

01173

1

24

DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EL CONTROL DE DESPLAZAMIENTO
VERTICAL DE LAS HERRAMIENTAS DE UN MOTOCULTOR DE ALTO
DESPEJE

JAIRO CHAUR BERNAL

TESIS

Presentada a la División de Estudios de
Posgrado de la
FACULTAD DE INGENIERIA
de la
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
como requisito para obtener
el grado de

MAESTRO EN INGENIERIA
(MECANICA)

CIUDAD UNIVERSITARIA, MAYO 3 DE 1990

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

Introducción	
Antecedentes	1
Descripción del Motocultor	2
Objetivos	6
1. Revisión de Literatura	8
2. Requerimientos de Diseño	10
3. Cálculo de Cargas	
3.1 Reacción del Suelo	12
3.1.1 Arado de Barbechar	
3.1.2 Sembradora	
3.2 Peso de Barras y Herramientas	14
3.2.1 Herramientas	
3.2.2 Barras	
3.3 Fricción	14
3.4 Análisis Cinemático	15
3.4.1 Posiciones	15
3.4.2 Fuerzas	18
4 Alternativas	28
4.1 Mecanismos de Barras	29
4.1.1 Alternativa No.1:	
Mecanismo de Cuatro Barras	47
4.1.2 Alternativa No.2:	
Resorte con Brazo de Palanca Variable	48
4.1.3 Alternativa No.3:	
Resorte Equilibrador	52

4.1.3 Alternativa No.4:	
Resortes a Fuerza Constante	57
4.2 Sistemas Hidráulicos	62
4.2.1 Alternativa No.5:	
Sistema Hidráulico Convencional	62
5. Evaluación y Selección	67
5.1 Evaluación	67
5.2 Factibilidad de la Alternativa No.3	70
5.2.1 Resorte	70
5.2.2 Fuerza del Operador	72
5.3 Selección	81
6. Diseño	85
6.1 Determinación de Cargas	86
6.2 Diseño del Eje	91
6.3 Apoyos del Eje	96
6.4 Barras A6 y A7	101
6.5 Tornillo de Control de Profundidad	104

Conclusiones

Referencias

Anexo:

 Planos de Fabricación

INDICE DE FIGURAS

1. Sistema de Transmisión del Motocultor	4
2. Sistema de Enganche del Motocultor	5
3. Reacción del Suelo sobre la Herramienta	13
4. Posiciones de un Mecanismo de Cuatro Barras	17
5. Esquema de Cargas del Mecanismo de Enganche	18
6. Sistema Equivalente de Cargas de la Barra A2	19
7. Configuración del Sistema de Enganche y Levante	30
8. Método para Búsqueda de Mecanismos RRRR	33
9. Resultado del Método para Obtención del Perfil	51
10 Resultado de Alternativa No.3 Resorte Equilibrador	54
11. Ubicación del Resorte en el Sistema de Enganche	55
12 Resorte Flexator	60
13 Sistema Hidráulico Convencional	63
14 Esquema de Cargas del Mecanismo	74
15 Correcciones en el Pivote del Resorte	78
16 Configuración del Sistema de Levante	87
17 Esquema de Cargas del Mecanismo	89
18 Soporte para el Eje	98
19 Componentes de las Barras A6 y A7	102

INDICE DE TABLAS

1. Resultado del Cálculo de Pesos y Centroides	14
2. Par M (N-m) Producido por la Fuerza P alrededor del Pivote A, del Mecanismo de Enganche	23
3. Resultado de la Búsqueda de Mecanismos RRRR.	38
4. Mecanismos Seleccionados	40
5. Resultados Obtenidos con el Mecanismo No. 1	42
6. Resultados Obtenidos con el Mecanismo No. 2	42
7. Resultados Obtenidos con el Mecanismo No. 3.	43
8. Resultados Obtenidos con el Mecanismo No. 4.	43
9. Resultados Numéricos de la Alternativa No. 3	56
10. Resultado del Análisis de Fuerzas, para Sembradora	79
11. Resultado del Análisis de Fuerzas, para Barbecho	80
12. Fuerzas Sobre el Sistema de Levante de Herramientas	90
13. Fuerzas Cortantes, Momentos Flectores y Torsores	92

N O M E N C L A T U R A

A _i	= Barra i-ésima de mecanismos de barras.
b	= ancho de la cinta de un resorte Negator
C _m	= Factor de momento flector
C _t	= Factor de momento torsor
C _R	= Constante de resorte [N/cm]
d _a	= Diámetro del alambre de un resorte helicoidal [cm]
D _e	= Diámetro exterior del eje [cm]
D _m	= Diámetro medio de un resorte helicoidal [cm]
d _o	= Diámetro interior del eje [cm]
d _p	= Diámetro del pasador [cm]
E	= Módulo de elasticidad (N/cm ²)
F	= Fuerza [N]
FOP	= Fuerza requerida del operador del equipo [N]
F _x , F _y	= Componentes de F [N]
F _R	= Fuerza sobre resortes [N].
G	= Módulo de rigidez transversal [N/cm ²]
I	= Momento de inercia [cm ⁴]
J	= Momento polar de inercia [cm ⁴]
LH	= Distancia del centroide al pivote de las barras A2 y A3 [cm].
L _h	= Componente horizontal de la reacción del suelo sobre la herramienta [N].
L _{h_i}	= Componente horizontal de la reacción del suelo sobre la herramienta, a una profundidad i [N].
L _{h_w}	= Componente horizontal de la reacción del suelo sobre la herramienta, cuando $i = 8.26$ cm [N].
L _v	= Componente vertical de la reacción del suelo sobre la herramienta [N].
L _{v_i}	= Componente vertical de la reacción del suelo sobre la herramienta, a una profundidad i [N].
LR	= longitud de resorte [cm].
M	= Par producido por la fuerza P en las barras A2

M_f = Momento flector [N-m]
 M_S = Momento sobre soldadura [N-m]
 N_{oE} = número de espiras activas de un resorte.
 P = Fuerza ejercida por las barras A6 sobre las A2 [N]
 P_x = componente horizontal de P [N]
 P_y = componente vertical de P [N]
 P_s = Peso de la tierra sobre la reja [N]
 P_Y = $P_s + L_v$
 r = Radio [cm]
 R_n = Radio natural del resorte Negator [cm]
 R_i = Radio del tambor del resorte Negator [cm]
 S_{dt} = Esfuerzo de diseño a tensión [N/cm²]
 S_{dc} = Esfuerzo de diseño a corte [N/cm²]
 S_u = esfuerzo último [N/cm²].
 S_y = esfuerzo de cedencia [N/cm²].
 t = espesor de la cinta de un resorte Negator [cm]
 T_{f1} = Par debido a la fricción, en la unión 1 [N-m].
 T = Momento torsor [N-m]
 $V.M$ = Velocidad del motocultor [km/h].
 W_i = peso del elemento i-ésimo [N].
 X_{res} = Deflexión de resorte [cm]
 $\Delta\theta$ = Rango de funcionamiento de la barra A2. [grados]
 $\Delta\omega$ = Rango de funcionamiento de la barra A7, [grados]
 ν = Angulo que forma la reacción del suelo con la horizontal, [grados]
 τ = Esfuerzo cortante [N/cm²]
 σ = Esfuerzo normal [N/cm²]
 $\sigma_{1,2}$ = Esfuerzos principales [N/cm²]
 τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo [N/cm²]
 τ_d = Esfuerzo de diseño [N/cm²]
 γ = Angulo que forman la vertical y la barra A4
 ϕ = Angulo que forman la vertical y la barra A3
 δ = Angulo auxiliares
 μ = Coeficiente de fricción.

- ω = Angulo que forma A7 con la horizontal.
- ϕ = Angulo que forma la fuerza P con la horizontal.
- λ = Angulo entre las lineas de pivotes de la barra A2.

INTRODUCCION

ANTECEDENTES

De acuerdo con un estudio realizado por Lara et.al [21], se justifica económicamente el desarrollo de equipo agrícola para atender las necesidades de los sectores tradicional y de subsistencia del agro mexicano, los cuales consistían, en año 1969, de 1.140.032 y 1.474.424 predios respectivamente, con extensiones promedio de 13.9 y 7.9 hectáreas [24]. La ocupación de la tierra por parte de estos dos sectores es, básicamente, para el cultivo de maíz y frijol, con un 71 % del terreno, mientras que el sector moderno emplea únicamente el 35% de su terreno para estos productos, los cuales se consideran como la base alimenticia del pueblo mexicano.

En 1973 la International Labor Office reportó un total de 70.000 tractores en México con una potencia promedio de 29.6 kW, los cuales son empleados por el sector moderno; entre tanto que los otros dos sectores emplean equipo operado manualmente o por tracción animal.

La oferta de equipo agrícola convencional no satisface las necesidades de estos dos sectores ya que, en general, obedecen a diseños realizados para otro tipo de usuario. Esta afirmación es válida no solo en México sino, en general, en toda América Latina.

El análisis económico cuyos resultados están dados en el estudio mencionado, indican la conveniencia, para estos usuarios, de tener pequeños tractores con una potencia efectiva de 6.3 kW (8.4 hp) para terrenos con un área de 10.5 ha. El costo anual de labores de labranza utilizando este equipo era del orden de US\$ 74.34 /ha., mientras que el costo sin él de US\$ 150.24/ha. considerando el alquiler de equipo convencional o la contratación de mano de obra.

Bajo todas las anteriores consideraciones, en la Universidad de California en Davis (EE.UU.) y en la Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica (FIMEE) de la Universidad de Guanajuato, A. Lara López diseñó un pequeño tractor denominado "Motocultor de Alto Despeje" [21], cuyas características se describen a continuación.

DESCRIPCION DEL MOTOCULTOR

Inicialmente el diseño consistió en un motocultor montado sobre dos ruedas, el cual tenía la posibilidad de adaptarse fácilmente a cuatro ruedas, en caso de que la demanda del mercado y el mejoramiento de la eficiencia de las operaciones, así lo exigiera.

Uno de los requerimientos más importantes del diseño era que se pudiera utilizar en labores de cultivo de granos tales como frijol y maíz, razón que obligó a que la distancia vertical bajo el chasis de la máquina fuera grande. De ahí la denominación de "alto despeje" que se le dió a este equipo.

Otro requerimiento importante para el diseño era el costo, el cual se fijó en ese momento en US\$ 2000 como máximo (hoy se estima que el tope máximo debe ser de US\$ 3000).

Las anteriores dos exigencias, sumadas al hecho de que el equipo debía poderse fabricar localmente, hizo necesario utilizar un sistema de transmisión de potencia a través de poleas y catarinas, y en forma independiente para cada rueda; esto permite que la transmisión esté en dos columnas separadas, lográndose un amplio despeje del motocultor, como se muestra en la fig 1.

El embrague se realiza mediante el tensionado de la correas de transmisión y el giro se logra al desembragar, esto es, destensionar la correa de la rueda interior a la curva, manteniendo la rueda externa en movimiento.

La capacidad máxima de tracción es de 3.8 kN, con una eficiencia tractiva del 60% y velocidad de avance entre 2.88 y 4.33 km/h. Se pueden realizar labores de de barbecho, rastreo, surcado, cultivo siembra, transporte y corte de pasto [12].

Posteriormente, y por recomendación de los usuarios, se vió la conveniencia de modificar el diseño, de tal forma que quedara montado sobre cuatro ruedas. La barra de tiro quedó ubicada en la parte posterior de la máquina. El control lo realiza el operador sentado y no caminando, con lo cual se logra menor fatiga y mayor eficiencia en las labores.

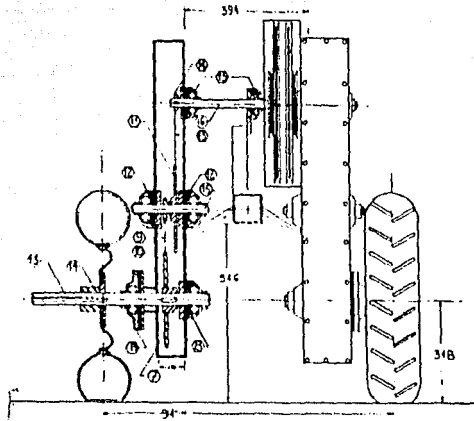


Fig 1

Sistema de Transmisión del Motocultor

El sistema de enganche es del tipo "tres puntos". Este consiste en un mecanismo de cuatro barras sobre una de las cuales se montan las diferentes herramientas. Con él se logra un control excelente de las herramientas y accesorios que se monten. Este sistema es empleado por la gran mayoría de tractores comerciales y su configuración se muestra en la fig 2 y en el primer plano del Anexo.

En la actualidad se emplea un gato hidráulico tipo vehículo con capacidad de 1.5 Ton, para levantar las herramientas cuando se está atravesando por un tramo de terreno muy duro (lo cual causa patinamiento de las ruedas, si se excede la capacidad de tiro), durante los giros y cuando se termina la labor.

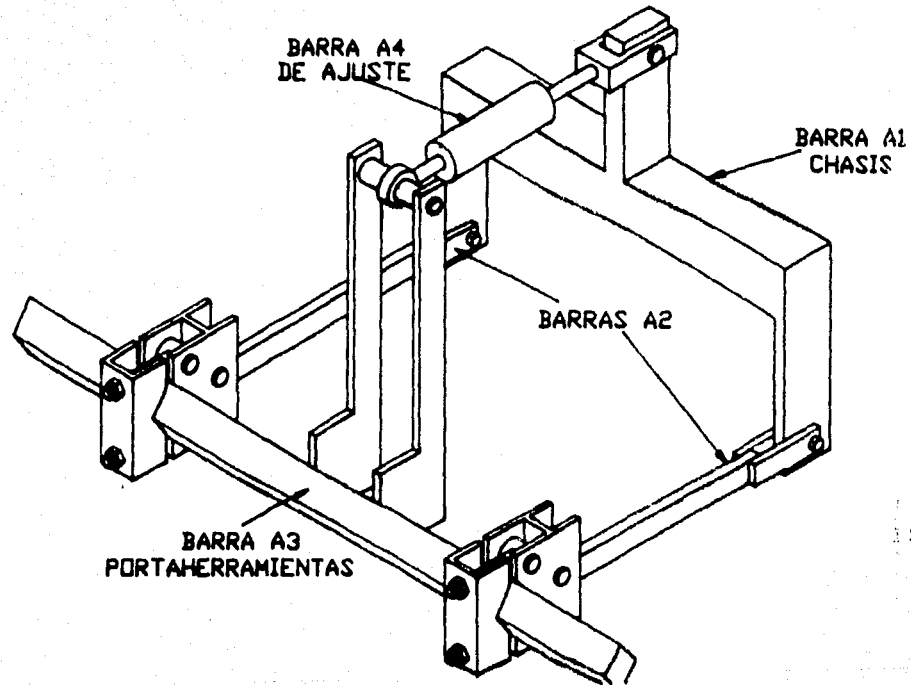


Fig 2

Sistema de Enganche del Motocultor de Alto Despeje

OBJETIVOS

Aun cuando el sistema utilizado actualmente para el control de la profundidad de las herramientas es bastante sencillo y económico, conlleva un serio inconveniente: requiere mucho tiempo del operador por la cantidad de accionamientos de la palanca del gato, para elevar las herramientas la distancia requerida. Se cree que si se disminuyera esta tarea se aumentaría la eficiencia de campo del equipo en forma significativa.

Ya que la mayoría de los tractores convencionales emplean un sistema hidráulico para el control de los accesorios, a priori se puede plantear como solución a la problemática, la utilización de un sistema de este tipo para el motocultor de Alto Despeje. Sin embargo, el alto costo de los componentes de un sistema hidráulico hace necesario plantear alternativas más económicas con las que se pueda hacer una comparación y, entonces sí, tomar una decisión.

Así, el objetivo principal que se busca con este trabajo, es el de tener todos los elementos necesarios para tomar la mejor decisión, enmarcada, lógicamente, bajo la filosofía que se planteó en el diseño original del equipo.

Bajo esta consideración se han planteado los siguientes objetivos generales para la investigación:

1. Diseñar un sistema para el control del desplazamiento vertical de las herramientas del motocultor, de tal forma que al estar en posición de reposo, la herramienta quede por encima de la superficie del terreno una distancia suficiente para un transporte seguro de la misma.

2. El sistema debe permitir desplazamientos intermedios, con el propósito de que cuando se está trabajando y se encuentra con un tramo corto de terreno muy duro o con algún obstáculo, se pueda elevar la herramienta únicamente la distancia necesaria para salvar el obstáculo y, en seguida, volver la herramienta a su posición normal de trabajo.

3. El costo del sistema debe estar plenamente justificado por el aumento de la eficiencia de la máquina.

En la primera etapa del proyecto se realizó una revisión de la literatura disponible relacionada con sistemas de control de herramientas en equipos similares al Motocultor.

Se encontró alguna información sobre equipos con tracción animal en la que se menciona en forma vaga el mecanismo de control. Así, por ejemplo, en el "yunticultor" traído al país por el Instituto Nacional de Investigaciones Agrícolas (INIA), con el fin de evaluarlo y modificarlo para su aplicación en México [26], está equipado con un sistema de levante que incluye dos palancas para que "el operador pueda cambiar de manos a media carrera y así realizar menos esfuerzo. La palanca de levante se ubica sobre un eje de apoyo, el cual está unido al soporte del asiento y lleva un refuerzo lateral". No se dan detalles en cuanto al peso de las herramientas que se levantan con este sistema, ni del esfuerzo que debe realizar el operador para lograrlo.

Otro equipo que se encuentra descrito en la literatura revisada es el "Multicultor" presentado por el Instituto de Investigaciones Agropecuarias y la empresa Ingeniería y Construcción Alfredo Trentini (ICAT-INIA) de Chile [25].

En éste último, el sistema de levante de las herramientas es mecánico operado manualmente, con un par de resortes que, parece,

sirven de complemento a la fuerza ejercida por el operador. Existen muchos equipos de tracción animal semejante a los dos anteriores, citados por la GATE/GTZ en su catálogo [17].

Kanafojski [20] da una amplia descripción de mecanismos denominados por él "autómatas", utilizados en algunos tractores. Están compuestos por resortes levas, barras, trinquetes, etc.; aprovechan el movimiento de giro de las ruedas para accionar un sistema de barras conectadas a la barra portaherramientas.

La mayoría de libros específicos en maquinaria agrícola dedican por lo menos un capítulo completo en la descripción de los sistemas hidráulicos utilizados en todos los tractores comerciales convencionales [8], [22] y [19].

En el libro de Hain [18], el cual está dedicado al análisis cinemático de mecanismos, se utilizan como ejemplos de aplicación, diferentes sistemas mecánicos para el control de desplazamiento vertical de herramientas de tractores, lo cual resulta bastante útil para la búsqueda de alternativas que solucionen la problemática planteada para este trabajo de investigación.

2. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

En artículos publicados por la Academia Nacional de Ingeniería, tales como los de Cervantes y Lara [10], Colín y Lara [12], Valdivia y Lara [32], complementados por comentarios directos de sus autores, los diseñadores del Motocultor y sus accesorios, se identificaron muchos de los requerimientos de diseño. Otros, que no estaban disponibles directamente, se determinaron o calcularon. En general los requerimientos de diseño son:

1. Desplazamiento vertical de las herramientas:

En labores de barbecho la herramienta trabaja a una profundidad de 20 cm máximo. Cuando está en reposo, la herramienta debe quedar por encima de la superficie del suelo a una distancia de 15 cm para transporte seguro. Entonces, el desplazamiento vertical de las herramientas debe ser desde -20 a 15 cm del nivel del suelo, el cual representa un giro total de las barras inferiores del sistema de enganche de 45 grados.

2. Peso a Levantar:

La herramienta más pesada es la Sembradora, con un peso de 1570 N (160 kg). De este, 863 N corresponden a los botes de la semilla y el resto a la sembradora propiamente.

3. Reacción del Suelo:

En la operación de barbecho se presenta la mayor reacción del suelo sobre la herramienta, ya que esta es la más ancha (25 cm) y la que trabaja a mayor profundidad (20 cm).

Además de estos requerimientos concretos, existen algunas consideraciones de tipo general: 1. Debe requerir poco esfuerzo del operador, tanto por la fuerza como por la cantidad de veces que deba aplicarla, para lograr el desplazamiento requerido.

2. Dadas las características del sistema de enganche, el movimiento de las barras inferiores es en planos paralelos por lo tanto se considerará como un mecanismo plano para efecto del análisis cinemático.

3. Se considerará el sistema de enganche en forma estática, es decir, no se tendrán en cuenta las inercias.

4. Dadas las condiciones de operación a las que está sometido el equipo, si es necesario considerar la fricción entre los elementos que conforman el sistema de enganche.

5. La operación del mecanismo que se seleccione no debe depender de que el motocultor este en movimiento. Es decir, el mecanismo debe funcionar básicamente con el motocultor detenido.

3. CALCULO DE CARGAS

3.1 REACCION DEL SUELO

Como se mencionó anteriormente, los dos tipos de herramientas que se considerarán son el Arado de Barbechar y la Sembradora.

3.1.1 Arado de Barbechar

La capacidad de tiro del motocultor permite utilizar una reja con un ancho de 25 cm (10 pulg), trabajando a una profundidad de 20 cm.

Según la norma ASAE 230.3 [1], la reacción del suelo sobre la herramienta es dependiente del tipo de suelo en el que se trabaje. Para efectos de este proyecto, conviene tomar el caso crítico, el cual corresponde a suelo arcilloso. Para tal caso, la componente horizontal de la reacción del suelo es (véase fig 3):

$$L_h = \left[7 + 0.049 \cdot VM \right] (\text{ancho} \cdot \text{prof})_{\text{surco}} \quad (3.1)$$

$$L_v = L_h \cdot \tan(\nu) \quad (3.2)$$

experimentalmente se ha determinado que el ángulo ν tiene un valor de 18.43 grados [19].

3.1.2 Sembradora

La misma referencia [1] indica que la fuerza ejercida por el suelo sobre las herramientas de una sembradora se puede calcular mediante la siguiente expresión empírica:

$$Lh_i = Lh_w \cdot \left(\frac{Y_1}{8.26} \right)^2 \quad (3.3)$$

$$Lh_w = 520 + 49.2 \cdot VM \quad (3.4)$$

$$Lv_i = Lh_i \cdot \tan(\nu) \quad (3.5)$$

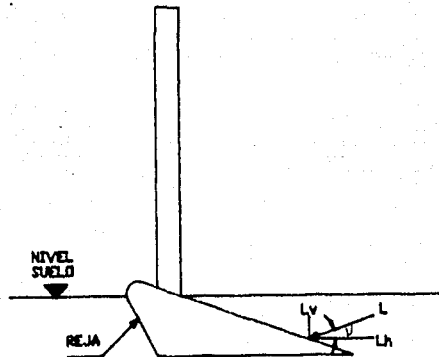


Fig 3
Reacción del Suelo Sobre la Herramienta

3.2 PESO DE LAS BARRAS Y HERRAMIENTAS

3.2.1 Herramientas:

A. - Sembradora = 1570 N (160 kg)

B. - Barbechador = 345 N (35 kg)

3.2.2 Barras:

En el plano 1 del anexo se muestran las dimensiones principales de las barras, que se utilizan para calcular el peso y el centroide, con los siguientes resultados:

Tabla 1
Resultados del cálculo de Pesos y Centroides

Barra	Peso (N)	Centroide (cm)		
		x	y	z
A2	57	22.5	0	0
A3	315.4	-5.8	5.15	0
A4	62.3	19.7 a 23	0	0

3.3 FRICCION

Para introducir las cargas debidas a la fricción se utilizará el método denominado por Burton "radios de fricción" [9].

Este método considera que una fuerza que actúa sobre la unión de dos barras, no pasa por el centro de la unión exactamente, sino tangente a un círculo denominado "círculo de fricción" cuyo radio está dado por el coeficiente de fricción de los materiales en contacto y el diámetro del perno de unión.

Así, se tiene que existe un par alrededor del centro de la unión de las barras, debido a ese desfase de la fuerza, el cual se opone al movimiento.

