



Corporación Colombiana de Investigación Agropecuaria

Subdirección de sistemas de producción  
Programa Nacional De Maquinaria Agrícola Y Postcosecha

---

✓ DISEÑO DE UN SISTEMA MULTIPROPÓSITO PARA  
APLICACIÓN CON TRACCIÓN ANIMAL DE  
PLAGUICIDAS, FERTILIZANTES Y CONTROL  
MECÁNICO DE MALEZAS.

---

INFORME FINAL.

Tibaitatá , febrero de 1998

## **Dirección del proyecto:**

OSCAR CHAPARRO ANAYA

Investigador Cooperante, Programa Nacional de Maquinaria Agrícola y  
Postcosecha

Periodo 1995 - 1996

FERNANDO LOZANO OSORNO

Investigador Cooperante, Programa Nacional de Maquinaria Agrícola y  
Postcosecha

Periodo 1997

## **Participación por CORPOICA**

HUGO REINEL GARCÍA BERNAL. Coordinador del Programa de Maquinaria  
y Postcosecha.

GONZÁLO A. RODRIGUEZ B. Investigador Adjunto Programa de  
Maquinaria y Postcosecha.

JAIRO CHAUR BERNAL. Investigador Programa de Maquinaria y  
Postcosecha

JESÚS HERNÁN CAMACHO T. Investigador Cooperante Programa  
de Maquinaria y Postcosecha.

## **Colaboración**

HERCEY MARTINEZ.

Ingeniero Agrícola. Universidad Nacional  
de Colombia.

## **Estudiantes y tesistas.**

ORLANDO AVENDAÑO ORJUELA Ingeniería Mecánica. Universidad  
Nacional de Colombia.

NESTOR HUGO BAYONA PARGA. Ingeniería Mecánica. Universidad  
Nacional de Colombia

JULIO C. NARANJO A. Ingeniería Mecánica. Universidad  
de América.

ELKIN MAURICIO. PARDO L. Tecnología Mecánica. Universidad  
Distrital Francisco José de Caldas.

EDWIN ALBERTO BULLA. Tecnología Mecánica. Universidad  
Distrital Francisco José de Caldas.

ARMANDO SALGADO O. Tecnología Mecánica. Universidad  
Distrital Francisco José de Caldas

## **TABLA DE CONTENIDO**

### **PRESENTACIÓN**

#### **1. JUSTIFICACIÓN**

**1.1 ENTORNO SOCIOECONÓMICO**

**1.2 ENTORNO TÉCNICO.**

#### **2. METODOLOGIA**

#### **3. ANTECEDENTES Y ALTERNATIVAS**

**3.1 APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS LÍQUIDOS.**

**3.2 APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS SÓLIDOS.**

**3.3 CONTROL MECÁNICO DE MALEZAS.**

**3.4 CONDICIONES ESPACIALES.**

**3.5 FUENTE DE POTENCIA.**

**3.5.1 TIPOS DE ARNESES.**

**3.6 OTROS IMPLEMENTOS MULTIPROPÓSITO EN EL MUNDO.**

#### **4. MÁQUINA MULTIPROPÓSITO**

**4.1 REQUERIMIENTOS DE POTENCIA.**

**4.2 ESTRUCTURA.**

**4.3 SISTEMA DE TRANSMISION.**

**4.3.1 BRAZO.**

**4.3.2 RUEDA.**

**4.3.2.1 Eje de la Rueda.**

**4.3.3 TRANSMISIÓN POR CADENA.**

**4.3.4 EJE CUADRADO.**

4.3.5 TORNILLO.

4.3.6 DISPOSITIVO DE ACOPLA.

4.3.7 BUJE DE ACOPLA INTERIOR.

4.3.8 RODAMIENTOS.

4.3.9 DIFERENCIAL.

#### **4.4 SISTEMA DE APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS SÓLIDOS.**

4.4.1 DOSIFICADOR.

4.4.2 TOLVA ALIMENTADORA DE FERTILIZANTE SÓLIDO.

**4.5 EQUIPO DE FUMIGACION.**

**4.6 CONTROL MECANICO DE MALEZAS.**

**4.7 CAPACIDAD DE LA MAQUINA.**

### **5. CONCLUSIONES**

### **6. ANEXOS**

**6.1 CALCULO DE LA ESTRUCTURA.**

**6.2 ESTABILIDAD DE LA MÁQUINA.**

**6.3 POTENCIA.**

**6.4 CALCULO DEL BRAZO.**

**6.5. TRANSMISIÓN POR CADENA.**

**6.6 EJE CUADRADO.**

**6.7 TORNILLO DE GRADUACIÓN.**

**6.8 BUJE DE UNIÓN BRAZO - ACOPLA.**

**6.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.**

**6.10 DIFERENCIAL.**

6.10.1 CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES DEL DIFERENCIAL.

6.10.2 CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES DE CAMBIO DE DIRECCIÓN.

6.10.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ASOCIADOS CON LOS ENGRANAJES.

6.10.4 CÁLCULO DE LA CHAVETA.

**6.11 EQUIPO DE FERTILIZACIÓN.**

6.11.1 CANTIDAD DE AGROQUÍMICO UTILIZADO POR CADA UNO DE LOS SISTEMAS DISTRIBUIDORES.

## PRESENTACIÓN

En el presente informe se encuentran los resultados finales del proyecto "Diseño de un Sistema Multipropósito Para Aplicación con Tracción Animal de Plaguicidas, Fertilizantes y Control Mecánico de Malezas". Este fue desarrollado por el Programa Nacional de Maquinaria Agrícola y Postcosecha de la Corporación Colombiana de Investigación Agropecuaria CORPOICA. De igual manera en su ejecución participaron estudiantes de varias universidades en trabajos de Tesis y Pasantías.

Con la cofinanciación del Programa Nacional de Transferencia de Tecnología Agropecuaria PRONATTA, el proyecto se desarrolló entre los años 1995 y 1996.

En el contenido de este informe se desglosan las características del prototipo desarrollado. En los anexos se encuentran los cálculos respectivos. De igual manera se hace una descripción general de la metodología empleada para el desarrollo del proyecto.

Por último se presentan las conclusiones encontradas durante el desarrollo de este proyecto y se hace una descripción detallada de los gastos durante los 3 años de su ejecución, clasificados de acuerdo con la fuente de financiación y la naturaleza de cada gasto.

---

# **Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.**

INFORME FINAL 1998.

## **1. JUSTIFICACIÓN**

Un aspecto que se ha descuidado en relación con la mecanización de los cultivos, en zonas de ladera, ha sido lo relacionado con las labores culturales, es decir, control de malezas y aplicación de insumos como abonos, Plaguicidas, etc.

Bajo estas circunstancias se debe primero aclarar lo que es una maleza. Según CIAT 1975 "Una maleza es toda planta o parte de ella que interfiere con los objetivos del hombre en una situación específica". Dado que la eliminación innecesaria de malezas es una práctica que conlleva perjuicios económicos y/o ambientales, se debe establecer el nivel de aceptación económico de estas, es decir hasta que punto una plaga o maleza puede competir con el cultivo sin afectarse su producción y crecimiento.

De cualquier manera la presencia anormal de plagas incide económicamente en la explotación del cultivo, ya sea por los efectos en el rendimiento, cosecha, almacenamiento, transporte, etc. y por el costo implícito en los métodos de control utilizados. Si bien los primeros son un tanto difíciles de cuantificar, los segundos son evaluados en términos de mano de obra, equipos e insumos utilizados.

En especies como las hortalizas, las prácticas de eliminación de malezas son necesarias dada la fragilidad de estas y su importancia económica. Las razones principales para controlar las malezas en estas especies son: (CIAT 1975)

1. Excesiva selección por calidad, resistencia a enfermedades, etc.
  2. El porte del cultivo: Pocos cultivos hortícolas crecen con vigor.
-

3. Los altos costos del cultivo exigen el uso de tecnologías modernas.
4. Germinación y crecimiento lentos en las primeras etapas, lo que las hace vulnerables a la competencia.
5. Por su alto valor de concentran mano de obra y se vuelven dependientes de ella.

Sin embargo, no hay un método de control perfecto, por ejemplo el desmalezado manual se limita a cultivos débiles y en estados de desarrollo en los que las malezas ya son una competencia nociva; los herbicidas selectivos dejen especies tolerantes que se convierten en problemas con el paso de los años.

El control de Malezas ejerce influencia en los métodos de siembra y en las densidades y espaciados a implementar.

En la tabla 1 se muestra el peso de los costos de las diferentes etapas de algunos cultivos que podrían utilizar la máquina propuesta.

**Tabla 1 Costos de varios cultivos.**

CULTIVO	1. PREPARACIÓN DE SUELO (%)	2. SIEMBRA (%)	3. LABORES CULTURALES(%)	4 COSECHA(%)	COSTO TOTAL 1996**	3/1	4/1
PAPA	4.21	2.47	11.76	9.89	4.849.760	2.8	2.3
TRIGO	15.73	3.37	4.58	28.24	534.128	0.3	1.8
CAÑA INSTALACIÓN	6.07	0.6			1.977.360	5.83	9.02
CAÑA SOSTENIMIENTO		5.58	35.41	54.78*	4.337.110		
ARARCACHA	8.67	5.78	12.28	26.98	589.315	1.42	3.1
ARVEJA	7.25	6.04	8.46	23.94	827.422	1.17	3.3
MANI	12.13	3.64	18.19	27.59	659.650	1.5	2.27
TABACO RUBIO	2.28	3.99	8.55	12.04	1.753.956	3.75	5.28

Fuente: URPA Boyacá 1996.

\* Incluye industrialización de la Panela

\*\* Incluye costos de insumos y transporte.

Como se ve en la tabla No. 1, en la mayoría de estos cultivos los costos involucrados en las labores culturales representan un poco más que los costos de preparación de suelos, excepto en trigo.

Por otra parte la labores de cosecha, representan uno de los mayores costos de la producción, por la alta utilización de mano de obra. En este aspecto valdría la pena generar alternativas que disminuyan los costos involucrados.

Con respecto a la aplicación de fertilizantes, las plantas necesitan tener un sistema adecuado de suministro de nutrientes. Estos nutrientes a menudo se aplican al suelo y de allí pasan a las cosechas en forma de fertilizantes.

Los fertilizantes se aplican a los suelos agrícolas para aumentar en estos la cantidad disponible de nutrientes para las plantas (principalmente nitrógeno, fósforo y potasio). Su distribución uniforme y su fijación adecuada en el suelo se han hecho cada vez mas importantes, en el sentido de producir la máxima respuesta en el cultivo al mínimo costo.

El método de aplicación de los fertilizantes debe estar acorde a las condiciones del terreno y tener la versatilidad suficiente para poder maniobrar a plena carga y dosificar adecuadamente el fertilizante.

Los fertilizantes minerales pueden ser sólidos, líquidos o gaseosos. El diseño de éste sistema esta orientado a los fertilizantes sólidos granulados. Una característica importante de los abonos sólidos es que poseen facilidad de dispersión. Los abonos granulados se componen de gránulos de 0.5 - 5 mm.

La dosificación y aplicación de los fertilizantes sólidos debe ser lo mas uniforme y exacta posible para un cultivo determinado, con el fin de que el sistema radicular de las plantas encuentre en las zonas de absorción los elementos nutritivos necesarios para su correcto desarrollo.

Debido a la naturaleza corrosiva de los fertilizantes se deberían escoger materiales que resistan el ataque químico de estos.

## **1.1 ENTORNO SOCIOECONÓMICO**

Colombia al igual que otros países andinos presenta una alta concentración de la producción agrícola en las zonas pendientes de las cordilleras donde las condiciones topográficas limitan la mecanización con los sistemas y equipos convencionales de tracción mecánica.

Al analizar la distribución por grado de pendiente de las zonas de ladera con potencial agrícola se encuentra que el mayor porcentaje de éstas tiene pendiente superior al 50%, factor que de hecho ya establece un serio reto en la generación de tecnología para el proceso de mecanización.

Por otra parte los llamados cultivos misceláneos característicos de las regiones de minifundio y localizados principalmente en la ladera, cubren alrededor del 45% de toda el área sembrada en el país. Esto refuerza aún más el planteamiento de dar prioridad a la mecanización apropiada de las áreas de ladera en Colombia.

Si se enfoca el caso de preparación de suelos, un patrón de mecanización típico del agricultor de las zonas de ladera, está constituido por cinco o seis operaciones sucesivas con implementos tradicionales, arado de chuzo y rastra de púas, ambos de madera y fabricados por el mismo agricultor o adquiridos en el mercado veredal. Estos patrones son susceptibles de ser racionalizados manteniendo la productividad y disminuyendo los costos.

Otro aspecto a considerar en la mecanización de los suelos de ladera, es el concerniente a evitar su erosión y degradación para conservarlos productivos y en el cual la labranza juega papel preponderante, pues afecta la estabilidad estructural de los mismos y si se realiza de manera inadecuada no solo acelera el proceso erosivo sino que reduce su capacidad de almacenamiento de agua e intercambio gaseoso, afectando de paso la producción de las especies.

Además de las pérdidas económicas por estos aspectos se están produciendo efectos colaterales de contaminación del ambiente y de resistencia de los patógenos a los productos.

## 1.2 ENTORNO TÉCNICO.

De las 114.174.800 ha del territorio colombiano 14.247.033 ha tienen aptitud agrícola, de estas, casi el 57% está ubicado en zonas de cordillera.

En estas zonas se ubica el 65% de los agricultores colombianos, que corresponden casi en su totalidad a pequeños productores. Estos producen el 75% de los productos básicos de la canasta familiar colombiana y cubren un 45% del total de la producción agrícola en el país. Estas cifras indican el gran potencial agrícola de las zonas de ladera y por ende la necesidad que tiene el país de realizar acciones de mecanización apropiada para estas áreas tendientes a lograr una agricultura más eficiente y al mismo tiempo más sostenible.

La topografía de la región en cuestión puede observarse en la tabla No. 2.

**Tabla 2 Distribución por pendiente de las zonas quebradas colombianas, con potencial agrícola.**

PENDIENTE	AREA (ha)	%
12 - 25	1'022.383	12.65
25 - 50	1'261.325	15.61
50 -	5'798.875	71.74



**Figura 1 Topografía característica**

Los departamentos de Nariño, Cundinamarca, Boyacá, Antioquia y Santander son los más representativos de las condiciones anteriores por sus características de *alta concentración de pequeños productores* y además tienen la mayor cantidad de yuntas de bueyes del país.

En la tabla No. 3 se muestra la descripción de los suelos correspondientes a las regiones mencionadas.

**Tabla 3 Principales zonas agroecológicas de la región de estudio**

<b>REGION</b>	<b>ZONAS AGROECOLÓGICAS</b>
<b>Valle de Tenza</b>	Kb, Mf, Mg, Fn
<b>Sugamuxi - Tundama</b>	Mf, Fn, Fa, Fc, Mb, Mg, Kv, Pc
<b>Gutiérrez y norte</b>	Fe, N, Fn, Mb, Fc, Pc, Mg
<b>Altiplano de Nariño</b>	Ma, Fc, Fe, Fo, Pd, Cv, Mb, Mg, Mf
<b>Frontera Sur</b>	Mk, Pc, Fn, Mg, Fc, Fa, Fd, Md, Pa
<b>Provincia de Vélez</b>	Fo, Kv, Fn, Kr, Mg, Me, Fa, Mf
<b>Provincia de García Rovira</b>	Pc, N, E, Fd, Fn, Mg, Fh

De acuerdo con esta descripción, predominan las tierras de cordilleras, de relieve escarpado así como tierras de piedemonte de relieve quebrado a escarpado y pendientes mayores de 12%; tierra de las cordilleras, altiplanicies y de relieve fuertemente quebrado y pendientes entre 25% y 50%.

Las actividades que realizan los pequeños productores en las prácticas de control de malezas, aporque y aplicación de agroquímicos son hechas manualmente con utilización de pocas herramientas (azadón, barra, bomba de espalda, etc.) y alto empleo de mano de obra que en muchas ocasiones es escasa en el momento apropiado de la realización de las labores agrícolas.

Las zonas de ladera están limitadas para su preparación con la mecanización existente actualmente, necesitándose para la realización de faenas agrícolas el uso de energía muscular ó animal (buey). La tecnología generada para la mecanización de la agricultura moderna no es apta para ser utilizada en estas parcelas, por las limitaciones de tamaño, configuración de los predios de los mismos.

La aplicación de agroquímicos por el pequeño productor es rudimentaria y ocasiona sobre o sub aplicaciones, perjudicándose la producción y el costo unitario de producción.

Para ilustrar la potencialidad de las labores mecanizadas se presenta la tabla No. 4. en la que se comparan con el uso de mano de obra convencional.

**Tabla 4 Diferencia de mano de obra para control de malezas sistemas manuales y mecanizados.**

<b>CULTIVO</b>	<b>SISTEMA MANUAL (Jornal)</b>	<b>SISTEMA MECANICO (Jornal)</b>	<b>DIFERENCIA (Jornal)</b>
<b>PAPA</b>			
Aplicación fertilizante	8	2	6
Control Malezas	40	4	36
Aplicación Plaguicidas	20	4	16
<b>FRIJOL</b>			
Aplicación fertilizante	3	1	2
Control Malezas	25	1.5	23.5
Aplicación Plaguicidas	6	2	4
<b>MAÍZ</b>			
Control de Malezas	25	1.5	23.5
<b>YUCA</b>			
Aplicación fertilizante	3	1	2
Control Malezas	30	2	28
<b>HABA</b>			
Aplicación fertilizante	4	1	3
Control Malezas	40	4	36

FUENTE: CRECED, Regional Cundinamarca.

Se debe considerar el ponderar un costo de oportunidad del jornal familiar igual al del jornal contratado, lo anterior se refuerza en el caso de control de maleza, práctica que en la mayoría de ocasiones contrata algunos jornales.

Lo anterior muestra que el cambio del sistema de yunta a tractor representaría para el productor una disminución en un 53% (promedio) de los costos correspondientes a la ejecución de las diferentes prácticas culturales.

Por otro lado la utilización de un sistema de dosificación adecuado para la aplicación de fertilizantes, correctivos, fungicidas, insecticidas puede disminuir las pérdidas por sobredosis en valores que van desde el 5% al 20% de los costos totales de producción del cultivo. La cantidad aplicada debe ser la estrictamente requerida para las necesidades del cultivo y así evitar tanto daños al medio ambiente las pérdidas económicas anteriormente mencionadas.

---

## **Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.**

INFORME FINAL 1998.

### **2. METODOLOGIA**

El proyecto se desarrolló en 2 fases; la primera de estudios de factibilidad, la segunda de evaluación y ajuste del prototipo.

La Tabla No. 5 muestra las actividades realizadas en las diferentes fases del proyecto.

**Tabla 5 Actividades realizadas durante el proyecto**

ACTIVIDADES	AÑO 1			AÑO 2			AÑO 3		
	trim 1	trim 2	trim 3	trim 1	trim 2	trim 3	trim 1	trim 2	trim 3
1. Revisión de literatura y selección de alternativas.	XX								
2. Diseño, construcción y evaluación de aperos.		XX							
3. Cálculo y evaluación de la bomba.	XX	XX	XX						
4. Cálculo y selección de equipo complementario para aspersión.			XX						
5. Diseño de la estructura.		XX	XX						
6. Diseño del sistema de transmisión.			XX	XX					
7. Diseño y construcción del sistema de aplicación de agroquímicos sólidos.				XX	XX				
8. Diseño y construcción del sistema de control mecánico de malezas.					XX				
9. Evaluaciones de laboratorio.		XX	XX	XX	XX	XX			
10. Ensamble de la máquina.						XX			
11. Evaluaciones de campo.		XX				XX	XX	XX	
12. Rediseño y ajuste.							XX	XX	
13. Elaboración de planos finales								XX	
14. Elaboración de Manuales.								XX	
15. Demostraciones de campo								XX	XX

La primera etapa contó con la vinculación de dos grupos de tesis, uno de la Universidad Nacional y otro de la Universidad de América. Se identificaron las experiencias y tecnologías existentes, en el país y en el exterior, en equipos y técnicas empleadas en la aplicación de agroquímicos líquidos y sólidos y en el control mecánico de malezas.

Por otra parte, se realizó un estudio de las características de los sistemas de producción de los pequeños productores del país ubicados en diferentes agroecosistemas y que cuentan entre sus actividades el establecimiento de cultivos sembrados en surcos tales como papa, maíz, frijol, haba, caña, etc.

Se hizo un análisis de las características físicas más relevantes de la fuente de potencia, yuntas de bueyes, utilizada para el accionamiento del prototipo.

Posteriormente se hizo una revisión de las alternativas tecnológicas para la aplicación de agroquímicos. El análisis se hizo teniendo en cuenta parámetros relevantes como materiales; capacidades de caudal, presión y autonomía; tamaño y peso del sistema; características de operación; mantenimiento; economía y seguridad de la operación.

Finalmente se diseñó la estrategia de investigación y desarrollo del proyecto.

En la segunda fase se contó con la participación de un grupo de tesis de la Universidad Nacional y con dos consultores.

En esta etapa se diseñaron y construyeron todos los mecanismos del prototipo, de los cuales, la mayoría fueron los definitivos.

Se construyó una máquina con una barra portaherramientas de varias funciones: soporte de los diferentes mecanismos y punto de enganche del mecanismo de tiro de la yunta.

Los diferentes mecanismos fueron:

Mecanismo de transmisión de potencia, mecanismo de control mecánico de malezas, tanques para aplicación de agroquímicos líquidos y los emisores, mecanismo para aplicación de agroquímicos sólidos.

Los componentes anteriores fueron sometidos a análisis de laboratorio y de campo. Las principales modificaciones fueron hechas sobre el mecanismo de aplicación de agroquímicos líquidos. También se hicieron algunas sobre los escardillos para control mecánico de malezas.

Finalmente se levantaron los planos constructivos de la máquina, se elaboraron los manuales de mantenimiento y se realizó el presente documento.

## **Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.**

INFORME FINAL 1998.

### **3. ANTECEDENTES Y ALTERNATIVAS**

#### **3.1 APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS LÍQUIDOS.**

Los plaguicidas más utilizados corresponden a fungicidas e insecticidas. Los agroquímicos líquidos son corrosivos y tóxicos, vienen en concentración para ser mezclados con agua según las recomendaciones de la etiqueta del producto. El agua utilizada debe estar libre de impurezas sólidas en lo posible, o de lo contrario habría obstrucción dentro del sistema de aspersión.

Cuando el control se realiza sobre las plantas (hongos, insectos, ácaros o malezas) el producto debe llegar a estos sin producir goteo al suelo. Hay que cambiar el concepto de bañar las plantas, porque todo el producto que cae al suelo se pierde.

Para que un agroquímico sea efectivo debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Que su aplicación se efectúe oportunamente.
- Que se utilice específicamente para lo que ha sido formulado.
- Que se coloque en la cantidad (dosis) recomendada.
- Que tenga una buena calidad de aplicación.

En la actualidad el volumen de aspersión manual se encuentra en un rango de 200 - 400 lt./ha. El operario en una pasada aplica el agroquímico líquido a dos surcos en forma simultánea que se encuentran a lado y lado con una distancia de 0.8 - 0.9 m cada uno, por lo que el ancho de la banda promedio total es de 1.6 - 1.8 m.

Con aspersoras de espalda la velocidad del operario es de 20 - 25 m/min. Aproximadamente y de 60 m/min si la aplicación se hace con aspersoras de bestia. El desplazamiento del trabajador es lento debido a que debe fumigar dos surcos en una sola pasada y con una sola boquilla lo que se logra al dirigir la barra de fumigación en forma oscilante a lado y lado de los surcos.

El tiempo que el trabajador gasta en realizar la aplicación a una hectárea es de aproximadamente 8 horas contando los tiempos muertos que se ocasionan cuando el trabajador prepara la mezcla, reabastecer el tanque de la aspersora, regresa al lugar donde se encontraba realizando la aplicación, descansos, tiempo que gasta en presurizar la máquina, etc.

El tiempo de trabajo para la aplicación de los agroquímicos líquidos con el sistema manual es de aproximadamente 3 h/ha sin tener en cuenta los tiempos muertos ocasionados por preparar la mezcla, reabastecer el tanque de la aspersora, regresar al lugar donde se encontraba realizando la aplicación, descansos, etc.

El promedio de aplicación de agroquímicos líquidos es aproximadamente de 100 lt/ha, lo que hace que el operario tenga que ir cinco veces a cargar el tanque de la aspersora que es de una capacidad de 20 lt. Con el sistema propuesto estos tiempos muertos ocasionados por el llenado del tanque con agroquímico se reducen considerablemente debido a una mayor capacidad del tanque.

