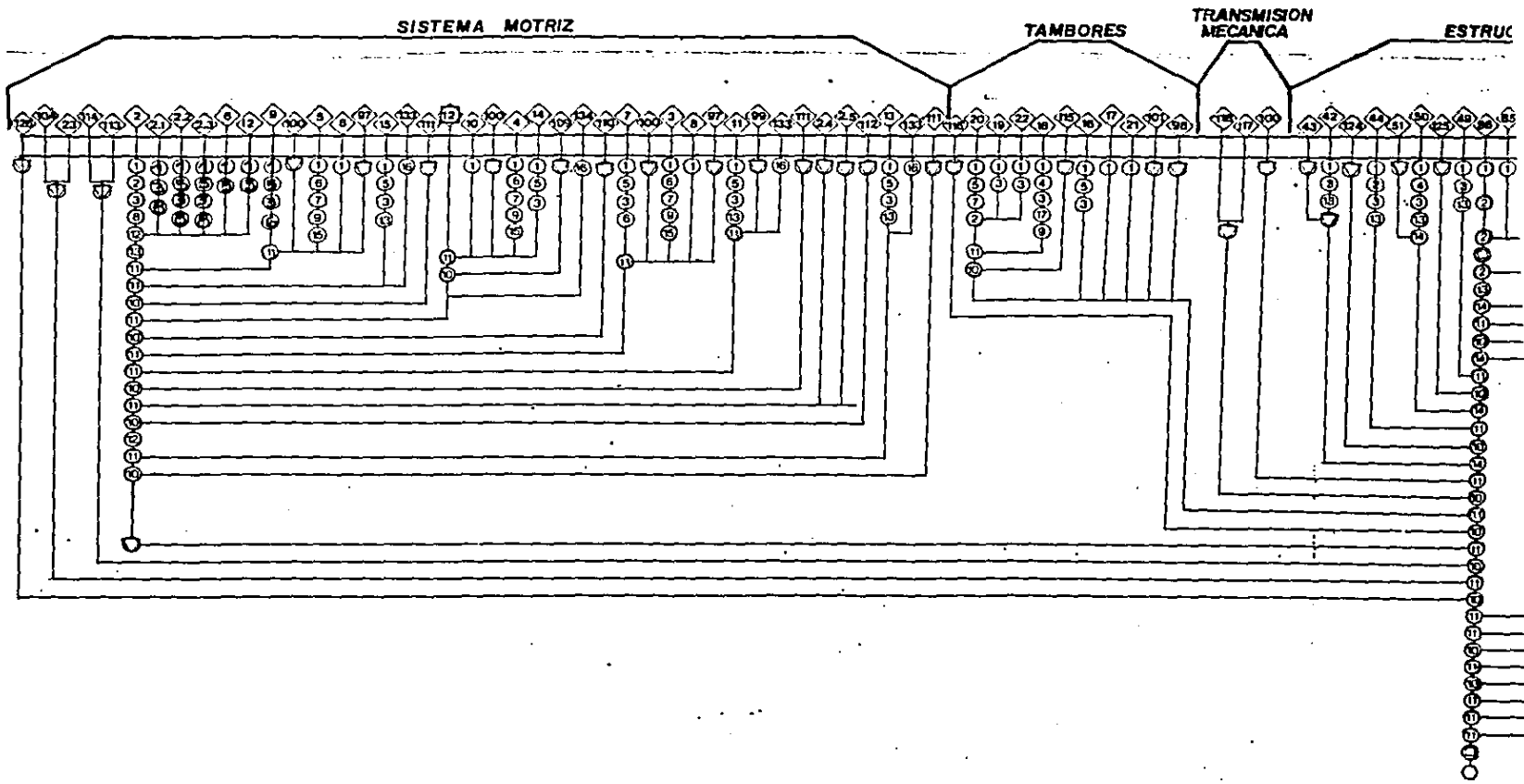


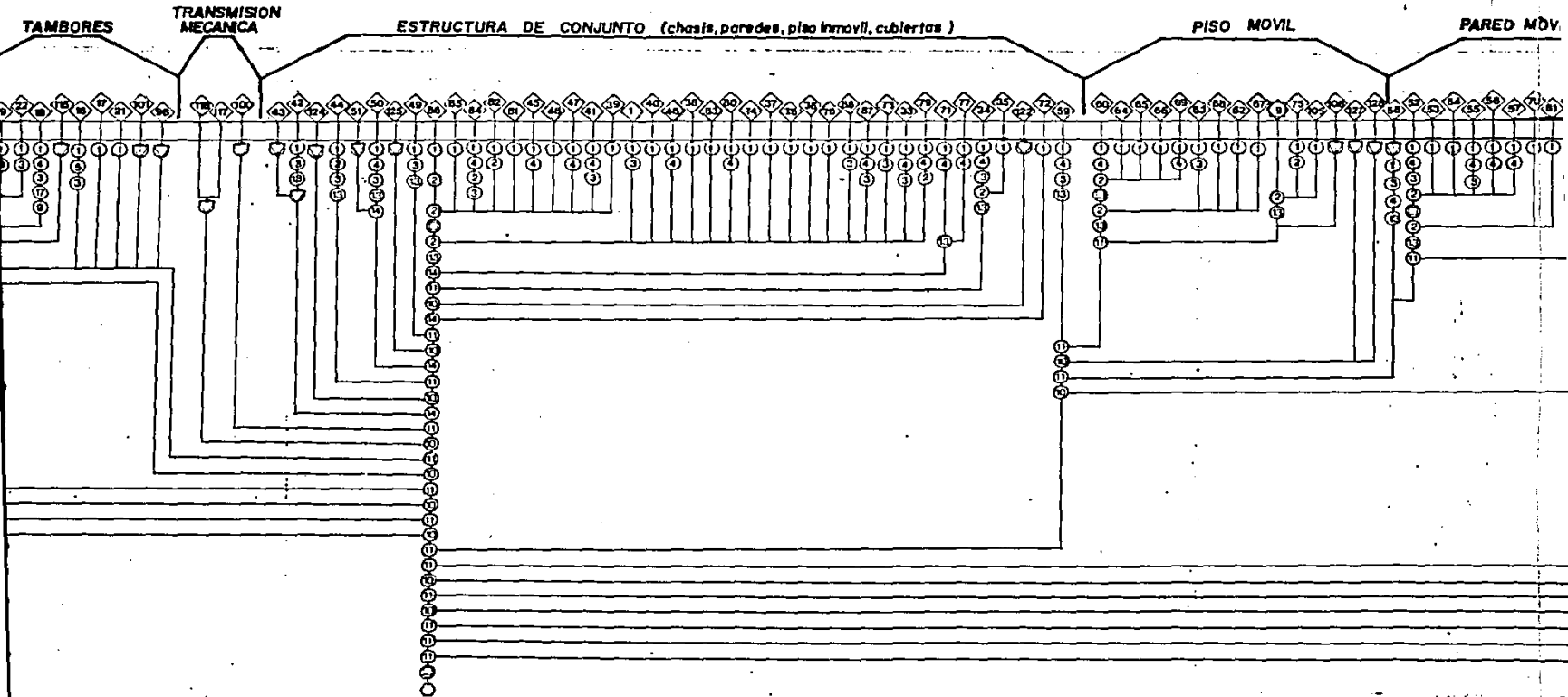
No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
79	GUIA TAMBORES	1	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR SOLDAR	
80	PISO TAMBORES	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR	
81	BARRA TRANSVERSAL TRASERA DEL CHASIS	1	PTR 3" X 2" X 3/16"	CORTAR	
82	BARRAS ESTRUCTURALES TRASERAS DEL CHASIS	2	PTR 3"x2" X 3/16"	CORTAR, SOLDAR	
83	SOLERAS DE REFUERZO PARED LATERAL	2	PLACA 1/8" ACERO 1020	CORTAR	
84	EJE	1	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR SOLDAR, TALADRAR	
85	BARRAS TRANSVERSALES DEL CHASIS	3	PTR 3"x4" X 3/16"	CORTAR	
86	TIRON	2	PTR 2"x4" X 3/16"	CORTAR, SOLDAR	
87	SOPORTE FLECHA INTERMEDIA	2	PLACA 3/16" ACERO 1020	CORTAR, DOBLAR TALADRAR	
88	TOPB PERNO	1	PLACA 1/2" ACERO 1020	CORTAR, TALADRAR	
89	BUJE PERNO	1	TUBO 42 X 32 mm.	CORTAR	
90	PERNO	1	FLECHA 2 1/2" ACERO 1040	CORTAR, TORNEAR	
91	PERNO CHICO	1	FLECHA 3/4" ACERO 1020	CORTAR, TORNEAR	
92	BUJE	1	TUBO 55 X 32 mm.	CORTAR	
93	COPLÉ DEL TIRON	1	PLACA 1/2"	CORTAR, SOLDAR TALADRAR	PINTAR
94	RONDANA	1	COMERCIAL 1/2" INT.		
95	CHAVETA	1	COMERCIAL		

