



D-9275



T
631.33
M516

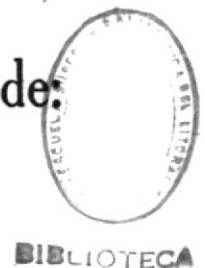
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



"CALCULO Y DISEÑO DE UNA CULTIVADORA PARA
EL CONTROL DE LAS MALEZAS DEL ALGODON"

TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO



BIBLIOTECA

Presentada por:
MARCO TULIO MEJIA CORONEL

Guayaquil - Ecuador
1.988

A G R A D E C I M I E N T O

Al ING. MARCELO ESPINOSA L.,
Director y amigo, que sin su
ayuda y colaboración no hubiera
sido posible realizar este tra-
bajo.

A los ING. MANUEL HELGUERO y
VICTOR HUGO GONZALEZ, Al Dr.
PETER LORHLEIN y a todos aque-
llos que de una u otra forma me
han ayudado y brindado su amis-
tad

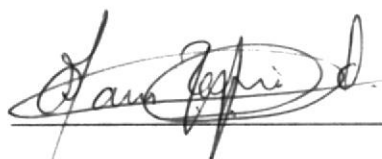
DEDICATORIA

BIBLIOTECA

A MIS PADRES a quienes debo mi existencia, mi formación y mi amor.

A MIS HERMANOS, que me supieron dar el ejemplo de estudio.

A MIS AMIGOS, por su amistad sincera y por el impulso que me dieron para culminar esta obra.



ING. MARCOS TAPIA

SUBDECANO FOLUD ING. MECANICA



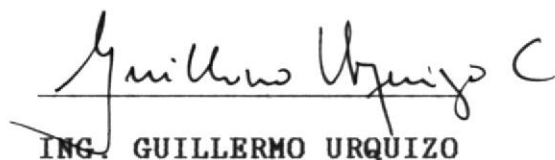
ING. MARCELO ESPINOSA L.

DIRECTOR DE TESIS



ING. EDMUNDO VILLASÍS

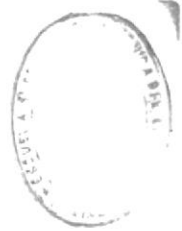
MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL



ING. GUILLERMO URQUIZO

MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA



BIBLIOTECA

"La presente responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL)

Marco Tulio Mejía Coronel

RESUMEN

A través de esta tesis se busca dar solución al problema causado por las malezas en los campos algodoneiros del Canton Pedro Carbo, los cuales producen una disminución en el rendimiento del algodón en un 30 %.

Se realiza, en primer lugar un análisis de los costos de Producción y se verifica la importancia económica que tiene este cultivo.

Luego se analizan los diferentes factores involucrados con el problema, como lo son: el algodón y su ciclo vegetativo, las malezas, el tipo de suelo de la zona y los cultivadores que realizan este tipo de labor. Con lo cual se procede a formular alternativas de diseño y un cuadro de selección de las mismas, determinandose diseñar una cultivadora del tipo fresadora, autopropulsada de eje horizontal y cuchillas rectas de bajo peso y de bajo costo.

Para lograr plenamente estos objetivos se revisan los criterios sobre los cuales se elijan los materiales más adecuados del mercado nacional, para constituir cada parte

de la máquina. Luego se procede a realizar un análisis mecánico de las piezas y elementos más importantes constitutivos de la cultivadora y se los dimensiona para el tipo de trabajo que van a realizar, así como para fatiga.