La capacidad de la máquina está dada por el área de cultivo sembrado que se puede tratar, los datos que aparecen en la tabla 6 fueron utilizados para hallarla.

**Tabla 6 Características de los agricultores nacionales.**

TAMANO DE LAS EXPLOTACIONES	PRODUCTORES A NIVEL NACIONAL
< 1 ha	24.54 %
1-3 ha	34.95 %

Fuente: Corpoica. Tibaitatá

La capacidad requerida para el 60% de los pequeños productores del país es:

$$\text{CAPACIDAD} = (1 \text{ ha} * 24.54 + 2 \text{ ha} * 34.95) / (59.49 * 3 \text{ ha})$$

$$\text{CAPACIDAD} = 0.52 \text{ ha}$$

La capacidad de campo será:

$Cc = \text{velocidad de la máquina} * \text{ancho de cobertura}$

$Cc = 48 \text{ m/min} * 4.5 \text{ m}$

$Cc = 216 \text{ m}^2/\text{min} ( 1.3 \text{ ha/h} )$

La capacidad de campo real será:

$Cr = k * Cc$

donde:

Cr : Capacidad de campo real

k : Factor dependiente del equipo utilizado en el campo

( Aspersora  $k = 0.54$  )<sup>1</sup>.

Cc: Capacidad de campo teórica

$Cr = 0.54 * 216 \text{ m}^2/\text{min}$

$Cr = 116.6 \text{ m}^2/\text{min} ( 0.7 \text{ ha/h} )$

Para cubrir 0.52 ha. necesita 45 min.

### **3.2 APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS SÓLIDOS.**

El alto costo de los fertilizantes exige pleno conocimiento de las necesidades de aplicación bajo condiciones locales. En la selección de los grados de los fertilizantes, lo mismo que en su dosificación, es importante disponer de resultados de análisis de los suelos.

En cuanto a los agroquímicos sólidos, ésta labor se realiza en forma manual, siendo un proceso lento e incómodo para el trabajador debido a la reducida cantidad que puede cargar éste en la tolva que es de aproximadamente 15 - 20 kg. Con un ancho de banda de 0.9 m. Las investigaciones realizadas por el ICA a través del tiempo permitieron concluir que la mayoría de los suelos dedicados a los cultivos donde va a operar la máquina responden a la aplicación de N-P-K-B (Nitrógeno - Fósforo - Potasio - Boro). Existe interacción positiva y significativa de y

---

<sup>1</sup>FRENCH O. C. Spraying equipment for pest control. California Agr. Exp. Sta. Bull., Pág 666, 1942.

entre estos nutrientes esenciales. La mayor respuesta en rendimiento la proporciona el Fósforo y en calidad el Nitrógeno, Potasio y Boro.

La tabla 7 indica las recomendaciones de fertilizantes en algunas regiones.

**Tabla 7 Recomendaciones para la dosificación de fertilizantes en algunas regiones de Colombia.**

REGION	DOSIS DE N (kg/ha)	POTASIO (ppm)	DOSIS DE P2O5 (kg/ha)	POTASIO CAMBIABLE (me/100g)	DOSIS K2O (kg/ha)
Páramos de Cundinamarca y Boyacá	100-150	40-60	250-450	0.3-0.6	50-150
Altiplano Cundiboyacence	50-100	40-60	225-375	0.3-0.6	25-150
Altiplanos de Nariño	100-150	20-40	100-400	0.3-0.6	25-100
Antioquia y Santanderes	50-100	40-60	75-300	0.3-0.6	25-100

Fuente: Programa Nacional de Suelos. Para alturas mayores de 2900 m.s.n.m. se recomienda 30%-40% más. Cuarta aproximación del ICA.

En la tabla 8 aparece una guía general para el abonamiento comercial de cultivos en Colombia.

**Tabla 8 Abonamiento comercial de cultivos en Colombia.**

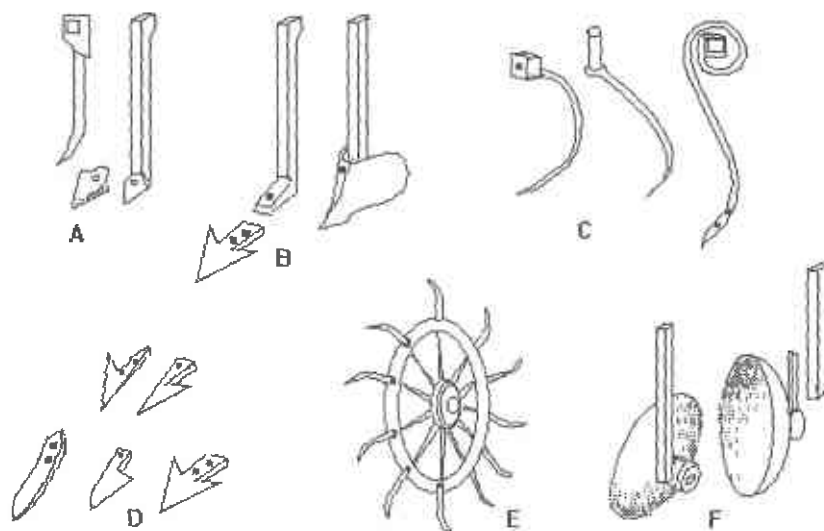
REGION	ABONAMIENTO (Grado)	Recomendado (kg/ha)
Páramos de Cundinamarca y Boyacá.	10-30-10	800-1500
Altiplano Cundiboyacence.	10-30-10	750-1250
Altiplano de Nariño.	10-30-10	1000-1700
Santander.	10-30-10	250-1000

Fuente: Abocol. Consumo de fertilizantes en Colombia (Departamento de mercadeo).

### 3.3 CONTROL MECÁNICO DE MALEZAS.

Dentro de la preparación y manejo de la tierra existe una labor de control de malezas, ya sea por medios mecánicos, químicos, biológicos o una combinación de ellos. El control mecánico de malezas generalmente se realiza mediante el

empleo de un arreglo de púas conocidos como cultivadoras que pueden tener diferente configuración de acuerdo a las características de operación y condiciones del terreno. En la figura 2 se observan algunos de los implementos utilizados para esta actividad:



**Figura 2 Algunas opciones de cultivadoras**

A. Rígidas. B. Pie de pato C. Elásticas. D. Formas de puntas E. Púas Rotativas. F. Discos.

Las cultivadoras de púas pueden ser usadas para una preparación primaria del suelo y arada. Este tipo de elementos han sido diseñados como elementos polifuncionales, capaces de ser usados en varias configuraciones y con una amplia variedad de púas. Para el control mecánico de malezas se utilizan arreglos triangulares de hasta 500 mm de ancho, los cuales tienen un efecto similar al de los arados. Sin embargo se emplean más comúnmente púas triangulares intermedias denominadas "pie de pato" (B) con cubrimiento de 150 mm. Para una preparación primaria y arada son muy usuales puntas más angostas, de aproximadamente 500 mm. Estas puntas son generalmente reversibles permitiendo otras aplicaciones cuando éstas se han desgastado.

Las puntas pueden ser rígidas o flexibles. Las primeras actúan a una profundidad relativamente constante, medida desde el cuerpo de la cultivadora y están fijadas a un brazo rígido. Las púas flexibles están diseñadas para doblarse hacia atrás y retornar a su posición de equilibrio por medio de un resorte sobre el que usualmente van montadas, para variar la profundidad y así incrementar la acción sobre el suelo.

La velocidad a la que los bueyes avanzan es suficiente para obtener un intenso efecto de fragmentación proporcionado por la vibración de las cultivadoras para

tractor. Este tipo de elementos flexibles es particularmente poderoso para reducir el daño a los animales e implementos cuando la cultivadora choca contra una obstrucción.

Las cultivadoras con hileras de púas se pueden ajustar para diferentes anchos de trabajo. En algunas partes de la India, Latino América y algunos campos de Sur Africa el ajuste es provisto por la variación del ángulo entre la barra portaherramientas y el cuerpo principal de la cultivadora.

El control de malezas normalmente se lleva a cabo con ancho de 500 mm para las púas; la profundidad de control puede ser obtenida por una rueda guía sujeta al cuerpo principal por unas abrazaderas. Para el plano horizontal, generalmente se proporciona un traslape del campo de acción de cada púa, que varía de 25 a 50 mm.

El empuje requerido en las cultivadoras depende de las características del suelo, la profundidad y el ancho de trabajo. Estos implementos son ideales para el control sobre pequeños arbustos espaciados entre 450 mm y 650 mm; con distancias mayores el número de púas se incrementa y se vuelve inadecuado en términos de requerimiento de fuerza tractora y conveniencias de uso. Pequeñas separaciones entre plantas dificultan a los animales y al operador, caminar entre los surcos y pueden causarle daños al cultivo.

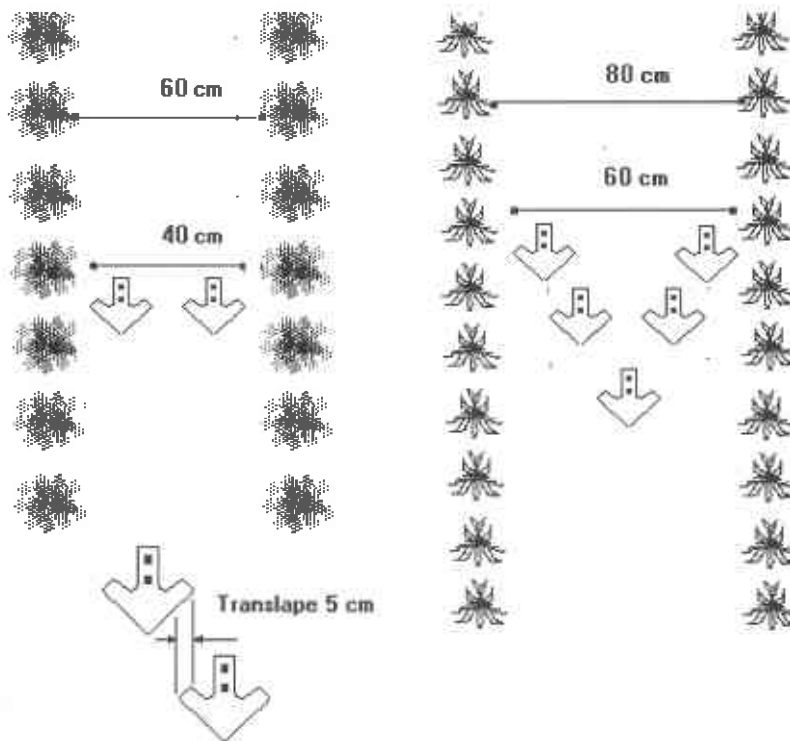


Figura 3 Ejemplo de espaciamiento recomendado para las púas

### 3.4 CONDICIONES ESPACIALES

La mayoría de cultivos establecen hileras o surcos con un ancho mínimo entre 0.8 - 0.9 m y máximo de 1.30 m según la inclinación del terreno. Por lo tanto las ruedas motrices de la máquina se deben acomodar a esta variación de distancias (trocha variable) por medio de un sistema graduable en la barra estructural de la máquina de modo que no circulen por encima de los surcos donde se encuentran las plantas, sino por las calles de los mismos.

El surco está compuesto por un caballón de tierra con una altura de 0.3m. La máquina circulará por entre los surcos sin alterar las características del caballón de tierra, sitio donde se aplica el abono y se desarrollan las plantas.

Una altura ajustable ( despeje ) tiene como objetivo la aplicación de agroquímicos a las plantas, de algunos cultivos, en las diferentes etapas de su crecimiento, así como la distinta penetración requerida por el implemento para control de malezas. El ancho de cobertura de la máquina no puede ser muy grande debido al poco espacio que hay al terminar los surcos lo que ocasionaría problemas de volteo para reiniciar la aplicación.

Las condiciones geográficas donde va a operar la máquina están dadas por la inclinación del terreno donde se encuentran los cultivos.

Las pendientes a trabajar van desde el terreno completamente plano con pendiente de 0% o cero grados hasta pendientes del 30% o 17 grados de inclinación.

La mayoría de los cultivos en surcos que se van a tratar se encuentran en zonas de ladera. Las zonas de ladera del país están caracterizadas por el predominio del minifundio y una alta densidad de población, así como por la producción agrícola tradicional de alimentos para consumo directo. Estas características socioeconómicas y físicas constituyen un serio limitante para la adopción de la tecnología diseñada para la agricultura mecanizada.

Por esta razón se ha hecho necesario generar un proceso de investigación y desarrollo de soluciones tecnológicas apropiadas a las condiciones de ladera, donde se ha venido utilizando como fuente de energía la tracción animal y en muchos casos la fuerza muscular humana.

### 3.5 FUENTE DE POTENCIA

El peso de la máquina con sus componentes y los agroquímicos tanto sólidos como líquidos no deberían sobrepasar los valores estimados para operación con tracción animal.

En la tabla 9 se pueden apreciar los valores promedio de cantidad de carga que se puede transportar usando la potencia humana y la potencia de algunos animales.

Tabla 9 Diversas modalidades de transporte. Valores promedio para la cantidad de carga y distancias recorridas

MODALIDAD	CANTIDAD DE CARGA (kg.)	DISTANCIA RECORRIDA (km.)
Sobre la cabeza ( Una mujer adulta)	20-30	3
Carro, propulsado Manualmente (dos personas adultas)	300-400	2
Burro de carga	40-75	10
Carro tractado por un par de bueyes o burros	500-1000	8
Carreta cañera tractada por tres pares de bueyes	5000	2-3

Fuente: Adaptado de "Field operations and implements for crop production on small scale farms". Implementos y operaciones de campo para producción agrícola en granjas pequeñas. J. C. Chirwing.. B. FAO. Roma , Italia.

Se puede apreciar que el peso que una yunta de bueyes puede transportar está entre 500-1000 kg f en carretera. Es de anotar que debido a las condiciones del terreno donde va a operar la máquina los valores a tener en cuenta deberían ser menores, por lo que se trabajó con valores aproximados de 250 y 300 kg f.

En general tres fuentes principales de energía<sup>2</sup> se pueden usar para este fin: energía humana, tracción animal y el uso de potencia mecánica.

Se han realizado esfuerzos considerables para llevar a cabo un gran salto desde los aperos manuales hasta la tecnología de energía mecánica, para incrementar en forma significativa la productividad agrícola del mundo en vía de desarrollo.

A pesar que el poder mecánico constituye una fuente de energía sumamente importante, también se debe prestar atención al perfeccionamiento de la mejor explotación de la tecnología de aperos manuales y de la tracción animal.

Hay evidencias de que el hombre empezó a domesticar animales hace unos diez mil años, y por el año 3000 AC se inventó la rueda y se utilizó un arado rudimentario en la agricultura sedentaria en el medio oriente. Hoy en día se estima que cerca de la mitad del área cultivada en los países en vía de desarrollo aún explota la utilización de la tracción animal, por lo menos en parte, para labranza, trilla, bombeo, transporte y otras tareas concernientes a la agricultura.

El uso de la tracción animal aumenta el área que puede ser laborada por un solo trabajador adulto hasta una superficie entre 1.5 ha y 1.9 ha facilitando que las intervenciones se realicen a tiempo .

La fuerza y la potencia desarrolladas mediante el uso de la tracción animal son muy bajas comparadas con el empleo de la energía mecánica, factor que indica que un buen diseño del equipo de tiro animal es de principal importancia si los animales van a ser utilizados en toda su capacidad.

Las herramientas de tracción animal se ven a primera vista extremadamente simples, pero esta simplicidad es engañosa. Solo a través de un cuidadoso diseño sería fácil de controlar el implemento por el operador y de desarrollar una fuerza de tracción lo más ligera posible para que pueda ser tirada con un mínimo de esfuerzo por los animales.

Los animales constituyen sin duda alguna el motor más usado en la agricultura ya que se aprovechan en labranza del suelo, la siembra, la cosecha, el transporte y el funcionamiento de diferentes clases de maquinarias.

Entre los animales más usados como fuente de potencia están: caballos, mulas y los bueyes, siendo estos últimos los que realizan un trabajo más lento pero que resisten más tiempo y los que vencen más obstáculos con su paciente esfuerzo. Algunas de las ventajas de usar bueyes como tracción animal son:

- Trabajan lento pero en forma permanente.
- Realizan un trabajo fuerte y son de fácil mantenimiento.

---

<sup>2</sup>ICA. Subgerencia de investigación y transferencia. Diseño, evaluación y adaptación de maquinaria agrícola para zonas de ladera. Bogotá, Sept. 1985.

- Los aperos son simples y el yugo es de bajo costo.
- Al final de su vida de trabajo, se pueden vender aprovechando su carne para consumo.

La velocidad de trabajo de la máquina está dada por el desplazamiento de la yunta y por las relaciones de transmisión que se puedan lograr. Una evaluación en el centro de investigación de San Jorge, ubicado en el municipio de Soacha - Cundinamarca, permitió encontrar velocidades de operación promedios de 0.8 m/s (2.9 km./h) con una fuerza promedio en la barra de 1350 N.

**Tabla 10 Valores típicos de fuerza para operación con bueyes**

<i>FUERZA DE TIRO (Kg f)</i>	<i>VELOCIDAD DE TRABAJO (m/s)</i>
99.53	0.91
119.44	0.86
139.35	0.77
179.16	0.71

FUENTE: Pruebas de campo. Finca San Jorge.

### 3.5.1 TIPOS DE ARNESES

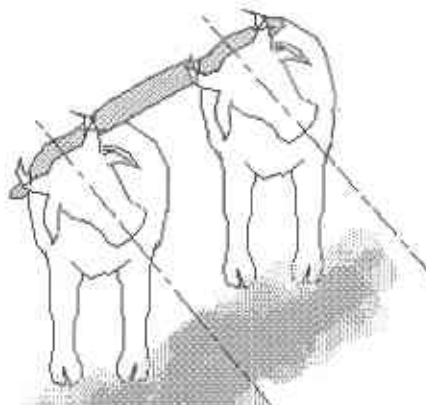
Si bien el yugo tradicional posee las cualidades de un costo bajo y una fácil fabricación presenta los siguientes inconvenientes:

- A causa del gran ángulo de tiro, el animal presenta una fatiga prematura, puesto que la componente vertical de la fuerza es mayor, disminuyendo tanto la carga que puede soportar como el tiempo de trabajo al que puede estar sometido.
- Por la rigidez del implemento los animales tienen que obligatoriamente sincronizar sus movimientos disminuyendo así su eficiencia puesto que generalmente los animales no tienen las mismas condiciones anatómicas como altura, longitud de patas etc.
- Durante el trabajo duro puede presentarse fractura de cuernos por la rigidez inherente al tipo de fijación empleada.
- Tiene longitud fija condicionando de esta manera la distancia entre surcos.

El nuevo elemento de fijación conocido como arnés de collar tiene las siguientes características notables :

- Diseño simple y fácil construcción.
- Uso de materiales comunes tales como madera y cuero, que adicionalmente facilitan su aceptación.
- Ajuste vertical y horizontal, así como en la parte posterior y anterior, permitiendo su uso por diferentes animales.
- Permite una perfecta fijación sin mayores molestias para el animal.
- Las almohadillas distribuyen la presión uniformemente evitando lesiones en los hombros y otros problemas.
- A causa de su flexibilidad se adapta al movimiento del animal.
- Bajo peso.
- Fácil mantenimiento.

En la figura número 4 se puede apreciar los inconvenientes de una fijación rígida en ladera:



**Figura 4 Rigidez del apero tradicional**

### **3.6 OTROS IMPLEMENTOS MULTIPROPÓSITO EN EL MUNDO.**

Los primeros desarrollos modernos de máquinas de tracción animal con ruedas y portaherramientas fueron hechos en Senegal en 1955. Dichos desarrollos y los posteriores son usados para arada, siembra, desmalezada y transporte. Posteriormente a este diseño se han seguido desarrollando prototipos que incluyen el Policultor y el Tropicultor.

Luego que el Instituto Nacional Británico de Ingeniería Agrícola (NIAE) produjera un prototipo en 1960, muchos diseños originales se desarrollaron en India y Africa en el lapso 1960 - 1975. Así mismo, la cooperación Francia - Inglaterra ha conseguido pruebas de "toolcarriers" en el mundo, promoviendo créditos y subsidios en Senegal, Uganda, Gambia y Botswana. Sin embargo en todos los países fueron rechazados como máquinas multipropósito y son usados como carros por los campesinos.

En 1974 el Instituto Internacional de estudios en granos para trópicos semiáridos ICRISAT desarrolló dos máquinas más refinadas; el Tropicultor y el Nikart. Estos tuvieron gran éxito en el Centro de Investigaciones y fue promovido en varios estados Hindúes, pero no fueron probados suficientemente en los campos. Se distribuyeron 1200 equipos con créditos y subsidios hasta por un 80%, pero solo se usaron como carros.

En todos los años 70 creció la investigación y se importaron máquinas en otros 14 países de África y Asia, se iniciaron producciones a gran escala en Brasil y México y en pequeña escala en Honduras y Nicaragua.

Al rededor de 10.000 unidades de 45 diseños diferentes existen, pero su uso como máquinas multipropósito es despreciable.

Las recientes iniciativas en Latinoamérica no han sido aún evaluadas, pero algunas de las limitaciones de los prototipos de India y Africa son tenidas en cuenta en estos diseños, lo que puede representar una pequeña razón de optimismo.

En general el rechazo de estas máquinas se ha debido a:

- Alto costo
- Gran peso
- Poca maniobrabilidad
- Inconveniencias de operación
- Complicaciones de ajustes
- Dificultad de cambio entre sistemas.

La combinación de varios sistemas ha incrementado el riesgo y reducido la flexibilidad respecto a los implementos individuales.

Todas estas máquinas han mostrado competencia y frecuentemente altas efectividades en las condiciones óptimas de los centros de investigación.

En la primera mitad de este siglo se desarrollaron en Estados Unidos y Europa varios ejemplos de implementos de deshierba con opción de varios tipos de dientes soportados por ejes rectos o fragmentados. Muchos de estos fueron diseñados para operaciones de labranza secundaria.

El primer diseño moderno (Senegal 1955), llamado "Le Polyculteur Léger" consistía en un chasis metálico y una barra de tiro soportada sobre dos ruedas neumáticas, una silla para el operador y un manipulador para elevar o bajar implementos como arados de vertedera, mas de tres cultivadoras, dientes flexibles, rastrillo y caballoneador. Se podía implementar una plataforma para conseguir un carro. Este diseño en Senegal sirvió de base para muchos otros diseños posteriores.

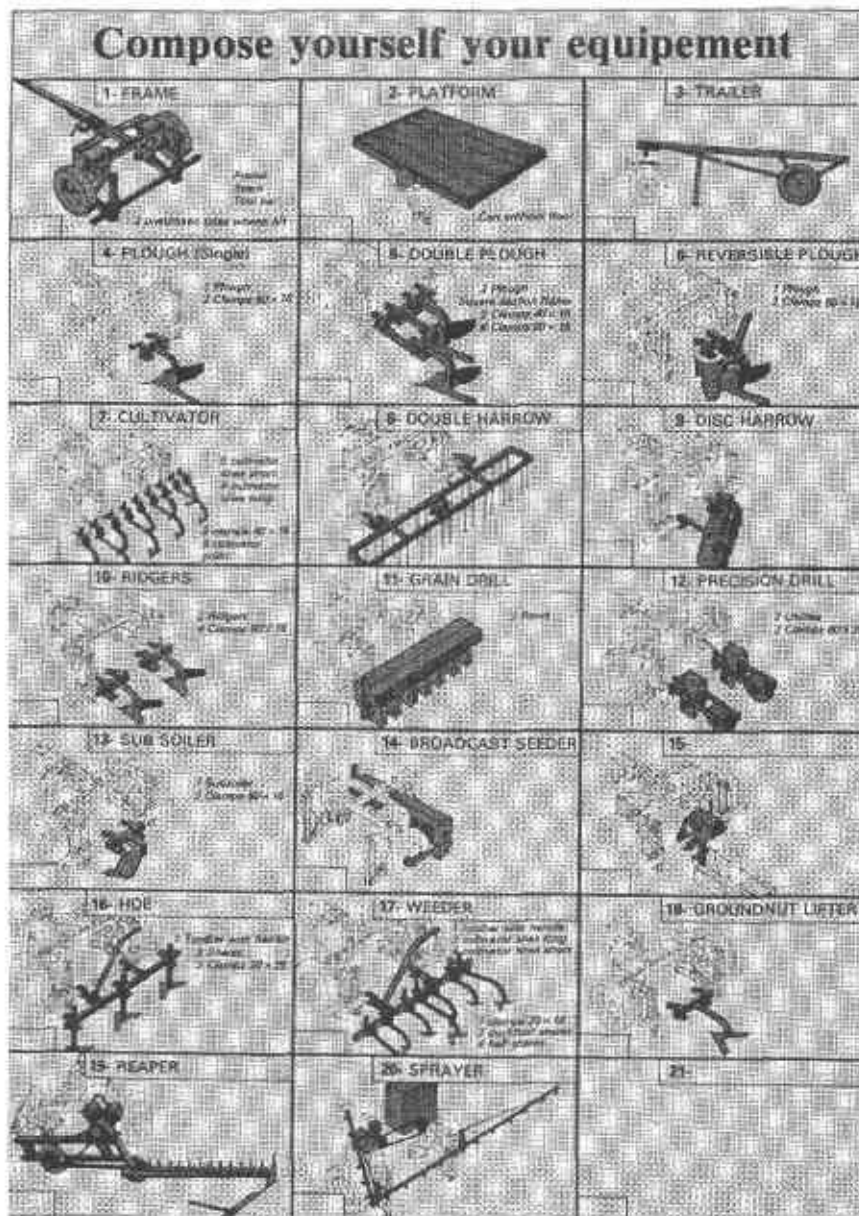
A finales de los 50s se estableció una fábrica de "Toolcarriers" en Francia, donde se embarcaban a Senegal y otros países las máquinas desarrolladas por Jean Nolle. En la década de los 60s este ingeniero trabajó en diseños más complicados para mas de tres caballos. Se concluyeron 5 diseños con enganche 3 puntos tipo tractor, que podían llevar incluso arados reversibles.