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
96	BALERO FLECHA INTERMEDIA	2	FAG - 6008- 2RSR		
97	BALERO	6	FAG-6206		
98	CHUMACERA	4	FAG-FG 56207		
99	RETEN	2	500354 - HMSA -1		
100	CUÑAS FLECHAS DE ENGRANES	4	CUÑA CUADRADA 5/16 X 1 1/4"		
101	CUÑA FLECHA TAMBOR	2	CUÑA CUADRADA 3/4" X 60 mm.		
102	CUÑA CATARINA GRANDE	1	CUÑA CUADRADA 5/16" X 40 mm.		
103	CUÑA CATARINA PEQUEÑA	1	CUÑA CUADRADA 3/16" X 40 mm.		
104	PERNO FLECHA CARDAN	4	VARILLA 3/4" X 90 mm. ACERO 1040		
105	PERNO CILINDRO HIDRAULICO	4	VARILLA 1" X 20 mm. ACERO 1020		
106	PERNO FLECHA INTERMEDIA	1	VARILLA 1/2" 60 mm. ACERO 1020		
107	ANILLO DE SUJECCION FLECHA INTERMEDIA	2	FAG-BR68		
108	ANILLO DE SUJECCION DE CILINDRO HIDRAULICO	2	FAG-WR26		
109	TORNILLO SUJECCION FLECHA MOTOR HIDRAULICO	1	3/8" X 1" CON RONDANA ( C/R)		

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
110	TORNILLO SUJECCION MOTOR HIDRAULICO	4	1/2" X 1/2" C/R		
111	TORNILLOS PARA TAPAS DE BALEROS Y RETENES	16	1/4 X 1/2"		
112	TORNILLO PARA TAPA DE CAJA DE TRANSMISION	14	1/4 X 5/8"		
113	TORNILLO PARA SUJECCION DE LA CAJA DE TRANS. AL MARCO	4	5/8" X 1"		
114	RONDANA ELASTICA	4	INT. 5/8" COMERCIAL		
115	TORNILLO DE NAVAJAS	64	5/16" X 3/4" CABEZA CONICA C/ R y T		
116	TORNILLO CHUMACERA DE TAMBOR	16	1/2 X 1" C/R		
117	TORNILLO SOPORTE No. 27	2	3/4" X 1/2" C/T y R		
118	TORNILLO PLACA SOPORTE ( 28 )	4	1/2" X 1" C/T y R		
119	TORNILLO EQUIPO HIDRAULICO	10	3/8" X 3/4" C/T y R		
120	TORNILLO BOMBA HIDRAULICA	2	5/8" X 1 1/2" C/ T y R		
121	TORNILLO CATARINAS	2	5/16" X 1" C/R		
122	TORNILLO ESTRUCTURA EQUIPO HIDRAULICO	8	1/2" X 1" C/T y R		
123	TORNILLO TANQUE ACEITE	4	1/2" X 1" C/R		
124	TORNILLO CUBIERTA FRONTAL FIJA	8	5/16" X 1/2"		

No.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL	PROCESOS	ACABADO
125	TORNILLO CUBIERTA SUPERIOR TRASERA	10	5/16" X 1/2"		
126	TORNILLO PARA CUBIERTA TRASERA AABAT.	14	5/16" X 1/2"		
127	TORNILLO CILINDROS	8	3/4" X 1" C/T y R		
128	TORNILLO SOPORTE TRASERO CILINDRO PRINCIPAL	2	1/2" X 1" C/R		
129	TORNILLO SUJECCION MASA	8	3/4" X 2" C/R y T		
130	BIRLOS	12	5/8" X 2"		
131	RIN	2			
132	LLANTA	2			
133	EMPAQUE DE ASBESTO	4	62 X 84 mm.	TROQUELADO	
134	EMPAQUE DE ASBESTO	1	89 X 94	TROQUELADO	