Finalmente se hace un estudio alternativo de los costos y gastos necesarios para llevar a ejecución de la obra y se concluye que es necesario realizar una fabricación en serie para bajar los costos de fabricación así como un análisis más a fondo de las verdaderas fuerzas y esfuerzos que soportará la máquina al realizar su trabajo y así disminuir los factores de seguridad y bajar costos.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INDICE DE NOMENCLATURA

INTRODUCCION	1
A) El Algodón	2
B) Las malezas	3
C) El suelo	6
D) Los cultivadores	6
1. JUSTIFICACION DEL PROYECTO	10
1.1 Análisis de la producción	10
1.2 Costos de la producción	12
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	22
2.1 El problema	22
2.2 Criterios para seleccionar la mejor solución	23
2.2.1 Ciclo vegetativo del algodónero	24
2.2.2 Pérdidas y perjuicios causados por las malezas	25
2.2.3 Efectos de la competencia de las malezas sobre el crecimiento de los cultivos	25
2.2.4 Características de las malezas de los campos algodóneros	28
2.2.5 Textura del suelo	30



2.2.6	Los suelos apropiados para el algodón	30
2.2.7	Parámetros de diseño	30
2.3	Planteamiento de las alternativas de diseño	32
A)	Análisis de las necesidades	36
B)	Determinación de Objetivos	37
C)	Creación de Alternativas	38
D)	Red de Fiabilidad	51
E)	Selección de la solución	53
3.	CRITERIOS PARA LA SELECCION DE MATERIALES	56
3.1	Propiedades mecánicas	58
3.2	Tratamientos Superficiales	65
3.2.1	Resistencia a la Corrosión	65
3.2.2	Resistencia al Desgaste	65
4.	INGENIERIA DE DISEÑO	75
4.1	Análisis de los parámetros de diseño	75
4.2	Parámetros de funcionamiento de la cultivadora y cinemática de las cuchillas	77
4.3	Fuerza de corte del suelo: Resistencia del suelo	79
4.3.1	Distribución de los elementos de trabajo	84
4.3.2	Trabajo Específico	83
4.3.3	Fuerza Estáticas y Dinámicas	89
4.4	Cálculo de la potencia de la Cultivadora	97
4.5	Cálculo y diseño de las Cuchillas	102
4.5.1	Diseño a la fatiga de las cuchillllas	112

4.6	Cálculo y diseño de las Placas Portacuchillas	115
4.6.1	Cálculo de la resistencia a la flexión	117
4.6.2	Cálculo de las chavetas de la placa	119
4.7	Cálculo y selección de las bandas y poletas de transmisión	123
4.8	Cálculo y diseño del sistema de embrague	128
4.8.1	Cálculo de la fuerza de embrague por el criterio de presión uniforme	132
4.8.2	Cálculo de la fuerza de embrague por el criterio de desgaste uniforme	134
4.8.3	Cálculo del resorte de presión de embrague	136
4.9	Cálculo y diseño del Eje de Transmisión	142
4.9.1	Esfuerzo sobre las estarias del eje	143
4.9.2	Cálculo y diseño del sistema de reducción de velocidad	147
4.9.3	Fuerzas actuantes sobre el plano X-Z	163
4.9.4	Fuerzas actuantes sobre el plano Y-Z	164
4.9.5	Momento torsor máximo	168
4.9.6	Diseño del eje a fatiga	171
4.10	Cálculo y diseño del eje de las cuchillas	176
4.10.1	Fuerzas actuantes sobre el plano X-Z	177
4.10.2	Fuerzas actuantes sobre el plano Y-Z	177
4.10.3	Momento torsor máximo	180
4.11	Cálculo y selección de cojinetes	187
4.11.1	Rodamientos del sistema de transmisión	188
4.11.2	Rodamientos de la polea loca de transmisión	191

4.11.3 Rodamientos de apoyo del eje de transmisión	192
4.11.4 Rodamientos del eje protacuchillas	194
5. COSTOS DE FABRICACION	197
5.1 Costos de Materiales	197
5.2 Costo de mano de obra	202
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	209
APENDICES	211
BIBLIOGRAFIA	258