En 1963 Nolle desarrolló el Tropicultor, que es uno de los mejores diseños y que se ha venido refinando por más de 20 años. Incluye más de 20 tipos de implementos como arados, desyerbadoras, cultivadores de dientes y caballoneadora. También puede ser usado como carro y con modificaciones especiales, como aspersor y, usando un motor diesel, como cosechador o segador.

El Tropicultor tiene un chasis de acero tubular arqueado hacia arriba para tener mayor rango de control de malezas, tiene ruedas independientes ajustables, una barra elevable ajustable para enganchar herramientas y una barra de tiro con ángulo ajustable.

En 1982 se mejoró aún más el Tropicultor recibiendo el nombre de "Polynol", que incorpora varios desarrollos del Tropicultor y puede tomar treinta implementos diferentes. Esta nueva versión es más cara y solo logró vender unas 30 copias entre 1982 y 1987.

El principal foco de desarrollo mundial de "wheeled toolcarriers" está en Francia y es dirigido por Jean Nolle.

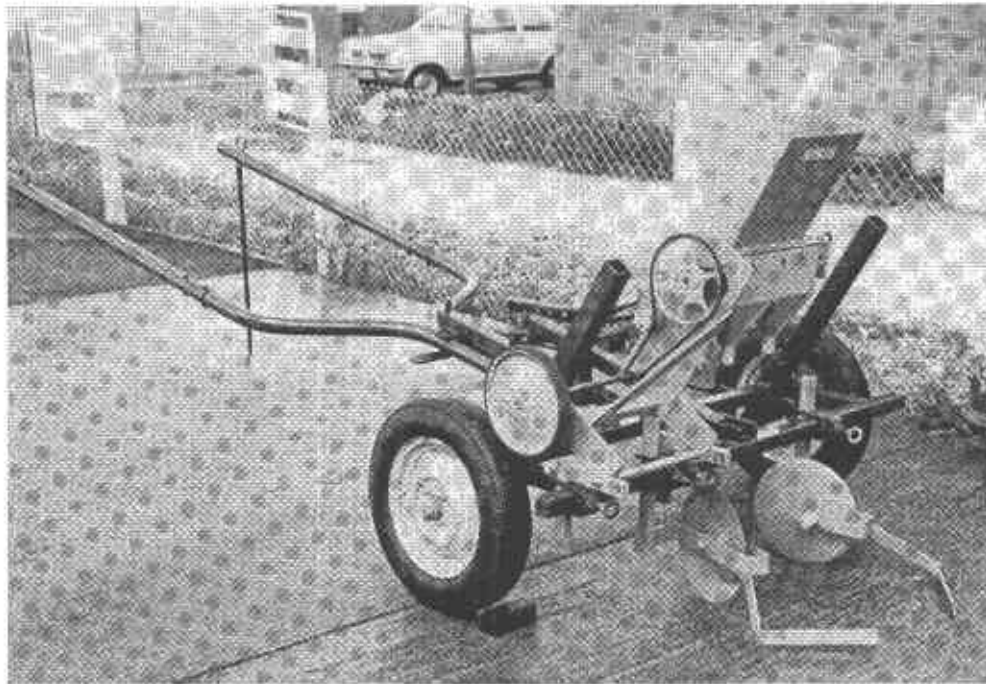


**Figura 5 La diversidad de operaciones del Tropicultor**

Por otro lado en Inglaterra en 1958 el Instituto Nacional de Ingeniería Agrícola NIAE (ahora conocido como Instituto de Desarrollo en Ingeniería de agricultura y Consulado de Estudios en Alimentos AFRC- Ingeniería) inició sus trabajos propios en maquinas multipropósito.

Las máquinas del NIAE tienen algunas semejanzas con las francesas. El objetivo principal del NIAE era proveer "un medio simple para un cambio gradual del trabajo

manual y los implementos tradicionales" es decir ayudar al agricultor a disponerse hacia las barras portaherramientas y prepararse para la mecanización total.



**Figura 6 Máquina NIAE con sembradora SISIS, fijada con mangos diseñados para simple uso animal en Latinoamérica .**

Después de pasar por un limitado periodo de desarrollos y pruebas de una serie de herramientas para las máquinas que incluían arados, caballoneadoras, rastrillos, deshierbadoras, aspersoras y varios tipos de sembradoras, en los años 60s se exportaron a Gambia cerca de 900 unidades y otras pequeñas cantidades a otros países de África, Asia y Latinoamérica incluyendo, Brasil, Chile, Costa Rica, Etiopía, India, Kenya, Malawi, Méjico, Nigeria, Pakistán, Tanzania, Tailandia, Uganda y Yemen. Luego el NIAE colaboró con el ICRISAT en un completamente nuevo diseño de "toolscarrier", que es llamado "Nicart".

Casi en la misma época se desarrollaron trabajos originales en India. Algunos empresarios fabricaron estas máquinas (Khan 1962, CEEMAT, 1964). Posteriormente con la ayuda del ICRISAT las fabricas se beneficiaron e iniciaron exportaciones desde India a otros países en desarrollo. De esta forma India es el tercer foco mundial en desarrollo de "Wheeled toolcarriers".

En Latinoamérica han habido iniciativas de desarrollo de estas máquinas en Brasil, donde hay una producción industrial pequeña, Méjico, Honduras, El salvador y Costa Rica.

En la década de los 70 Jean Nolle, el creador del Tropicultor visitó Argentina, Colombia, Ecuador, Guatemala, Panamá, Perú y Venezuela. Algunos prototipos del NIAE se probaron en Colombia y Costa Rica, pero no tuvieron promoción.

Capítulo

# 4

---

## **Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.**

INFORME FINAL 1998.

### **4. MÁQUINA MULTIPROPÓSITO**

El mecanismo de la máquina permite tomar el movimiento de las ruedas, a través de la transmisión por cadena. El conjunto de la transmisión por cadena y el brazo permite su deslizamiento sobre un eje de sección cuadrada que a su vez entrega la potencia al diferencial. En la figura 7 se aprecia un esquema de la máquina:

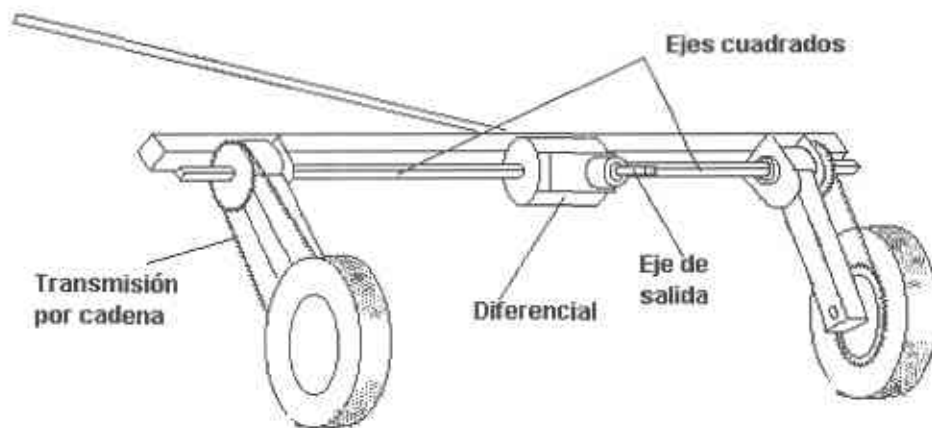


Figura 7 Esquema de la máquina

Las relaciones de transmisión para las diferentes etapas de acuerdo con los requerimientos de operación del equipo de aplicación de fertilizante sólido y de agroquímicos líquidos, son las siguientes, con base en los parámetros previamente establecidos:

$V_{pr}$  : Velocidad de avance de la máquina: 0.8 m/s, que corresponde a la velocidad promedio de los bueyes en condiciones normales de trabajo.

S : Deslizamiento: 5 % en condiciones de operación normales, aunque se puede admitir hasta el 15 %.

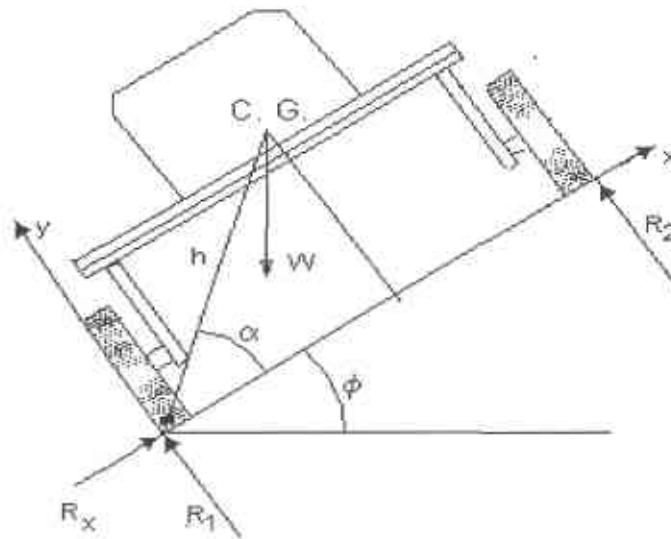
$i_c$  : Relación de transmisión de la cadena. 1:1.2

$i_d$  : Relación de transmisión del diferencial. 1:1

$n_2$  : velocidad angular del eje de salida: 42.5 r/min.

$n_1$  : Velocidad angular de la rueda: 36 r/min.

El cálculo de la estabilidad del sistema se basa en una geometría tentativa.



**Figura 8 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MÁQUINA**

$$X_{\text{cent}} = 99.6 \text{ cm} \quad Y_{\text{cent}} = 102.8 \text{ cm} \quad h = 143 \text{ cm}$$

El ángulo crítico es aquel para el cual la reacción sobre la rueda 2 se vuelve cero:

$$\varnothing = 44^\circ$$

Para una trocha de 800 mm el centro de gravedad cambia de la siguiente manera:

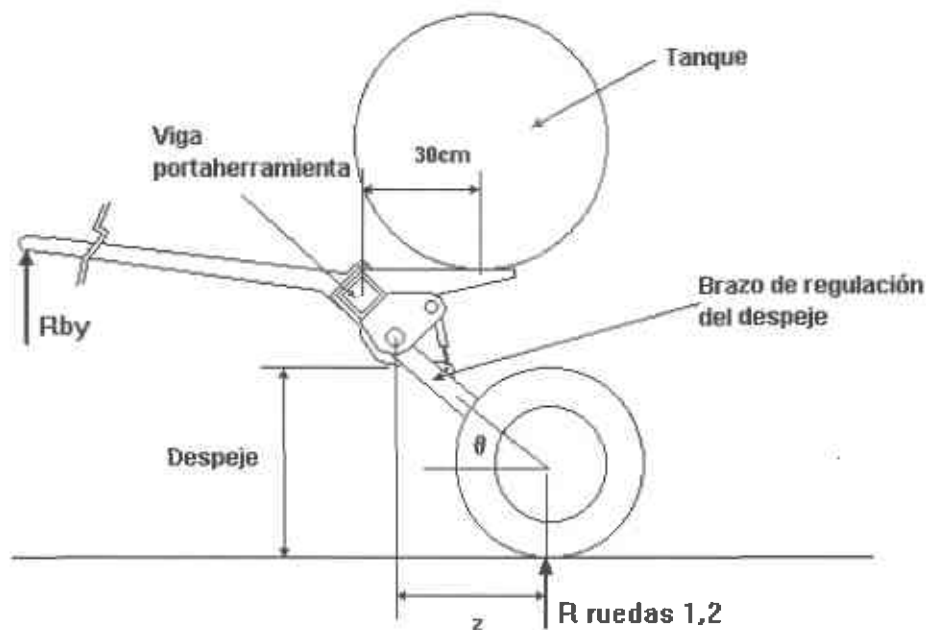
$$X_{\text{cent}} = 38 \text{ cm} \quad Y_{\text{cent}} = 102.8 \text{ cm} \quad h = 109 \text{ cm}$$

$$\varnothing = 20^\circ$$

Este último caso indica que la máquina con una distancia de 800 mm entre ruedas puede mantenerse estable hasta una inclinación de 20°.

#### 4.1 REQUERIMIENTOS DE POTENCIA

Se evaluaron diferentes posiciones y orientaciones del tanque para evitar una posible sobrecarga de los animales, así como también la influencia en la estabilidad de la máquina; la posición seleccionada del tanque es 30 cm entre su centro de gravedad y la barra portaherramientas.



**Figura 9 POSICIÓN DEL TANQUE**

La potencia requerida por los implementos es tomada del movimiento de la rueda, por esta razón fue necesario calcular el coeficiente de tracción esperado tanto en condiciones de operación normales como críticas. El coeficiente de tracción encontrado es de 0.448.

Con este resultado se encontró un requerimiento de potencia de 0.75 HP por rueda.

## **4.2 ESTRUCTURA**

La estructura de esta máquina se basa en un tubo de sección transversal cuadrada para garantizar una adecuada fijación de los accesorios y es llamado barra portaherramientas. En el mercado nacional es de difícil consecución este tipo de material, por lo que se decidió su construcción a partir de dos ángulos completamente soldados en sus lados (sección cerrada) que presenta ventajas de rigidez. Se evaluaron diversas combinaciones de espesores y ancho. La facilidad para soldar este tipo de elemento fue considerada, tomando un espesor adecuado para evitar pandeos y otros inconvenientes causados por el calentamiento producido durante el proceso de soldadura manual con electrodo revestido.

La distribución de esfuerzos en las vigas de sección tubular, y sus deformaciones difieren de las "secciones abiertas", por la rigidez torsional de las secciones

tubulares o de cajón. En el siguiente diagrama se puede apreciar el torcimiento de un tubo circular partido, de pared delgada, con el de un tubo continuo. La sección extrema del tubo partido se alabea bastante, y se tuerce un ángulo apreciable; el tubo continuo no se alabea y el ángulo de torcimiento es muy pequeño como se puede ver en la figura:

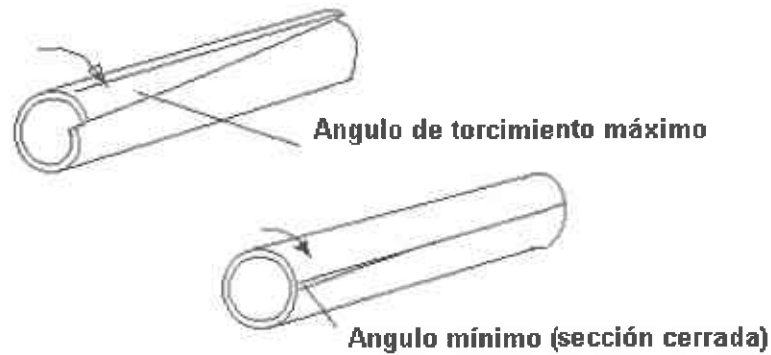


Figura 10 Rigidez de las secciones

Las dimensiones finales de la barra portaherramientas son las siguientes (ver anexos)

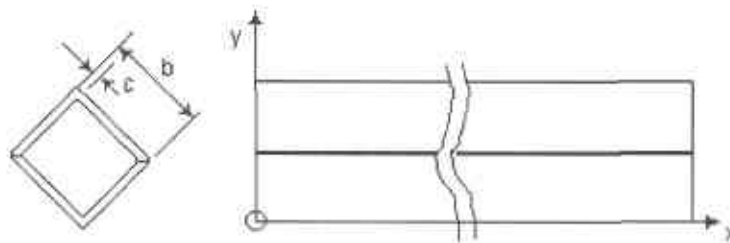


Figura 11 BARRA PORTAHERRAMIENTA

Ancho :	$b = 2.5$ pulgadas
Espesor:	$c = 1/4$ de pulgada
Longitud total:	$l = 180$ cm
Radio de acuerdo interior:	$r = 1/8$ de pulgada
Distancia a la fibra crítica :	$c = 0.045$ m

Momento de inercia de la sección :	$I = 47.9 \text{ cm}^4$
Esfuerzo normal generado :	$s = M_{\text{tres}} \cdot c/I = 8.8 \text{ MPa}$
Momento Torsor:	$T = 973.4 \text{ Nm}$
Relación	$r/c = 0.5$
Concentración de tensiones :	$K_t = 1.4$
Esfuerzo cortante generado	$t = 42.2 \text{ MPa}$
Ancho de ala	$= 6,35 \text{ cm}$
Espesor del ala	$= 0,635 \text{ cm}$
I del ala	$= 47,9 \text{ cm}^4$

La barra portaherramientas debe ubicarse de tal manera que la soldadura se encuentre sobre el plano neutro, para evitar esfuerzos de tracción que actuarían de manera combinada con los de torsión. Además el cordón de soldadura debe ser de penetración total para evitar concentradores de tensión y soportar la carga dinámica.

### **4.3 SISTEMA DE TRANSMISION**

El sistema de transmisión tiene como objetivo tomar el movimiento generado por la rotación de las ruedas y entregarlo a un eje dispuesto para el uso universal como fuente de potencia de los implementos a ser acoplados. Debido a la variación del despeje se hizo necesario una etapa inicial por cadena, con un cambio posterior de dirección mediante el uso de engranajes cónicos. Por las características del terreno sobre el cual se desplaza la máquina, el agarre no es el óptimo y se dispuso un sistema doble de transmisión ( uno por cada rueda ). la necesidad de efectuar giros sin pérdidas considerables de potencia, ni someter los elementos de la transmisión a esfuerzos innecesarios, creo el requerimiento de usar un mecanismo diferencial entre las dos ruedas, que luego del estudio de algunas alternativas, considerando la sencillez del diseño y la economía de fabricación , se seleccionó el uso de un diferencial de engranajes cónicos.

Una de las condiciones de diseño es la necesidad de que la máquina tenga despeje variable y para tal fin se creó un dispositivo que permite regular la altura de la máquina mediante un tornillo de graduación que actúa sobre cada brazo en los extremos de la máquina.

El brazo gira sobre uno de sus extremos gracias a un sistema de pivote que une a la vez el brazo y el dispositivo de acople. Este dispositivo se fija a la barra portaherramientas mediante grapas.

Otro mecanismo a controlar es el desplazamiento de los brazos sobre la barra portaherramientas sin dejar de transmitir potencia en ninguna posición; con base en lo anterior se diseñó un buje con un agujero cuadrado pasante en su interior (figura 12.c) ubicado en el dispositivo de acople (figura . 12.b), el cual desliza sobre un eje cuadrado (figura. 12.a) que es el encargado de transmitir la potencia al sistema de toma de fuerza de la máquina.

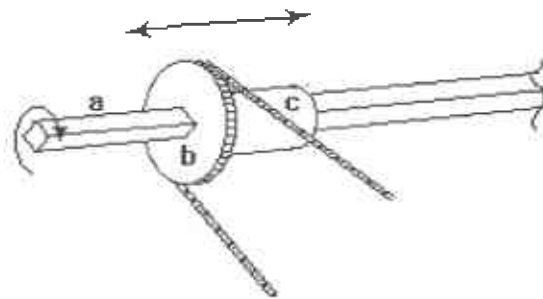


Figura 12 Detalle del buje de deslizamiento

#### 4.3.1 Brazo

Viga cuadrada sobre la cual se encuentran soldadas diferentes piezas para sujeción de la rueda, del tornillo y del mismo brazo al dispositivo de acople.

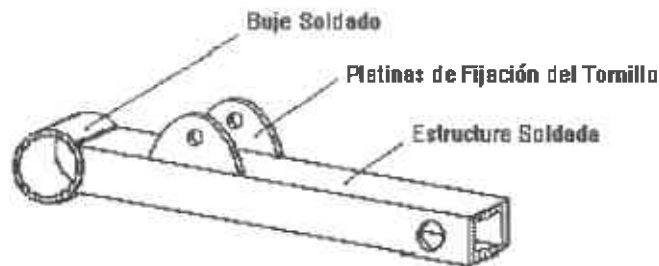


Figura 13 Brazo

El brazo se fabricó de manera similar a la viga portaherramientas, uniendo dos ángulos por medio de soldadura de penetración total, para formar un tubo de sección cuadrada con dos ángulos de 2.5" x 1/8":

Espesor del ala:	$e = 1/8" = 3.17 \text{ mm}$
Ancho del ala:	$b_1 = 50.8 \text{ mm}$
Radio de acordonamiento:	$r = 4 \text{ mm}$
Area línea media:	$A_m = 2.268 \text{ e-3 m}^2$
Coefficiente de concentración de tensiones :	$K = 1.25 \text{ (Tabla 12)}$
$t$ en el vértice:	$13.2 \text{ MPa}$
Momento de inercia:	$I = \frac{b_1 h_1 - b_0 h_0}{12} = 0.21803 \text{ e-6 m}^4$
Esfuerzo por flexión:	$s_{\text{flex}} = 75.14 \text{ MPa}$
Esfuerzo generado por tracción directa:	$s_{\text{trac}} = P/A = 15.08 \text{ MPa}$

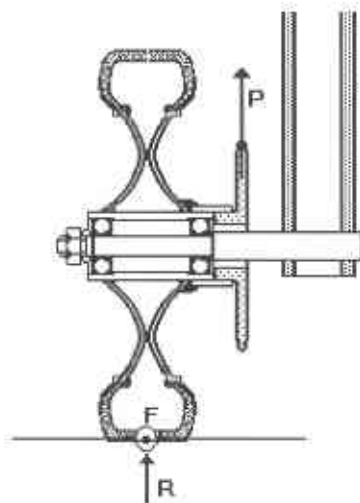
#### 4.3.2 Rueda

En esta rueda el piñón conductor se acoplará a la caja que contiene los rodamientos los cuales soportan las cargas generadas y este acople nos asegura que no habrá deslizamiento entre el piñón y la rueda.

Para facilitar la consecución de repuestos se seleccionaron llantas comerciales que cumplen con los requisitos de capacidad de carga y tracción requerida para obtener la potencia deseada. Las llantas seleccionadas fueron 4.80 / 400-10

##### 4.3.2.1 Eje de la Rueda

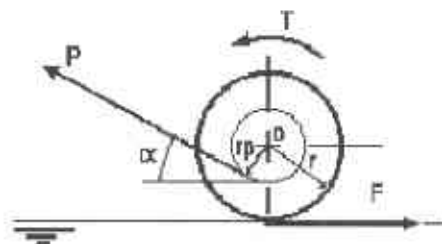
Este elemento se considera como un eje fijo no giratorio o estático que no transmite movimiento y se utiliza solo para sostener la rueda.



R: Reacción en la rueda  
F: Fuerza ejercida por la fricción  
P: Fuerza ejercida por el piñón

Figura 14 CINÉTICA DE LA RUEDA

El torque que ejerce la rueda sobre el piñón conductor se calcula con base en la figura 15.



r : radio de la rueda  
rp: radio del piñón  
 $\alpha$ : ángulo de inclinación  
del brazo.

Figura 15 Sumatoria de momentos sobre la rueda

El lado tenso de la cadena, por debajo debido a las condiciones de ubicación de la llanta y sentido de giro.

De acuerdo con los cálculos mostrados en el anexo, se seleccionó un eje de acero estructural ASTM - A36 con un diámetro de 31 mm. (ver cálculos)

#### 4.3.3 Transmisión por cadena.

La selección y diseño de la cadena de transmisión como de los piñones está sujeta a ciertos parámetros de acuerdo con las recomendaciones de INTERMEC.<sup>3</sup>

<sup>3</sup>Industria Térmico Mecánica INTERMEC\_Catálogo 1995.