**dispersor  
materias**

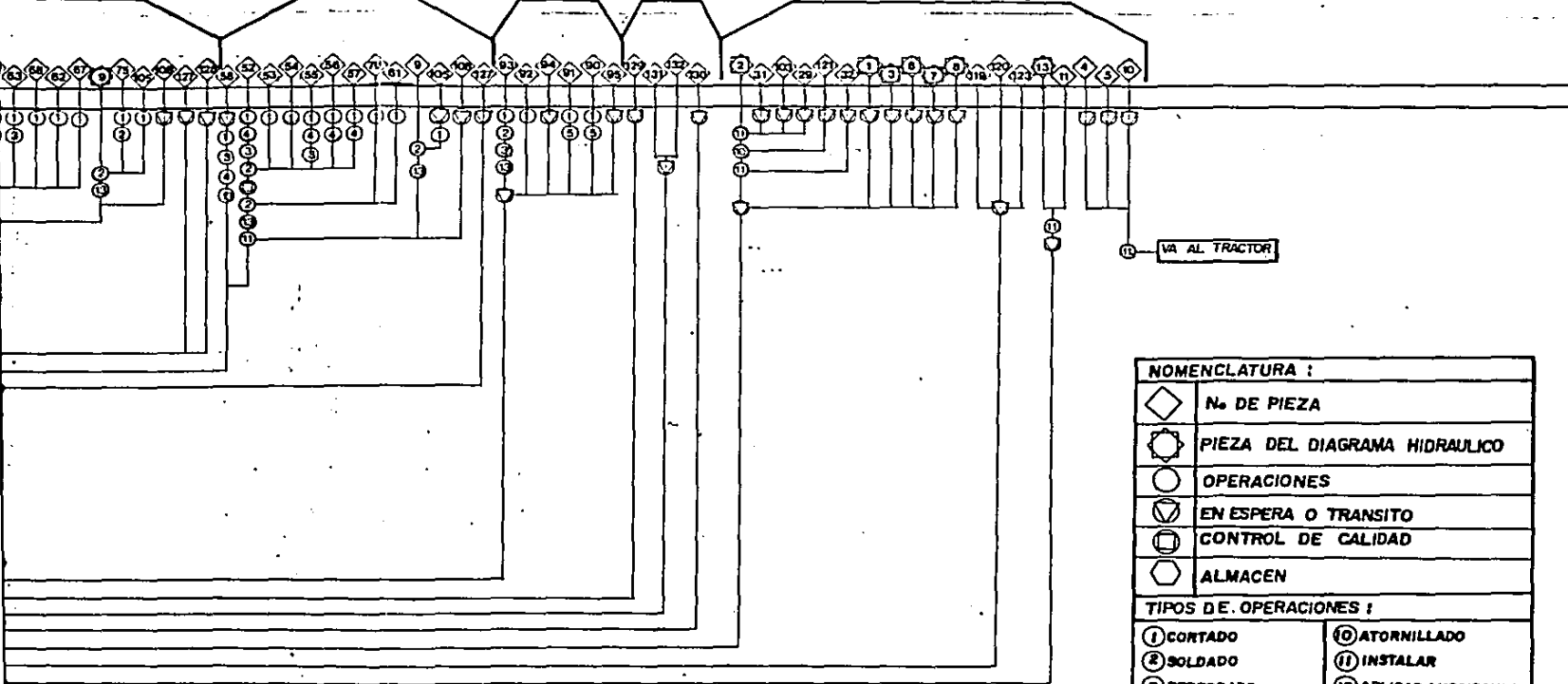
PISO MOVIL

PARED MOVIL

TIRON

LLANTAS

EQUIPO HIDRAULICO



<b>NOMENCLATURA :</b>	
◇	Nº DE PIEZA
⊗	PIEZA DEL DIAGRAMA HIDRAULICO
○	OPERACIONES
∇	EN ESPERA O TRANSITO
◻	CONTROL DE CALIDAD
⬡	ALMACEN
<b>TIPOS DE OPERACIONES :</b>	
① CORTADO	⑩ ATORNILLADO
② SOLDADO	⑪ INSTALAR
③ PERFORADO	⑫ APLICAR LUBRICANTE
④ DOBLADO	⑬ PINTAR
⑤ TORNEADO	⑭ REMACHAR
⑥ FRESADO	⑮ PULIDO
⑦ CEPILLADO	⑯ TROQUELADO
⑧ ROSCADO	⑰ RECTIFICADO
⑨ TEMPLADO	

**dispersor de  
materias orgánicas**

revisó :	Inicio (constancia) N.
aprobó :	<b>CURSOGRAMA.</b>
aprobó :	fecha: octubre
	<b>14</b>

**MEMORIA DESCRIPTIVA.**



MEMORIA DESCRIPTIVA

1. ESPECIFICACION DEL PRODUCTO:

Se ha diseñado un dispensador de Materias Organicas que posee las siguientes características:

Para poder describirlo mejor lo dividiremos en; 3 parte generales que integran el dispensador en su conjunto total.

- \* Remolque
  - 1) Chasis
  - 2) Paredes
  
- \* Sistema de esparcido o distribución
  - 1) Tambores
  - 2) Sistema Motriz
    - Caja de eng.
    - Flechas cardan
    - Motor hidr.
  
- \* Sistema de alimentación
  - 1) Pisos
  - 2) Pared Movil
  
- \* Sistema de Propulsión
  - 1) Transmisión Mecanica
  - 2) Unidad de Alimentación
  - 3) Unidad de mando y control

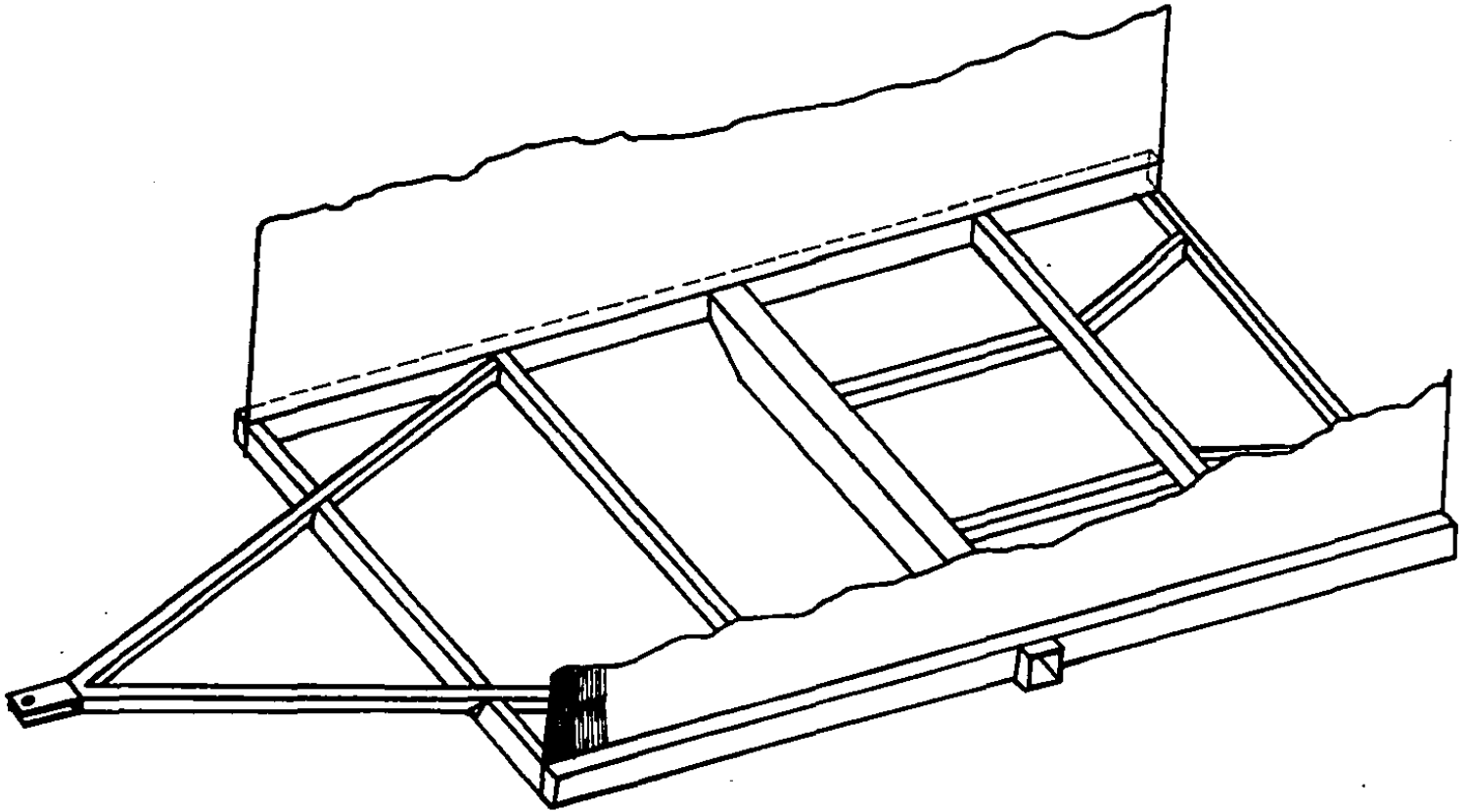
Las analizaremos cada una de estas partes a continuación dando así mismo sus procesos de fabricación y materiales requeridos para ello. También mencionaremos las piezas requeridas para su funcionamiento que son de adquisición comercial.

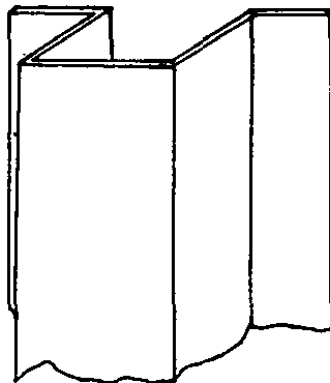
- Remolque: 1) Chasis: Este consta de 2 barras longitudinales de PTR 2"x4"x1/8", que resultan del -  
dobles inferior de las paredes laterales, cerradas, mediante soleras.
- 2) de 3 barras transversales de PTR 3"x4"x1/8"; que nos cierran el marco del chasis y -  
apoyo al piso .
- 3) El tirón formado por 2 barras de PTR 2x4x1/8 que estan soldadas a las barras longi -  
tudinales en su extremo donde se juntan tiene un cople loco; para facilitar la manio  
brabilidad del remolque. En la parte delantera del tiron está fijado el soporte de  
gato comercial, utilizado en los implementos agricolas acoplados al tractor .
- 4) Eje de ruedas.- este se realiza con placa de 3/16 de la forma siguiente:



Sus procesos de fabricación son, corte y doblado de lamina y soldadura. A sus extre-  
mos van soldadas dos placas cuadradas de 1/2" para fijar las ruedas de la manera --  
mostrada.