Las expresiones utilizadas son:

$$\rho = r \cdot \sin \left[\arctan (\mu) \right] \quad (3.6)$$

$$Tf = \rho \cdot F = \rho \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3.7)$$

3.4 ANALISIS CINEMATICO

3.4.1 Posiciones:

El análisis de posición, para este mecanismo de cuatro barras es muy sencillo, ya que por simples consideraciones geométricas es posible determinar los ángulos de cada una de las barras. En razón a que se utilizará varias veces, a continuación se reproduce el

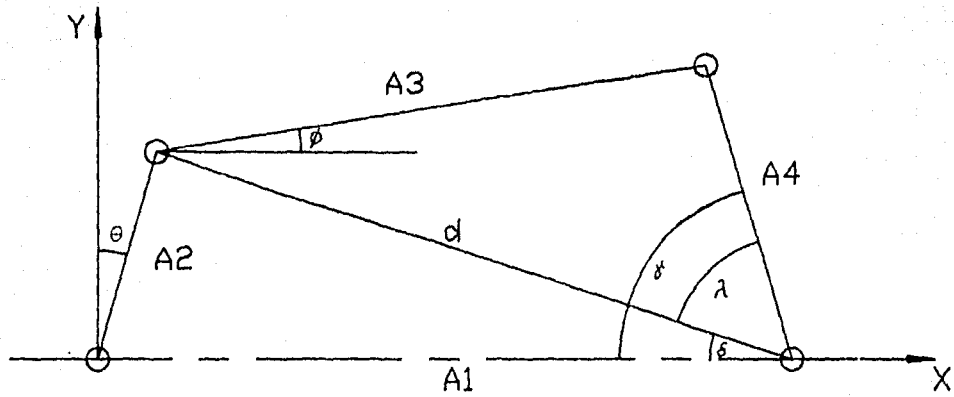


Fig 4

Posiciones de un Mecanismo de Cuatro Barras

algoritmo propuesto por Burton [9], el cual es útil para determinar las posiciones ya sea para un mecanismo abierto o para su conjugado.

Referidos a la fig 4:

$$X = A1 - A2 \text{ sen}(\theta) \quad Y = A2 \text{ cos}(\theta) \quad (3.8)$$

$$\delta = \text{arctan2}(Y, X) = \begin{cases} \text{arctan}(Y/X) & \text{si } X > 0 \\ \text{arctan}(Y/X) + \pi \text{sgn}(Y) & \text{si } X < 0 \\ \pi/2 \text{sgn}(Y) & \text{si } X = 0 \end{cases} \quad (3.9)$$

$$d = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (3.10)$$

$$\lambda = \arccos\left[\frac{d^2 + A4^2 - A3^2}{2 A4 d}\right] \quad (3.11)$$

$$\gamma = \delta + \lambda \quad \text{cuando el mecanismo es abierto} \quad (3.12)$$

$$\gamma = \delta - \lambda \quad \text{cuando el mecanismo es conjugado (cruzado)}$$

$$A3 \text{ sen}(\phi) = A4 \text{ sen}(\gamma) - A2 \text{ cos}(\theta) \quad (3.13)$$

$$A3 \text{ cos}(\phi) = A1 - A4 \text{ cos}(\gamma) - A2 \text{ sen}(\theta) \quad (3.14)$$

$$\phi = \text{arctan2}(\text{sen } \phi, \text{cos } \phi) \quad (3.15)$$

con las cuales, quedan determinadas las posiciones de las barras A3 y A4, dado un ángulo θ de la barra de entrada A2.

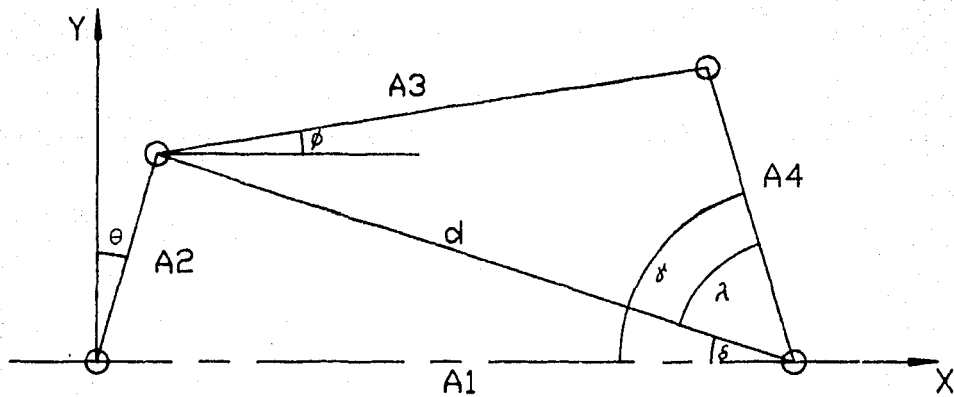


Fig 4

Posiciones de un Mecanismo de Cuatro Barras

3.4.2 Fuerzas:

En la fig 5 se muestra el esquema de cargas del mecanismo de enganche del motocultor.

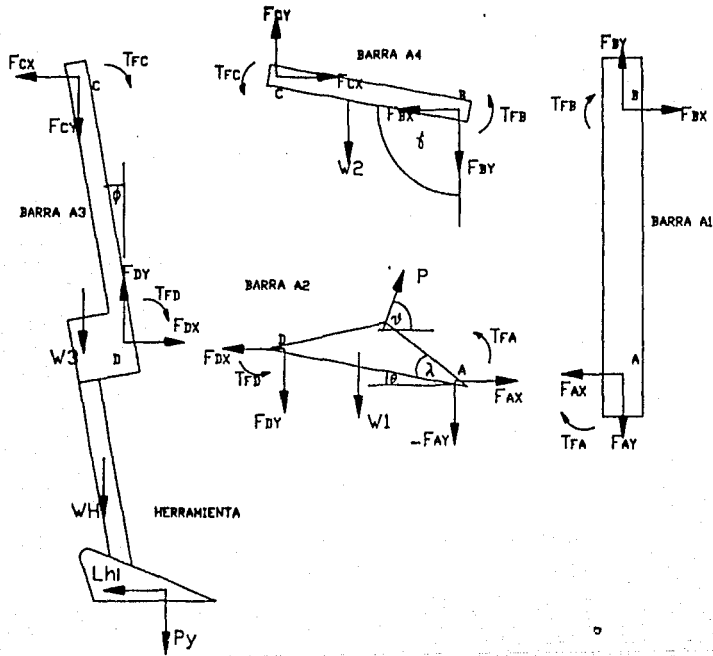


Fig 5

Esquema de Cargas del Mecanismo de Enganche

Como se mencionó en las consideraciones generales del capítulo anterior, la fuerza requerida para levantar las herramientas (P) estará aplicada sobre las barras A2, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la fig 5. Dado que no se conoce ni la magnitud, ni la dirección, ni el punto de aplicación de esta fuerza (ya que aún no se sabe qué tipo de mecanismo estará conectado a las barras A2 para elevar las herramientas), con las ecuaciones de equilibrio no es posible resolver el sistema.

Sin embargo, lo que sí se sabe es que el momento producido por las fuerzas F_{DX} , F_{DY} y W_1 alrededor del pivote A, sumados a los momentos debidos a la fricción T_{FD} y T_{FA} , deben ser equilibrados por el momento M producido por la fuerza P , lo cual se ve con mayor claridad en la fig 6, en donde se ha trasladado la fuerza P al pivote A.

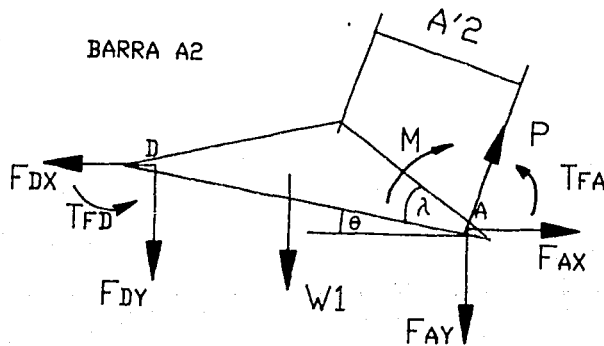


Fig 6

Sistema Equivalente de Cargas de la Barra A2

Por lo tanto, se puede hacer el análisis estático del mecanismo y hallar, entre otros, el valor del momento M y la reacción total en el pivote A ($F'_{Ax} + P_x$ y $F'_{Ay} + P_y$, en las direcciones X y Y respectivamente), a pesar de no poderse determinar la fuerza P .

Las ecuaciones de equilibrio estático para cada barra donde los pares T_{fi} son los definidos por la ec. (3.7), Son:

Barra A2

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Ax} - F_{Dx} = 0 \quad (3.16)$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{By} - F_{Ay} + W_1 = 0 \quad (3.17)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{By} \cdot 47 \cdot \cos(\theta) + F_{Dx} \cdot 47 \cdot \sin(\theta) + W_1 \cdot X_{W1} \cos(\theta) + T_{fA} + T_{fD} - M = 0 \quad (3.18)$$

donde M es el par producido por la fuerza P alrededor de A :

$$M = \frac{P \cdot A^2 \cos(\lambda + \theta)}{\sin(\theta)}$$

Barra A3

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Cx} - F_{Dx} + L_{H1} = 0 \quad (3.19)$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Cy} + W_1 + W_3 - F_{By} + P_y = 0 \quad (3.20)$$

$$\sum M_D = 0:$$

$$45 \cos \phi \cdot F_{Cx} + 45 \sin \phi \cdot F_{Cy} + W_3 \cdot X_{W3} + W_1 \cdot X_{W1} + P_y (9.5 \cos \phi - L_H \sin \phi) - L_{H1} (L_H \cos \phi + 9.5 \sin \phi) - T_{fD} - T_{fC} = 0 \quad (3.21)$$

Barra A4

$$\sum F_x = 0 : \quad - F_{Cx} + F_{Bx} = 0 \quad (3.22)$$

$$\sum F_y = 0 : \quad F_{Cy} - W_2 - F_{By} = 0 \quad (3.23)$$

$$\sum M_B = 0 :$$

$$- F_{Cy} \cdot L \cdot \sin \gamma + F_{Cx} \cdot L \cdot \cos \gamma + W_2 \cdot X_{W_2} \cdot \sin \gamma + T_{fC} + T_{fB} = 0 \quad (3.24)$$

Así, las ecuaciones 16 a 24 constituyen el sistema que se requiere resolver para completar el análisis del mecanismo de enganche. Las incógnitas son:

$$F_{x_i}, F_{y_i}, T_{f_i} \text{ y } M \quad \text{con } i = A, B, C, D$$

de forma que se tiene un sistema de ecuaciones no lineal. Para resolver este inconveniente se seguirá el procedimiento iterativo sugerido por Burton [9]:

A.- Solucionar el sistema de ecuaciones como si no existiera fricción. Es decir haciendo $T_{fA} = T_{fB} = T_{fC} = T_{fD} = 0$

B.- Se calculan los pares de fricción, utilizando las fuerzas halladas en el punto anterior.

C.- Se reemplazan estos valores de T_{f_i} en las ecuaciones (como si fueran parámetros), y se vuelven a calcular las fuerzas.

D.- Se comparan los valores de las fuerzas actuales con las anteriores. Cuando las diferencias sean menores a un error aceptable,

se detendrá el proceso. En caso de ocurrir lo contrario, se regresa al punto B. La convergencia ocurre rápidamente (usualmente en dos o tres iteraciones).

Se hizo un programa que permitiera el cálculo del par M que debe ser producido por la fuerza P en las barras A_2 , para cualquier posición θ de dichas barras. El programa consta básicamente de una subrutina para calcular las posiciones de las barras, una para calcular las fuerzas sobre las herramientas dependiendo de si es la sembradora o el arado de barbechar y una tercera para resolver el sistema de ecuaciones, con el procedimiento descrito anteriormente.

Se hicieron corridas para los siguientes casos:

1. Arado de barbechar, con el motocultor desplazándose a una velocidad de 4 km/h.
2. Arado de barbechar, con el motocultor detenido.
3. Sembradora, con motocultor a 3 km/h.
4. Sembradora, con motocultor detenido.
5. Sembradora con los botes apoyados sobre la estructura del motocultor y no sobre el sistema de enganche, con el motocultor avanzando a 3 km/h
6. Igual al caso 5, pero con el Motocultor detenido.

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 2.

Tabla 2

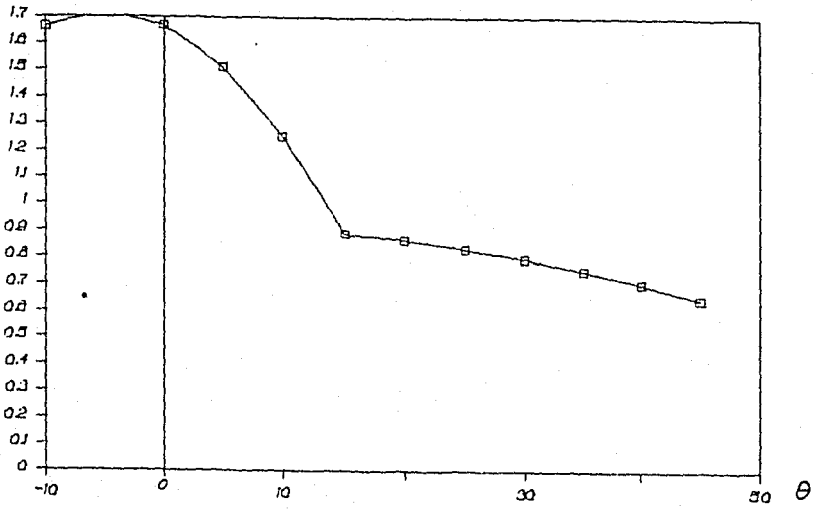
Par M (N-m) producido por la fuerza P alrededor del pivote A
del mecanismo de enganche

ANGULO TETA	CASOS					
	1	2	3	4	5	6
-10	1319	375	1662	921	1395	516
- 5	1351	363	1717	927	1370	518
0	1325	350	1680	930	1275	518
5	1246	347	1570	927	1089	517
10	1102	341	1258	915	836	509
15	896	332	932	897	506	498
20	631	321	895	876	478	483
25	318	308	839	845	450	463
30	292	294	801	804	427	443
35	275	277	765	765	407	420
40	256	259	707	709	394	389
45	234	238	659	654	359	361

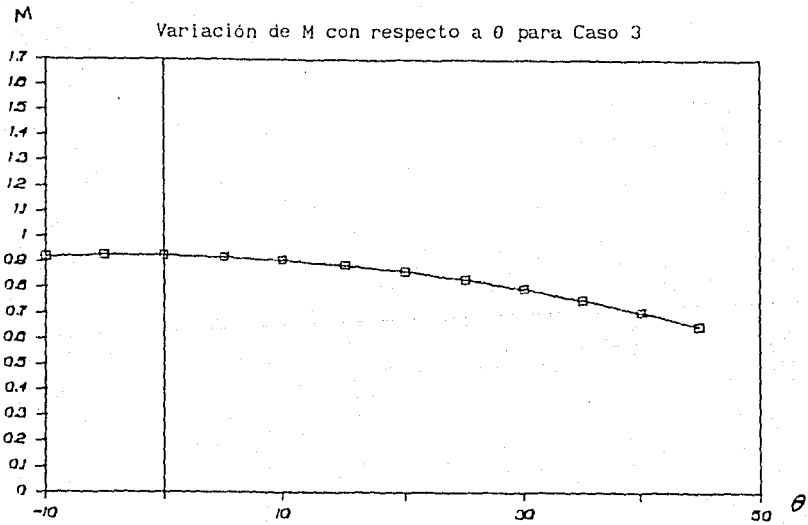
En todos los casos se supuso un coeficiente de fricción entre los pares cinemáticos, de 0.19, que corresponde al caso de lubricación limitada entre aceros suaves [23]. Se tomó como densidad del suelo un valor de 18000 N/m^3 .

Cuando el motocultor se esta desplazando (casos 1, 3 y 5) se presenta un cambio brusco en el momento M, cuando el ángulo θ tiene valores entre los 10 y los 20 grados. Esto se debe a que en ese instante la herramienta sale a la superficie dejando de existir, por lo tanto, la reacción del suelo sobre la herramienta. En los demás

casos, el par M permanece casi constante en todo el recorrido. Este comentario se puede entender con mayor facilidad al examinar las gráficas 1 y 2 , en donde se presenta el comportamiento del par M en función del ángulo θ , para los Casos 3 y 4 (los más críticos).



Grafica 1



Grafica 2

Variación de M con respecto a θ para Caso 4

Por considerarse útiles en los análisis posteriores, se aproximaron los resultados presentados en la tabla 2, con interpolación polinomial. Los resultados son:

CASO 1.

$$M(\theta) = 13500 - 6460 \theta - 38730.4 \theta^2 \quad \text{para } \theta \leq 25$$

$$M(\theta) = 4297.72 - 2269.4 \theta \quad \text{para } \theta > 25$$

CASO 2.

$$M(\theta) = 3572 - 1457 \theta$$

CASO 3.

$$M(\theta) = 17000 - 11894.6 \theta - 70179.11 \theta^2 \quad \text{para } \theta \leq 15$$

$$M(\theta) = 9447.4 - 321.61 \theta - 4190.2 \theta^2 \quad \text{para } \theta > 15$$

CASO 4.

$$M(\theta) = 9456.4 - 324.12 \theta - 4140 \theta^2$$

CASO 5.

$$M(\theta) = 12918.6 - 16525.9 \theta - 51866 \theta^2 \quad \text{para } \theta \leq 15$$

$$M(\theta) = 5736.3 - 2669.98 \theta \quad \text{para } \theta > 15$$

CASO 6.

$$M(\theta) = 5277.63 - 272.5 \theta - 2309 \theta^2$$

Se puede concluir, en base a estos resultados, que conviene buscar el mecanismo de levante para cuando el motocultor esta detenido. De hecho, sucede así en los tractores comerciales, es decir, cuando hay necesidad de elevar las herramientas por algún motivo, se detiene el tractor y entonces si se procede a la elevación.

Se tendrán en cuenta, por lo tanto, los resultados de los Casos 2, 4 y 6. siendo crítico el Caso 4, para el caso de elevación de las herramientas, mientras que para el caso de determinar las cargas a las que estarán sometidos los diferentes elementos, cuando se este en la etapa de diseño, se considerará el más crítico, cuando el motocultor se este moviendo y arrastrando a la sembradora (caso 3).

4. ALTERNATIVAS

En el estudio de la Literatura cuya síntesis se presentó en el Capítulo 1, se encontraron varios tipos de sistemas de levante de accesorios utilizados por tractores y equipos de tracción animal. Estos sistemas, aunque no son explicados en forma muy detallada en las referencias citadas oportunamente, dan una visión general de cuáles pueden ser considerados como alternativas, para el caso específico que aquí se está tratando.

Basicamente, los mecanismos utilizados por estos equipos se pueden dividir en dos grupos:

- Mecanismos de Barras
- Mecanismos Hidráulicos

En el primer grupo se pueden ubicar aquellos sistemas que van desde simples "cuatro barras" como el mostrado en el Yunticultor [26], hasta mecanismo complejos que además de barras utilizan trinquetes, levas, resortes, etc, como los presentados por Kanafojski [20]. Mientras que en el segundo grupo pueden ubicarse sistemas simples, como el utilizado actualmente por el motocultor (de "gato"), y sistemas complejos instalados en tractores comerciales, de alta capacidad y versatilidad.

Se estudiaron varios tipos de mecanismos y sistemas de ambos grupos, que dieron lugar a las alternativas que se presentan en este capítulo. Algunas de ellas resultaron con buena factibilidad, por lo cual su discusión tiene mayor profundidad en este trabajo, mientras que otras presentan serios inconvenientes que dejan en duda su factibilidad, por lo tanto se presentan en forma resumida destacando aquellos aspectos que resultan de interés.

4.1 MECANISMOS DE BARRAS

Dado que el mecanismo de enganche de tres puntos, tal y como se mostró en la fig 2 consta de cuatro barras, si se le agregan muchas más barras el mecanismo se haría muy complicado. De tal forma, se limitará la búsqueda de mecanismos a aquellos de cuatro barras con pares cinemáticos inferiores (RRRR), cuyo comportamiento, en cuanto a relación de transmisión y rangos de las barras de entrada y salida, sea apropiado.

En la fig 7 se muestra la configuración final que tendría el sistema de enganche siendo las barras A6 y A7 adicionales al mecanismo de enganche actual. Estas dos, junto con el chasis y la barra A2 conforman un mecanismo de cuatro barras tipo RRRR, cuyas dimensiones deben ser calculadas de forma que se logre el mejor comportamiento de todo el sistema.

Existen muchos artículos donde se presentan análisis de mecanismos de barras, ya sea haciendo síntesis para que estos respondan a una trayectoria prefijada, o buscando optimizar la relación de transmisión [3], [4], [5], [6], [7]. Sin embargo el problema de encontrar un mecanismo apropiado para este caso en particular, no es exactamente el de optimizar una variable, como la relación de transmisión, sino más bien, que el comportamiento sea tal que se tenga un buen ángulo de transmisión (no necesariamente el óptimo), con un rango de giro de la barra que es accionada por el operador, relativamente pequeño. De hecho, el sistema actual de levante de las herramientas utilizando un gato manual, representa una gran ventaja mecánica, pero a costa de un alto número de accionamientos por parte del operador.

Por otro lado, en algunas alternativas que se estudiaron, se vio la necesidad de encontrar mecanismos de barras que presentaran dentro de un rango determinado de funcionamiento, una relación de transmisión apropiada, esto es, con un comportamiento lineal ascendente (cuando se presenten tales alternativas será claro este concepto).

Por los motivos expuestos, se hace necesario contar con una herramienta adecuada para determinar configuraciones de mecanismos de cuatro barras. Luego de analizar algunas de las expuestas en las referencias citadas y en otras fuentes, se encontró un método muy versátil, que responde a las exigencias que se tienen [30]. Este método se presenta a continuación.

DESCRIPCION DEL METODO PARA BUSQUEDA DE MECANISMOS

El método tal como se presenta en la referencia citada, es de tipo gráfico y se describe a la luz de la fig 8. Hay que hacer claridad que para efectos del análisis de este mecanismo, la barra A7 será considerada como la de "entrada" o "conductora", mientras que la A2 corresponde a la de "salida" o "conducida". La longitud A5 se considerará unitaria, de forma que las demás dimensiones que se encuentren estarán parametrizadas a ella.

Para rangos de las barras de entrada ($\Delta\omega$) y salida ($\Delta\theta$) prescritos, se procede así:

A.- Se traza una línea que forme un ángulo igual a " $-\Delta\omega/2$ ", medido desde el eje x. Esta se intersecta en el punto F con otra línea trazada de tal forma que tenga un ángulo " $\Delta\theta/2$ " con respecto al eje x desde el punto O2. La distancia O7-F es el diámetro de la circunferencia 1 que se traza enseguida. Esta circunferencia representa el lugar geométrico de todos los posibles puntos O67.

B.- A partir del centro de esta circunferencia, se traza una línea perpendicular a O7-F, hasta que corte a la O2-F. El punto donde se cortan las líneas es el centro de la circunferencia 2, la cual debe pasar por "F" y por "O7".

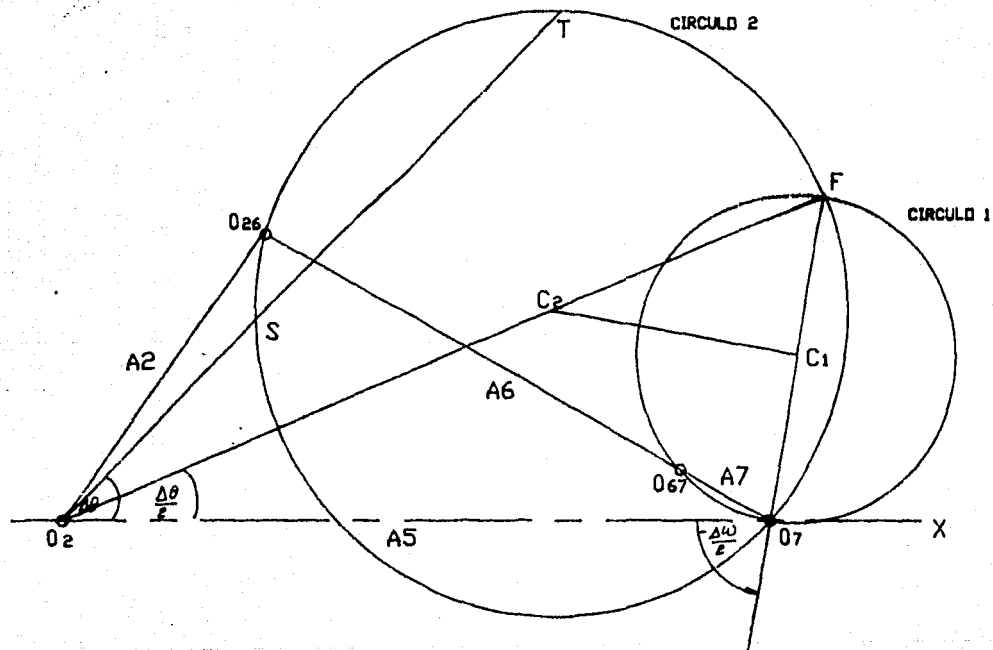


Fig 8

Método de Búsqueda de Mecanismos RRRR

C.- En seguida se traza una línea desde O_2 formando un ángulo " $\Delta\theta$ " con respecto a la horizontal, la cual cortará a la circunferencia 2 en los puntos "S" y "T". De esta forma, se determina el arco "T-S", el cual representa el lugar geométrico de todos los posibles puntos " O_{2s} ".