Se seleccionó una cadena con un paso de 5/8", que ofrece las mejores características mecánicas y resulta de menor costo. El piñón conductor se ubica dentro de la zona correspondiente al tipo A (lubricación a mano, con aceitera o brocha)

Para un piñón conductor de 32 dientes, se tiene un piñón conducido de 27 dientes.

Los diámetros de los piñones son respectivamente:

Piñón conductor:  $D1 = 17.07 \text{ cm}$

Piñón conducido:  $D2 = 14.54 \text{ cm}$

La longitud de la cadena es de 106 eslabones, es decir 1.66 m.

#### **4.3.4 Eje cuadrado**

Se seleccionó una barra sólida de sección cuadrada construida con acero estructural ASTM A242 de una pulgada de lado. Con esta longitud se tiene un factor de seguridad de 2.2

#### **4.3.5 Tornillo**

Tiene como objetivo la regulación de altura de la barra portaherramientas. En la parte superior el tornillo se cuenta con una articulación que le permite una acción basculante para la regulación de altura, sin que lo afecte el movimiento relativo con respecto al brazo.

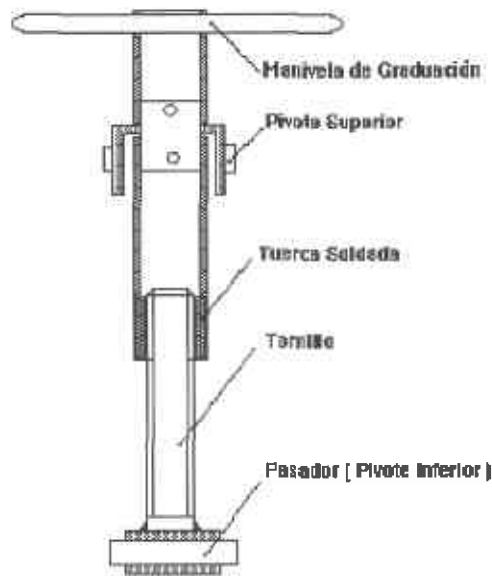


Figura 16 Tornillo de graduación

De acuerdo con la carga a la que está sometido, y la geometría, se seleccionó un tornillo con las siguientes características.

Tamaño 3/4" (19 mm)

Diámetro exterior 0.75" (19 mm)

Hilos por pulgada 10

Diámetro efectivo básico 0.685" (17 mm)

Sección útil  $A_t$  0.334 pul<sup>2</sup> ( $2.2 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>)

La fuerza que soporta el tornillo es:

$$F = A_t \cdot S_y = 2.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 250 \text{ MPa} = 55000 \text{ N}$$

Por lo tanto el factor de seguridad será de 5.

#### 4.3.6 Dispositivo de Acople

Este dispositivo une el conjunto de brazo y tornillo a la viga portaherramientas mediante grapas, lo que facilita el montaje y desmontaje cuando sea necesario.

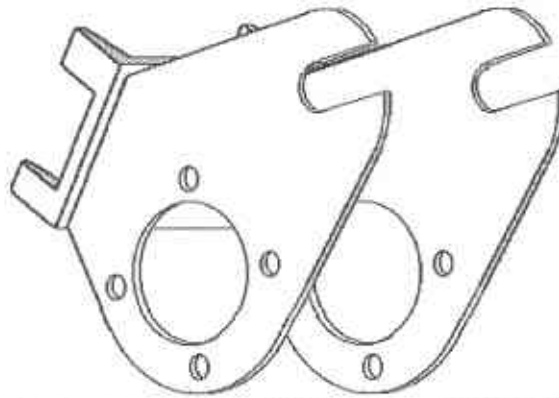


Figura 17. Dispositivo de acople

**Estructura** - Formada por platinas mecanizadas soldadas a un perfil perforado que mediante grapas fija el brazo a la viga portaherramientas.

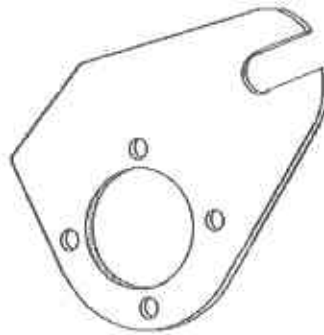
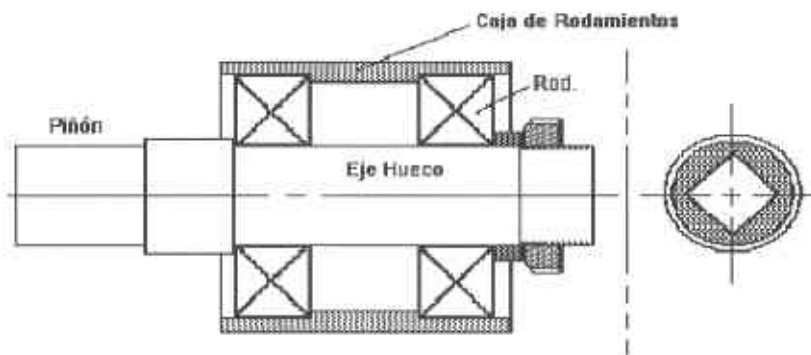


Figura 18. Platina mecanizada.

#### 4.3.7 Buje de acople interior

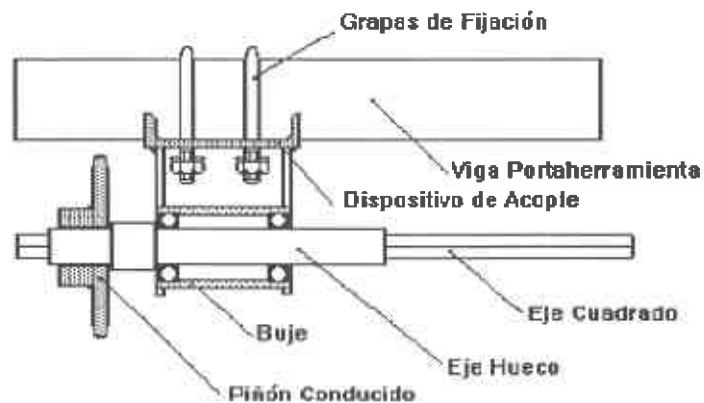
Sobre este buje se monta el piñón conducido y la caja de rodamientos que forma parte del dispositivo de acople. Lleva mecanizado en su interior un agujero cuadrado, con el fin de permitir que todo el conjunto deslice sobre el eje cuadrado que transmitirá la potencia.



**Figura 19 Buje de deslizamiento**

Esta pieza se construyo a partir de una platina de 3/16 " (4.8 mm)

**Tapas** - Platinas circulares mecanizadas para la fijación de los rodamientos.



**Figura 20 Montaje del brazo**

#### 4.3.8 Rodamientos.

Los rodamientos seleccionados están localizados en el interior del buje en la parte superior del brazo y permiten la libre rotación del eje cuadrado a través del sistema de acople.

Los rodamientos seleccionados tienen designación 6006 con las siguientes características.

Diámetro interior d	: 30 mm
Diámetro exterior D	: 55 mm
Ancho de pista B	: 13 mm

Carga dinámica N : 13300N

Carga estática N : 8300N

#### 4.3.9 Diferencial.

Se puede apreciar la disposición del diferencial y los apoyos(1 a 4), la entrada de potencia ( ejes cuadrados ) , el eje de salida de potencia:

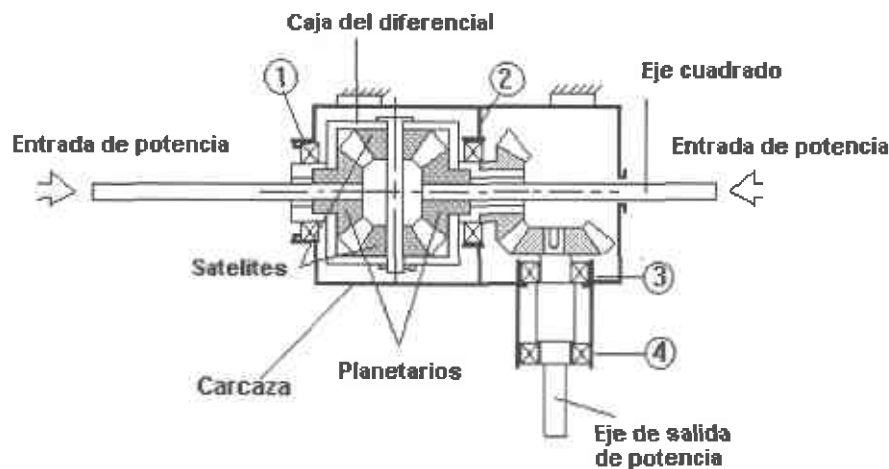


Figura 21 Diagrama de la transmisión completa de engranajes cónicos

El material es fundición nodular clasificación ASTM 339-55 grado 80-60-03 como se utilizó para todos los engranajes por economía en la fabricación.

Para los engranajes del diferencial, después de cálculos iniciales se toma  $d_{m2} = 40$  mm. La potencia de 1.5 hp se obtiene en el eje de salida, pero para estos engranajes la potencia de cálculo es la mitad, debido a que es la suministrada por cada una de las ruedas dependiendo de sus condiciones de fricción con el suelo.

Paso diametral = 6.7, en sistema modular  $M_n = 3.8$  (4mm)

Para los engranajes de cambio de dirección se tiene fundición nodular especificación ASTM A339 - 55. 80-60-03. Con un diámetro medio de  $D_m = 80$  mm y una fuerza tangencial de 1500 lb., paso diametral en el extremo mayor del diente = 5.2, en sistema modular  $M_n = 4.86$  (5mm)

Para mantener un bajo costo de la máquina se seleccionaron rodamientos rígidos de bolas, de la serie 60 de SKF, los cuales son muy fáciles de conseguir en el medio, conservando un margen de seguridad para garantizar su operación .

El cojinete del apoyo 2 requiere soportar mas carga dinámica que el apoyo 1, para facilidad de mantenimiento los 2 rodamientos se seleccionaron iguales, tomando como parámetros de diseño las mayores exigencias del apoyo 2. Otro factor importante es que por el interior de la caja del diferencial deben pasar libremente los ejes cuadrados como se puede apreciar en la figura 15, condicionando de esta manera las dimensiones tanto de la caja como de los rodamientos. Con base en las anteriores consideraciones se seleccionó el 6010 que cumple ampliamente con los requisitos y se adquiere fácilmente en el mercado nacional.

Los rodamientos para el eje de salida se seleccionaron iguales, para facilidad de mantenimiento. Para cumplir los requerimiento de carga, el rodamiento adecuado es el 6006 de SKF.

El árbol es mecanizado normal en el torno, de material AISI 1035 con  $60 \text{ kg/mm}^2$

La chaveta se calculo por la teoría de energía de distorsión máxima. Tiene una longitud  $L = 19 \text{ mm}$ , la longitud del cubo del piñón es  $20 \text{ mm}$ .

#### **4.4 SISTEMA DE APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS SÓLIDOS**

Se tomó como base el cultivo de papa. En éste se aplica abono en un rango entre  $750$  y  $1700 \text{ kg./ha}$ .

En la práctica la aplicación promedio semestral es de  $1500 \text{ kg./ha}$  distribuidos en dos periodos de aplicación. Por lo tanto la cantidad de químico que maneja la máquina es de  $750 \text{ kg}$ .

El espacio entre las tolvas, es decir, la separación entre surcos requerida por la máquina es de  $0.9 \text{ m}$ . Con 2 tolvas, se tiene un ancho de trabajo de  $1.8 \text{ m}$

Bajo las condiciones de un cultivo de papa, se aplicarán  $135.13 \text{ gr./m}$  con un caudal de  $6486 \text{ gr/min}$  por las dos tolvas.

##### **4.4.1 Dosificador**

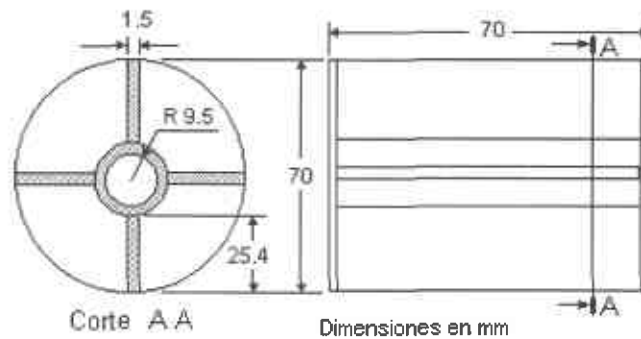
La cantidad aplicada por cada dosificador es de  $3243 \text{ gr/min}$ . que ocupan un volumen de  $3414 \text{ cm}^3$ .

Las dimensiones del dosificador son:

$$L = 7\text{cm}$$

$$r = 3.5 \text{ cm}$$

El diámetro del eje del dosificador es	$d = 19.05 \text{ mm.}$
Longitud del eje dosificador	$L = 70 \text{ mm.}$
Espesor de las paletas.	$t = 1.5 \text{ mm.}$
longitud de las paletas.	$L_p = 70 \text{ mm.}$
Ancho de las paletas	$a = 25.4 \text{ mm.}$



**Figura 22 Dosificador de fertilizante sólido.**

La potencia consumida por cada dosificador es de 0.39 W, por lo tanto se necesitan 0.78 W (1.04 HP)

#### 4.4.2 Tolva alimentadora de fertilizante sólido

El sistema distribuidor de fertilizante sólido se compone de 2 sistemas independientes cada uno de ellos con su tolva. Las tolvas alimentadoras están instaladas en la parte superior de los alimentadores. El agroquímico es introducido por la parte superior de la tolva por medio de lonas de 50 kg.

La tolva tiene una capacidad de  $58400 \text{ cm}^3$  o un peso de 55.55 kg., construida en lámina galvanizada para soportar la corrosión por el agroquímico sólido. La forma es de tronco de una pirámide invertida, y en el fondo tendrá la forma de medio cilindro circular con pendiente hacia el dosificador a fin de garantizar un óptimo deslizamiento y evitar que el material se pegue a las paredes de la misma.

**Tabla 11 Angulo de deslizamiento de algunos materiales**

MATERIAL	ANGULO DE DESLIZAMIENTO ( $\alpha$ )
Carbón y minerales secos	40-45 Mínimo
Coke en trozos	30
Carbón en trozos grandes	40
Cereales secos	25-30
Superfosfatos y nitratos amónicos	60 Mínimo

Fuente: Transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica. (Luis Targhetta Ariola)

Para los abonos químicos compuestos de fósforo - nitrógeno potasio y observando los valores que ofrecen las tablas de minerales y productos químicos (Angulo de deslizamiento de algunos materiales) el mayor de los ángulos de deslizamiento entre Superfosfatos y nitratos amónicos es de 60 grados, por lo que la inclinación de la paredes de la tolva tienen como mínimo ese valor.

Para satisfacer los requerimientos de volumen ( 58400 cm<sup>3</sup>.), la tolva tendrá las siguientes dimensiones:

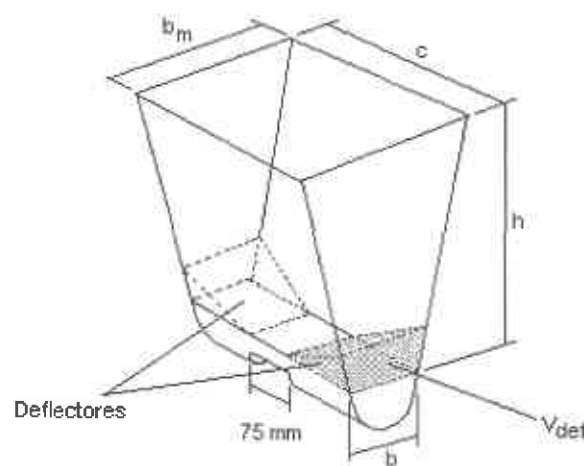
$$b_m = 45 \text{ cm}$$

$$b = 10 \text{ cm}$$

$$c = 40 \text{ cm}$$

$$h = 55 \text{ cm}$$

El volumen con éste dimensionamiento es:



**Figura 23 Dimensiones de la tolva**

$$V_{\text{max. tolva}} = 59620 \text{ cm}^3$$

La masa que contiene la tolva será de.:

$$m = (0.95 \text{ gr/cm}^3) (59620 \text{ cm}^3).$$

$$m = 56639 \text{ gr.}$$

El menor de los ángulos de inclinación que presenta las paredes de la tolva es de 72.34 grados.

Con unas presiones máxima, horizontal pz y vertical de:

$$P_{\text{max}} = 1004 \text{ Pa}$$

$$p_z = 303 \text{ Pa}$$

$$q_z = 438 \text{ Pa}$$

Se usó un acero AISI 1010 laminado en caliente, obteniéndose un factor de servicio de 2.

La graduación exacta de agroquímico requerido se puede llevar a cabo con exactitud mediante la utilización del tornillo de graduación de la compuerta dosificadora del distribuidor ubicada en el fondo de la tolva.

Se tiene la opción de dosificar un amplio rango de fertilizante de 188.4 gr./min. a 5128.05 gr./min. datos que se aprecian en la primera de las tablas de las pruebas realizadas en el laboratorio. La graduación de la compuerta se puede realizar dependiendo de los requerimientos del cultivo indicados por el asistente técnico .

#### **4.5 EQUIPO DE FUMIGACION**

La selección del equipo normalmente está gobernada por muchos factores, pero solo algunos de ellos pueden ser considerados como claves, como los citados a continuación, aunque el orden de importancia puede no ser el mismo para todos los casos:

- Tamaño del área de trabajo.
- Características del área ( propiedades del terreno, pendiente etc.).
- Capital inicial de inversión.
- Duración del equipo.
- Costos de operación del equipo.

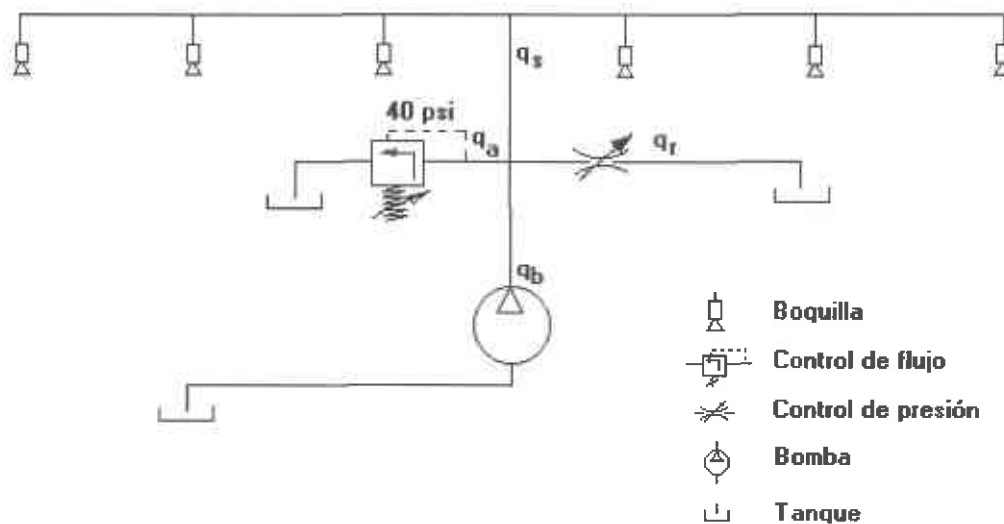
- Facilidad de uso.
- Disponibilidad del diluyente y los productos químicos ( autonomía ).
- Disponibilidad del servicio posventa.

En el sistema hidráulico es de importancia vital la selección de las boquillas, puesto que de ello depende el diseño de todos los otros elementos. Para su selección se contemplaron los siguientes parámetros de operación.

- \* Evitar obstrucciones por partículas provenientes de suspensiones de polvo mojable hasta un tamaño de 0.3 mm.
- \* Operación con una presión de 40 psi ( presión baja )
- \* Caudal suministrado a través de cada boquilla de 0.7 lt /min.

La boquilla que cumple con estos requerimientos es S115 de Spraying Systems o equivalente.

A partir de esta selección el sistema propuesto para la aplicación de agroquímicos líquidos o suspensiones de polvos mojables presenta la siguiente disposición:



**Figura 24 Sistema hidráulico de fumigación**

De esta manera se tiene

$$Q_b = Q_s + Q_a + Q_r$$

Donde

$Q_b$  : Caudal suministrado por la bomba

$Q_s$  : Caudal para servicio a los aguilonos ( Boquillas )

$Q_a$  : Caudal de alivio

$Q_r$  : Caudal de recirculación para agitación del fluido en el tanque

Para una concentración de 0.05 lb/gal el caudal requerido para agitación es:

$$Q_r = 10.23 \text{ lt./min.}$$

La bomba acondicionada para su operación es de desplazamiento positivo de pistón de doble efecto.

El caudal suministrado por la bomba es de 1 lt. por ciclo de trabajo con una carrera de 10 cm . Este implemento se monto sobre un mecanismo de carrera variable para facilitar la regulación del desplazamiento.

El Caudal total suministrado por la bomba es de 22.1 lt./min.

La potencia requerida para la operación de la bomba es de 0.13 HP o 0.1 kw.

#### **4.6 CONTROL MECANICO DE MALEZAS**

Para mantener la flexibilidad del equipo, el implemento de control mecánico de malezas también se puede ajustar en su ancho para permitir su evaluación a nivel de laboratorio, y para adaptarse a varios cultivos.

*El diseño se basa en un arreglo de púas dispuestas para romper las raíces de las posibles malezas ubicadas en las calles del cultivo. Las púas de trabajo deben ser flexibles para su operación con bueyes, evitando de esta manera posibles lesiones al animal o daños al implemento. Esta flexibilidad también incrementa la acción de la cultivadora. Adicionalmente se puede intercambiar las puntas de acuerdo con las necesidades, para variar la acción sobre el suelo.*

La implementación de la cultivadora sobre la barra portaherramientas se basó en elementos que se consiguen comercialmente; para su correcta selección debe conocerse el desarrollo radicular de la planta, con el objeto de fijar la profundidad de labranza en el suelo.

El control mecánico de malezas se realiza en 2 surcos simultáneamente mediante el empleo de ganchos sencillos flexibles, que se desplazan sobre la barra portaherramientas para su correcta ubicación como se aprecia en la siguiente gráfica:

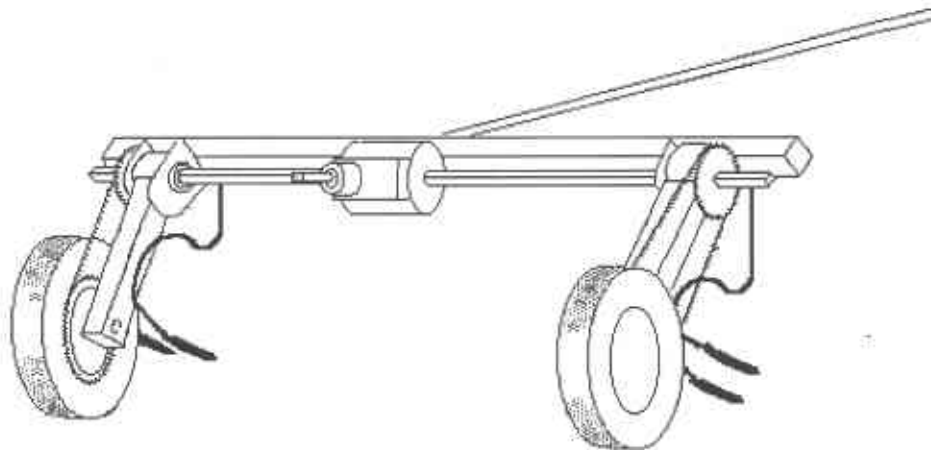


Figura 25 Cultivadora sobre la barra portaherramientas

La potencia consumida es de 1.09 HP para una fuerza de empuje de 1020 N

Mediante las pruebas de campo realizadas, la fuerza de tiro promedio que puede ejercer un buey criollo en buenas condiciones es de 800 N, por lo que se tendría una fuerza máxima para la yunta de 1600 N .

Estas herramientas se consiguen comercialmente con los proveedores.

La disposición las herramientas de la cultivadora depende entonces del espacio entre surcos y el desarrollo radicular de la planta y debe mantener una simetría con respecto a la línea de tiro para evitar cargas transversales sobre los bueyes y la máquina.

Estos implementos son ideales para el control sobre pequeños arbustos espaciados entre 450 mm y 650 mm; con distancias mayores el número de pásas se incrementa y se vuelve inadecuado en términos de requerimiento de fuerza tractora y conveniencias de uso. Pequeñas separaciones entre plantas dificultan a los animales y al operador, caminar entre los surcos y pueden causarle daños al cultivo.