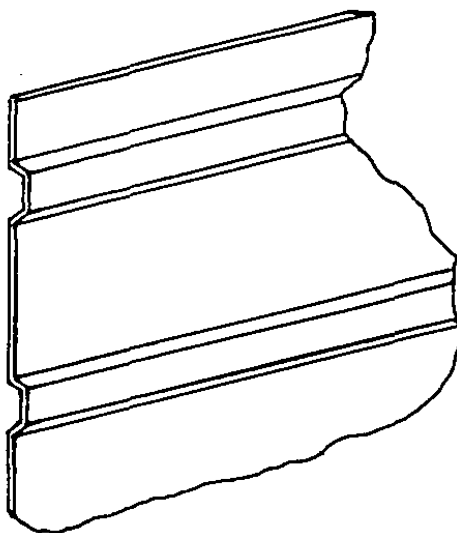
- 5) La estructura del piso de los tambores esta formada por los perfiles PTR 3"x2"x1/8 -  
según el dibujo.





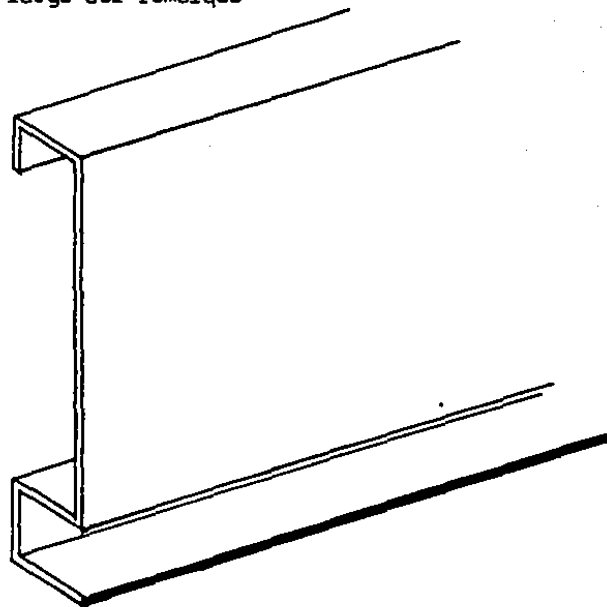
2) Delantera: Consta de una lamina de  $1/8''$ ; la cual va a juntar las paredes laterales; mediante soldadura.

La pared para tener una mayor rigidez, tendra los dobleces, a todo su largo como se muestra a continuación.



PAREDES:

1) Laterales: Se extiende a todo lo largo del remolque



Los dobleses inferiores forman parte integral del chasis (punto 1 del chasis) y los dobleses superiores forman el borde longitudinal superior por donde pasan los conductos hidraulicos y a su vez encajan los refuerzos verticales que daran la rigidez a las paredes del remolque.

Dichos refuerzos van soldados a las paredes; y son 4 por cada lado; son doblados de lamina de 1/8" de la forma siguiente:

Esta pared junto con los extremos delanteros de las paredes laterales dan la base para la caja soporte del equipo hidráulico; y para completar la caja se le da una cubierta abatible de lamina  $3/64''$  como se muestra en los planos.

3) Pared trasera : Esta formada por una lamina doblada de  $3/16''$  de espesor. Su forma se muestra en los planos.

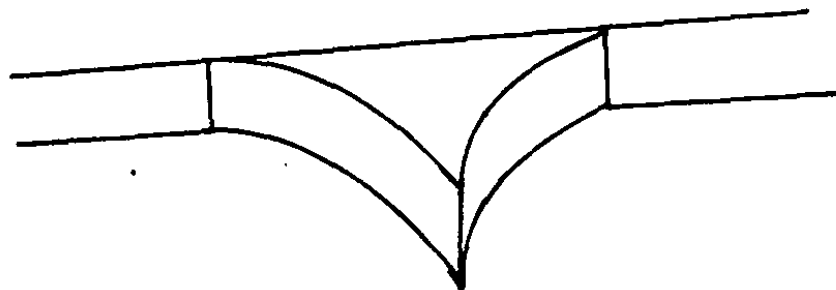
La forma de la parte superior, junto con otra barra transversal del mismo tamaño (PTR  $2'' \times 2'' \times 1/8''$ ) forman la estructura de soporte del sistema motriz de los tambores ( caja de engranes y motor hidráulico ).

En su parte que forma la pared trasera va inclinada para ayudar al estiercol hacia los tambores.

Su extremo inferior forma el techo de la garganta del paso del estiercol para su esparcido; y también el soporte de las chumaceras superiores de los tambores.

El piso que soporta los tambores y a la vez cierra por abajo la garganta mencionada anteriormente, esta hecha de placa de  $3/16''$  de espesor, apoyada y soldada sobre la estructura del chasis ( punto 5 chasis )

En su parte central delantera el piso lleva una lamina doblada en forma de arco de circulo y soldada al piso dando así la guia que limita la zona de corte de los tambores.



La pared trasera junto con los extremos traseros de las paredes laterales dan la base de la caja soporte de el sistema motriz y de los tambores.

Para completar esta caja se le da una cubierta abatible de lamina 3/64" como se muestra en los planos y en el estudio engonometrico.

El extremo del piso que soporta los tambores viene doblado para formar junto con unas soleras laterales una cubierta inferior trasera ( las soleras son de lamina 3/64")

#### SISTEMA DE ESPARCIDO O DISTRIBUCION

- 1) Tambores: Costa de un disco de placa de 1/4" de espesor; sobre el cual vienen soldadas 4 aletas radiales que son de ángulo comercial de 3"x3"x1/4"; estas aletas sirven de soporte para las navajas radiales; que estaran atornilladas a estas.

Las navajas tienen dobleces en sus extremos a todo lo largo, que sirven para facilitar el corte del estiercol y su desplazamiento hacia el exterior de las aletas.

Las navajas tienen la forma simetrica para poder voltearlas al desgastarse uno de los bordes cortantes.

Las navajas estan hechas de acero AISI/SAE 4140 templado a la temperatura 860-880oC- y enfriado en aceite.

En el centro del tambor viene un buje soldado al disco y los angulos- soportes que transmitira la potencia.





**Piso Inmovil:** Forma las 2/3 partes de la longitud utilizada para carga del remolque. Consta de - 5 perfiles tubulares cuadrados de  $1\frac{1}{4}'' \times 1\frac{1}{4}'' \times \frac{1}{8}''$ ; los cuales van a toda su longitud y se apoyan sobre las estructuras transversales del chasis. Por encima pasa la placa de espesor de  $\frac{1}{8}''$  formando la superficie del piso. Sobre el plano del mismo piso, van 2 soleras  $\frac{3}{16}''$  de espesor y 28mm de ancho que servirán de guía para el piso móvil.