D.- Ahora es posible unir el punto O_2 con cualquier punto " O_{2s} " del arco "T-S" y desde allí trazar una línea que termine en O_7 . Esta última corta a la circunferencia 1 en el punto " O_{67} ".

La línea O_2-O_{2s} representa al eslabón A2, $O_{2s}-O_{67}$ al eslabón intermedio A6 y $O_{67}-O_7$ al eslabón conductor A7, quedando configurado así el mecanismo de cuatro barras.

Cualquier punto que se escoja dentro del arco "T-S", da lugar a un mecanismo diferente que satisface los requerimientos de los rangos " $\Delta\omega$ " y " $\Delta\theta$ " impuestos inicialmente.

Este método tal como se propone, resulta bastante sencillo, pero tiene el inconveniente de no tener un criterio para la selección de O_{2s} (puede ser cualquier punto del arco "T-S"), de forma que se obtenga aquel mecanismo que presente el comportamiento deseado (en cuando a ángulo de transmisión). Por tal motivo, el procedimiento se transformo a una forma analítica por medio de ecuaciones, obteniéndose un medio eficiente para seleccionar mecanismos de cuatro barras. El modelo matemático encontrado es el siguiente:

Dados: $\Delta\omega$ y $\Delta\theta$

$$\alpha = \pi - \frac{\Delta\omega}{2} \quad (4.1)$$

$$\beta = \frac{\Delta\omega - \Delta\theta}{2} \quad (4.2)$$

$$R1 = \frac{\text{sen}(\Delta\theta/2)}{2 \text{sen}(\beta)} \quad (4.3)$$

$$R2 = \frac{R1}{\cos(\beta)} \quad (4.4)$$

$$H = \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{sen}(\beta)} \quad (4.5)$$

$$J = H - R2 \quad (4.6)$$

$$C1x = 1 - J \cdot \cos(\Delta\theta/2) \quad (4.7)$$

$$C1y = J \cdot \text{sen}(\Delta\theta/2) \quad (4.8)$$

$$C = \sqrt{C1x^2 + C1y^2} \quad (4.9)$$

Hasta aquí se han encontrado las dimensiones de los dos radios de las circunferencias y la ubicación de sus centros. Ahora es necesario encontrar el arco "T-S". Para ello se igualan las ecuaciones de la circunferencia 2 y de la línea O2-O2θ, obteniéndose la siguiente expresión:

$$W = \cos(\varphi - \varphi_0) - Z \cdot \text{sen}(\varphi - \varphi_0) \quad (4.10)$$

donde:

$$Z = \tan(\Delta\theta)$$

$$W = \tan(\Delta\theta) [C1x-1] + C1y$$

la cual se soluciona utilizando el método propuesto por Marks [23], obteniéndose los ángulos φ_1 y φ_2 , que definen al arco T-S.

Ahora es posible determinar las dimensiones del mecanismo para cualquier valor de φ comprendido entre estas dos raíces de la ecuación, así:

$$A2 = \sqrt{R2^2 + J^2 - 2 \cdot R2 \cdot J \cdot \cos(\Delta\theta/2 + \varphi)} \quad (4.11)$$

$$\delta = \Delta\omega/2 + \arccos \left[\frac{A2^2 + J^2 - R2^2}{2 A2 J} \right] \quad (4.12)$$

$$(A7 + A6) = \sqrt{A2^2 + 1 - 2 A2 \cos(\delta)} \quad (4.13)$$

$$C2x = R1 \cos(\alpha) \quad (4.14) \quad C2y = R1 \sin(\alpha) \quad (4.15)$$

con estos datos se aplica nuevamente el procedimiento descrito anteriormente para encontrar el punto donde O7-O26 se cruza con la circunferencia 1, lo cual permite determinar la dimensiones A6 y A7.

Un criterio ampliamente aceptado, para reconocer el comportamiento de un mecanismo de barras, en cuanto a su ventaja mecánica, es el llamado "ángulo de transmisión". Angeles [2] presenta la deducción de la expresión que permite encontrar la ventaja mecánica de un mecanismo RRRR, en donde se aprecia su dependencia con respecto al ángulo formado por las barras conducida y acopladora (ángulo de transmisión).

Determinadas todas las dimensiones de las barras, es posible encontrar el ángulo de transmisión mínimo, utilizando la ecuación

dada por Soni [28]:

$$\mu_{\min} = \arcsin \left[\frac{A_6^2 + A_2^2 - (1 - A_7)^2}{2 A_6 A_2} \right] \quad (4.16)$$

Si se hace variar el ángulo φ desde φ_1 hasta φ_2 , se puede hallar entre toda la familia de mecanismos aquel que tenga un ángulo de transmisión óptimo, esto es $[\mu_{\min}]_{\max}$. lo cual significa que se encontraría el mecanismo con la relación de transmisión más grande, para un rango de operación de las barras de entrada y salida, prescritos.

Para ello se elaboró un programa, con el cual se obtuvieron los resultados que se muestran en la tabla 3.

Como se puede observar, se encontró toda una gama de posibles mecanismos con ángulo de transmisión grandes para rangos que varían desde 90 hasta 180 grados en la barra de entrada (A_7) y desde 45 hasta 90 grados en la barra de salida (A_2). Aún cuando en la barra de salida se requieren únicamente 45 grados de barrido, como se mencionó con anterioridad, fue indispensable hacer la búsqueda incluyendo rangos de la barra de salida mayores, con el propósito de encontrar mecanismos cuyo comportamiento, en cuanto a relación de transmisión, fuese apropiado para poder incluir dentro de las alternativas a algunos tipos de resortes, como se explicará con detenimiento más adelante.

Tabla 3

Resultado de la Búsqueda de Mecanismos RRRR
(dimesiones de las barras A2, A6 y A7)

$\Delta\omega$ (grados)	$\Delta\theta$ (grados)	A7	A6	A2	μ_{min} (grados)
120	45	.316	.417	.899	46.8
	55	.430	.474	.956	26.3
130	45	.241	.470	.772	70.6
	55	.322	.527	.796	57.4
	65	.425	.577	.848	42.5
	80	.613	.649	.963	16.5
140	45	.204	.521	.684	81.5
	55	.236	.588	.648	76.3
	65	.305	.635	.670	64.3
	90	.577	.732	.844	30.1
150	45	.194	.575	.626	84.1
	55	.201	.647	.556	82.6
	65	.208	.703	.505	80.0
	90	.371	.788	.583	52.1
160	45	.205	.635	.601	79.9
	55	.199	.713	.502	80.5
	65	.208	.762	.454	76.7
	(2) 80	.203	.822	.382	72.8
170 (4)	45	.210	.724	.570	74.2
	55	.193	.804	.443	74.4
	70	.202	.859	.374	68.0
	90	.193	.909	.293	60.8
180	45	.197	.879	.515	64.2
	(1) 60	.195	.941	.390	57.9
	(3) 75	.207	.963	.339	50.8
	90	.207	.978	.293	43.7

Es necesario aclarar también, que aunque el programa está dando como resultados las dimensiones de mecanismos "abiertos", o sea aquellos en que las barras de entrada y salida giran en el mismo sentido, en razón a que se trata de mecanismos manivela-oscilador, es posible utilizar estos resultados para mecanismos tipo "conjugado", en los que las barras mencionadas giran en sentidos opuestos. Lo único que hay que considerar es que el rango de la barra de entrada va a ser complementario al dado en los resultados. Esto es, por ejemplo, si el mecanismo se buscó de tal forma que el rango de la barra de entrada fuese de 150 grados, el rango correspondiente a su mecanismo conjugado será de $360 - 150 = 210$ grados. Como herramienta complementaria al programa mencionado, se escribió una rutina en la que se realiza el análisis cinemático de los mecanismos que se seleccionen de los resultados anteriores. Este análisis incluye el cálculo de la ventaja mecánica, y en base a esta, se calcula también el par requerido en la barra de entrada para vencer la resistencia opuesta por las cargas, tanto de la sembradora como del arado de barbechar.

En aquellos casos en que el rango de la barra de salida es mayor de 45 grados, es posible seleccionar dentro del rango total, aquellos 45 grados que representen un mejor comportamiento del mecanismo. Así, por ejemplo, el mecanismo tiene un rango en su barra de salida de 70 grados, es posible que del 0 a 45, su comportamiento no sea tan eficiente comparado con aquel que se tiene de los 25 a 70 grados, de tal forma que se selecciona este último como el rango real de

trabajo, y en base a éste se hace el análisis cinemático mencionado.

Mediante la conjunción de estos programas fue posible visualizar el comportamiento de los mecanismos y hacer una selección. Los criterios que se tuvieron en cuenta para esta selección son básicamente: una relación de transmisión grande con un rango de operación de la barra A7 ($\Delta\omega$), relativamente pequeño. Se tuvo en cuenta una recomendación de tipo ergonómico, en el sentido de que resulta menos fatigoso para el operador ejercer la fuerza sobre la palanca de adelante hacia atrás, lo que implica que se deban tener en cuenta mecanismos tipo conjugado. En algunas alternativas se requirió que el comportamiento de la ventaja mecánica con respecto al ángulo θ fuera lineal. El rango $\Delta\theta$ es de 45 grados, así que en los mecanismos que presentan un rango mayor a éste, se hizo el ajuste correspondiente, tal como se señaló en el párrafo anterior. Los mecanismos seleccionados son:

Tabla 4
Mecanismos Seleccionados

No.	$\Delta\omega$ (grados)		A7	A6	A2
	*	**			
1	180	120	0.195	0.941	0.390
2	160	100	0.203	0.822	0.382
3	180	110	0.207	0.963	0.339
4	170	180	0.210	0.724	0.570

* rango de la barra de entrada A7, para el caso de mecanismo abierto

** rango de la barra de entrada A7, para mecanismo conjugado

Los resultados obtenidos en el análisis cinemático de estos mecanismos, se muestran en las tablas 5, 6, 7 y 8. En ellas se presentan la ventaja mecánica, el par a aplicar en la barra conductora o de entrada A7, para vencer la carga impuesta tanto por la herramienta de barbechar como por la sembradora, y el ángulo ψ , con respecto al ángulo de la barra conductora, ω . El ángulo λ (mostrado en la fig 7) debe ser tal que cuando el mecanismo este en posición inicial, la barra A2 forma un ángulo θ igual a cero. Lógicamente, λ dependerá de las dimensiones reales y de la ubicación del mecanismo formado por las barras A5, A6 y A7, dentro del sistema de enganche.

Los pares requeridos en la barra conductora para levantar las herramientas, fueron calculados con base en la ventaja mecánica del mecanismo, la cual resulta independiente del valor real de las dimensiones de las barras, siempre y cuando se mantenga constante la relación de cada una con respecto a A5. Ello explica el hecho de que, a pesar que se den como dimensiones de las barras valores inferiores a la unidad (parametrizados a $A5 = 1$), los pares calculados correspondan a los reales.

Tabla 5

Resultados Obtenidos con el Mecanismo No.1

ANGULO ω (GRADOS)	ANGULO γ (GRADOS)	VENTAJA MECANICA	PAR BARBECHO (N-m)	PAR SEMBRADORA (N-m)
-30.2	86.11	2.02	173.13	458.34
-40.2	81.00	1.91	176.71	482.27
-50.2	75.73	1.89	171.66	480.60
-60.2	70.50	1.94	160.81	458.94
-70.2	65.44	2.04	146.64	423.62
-80.2	60.70	2.19	130.96	380.40
-90.2	56.34	2.41	114.82	333.25
-100.2	52.40	2.69	98.83	285.14
-110.2	48.93	3.10	83.08	237.32
-120.2	45.96	3.71	67.48	190.37
-130.2	43.55	4.72	51.80	144.30
-140.2	41.75	6.75	35.50	97.66
-150.2	40.61	12.89	18.38	50.15

Tabla 6

Resultados Obtenidos con el Mecanismo No.2

ANGULO ω (GRADOS)	ANGULO γ (GRADOS)	VENTAJA MECANICA	PAR BARBECHO (N-m)	PAR SEMBRADORA (N-m)
-68.3	48.40	1.92	182.13	482.16
-78.3	43.28	1.99	170.01	464.04
-88.3	38.34	2.07	157.61	440.56
-98.3	33.60	2.15	145.61	414.47
-108.3	29.05	2.25	134.58	387.80
-118.3	24.68	2.34	124.57	361.38
-128.3	20.49	2.43	115.55	335.73
-138.3	18.44	2.52	107.41	310.94
-148.3	12.54	2.60	100.33	287.81
-158.3	8.78	2.74	91.95	260.05
-168.3	5.31	3.15	77.23	214.29

Tabla 7

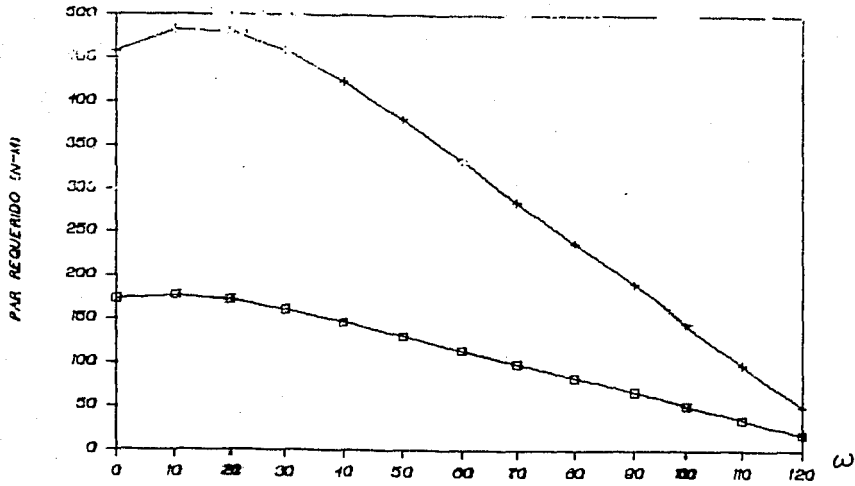
Resultados Obtenidos con el Mecanismo No.3

ANGULO ω (GRADOS)	ANGULO γ (GRADOS)	VENTAJA MECANICA	PAR BARBECHO (N-m)	PAR SEMBRADORA (N-m)
-54.4	80.16	1.53	229.54	607.67
-64.4	73.72	1.59	210.85	579.54
-74.4	67.59	1.68	189.47	535.15
-84.4	61.87	1.82	167.54	481.62
-94.4	56.61	2.00	146.16	423.94
-104.4	51.86	2.23	125.69	365.14
-114.4	47.64	2.54	106.04	306.66
-124.4	44.00	3.00	86.77	248.71
-134.4	40.99	3.76	67.27	190.63
-144.4	38.70	5.28	46.77	131.06
-154.4	37.24	9.91	24.55	68.20
-164.4	36.73	2139.07	0.11	0.31

Tabla 8

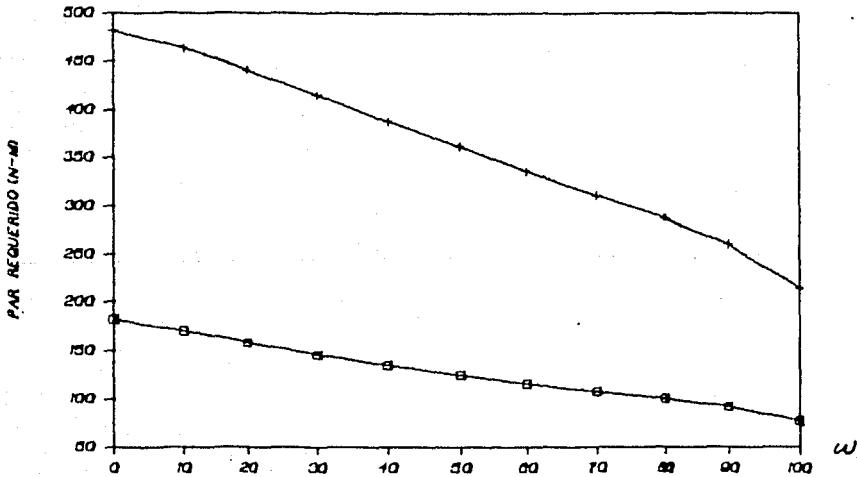
Resultados Obtenidos con el Mecanismo No.4

ANGULO ω (GRADOS)	ANGULO γ (GRADOS)	VENTAJA MECANICA	PAR BARBECHO (N-m)	PAR SEMBRADORA (N-m)
24.1	66.2	11.83	29.62	78.42
14.1	64.9	6.00	57.88	154.46
4.1	62.9	4.17	82.06	221.70
-5.9	60.2	3.35	100.28	275.00
-15.9	57.0	2.93	111.68	311.07
-25.9	53.4	2.74	116.36	328.94
-35.9	49.7	2.68	115.50	330.48
-45.9	45.99	2.71	110.55	319.08
-55.9	42.37	2.83	102.83	298.35
-65.9	38.93	3.00	94.14	273.56
-75.9	35.72	3.24	84.67	245.57
-85.9	32.77	3.55	75.23	217.19
-95.9	30.11	3.96	65.81	188.73
-105.9	27.73	4.50	56.53	160.65
-115.9	25.68	5.30	47.05	132.50
-125.9	23.97	6.60	37.14	103.61
-135.9	22.62	9.11	26.55	73.46
-145.9	21.8	16.70	14.35	39.47
-155.9	21.49	1266.00	0.19	0.52



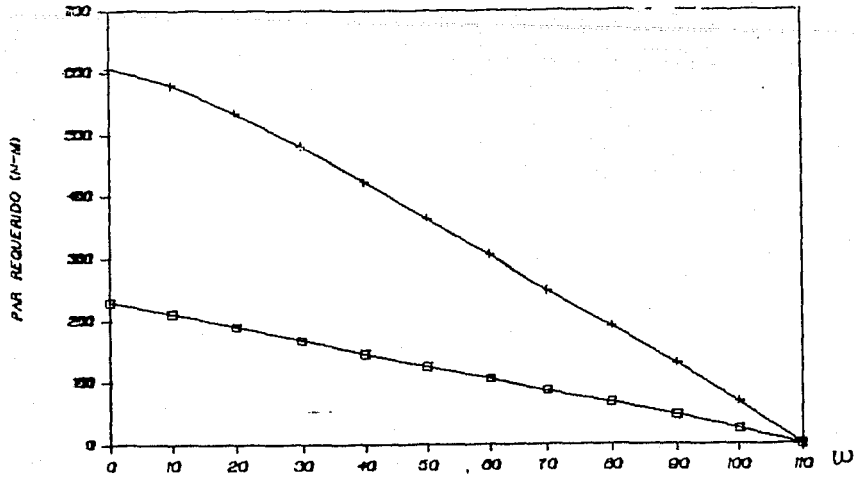
Gráfica 3

Variación del Par Requerido con Respecto a ω , Mecanismo 1



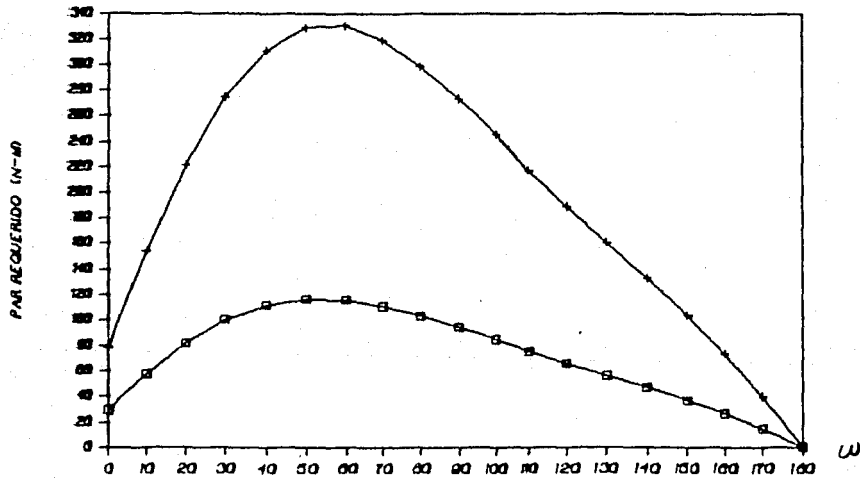
Gráfica 4

Variación del Par requerido con Respecto a ω , Mecanismo 2



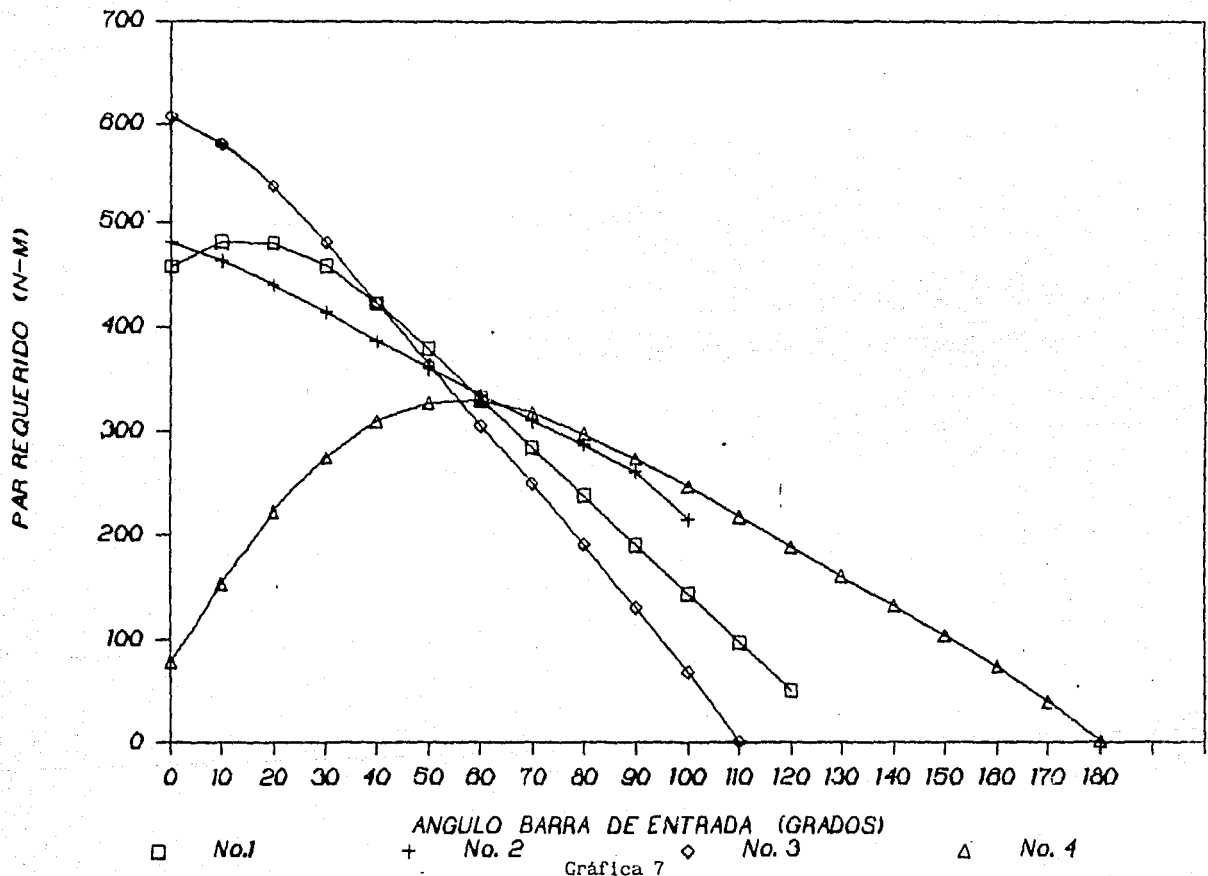
Gráfica 5

Variación del Par Requerido con Respecto a ω , Mecanismo 3



Gráfica 6

Variación del Par requerido con Respecto a ω , Mecanismo 4



Gráfica 7
 Comparación del Comportamiento de los Cuatro Mecanismos

4.1.1 Alternativa No. 1: Mecanismo de Cuatro Barras

De acuerdo con los resultados obtenidos en el inciso anterior, a primera vista surge como Alternativa el utilizar alguno de los mecanismos seleccionados sin modificación o adición de componentes mecánicos. Para que se pueda considerar como viable, se requiere que el par en la barra conductora A7, sea lo suficientemente pequeño como para que el operador no necesite esforzarse demasiado para su manejo. Esto, en otras palabras, significa que se debe considerar aquel mecanismo cuya ventaja mecánica en todo el recorrido sea la mayor posible.