#### 4.7 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE LOS APEROS

Se cambiaron principalmente materiales, fijación y la utilización en ladera.

Para el arnés de collar se eliminó el uso de accesorios de fijación al mínimo, para su utilización con un arreglo de correas adecuado como en la figura 26.

La estabilidad depende del enganche adecuado del implemento, haciendo pasar la fuerza por el centro de gravedad o mas abajo, para evitar el volteo del arnés e incomodidades a los animales .

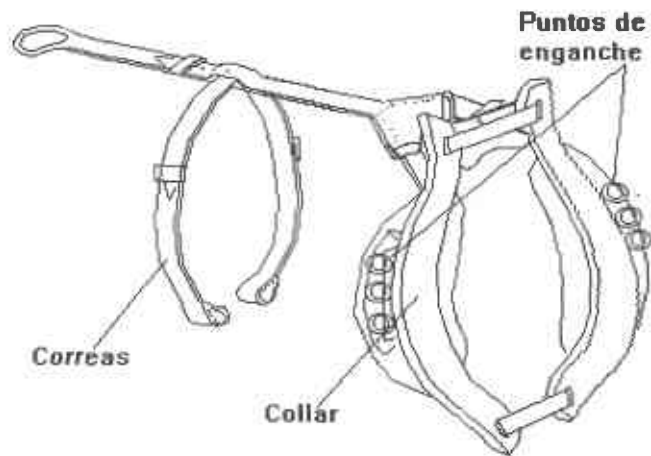


Figura 26 Arnés de collar

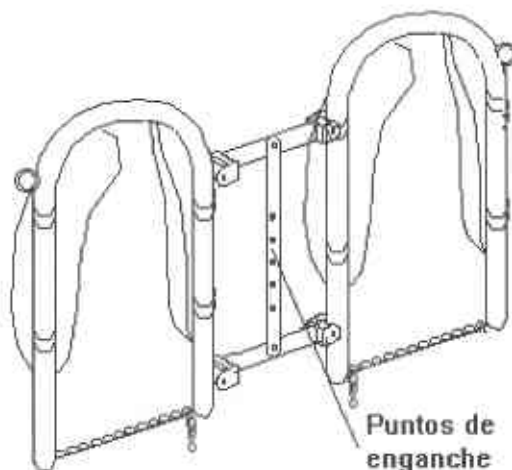


Figura 27 Arnés Allahabad

Las pruebas realizadas en la finca de San Jorge (Soacha) consistieron en la evaluación de las características de cada apero, estas incluyeron: facilidad de manipulación, aceptación por parte del agricultor, fuerza desarrollada y rendimiento del ganado (condición física, asimilación del arnés, signos visibles de fatiga). La fuerza desarrollada fue en promedio de 800 N por buey a una velocidad de 0.8 m/s.

Los aperos aquí expuestos pueden someterse a cambios de acuerdo a las necesidades particulares, incluso puede no ser necesaria su implementación en casos donde los bueyes por la necesidad de hacer pasar la fuerza por su centro de gravedad, bajen la cabeza hasta un nivel que sea equivalente al del uso del collar. El collar Allahabad no fue aceptado por el gañan por la complejidad de operación y montaje, además presenta problemas de fijación por los movimientos de la yunta en la ladera. El arnés de collar hecho de madera debe ser mas amplio para permitir el uso de bueyes de gran talla y los cojines deben tener mayor cobertura.

#### **4.8 CAPACIDAD DE LA MAQUINA**

La capacidad de la máquina y la eficiencia de campo son establecidos de la siguiente manera:

El tiempo perdido en el campo para girar, para cargar el sistema y otros factores incluyendo el no uso del ancho total del implemento afectará la eficiencia de campo. Se calcula mediante la siguiente relación:

Eficiencia de campo [ Ef (%) ] = (Capacidad efectiva de campo/Capacidad teórica de campo) x 100.

Donde:

Capacidad efectiva de campo [CEC (ha/h)] = Area total cultivada/Tiempo total de trabajo.

Capacidad teórica de campo [CTC (ha/h)] = Ancho de trabajo promedio x Velocidad promedio

### ASPERSIÓN DE AGROQUÍMICO LÍQUIDO:

El tiempo total de trabajo (TTT) será la suma del período que gasta en recorrer el terreno, el tiempo empleado en hacer los giros más el tiempo utilizado en imprevistos.

$$TTT = 1.46h$$

$$CEC = ha/1.46h = 0.68ha/h$$

$$\text{Ancho de trabajo} = 450cm$$

$$\text{velocidad promedio} = 0.8m/s$$

$$CTC = (450cm \times 0.8m/s \times 36)/10000 = 1.296 \text{ ha/h}$$

$$Ef = CEC/CTC = (0.68/1.296) \times 100$$

$$Ef = 52,47 \%$$

Para el cultivo de papa se realizan en promedio 15 aplicaciones por hectárea por semestre.

$$CEC = 0.68 \text{ ha/hr.}$$

$$ha/hr * 6 \text{ hr/jornal} = 4.08 \text{ ha/jornal} = 0.25 \text{ jornal/ ha.}$$

Como se deben hacer 15 aplicaciones a distintos tiempos, se requieren 15 jornales \* 0.25 jornales/ ha = 3.75 jornales/ha/semestre. Por lo tanto se requieren 7.5 jornales/ha/año.

## APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS SÓLIDOS:

$$CEC = A/T = 1 \text{ Ha}/3.15\text{h} = 0.31$$

$$CTC = (180\text{cm} \times 0.8\text{m/s} \times 36)/10000$$

$$CTC = 0.5 \text{ ha/h}$$

$$Ef = 0.31/0.5 * 100 = 62\%$$

Se necesitan los siguientes jornales para el cultivo de papa.

Se requieren entre 800 y 1700 kg/ha

$$Ef. = 0.62$$

Se deben aplicar 6.486 kg/min = 389.16 kg/hr.

Por lo tanto

$$\frac{1700 \text{ kg} / \text{h}}{389.16 \text{ kg} / \text{h}} = 7.04 \text{ hr} / \text{ha}$$

Con un jornal de 6hr/jornal se tienen: 7.04hr/ha / 6 hr/jornal = 1.17 jornales

## CONTROL MECÁNICO DE MALEZAS

$$CEC = 0.26 \text{ ha/hr.}$$

$$1 \text{ jornal} = 6 \text{ hr}$$

$$\text{ha/hr} * 6\text{hr/jornal} = 1.56 \text{ ha/jornal} = 0.65 \text{ jornales/ha}$$

$$\text{jornales/ha} * 2 \text{ controles/semestre} * 2 \text{ semestres/año} = 2.6 \text{ jornales/ha/año.}$$

## **Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.**

INFORME FINAL 1998.

### **5. CONCLUSIONES**

Las condiciones, técnicas y socioeconómicas actuales, relacionadas con los cultivos de ladera, han hecho que el trabajo involucrado en las diferentes actividades conlleve una alta cantidad de mano de obra. Esta explotación extensiva del recurso humano, tiene mucho que ver con la baja eficiencia de las labores, el uso de herramientas incómodas y obsoletas y las prácticas inadecuadas tradicionales.

Las labores culturales, que tienen que ver principalmente con el control de plagas y malezas, son un claro ejemplo de la afirmación anterior. En estas prácticas se incurre en dos gastos: los insumos y su aplicación. El consumo eficiente y pertinente del capital involucrado requiere la aplicación de desarrollos tecnológicos adecuados, que partan de las necesidades identificadas en el campo y que sean de fácil aceptación e implementación por parte de los productores.

Como primera medida, se debe mejorar la tecnología existente.

La aplicación de agroquímicos líquidos mediante aspersoras de espalda o burro ha demostrado ser una práctica adecuada para terrenos muy quebrados y ondulados respectivamente. Una optimización de estas tecnologías, podría llegar a reducir las pérdidas de agroquímicos; algunos desarrollos sencillos a partir de estas, reduciría los esfuerzos de los operarios y el impacto sobre el medio ambiente. Así mismo una concientización de las frecuencias y cantidades de agroquímicos a aplicar reduciría el capital consumido en aplicaciones innecesarias.

En el caso de aplicación de correctivos y abonos a los suelos, sería válido generar tecnologías nuevas, por cuanto se conocen pocos mecanismos aptos para estas labores desarrollados en Latinoamérica. La máquina multipropósito no es la

primera respuesta en este campo, pues ya se han importado algunas tecnologías francesas e inglesas. Sin embargo los costos involucrados con este diseño son relativamente grandes para los pequeños productores. No obstante el intento realizado no es infructuoso pues el diseño se puede adaptar al medio mediante la eliminación de mecanismos que no se requieren para este fin como el diferencial, la bomba, etc. y reducción de los materiales empleados en la estructura y transmisión

Por último para el control mecánico de malezas, que tradicionalmente se hace con azadones y machetes, también tuvo una buena alternativa con el desarrollo del multipropósito. Sin embargo, mucho del desarrollo tecnológico que se ha generado en el mundo para terreno plano, utilizando tracción mecánica; puede ser extrapolado a la zona quebrada. Ya existen en el mercado toda clase de escardillos, cinceles, dientes etc., que únicamente deberían ser adaptados para tiro animal, con un bajo costo de investigación y una baja inversión para los pequeños productores.

Como se ha mencionado en algunos de los párrafos anteriores, en el mundo existen desarrollos tecnológicos de las diferentes partes de la máquina, que en vez de ser reinventados, deben ser adaptados. Los mecanismos involucrados dentro de esta máquina fueron desarrollados de esta manera: a partir de cálculos precisos, se escogió la mejor alternativa en cada caso. Sin embargo vale la pena partir de las investigaciones realizadas en África e India.

Los probables constructores y comercializadores de la máquina deben estar consientes de estos puntos, para optimizar el ensamblaje a los menores costos.

Los clientes de esta máquina no podrían ser los pequeños propietarios, que no disponen del capital necesario de inversión, aunque el tiempo de reposición es bajo, ni una cultura de las máquinas.

Los verdaderos clientes potenciales serían los medianos productores, con predios de topografía ondulada (no escarpada) o plana, que puedan dar el mantenimiento a la máquina. También los propietarios de yuntas que alquilan el servicio de preparación del suelo, ahora podrían prestar el servicio de labores culturales en zonas de topografía adecuada.

Dentro de las principales ventajas que se obtuvieron con el desarrollo del multipropósito se tiene.

La incorporación de mecanismos para varias operaciones del manejo agronómico de los cultivos de bajo porte sobre una misma barra portaherramientas.

Adecuación de un sistema de transmisión de potencia, a partir de las ruedas, que acciona los mecanismos de aplicación de agroquímicos líquidos y sólidos con igual eficiencia y sin necesidad de hacer cambios de relaciones de transmisión.

Desarrollo de una máquina con un grado de complejidad, que trabaja en condiciones de ladera, con tracción animal en las que los tractores no pueden entrar.

Desarrollo de una máquina que incorpora diferentes labores culturales, con tracción animal y que utiliza sólo el 60% de la fuerza promedio de los bueyes en las labores de preparación del suelo.

Desarrollo de un sistema mecánico de control químico de malezas, que aumenta los rendimientos de campo, en comparación con las labores tradicionales con fuerza humana, de 0.1 ha/h a 0.68 ha/h, lo que representa un aumento del 85.3%.

Desarrollo de un sistema mecánico de aplicación de correctivos y abonos al suelo que aumenta los rendimientos de campo, en comparación con las labores tradicionales con fuerza humana, de 0.1 ha/h a 0.26 ha/h.

Reducción de la utilización de mano de obra, para el cultivo de papa, así:

**Tabla 12 COMPARACIÓN DE MANO DE OBRA**

<i>PRACTICA.</i>	<i>SISTEMA ACTUAL</i>	<i>SISTEMA PROPUESTO.</i>
CONTROL QUIMICO	44	8
APLICACIÓN DE ABONOS	12	5
CONTROL MECÁNICO	36	3

Es decir se tiene una reducción de 82.6% del uso de la mano de obra en estas labores con respecto al sistema actual, lo que equivale a 760.000 \$/ha/año. (pesos del 96)

## BIBLIOGRAFIA

- BLACK, Leland T. Y Anthony J Tarquin. Ingeniería Económica. Tercera Edición . Mc Graw Hill. 1991.
- BEER Ferdinand P. Mecánica de materiales. Editorial Mc Graw Hill. 1991.
- CALIMAX .Manual de manejo Calimax- Alemana Bogotá. Colombia.
- CODIGO de construcciones Metálicas .Fedestructuras. Tercera edición. 1982.
- FEDEPAPA. Revista papa. Organo informativo de la federación colombiana de productores de papa
- GIANCOLI Douglas C. Física General Volumen 1 Editorial Prentice- Hall. 1988.
- ICA. Cuarto, quinto, y sexto curso de actualización de conocimientos en el cultivo de la papa. Medellín, Tunja sept. 1988, Manizales. FEDEPAPA 1990
- INTERMEC. Industria térmico mecánica .La transmisión de potencia por cadena de rodillos. Bogotá. Colombia.
- JENSEN Jens. Maquinas térmicas alternativas. Primera parte: Fundamentos la bomba alternativa. Universidad industrial de Santander 1983.
- JHON Deere. Manual de hidráulica. Fundamentos de servicio.
- KARASSIK Igor J. Manual de bombas . Mc Graw Hill.
- KENNETCH , J Mac Naughton. Bombas : Selección uso y mantenimiento
- REIMBERT M y A . Silos , teoría y práctica.
- SKF . Catálogo General 1989 Impreso en Italia.
- SPERRY Vickers. Manual de Oleohidráulica Industrial. Editorial Blume.
- URBINA G .Baca. Evaluación de proyectos. Análisis y administración del riesgo. Segunda edición.

## Diseño De Un Sistema Multipropósito Para Aplicación Con Tracción Animal De Plaguicidas, Fertilizantes Y Control Mecánico De Malezas.

INFORME FINAL 1998.

### 6. ANEXOS

#### 6.1 CALCULO DE LA ESTRUCTURA

Los cálculos se realizaron en hoja electrónica para el control de sección cada 5 cm. A continuación se presenta un ejemplo de los cálculos realizados iterativamente por el computador y que aparecen en las tablas 13 y 14.

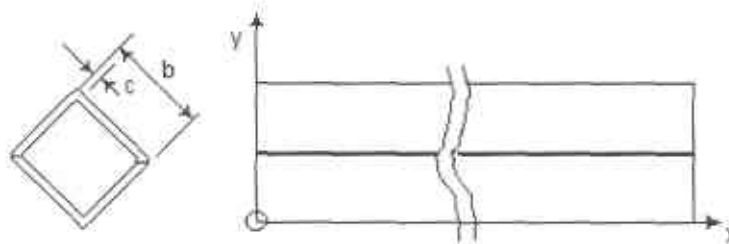


figura 28 BARRA PORTAHERRAMIENTA

Ancho :	$b = 2.5 \text{ "}$
Espesor:	$c = 1/4 \text{ "}$
Radio de acuerdo interior:	$r = 1/8 \text{ "}$
Momento flector resultante:	$M_{fres} = 98.6 \text{ Nm}$
Distancia a la fibra crítica:	$c = 0.045\text{m}$
Momento de inercia:	$I = 47.9 \text{ cm}^4$
<i>Esfuerzo normal generado :</i>	$s = M_{fres} c/I = 8.8 \text{ MPa}$
Momento Torsor:	$T = 973.4 \text{ Nm}$
Relación	$r/c = 0.5$
$K_1 =$ Concentración de tensiones :	$K_1 = 1.4$
Esfuerzo cortante generado	$t = 42.2 \text{ MPa}$
Ancho de ala	$= 6,35 \text{ cm}$
Espesor	$= 0,635 \text{ cm}$
	$I = 47,9 \text{ cm}^4$

Tabla 13 Cargas en diferentes puntos de la viga.

X(m)	CORTANTE V <sub>y</sub>	M FLECT y <sub>x</sub>	CORTANTE V <sub>z</sub>	M FLECT x <sub>z</sub>	TORSOR
0	0	0	0	0	0
0,05	1390	69,5	1399	69,95	973,4
0,1	3910	139	1399	139,9	973,4
0,2	1390	278	1399	279,8	973,4
0,25	1390	347,5	1399	349,75	973,4
0,3	1390	417	1399	419,7	973,4
0,35	1390	486,5	1399	489,65	973,4
0,4	1390	556	1399	559,6	973,4
0,45	1390	625,5	1399	629,55	973,4
0,5	1390	695	1399	699,5	973,4
0,55	1390	764,5	1399	769,45	973,4
0,6	280	834	1399	839,4	618,2
0,65	280	848	1399	909,35	618,2
0,675	-30	855	1399	944,325	586
0,7	-30	854	1399	979,3	586
0,75	-30	853	1399	1049,25	586
0,8	-30	851	1399	1119,2	586
0,85	-30	850	1399	1189,15	586
0,9	30	848	-1399	-1259,1	-586
0,95	30	850	-1399	-1189,15	-586
1	30	851	-1399	-1119,2	-586
1,5	30	853	-1399	-1049,25	-586
1,1	30	854	-1399	-979,3	-586
1,125	-280	855	-1399	-944,325	-617,8
1,15	-280	848	-1399	-909,35	-617,8
1,2	-1390	834	-1399	-839,4	-973
1,25	-1390	764,5	-1399	-769,45	-973
1,3	-1390	695	-1399	-699,5	-973
1,35	-1390	625,5	-1399	-629,55	-973
1,4	-1390	556	-1399	-559,6	-973
1,45	-1390	486,5	-1399	-489,65	-973
1,5	-1390	417	-1399	-419,7	-973
1,55	-1390	347,5	-1399	-349,75	-973
1,6	-1390	278	-1399	-279,8	-973
1,65	-1390	208,5	-1399	-209,85	-973
1,7	-1390	139	-1399	-139,9	-973
1,75	-1390	69,499	-1399	-69,95	-973
1,8	0	0	0	0	0

Fuente: Cálculos de los autores

Tabla 14 Valores de esfuerzo para diferentes puntos de la viga.

X(m)	Mf RES	s	t	t en el vértice	t eq
0,05	98,6	8,8	42,158	48,1	48,301
0,1	197,2	17,6	42,158	48,1	48,898
0,15	295,8	26,4	42,158	48,1	49,878
0,2	394,4	35,1	42,158	48,1	51,202
0,25	493	43,9	42,158	48,1	52,872
0,3	591,6	52,7	42,158	48,1	54,845
0,35	690,2	61,5	42,158	48,1	57,089
0,4	788,9	70,3	42,158	48,1	59,575
0,45	887,5	79,1	42,158	48,1	62,272
0,5	986,1	87,8	42,158	48,1	65,122
0,55	1084,7	96,6	42,158	48,1	68,165
0,6	1183,3	105,4	26,774	30,5	60,89
0,65	1243,4	110,8	26,774	30,5	63,241
0,675	1273,9	113,5	25,38	28,9	63,685
0,7	1299,4	115,8	25,38	28,9	64,712
0,75	1352,2	120,5	25,38	28,9	66,823
0,8	1406	125,3	25,38	28,9	68,994
0,85	1461,7	130,2	25,38	28,9	71,227
0,9	1518	135,2	-25,38	-28,9	73,519
0,95	1461,7	130,2	-25,38	-28,9	71,227
1	1406	125,3	-25,38	-28,9	68,994
1,05	1352,2	120,5	-25,38	-28,9	66,823
1,1	1299,4	115,8	-25,38	-28,9	64,712
1,125	1273,9	113,5	-26,757	-30,5	64,427
1,15	1243,4	110,8	-26,757	-30,5	63,241
1,2	1183,3	105,4	-42,141	-48	71,283
1,25	1084,7	96,6	-42,141	-48	68,095
1,3	986,1	87,8	-42,141	-48	65,048
1,35	887,5	79,1	-42,141	-48	62,195
1,4	788,9	70,3	-42,141	-48	59,494
1,45	690,2	61,5	-42,141	-48	57,005
1,5	591,6	52,7	-42,141	-48	54,757
1,55	493	43,9	-42,141	-48	52,781
1,6	394,4	35,1	-42,141	-48	51,108
1,65	295,8	26,4	-42,141	-48	49,782
1,7	197,2	17,6	-42,141	-48	48,8
1,75	98,6	8,8	-42,141	-48	48,201
1,8	0	0	0	0	0

Fuente : Cálculos del autor.

Con base en la geometría y los cálculos mostrados , se calcula la seguridad existente:

$$[s] = 284 \text{ MPa}$$

$$[t] = 142 \text{ MPa}$$

$$S \text{ existente} = 2$$

## 6.2 ESTABILIDAD DE LA MÁQUINA

El cálculo de la estabilidad del sistema se basa en una geometría tentativa. En la tabla número 15 aparece el cálculo del centro de gravedad de la máquina para una trocha de 2000 mm.

**Tabla 15 Cálculo del centro de gravedad**

FUERZA	OBJETO	W ( N )	X ( cm )	Y ( cm )	WX ( N cm )	WY ( N cm )
f 1	Rueda 1	80	5	25	400	2000
f 2	Brazo 1	100	16	50	1600	5000
f 3	Bomba	110	58	84	6380	9240
f 4	Tanque	2120	100	119	212000	252280
f 5	Transmisión	180	100	84	18000	15120
f 6	Aguilón	250	100	95	25000	23750
f 7	Est. tanque	100	100	110	10000	11000
f 8	V. portah.	250	100	90	25000	22500
f 9	Válvula univ.	80	142	84	11360	6720
f 10	Brazo 2	100	184	50	18400	5000
f 11	Rueda 2	80	195	25	15600	2000
	S	3450			343740	354610

Fuente : Cálculos del autor.

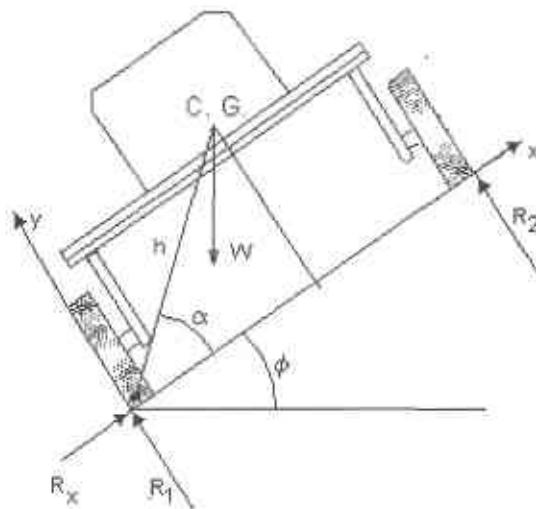


Figura 29 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MÁQUINA

$$X_{\text{cent}} = 99.6 \text{ cm} \quad Y_{\text{cent}} = 102.8 \text{ cm} \quad h = 143 \text{ cm}$$

El ángulo crítico es aquel para el cual la reacción sobre la rueda 2 se vuelve cero:

$$a = \text{Arctang} (X_{\text{cent}} / Y_{\text{cent}}) = 45.9^\circ$$

$$\sum M_z = 0 = R_2 * 195 \cos f - 3450 * h \cos (f + a)$$

Por tanteo y error  $f = 44^\circ$

Para una trocha de 800 mm el centro de gravedad cambia de la siguiente manera:

$$X_{\text{cent}} = 38 \text{ cm} \quad Y_{\text{cent}} = 102.8 \text{ cm} \quad h = 109 \text{ cm}$$

$$a = \text{Arctang} (X_{\text{cent}} / Y_{\text{cent}}) = 20.7^\circ$$

$$\sum M_z = 0 = R_2 * 75 \cos f - 3450 * h \cos (f + a)$$

Por tanteo y error  $f = 20^\circ$

Este último caso indica que la máquina con una distancia de 800 mm entre ruedas puede mantenerse estable hasta una inclinación de  $20^\circ$ .

### 6.3 POTENCIA:

Tabla 16 Cálculo de Reacciones.

<i>q</i>	<i>Reacción sobre los bueyes Rby (N)</i>	<i>Reacción rueda1 (N)</i>	<i>Reacción rueda2 (N)</i>	<i>Z (cm)</i>	<i>Despeje(m)</i>
30	388,19	1570,90	1570,90	51,96	0,451
35	365,71	1582,14	1582,14	49,14	0,495
40	340,01	1594,9	1594,9	45,96	0,536
45	311,10	1609,44	1609,44	42,42	0,575
50	279,03	1625,48	1625,48	38,56	0,610
55	243,82	1643,08	1643,08	34,41	0,642
60	205,55	1662,22	1662,22	30	0,670

Fuente : Cálculos de los autores.