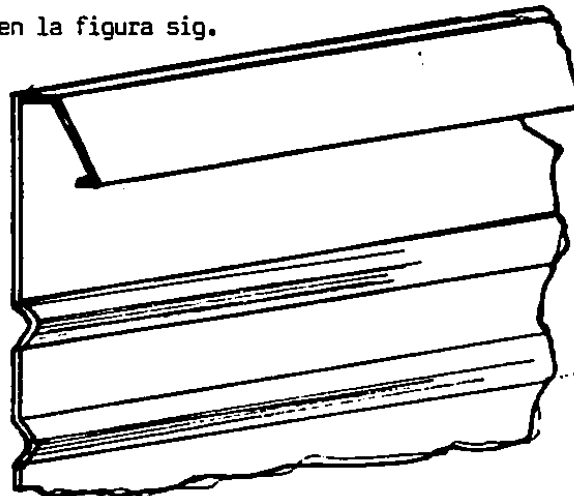
**Piso Móvil:** Esta formado por 2 placas inferior y superior de  $\frac{1}{8}$  de espesor, cerradas por toda su periferia . En la parte central está instalado el cilindro hidráulico principal acoplado al piso móvil a través de una cubierta; que forma parte integral de la estructura del piso.

En la parte interior del piso móvil se soldaron 2 refuerzos longitudinales como se muestra anteriormente en los planos. Debajo de estos van montados 2 deslizadores longitudinales de fibra de vidrio de 35x6mm. los cuales coinciden con las guías - del piso inmovil.

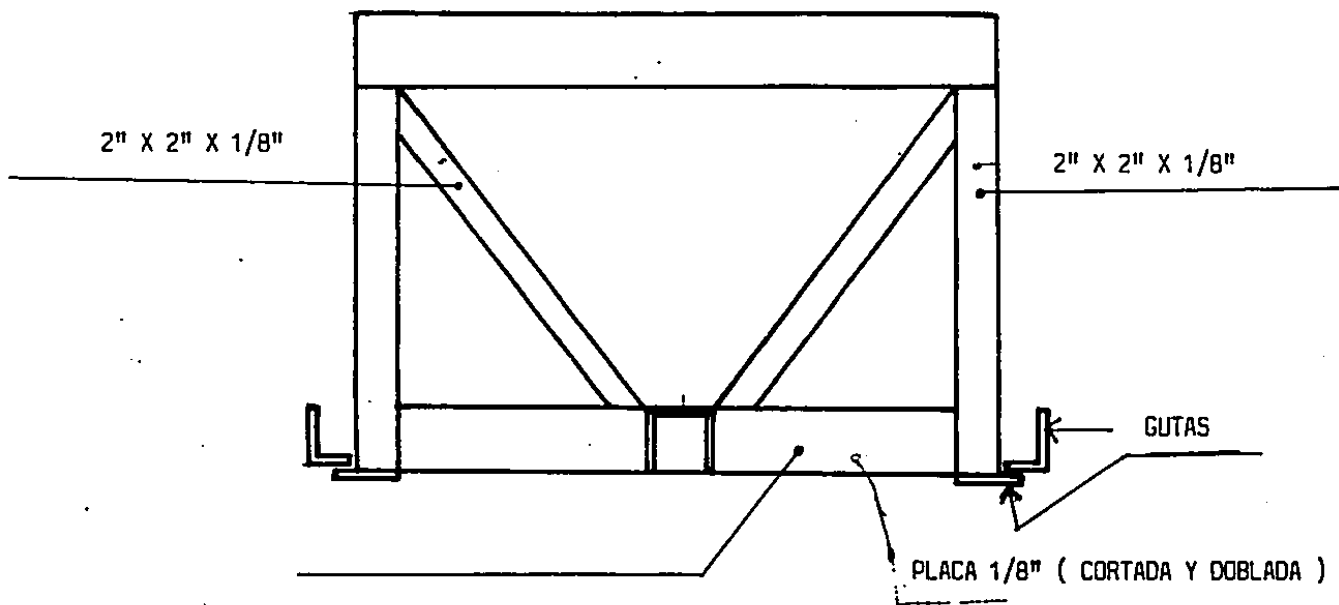
Los bordes laterales reforzados del piso móvil sirven de guía en su posición inicial y también como deslizadores para la pared móvil. El piso móvil en su posición inicial se soporta sobre 2 perfiles tubulares laterales de  $1\frac{3}{4} \times 1\frac{3}{4} \times \frac{3}{16}''$ .

El extremo trasero del cilindro se apoya sobre la estructura transversal del chasis, donde comienza el piso inmovil. El vástago del cilindro acoplado al extremo trasero del piso móvil, mediante una estructuración reforzada, hace desplazar al piso móvil junto con la pared móvil, hasta alcanzar extremo trasero del piso inmovil (ver figura B ). Así se completa la primera etapa de la descarga de estiércol.

2) Pared Movil: Consta de una placa de 1/8" de espesor, y reforzada mediante dobleces transversales como se muestra en la figura sig.



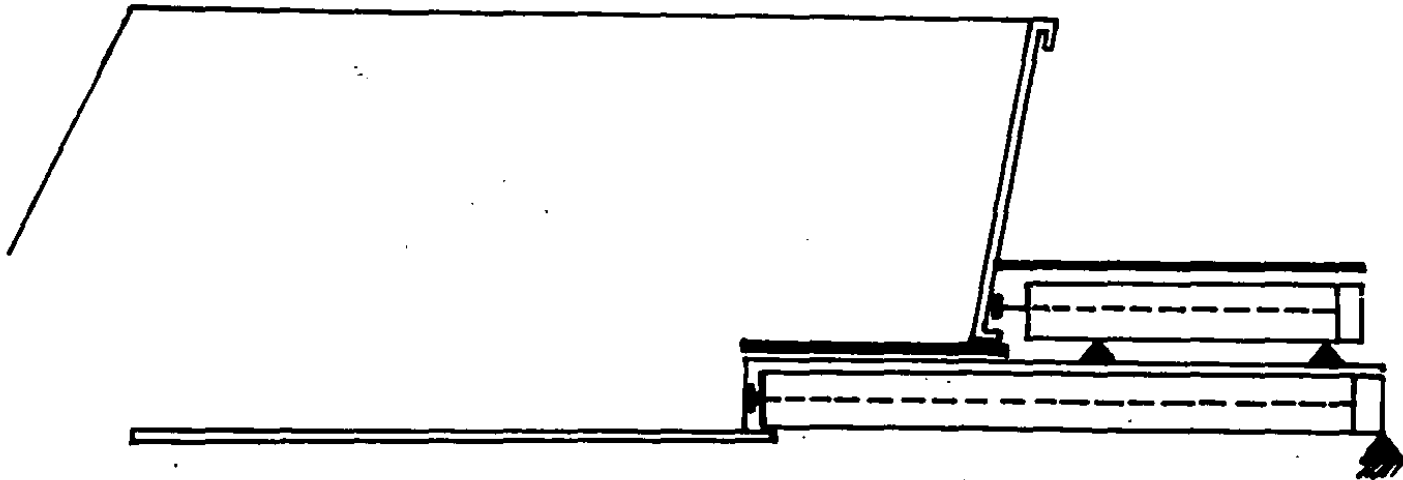
Esta lamina tiene su estructura de marco, formada por perfiles tubulares laterales, diagonales, inferior y la cubierta del cilindro secundario.



La estructura de la pared moviel esta apoyada sobel el piso movil por un extremo y so -  
bre la cubierta del cilindro principal por el otro extremo.