Tal mecanismo es el No. 4, que presenta un rango de acción de 180 grados de la barra A7 para lograr girar la barra conducida A2 los 45 grados requeridos. Los resultados presentados en la tabla 8 muestran que su ventaja mecánica varía desde un mínimo de 2.68, hasta un valor máximo de 16.7, teniendo un comportamiento tipo parabólico, como se aprecia con claridad en la gráfica 6.

Logicamente el caso crítico corresponde al punto en donde la ventaja mecánica es mínima, cuando la barra A2 está formando 16.5 grados con la horizontal ($\theta = 16.5$). En tal punto, si se trata de la sembradora, el operador debe producir un par de 330.5 N-m (3370 kg-cm) en la barra conductora A7. Dadas las dimensiones del motocultor, se puede aspirar a tener una palanca de máximo 85 cm de longitud, de forma que la fuerza que debe hacer el operador es del

orden de 390 N (330.5 N-m / 0.8 m), muy superior a la que normalmente se puede ejercer con una sola mano, 200 N [35].

Bajo las anteriores consideraciones, la única forma de hacer viable esta alternativa es ubicar los botes de la sembradora de tal forma que no queden soportados por el mecanismo de enganche sino por el chasis del motocultor. Con este procedimiento se logra reducir el peso propio de la sembradora en 883 N (215.6 N/bote x 4 botes). Así, el operador tendría que hacer una fuerza máxima de 215.88 N (21.18 Kg), que está en el límite permisible.

De cualquier forma, se presenta el inconveniente serio de que, con esa longitud de palanca (85 cm) y ese rango de la barra conductora (180 grados), se requerirá por lo menos de seis accionamientos de la palanca para lograr subir las herramientas a la posición deseada.

Así, se tiene que esta alternativa, si bien es cierto que desde el punto de vista puramente técnico es viable, no resulta atractiva para ser adoptada como solución al problema aquí planteado.

4.1.2 Alternativa No. 2: Resorte con Brazo de Palanca Variable

Una alternativa para solucionar el inconveniente que presenta el mecanismo con mejor relación de transmisión, surge si se utiliza un

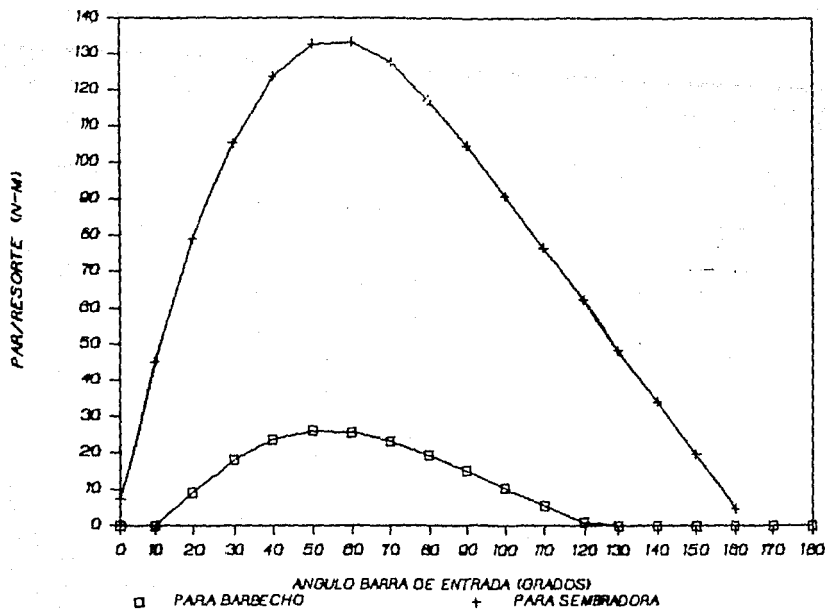
resorte par almacenar la energía que proporciona el peso propio de la herramienta en el momento de bajar a su posición de trabajo. Esta energía se libera cuando se requiere subir la herramienta.

Si se supone que el operador ejerce un par razonable de, por ejemplo, 64 N-m (650 kg-cm), sobre la palanca de control, el resorte debe proporcionar (almacenar y luego liberar) la diferencia entre el par del operador y el requerido.

En la gráfica 8 se muestra el par que se debe almacenar en cada uno de los dos resortes (recordando que son dos mecanismos desplazándose en planos paralelos, en cada uno de los cuales actuaría un resorte), en función del ángulo de la barra conductora A7. En ella se aprecia que el comportamiento del par tiene forma parabólica, en contraste con el comportamiento lineal de un resorte.

Chironis [14] describe un método por medio del cual se logra, a partir de un resorte, equilibrar pares que se comporten en forma no lineal. Este método de prueba y error permite diseñar un perfil de leva, cuya variación proporciona diferentes brazos de palanca, de forma que, a pesar de que el resorte se comporte linealmente, el par que se obtiene, no lo es.

El resultado obtenido al aplicar este método se muestra en la fig 9.



Gráfica 8

Par que se debe almacenar en cada resorte

Esta alternativa presenta dos serios inconvenientes. Uno es la construcción de la leva (resulta costoso) y el otro es el hecho de que se requiere tener un conjunto leva-resorte para las diferentes herramientas del motocultor. Este último incide no solo en el costo sino también en la aceptación que se pueda tener por parte de los usuarios.

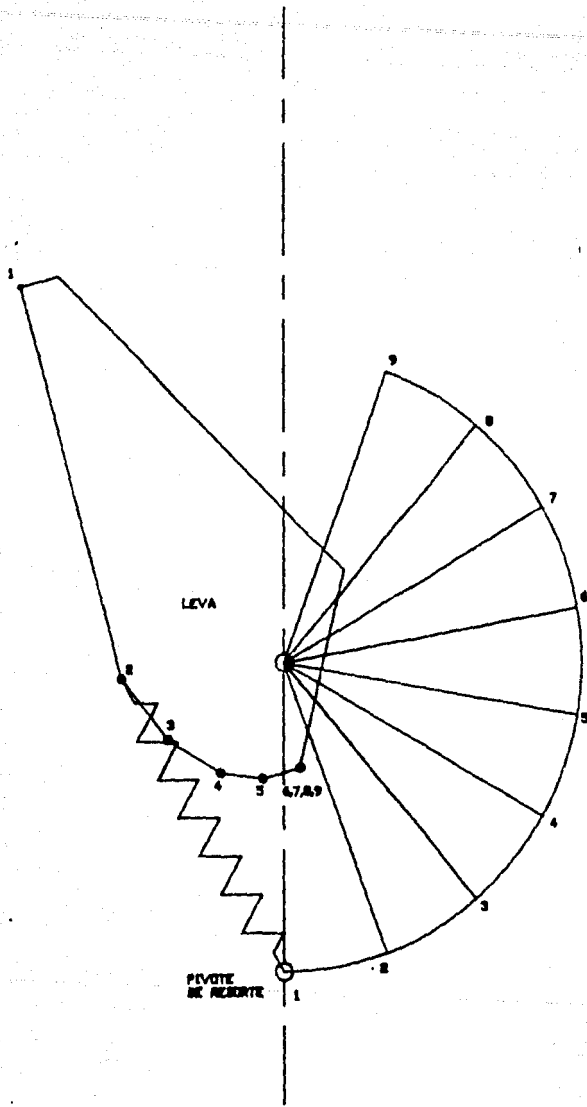


Fig 9

Resultados del Método para Obtención del Perfil de Leva

4.1.3 Alternativa No. 3: Resorte Equilibrador

En esta alternativa se propone la utilización de un resorte convencional actuando sobre la barra de entrada del mecanismo de cuatro barras sin necesidad de leva como en el caso anterior.

En las anteriores alternativas se estuvo trabajando en base al mecanismo conjugado con mejor relación de transmisión. Sin embargo hay otros mecanismos (los Nos. 1, 2 y 3) que se seleccionaron previamente por tener una buena relación de transmisión y además un comportamiento adecuado para ser utilizado con un resorte convencional. Es decir la curva Angulo entrada vs. Par tiene un comportamiento lineal y no parabólico, como se mostró en las gráficas 3, 4 y 5. De estos tres, el que presenta un comportamiento más adecuado, es el No. 3, ya que su pendiente es mayor, lo que facilita la utilización de un resorte convencional.

Ya que se deben considerar los efectos de la fricción que se presentará en el sistema, aquí se supone que los resortes deben aportar el par requerido por la herramienta en su totalidad, es decir, no habrá par ejercido por el operador.

Si el par a equilibrar tiene un comportamiento lineal similar al de un resorte, se pueden encontrar las características del resorte y de la barra sobre la que está aplicado, que equilibren el sistema en dos o tres puntos del rango de operación de la barra de entrada, de

acuerdo al método propuesto por Chironis [14].

El método en sí mismo es de prueba y error, en donde se selecciona a priori (para empezar) la longitud de la barra en donde va a actuar el resorte y la ubicación de su pivote. Se verifica si se cumple el equilibrio en los puntos seleccionados y si no, se corrige el punto de pivote o de anclaje del resorte. El proceso se repite hasta encontrar las mejores condiciones para lograr el objetivo. En la referencia citada se describe con toda precisión el método.

En la fig 10 se presenta un esquema de la configuración del sistema barra-resorte obtenida al seguir el método mencionado, y en la fig 11, su ubicación en el sistema de enganche y las dimensiones del mismo.

La distancia entre el pivote de la barra y el punto de anclaje del resorte se fijó en 34.4 cm, con base en la configuración actual del motocultor, tratando de guardar cierta proporción en las dimensiones. Lógicamente, el par que se produce mediante el sistema, estará aplicado al mismo eje en donde se ubica la barra conductora A7. El ángulo λ tiene un valor de -16.2 grados, con lo cual se asegura que en el inicio, la barra original A2 esté horizontal ($\theta = 0$).

Referidos a la fig 10, los valores numéricos obtenidos son presentados en la tabla 9.

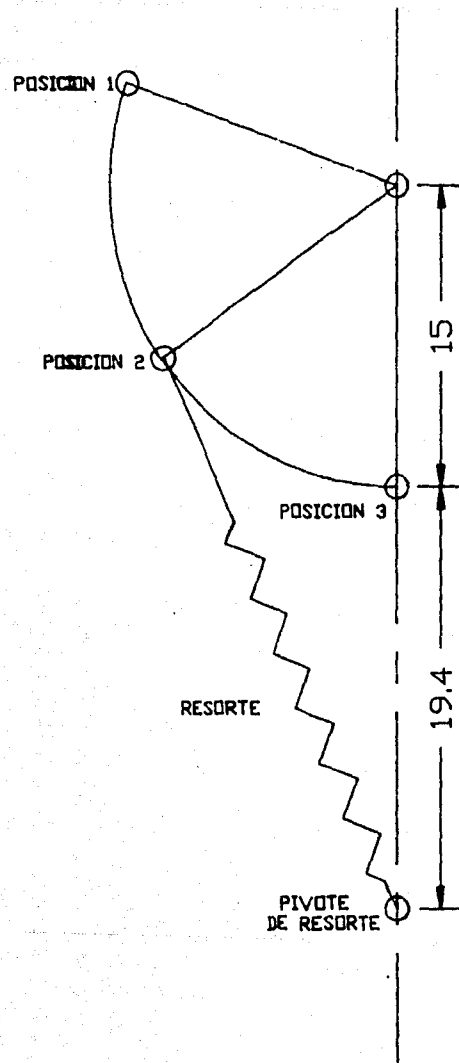


Fig 10

Resultados de la Alternativa 3, Resorte Equilibrador

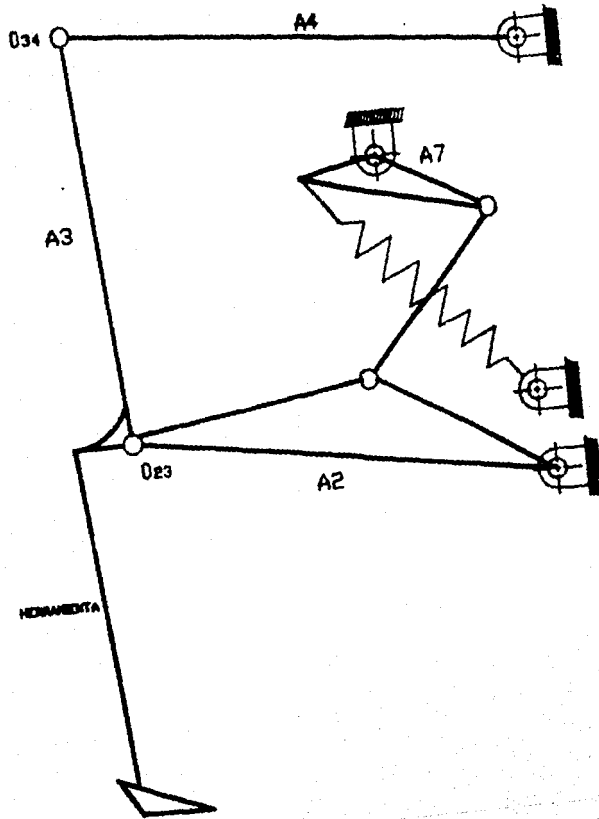


Fig 11
 Ubicación del Resorte en el Sistema de Enganche

Tabla 9

Resultados Numéricos de la Alternativa 3

Posición:	1	2	3
L.R. =	42 cm	28.537 cm	19.4 cm
ϕ =	19.75 grados	25.5 grados	0 grados
H =	11.62 cm	14.8 cm	0 cm

donde:

L.R. = longitud del resorte.

ϕ = ángulo que forma la línea de pivotes con el eje del resorte.

H = brazo de palanca (distancia normal a la línea de acción de la fuerza del resorte, que pasa por OR).

Ya que se hace necesario comprobar que las características que se hallen, den como resultado un resorte de fabricación factible, al calcular las cargas, deflexiones y constante, y al verificar su factibilidad comercial, se concluyó que es necesario tener dos resortes en cada barra.

De esta forma, las cargas en las tres posiciones son:

- Posición 1: $P_1 = 1275.3 \text{ N (130 kg)}$
- Posición 2: $P_2 = 588.6 \text{ N (60 kg)}$
- Posición 3: $P_3 = 117.7 \text{ N (12 kg)}$

de tal forma que la constante del resorte es:

$$C.R. = 51.25 \text{ N/cm} \quad (5.224 \text{ kg/cm})$$

Una ventaja que se obtiene con esta alternativa, comparada con la anterior, es que el rango de operación de la barra de entrada es de 110 grados (contra 180 de la anterior), por lo que el operario puede efectuar el levantamiento de la herramienta de uno o a lo sumo dos accionamientos de la palanca.

Por otro lado, se tiene el mismo inconveniente de requerir un resorte para cada herramienta, aunque esta situación ya no resulta tan crítica como en la anterior alternativa, ya que no se requiere leva.

4.1.4 Alternativa No. 4: Resortes a Fuerza Constante.

El comportamiento mostrado por el par requerido en las barras A2 del sistema de enganche con respecto al ángulo θ (vease Capítulo 3), es casi constante cuando el motocultor esta detenido. Esta característica permite proponer una nueva alternativa, que es la de aplicar sobre estas barras resortes que trabajena fuerza constante durante toda su deflexión.

Existen dos tipos de resortes que presentan este comportamiento, a los cuales se les ha denominado "flexator y Negator" [14].

El primero de ellos es un resorte de extensión y comúnmente se le conoce como resorte de "cinta". En la referencia citada se presenta la ecuación que se utiliza para calcular la carga del resorte en función de sus propiedades físicas. Esta es:

$$F.R = \frac{E I}{2} \left[\frac{1}{R_n^2} - \left(\frac{1}{R_n} - \frac{1}{R_1} \right)^2 \right] \quad (4.26)$$

Se requiere dimensionar el resorte de tal forma que la fuerza F.R sea la requerida por las condiciones del problema, lo cual significa que se hace necesario encontrar las dimensiones de la sección transversal de la cinta, el radio de curvatura natural R_n y el radio del tambor R_1 , para un material determinado.

Como se aprecia, no existe una solución única, ya que se tiene una sola ecuación para cuatro variables. De acuerdo a recomendaciones de fabricantes [14] y diseñadores [14], es posible eliminar la independencia de algunas de estas variables:

- Hacer $b/t = 100$ (b es el ancho y t el espesor de la cinta)
- Hacer $R_1 = 1.2 R_n$
- Hacer $2R_1/l = 100$

Estas consideraciones permiten tomar a "t" como la variable independiente, de forma que la ecuación (4.26) se transforma a:

$$F.R. = 2.33 \times 10^{-3} E t^2 \quad (4.27)$$

En razón a que este tipo de resortes admite grandes deformaciones a fuerza constante, es posible ubicar su punto de aplicación en la barra A2, tan lejos como sea posible de su pivote, de forma que la carga F.R. sea lo más pequeña posible. Este requerimiento surge en razón a que, de acuerdo a los catálogos [34] los resortes de este tipo admiten grandes deformaciones pero a pequeñas cargas. Con esta consideración, si se aplica el resorte a 45 cm del pivote de dicha barra, el desplazamiento requerido es de 34.4 cm, mientras que la fuerza del resorte sería de 834 N (85 kg), suponiendo que el operador ejerce un par de 176.6 N-m sobre la misma barra A2.

Aplicando la ecuación (4.27) con esta magnitud de fuerza da como resultado un resorte con magnitudes demasiado grandes. Para disminuir estas dimensiones, la única opción es colocar varios resortes en paralelo, de forma que se repartan la carga. Luego de varias pruebas se concluye que se deben colocar al menos cuatro resortes en paralelo en cada barra. Para tal caso las dimensiones de cada resorte son:

$$t = 0.0657 \text{ cm}$$

$$b = 6.6 \text{ cm}$$

$$R_1 = 3.3 \text{ cm}$$

$$R_n = 2.7 \text{ cm}$$

De acuerdo a estos resultados, el sistema resulta bastante complejo, tanto por la cantidad de resortes que se requiere, como por su ubicación en el sistema de enganche, razones que pesan mucho sobre esta alternativa.

Aun cuando no resultó viable para su aplicación como alternativa en el problema que aquí se trata de resolver, vale la pena describir con brevedad el segundo tipo de resorte que trabaja a fuerza constante (el flexator).

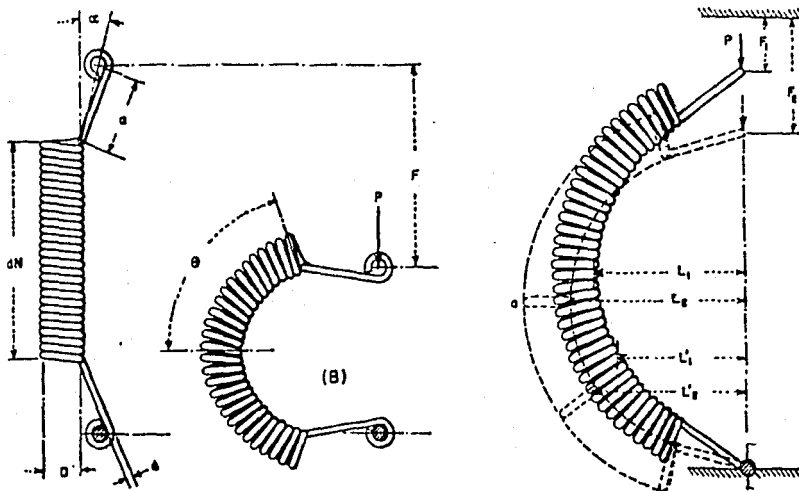


Fig 12

Resorte Tipo Flexator [14]

La línea de acción de la fuerza es paralela (pero no colineal) al eje del resorte sin deflexión. Los extremos del resorte son utilizados para la aplicación de la carga así como para la sujeción del mismo. El brazo inferior permanece estacionario pero libre para rotar a medida que se aplica la carga. Debido a los grandes esfuerzos que se producen en las fibras exteriores de las espiras centrales, este tipo de resorte no admite grandes cargas.

Además de las cuatro alternativas presentadas, dentro del grupo de sistemas de barras y mecánicos, se analizaron algunos otros, pero que no llegaron a constituir alternativas viables y competitivas con respecto a las mencionadas.

Por ejemplo, se estudió la posibilidad de adaptar el diseño presentado en la tesis de Cervantes [11], que consiste en un sistema de barras accionado por las ruedas traseras del motocultor, y conectadas al sistema de enganche para elevar la herramienta. Tal como se presenta en la referencia citada, existe el gran inconveniente de requerir que el motocultor este en movimiento para que el mecanismo funcione. Se trató de modificar este diseño de forma que las barras accionadas por la rueda no estuvieran aplicadas directamente al sistema de enganche, sino que cargaran un resorte, el cual se descargaría en el momento que se necesitara, independientemente de que estuviera o no en movimiento la máquina. No se logró concretar esta propuesta como alternativa, debido a que el resorte que se requieren resortes a fuerza constante demasiado grandes y por otro lado, debido a que se constituía un sistema de barras-triquetes-resortes bastante complicado.

Otra propuesta que se descartó fue la de utilizar un tornillo de potencia. Este requería un volante de accionamiento demasiado grande, además de que su ubicación en el motocultor era casi imposible.

4.2 SISTEMAS HIDRAULICOS

Dentro de este grupo, se analizaron varias posibilidades, tales como la de aprovechar la potencia hidráulica no solo para accionar un cilindro, sino para mover un motor hidráulico que sería útil como toma de potencia adicional. Otra posibilidad que fue considerada fue la de utilizar un embrague mecánico que junto con una válvula de paso, remplazaran a la válvula de control direccional, buscando con ello reducir costos. Estas posibilidades fueron descartadas como alternativas, dado que no representaron finalmente ventajas considerables sobre el sistema hidráulico convencional, el cual se presenta a continuación como quinta alternativa.

4.2.1 Alternativa No. 5: Sistema Hidráulico Convencional

Dado que los componentes de un sistema hidráulico son costosos, aquí se buscará hacer una adecuada selección de los componentes, de forma que cumpliendo con los requerimientos del problema, sean los de mas baja capacidad posible, lo cual se traduce en el menor costo comercial.

Los datos con los que se cuenta para hacer la selección son:

. - Par máximo a vencer = 980 N-m (10000 kg-cm) que representa una fuerza sobre el cilindro de 6555 N con un desplazamiento de 11.5 cm (4.5 plg). Este dato se deduce al considerar que el cilindro actúa sobre las barras inferiores (A2), del sistema de enganche y a

una distancia de 15 cm del pivote de la almeja.

- Tiempo esperado de respuesta = de 2 a 4 segundos

Aquí se refiere el tiempo que tarda el cilindro en elevar completamente la carga. Es un tanto arbitrario.

El sistema hidráulico convencional tiene los componentes que se muestran en la fig 13.

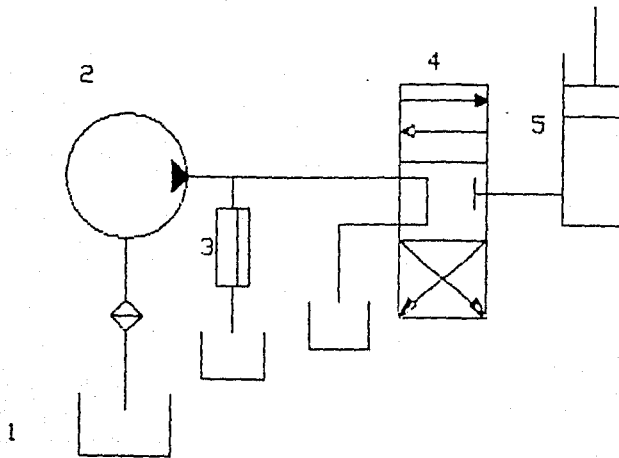


Fig 13

Sistema Hidráulico Convencional

en donde:

- 1- Tanque de almacenamiento del fluido hidráulico
- 2- Bomba
- 3- Válvula de alivio
- 4- Válvula de control direccional
- 5- Cilindro

Analizando los principales componentes de este sistema, y haciendo la selección bajo el criterio señalado anteriormente y en base a la información suministrada en catálogos [23], se tiene:

A.- Cilindro:

Este elemento incide en un buen porcentaje en el costo total del sistema. Por ello conviene seleccionarlo con dimensiones pequeñas.