INDICE DE FIGURAS

- A.1 *Gossypium*, Algodón
- A.2 Tallo y ramificaciones. Esquema de ramilla florífera y flor
- B.1 Diferentes tipos de malezas del Algodón
- D.1 Cultivador propulsado de azadones giratorios
- 1.1 Consumo Industrial Textil Nacional e Importado de la fibra del Algodón
- 1.2 Superficie sembrada y cosechada del Algodón en toda la República
- 1.3 Número de Agricultores dedicados al cultivo del Algodón
- 1.4 Producción del cultivo del Algodón en toda la República
- 1.5 Rendimiento del cultivo del Algodón en toda la República
- 1.6 Productividad del cultivo del Algodón en toda la República.
- 1.7 Producción del Algodón en rama en toda la República
- 2.1 Diagrama simplificado de la estructura de una planta de Algodón en el período de fructificación
- 2.2 Ciclo vegetativo del Algodonero
- 2.3 Triángulo de texturas del suelo

- 2.4 Esquema de la forma de sembrar el Algodón en un proceso de cultivo mecanizado
- 2.5 Diagrama de flujo de los pasos a seguir para seleccionar la mejor solución
- 2.6 Distintos tipos de rejas de cultivadores
- 2.7 Distintos tipos de brazos para cultivadores
- 2.8 Diferentes tipos de herramientas de corte para cultivadores motrices
- 2.9 Alternativa # 1
- 2.10 Alternativa # 2
- 2.11 Alternativa # 3
- 2.12 Alternativa # 4
- 2.13 Alternativa # 5
- 2.14 Alternativa # 6
- 2.15 Alternativa # 7
- 2.16 Alternativa # 8
- 2.17 Alternativa # 9
- 3.1 Corrosión entre placas producida por diferencia de concentración de oxígeno
- 3.2 Desgaste adhesivo sobre el piñón de un tractor debido a lubricación inadecuada
- 3.3 El cojinete principal de un muñon de un cigueñal dañado por partículas de suciedad que contaminaron al lubricante
- 4.1 Curvas cicloides trazada por la cultivadora al fresar en paralelo
- 4.2 Forma de trabajar de la fresadora

- 4.3 Dependencia del volumen cortado de suelo con la relación " u/v " para resoluciones concurrentes y contra sentido
- 4.4 Diagrama de los cambios de la fuerza periférica K_o para diferentes velocidades periféricas.
- 4.5 Optimización del arreglo de 16 cuchillas en los 4 discos de la fresadora
- 4.6 Dependencia del trabajo específico (A) de una cultivadora con la velocidad periférica " u "
- 4.7 Dependencia de la fuerza estática " K_e " y de la fuerza dinámica " K_D " de un cultivador con la velocidad de desplazamiento " v "
- 4.8 Dependencia de la fuerza estática " K_e " y de la fuerza dinámica " K_D " con la velocidad periférica " u " a una constante velocidad de desplazamiento " $v = 1$ [m/s]"
- 4.9 Dependencia de la fuerza estática " K_e " y de la fuerza dinámica " K_D " con la velocidad periférica " u " a una relación constante " $u/v = 5$ "
- 4.10 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre los pernos de las cuchillas
- 4.11 Diagrama del disco de la cuchilla: a) Disposición de las cuchillas, b) diagrama del cuerpo libre de la placa.

- 4.12 Esquema de las poleas del sistema de transmisión.
- 4.13 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas actuantes de la polea montada sobre el eje de transmisión
- 4.14 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas que transmite la polea al eje de transmisión
- 4.15 Dimensiones del tornillo Sin-Fin
- 4.16 Dimensiones de la rueda del Sin-Fin
- 4.17 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas actuantes sobre el sin fin y los cojinetes del eje
- 4.18 Diagramas de las fuerzas cortantes y los momentos flectores, máximos y mínimos del eje de transmisión en el plano X-Z
- 4.19 Diagramas de las fuerzas cortantes y los momentos flectores, máximos y mínimos del eje de transmisión en el plano Y-Z
- 4.20 Diagramas de las fuerzas cortantes y momentos flectores que actúan sobre el eje motriz de las cuchillas en el plano X-Z.
- 4.21 Diagramas de las fuerzas cortantes y momentos flectores que actúan sobre el eje motriz de las cuchillas en el plano Y-Z
- 4.22 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre el eje motriz de las cuchillas