La potencia requerida por los implementos es tomada del movimiento de la rueda, por esta razón fue necesario calcular el coeficiente de tracción esperado tanto en condiciones de operación normales como críticas. Para evaluar las condiciones de tracción de una rueda se utilizó la siguiente fórmula<sup>4</sup>:

$$M = \frac{IC b d}{P} \sqrt{\frac{\delta}{h}} \left( \frac{l}{1 + \frac{b}{2d}} \right)$$

Donde :

IC : Índice de cono del suelo

b : Ancho de la llanta

d : Diámetro de la llanta

P : Peso

d : Deflexión de la llanta

h : Altura de la sección de la llanta

M : Número de movilidad

<sup>4</sup>Revista ICA, vol. 27, Abril-junio 1992

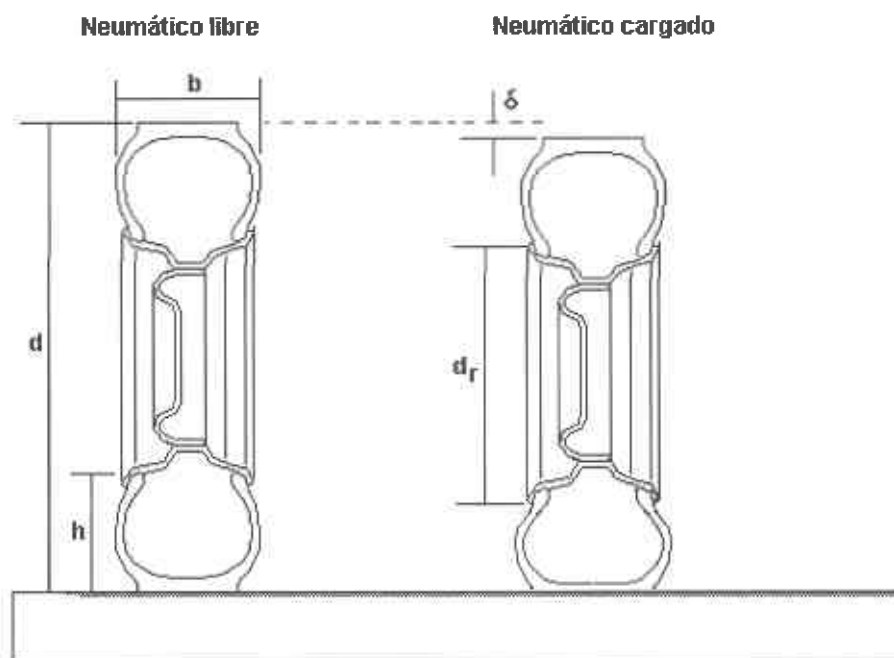


Figura 30 Dimensiones de llanta

Tabla 17 Coeficientes de tracción obtenidos

<i>IC</i> <i>Índice de cono del suelo</i>	<i>M</i> <i>Número de movilidad</i>	<i>CTM</i> <i>Máximo Coef. de tracción</i>	<i>CRR</i> <i>Coefficiente de resistencia al rodamiento</i>
300	1.058	0.217	0.22
400	2.119	0.361	0.18
500	2.649	0.448	0.157

FUENTE: Cálculos de los autores.

Según la tabla 17 el coeficiente de tracción máximo es de 0.448.

Como las reacciones sobre las ruedas varían de acuerdo a la posición de los brazos de regulación de la altura, se tomó la máxima reacción posible para calcular la potencia máxima a partir de la fuerza de fricción entre la rueda y el piso y la velocidad de operación. El resultado fue 0.75 HP. por rueda.

#### 6.4 CALCULO DEL BRAZO

El brazo presenta la siguiente disposición de cargas generadas por los diferentes puntos de fijación para la posición más crítica:

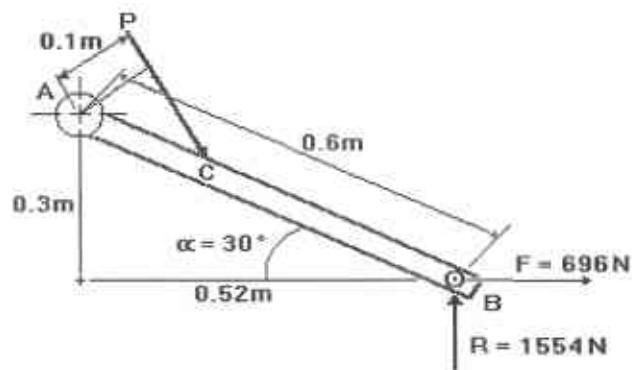


Figura 31 DIAGRAMA DEL BRAZO.

Se halla la carga P en C, realizando  $SM_A = 0$

$$+SM_A = 0: \quad 1554(0.52) + 696.2(0.3) - P(0.1) = 0$$

siendo  $P = 10169.5 \text{ N}$

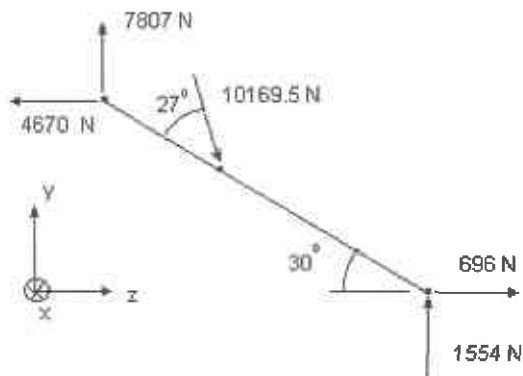


Figura 32 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL BRAZO.

Descomponiendo las fuerzas sobre la viga tenemos los siguientes diagramas de cortante, momento flector y torsor:

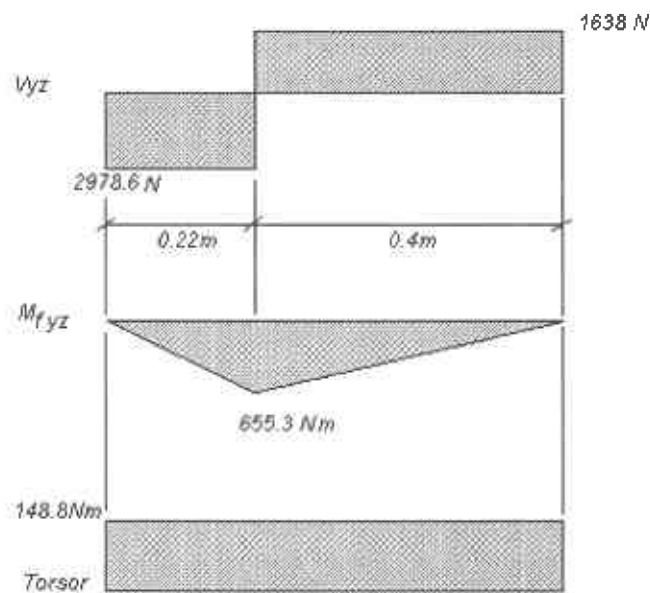


Figura 33 DIAGRAMAS DE V, M, Y T PARA EL BRAZO

Los siguientes cálculos son para un tubo construido por dos ángulos de 2.5" x 1/8":

Espesor del ala:  $e = 1/8" = 3.17 \text{ mm}$

Ancho del ala:  $b_1 = 50.8 \text{ mm}$

Radio de acordonamiento:  $r = 4 \text{ mm}$

Area línea media:  $A_m = 2.268 \text{ e-3 m}^2$

Coefficiente de concentración de tensiones :  $K = 1.25$  (Tabla 12)

t en el vértice:  $13.2 \text{ MPa}$

Momento de inercia:  $I = \frac{b_1 h_1 - b_0 h_0}{12} = 0.21803 \text{ e-6 m}^4$

Esfuerzo por flexión:  $S_{flex} = 75.14 \text{ MPa}$

Esfuerzo generado por tracción directa:  $S_{trac} = P/A = 15.08 \text{ MPa}$

La figura 34 muestra la fibra crítica en el lado sometido a la superposición de los esfuerzos:

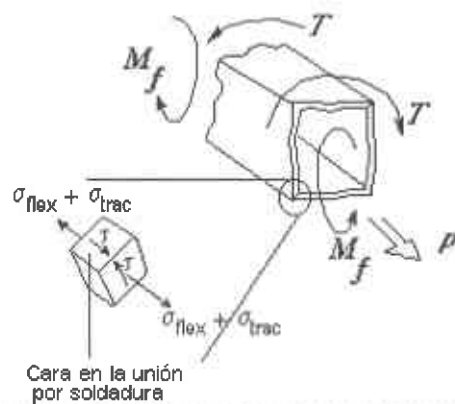


Figura 34 FIBRA CRÍTICA DEL BRAZO

La deformación angular causada por el torsor  $T$  generado por la reacción de la rueda sobre el piso actuando a 125mm del centro de corte de la sección, está dado por la ecuación siguiente<sup>9</sup> :

$$\theta = \frac{T}{4A^2G} \sum \frac{a}{e}$$

Donde  $T$  : Torsor aplicado

$A$  : Area encerrada por la línea media

$a$  : Longitud de la pared entre centros

$e$  : Espesor de la pared

$\theta$  : Deformación angular en rad/m.

Para este caso reemplazando los valores se tiene  $\theta_{total} = 0.65^\circ$

## 6.5 Transmisión por cadena.

La selección y diseño de la cadena de transmisión como de los piñones está sujeta a ciertos parámetros que se enuncian a continuación de acuerdo con las recomendaciones de INTERMEC.<sup>5</sup>

<sup>9</sup> M. F. Spotts. Proyecto de elementos de máquinas. Pág 166, 1979

<sup>5</sup> Industria Térmico Mecánica INTERMEC. Catálogo 1995 .

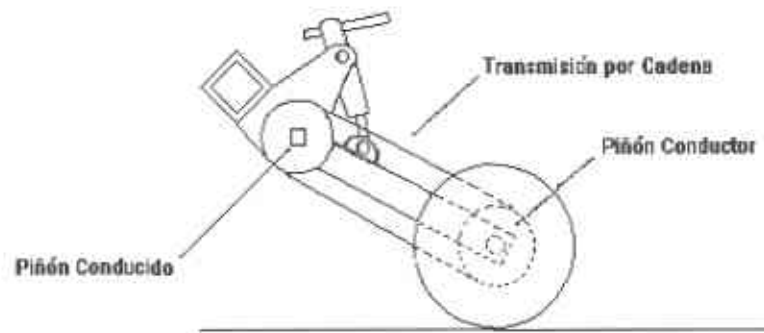


Figura 35 TRANSMISIÓN POR CADENA

- 1) Potencia a transmitir generada por los bueyes, necesaria para dar movimiento a la máquina y sus componentes. Potencia a transmitir = 0.75 HP por rueda
- 2) Velocidad angular (r/min) del piñón conductor.

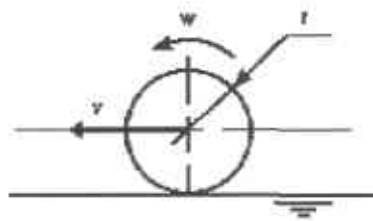


Figura 36 DIAGRAMA DE LA RUEDA

w: velocidad angular de la rueda (rad/s)

v: velocidad de avance (m/s) = wr

r: radio de la rueda (m)

siendo

$$\omega = 2\pi\left(\frac{n}{60}\right) = \frac{v}{r}$$

de donde

$$n = \frac{60 v}{2\pi r}$$

La rueda seleccionada en el diseño tiene un diámetro de 42 cm.

En la tabla 18 se observa la variación de las revoluciones de la rueda con los cambios en el rango de velocidad de la yunta.

**Tabla 18 Rango de Velocidades**

<b>VELOCIDAD DE LA YUNTA (m/seg.)</b>	<b>REVOLUCIONES DE LA RUEDA ( r/min)</b>
0.7	32
0.8	36.5
0.9	41

Fuente: Cálculo del autor.

Se toma 36.5 r/min como velocidad promedio para los diferentes cálculos.

3) Velocidad angular requerida en el piñón conducido que en este caso coinciden con las revoluciones de entrada del diferencial de 42.5 r/min.

4). Tipo de fuerza a transmitir. La fuerza generada por los bueyes no se puede considerar uniforme sino que esta variará dependiendo de las condiciones del terreno, lo que la hace un tipo de carga fluctuante y por esta razón se multiplican los caballos de fuerza que se van a transmitir por un valor mayor que uno, el que asegura un margen compensatorio de seguridad. En este caso el valor es de aproximadamente 1.2 (ver pie de página ) para las condiciones antes mencionadas. En consecuencia la capacidad real de transmisión de fuerza debe ser de:

$$0.75 * 1.2 = 0.9 \text{ HP}$$

5) Distancia entre los centros de los ejes. Para este caso de 60 cm requerida para cumplir con los parámetros de despeje. Partiendo de los datos anteriores se puede calcular la transmisión mediante catálogos<sup>6</sup> o tablas de capacidad ofrecidas en el mercado. Se trata de seleccionar el paso y el número de dientes ( $Z_1$ ) del piñón conductor.

La tabla 19 se realizó con el fin de poder observar las diferentes opciones de selección.

<sup>6</sup> Industria Térmico Mecánica INTERMEC. Catálogo. 1995

**Tabla 19 Opciones de Selección de Cadena.**

<b>PASO (pulg)</b>	<b>DIENTES DEL PIÑON CONDUCTOR (mínimo)</b>	<b>VELOCIDAD DE ROTACION (RPM)</b>	<b>POTENCIA (HP)</b>
1/2		25	0.50
		50	0.93
5/8	32	25	0.76
		50	1.42
3/4	21	25	0.86
		50	1.55
1	11	25	0.97
		50	1.80

Fuente: cálculos de los autores

Se puede observar que cadenas de pasos menores a 1/2" inclusive, no alcanzan a transmitir 0.9 HP a velocidades de 36.5 RPM a menos que se optará por utilizar cadenas dobles o triples que no se recomiendan por efecto de maniobrabilidad.

Las cadenas de pasos mayores a 3/4" inclusive, transmiten la potencia requerida y aunque el número mínimo de dientes del piñón conductor se reduce, su paso aumenta, lo que las hace más robustas, pesadas y costosas. Es evidente que la transmisión de 5/8" de paso, no solamente ofrece las mejores características mecánicas sino que resulta de menos costo. Por lo que se refiere a lubricación, el piñón conductor está ubicado dentro de la zona que corresponde a la tipo A. (lubricación a mano, con aceitera o brocha ).

Esta lubricación hace la transmisión de fácil mantenimiento y muy conveniente para este caso. Se puede comprobar que en el rango de velocidades de trabajo la transmisión de potencia será igual o mayor a la requerida, mediante la interpolación de los datos de potencia dados en la tabla 20.

**Tabla 20 Potencia transmitida en el rango de velocidades.**

<b>VELOCIDAD DE LA YUNTA (m/s)</b>	<b>REVOLUCIONES DE LA RUEDA (r/min)</b>	<b>POTENCIA TRANSMITIDA (HP)</b>
0.7	32	0.94
0.8	36.5	1.06
0.9	41	1.18

Fuente: cálculos de los autores

Para este caso la relación de transmisión obtenida es:

$$R = \frac{42.5}{36.5} = 1.2$$

Como consecuencia si el piñón conductor se escoge de 32 dientes el número de dientes del piñón conducido será:

$$Z_2 = \frac{Z_1}{R} = \frac{32}{1.2} = 26.67 \approx 27 \text{dientes}$$

El diámetro de los piñones y las demás dimensiones de estos se pueden encontrar en las tablas del catálogo partiendo del PASO y de su número de dientes (Z). Para este caso tenemos:

$$\text{Piñón conductor: } \Phi_1 = 17.07 \text{ cm}$$

$$\text{Piñón .conducido: } \Phi_2 = 14.54 \text{ cm}$$

Para el cálculo de la longitud de la cadena requerida para la transmisión se define:

C: Relación de la distancia entre los centros de los ejes (tomada en pulgadas) por el paso de la cadena.

$$60 \text{ cm} = 23.62 \text{ pulg.}$$

$$C = \frac{23.62}{0.625} = 37.8$$

S: Suma del número de dientes del piñón grande con los del pequeño.

$$S = Z_1 + Z_2 = 32 + 27 = 59$$

D: Resta de número de dientes.

$$D = Z_1 - Z_2 = 32 - 27 = 5$$

Con esta cantidad, en la tabla de valores de K (ver anexo) se encontrará un valor K = 0.63 a partir del valor de D ya hallado.

En la fórmula:

$$L = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C}$$

Substituyendo por las cantidades correspondientes, se obtiene:

$$L = 105.12$$

son 106 eslabones, aproximando por exceso.

Multiplicando a 106 por 5/8" o sea por 0.625 se obtiene 66.25" y esto por 0.0254 para obtener una longitud de cadena de un metro sesenta y seis centímetros (1.66m).

#### **Eficiencia de la transmisión por cadena.**

Calculando el rendimiento de la transmisión seleccionada se tiene que el trabajo perdido por segundo por el rozamiento esta dado por la expresión <sup>7</sup>:

$$W_{seg} = \pi \mu p_r A \frac{v d_b (i+1)}{z_1 t i}$$

Donde :

m : Coeficiente de rozamiento. Se tomó para el caso m = 0.15

$P_r$  : ( U + 2U<sub>r</sub> ) / A

U : Fuerza tangencial

U<sub>r</sub> : Fuerza centrífuga

A : Area de articulación : 51.6 E-6 m<sup>2</sup>

Entonces: U = 5116 N

$$U_r = ( G v^2 ) / g$$

G : Peso por unidad de longitud de la cadena : 10.3 N/m

---

<sup>7</sup>NIEMANN G. Tratado teórico práctico de elementos de máquinas. Pág 385. 1978

V : Velocidad periférica : 0.148 m/s

$U_f = 2.29 \text{ E-3 N}$

Para estas condiciones  $W_{seg} = 7 \text{ W}$  ( 9.83 e-3 HP )

La eficiencia de la transmisión puede expresarse como:

$$\eta = 1 - \frac{W_{seg}}{W}$$

Donde W es la potencia transmitida : 560 W

Entonces  $h = 0,98$

## 6.6 EJE CUADRADO.

Para el cálculo de una barra sólida de sección cuadrada, el máximo esfuerzo cortante está dado por la ecuación:

$$\tau_{máx} = \frac{T}{c_1 ab^2}$$

Por ser de sección cuadrada  $a = b$ , siendo  $a/b = 1$ .

siendo  $c_1 = 0.208$

$t_{máx}$  ( acero estructural ASTM - A242) =  $s/2 = 172.5 \text{ MPa}$

Potencia a transmitir = 0.75 HP = 559.3 W

Según la formula  $H = Tw$

donde H = potencia, W

T = par de rotación ( momento de torsión ), Nm

w = velocidad angular, rad/s;  $w = 2\pi(f/60)$

Siendo  $f$  : frecuencia óptima requerida por la transmisión a la entrada del diferencial = 42.5 r.p.m. Se obtiene  $T = 146.9$  Nm

Sustituyendo los valores respectivos en la ecuación se tiene

$$172.5 \text{ MPa} = \frac{146.9}{(0.208)ab^2} ; \text{ siendo } a = b$$

Entonces  $a^3 = 4.1 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

$a = 0.016 \text{ m}$

$a = 16 \text{ mm}$

Se tomará para la construcción una barra de sección cuadrada de 1" (25.4 mm)

Si  $a = 25.4 \text{ mm}$  se obtiene un factor de seguridad  $n = 2.2$

## 6.7 TORNILLO DE GRADUACIÓN.

Para el diseño del tornillo se considerará éste como una columna puesto que está articulado en sus dos extremos, su longitud es considerable y soporta una carga  $P$  axial y centrada.

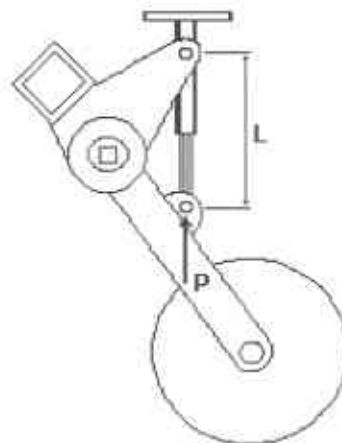


Figura 37 Carga sobre el tornillo.

La carga P se obtiene de la figura 37 tomando  $\alpha = 30^\circ$  como promedio de las diferentes posiciones del brazo y donde las reacciones sobre el tornillo C y el buje A son altas.

**Inestabilidad elástica y pandeo en columnas.** La siguiente expresión es conocida como fórmula de Euler<sup>8</sup> y se tomó para una columna articulada en ambos extremos.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Siendo  $P_{cr}$ : Carga crítica = 10169.4N

L : Longitud equivalente 0.3 m

E : Módulo de elasticidad = 207GPa

I : Momento de inercia  $m^4$

Primero se calculará el tornillo completo como una columna para obtener un diámetro mínimo de tornillo que resista el pandeo de éste a la carga P aplicada.

Determinando I

$$I = \frac{P_{cr} L^2}{\pi^2 E}$$

se obtiene  $I = 4.48 \times 10^{-10} m^4$ .

Recordando que, para un círculo de radio r, se tiene

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4$$

---

<sup>8</sup> Matemático suizo Leonardo Euler (1707-1783).  
Mecánica de Materiales, Beer - Johnston pág. 529

siendo  $r = 5 \text{ mm}$ ,  $d_{\min} = 2r = 10 \text{ mm}$ .

Se selecciona un tornillo de 3/4" que tiene las siguientes características:<sup>9</sup>

Tamaño 3/4" (19 mm)

Diámetro exterior 0.75" (19 mm)

Hilos por pulgada 10

Diámetro efectivo básico 0.685" (17 mm)

Sección útil  $A_t$  0.334 pul<sup>2</sup> ( $2.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ )

La fuerza que soporta el tornillo es:

$$F = A_t \cdot S_y = 2.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 250 \text{ MPa} = 55000 \text{ N}$$

así que el factor de seguridad será

$$n = \frac{55000}{10169.4} \approx 5$$

Este valor asegura un buen desempeño del elemento. Se tomo una rosca convencional por economía

## 6.8 BUJE DE UNIÓN BRAZO - ACOPLE.

Considerando el buje de la figura 38 aprecia que está trabajando a cortante doble. Las secciones AA' y BB' muestran el lugar donde ocurren los esfuerzos cortantes.

---

<sup>9</sup> M.F. SPOTTS Proyecto de Elementos de Máquinas. Tabla 51. Dimensionamiento de las roscas de tipo unificado y nacional americano. pág. 236 1979

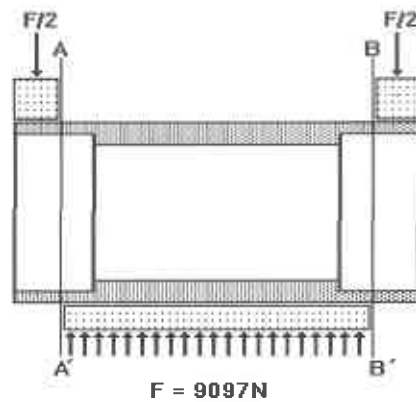


Figura 38 Bujes sometidos a cortante doble

Realizando sumatoria de fuerzas en la gráfica 17 se encuentran las reacciones en el buje A

$$+\Sigma F_y = 0: \quad R - P_y + R_{Ay} = 0 \quad R_{Ay} = 7807 \text{ N}$$

$$+\Sigma F_x = 0: \quad F_s + P_x - R_{Ax} = 0 \quad R_{Ax} = 4670 \text{ N}$$

Siendo  $R_A = 9097 \text{ N}$ . Para los próximos cálculos se designará esta reacción con la letra F, siendo entonces  $F = 9097 \text{ N}$ .

**Determinación del esfuerzo cortante en las conexiones.** Se determinará el esfuerzo cortante en las conexiones, tal como un pasador con las cargas aplicadas a éste como lo muestra la figura 18.

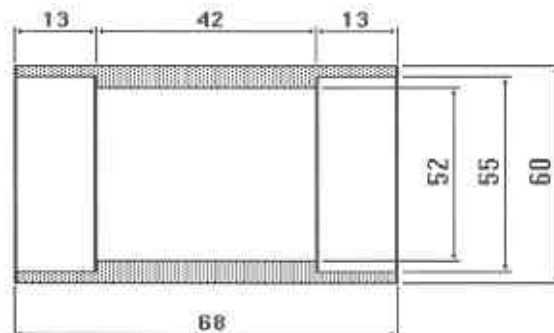


Figura 39 Dimensiones del buje

Puesto que el área de la sección es :

$$\text{Area (AA')} = \frac{1}{4} \pi (0.060)^2 - \frac{1}{4} \pi (0.055)^2$$

$$\text{siendo } A = 4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

en la formula<sup>10</sup>

$$\tau_{buje\ prom} = \frac{P}{A}$$

donde  $P = F/2$

se encuentra que  $t_{prom} = 10.1 \text{ MPa}$

si  $t_{adm} = s/2 = 125 \text{ MPa}$  entonces se tiene una seguridad  $n = 12$  lo que asegura que éste elemento no fallará por esfuerzo cortante.