El cilindro más pequeño comercialmente tiene un diámetro nominal de 3.81 cm (1 1/2 plg), y tiene una capacidad de carga de 49000 N (5 ton), muy superior a la máxima fuerza a la que estará sometido.

La presión del sistema será, por lo tanto, de:

$$\text{Presión} = 574.4 \text{ N/cm}^2 \quad (832.5 \text{ psi})$$

B. Bomba

La bomba constituye el principal componente del sistema ya que es la que transforma el movimiento rotatorio suministrado por el motor en movimiento del fluido hidráulico con determinadas presión y flujo.

Dentro de la familia de bombas utilizadas en este tipo de sistemas la más común y la más económica es la bomba de engranes.

De este tipo de bombas las de menor capacidad que se pueden conseguir comercialmente en México son:

- Bomba de engranes Marca DELTA, modelo D2

que suministra un flujo de 0.82 GPM girando a 1725 RPM
manteniendo una presión continua de 1500 psi

- Bomba de engranes Marca BOCH

que suministra un flujo de 1.94 GPM a 1800 RPM
manteniendo una presión continua de 2600 psi

Las dos tienen la capacidad suficiente, en cuanto a presión, para alimentar al cilindro. Sin embargo, la bomba Delta es más económica que la Bosh, razón suficiente para elegir a la primera mencionada.

En cuanto al tiempo de respuesta se tiene que:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \times \frac{\text{carrera}}{\text{tiempo}} \quad (4.28)$$

de donde, tiempo = 2.52 seg que se puede considerar bastante bueno.

C. Válvula de Control Direccional

La válvula de control direccional más económica comercialmente (también la más pequeña) es:

- Marca RACINE, Modelo: ML 10 de 1/4 plg.

capacidad de flujo: 12 GPM a 4600 psi.

que como se aprecia tiene una capacidad muy por encima de la requerida de acuerdo con la bomba y el cilindro previamente seleccionados, pero que constituye, como ya se dijo, la de menor

capacidad que se consigue comercialmente.

En cuanto a los demás componentes tanque, filtros mangueras y conectores, serán aquellos de menor capacidad comercial.

El costo de esta alternativa representa entre un 15 y un 20 % del valor total del equipo, lo que representa su único inconveniente.

5. EVALUACION Y SELECCION

5.1 EVALUACION

Cada una de las alternativas fueron evaluadas muy detalladamente para determinar cuales podrían ser consideradas finalmente como solución al problema que aquí se trara de resolver.

Como criterios de evaluación se consideraron basicamente dos, los cuales son:

- . Conveniencia.

En el sentido de predecir el grado de aceptación que pueda tener por parte del comprador y del operador del equipo. Para ello se considera la fuerza, la cantidad de accionamientos (para las alternativas manuales) y las operaciones adicionales necesarias (montaje de resortes, por ejemplo) por parte del operador y, por parte del comprador, el costo y el aumento en el rendimiento.

- . Factibilidad.

Considerando los antecedentes de mecanismos similares utilizados en otros equipos. También se considera la confiabilidad en el modelo matemático empleado en el análisis de la alternativa y el respaldo bibliográfico que se tenga.

Por lo tanto, la evaluación es:

- . Alternativa No 1.: Mecanismo de cuatro barras

Requiere grán esfuerzo por parte del operador, 388 .5 N (38.11 kg) para la sembradora completa, además de que debe efectuar seis accionamientos de la palanca. El costo es mínimo (solo barras), y el rendimiento seguramente será menor que el actual, por el cansancio y el tiempo requerido del operador.

- . Alternativa No.2: Resorte con brazo de palanca variable.

El operador realiza un esfuerzo moderado (98 N = 10 kg), pero el número de accionamientos sigue siendo de seis y además requiere cambiar el conjunto leva-resorte cada vez que cambie de herramienta. El costo es más elevado que en la anterior, al requerirse la fabricación no de una sino de varias levas y resortes. El rendimiento puede ser igual o inclusive un poco menor que el actual.

- . Alternativa No. 3: Resorte equilibrador

El operador debe realizar poco esfuerzo, en uno o a lo sumo dos accionamientos, pero requiere hacer cambios o ajustes en el sistema cada vez que cambie de herramienta. El costo es más bajo que en la anterior alternativa, ya que no se requiere leva, mientras que el rendimiento, aunque no se puede predecir con exactitud, se estima superior al actual, por el menor número de accionamientos requeridos.

- . Alternativa No. 4: Resortes a fuerza constante

El operador debe efectuar un esfuerzo moderado, y es posible que no

requiera más de un accionamiento de la palanca. Si se requiere cambio de resorte para las diferentes herramientas. No se puede tener amplia certeza de que el modelo matemático sea correcto, debido a la poca información disponible. Por otro lado, su costo puede resultar bastante elevado, en consideración a que se requiere un tipo de resorte de fabricación especial e importado. El rendimiento puede ser ligeramente más alto que el actual.

- Alternativa No. 5: Sistema hidráulico convencional.

Definitivamente, desde el punto de vista del operador, esta es la mejor alternativa, dado que no requiere de ningún esfuerzo además de presentar una gran flexibilidad para manejar cualquier peso igual (o incluso un poco mayor) o menor al de la sembradora. Como consecuencia, el rendimiento sería mucho más alto que el actual. El único inconveniente que se presenta es el alto costo que, como ya se mencionó, representaría entre un 15% y un 20%, del costo total del motocultor.

De acuerdo con este análisis las dos alternativas que presentan más ventajas son la No. 3 y la No. 5. Ya que resulta aún difícil establecer una selección de alguna de estas dos, se hace necesario ampliar la visualización de lo que sería el comportamiento, básicamente de la alternativa 3, ya que la 5 no presenta dudas sobre su adecuado comportamiento

5.2 FACTIBILIDAD DE LA ALTERNATIVA No. 3

En primer lugar se debe establecer si el resorte requerido, de acuerdo con los resultados del análisis preliminar de la alternativa presentado en el capítulo anterior, es factible de conseguir comercialmente y a qué costo.

5.2.1 Resorte

Los requerimientos para el resorte son:

Carga máxima : 1275 N (130kg)
Elongación máxima: 22.6 cm
Constante : 51.25 N/cm (5.224 kg/cm)

De acuerdo con la carta de diseño de resortes helicoidales mostrada en la ref. [14], se preselecciona una diámetro medio del resorte de 5.08 cm (2 plg).

Siguiendo el procedimiento de diseño propuesto por Shigley [29], y Chironis [14], se tiene:

a.- Estimación del diámetro del alambre

Se supone un esfuerzo cortante a carga máxima de 48295 N/cm^2 (4923 kg/cm^2), por lo tanto:

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{8 F_{\max} D_m}{\pi \tau}} \approx 0.7144 \text{ cm (9/32 plg)} \quad (5.1)$$

b. Índice del resorte:

$$C.R = \frac{D_m}{d_a} = 7.11 \quad (5.2)$$

c. Factor de corrección de Wahl:

$$K_{wahl} = \frac{4 C.R - 1}{4 C.R - 4} + \frac{0.615}{C.R} = 1.2092 \quad (5.3)$$

d. Esfuerzo corregido:

$$\tau = K_{wahl} \frac{8 F_{max} D_m}{\pi d_a^3} = 54810 \text{ N/cm}^2 \quad (5587.2 \text{ kg/cm}^2)^2 \quad (5.4)$$

para Cromo-Vanadio de 0.7144 cm de diámetro, los esfuerzos último y de cedencia [29], son:

$$S_u = 143844 \text{ N/cm}^2 \quad (14663 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_y = 0.75 S_u = 107883 \text{ N/cm}^2 \quad (11000 \text{ kg/cm}^2)$$

Así que se está dentro del límite con un margen de seguridad de 2 y que, de acuerdo a las curvas que se presentan en [14] para este material, corresponde a un tipo de servicio entre medio y severo.

e.- Tensión inicial:

Se tomará como tensión inicial la requerida en la primera posición, es decir, 12 kg.

f.- No. Espiras:

$$N_oE = \frac{X_{res} d_a^4 G}{8 F_{max} D_m^3} \approx 35 \text{ espiras} \quad (5.5)$$

g.- Longitud

$$L_{\text{cuerpo del resorte}} = N_o E da = 25 \text{ cm}$$

$$L_{\text{gancho corto}} = \frac{D_m}{2} + \frac{da}{2} = 3 \text{ cm (1.18 plg)}$$

$$L_{\text{interior de ganchos}} = L_{\text{cuerpo}} + \frac{D_m}{2} \approx 28 \text{ cm (11 plg)}$$

Como se puede apreciar, la longitud del resorte de 28 cm es mayor al espacio disponible (19 cm), por lo cual se hace necesario efectuar un tipo de montaje especial.

Es claro también, que para el caso de utilizar la herramienta de barbechar, no se deben montar los dos resortes, ya que ésta no sería capaz de cargarlo, requiriéndose fuerza extra por parte del operador. Para solucionar este inconveniente, se propone utilizar un solo resorte, para lo cual deberán efectuarse algunos ajustes tanto al sistema de montaje del resorte, como a su punto de pivote inferior (fijo). La distancia entre pivotes para este caso, cambia de 34.4 cm que fue lo calculado oportunamente, a 43.4 cm.

5.2.2 Fuerza del Operador

Como se mencionó en el análisis de la alternativa, el mecanismo esta compuesto por un sistema de cuatro barras, un par de resortes que actúan sobre una barra de longitud igual a 15 cm y la palanca con la que el operador realiza el control. La palanca tiene una posición colineal con la barra A7 del mecanismo RRRR. Con ello se busca que comenzando no desde una posición horizontal, sino un poco más abajo,

el operador puede subir las herramientas, esto es, hacer un recorrido de 110 grados de la palanca, en una sola operación. Se considera que la longitud de la palanca es de 60 cm. y que el operador ejerce su fuerza en forma siempre perpendicular a la palanca.

En la fig 14 se encuentra esquematizado el mecanismo y su sistema de cargas. Se han colocado dos apoyos al eje, ubicados a 5 cm de los brazos donde actúan los resortes y las barras A6.

Cuando se analizó el estado de cargas de la barra A2 en el capítulo 3, se concluyó que en ese momento se podía hallar el valor del momento M producido por la fuerza P, alrededor del pivote de dicha barra. Ahora, configurado ya el mecanismo en forma concreta, es posible calcular el valor de la fuerza P. Se sabe que:

$$M = \frac{P A^2 \cos(\lambda + \theta)}{\text{sen}(\theta)}$$

Entonces,

$$P = \frac{M \text{sen}(\theta)}{A^2 \cos(\lambda + \theta)} \quad (5.6)$$

y sus componentes horizontal y vertical, son:

$$P_x = P \cos(\theta) \quad \text{y} \quad P_y = P \text{sen}(\theta) \quad (5.7)$$

y con las ecuaciones de equilibrio estático de las barras A6 y A7, se puede determinar el valor de la fuerza que el operador debe hacer para subir las herramientas (FOP).

Barra A6:

$$\sum M_A = 0$$

$$PY A6 \cos(\theta) - PX A6 \sin(\theta) + T_{fB} - T_{fB} = 0 \quad (5.8)$$

Barra A7 y EJE

$$\sum F_x = 0$$

$$2PX - 2FR \sin(\kappa) - FOP \cos(\xi) - FX1 - FX2 \quad (5.9)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$2PY + 2FR \cos(\kappa) - FOP \sin(\xi) + FY1 + FY2 \quad (5.10)$$

$$\sum M_o7 = 0$$

$$FOP \cdot PAL + 2FR \cdot 15 \cdot (\sin(\kappa) + \cos(\kappa)) - 2PX \cdot 7 \cdot \cos(\xi) - 2PY \cdot 7 \sin(\xi) - TF1 - TF2 - 2TA = 0 \quad (5.11)$$

para el plano XZ:

$$\sum M_{xz1} = 0 \quad (\text{momentos en el plano XZ alrededor del apoyo 1})$$

$$-FR \cos(\kappa) [58.5] - PY [62.5] - FY2 [57.5] + FOP [48.75] \sin(\xi) + FR \cos(\kappa) [1] + PY [5] = 0 \quad (5.12)$$

para el plano YZ:

$$\sum M_{yz1} = 0 \quad (\text{momentos en el plano YZ alrededor del apoyo 1})$$

$$FR \sin(\sigma) [58.5-1] - PX [62.5-5] + FOP \cos(\xi) [48.75] + FX2 [57.5] = 0 \quad (5.13)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones, se ha seguido el siguiente procedimiento:

a.- Determinación de las posiciones de las barras. Para ello se utilizó el mismo algoritmo del capítulo 3 [9]. b.- Una vez conocidas las posiciones, se establecen las fuerzas P_x y P_y que actúan en las barras A2 y A6 mediante las ecuaciones 5.6 y 5.7.

c. Se calcula, inmediatamente, la fuerza del resorte (FR), el par que produce sobre el eje y el ángulo κ (entre la línea de acción de la fuerza de los resortes y la vertical), mediante consideraciones geométricas y las características del resorte.

d. Ahora se puede encontrar la fuerza que debe hacer el operador (FOP) para equilibrar el sistema, mediante las ecuaciones 5.12 y 5.13.

e. Con las restantes ecuaciones se encuentran las reacciones en los apoyos del eje, FX_1 , FX_2 , FY_1 , FY_2 .

f. Conocidas todas las fuerzas, se calculan los pares de fricción y vuelve a repetirse el ciclo hasta que exista convergencia, tal y como se hizo en el capítulo 3, en donde se explicó este procedimiento.

Luego de varias corridas del programa se encontró que es necesario efectuar correcciones al punto de pivoteo inferior del resorte, así:

Para Sembradora: La distancia entre el pivote del resorte y el de la barra de aplicación, continúa siendo 34.4 cm pero debe girarse hacia la derecha 7.5 grados. Con ello se logra disminuir la fuerza requerida al operador a un valor máximo de 133.28 N (13.6 kg).

Para Barbecho: La distancia entre pivotes se modifica a un valor de 43.4 cm, mientras que se hace un giro, esta vez a la izquierda, de 7.5 grados. Con ello se consigue que la fuerza requerida al operador sea máximo: 106.9 N (10.8 kg).

Estas modificaciones se aprecian con claridad en la fig 15. En las tablas 10 y 11 se presentan los resultados obtenidos tanto para la sembradora como para la herramienta de barbechar, asumiendo un valor del coeficiente de fricción de 0.19 entre las barras y los pasadores que forman los pivotes.

El programa se corrió varias veces modificando el ángulo de corrección y el coeficiente de fricción, parámetros que se consideran difíciles de controlar; el primero por la exactitud de la medida y el segundo porque es difícil predecir la fricción que se presentará, máxime si se consideran las condiciones de trabajo a las que estará sometido el equipo, las cuales pueden hacer cambiar, inclusive en una misma jornada, las condiciones de lubricación y por lo tanto, el valor del coeficiente de fricción entre los elementos en contacto.

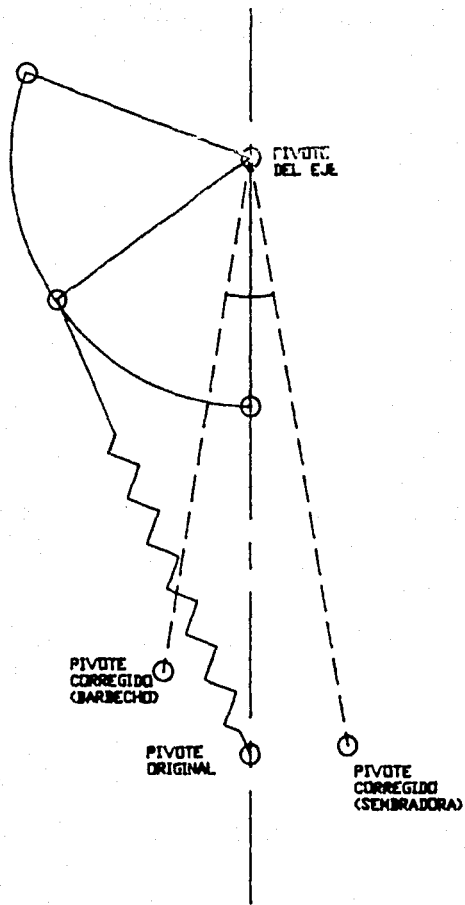


Fig 15

Correcciones al Pivote del Resorte

Resultados del Análisis de Fuerzas, para Sembradora

W = ANG.ENTRE A7 y A5
 Px, Py = FZAS SOBRE LAS BARRAS [N]
 FX(1), FY(1) = REACCIONES EN LOS APOYOS [N]
 TA, Tf(i) = PARES DE FRICCIÓN [N-M]
 FOP = FZA DEL OPERADOR ; FR = FZA DE RESORTES [N]

```

---- TETA = 0      (W = 54.4 ) ----
** F.OP = 133.2853   FR = 2696.886
   Px = 441.6594     Py = 4237.006
   FX( 1 ) = 1667.814  FY( 1 ) = 5901.52
   FX( 2 ) = 1683.276  FY( 2 ) = 5810.097
TA = 5      Tf(1) = 22      Tf(2) = 22

---- TETA = 12.26771  (W = 74.4 ) ----
** F.OP = -19.11466  FR = 2273.232
   Px = 437.4599     Py = 3948.092
   FX( 1 ) = 1442.014  FY( 1 ) = 5230.458
   FX( 2 ) = 1444.415  FY( 2 ) = 5243.538
TA = 5      Tf(1) = 19      Tf(2) = 19

---- TETA = 23.1722  (W = 94.4 ) ----
** F.OP = -74.4447   FR = 1775.302
   Px = 284.4057     Py = 3740.3
   FX( 1 ) = 1237.881  FY( 1 ) = 4672.979
   FX( 2 ) = 1264.087  FY( 2 ) = 4717.647
TA = 4      Tf(1) = 17      Tf(2) = 17

---- TETA = 32.31018  (W = 114.4 ) ----
** F.OP = -13.011    FR = 1242.046
   Px = 36.49255     Py = 3653.329
   FX( 1 ) = 1031.392  FY( 1 ) = 4291.424
   FX( 2 ) = 1038.366  FY( 2 ) = 4297.193
TA = 4      Tf(1) = 16      Tf(2) = 16

---- TETA = 39.35529  (W = 134.4 ) ----
** F.OP = 97.83417   FR = 735.8302
   Px = -278.0632    Py = 3701.803
   FX( 1 ) = 871.1068  FY( 1 ) = 4112.638
   FX( 2 ) = 806.9915  FY( 2 ) = 4089.808
TA = 4      Tf(1) = 15      Tf(2) = 15

---- TETA = 43.64767  (W = 154.4 ) ----
** F.OP = 119.8769   FR = 357.8475
   Px = -645.3144    Py = 3884.797
   FX( 1 ) = 885.1437  FY( 1 ) = 4132.824
   FX( 2 ) = 801.7532  FY( 2 ) = 4133.407
TA = 5      Tf(1) = 15      Tf(2) = 15
    
```

ESTA TESIS NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

Tabla 11

Resultados del Análisis de Fuerzas, para Barbecho

W = ANG.ENTRE A7 y A5
 Px, Py = FZAS SOBRE LAS BARRAS [N]
 FX(i), FY(i) = REACCIONES EN LOS APOYOS [N]
 TA, Tf(i) = PARES DE FRICCIÓN [N-M]
 FOP = FZA DEL OPERADOR ; FR = FZA DE RESORTES [N]

```

---- TETA = 0      (W = 54.4 ) ----
** F.OP =-93.99494   FR = 1173.653
   Px = 166.8296     Py = 1600.46
   FX( 1 ) = 526.4689  FY( 1 ) = 2559.807
   FX( 2 ) = 515.5646  FY( 2 ) = 2624.279
TA = 2      Tf(1) = 9      Tf(2) = 10

---- TETA = 12.26771  (W = 74.4 ) ----
** F.OP =-104.8393   FR = 925.2547
   Px = 155.063      Py = 1399.45
   FX( 1 ) = 426.3765  FY( 1 ) = 2137.198
   FX( 2 ) = 439.5424  FY( 2 ) = 2208.931
TA = 2      Tf(1) = 8      Tf(2) = 8

---- TETA = 23.1722  (W = 94.4 ) ----
** F.OP =-51.79145   FR = 658.6204
   Px = 98.09164     Py = 1290.031
   FX( 1 ) = 320.965  FY( 1 ) = 1808.198
   FX( 2 ) = 339.1969  FY( 2 ) = 1839.274
TA = 2      Tf(1) = 7      Tf(2) = 7

---- TETA = 32.31018  (W = 114.4 ) ----
** F.OP = 33.15721   FR = 404.9609
   Px = 12.61367     Py = 1262.775
   FX( 1 ) = 224.4239  FY( 1 ) = 1585.056
   FX( 2 ) = 206.6513  FY( 2 ) = 1570.353
TA = 1      Tf(1) = 6      Tf(2) = 6

---- TETA = 39.35529  (W = 134.4 ) ----
** F.OP = 88.10103   FR = 208.2872
   Px =-98.20184     Py = 1307.343
   FX( 1 ) = 190.3536  FY( 1 ) = 1482.858
   FX( 2 ) = 132.6169  FY( 2 ) = 1462.299
TA = 2      Tf(1) = 5      Tf(2) = 5

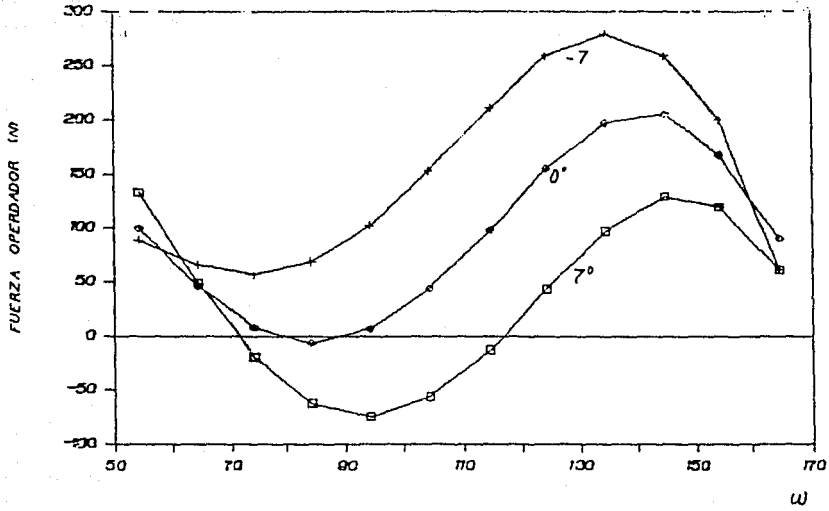
---- TETA = 43.64767  (W = 154.4 ) ----
** F.OP = 71.21463   FR = 119.3291
   Px =-233.4098     Py = 1405.129
   FX( 1 ) = 264.5236  FY( 1 ) = 1516.916
   FX( 2 ) = 214.9841  FY( 2 ) = 1517.262
TA = 2      Tf(1) = 5      Tf(2) = 5
    
```

Los resultados que se encontraron en estas corridas, se muestran en las gráficas 9 a 12. Se aprecia que el comportamiento de la fuerza requerida al operador es tipo senoidal, variando durante todo el recorrido de la palanca. Se puede percibir una sensibilidad alta a las variaciones del ángulo de corrección y a las del coeficiente de fricción.