Su movimiento empieza cuando el cilindro principal termina su acción y abre automatica -  
mente la valvula de cierre ( No. 10 ) . Esta guiado mediante angulos que van soldados a  
las paredes laterales del remolque. Al terminar la carrera del cilindro secundario la -  
pared movil queda justo al extremo trasero del piso movil, completando la descarga del -  
estiércol. (como se muestra fig. c)

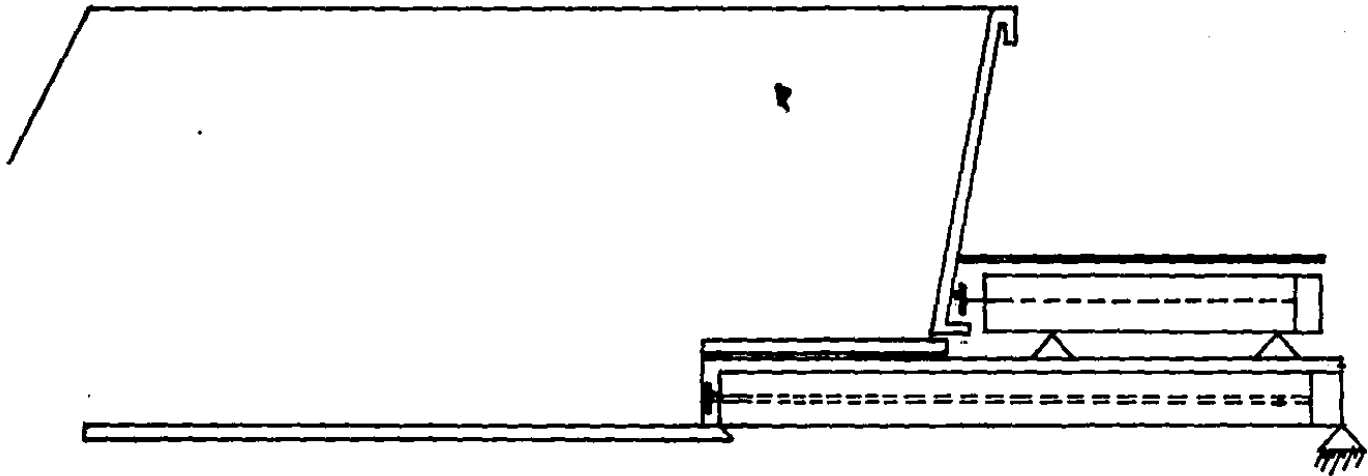
Una vez efectuada la descarga retroceden ambos cilindros simultaneamente; así el piso -  
y pared moviles regresan a su posición inicial (como se muestra en fig. A).



POSICION INICIAL DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LOS TAMBORES ESPARCIDORES

(POSICIÓN PARA SER CARGADO EL REMOLQUE)

FIG . A



PRIMERA POSICION DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LOS TAMBORES

(SE ACCIONA EL 1º PISTÓN ALCANZANDO SU CARRERA MAXIMA)

:

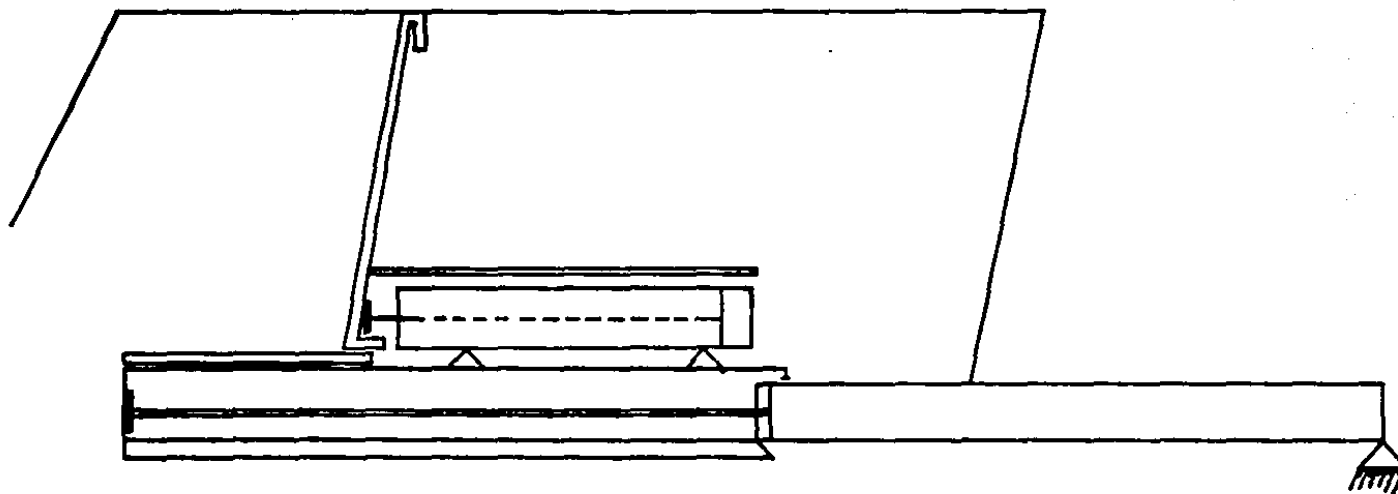


FIG. 8

SEGUNDA POSICION DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LOS TAMBORES

(ES ACCIONADO EL 2º PISTÓN ALCANZANDO SU CARRERA MAX. Y LA DESCARGA TOTAL DEL REMOLQUE)

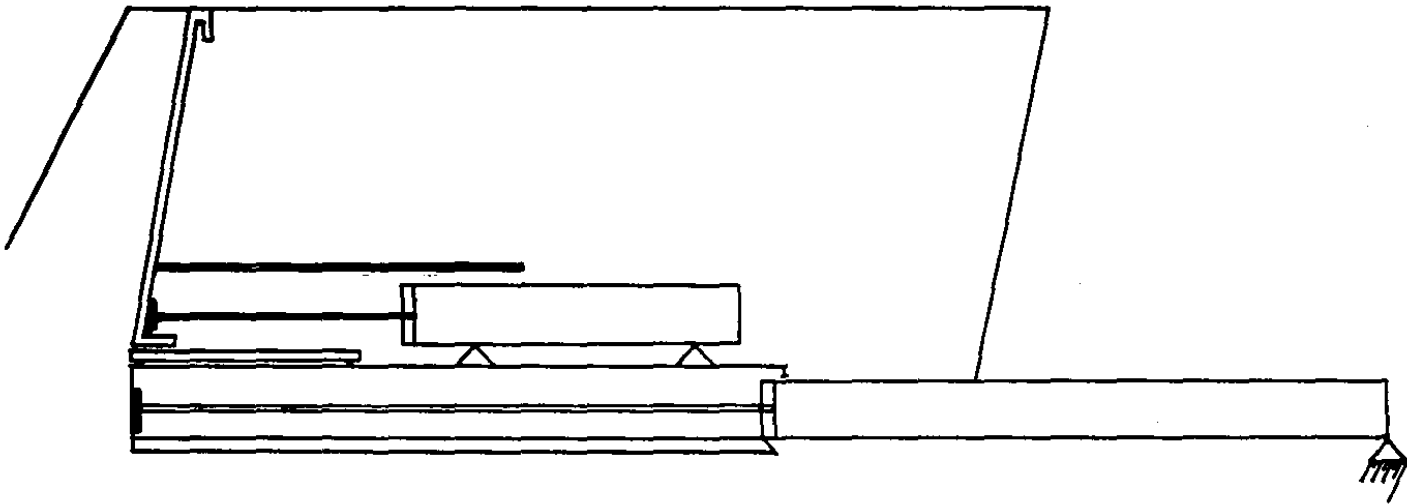


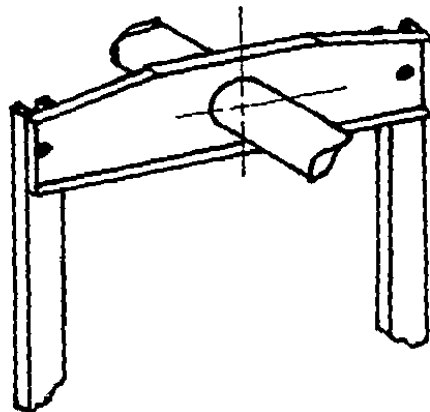
FIG. C

## SISTEMA DE PROPULSION:

### 1) Transmisión Mecánica:

Consta: Flecha Cardán: Se acopla a la toma de fuerza del tractor por un extremo y a la flecha intermedia por el otro. Debe tener la longitud variable.