INDICE DE NOMENCLATURA

$A=A_G$	: Trabajo Específico
A_a	: Area de aplastamiento
A'_B	: Trabajo Específico dinámico de expulsión de suelo
A_D	: Trabajo Específico dinámico
A_s	: Trabajo Específico estático
A_t	: Área del Triángulo
a_m	: Anchura de trabajo
b	: Base del Triángulo
b_a	: Ancho de la superficie de contacto del embrague
C	: Distancia entre centros
c	: Índice del resorte
C_o	: Coeficiente de corrección del trabajo específico
c_v	: Velocidad promedio de los pedazos de suelo expulsados
c_x	: Coeficiente del Ángulo de corte
c_y	: Coeficiente del Ángulo de corte
D	: Diámetro de la manzana del las placas
D_{cub}	: Diámetro del cubo de las placas
D_m	: Diámetro mayor del embrague cónico
d_m	: Diámetro menor del embrague cónico
d_p	: Diámetro de la placa
d_p	: Diámetro del perno
D_r	: Diámetro del resorte
d_r	: Diámetro de la espira del resorte
d_t	: Distancia desde un punto cualquiera al centroide

E : Energía necesaria para expulsar el suelo
 F : Fuerza aplicada sobre un elemento mecánico
 F' : Cortante primario
 F'' : Cortante secundaria
 F_A : Fuerza aplicada sobre el perno A
 F_B : Fuerza aplicada sobre el perno B
 F_c : Fuerza de corte del suelo
 F_{cr} : Fuerza axial crítica del resorte
 F_e : Fuerza del embrague sobre el resorte
 F_{pr} : Fuerza de Precarga del resorte
 F_{max} : Fuerza máxima
 F_{min} : Fuerza mínima
 F_n : Fuerza normal
 $F.S.$: Factor de Servicio
 f : Coeficiente medio de fricción
 G : Módulo de Rigidez
 g : Aceleración de la gravedad
 h : Altura
 $I_{\Delta\Delta\Delta}$: Inercia del triángulo
 i : Número de las cuchillas
 k : Constante del resorte
 K_o : Fuerza periférica del suelo sobre las cuchillas
 K_a : Factor de superficie
 K_b : Factor de tamaño
 K_c : Factor de confiabilidad
 K_d : Fuerza dinámica del suelo sobre las cuchillas
 K'_d : Fuerza dinámica de expulsión del suelo

K''_d : Fuerza dinámica de corte del suelo
 K_c : Factor de concentración de esfuerzos
 K_r : Factores diversos
 K_L : Factor de la relación de longitud al diámetro medio del resorte
 K_s : Fuerza estática del corte del suelo
 k_o : Resistencia del suelo al corte
 k_x : Componente x de la fuerza de corte k_o
 k_y : Componente y de la fuerza de corte k_o
 l_a : Longitud de arco de círculo
 L_B : Longitud de la banda
 l_c : Longitud del brazo del momento flector
 l_{ch} : Longitud de la chaveta
 L_{comp} : Longitud del resorte en estado comprimido
 L_{des} : Longitud de desarrollo del resorte
 L_f : Longitud libre del resorte
 l_p : Distancia entre dos cortes sucesivos
 L_{tcomp} : Longitud del resorte completamente comprimido
 M : Momento de flección
 m : Masa del suelo
 M_A : Momento flector en el lado A
 M_B : Momento flector en el lado B
 M_c : Momento flector de la cuchilla
 N : Potencia de accionamiento de la fresadora
 n : Número de revoluciones
 N_a : Número de espiras activas
 N_B : Número de bandas



N_m : Número de espiras muertas
 n_p : Número de pernos
 n_s : Factor de Seguridad
 P : Fuerza transmitida por los pernos
 p : Profundidad de corte
 P_B : Potencia de la banda
 P_d : Potencia de diseño
 P_r : Potencia requerida
 P_1 : Fuerza de tensión en el lado tirante de la polea
 P_2 : Fuerza de tensión en el lado flojo de la polea
 R : Radio del círculo de corte trazado por la
 cuchilla
 r : distancia de cada perno al centroide de la carga
 r_1 : Distancia de un perno en particular al centroide
 R_1 : Radio interior de contacto del cono
 R_m : Radio medio del cono