**Area de apoyo.** Usando  $d = 60 \text{ mm}$  el área nominal de apoyo de cada escuadra es  $60t$ .

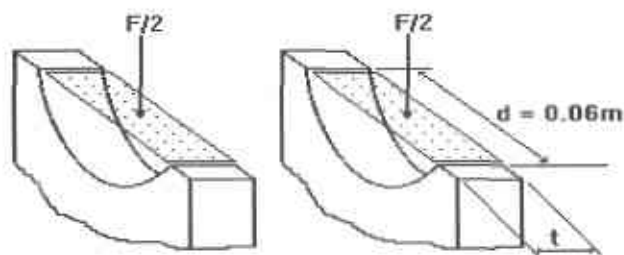


Figura 40 Area nominal de apoyo

Puesto que la fuerza sostenida por cada soporte es  $F/2$  y el esfuerzo de apoyo admisible es  $250 \text{ MPa}$ , se escribe

$$A_{req} = \frac{F/2}{\sigma_{adm}}$$

siendo  $A_{req} = 18 \text{ mm}^2$

Así  $60t = 18 \text{ mm}^2$ , obteniendo un espesor mínimo de apoyo de  $0.3 \text{ mm}$ .

La platina seleccionada fue de  $3/16''$  ( $4.8 \text{ mm}$ ) lo que asegura que esta pieza soportará la carga aplicada.

<sup>10</sup> Mecánica de Materiales. Beer - Johnston. Pág 10

## 6.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

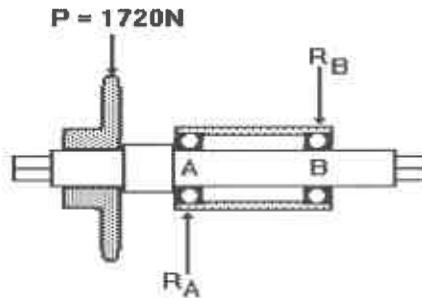


Figura 41 Montaje y carga de los rodamientos.

La carga  $P$  es generada por el piñón conducido perteneciente a la transmisión por cadena que transmite el movimiento de la rueda al eje cuadrado en la parte superior de brazo.

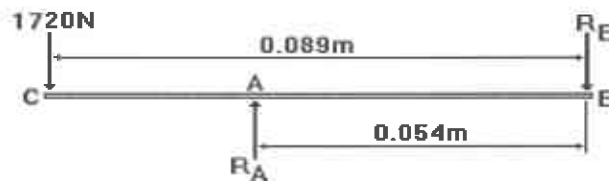


Figura 42 Reacciones en los rodamientos

Para hallar las reacciones en los dos rodamientos se realiza

$$+SM_B = 0: \quad P(0.089) - R_A(0.054) = 0$$

$$\text{siendo } R_A = 2835\text{N}$$

$$+SF_y = 0: \quad -P + R_A - R_B = 0$$

$$\text{siendo } R_B = 1115\text{N}$$

**Selección.** En la selección del rodamiento se tienen en cuenta los siguientes parámetros<sup>11</sup>:

Carga dinámica equivalente  $C$ , con base en la duración para máquinas agrícolas ( $L_{10h} = 3000 \text{ h}$ ) y  $P = Fr$  es igual a 2835 N

$$\frac{Fa}{Fr} = \leq e; \quad \text{donde } Fa = 0 \text{ siendo } P = Fr$$

<sup>11</sup> Catálogo General SKF. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Pág. 188

Carga estática equivalente  $C_0$

$$P_0 = 0.6 Fr + 0.5 Fa, \text{ cuando } P_0 < F \text{ entonces se toma } P_0 = Fr$$

donde  $Fa = 0$ .

$$C_0 = S_0 \cdot P_0$$

$S_0$ : factor de seguridad estático;  $S_0 \geq 2.5$  para cargas de choque.

siendo  $C_0 = 2.5 * 2835 \text{ N}$

$$C_0 = 7087.5 \text{ N} .$$

Se ha seleccionado el rodamiento con designación 6006 con las siguientes características:

Diámetro interior  $d$  : 30 mm

Diámetro exterior  $D$  : 55 mm

Ancho de pista  $B$  : 13 mm

Carga dinámica  $N$  : 13300N

Carga estática  $N$  : 8300N

## 6.10 DIFERENCIAL

Se puede apreciar la disposición del diferencial y los apoyos(1 a 4), la entrada de potencia (ejes cuadrados), el eje de salida de potencia:

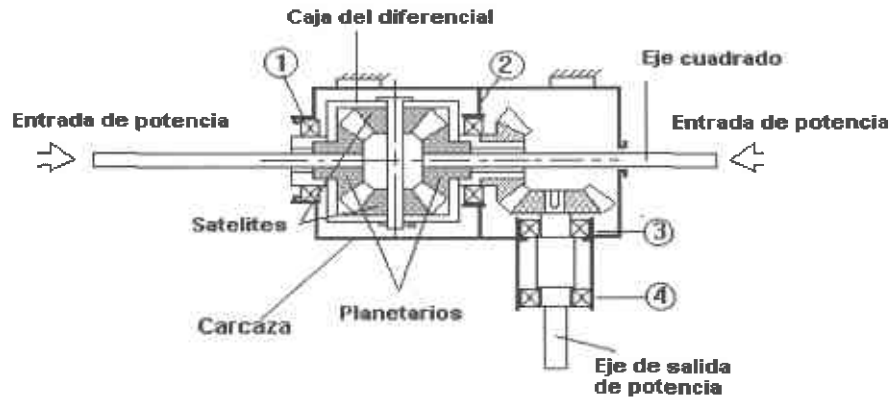


Figura 43 Diagrama de la transmisión completa de engranajes cónicos

### 6.10.1 Cálculo de los engranajes del diferencial.

La fuerza tangencial es compartida por 2 dientes como se puede observar en el diagrama 44:

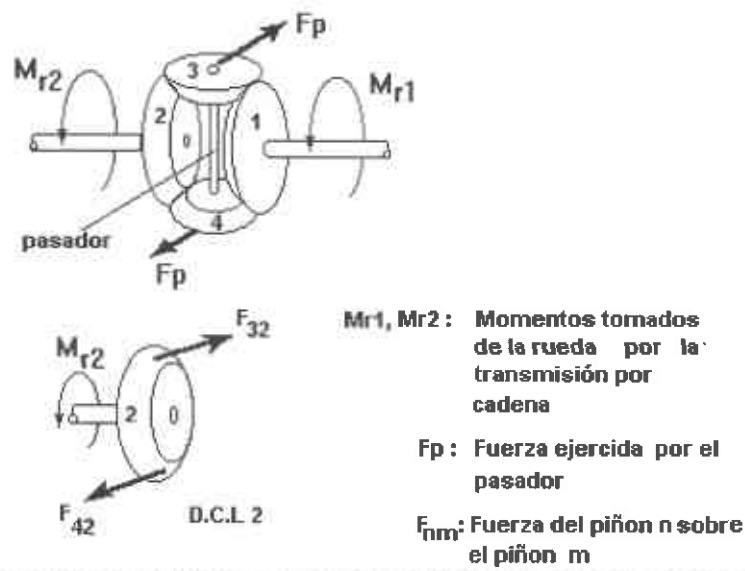


Figura 44 Diagrama de los planetarios y satélites

Después de cálculos iniciales se toma  $d_{m2} = 40$  mm. La potencia de 1.5 hp se obtiene en el eje de salida, pero para estos engranajes la potencia de cálculo es la mitad, debido a que es la suministrada por cada una de las ruedas dependiendo de sus condiciones de fricción con el suelo.

El material es fundición nodular clasificación ASTM 339-55 grado 80-60-03 como se utilizó para todos los engranajes por economía en la fabricación.

J: Factor de forma = 0.17 para  $Z_1 = Z_2 = 15$ .

$K_v$  : Factor de velocidad = 1

$K_o$  : Factor de sobrecarga = 2.25. Choque severo, fuente no regulada de potencia

$K_m$  : Factor de montaje = 1.4 . Rigidez para ambos engranajes fuera de los apoyos

$$P = \sqrt{\frac{66000 * 0.17 * 10}{804 * 1 * 2.25 * 1.4}} = 6.7$$

En sistema modular  $M_n = 3.8$  ( 4 mm )

### 6.10.2 Cálculo de los engranajes de cambio de dirección.

Según normas AGMA la resistencia a la fatiga por flexión para vida  $N > 10^6$  ciclos está dada por:

$$S_n = S_n' C_1 C_g C_s K_r K_t K_{ms}$$

Donde:

$S_n'$  : Limite estándar de resistencia a la fatiga = 79.5 Ksi para fundición nodular especificación ASTM A339- 55. 80-60-03

$C_1$  : Factor de carga = 1 para cargas de flexión

$C_g$  : Factor de gradiente = 0.85 para paso diametral  $P < 5$

$C_s$  : Factor de superficie = 1 para la fundición gris.

$K_r$  : Factor de confiabilidad = 0.702 confiabilidad de 99.99 %

$K_t$  : Factor de temperatura = 1 para temperatura del lubricante  $T < 160^\circ\text{F}$

$K_{ms}$  : Factor medio de esfuerzo = 1.4 para flexión en un solo sentido.

Se obtiene entonces  $S_n = 66$  Ksi

El esfuerzo efectivo de fatiga inducido en el diente es:

$$\sigma = \frac{F_t P}{bJ} K_v K_o K_m$$

Donde

$F_t$  : Fuerza tangencial en lb aplicada en el diámetro medio

$P$  : Paso diametral en el extremo mayor del diente.

$b$  : Ancho de la cara

$J$  : Factor geométrico de forma = 0.194 para  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 15$

$K_m$ ,  $K_o$ ,  $K_v$  se mantienen constantes porque las consideraciones de carga, velocidad, montaje y funcionamiento son las mismas.

Inicialmente se toma un diámetro medio de 100 mm para una fuerza tangencial  $F_t = 1091$  lb, pero luego de varias iteraciones se encontró que el diámetro medio debe ser  $D_m = 80$  mm y una fuerza tangencial de 1500 lb.

Igualando la resistencia a la fatiga con el esfuerzo inducido se tiene:

$$P = \sqrt{\frac{66000 * 0.194 * 10}{1500 * 1 * 2.25 * 1.4}}$$

$$P = 5.2$$

En sistema modular  $M_n = 4.86$  ( 5 mm )

### 6.10.3 Diseño y selección de los elementos asociados con los engranajes.

Para mantener un bajo costo de la máquina se seleccionaron rodamientos rígidos de bolas, de la serie 60 de SKF, los cuales son muy fáciles de conseguir en el medio, conservando un margen de seguridad para garantizar su operación .

El diagrama de cuerpo libre para el cálculo de rodamientos de la caja del diferencial es:

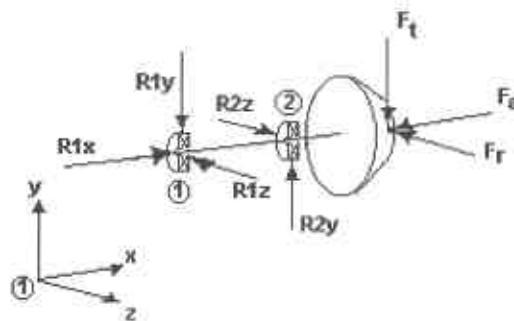


Figura 45 Diagrama de cuerpo libre 1

Como se puede apreciar el apoyo 1 es el que soportará la carga axial generada por el piñón cónico.

Los valores de las fuerzas son los siguientes:

$$F_t = 682 \text{ N} \quad F_r = 176 \text{ N}$$

$$F_a = 176 \text{ N} \quad R_{2z} = 141 \text{ N}$$

$$R_{1z} = -35 \text{ N} \quad R_{2y} = 818 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 136 \text{ N} \quad R_{1x} = F_a = 176 \text{ N}$$

Para el apoyo 1 se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones para el cálculo de la carga dinámica equivalente:

Rodamiento giratorio, cargas de choque notables (no fácilmente cuantificables)  
Factor de seguridad estático  $S_0 = 5$ .

$$P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

$$P_0 = 172 \text{ N}, C_0 = 860 \text{ N}$$

$$F_a / C_0 = 0.2, e = 0.35, X = 0.56, Y = 1.3$$

$$P = 307 \text{ N}, \text{ para máquinas agrícolas } L_{10h} = 3000 \text{ h}$$

$$\text{Por el nomograma de SKF}^{12} \quad C/P = 9, C = 2765 \text{ N}$$

Para el apoyo 2 los resultados fueron los siguientes:

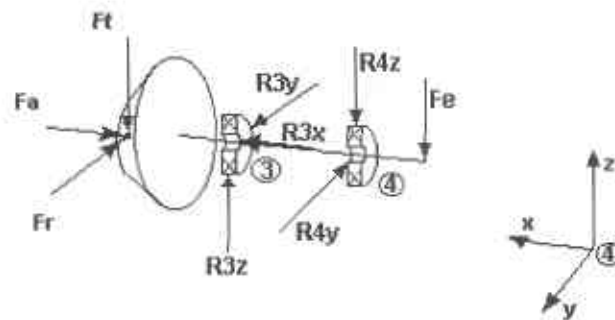
$$S_0 = 5, P_0 = 830 \text{ N}, C_0 = 4510 \text{ N}, P = 830 \text{ N}, C = 7470 \text{ N}$$

El cojinete del apoyo 2 requiere soportar mas carga dinámica, para facilidad de mantenimiento los 2 rodamientos se seleccionaron iguales, tomando como parámetros de diseño las mayores exigencias del apoyo 2. Otro factor importante es que por el interior de la caja del diferencial deben pasar libremente los ejes cuadrados como se puede apreciar en la figura 40, condicionando de esta manera las dimensiones tanto de la caja como de los rodamientos. Con base en las anteriores consideraciones se seleccionó el 6010 que cumple ampliamente con los requisitos y se adquiere fácilmente en el mercado nacional.

Para el cálculo del eje de salida y sus correspondientes rodamientos se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

---

<sup>12</sup>SKF. Catalogo general de rodamientos, Pág. 29, 1989



**Figura 46 Diagrama de cuerpo libre 2**

Los valores de las fuerzas son los siguientes:

$$F_t = 682 \text{ N} \quad F_a = 176 \text{ N}$$

$$F_r = 176 \text{ N} \quad F_e = 600 \text{ N} : \text{ Fuerza externa admisible}$$

$$R_{3y} = 154 \text{ N} \quad R_{4y} = -22 \text{ N}$$

$$R_{3z} = 488 \text{ N} \quad R_{4z} = -794 \text{ N}$$

Con el mismo procedimiento para el cálculo de los anteriores rodamientos se tiene para el apoyo número tres:

$$S_0 = 5, P_0 = 512 \text{ N}, C_0 = 2560 \text{ N}, P = 569 \text{ N}, C = 5117 \text{ N}.$$

Para el apoyo número 4 :

$$S_0 = 5, P_0 = 794 \text{ N}, C_0 = 3970 \text{ N}, P = 797 \text{ N}, C = 7173 \text{ N}.$$

Para facilidad de mantenimiento los dos rodamientos se seleccionaron iguales. Cumpliendo con los requerimientos de carga el rodamiento adecuado es el 6006 de SKF.

Para los cálculos del árbol se empleó la siguiente fórmula ( Mises - Hencky )<sup>13</sup>:

$$S_{max} = \frac{0.5 S_{yp}}{CS} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left( M_{av} + \frac{K S_{yp} M_r}{S_e} \right)^2 + \left( T_{av} + \frac{K_t S_{yp} T_r}{S_e} \right)^2}$$

<sup>13</sup>M.F. Spots. Proyecto de elementos de Máquinas, , Pág. 138, Ed Reverte.

Donde:

$M_{av}$  : Momento flector medio

$M_r$  : Momento alternante

$T_{av}$  : Torsor medio

$T_r$  : Torsor alternante

$S_e$  : Limite de fatiga

$K$  : Coeficiente de concentración de tensión normal

$K_t$  : Coeficiente de tensión cortante

$S_{smax}$  : Tensión de trabajo

$S_{yp}$  : Límite de fluencia

De acuerdo a las condiciones de operación se tiene:

$M_r = M_{fres}$  donde  $M_{fres}$  = Momento flector resultante.

$M_{av}$  : 0 ( ciclo alternante )

$T_{av}$  : Torsor

$T_r$  : 0.2 \* Torsor

$S_e$  : f( resistencia a la tracción , acabado superficial )

$S_e = 21 \text{ kg/mm}^2$  para mecanizado normal en el torno, material AISI 1035 con 60  $\text{kg/mm}^2$ .

C.S: factor de seguridad = 2

Los coeficientes de concentración de tensiones se tomaron en base a las recomendaciones geométricas para los asientos de los rodamientos suministrados por SKF.

**Tabla 21 Valores calculados para el eje de salida**

<i>x(m)</i>	<i>Vxy</i>	<i>Vxz</i>	<i>Mfxy</i>	<i>Mfxz</i>	<i>Torsor</i>	<i>Mfres</i>	<i>d (mm)</i>
0,01	0	-600	0	-6	27,3	6	14.8
0,02	0	-600	0	-12	27,3	12	15.2
0,03	0	-600	0	-18	27,3	18	15.8
0,04	0	-600	0	-24	27,3	24	16.5
0,05	0	-600	0	-30	27,3	30	17.2
0,06	0	194	0	-36	27,3	36	20.6
0,07	22	194	0,22	-34,1	27,3	34,1	20.3
0,08	22	194	0,44	-32,2	27,3	32,2	19.9
0,09	22	194	0,66	-30,3	27,3	30,3	19.6
0,1	22	194	0,88	-28,3	27,3	28,3	19.3
0,11	22	194	1,1	-26,4	27,3	26,4	18.9
0,12	22	194	1,32	-24,4	27,3	24,5	18.6
0,13	22	194	1,54	-22,5	27,3	22,6	18.3
0,14	22	194	1,76	-20,6	27,3	20,7	17.9
0,15	176	682	24,64	-15,4	27,3	29,1	19.4
0,16	176	682	47,52	-10,3	27,3	48,6	22.4
0,17	176	682	70,4	-5,14	27,3	70,6	25.1
0,18	0	0	0	0	0	0	0

Fuente: Cálculos del autor

#### 6.10.4 Cálculo de la chaveta.

La chaveta de fijación de los engranajes de cambio de dirección tanto a la caja del diferencial, como al eje de salida de potencia se calculan por la teoría de energía de distorsión máxima<sup>14</sup> :

El torque transmitido por el elemento es:

$$T = 63000 * 1.5 \text{ hp} / 42.5 \text{ r/ min.} = 2223.5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

La fuerza de corte es :

$$F = T / r = 2223.5 / 0.45 = 4941 \text{ lb.}$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 * 64^{15} = 36.9 \text{ Ksi}$$

Por cizallamiento la longitud de la chaveta es:

$$l = n * F / ( S_{sy} * t )$$

Donde *n* : factor de seguridad

<sup>14</sup>SHIGLEY EDWARD, Joseph . Diseño en Ingeniería Mecánica. Pág 414 , 1990

<sup>15</sup>SHIGLEY E. op. cit. Pág 859, 1990

F : fuerza de corte en lb

t : espesor de la chaveta en pulgadas

Reemplazando los valores se tiene  $l = 16$  mm para  $n = 1.2$ .

Por aplastamiento:

$$l = n * F / (S_y t * 0.5)$$

La longitud de la chaveta es  $l = 19$  mm para  $n = 1.2$  . Se toma  $l = 19$  mm, la longitud del cubo del piñón es 20 mm.

## 6.11 EQUIPO DE FERTILIZACIÓN

Para el equipo de fertilización es necesario calcular la cantidad de agroquímico sólido que se aplicará.

La cantidad de abono aplicado por hectárea a un cultivo de papa se encuentra en un rango de 750-1700 kg.

En 1 hectárea ( 10.000 m<sup>2</sup> ) se pueden sembrar 25 bultos de semilla de papa utilizando 30 bultos de abono químico granulado en promedio. Lo anterior indica que por un bulto de semilla se utiliza 1.2 bultos de abono químico que se encuentra en el mercado en bultos de 50 kg cada uno.

La cantidad de abono a aplicar será igual al número de bultos utilizados por la cantidad de kg por bulto.

Dosis aplicada por hectárea = peso del bulto x numero de bultos

$$D = 50 \text{ kg} \times 30 \text{ bultos/ha}$$

$$D = 1500 \text{ kg/ha}$$

La dosis de 1500 kg/ha se encuentra dentro de los rangos enunciados en la revisión de literatura, por lo que para razones de cálculo del dosificador y la tolva se trabajara con este valor.

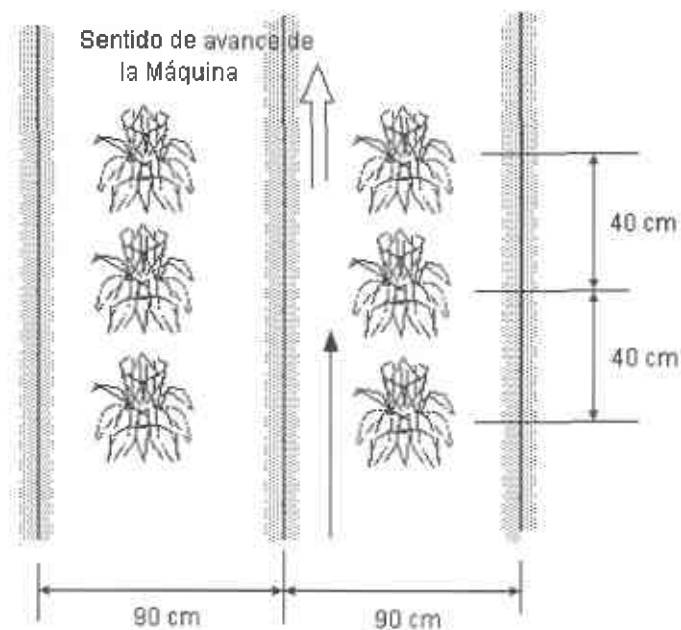
El fertilizante se aplica al cultivo en dos etapas. La primera aplicación (50 %) se realiza en el momento de la siembra y el resto después de que la semilla ha germinado. El tiempo de germinación cambia de cultivo a cultivo y también depende de las condiciones ambientales en que se desarrollen las semillas. Teniendo en cuenta la anterior consideración podemos saber que la cantidad de agroquímico real que se aplicara por hectárea es de 750 kg/ha.

Para un lote de 100m x 100m ( 1 ha ) y tomando como ancho del surco 0.9 m se puede saber el numero de surcos que se pueden obtener por hectárea.

Numero de surcos = Ancho del lote / Ancho de cada surco.

Numero de surcos = 100 m / 0.9 m.

Numero de surcos = 111 surcos por hectárea.



**Figura 47 Espaciamiento entre plantas**

La máquina fertilizadora cubrirá un ancho de banda de 1.8m lo que indica que aplicara el fertilizante en forma simultánea a dos surcos de 0.9 m de ancho cada uno.

El espaciamiento entre planta y planta de un mismo surco es de 0.4 m y entre plantas de distinto surco de 0.9 m.

El número de surcos de 0.9 m de ancho por 100 m de longitud que hay en una hectárea es de 111 surcos.

El número de pasadas (Np) que la máquina tendrá que hacer para cubrir la hectárea es:

$$Np = \text{Número de surcos} / 2$$

$$Np = 111 \text{ surcos} / 2$$

$N_p = 55.5$  pasadas por hectárea.

El número de pasadas 55.5 por la longitud de cada una de las pasadas nos da la longitud total en metros que tendrá que recorrer la máquina para cubrir la hectárea.

$$L_t = N_p \times L_t$$

$L_t$  = Longitud total.

$N_p$  = Número de pasadas.

$L_t$  = Longitud total de cada surco.

$$L_t = 55.5 \text{ pasadas} \times 100 \text{ m}$$

$$L_t = 5550 \text{ metros.}$$

La cantidad total de agroquímico a aplicar por hectárea es de 750 kg. (750.000 gr.) por lo que la cantidad que aplicaremos por metro será.

$$Q = Gh/L_t$$

$Q$  = Gramos por metro aplicados

$Gh$  = Gramos por hectárea.

$L_t$  = Longitud total.

$$Q = 750.000 \text{ gr} / 5550 \text{ m.} = 135.13 \text{ gr./m}$$

El sistema dosificador aplicara 135.13 gr por cada metro que recorra.

La velocidad de trabajo de la máquina es de 48 m/min entonces la cantidad de gramos por minuto que la máquina aplica es:

$$Q_{\text{min}} = V \times Q$$

$Q_{\text{min}}$  = Gramos aplicados por minuto

$V$  = Velocidad de avance del sistema.