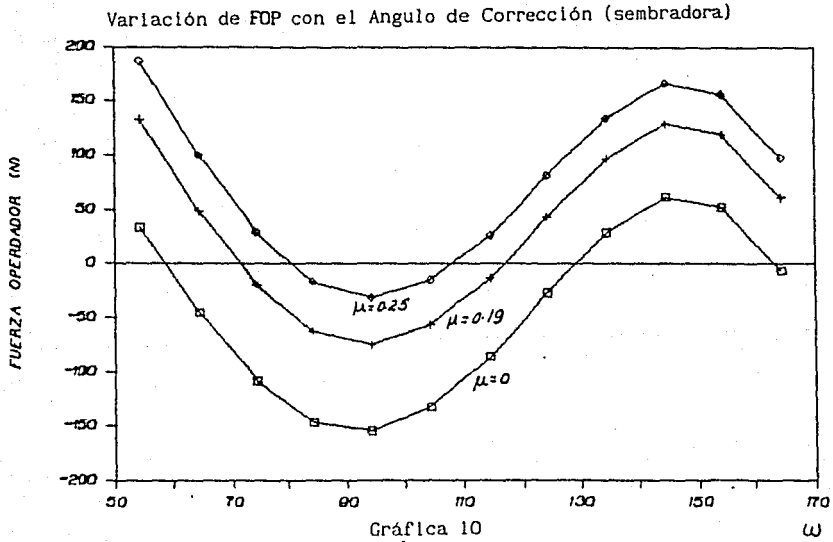
Este hecho, dificulta seriamente el control del levante de la herramienta por parte del operador, ya que por ejemplo, para barbecho, en caso de que se lubriquen las partes, la fuerza requerida se incrementa (negativamente), por lo cual habría que modificar el ángulo de corrección, pero si durante la jornada va aumentado la fricción, ya el ángulo de corrección no es el apropiado.

5.3 SELECCION

Por las dificultades que se presentan por la sensibilidad del mecanismo a la fricción y al ángulo de corrección, sumadas a la labor extra que debe hacer el operador cuando se cambien herramientas (es de suponer que para cada herramienta se requiera corregir el punto de pivoteo de los resortes), se puede concluir que el atractivo y la competitividad que presentaba esta alternativa ya no están presentes con tanta claridad como se esperaba.

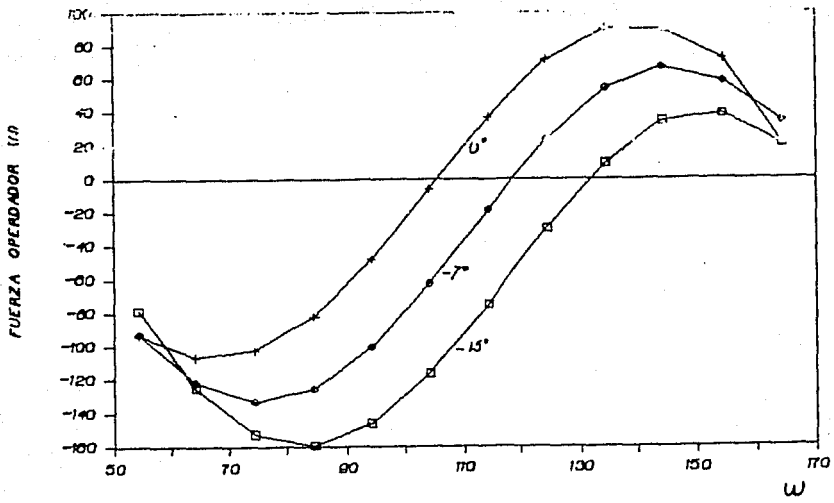


Gráfica 9

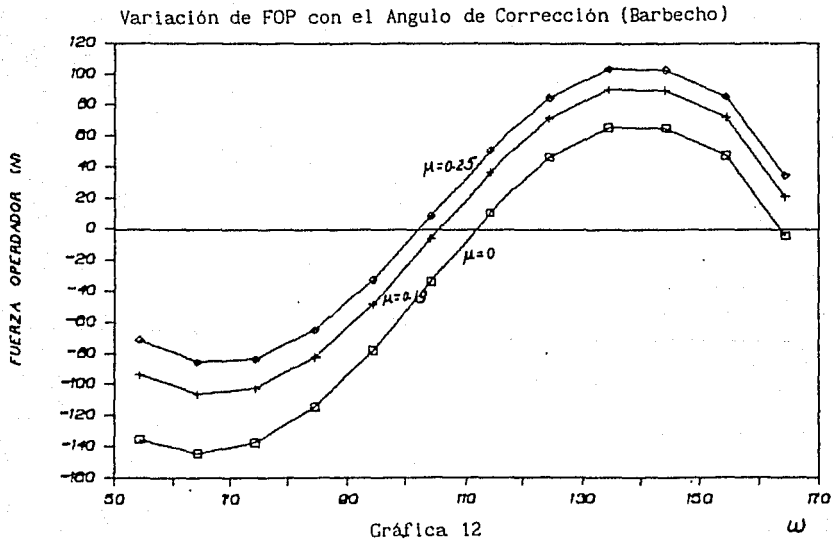


Gráfica 10

Variación de FOP con el Coeficiente de Fricción (Sembradora)



Gráfica 11



Gráfica 12

Variación de FOP con el Coeficiente de Fricción (Barbecho)

Como conclusión de este análisis, se puede decir que es preferible optar por la alternativa hidráulica, aun cuando no se descarta la posibilidad de utilizar este sistema de barras-resortes como una opción para el comprador, de tal forma que éste tendría la posibilidad de escoger entre un sistema de control mecánico manual y uno hidráulico, de acuerdo a su presupuesto y a su preferencia.

Cabe señalar que para llegar a esta conclusión se tuvo muy en cuenta comentarios de personas que han operado el motocultor, quienes manifestaron que preferían pagar un poco más, pero tener un sistema de control eficiente y seguro como el hidráulico, que representa menor esfuerzo y tiempo, con el consecuente aumento del rendimiento de las operaciones de campo.

6. DISEÑO

A continuación se presenta el diseño de los elementos que conforman la alternativa finalmente seleccionada.

Como se analizó oportunamente, la fuerza que debe ejercer el cilindro y su carrera resultan apropiadas desde el punto de vista de la selección de componentes comerciales de baja capacidad. Los cálculos hechos en el análisis mencionado no tuvieron en cuenta ningún tipo de mecanismo auxiliar al cilindro para aumentar la ventaja mecánica. Es decir, se consideró que el cilindro estaría actuando directamente sobre las barras inferiores del sistema de enganche.

Desde el punto de vista práctico, resulta inconveniente aplicar el cilindro directamente sobre la barra inferior del mecanismo de enganche, ya que debido a excentricidades en las cargas tanto por las condiciones del terreno, como por distribución de las herramientas en la barra, pueden ocasionar balanceo de las barras A2.

Por tal motivo es preferible que el cilindro actúe sobre un sistema de barras. Así, si se utiliza un sistema de cuatro barras tipo paralelogramo, se logrará mantener las condiciones de selección antes mencionada, es decir, que el cilindro actúe con la misma fuerza y carrera que si estuviera directamente sobre la barra de entrada, ya que la ventaja mecánica será siempre igual a la unidad.

De acuerdo a lo anterior, el mecanismo tendría la configuración que se muestra en la fig. 16, en donde se ha tenido en cuenta las restricciones físicas impuestas por los diferentes componentes del motocultor. Se aprecia, por ejemplo, que la línea que une los pivotes de las barras de entrada y salida marcada como A5, no puede ser vertical, ya que impediría el adecuado montaje del cilindro. La ubicación del cilindro bajo la estructura del motocultor en posición horizontal resulta muy conveniente ya que no va a interferir con ninguna otra barra, manteniéndose casi oculto. Para evitar que exista interferencia con el despeje del motocultor, el cilindro estará recargado hacia un lado, casi al extremo derecho del sistema. Los apoyos del eje sobre el que van montadas las barras, estarán ubicados en los extremos. Así, se logra que el sistema quede desmontable, y que el eje quede apoyado satisfactoriamente.

6.1 DETERMINACION DE CARGAS

Definido el tipo de mecanismo, el siguiente paso es determinar las condiciones de carga a las que estarán sometidos los sus diferentes componentes . Se tuvieron en cuenta dos casos:

A.- Cuando el cilindro esta actuando, es decir, cuando se están elevando las herramientas desde su posición de carga.

B.- Cuando el motocultor esta en pleno funcionamiento. Las herramientas estan sometidas a la reacción del suelo, de tal forma que las fuerzas sobre el mecanismo pueden ser mayores que en el caso A.

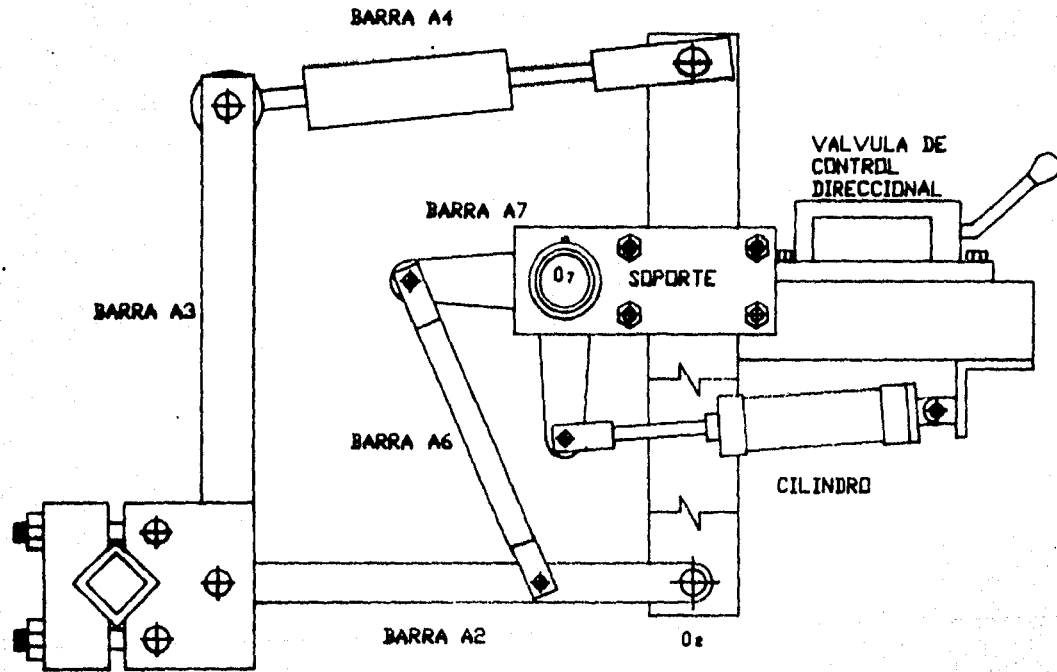


Fig 16

Esquema del Mecanismo seleccionado

Efectivamente, luego de hacer los cálculos pertinentes, se concluyó que el caso B resulta más crítico desde el punto de vista de imposición de cargas en las barras. Por tal motivo, de aquí en adelante, se estará tratando con este caso B.

El esquema de cargas del mecanismo se encuentra en la fig 17.

Para este mecanismo el ángulo λ tiene un valor de cero grados. La fuerza P se calcula mediante la misma ecuación 5.6, y sus componentes, con la 5.7.

Se hizo un programa en donde se incluye el análisis de equilibrio estático del mecanismo, siguiendo el mismo procedimiento discutido en el capítulo anterior. El ángulo θ se hizo variar desde -10 hasta 15 grados, ya que con ángulos mayores es seguro que la herramienta ya está sobre la superficie del terreno, de forma que no hay reacción del suelo sobre ella. Los resultados obtenidos, se presentan en la tabla 12.

Se puede notar que en lo que respecta a la fuerza sobre el tornillo, el valor máximo corresponde a un ángulo θ de -5 grados, con un valor de 5380 N, y para el cilindro, la mayor fuerza es de 6377 N. Estos resultados serán utilizados a continuación para el diseño de los diferentes componentes del sistema de levante de herramientas.

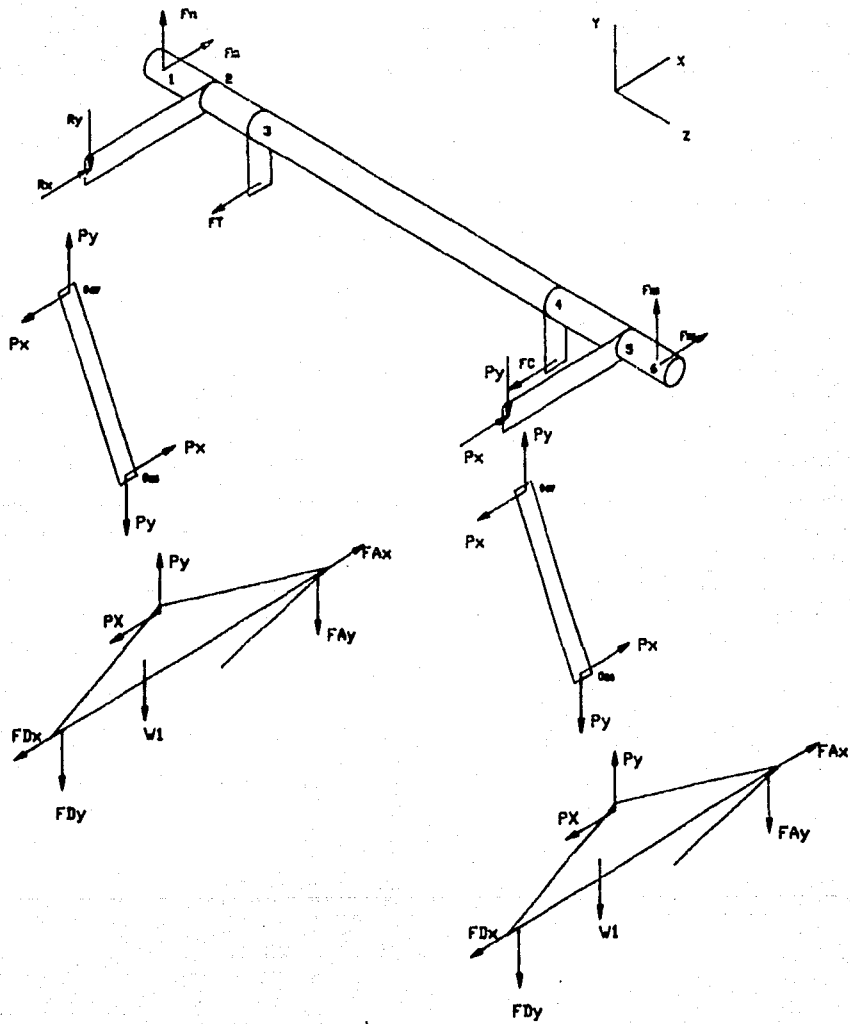


Fig 17

Esquema de Cargas del Mecanismo

Tabla 12

Fuerzas Sobre el Sistema de Levante de Herramientas
(para la Sembradora)

----- TETA = -10 -----		
F.CIL. = 6378.886	F.TOR. = 5379.906	
Px = 2117.754	Py = 5189.752	
FX(1) = 3297.399	FY(1) = 6022.842	
FX(2) = 4144.15	FY(2) = 5290.875	
TA = 6.696158	Tf1 = 8.202821	Tf2 = 8.028722
----- TETA = -5 -----		
F.CIL. = 6275.694	F.TOR. = 5566.617	
Px = 2241.781	Py = 5493.691	
FX(1) = 3382.698	FY(1) = 5926.339	
FX(2) = 3954.867	FY(2) = 5546.208	
TA = 7.088319	Tf1 = 8.151914	Tf2 = 8.137655
----- TETA = 0 -----		
F.CIL. = 5858.602	F.TOR. = 5412.648	
Px = 2249.085	Py = 5511.591	
FX(1) = 3211.835	FY(1) = 5511.592	
FX(2) = 3561.244	FY(2) = 5511.59	
TA = 7.111413	Tf1 = 7.620722	Tf2 = 7.839188
----- TETA = 5 -----		
F.CIL. = 5155.546	F.TOR. = 4916.937	
Px = 2127.259	Py = 5213.03	
FX(1) = 2798.82	FY(1) = 4830.877	
FX(2) = 3000.434	FY(2) = 5166.644	
TA = 6.725325	Tf1 = 6.668865	Tf2 = 7.136544
----- TETA = 10 -----		
F.CIL. = 4177.618	F.TOR. = 4078.594	
Px = 1855.406	Py = 4546.832	
FX(1) = 2178.65	FY(1) = 3915.253	
FX(2) = 2304.786	FY(2) = 4470.168	
TA = 5.865914	Tf1 = 5.352134	Tf2 = 6.007538
----- TETA = 15 -----		
F.CIL. = 2922.076	F.TOR. = 2897.079	
Px = 1400.963	Py = 3433.179	
FX(1) = 1410.791	FY(1) = 2764.523	
FX(2) = 1507.722	FY(2) = 3352.016	
TA = 4.429214	Tf1 = 3.707511	Tf2 = 4.390442

6.2 DISEÑO DEL EJE

El problema de que los resultados presentados en la anterior sección no muestran con claridad cual combinación de cargas es la más crítica para el diseño del eje, nos lleva a hacer un análisis general de las fuerzas cortantes, momentos flectores y torsores para las diferentes posiciones de las barras. Este cálculo se hizo con incrementos del ángulo θ de 5 grados. Los resultados se muestran en la tabla 13, en donde la identificación de los puntos considerados, fueron mostrados en la fig 17.

En estos resultados las fuerzas cortantes y los momentos flectores se presentan como la resultante de los planos XZ y YZ (por eso siempre son positivos).

De acuerdo a estos resultados, los valores críticos, que gobiernan la dimensión del eje son:

$$M_f = 444.51 \text{ N-m}$$

$$T = 834.99 \text{ N-m} \quad \text{para } \theta = -5 \text{ grados y punto 4}$$

Tabla 13

Fuerzas Cortantes, Momentos Flectores y Torsores

PUNTO	FZA CORTANTE	M. FLECTOR	M. TORSOR
----- TETA = -10 -----			
1	6866.401	0	8.202821
2	5478.862	196.3791	-806.8989
3	154.6298	415.9957	8.698712E-02
4	6262.721	450.7906	807.0728
5	6720.665	192.2114	-8.028914
----- TETA = -5 -----			
1	6823.792	0	8.151914
2	5641.096	195.1604	-834.9852
3	94.90085	416.2549	7.28086E-03
4	6196.872	444.5145	834.9998
5	6811.857	194.8189	-8.137432
----- TETA = 0 -----			
1	6379.148	0	7.620722
2	5460.921	182.4436	-812.0065
3	48.27222	390.4893	-1.1092129
4	5810.33	415.3112	811.788
5	6562.019	187.6741	-7.839186
----- TETA = 5 -----			
1	5583.079	0	6.668865
2	4940.88	159.676	-737.7742
3	54.10669	341.1049	-1.2338018
4	5127.903	365.2542	737.3066
5	5974.681	170.8755	-7.136488
----- TETA = 10 -----			
1	4480.594	0	5.352134
2	4083.198	128.145	-612.1169
3	78.61885	270.8485	-1.3277824
4	4160.899	295.4398	611.4614
5	5029.358	143.8395	-6.00761
----- TETA = 15 -----			
1	3103.694	0	3.707511
2	2890.166	88.76566	-434.9032
3	82.26127	183.0235	-1.3413861
4	2909.817	206.1159	434.2203
5	3875.491	105.119	-4.390364

Utilizando la ecuación definida del código ASME [29] para el diseño de ejes, donde no se tienen en consideración la fatiga del material ni las concentraciones de esfuerzo:

$$d.\text{eje} = \left\{ \frac{16}{\pi \tau_d} \left[\left[C_m M_r \right]^2 + \left[C_t T \right]^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (6.1)$$

Los factores de momento flector C_m y momento torsor C_t , dependen del tipo de carga y se encuentran tabulados [29], de forma que para ejes rotatorios con cargas aplicadas súbitamente, tienen los siguientes valores:

$$C_m = 2 \quad C_t = 1.5$$

El esfuerzo de diseño (τ_d), dice la norma, debe tomarse como el menor valor de $0.3 S_y$ y $0.18 S_u$.

Para acero AISI C1030, los esfuerzos [22] son:

$$\text{Esfuerzo último, } S_u = 55192.4 \text{ N/cm}^2 \text{ (5626.14 kg/cm}^2\text{)}$$

$$\text{Esfuerzo de cedencia, } S_y = 35185.5 \text{ N/cm}^2 \text{ (3586.7 kg/cm}^2\text{)}$$

$$\text{Entonces, } 0.3 S_y = 10555.6 \text{ N/cm}^2 \text{ (1076 kg/cm}^2\text{)}$$

$$0.18 S_u = 9935 \text{ N/cm}^2 \text{ (1012.7 kg/cm}^2\text{)}$$

se tomará al esfuerzo de diseño con un valor de:

$$\tau_d = 9810 \text{ kg/cm}^2$$

Aplicando la ecuación, se tiene que el diámetro del eje debe ser de 4.3 cm, que aproximando a un valor comercial se tiene:

$$d_{eje} = 3.445 \text{ cm} \quad (1.75 \text{ plg})$$

Con este valor del diámetro del eje, se tiene un factor de seguridad de 6.4, que para el caso estático se puede considerar elevado, pero no para el caso de choque, como es el caso crítico que se puede presentar, cuando la herramienta se estrella con un obstáculo. Es necesario considerar un coeficiente de seguridad más elevado [32]. Con un diámetro de 5 cm (2 plg) se obtiene un factor de seguridad de 9.6, el cual brinda mayor confianza para el diseño.

La ecuación que se aplicó, supone que el eje es macizo. Para el caso en que se quiera trabajar con eje hueco y siguiendo el mismo procedimiento descrito en la referencia citada, se llega a la siguiente expresión:

$$(6.2) \left\{ \frac{D_e^4 - d_o^4}{D_o} \right\} = \frac{16}{\pi \tau d} \sqrt{(C_m M_f)^2 + (C_t T)^2}$$

El esfuerzo de diseño para tubos de acero sin soldadura [23] es de 8277 N/cm^2 (843.87 kg/cm^2), de forma que:

$$X = \frac{D_e^4 - d_o^4}{D_e} = 94.51 \text{ cm}^3$$

De acuerdo a la dimensiones comerciales de tubería [23], se encuentra que para un tubo de acero cédula 80, de 5 cm (2 plg) de diámetro nominal, se logra un valor de $X = 122.4$ que es superior al necesario, lo que representa un factor de seguridad de 8.4, considerado satisfactorio.

Aquí vale la pena hacer una observación, en el sentido de que el diseño que se esta realizando es para un prototipo de maquinaria agrícola, de forma que se van a tener durante su funcionamiento muchos efectos, tales como choques, que pueden elevar notablemente las cargas sobre el mecanismo. Como en el prototipo se quiere evaluar antes que todo la funcionalidad del sistema de levante, conviene tener dimensiones altamente confiables, lo que significa, tener factores de seguridad altos. En el estudio realizado por Valdivia y Lara [32] se presenta un cuadro comparativo de los factores de seguridad que se obtienen si se analiza el choque del arado con un obstáculo, comparados con aquellos que consideran unicamente los efectos estáticos. Estos resultados confirman la necesidad de tener coeficientes de seguridad elevados, si se trata el problema estáticamente, como se esta haciendo en esta investigación.

Hay necesidad de seleccionar entre el tubo de acero o el eje macizo. Un criterio muy importante es el peso y el costo. Para el

tubo se tiene un peso [23] de 7.4 kg/m, y como se requiere una longitud de 0.70 m, el peso sería de 5.2 kg, mientras que para el eje macizo, el peso es 10.9 kg, que significa más del doble del peso del tubo. Se puede afirmar que el costo del metal es directamente proporcional al peso, por lo tanto, se prefiere el eje hueco o tubo, cuyas características son:

tubo de acero, cédula 80

tamaño nominal: 5.04 cm (2 plg)

diámetro exterior: 6.03 cm (2.375 plg)

diámetro interior: 5.04 cm (2 plg)

6.3 APOYOS DEL EJE

Observando con detenimiento los resultados presentados en la tabla 12 , en lo que se refiere a las reacciones sobre los apoyos, se establece que las cargas críticas se presentan cuando las barras A2 están a -10° de la horizontal ($\theta = -10^\circ$), con los siguientes valores:

$$P_x = 3297.4 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_y = 6022.84 \text{ N}$$

Los materiales que se emplean en este tipo de maquinaria no son aceros especiales sino, generalmente, aceros estructurales, cuyas propiedades [16] son:

$$\text{C1020} \quad S_u = 44843.5 \text{ N/cm}^2 \quad (4571.2 \text{ kg/cm}^2) \text{ a tensión}$$

$$S_{uc} = 33632.6 \text{ N/cm}^2 \text{ (3428.4 kg/cm}^2\text{) cortante}$$

$$S_y = 33100 \text{ N/cm}^2 \text{ (3375.7 kg/cm}^2\text{) a tensión}$$

$$= 19870 \text{ N/cm}^2 \text{ (2025.4 kg/cm}^2\text{) a torsión}$$

$$E = 20.6 \times 10^6 \text{ N/cm}^2 \text{ (2.1} \times 10^6 \text{ kg/cm}^2\text{)}$$

$$G = 8 \times 10^6 \text{ N/cm}^2 \text{ (8.1} \times 10^5 \text{ kg/cm}^2\text{)}$$

Considerando factores de seguridad altos, por lo expuesto anteriormente y por las recomendaciones dadas en la ref [16], se tendrán:

$$N = 12 \text{ (basado en el criterio de esfuerzo último)}$$

$$N = 8 \text{ (basado en el criterio de esfuerzo de fluencia)}$$

Por lo tanto los esfuerzos de diseño que son:

$$S_{dt} = 3736.6 \text{ N/cm}^2 \text{ (380.9 kg/cm}^2\text{) compresión-tensión}$$

$$S_{dc} = 2802.7 \text{ N/cm}^2 \text{ (285.7 kg/cm}^2\text{) cortante}$$

Se decide la forma del soporte como se muestra en la fig. 18, en razón a su sencillez para su construcción, así como para su montaje en la estructura del motocultor. Se comprobará que las dimensiones preseleccionadas en base a las proporciones y a los requerimientos físicos del mecanismo, son apropiadas para resistir las cargas a las que estará sometido. Aquí la resistencia de la soldadura y la de los tornillos son las críticas.