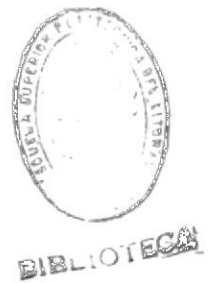
 R_o : Radio exterior de contacto
 $R.V.$: Relación de velocidad
 S : Holgura
 S_e : Límite de la resistencia a la fatiga
 S'_e : Límite de resistencia a la fatiga modificado
 S_{ey} : Resistencia de la fluencia en cortante
 S_{ut} : Resistencia última a la tracción del material
 S_y : Resistencia a la fluencia del material
 t : Espesor crítico de la placa
 t_{comp} : Paso de la espiras

t_0 : Paso de las espiras del resorte en estado libre
 T_{max} : Torque máximo
 T_{min} : Torque mínimo
 u : Velocidad periférica de las cuchillas
 v : Velocidad de desplazamiento de la máquina
 v_m : Volumen de corte
 w : Velocidad angular de las cuchillas
 Wt : Angulo de rotación durante el período t
 y : Compresión del resorte
 y_{tr} : Deformación de la carrera de trabajo
 z : Número de las cuchillas

LETRAS GRIEGAS

α : Angulo de conicidad del embrague
 α_v : Coeficiente de resistencia mecánica al desplazamiento
 α_u : Coeficiente de resistencia mecánica a la rotación
 δ_s : Densidad volumétrica de la masa del suelo
 η : Coeficiente de perdidas de energía
 η_c : Eficiencia de la cultivadora
 η_r : Eficiencia que incluye reserva de potencia
 σ : Esfuerzo de flección
 σ_s : Esfuerzo de aplastamiento
 σ_{ut} : Esfuerzo último de tracción
 σ_t : Esfuerzo de trabajo de las cuchillas
 σ_y : Esfuerzo de fluencia
 θ : Distancia angular entre dos cuchillas adyacentes

- $\Delta\theta$: Variación de la distancia angular entre los
diferentes elementos de trabajo de la fresadora
- Ω : Coeficiente de proporcionalidad
- θ : Angulo de contacto entre la banda y la polea
- γ : Angulo de inclinación de las espiras activas
- γ_0 : Angulo de inclinación de las espiras muertas
- τ : Esfuerzo Cortante permisible



INTRODUCCION

Es indudable que el desarrollo agrícola ha quedado al margen del avance tecnológico, comparativamente como el que lo ha tenido industria y el comercio; siendo poco lo que se ha logrado en el campo de la mecanización agrícola de nuestro país.

Algunos de los factores predominantes en este retraso lo constituye los elevados costos que llegan a tener la maquinaria agrícola; así como lo complicado de su operación y utilización. La falta de repuestos y la restricción de importaciones, entre otras dificultades que prevalecen para este retraso.

Es por ello que la Politécnica de Litoral como Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico, ha visto la necesidad de buscar soluciones apropiadas que fortalezcan el área "que el desarrollo tecnológico acelerado, dejó en la vereda" (2).

Este trabajo, trata de dar su aporte investigativo a

través del diseño de una cultivadora para el control de las malezas, y específicamente las que se desarrollan y crecen en los campos algodoneros en la zona del Canton PEDRO CARBO, que es la mayor zona algodонера del país y cuya presencia representa una disminución del 30% en el rendimiento de la producción.

Para desarrollar y conseguir este objetivo se ha investigado los diferentes elementos involucrados para el diseño como lo son: la planta del algodón, las malezas, el suelo y características de la zona, al igual que los diferentes cultivadores existentes en el mercado nacional e internacional utilizados para este fin.