Flecha Intermedia: Viene dentro del tubo soporte que tiene baleros en sus extremos, esta fijado a la parte delantera sobre un soporte especial soldado sobre las barras del tirón, y en su parte trasera esta acoplado al soporte de la bomba hidráulica.

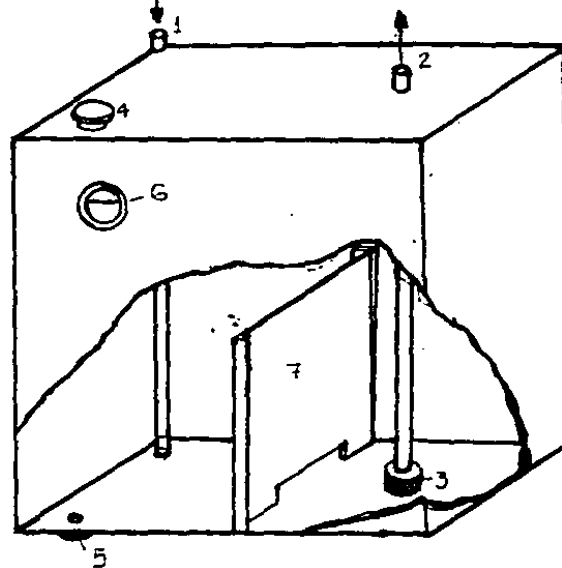


Transmisión de la cadena: Consta de la catarina grande puesta sobre el extremo trasero de la flecha intermedia y de la catarina pequeña que va directamente montada sobre la flecha de la bomba hidráulica.

La cadena es de tipo doble standard; este sistema requiere de un engrasado periódico; el acceso se logra mediante el abatimiento de la tapa de la cubierta frontal.

## 2) Unidad de Alimentación:

Tanque de aceite: Es un recipiente rectangular, soldado de placa 3/64" de espesor y sus dimensiones 60 x 45 x 25 cm. lo que da la capacidad de 67.5 lt. y consta de los elementos siguientes:



1. Tubería de retorno
2. Tubería de succión
3. Filtro preliminar de malla de la boca de aspiración
4. Tapón de llenado con el orificio de aspiración (ventilación) con el filtro de aire.
5. Tapón de vaciado
6. Indicador del nivel de aceite de mirilla
7. Pantalla de separación



- \* Bomba hidráulica
  - \* Filtro de aceite
  - \* Válvula de Seguridad
- Elementos seleccionados anteriormente  
en el capítulo de cálculos.

Estos elementos vienen montados dentro de la cubierta frontal, mediante los soportes diseñados, de acuerdo a su forma de fijación, su funcionamiento y espacio disponible. (como se ve en los planos).

El soporte común de la bomba hidráulica y el extremo trasero de la flecha intermedia posibilita el ajuste de la tensión de la cadena.

### 3) Unidad de mando y control:

Las válvulas que no requieren de ser operadas continuamente como son la válvula reguladora de flujo (6), válvula de alivio (7); están ubicadas en la cubierta frontal junto con los elementos de la unidad de alimentación.

Las válvulas de operación continua, la válvula direccional 1 y 2 (4 y 5) van montadas sobre el tractor al alcance del operador. La unidad de mando que estará montada sobre el tractor, se acopla con la unidad de alimentación a través de mangueras elásticas.

Los elementos hidráulicos que tienen una posición fija en la máquina se acoplan entre sí por conductos rígidos (tubería).

**costor.**

PLACAS

1.-	PLACA DE 1/8"	26,581 m2	645 KILOS	\$ 302.00 c/u	\$ 194,790.00
2.-	PLACA DE 3/16"	7,481 m2	275 "	302.00	83,050.00
3.-	LAMINA DE 5/64" CAL. 14	8,58 m2	111 "	398.00	44,178.00
4.-	PLACA DE 1/4"	2,08 m2	98 "	302.00	29,596.00

PERFILES TUBULARES PTR

5.-	5,25 m	3"x4"x3/16"	53 "	535.00	28,355.00
6.-	5 m	2"x4"x3/16"	43 "	535.00	23,005.00
7.-	1,65 m	2"x4"x1/8"	11 "	535.00	5,885.00
8.-	1,20 m	1"x1"x1/8"	2 "	535.00	1,070.00
9.-	1,65 m	2"x2"x1/8"	6 "	535.00	3,210.00
10.-	1,05 m	2"x3"x1/8"	29 "	535.00	15,515.00
11.-	0,20 m	3/4"x3/4"x5/64"	0.176 "	482.00	84.00
12.-	10,50 m	1 1/4" X 1 1/4" X 1/8"	22 "	535.00	11,770.00
13.-	2,10 m	1 3/4" X 1 3/4" X 3/16"	7 "	535.00	3,745.00

ANGULOS

14.-	3 m	3"x3"x1/4" (8 tramos de 37 cm. c/u )	26 "	357.00	9,282.00
14.-	0,60 m	3"x3"x1/4" (2 tramos de 30 cm. c/u )			

FLECHAS

15.-	45 mm	71 cm ( 1 Pza )	8.64 "	527.00	4,555.00
------	-------	-----------------	--------	--------	----------

16.-	36 mm	13 cm. ( 2 Pzas )	8 KILOS	527.00	4,216.00
16.-	36 mm	35,5 cm ( 1 Pza )			
17.-	40 mm	25 cm ( 2 Pzas )	2.5 "	527.00	1,317.00

BARRA PERFORADA

18.-	6 m	80X63 mm.	90 "	1,389.00	125,010.00
------	-----	-----------	------	----------	------------

BUJES

19.-	10 Piezas	80 X 60 mm.	10 Piezas	4,180.00	41,800.00
------	-----------	-------------	-----------	----------	-----------

ENGRANES

20.-	2	EXTERIOR=186.3 mm ESPESOR = 35 mm 42 DIENTES RECTOS PASO DIAMETRAL 6	2 Piezas	82,000.00	164,000.00
------	---	---	----------	-----------	------------

21.-	2	EXTERIOR = 97,3 mm. ESPESOR = 35 mm. 21 DIENTES RECTOS PASO DIAMETRAL 6	2 "	58,700.00	117,400.00
------	---	--	-----	-----------	------------

CUCHILLAS O NAVAJAS

22.-	8 Piezas	360 mm. - 4" X 1/4" ACERO ASE 4140 TEMPLADO	8 "	4,860.00	38,880.00
------	----------	--	-----	----------	-----------

BALEROS

23.-	7 Piezas	FAG - 6206	7 Piezas	4,000.00	28,000.00
24.-	1 Pieza	FAG - 16009	1 "	8,300.00	8,300.00
25.-	2 Piezas	FAG - 6008 2 RSR ( con 2 tapas de obturación )	2 "	6,800.00	13,600.00

RETENES

26.-	3 Piezas	HMSA-7N NUMERO 500429	3 "	1,500.00	4,500.00
------	----------	-----------------------	-----	----------	----------

CHUMACERAS DE PARED

27.-	4 Piezas	FY - 106	4 "	14,150.00	56,600.00
------	----------	----------	-----	-----------	-----------

FLECHAS DE CARDAN

28.-	2 Piezas	60 cm - 1 1/2"	2 "	32,700.00	65,400.00
29.-	1 Pieza	LA QUE VA AL TRACTOR ( STD )	1 "	56,700.00	56,700.00

PERNOS

30.-	1 Pieza	1/2" 6.5 cm 1/2" X 6.5 cm	1 "	2,300.00	2,300.00
31.-	1 Pieza	1 1/4" - 22.5 cm 1 1/4" X 22.5 cm	1 "	4,200.00	4,200.00

MANGUERA

32.-	DIAMETRO EXTERNO - 1"	6 MTS.	4,880.00	29,280.00
	DIAMETRO INTERNO - 1/2"			
	METROS NECESARIOS 6 MTS.			