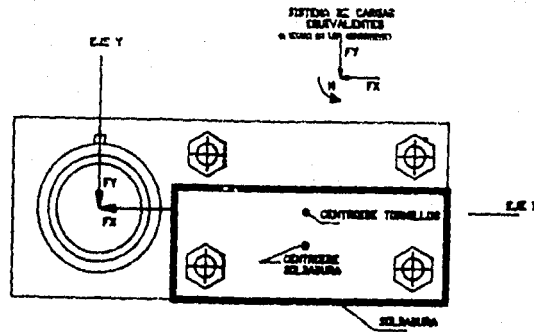


Fig. 18

Soporte para el Eje

A. - Diseño de la Soldadura:

Se sabe que la placa tiende a girar alrededor del centroide de los cordones de soldadura [13]. Así que, bajo el sistema de referencia mostrado, el centroide de los cordones es:

$$\bar{Y} = 3.175 \text{ cm} \quad \bar{X} = 12 \text{ cm}$$

Trasladando las cargas al centroide de los cordones se puede apreciar con claridad que éstos estarán expuestos a esfuerzos cortantes producidos por las cargas \$F_X\$, \$F_Y\$ y por el momento \$M_S\$:

$$\tau = \left[\left(\frac{F_X}{A} + \frac{M_S Y}{J} \right)^2 + \left(\frac{F_Y}{A} + \frac{M_S X}{J} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.3)$$

Donde, los puntos del cordón de soldadura más alejados del centroide son:

$$X = 4.5 \text{ cm} \quad Y = 3.175 \text{ cm}$$

El momento polar de inercia de los cordones con respecto al eje que pasa por el centroide, es:

$$J = 588.6 \text{ t}$$

y el área de los cordones es:

$$A = 30.7 \text{ t}$$

El momento que tiende a hacer girar la placa alrededor del centroide es:

$$M = P_y (12) + P_x (1.825) = 782.9 \text{ N-m (7980.8 kg-cm)}$$

La dimensión "t" es el espesor de la garganta de la soldadura, que al multiplicarla por la longitud del cordón da como resultado el área resistente [16]. $t = 0.707 h$, siendo h la dimensión nominal o altura de la soldadura.

Remplazando estos valores en la ecuación 6.3 se llega a:

$$\tau = \frac{955}{t} \text{ N/cm}^2$$

Los esfuerzos admisibles para soldaduras son [27]:

$$S_{dt} = 10791 \text{ N/cm}^2 \text{ (1100 kg/cm}^2\text{) a compresión}$$

$$= 8829 \text{ N/cm}^2 \text{ (900 kg/cm}^2\text{) a tensión.}$$

$$S_{dc} = 7357 \text{ N/cm}^2 \text{ (750 kg/cm}^2\text{) cortante}$$

para el caso estático. De acuerdo a los resultados mencionados

anteriormente [34], para tener en consideración los choques, se debe aumentar el factor estático unas 3 veces. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} Sdt &= 3596.3 \text{ N/cm}^2 \quad (366.6 \text{ kg/cm}^2) \text{ compresión} \\ &= 2943 \text{ N/cm}^2 \quad (300 \text{ kg/cm}^2) \text{ a tensión} \\ Sdc &= 2452.5 \text{ N/cm}^2 \quad (250 \text{ kg/cm}^2) \text{ cortante.} \end{aligned}$$

Así, si se utiliza un cordón de 0.635 cm (1/4 plg), se tendría un esfuerzo cortante de 2127.2 N/cm², el cual se puede considerar perfectamente aceptable.

B. Diseño de los tornillos

Tal como se mostró en la fig 18, la placa que contiene el apoyo esta sujeta a la otra por medio de cuatro tornillos, los cuales transmitirán toda la carga a la placa que está soldada.

Los tornillos también estarán sujetos a cortante, producidos por las cargas. Si se trasladan las cargas al centroide del grupo de tornillos, se calcula el esfuerzo cortante en la misma forma que como se hizo con la soldadura, de forma que:

$$\tau = \frac{19783.7}{Ac} \text{ N/cm}^2$$

Si se utilizan tornillos de diámetro 1.27 cm (1/2 plg) y un área de esfuerzo (Ac) de 0.915 cm², se tendría un esfuerzo cortante de 21621.5 N/cm² que está muy por debajo de la resistencia máxima

admisible de tornillos grado 3 (58644 N/cm^2 , de esfuerzo de cedencia), con un factor de seguridad de 2.7. Esto sumado al hecho de que al dar apriete inicial se aumenta la fricción entre las partes, de forma que los tornillos no soportan toda la carga, indican una selección adecuada de los tornillos.

6.4 BARRAS A6 Y A7 DEL MECANISMO

Las cargas a las que estarán sometidas estas barras, corresponden a los valores de RX y RY mostrados en la tabla 12, cuyos valores críticos ocurren cuando el ángulo θ es de 0 grados:

$$P_x = 2249 \text{ N (229 kg)} \quad P_y = 5511.6 \text{ N (561.8 kg)}$$

Pasador

El pasador que permite la rotación relativa entre las barras A7 y A6 del mecanismo, estará sometido a una fuerza que produce un esfuerzo cortante:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = 5953 \text{ N (607 kg)} = Sdc A$$

por lo tanto el diámetro mínimo del pasador, teniendo en cuenta que el área resistente al esfuerzo es dos veces el área del pasador, es de 1.25 cm, que al aproximar a un valor comercial, es:

$$d_{\text{pasador}} = 1.27 \text{ cm (1/2 plg)}$$

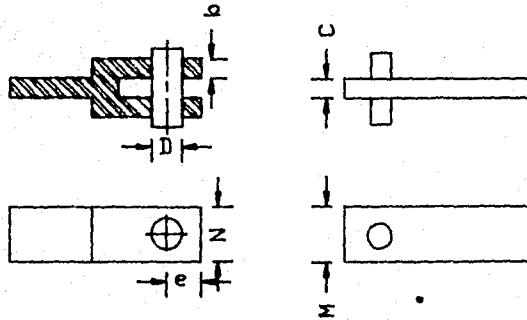
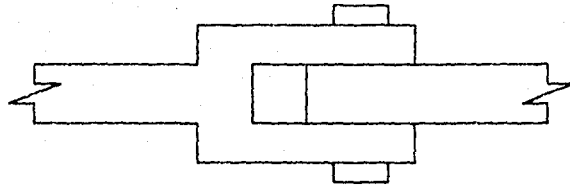


Fig 19

Componentes de las Barras A7 y A6

barra

Existe un esfuerzo a compresión entre el pasador y la barra A7:

$$F = Sdt A \quad \text{con el área proyectada: } A = C \cdot dp$$

De forma que con una dimensión de $C = 1.27 \text{ cm}$ (1/2 plg) se estará dentro de un margen alto de seguridad (12).

Mientras que con la barra A6, el valor de "b" es de 0.635 cm (1/4 plg).

Analizando la barra A7 por tensión en la sección de área mínima:

$$F = Sdt (M - dp) C \quad \Rightarrow \quad M \cong 2.54 \text{ cm.}$$

que es válido también para la barra A6, ya que $C = 2b$

Con un valor de "e" = 1.27 cm (1/2 plg) se estará seguro de que el pasador no ocasionará corte en el agujero de las barras.

La barra A7 estará soldada al eje, así que se hace necesario diseñar la soldadura. El par torsor es producido por la componente perpendicular al eje de la barra, la cual es mayor cuando el ángulo $\theta = 0$ grados, con un valor de $P_y = 5503 \text{ N}$ (61 Kg):

$$T = 825.5 \text{ N-m (8415 kg-cm)},$$

recordando que el brazo de palanca es de 15 cm (longitud de la

barra A7), de forma que el esfuerzo cortante producido por este par, es:

$$\tau_c = \frac{T R}{J} \quad (6.4)$$

siendo R la distancia del centro del eje a la línea neutra del cordón de soldadura y J el momento polar de inercia de la soldadura. Se llegó a la siguiente expresión en función de la dimensión nominal de la soldadura:

$$\tau_c = \frac{892.85 (5.7 + t)}{(1.9 + t)^4 - 13} \quad (6.5)$$

por lo tanto, para un cordón con $h = 0.952$ cm (3/8 plg) se obtiene un esfuerzo $\tau_c = 1088.9$ N/cm² (111 kg/cm²) que es menor al admisible.

En cuanto a la barra sobre la que actúa el cilindro hidráulico, se siguió el mismo procedimiento, encontrándose que las dimensiones serían un poco menores a las barras A7. Para uniformizar el diseño y facilitar la fabricación, se tomarán las mismas dimensiones calculadas para estas últimas.

6.5 TORNILLO DE CONTROL DE PROFUNDIDAD

El tornillo estará sometido a una fuerza no necesariamente axial, sino con una componente radial. De esta forma se puede desarrollar el diseño superponiendo los dos efectos. Por un lado la carga axial produce esfuerzos por flexión y de corte transversal en la rosca del tornillo y, por otro lado, la componente radial produce un momento

fléctor en la sección transversal del tornillo. El procedimiento que se seguirá es el de proponer un tornillo y comprobar que efectivamente cumple con los requerimientos de esfuerzos que se calculan. Se selecciona por lo tanto un tornillo de rosca estandar de tamaño nominal 2.54 cm (1 plg), cuyas características físicas estan dadas en tablas [15] y son:

diámetro nominal : 1 plg

hilos/plg: 8

diámetro básico de: .9188 plg

ángulo de rosca : 2.5 grados

área de esfuerzo A_s : 0.606 plg²

altura de la rosca, h: 0.1534 plg

ancho del filete b: 0.09375 plg

diámetro de raíz d_r = 0.8466 plg

Utilizando las expresiones desarrolladas en la referencia [15] se han encontrado los siguientes valores:

Esfuerzo por aplastamiento, $\sigma_s = 464 \text{ N/cm}^2$

Esfuerzo de flexión $\sigma_f = 3723 \text{ N/cm}^2$

Esfuerzo por corte transversal $\tau_c = 559.2 \text{ N/cm}^2$

Esfuerzo cortante máximo $\tau_{\max} = 2158.2 \text{ N/cm}^2$

Esfuerzo principal $\sigma_1 = 4260.5 \text{ N/cm}^2$

mientras que la carga radial produce un esfuerzo máximo en la sección transversal del tornillo de:

$$\sigma = 4188.9 \text{ N/cm}^2$$

De forma que con un tornillo de grado 3, cuyos esfuerzos son de 75890 N/cm^2 (736 kg/cm^2) a tensión y de 58644.2 N/cm^2 (5978 kg/cm^2) de cedencia, se tendrá un margen bastante alto de confiabilidad en el tornillos.

De esta forma quedan determinadas las principales dimensiones del mecanismo. Otras dimensiones se muestran con claridad en los planos del Anexo, los cuales contienen toda la información necesaria para su fabricación.

CONCLUSIONES

1.- Como se observa en el análisis detallado de la alternativa No.3, el efecto de la fricción es bastante apreciable. Así, el considerar un coeficiente de fricción de 0.25, modifica la fuerza requerida por el operador en forma significativa si se compara con el resultado cuando no se tiene en cuenta la fricción (de 30 N se incrementa a 150 N, cuando el motoculor esta trabajando con la sembradora, y el ángulo de la barra A7 es de 90 grados, según se muestra en la gráfica 10). En el análisis de cargas del mecanismo de enganche, la fricción representa un máximo de 5 % del momento M, producido por las cargas. Este hecho permite afirmar que es recomendable tener en cuenta la fricción cuando se trata de maquinaria agrícola.

2.- La posibilidad de modificar el diseño de la sembradora, de forma que los botes en donde se deposita la semilla no esten soportados por el sistema de enganche, a pesar de haberse descartado en este estudio, sigue teniendo validéz, en el sentido de brindarle al comprador otras posibilidades que le representen una menor inversión inicial.

3.- La utilización de resortes como elementos de almacenamiento de energía, presenta una grán versatilidad que a simple vista no parece tan evidente. Varias de las alternativas analizadas, estaban relacionadas con este tipo de elementos.

4.- Los resortes que trabajan a fuerza constante, tales como el flexator y el negator, presentan una magnífica opción para ser utilizados en sistemas mecánicos sencillos.

Su limitante es la falta de una adecuada información. Sería muy interesante la realización de una investigación seria al respecto, que permitiera tener una formulación confiable del comportamiento de estos elementos.

5.- De acuerdo al análisis de cada una de las alternativas, se seleccionó el Sistema Hidráulico Convencional, ya que presenta muchas ventajas. Su inconveniente del costo queda ampliamente justificado al evaluar las ventajas que representa no solo para el estado actual de desarrollo de herramientas del motocultor, sino por las amplias posibilidades que se tienen, para emplear otro tipo de herramientas, inclusive más pesadas que la sembradora.

6.- Una ventaja adicional de tener un sistema hidráulico, que vale la pena resaltar, es la posibilidad de incorporar un sistema automático de control de profundidad, como el que se menciona en la ref. [8], sin mayores costos.

7.- Como conclusión muy personal del autor, se puede afirmar que con este trabajo se logró introducir en forma concreta al tema de maquinaria agrícola, y se obtuvo una gran cantidad de conocimientos importantes, además, por la valiosa experiencia transmitida por el diseñador del Motocultor, se ve con mucha más claridad la aplicación de tecnología nacional en el diseño de este tipo de equipos.

REFERENCIAS

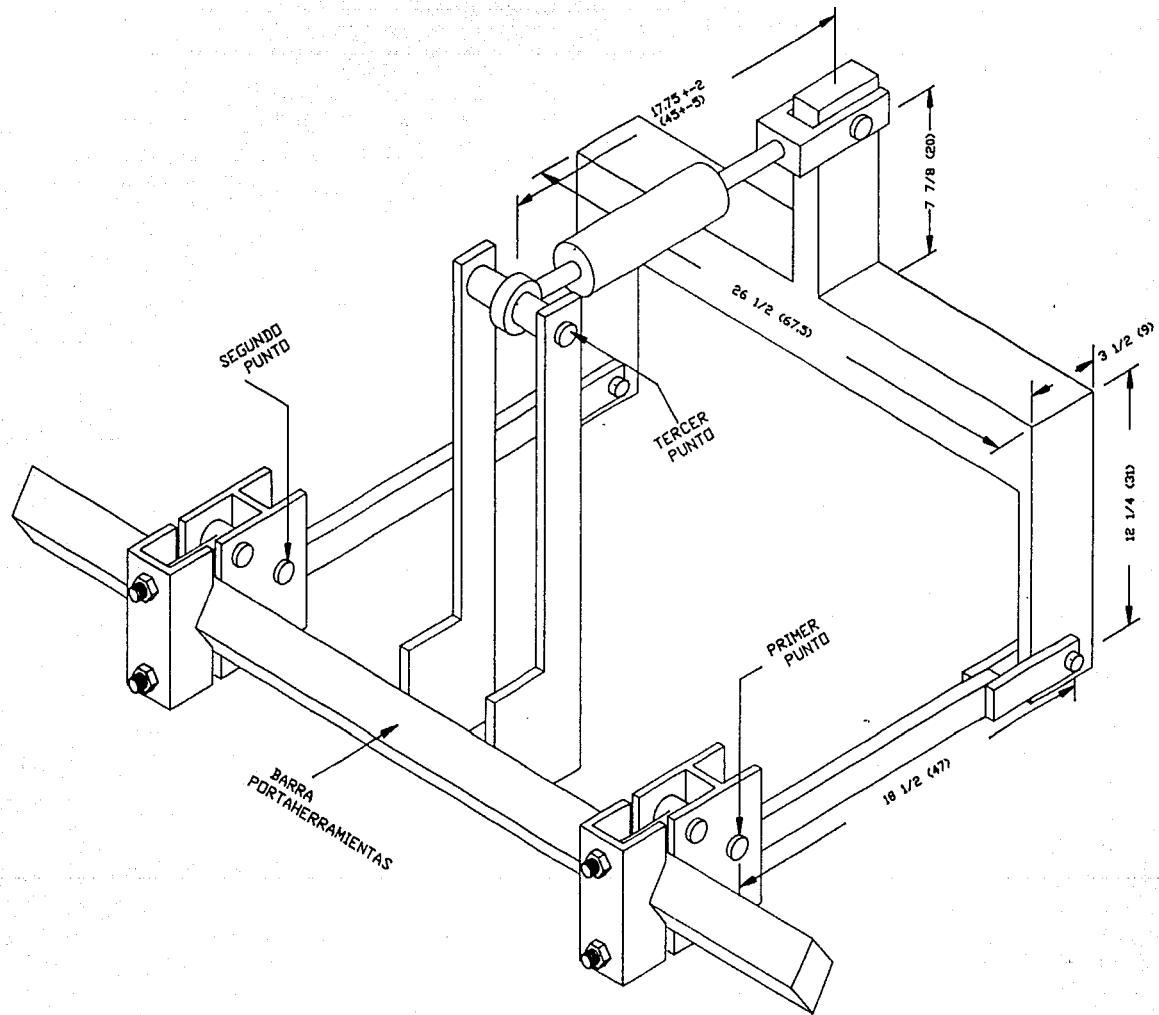
1. American Society of Agricultural Engineers, ASAE D230.3: AGRICULTURAL MACHINERY MANAGEMENT DATA, ASAE, 1981-1982, Agricultural Engineering Year Book, p. 231-237.
2. Angeles J. Análisis y Síntesis Cinemáticos y de Sistemas Mecánicos, Limusa, 1978, p. 112-114
3. Angeles J. Búsqueda del Mecanismo Optimo Mediante el Método de Newton Raphson, Memoria del VII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Oaxaca, México. 1981, p. 311-315.
4. Angeles J., Hernandez J.L. Síntesis de Macanismos Generadores de Función con Transmisión Optima, Memoria del VI Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Querétaro, México, 1980, p. 206-209.
5. Angeles J., Rojas A. Síntesis del Mecanismo RSSR con ventaja Mecánica Optima, Memoria del VII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Oaxaca, México, 1981, p. 321-325
6. Angeles J. Callejas M. Software para el Análisis Digital de Sistemas Mecánicos, Memoria del VII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Oaxaca, México, 1981, p. 316-320
7. Narkan P. Tuohy E. Synthesis of the Four-Bar Linkage to Match Prescribed Velocity Ratios, Journal of Engineering for Industry, Mayo, 1959, p. 169-177.
8. Berlijin J.D. et al. Tractores Agrícolas, Manuales para la Educación Agropeuaría, Secretaria de Educación Pública/Trillas, 1988.
9. Burton P. Kinematics and Dynamics of Planar Machinery, Prentice-Hall, 1979, cap. 1, 9, 11.

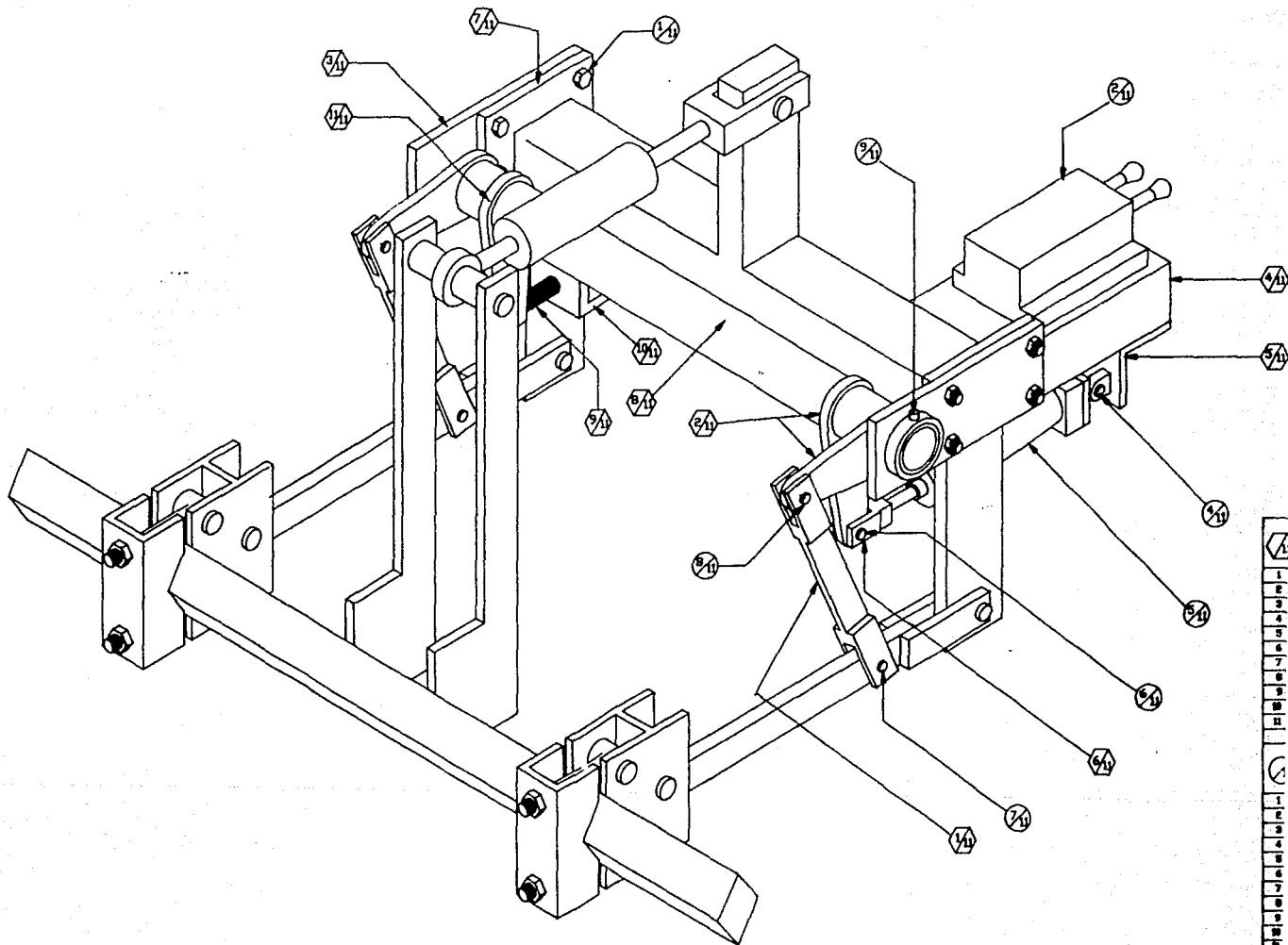
10. Cervantes S.J., Lara L.A. Simulación del Motocultor de Alto Despeje y su Remolque Portaaccesorios, Memoria del XIV Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, México, 1988, p. 171-175.
11. Cervante S.J. Simulación del Remolque de un Motocultor con Base en su Comportamiento Tractivo, Tesis de Licenciatura, Universidad Michoacana de San Nicolas Hidalgo, 1988.
12. Colin V.J. Adaptación de una Sembradora al Motocultor de Alto Despeje, Memoria del XIII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, México, 1987, p. 446-470
13. Chicurel U.E. Juntas Soldadas, Apuntes de Mecánica de Matreriale, UNAM, 1980
14. Chironis J. Spring Design and Appication, McGraw-Hill, 1961, Cap. 1, 3, 6, 11, 13.
15. Deutschman A., Michels W., Wilson Ch. Diseño de Máquinas, CECSA, 1985, Cap. 7, 14, 15, 16, 17.
16. Faires V.M. Design of Machine Elements, McMillan, 1955, Cap. 1, 2, 5, 7, 10, 21.
17. GTZ/GATE, Tools for Agricultural Equipment, a Buyers Guide to Apropiate Equipment, Gate?Gtz, 1985.
18. Hain K. Applied Kinematics, McGraw-Hill, 1967, Cap. 1, 7
19. Kepner R.A., Bainer R, Barger L., Principles of Farm Machinery, The AVI Publicshing Company, 1972, Cap. 4, 5.
20. Kanafojski Sin datos de título e imprenta, p. 227-250.
21. Lara-López A., Chancellor W.J., Kepner R.A., Kaminaka M.S., A Two Wheeled Tractor for Manufacture in México, TRANSACTIONS OF THE ASME, Vol. 25, 5pp, 1189-1194, 1203.