$Q$  = Gramos aplicados por metro.

$$Q_{\text{min}} = 48 \text{ m/min} \times 135,13 \text{ gr./m}$$

$$Q_{\text{min}} = 6486 \text{ gr. / min.}$$

Para establecer el comportamiento del dosificador de aletas se realizaron pruebas de laboratorio utilizando los siguientes elementos a fin de establecer la

funcionalidad del prototipo a diferentes velocidades , cambiando el grado de apertura de la compuerta dosificadora.

La tolva utilizada en el montaje presenta las dimensiones que aparecen en la figura 48.

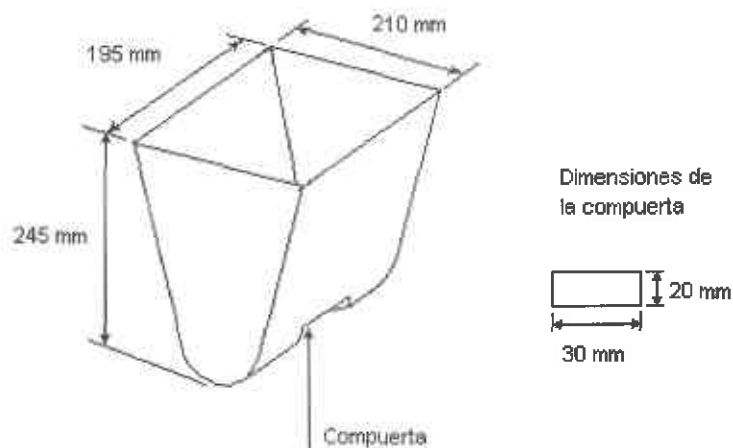


Figura 48 Tolva de prueba.

Los componentes fueron montados en un banco de pruebas con la siguiente disposición:

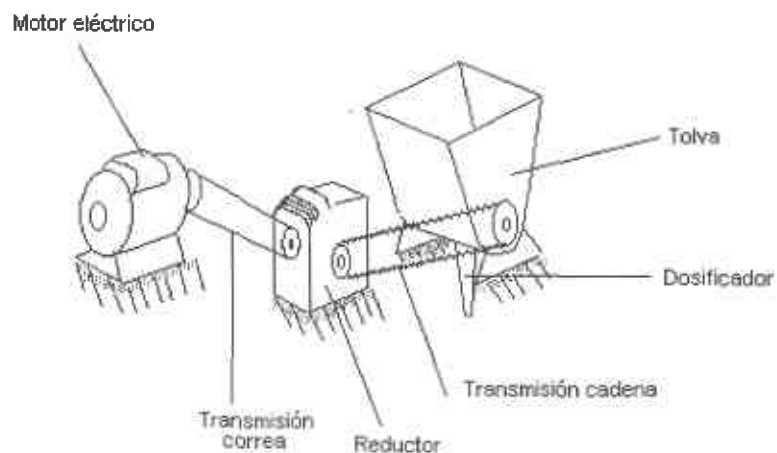


Figura 49 Diagrama del montaje de prueba del dosificador de fertilizante sólido.

Se realizaron pruebas a diferentes velocidades: 42.5 r/min, 31.82 r/min, 21 r/min, y con 4 aperturas de compuerta para cada una de las velocidades mencionadas. Los resultados obtenidos se pueden apreciar en las siguientes tablas.

**Tabla 22 Resultados de la pruebas del dosificador. Cantidad de fertilizante entregado a 42 r/min en 1 minuto de funcionamiento.**

APERTURA	AGROQUIMICO DOSIFICADO (gr./min)				PROMEDIO (gr./min)
	1	2	3	4	
1/4	188,14	191,74	188,91	184,84	188,40
1/2	1328,5	1371,1	1311,0	1321,7	1319,57
3/4	3093,5	3116,2	3086,8	3093,9	3097,60

Fuente. Pruebas de laboratorio

**Tabla 23 Fertilizante entregado a 32 r/min en 1 minuto de funcionamiento.**

APERTURA	AGROQUIMICO DOSIFICADO (gr./min)				PROMEDIO (gr./min)
	1	2	3	4	
1/4	156.44	159.40	153.88	161.00	157.68
1/2	181.20	1169.00	1157.70	1160.70	1167.15
3/4	3096.70	3100.70	3105.70	3117.7	3105.45

Fuente. Pruebas de laboratorio

**Tabla 24 Fertilizante entregado a 21 r/min en 1 minuto de funcionamiento.**

APERTURA	AGROQUIMICO DOSIFICADO (gr./min)				PROMEDIO (gr./min)
	1	2	3	4	
1/4	116.36	104.74	110.23	115.7	111.75
1/2	1100.80	1086.29	1067.90	1099.4	1088.60
3/4	3050.10	2970.90	3029.30	3116.1	3041.60

Fuente : Pruebas de laboratorio.

### 6.11.1 cantidad de agroquímico utilizado por cada uno de los sistemas distribuidores.

Como se calculó con anterioridad, 6486 gr./min es la cantidad que debe aplicar la máquina a dos surcos en una pasada, entonces se tendrá que dividir este valor por el número de sistemas dosificadores a fin de establecer la cantidad que maneje cada uno de ellos.

El agroquímico a aplicar para un sistema con dos dosificadores es:

$$Q_{pd} = Q_{min}/2$$

$Q_{pd}$  = Cantidad de agroquímico aplicado por dosificador.

$Q_{min}$  = Cantidad de agroquímico por pasada.

$$Q_{pd} = 3423 \text{ gr./min.}$$

Conociendo la cantidad de agroquímico por dosificador (3423 gr./min), se pueden apreciar los resultados obtenidos en las pruebas de laboratorio de la tabla anterior, encontrando que la dosificación deseada se puede obtener en cualquiera de las tres pruebas realizadas, con una apertura de compuerta comprendida en el rango de  $\frac{1}{2}$  a  $\frac{3}{4}$  de apertura con velocidad del dosificador de 42 r/min, 31.8 r/min y 21.3 r/min. Se seleccionó una apertura de compuerta entre  $\frac{1}{2}$  y  $\frac{3}{4}$  con una velocidad del dosificador de 42 r/min.

En la tolva dosificadora de agroquímico sólido se encuentran las marcas de apertura de la compuerta en uno de los lados, con los números 0, 1, 2, 3, y 4 que indican las siguientes aperturas de la misma.

0 = compuerta cerrada.

1 = compuerta con  $\frac{1}{4}$  de apertura.

2 = Compuerta con  $\frac{1}{2}$  de apertura.

3 = Compuerta con  $\frac{3}{4}$  de apertura.

4 = Compuerta con apertura total.

Algunas de las razones de selección de esta velocidad de trabajo son:

- No presentó atascamientos del fertilizante.
- Las mediciones efectuadas no presentaron grandes variaciones para una misma apertura de compuerta e igual velocidad.
- La velocidad de trabajo seleccionada para el dosificador (42.5 r/min.) es igual a la velocidad de trabajo de la bomba de agroquímico líquido.
- La graduación exacta de agroquímico requerido se puede llevar a cabo con exactitud mediante la utilización del tornillo de graduación de la compuerta dosificadora del distribuidor ubicada en el fondo de la tolva.
- Se tiene la opción de dosificar un amplio rango de fertilizante de 188.4 gr/min a 5128.05 gr/min. datos que se aprecian en la primera de las tablas de las pruebas

realizadas en el laboratorio. La graduación de la compuerta se puede realizar dependiendo de los requerimientos del cultivo indicados por el asistente técnico .

### 6.11.2 Dimensionamiento del dosificador agitador.

La cantidad en gramos por minuto aplicada por el dosificador es de 3243 gr/min.

El volumen ocupado por los 3243 gr./min es:

$$V = m/\rho$$

V = Volumen.

m = Masa

$\rho$  = Densidad<sup>16</sup>

$$V = (3243 \text{ gr.}) / (0.95 \text{ gr/cm}^3).$$

$$V = 3414 \text{ cm}^3$$

El volumen que contiene el dosificador utilizado durante las pruebas realizadas, sin tener en cuenta el espesor de las paredes que lo componen es.

$$V \text{ bruto} = \pi \times r^2 \times L \quad r = \text{Radio del cilindro}$$

L = Longitud del cilindro.

$$V \text{ bruto} = \pi \times (3.5 \text{ cm})^2 \times 7 \text{ cm}$$

$$V \text{ bruto} = 269.4 \text{ cm}^3$$

El volumen de los componentes del dosificador, eje y paletas es:

Volumen de los componentes = Volumen del eje + volumen de las cuatro paletas

$$V_{\text{comp}} = (\pi \times r_{\text{eje}}^2 \times l) + 4 [(t \times l) (r - r_{\text{eje}})]$$

Donde: r = Radio del dosificador: 3.5 cm

L = Longitud del dosificador: 7 cm

<sup>16</sup> La densidad del abono utilizado en las pruebas se obtuvo mediante pruebas en el laboratorio de CORPOICA.

t = Espesor de las paletas: 0.15 cm

r<sub>eje</sub> = Radio del eje: 0.95 cm

Reemplazando los valores en la fórmula obtenemos.

$$V_{\text{comp.}} = 30.55 \text{ cm}^3$$

El volumen neto que se requiere será:

$$V_{\text{neto}} = V_{\text{bruto}} - V_{\text{comp.}}$$

$$V_{\text{neto}} = 269.4 \text{ cm}^3 - 30.55 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{neto}} = 238.85 \text{ cm}^3.$$

Dimensiones del dosificador: L = 7cm

$$r = 3.5 \text{ cm}$$

El diámetro del eje del dosificador es d = 19.05 mm.

Longitud del eje dosificador L = 70 mm.

Espesor de las paletas. t = 1.5 mm.

longitud de las paletas. Lp = 70 mm.

Ancho de las paletas a = 25.4 mm.

### 6.11.3 Diseño y cálculo de la tolva alimentadora de fertilizante sólido.

El sistema distribuidor de fertilizante sólido se compone de 2 sistemas independientes cada uno de ellos con su tolva. Las tolvas alimentadoras están instaladas en la parte superior de los alimentadores. El agroquímico es introducido por la parte superior de la tolva por medio de lonas de 50 kg.

La tolva tiene una capacidad de 58400 cm<sup>3</sup> o un peso de 55.55 kg, construida en lámina galvanizada para soportar la corrosión por el agroquímico sólido. La forma es de tronco de una pirámide invertida, y en el fondo tendrá la forma de medio cilindro circular con pendiente hacia el dosificador a fin de garantizar un óptimo deslizamiento y evitar que el material se pegue a las paredes de la misma.

### 6.11.3.1 Angulo de inclinación de las paredes de la Tolva.

El ángulo de inclinación de las paredes de la tolva esta dado por el ángulo necesario por el material para que fluya al dosificador por las paredes de la tolva por intermedio de la fuerza de gravedad al vencer el rozamiento que el agroquímico produce con las paredes de la tolva y con el mismo.

Para el manejo de materiales existen varias características a tener en cuenta entre las que encontramos.

**Peso específico aparente.** Es el correspondiente al material en su estado natural, sin compactar. Su determinación practica es sencilla, bastando pesar su volumen conocido el material, cuya magnitud depende del tamaño de éste.

**Angulo de reposo.** Es el que forma el material apilado libremente con respecto a la horizontal.

**Cohesión del material.** Esta relacionado con los ángulos de reposo y sobrecarga y sirve para definir la sección transversal del material en una banda o alimentador, así como el ángulo de inclinación que puede tener una banda.

**Angulo de descanso o de deslizamiento ( $\alpha$ ).** Es de una gran importancia conocer este ángulo. Depende de los materiales a transportar o de su grado de humedad, así como de la rugosidad de la superficie de deslizamiento principalmente, aunque también tiene influencia la sección de la tolva con respecto al tamaño de los trozos, la longitud del tolván, y el grado de acabado del mismo. Si hay irregularidades por ejemplo chapas que sobresalen, tornillos o cordones de soldadura en los que pueda detenerse los materiales se corre el riesgo de obstrucción de la tolva.

Como orientación general se darán los siguientes valores.

Tabla 25 Angulo de deslizamiento de algunos materiales.

MATERIAL	ANGULO DE DESLIZAMIENTO ( $\alpha$ )
Carbón y minerales secos	40-45 Mínimo
Coke en trozos	30
Carbón en trozos grandes	40
Cereales secos	25-30
Superfosfatos y nitratos amónicos	60 Mínimo

Fuente: Transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica (Luis Targhetta Ariola)

La humedad unida al tamaño de grano del producto, representa siempre un inconveniente grande que solo la experiencia permite valorar adecuadamente.

Para los abonos químicos compuestos de fósforo - nitrógeno potasio y observando los valores que ofrecen las tablas de minerales y productos químicos (Angulo de deslizamiento de algunos materiales) el mayor de los ángulos de deslizamiento

entre Superfosfatos y nitratos amónicos es de 60 grados, por lo que la inclinación de la paredes de la tolva tendrán como mínimo ese valor.

### 6.11.3.2 Cálculo del espesor de las paredes de la tolva.

Para hacer el cálculo del espesor de las paredes de la tolva se debe conocer la carga por unidad de área que soportará la paredes de la misma.

El peso por unidad de área será:

$$P = \rho \times h \quad P = \text{Peso por unidad de superficie. (kg/m}^2\text{)}$$

$$\rho = \text{Densidad del agroquímico (kg/m}^3\text{)}.$$

$$h = \text{Altura de la tolva. (m).}$$

$$P = 950 \text{ kg/m}^3 \times 0.61 \text{ m}$$

$$P = 579.5 \text{ kg/m}^2$$

Para satisfacer los requerimientos de volumen ( 58400 cm<sup>3</sup>.), la tolva tendrá las siguientes dimensiones:

$$b_m = 45 \text{ cm}$$

$$b = 10 \text{ cm}$$

$$c = 40 \text{ cm}$$

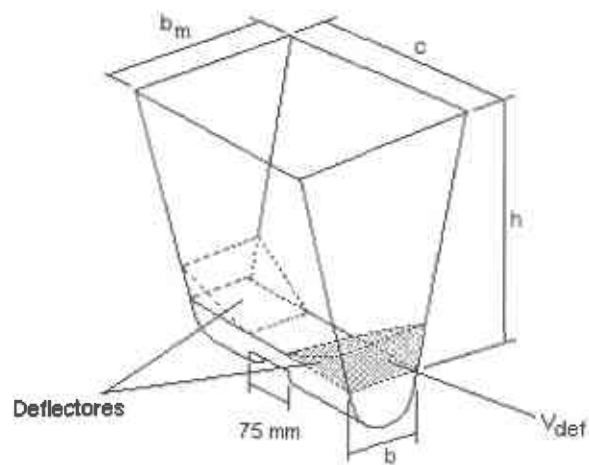
$$h = 55 \text{ cm}$$

El volumen con éste dimensionamiento es:

$$V_{\text{max.tolva}} = \left( \frac{b_m + b}{2} \right) * h * c - 2 V_{\text{def}}$$

Donde  $V_{\text{max.tolva}}$  : Volumen máximo de la tolva

$V_{\text{def}}$ : Volumen ocupado por el deflector



**Figura 50 Dimensiones de la tolva**

Reemplazando los valores asignados se tiene:

$$V_{\text{max. tolva}} = 59620 \text{ cm}^3$$

La masa que contiene la tolva será de.:

$$m = \rho V_{\text{max. tolva}}$$

$$m = (0.95 \text{ gr/cm}^3) (59620 \text{ cm}^3).$$

$$m = 56639 \text{ gr.}$$

$$m = 57 \text{ kg.}$$

El menor de los ángulos de inclinación que presenta las paredes de la tolva es de 72.34 grados.

Las presiones debidas al agroquímico que contiene la tolva se calcularon de la siguiente manera<sup>17</sup>.

<sup>17</sup> REIMBERT. M Y A. Silos Teoría y práctica. Pág 460.

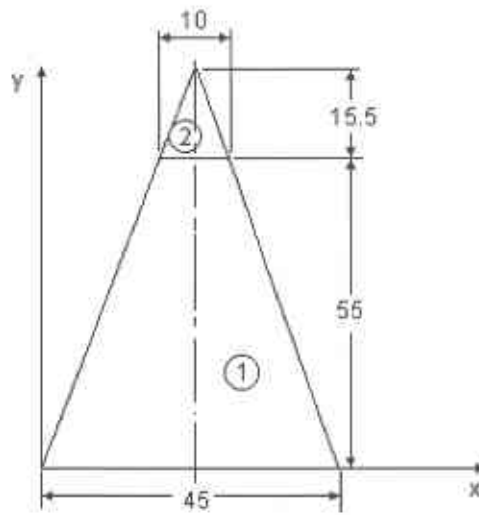


Figura 51 Centro de gravedad de la tolva Dimensiones en cm.

El centro de gravedad de la tolva se encuentra sobre el plano de simetría de la misma, ubicado a 21.6 cm a partir del eje x, calculado a partir de la figura 51.

Las presiones máxima, horizontal  $p_z$  y vertical  $q_z$ , debidas a la materia ensilada, tienen las siguientes expresiones:

$$P_{max} = \frac{\delta * r}{\tan \varphi^i}$$

$$p_z = p_{max} (1 - e^{-\frac{z}{h_0}}) \quad \text{y} \quad q_z = \delta * h_0 (1 - e^{-\frac{z}{h_0}})$$

Donde :

$\delta$  : densidad del material almacenado

$\varphi$  : ángulo de rozamiento interno del material.

$r$  : radio hidráulico, relación entre el área y el perímetro de la sección recta

$z$  : profundidad hasta el elemento considerado

$p_{max}$  : presión lateral máxima

$p_z$  : presión lateral a la profundidad  $z$

$q_z$  : presión vertical media a la profundidad  $z$

$h_0$  : función que depende de  $r, \varphi, \varphi'$

Sustituyendo los valores conocidos en las fórmulas se tiene:

$$p_{\max} = 1004 \text{ Pa}$$

$$p_z = 303 \text{ Pa}$$

$$q_z = 438 \text{ Pa}$$

Para una placa plana delgada sometida a presión sobre una de sus caras los esfuerzos pueden ser cuantificados mediante las expresiones<sup>18</sup>:

$$\sigma_x = \varphi_x \frac{Pb^2}{h^2} \quad \text{y} \quad \sigma_y = \varphi_y \frac{Pb^2}{h^2}$$

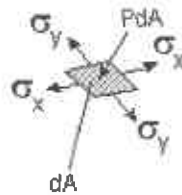


Figura 52 Estado de tensiones en una placa plana bajo presión

Tomando los valores de  $f_x$  y  $f_y$  para  $a/b = 1.5$ <sup>19</sup> se tiene:

$$s_x = 606.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$s_y = 987 \text{ Kg/cm}^2$$

Para un acero AISI 1010 laminado en caliente  $s_{adm} = 2050 \text{ Kg/cm}^2$ , se obtiene un factor de servicio de 2.

<sup>18</sup>DUBBEL H. Manual del constructor de máquinas. Pág 878. 1978

<sup>19</sup>DUBBEL H. op. cit. Pág 880

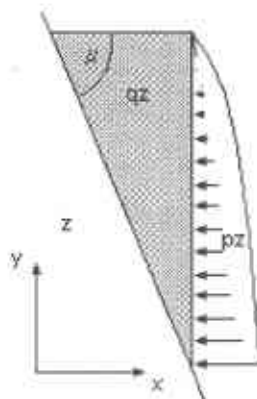


Figura 53 Fuerzas que actúan en las paredes de la tolva.

#### 6.11.4 Cálculo de la potencia consumida por el dosificador de agroquímicos sólidos.

Las dimensiones del dosificador que tiene la forma de cilindro circular recto son las siguientes.

L = Longitud (7 cm)

r = radio (3.5 cm)

El volumen contenido por el cilindro dosificador está dado por.

$$V = \pi r^2 l$$

$$V = \pi \times (3.5 \text{ cm})^2 \times 7 \text{ cm} = 238.85 \text{ cm}^3$$

La masa que tendrá que mover el dosificador esta dada por el peso del fertilizante contenido en la tolva ( 57 kg.).

La fuerza ejercida por las paletas del dosificador se calculó en base a la presión normal soportada por una de ellas de la siguiente manera como se puede apreciar en la figura 54 :

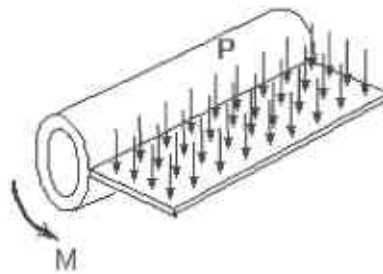


Figura 54 Fuerzas actuantes sobre las paletas

La fuerza total soportada por la paleta es:

$$F = P * A_p = 1004 \text{ Pa} * 1.778 \text{E-}3 \text{m}^2 = 1.78 \text{ N}$$

En el caso más crítico, las cuatro aletas soportarán la misma carga; la potencia consumida por el dosificador estará dada por:

$$P = T * w \quad P = \text{Potencia}$$

T = Torque ejercido por la carga sobre las paletas.

w = Velocidad angular.

El torque es:

$$T = 4 * 1.78 \text{ N} * 0.0127 \text{ m} = 0.09 \text{ Nm}$$

La potencia consumida por un dosificador es:

$$P = 0.09 \text{ Nm} * 2 \pi * 42 / 60 = 0.39 \text{ W}$$

Este valor corresponde a la potencia consumida por uno de los dos sistemas, por lo que la potencia total consumida es:

$$P_t = 2 * P \quad P_t = 2 \text{ dosis} * 0.39 \text{ W}$$

$$P_t = 0.78 \text{ W}$$

## 6.12 SISTEMA DE APLICACIÓN DE AGROQUÍMICOS LÍQUIDOS.

En el sistema hidráulico es de importancia vital la selección de las boquillas, puesto que de ello depende el diseño de todos los otros elementos. Para su selección se contemplaron los siguientes parámetros de operación.

\* Evitar obstrucciones por partículas provenientes de suspensiones de polvo mojable hasta un tamaño de 0.3 mm.

\* Operación con una presión de 40 psi ( presión baja )

\* Caudal suministrado a través de cada boquilla de 0.7 ft. /min.

La boquilla que cumple con estos requerimientos es S115 de Spraying Systems o equivalente.

Se tiene que

$$Q_b = Q_s + Q_a + Q_r$$

Dónde

$Q_b$  : Caudal suministrado por la bomba

$Q_s$  : Caudal para servicio a los aguilones ( Boquillas )

$Q_a$  : Caudal de alivio

$Q_r$  : Caudal de recirculación para agitación del fluido en el tanque

Para polvos mojables

$$Q_r = 0.704 \frac{V F_p^{20}}{p^{0.35}}$$

Donde:

V : Volumen total del tanque en galones

$F_p$ : Factor que indica la dificultad relativa para agitar una determinada mezcla de polvo mojable.

p : presión de agitación en la boquilla en psi, ordinariamente, esta puede ser igual a la presión de atomización empleada en la tubería.

Tabla 26 Valores de  $F_p$

Concentración en lb / gal	$F_p$
1	1
0.5	0.87
0.1	0.43
0.05	0.27

Fuente: FRENCH O .C. Principles of farm Machinery. Pág. 286 . 1980

<sup>20</sup> FRENCH. O. C. Principles of farm machinery. Pág 294.

La presión de operación de las boquillas es de 2.72 bar ( 40 psi ).

El volumen del tanque es de 200 lt ( 52.77 gal ).

Para una concentración de 0.05 lb/gal el caudal requerido para agitación es:

$$Q_r = 10.23 \text{ lt/min}$$

La bomba acondicionada para su operación es de desplazamiento positivo de pistón de doble efecto.

El caudal suministrado por la bomba es de 1000 lt por ciclo de trabajo con una carrera de 10 cm . Este implemento se monto sobre un mecanismo de carrera variable para facilitar la regulación del desplazamiento.

El caudal de la bomba debe exceder en 10 a 15 % el consumo máximo esperado:

$$Q = Q_r + Q_s = 10.23 + 4.2 = 14.65 \text{ lt/min}$$

Adicionalmente considerando una eficiencia volumétrica de 0.75 % se requiere:

$$Q_{br}: \text{Caudal real de bombeo} = 22.1 \text{ lt/min}$$

La potencia requerida para la operación de la bomba con estos requerimientos es:

$$PH = \frac{P Q}{k}^{21}$$

Donde

PH : Potencia consumida en vatios

P : Presión de operación en psi = 40 psi

Q<sub>br</sub> : Caudal real total en lt/min = 22.1 lt/min

Así la potencia es de 0.082 HP

---

<sup>21</sup> FRENCH O. C. op.cit. Pág 286