A) EL ALGODON

El algodón es una planta dicotiledónea perteneciente al orden de las Malvales, familia de las Malvaceas, subtribu hildreae y género *Gossypium* (FIG. A.1).

La morfología o estructura fundamental del algodón es relativamente simple. De todos modos, varia ampliamente según la especie y bajo la influencia del ambiente, de las condiciones de cultivo y del desarrollo de la selección.

El tallo del algodnero es erecto y alcanza en condiciones normales hasta de 1.30 mts (FIG. A.2); las raíces son de longitud variable de acuerdo al tipo de suelo: ordinariamente mide 0.5 a 0.8 mts. de

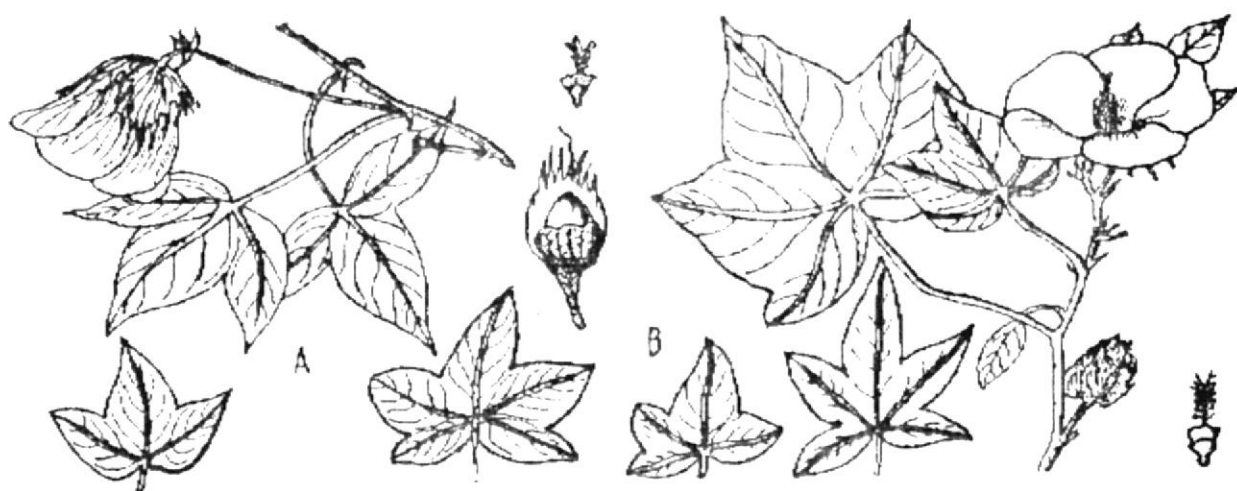


FIG. A.1 *Gossypium*, Algodón A) *G. hirsutum*, B) *G. barbadense*



FIG. A.2 Tallo y ramificaciones. Esquema de ramilla florífera y flor.

profundidad, pero, puede alcanzar hasta los 1.8;0 a 3 mts. de profundidad, siendo el desarrollo de las mismas bastante rápido. Las ramas pueden ser de dos tipos que son, las vegetativas y las fructíferas; las hojas en la mayoría de las especies y variedades, tienen hojas pentalobuladas, pero su forma varía desde las casi redondas hasta las profundamente hendidas (recostada).

B) LAS MALEZAS

Según el concepto de que una planta puede ser perjudicial en un lugar y deseable en otro, es difícil definir la palabra maleza; sin embargo, se han intentado varias definiciones, entre ellas las siguientes:

- *Planta molesta, perjudicial, desagradable a la vista y a la vez inútil*
- *Una planta que está fuera de lugar*
- *Una planta que crece donde no se quiere*
- *Una planta sin valor económico*
- *Planta potencialmente más perjudicial que benéfica.*
- *Planta que interfiere negativamente las actividades productivas o recreativas del hombre.*
- *Planta a la cual el hombre no ha encontrado su verdadero potencial.*

En efecto, desde los comienzos de la civilización se ha visto al hombre enfrentado a la lucha con las



FIG. B.1 Diferentes tipos de malezas del Algodón

malezas y es de notar que pese al persistente y tenaz rechazo que hace de ellas, éstas no dejan de acompañarlo.