TUBOS

33.-	DIAMETRO EXTERNO - 5/8"	23 "	1,023.00	23,529.00
------	-------------------------	------	----------	-----------

CODOS - UNIONES

34.-	CONEXIONES RECTAS	12	12 Piezas	287.00	3,444.00
35.-	CODOS	10	10 "	312.00	3,120.00

TANQUE PARA ACEITE

36.-	60X45X25 cm	1 "	48,760.00	48,760.00
	CON TODOS SUS			
	ADITAMENTOS			

CUÑAS CUADRADAS

	<u>TAMAÑO</u>	<u>LONGITUD</u>	<u>No. DE PIEZAS</u>	<u>APLICACION</u>	<u>COSTO UNITARIO</u>	<u>COSTO</u>
37.-	3/8"	25 mm	2	TAMBORES	26.00	52.00
38.-	5/16"	40 mm	1	CATARINAS	23.00	23.00
39.-	5/16"	32 mm	4	FLECHAS DE ENGRANES	21.00	84.00
40.-	3/16"	40 mm	1	CATARINAS	19.00	19.00

TORNILLOS

<u>TIPO DE TORNILLO</u>	<u>DIAMETRO</u>	<u>LONGITUD</u>	<u>No. DE PIEZAS</u>	<u>APLICACION</u>	<u>COSTO</u> <u>UNITARIO</u>	<u>COSTO</u>
41.- CAB. HEXAGONAL	3/4"	2	8	ACOPLAR MASA AL MARCO DEL CHASIS ( LLAN TA )	329.00 \$	2,632.00
42.- BIRLOS	5/8"	2"	12	RINES SUJEC- CION	214.00	2,568.00
43.- CAB. HEXAGONAL	5/8"	1 1/2"	2	SUJETAR BOM- BA HID.	175.00	350.00
44.- CAB. HEXAGONAL	5/8"	1"	4	SUJETAR LA - CAJA DE TRANS. AL MARCO	158.00	632.00
45.- CAB. HEXAGONAL	1/2"	1 1/2"	4	SUJETAR EL MOTOR HID.	107.00	428.00
46.- CAB. HEX. C/TUERCA	1/2"	1"	18	SUJETAR TAN- QUE HID. ES- TRUC. DEL EQ. HID. Y PARA- FLECHA INTER.	85.00	1,530.00
47.- CAB. HEXAGONAL	3/8"	1"	1	FLECHA DEL - MOTOR ENGRA- NE ACOPLAM.	38.00	38.00
48.- HEXAGONAL C/TUERCA	3/8"	3/4"	10	FIJA LOS ELE MENTOS DEL - SIST. HID.	33.00	330.00

<u>TIPO DE TORNILLO</u>	<u>DIAMETRO</u>	<u>LONGITUD</u>	<u>No. DE PIEZAS</u>	<u>APLICACION</u>	<u>COSTO UNITARIO</u>	<u>COSTO</u>
49.- HEXAGONAL C/TUERCA	5/16"	1"	2	PARA LAS CA- TARINAS.	26.00	52.00
50.- CAB. CONICA C/TCA.	5/16"	3/4"	64	SUJETAR CUCHI- LLAS O NAVAJAS	29.00	1,856.00
51.- CAB. CONICA	5/16"	2"	24	DESILIZADORES - DEL PISO.	43.00	1,032.00
52.- CAB. HEXAGONAL	1/4"	1/2"	16	TAPAS DE BALE- ROS Y RETENES	15.00	240.00
53.- CAB. HEXAGONAL	1/4"	5/8"	14	TAPAS DE LA CA JA DE TRANSM.	16.00	224.00

CONJUNTO DE RUEDAS

54.- 2 MANGOS					12,000.00	24,000.00
55.- 2 MAZAS					13,500.00	30,600.00
56.- 2 BALEROS # 32208					4,800.00	9,600.00
57.- 2 BALEROS # 32305					4,350.00	8,700.00
58.- 2 RETENES # 23093					1,390.00	2,780.00
59.- 2 RINES 8 X 20					63,500.00	127,000.00
60.- 2 LLANTAS 1000-20					97,420.00	194,840.00

CAJA DE ENGRANES

61.- ESTRUCTURA TAPAS Y CAJAS DE BALEROS Y RETENES BUJES.					89,737.00	89,737.00
---	--	--	--	--	-----------	-----------



TIRON

62.- SOLO EL ENGANCHE	\$ 8,385.00	\$ 8,385.00
MOVIL AL TRACTOR		

PINTURA

63.- _ 5 LITROS	2,312.00	11,560.00
-----------------	----------	-----------

SISTEMA HIDRAULICO

- BOMBA _____ REXROTH		730,145.00
- VALVULA SEGURIDAD _____ VICKERS		147,893.00
- VALVULA DIRECCIONAL 1 _____ VICKERS		357,219.00
- VALVULA DIRECCIONAL 2 _____ VICKERS		357,219.00
- VALVULA REGULADORA DE FLUJO _____ VICKERS		252,556.00
- VALVULA DE ALIVIO _____ VICKERS		147,893.00
- FILTRO _____ VICKERS		84,185.00
- CILINDROS HIDRAULICOS _____ REXROTH		
PRINCIPAL		824,550.00
SECUNDARIO		659,353.00
- VALVULA DE CIERRE _____ VICKERS		36,395.00
- VALVULA ANTIRRETORNO ( CHECK ) _____ VICKERS		40,955.00
- MOTOR HIDRAULICO-----VICKERS		357,845.00

COSTO DISPERSOR DE MATERIAS ORGANICAS

COSTO MATERIAL	\$	1'793,761.00
MANO DE OBRA		627,816.00
GASTOS INDIRECTOS		<u>179,376.00</u>
		2'600,953.00
SISTEMA HIDRAULICO		<u>3'561,013.00</u>
		6'161,966.00
35% UTILIDAD		<u>2'156,688.00</u>
TOTAL COSTO POR UNIDAD A DICIEMBRE DE 1986		<u>8'318,654.00</u> =====

**bibliografia.**

\* BIBLIOGRAFIA :

1. BOLETIN SOBRE SUELOS (FAO).

MATERIAS ORGANICAS.

FERTILIZANTES.

Documentos seleccionados del informe de la consulta de expertos FAO/SIDA. Celebrado en Roma del 2 al 6 de diciembre de 1974.

Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación.  
Roma, 1976.

2. ABONOS.

GUIA PRATICA DE FERTILIZACION.

Andre Gros.

Ediciones Mundi-Prensa 7ª edición (MADRID).

3. LAS MAQUINAS AGRICOLAS Y SU APLICACION.

J. Ortis- Canavate.

Ediciones Mundi-Prensa, (MADRID).

4. AGRICULTURAL MACHINES, THEORY AND CONSTRUCTION.

Volumen 1.

H. Bernacki., J. Haman., CZ Kanafojaski.

Published for the U.S. Department of Agriculture and the National Science Foundation, Washington D.C., by the Scientific Publication Foreign Cooperation Center of the Central Institute for Scientific, technical and Economic Information.

WARSAW, POLAND. 1972.

Reproduced by National Technical, Information Service us Department of Commerce Springfield VA 22151.