22. Liljedahl J.B., Carleton W.M., Turnquist P.K., Smith D.W., Tractores, Diseño y Funcionamiento, Limusa, 1984, Cap. 11, 12, 13.
23. Marks L., Baumesister T. Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, Uthea, 1979, Cap. 1, 6, 8.
24. Rodriguez C.M., Arangua M., Meyer L., Romero R., De Pérez, Tamez F., Tijerina G., Características de la Agricultura Mexicana y Proyecciones de la Demanda y la Oferta de Productos Agropecuarios entre 1976 y 1982, Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos, 1969.
25. Riquelme S.J. Multicultor ICAT-INIA, Instituto de Investigaciones Agropecuarias e Ingeniería y Construcción Alfredo Trentini, Chile, 1986.
26. Sims G., Moreno R., Albarrán S. Yunticultor, Equipo y Uso, Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos-Inia, 1985.
27. Singer F.L. Resistencia de Materiales, Harla S.A de C.V., 1971, Cap. 4, 12
28. Soni A. Mechanism Synthesis and Analysis, McGraw-Hill, 1972, p. 260.
29. Shigley J.S. Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, 1972, Cap. 7, 8, 13.
30. Toa D.C. Applied Linkage Synthesis, Addison-Wesley Publishing Company Inc., 1964, Cap. 4
31. Timoshenko S.P. Gere J. Mecánica de Materiales, Uthea, 1974
32. Valdivia H.R. y Lara L.A. Diseño Optimo del Mecanismo Portaaccesorios para un Motocultor, Memoria del X Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, México, 1984, p. 165-169

33. Varios "CATALOGOS DE PRODUCTOS HIDRAULICOS"
 - Catálogo RAYMEX, Racine Hidráulics de México, S.A de C.V.
 - Miller AL Series, Miller Fluid Power.
 - Catálogo 571211, Bosch, Gear Pumps
34. SPEC, Stock Springs, Spring Washers, Associated Spring Raymond, Barnes Group Inc.
35. Woodson W. Human Factors Design Hanbook, McGraw-Hill, p. 774-781.

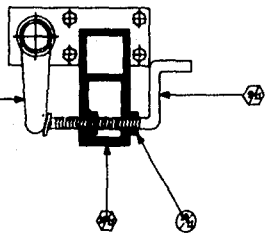
ANEXO



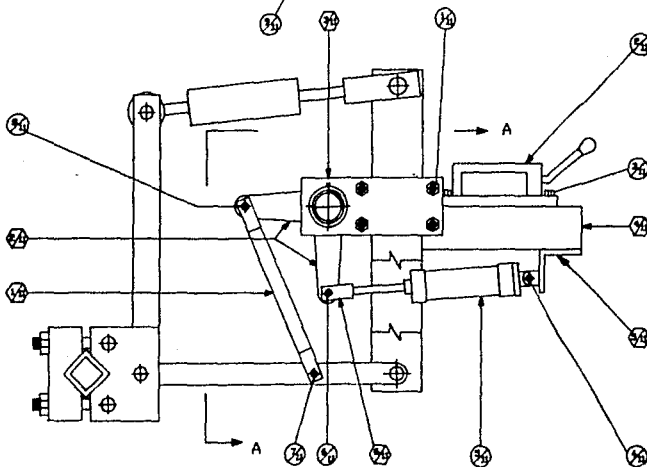
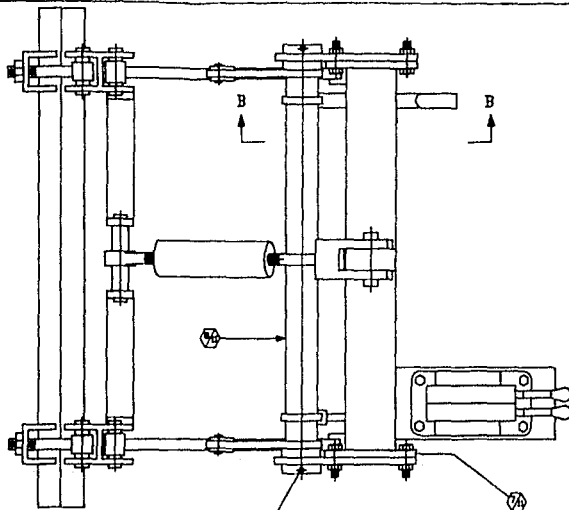


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA
 SECCION MECANICA

SISTEMA DE ENGANCHE Y LEVANTE DE
 ACCESORIOS DE UN MOTOCULTOR DE /
 DESPEJE

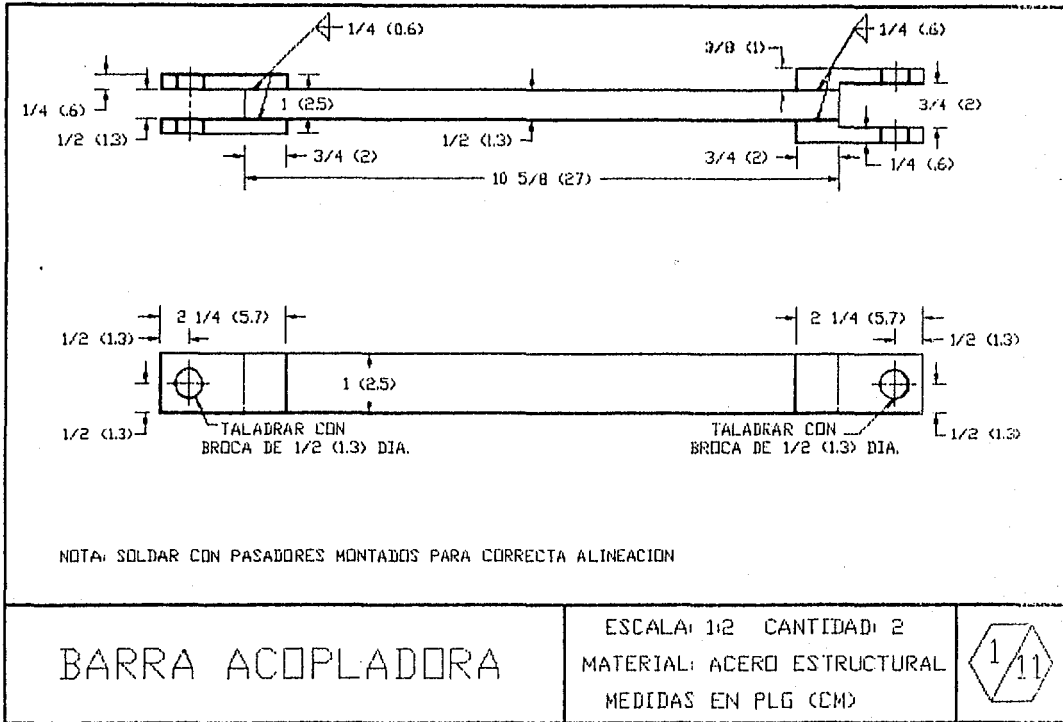


SECCION B-B



SECCION A-A

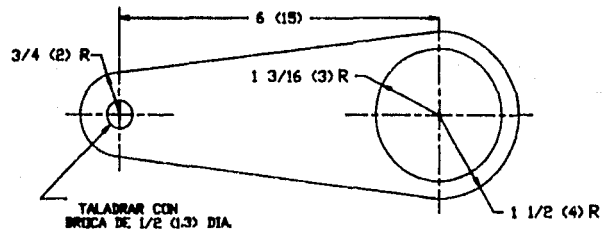
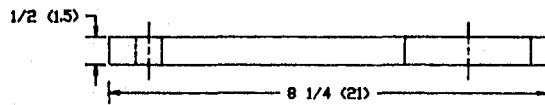
ELEMENTOS A FABRICAR		
DESCRIPCION	MATERIAL	CANT.
1 BARRA ACAPLAMBRA	ASB	2
2 BRASO	ASB	3
3 APoyo DE EJE	ASB	2
4 SOPORTE DE VALVULA	ASB	1
5 PIVOTE DE CILINDRO	ASB	1
6 TORNILLO	ASB	1
7 PLACA DE ANCLAJE	ASB	2
8 EJE (TIPO DE 2 PLD)	ACERO CARB	1
9 TORNILLO DE AJUSTE	ASB	1
10 SOPORTE DE TORNILLO	ASB	1
11 BRASO DE AJUSTE	ASB	1
ELEMENTOS COMERCIALES		
DESCRIPCION	CANT.	
1 TORNILLO CON TUERCA 1/2-13-UNC-6	2	
2 VALVULA DE CONTROL DEL MOTOR PARA HL-10	1	
3 TORNILLO CON TUERCA 3/16-32-UNC-1 3/4	2	
4 PASADOR EN ACERO CON 1/2 BSA X 2 LONG.	1	
5 CILINDRO SIMPLE DE 1 1/2 BSA X 2 1/2 CARR.	1	
6 PASADOR EN ACERO CON 1/2 BSA X 1 1/2	2	
7 PASADOR EN ACERO CON 1/2 BSA X 1 1/4	2	
8 PASADOR EN ACERO CON 1/2 BSA X 1 1/4	2	
9 BRASO	2	
10 TUERCA MEX DE 3/4-16-UNC	2	
11 BARRA TIPO TORNILLO PARA ROSCAR 3/4-16-UNC	1	



BARRA ACOPLADORA

ESCALA: 1:2 CANTIDAD: 2
 MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL
 MEDIDAS EN PLG (CM)





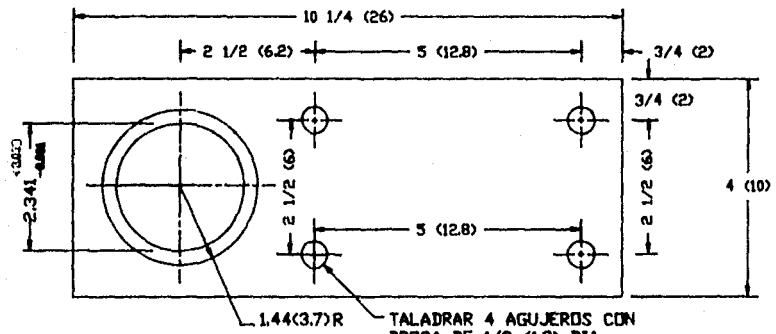
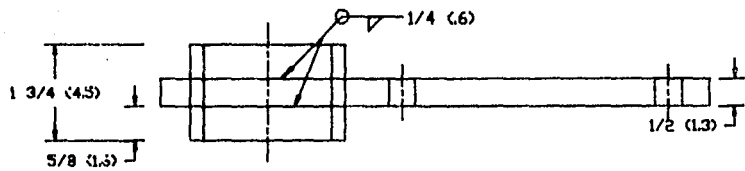
BRAZO

ESCALA: 1/2 CANTIDAD: 3

MATERIAL: ACERO A36

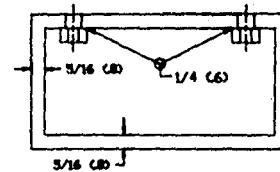
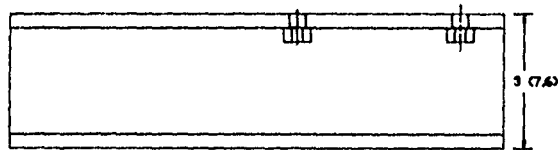
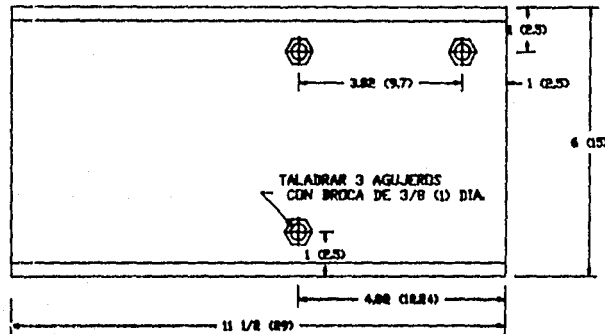
MEDIDAS EN PLG (CM)





TALADRAR 4 AGUJEROS CON
BRDCA DE 1/2 (1.3) DIA.

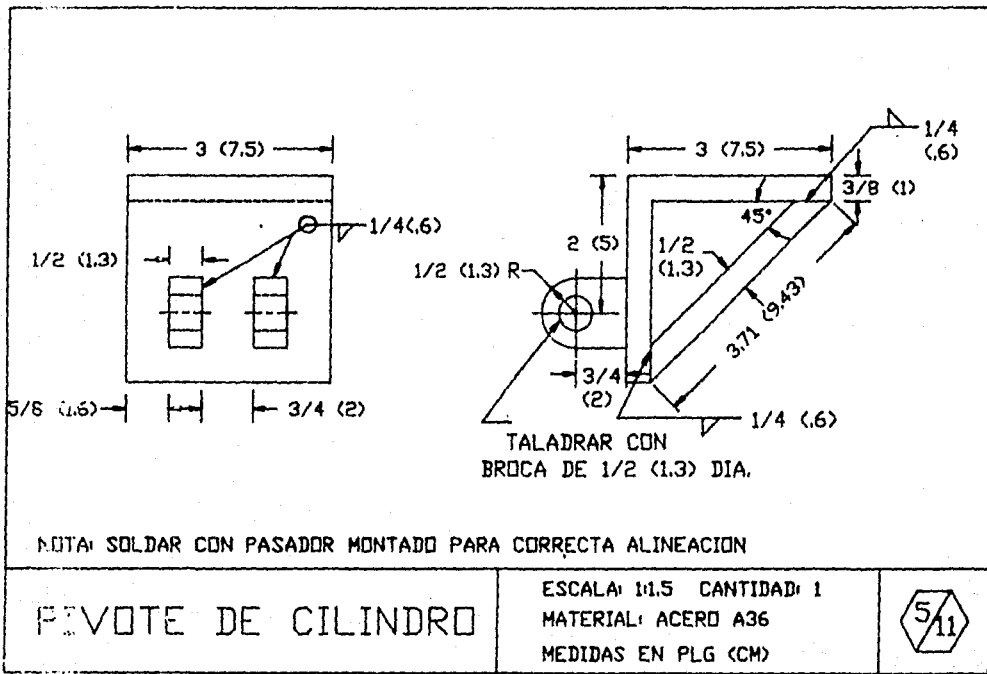
<p>APoyo DE EJE</p>	<p>ESCALA: 1:2 CANTIDAD: 2 MATERIAL: ACERO A36 MEDIDAS EN PLO (CM)</p>	
---------------------	--	--

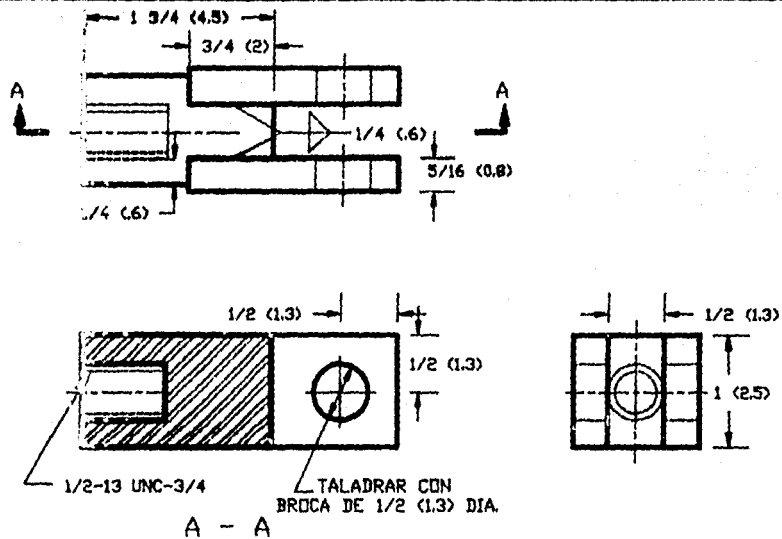


BASE DE VALVULA

ESCALA 1:2.5 CANTIDAD: 1
MATERIAL: ACERO A36
MEDIDAS EN PLG (CM)





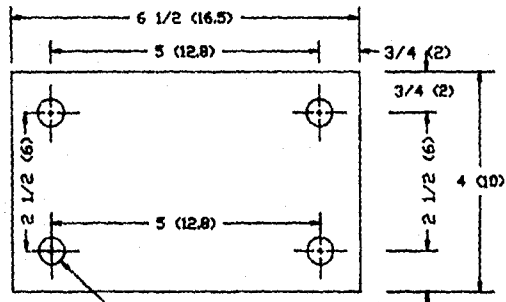
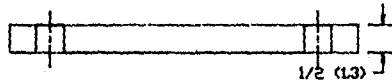


DEBE SOLDAR CON PASADOR MONTADO PARA CORRECTA ALINEACION

HORQUILLA

ESCALA: 1:1 CANTIDAD: 1
 MATERIAL: ACERO A36
 MEDIDAS EN PLG (CM)



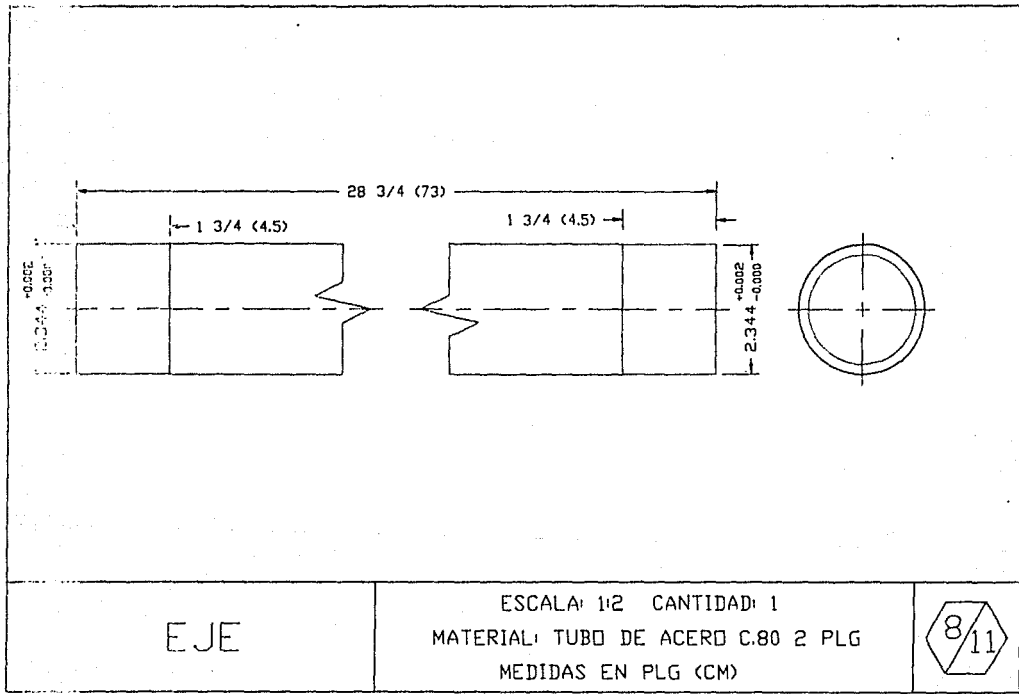


TALADRAR 4 AGUJEROS CON
BROCA DE 1/2 (1.3) PLG DIA.

PLACA DE ANCLAJE

ESCALA: 1/2 CANTIDAD: 2
MATERIAL: ACERO A36
MEDIDAS EN PLG (CM)

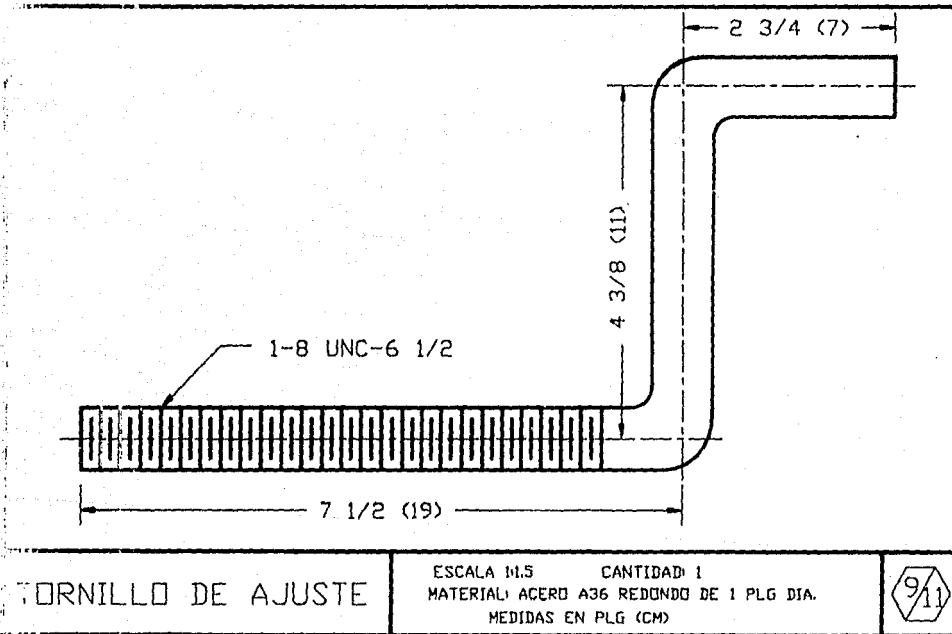


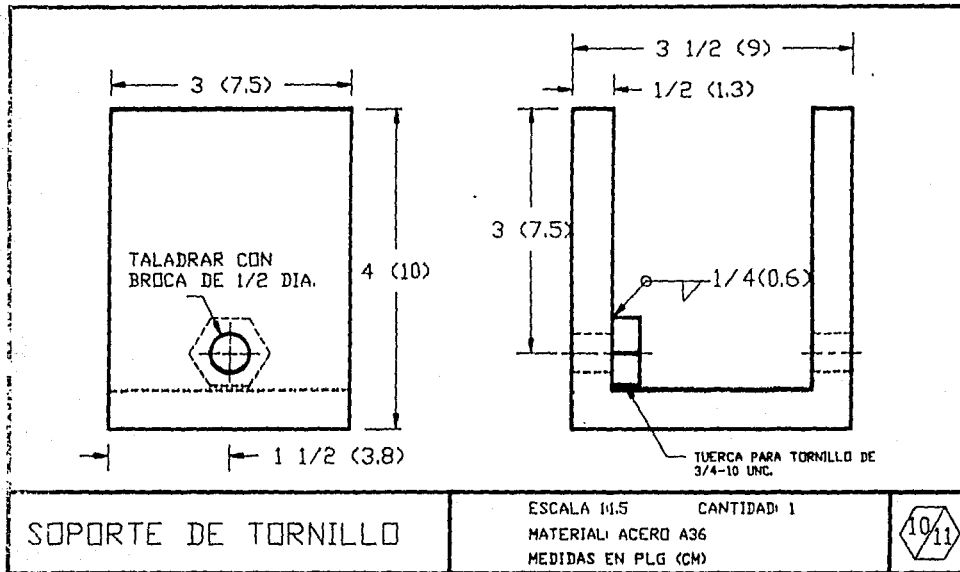


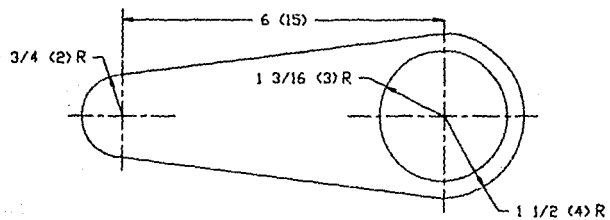
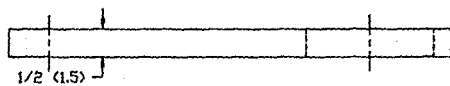
EJE

ESCALA: 1:2 CANTIDAD: 1
MATERIAL: TUBO DE ACERO C.80 2 PLG
MEDIDAS EN PLG (CM)









BRAZO DE AJUSTE

ESCALA: 1/2 CANTIDAD: 1

MATERIAL: ACERO A36

MEDIDAS EN PLG (CM)