C) EL SUELO

Para poder introducirnos en el diseño de maquinaria agrícola apropiada para las operaciones de labranza es necesario conocer características de importancia del suelo así como de sus componentes y su comportamiento físico y químico.

"Edafológicamente el suelo es un sistema natural desarrollado a partir de una mezcla de minerales y restos orgánicos bajo la influencia del clima y del medio biológico, se diferencia en horizontes y suministra, en parte, los nutrientes y el sostén que necesitan las plantas al contener las cantidades apropiadas de agua y aire"

D) CULTIVADORES

El cultivo en campo, generalmente se lo realiza con una máquina para labrar, voltear y mullir la tierra, así como también para matar malezas.

Existen dos tipos de cultivadoras que son las propulsadas y las autopropulsadas (fig. D.1 y D.2), debiendo de cumplir unas y otras con los siguientes requisitos generales

a) Que no arranque o dañe las plantas.

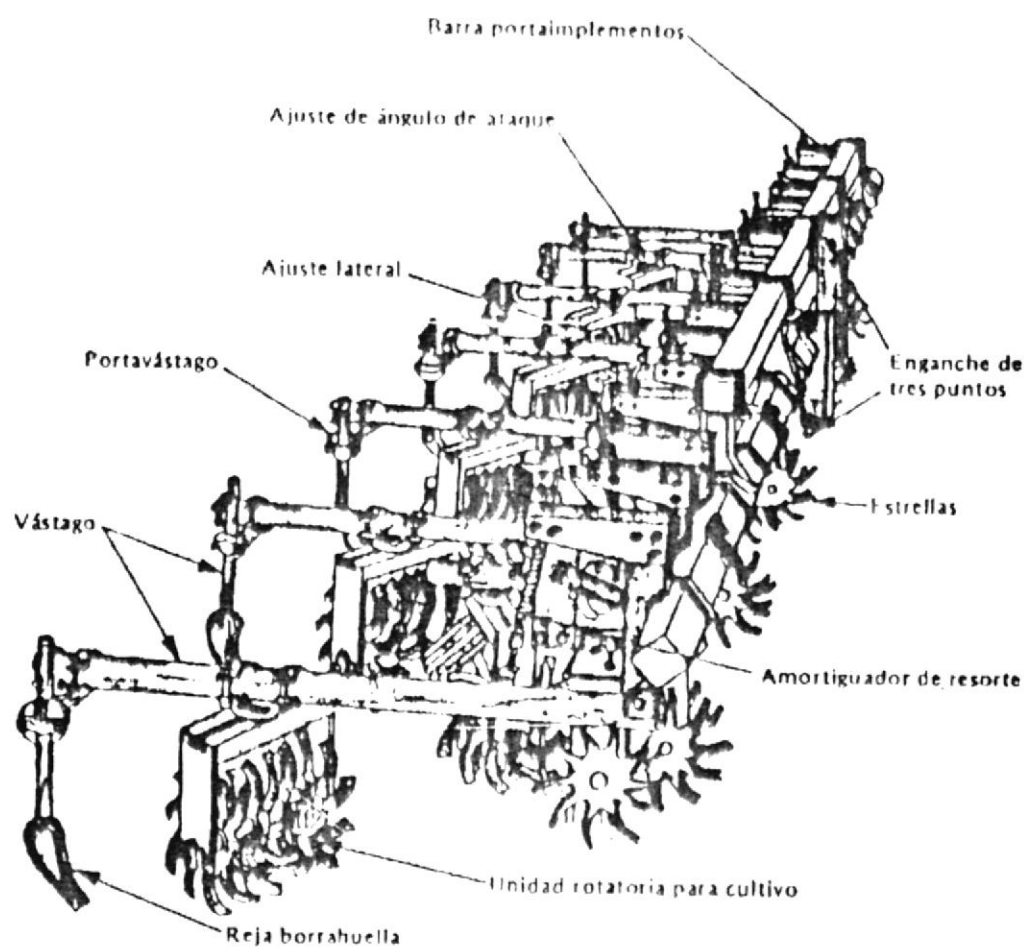
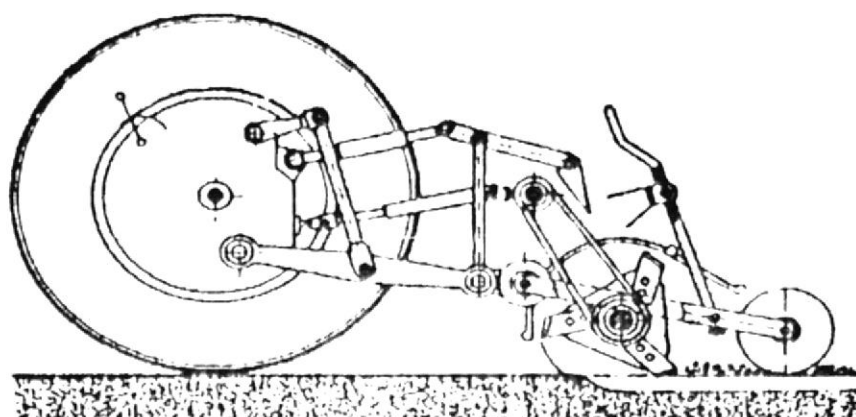
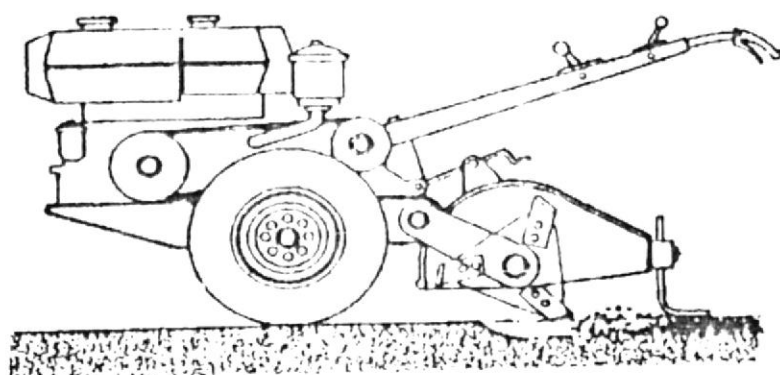


FIG. D.1 Cultivador autopropulsado de azadones giratorios



A)



B)

FIG. D.2 Cultivadores autopropulsados tipo Fresadoras:
 A) Fresadora accionada por la toma de fuerza de un tractor
 B) Fresadora tipo de jardín

- b) Que en ningún caso se destruyan las raíces, así sean éstas las pequeñas raicillas superficiales.
- c) Que cubran toda el área libre de plantas y raíces para dejarla libre de yerbas y bien suelta, evitando dejar pedazos o partes sin cultivar.
- d) No mover más tierra que la que sea estrictamente indispensable para llenar los requisitos anteriores.
- d) Que evite las excesiva compactación, que permita trabajar la tierra en el espesor requerido, cuando la yerba aun es pequeña y fácil de extirpar, evitando esperar que esta semilla, pues entonces la semilla se cubre con tierra y germina mejor.
- e) Cultivar a la profundidad correcta de acuerdo con el tamaño del cultivo y de la maleza. Al mover demasiada tierra, puede haber mayor pérdida de humedad.

Se realizaron entrevistas con gente involucrada al problema, que dió su opinión sobre las diferentes alternativas de diseño, concluyendose que la máquina más adecuadas para trabajar en este terreno es una cultivadora autopropulsada tipo fresadora de eje horizontal, la cual se diseñó en esta tesis con un costo inferior al de las máquinas importadas.

CAPITULO 1



JUSTIFICACION DEL PROYECTO

1.1 ANALISIS DE LA PRODUCCION

En los últimos 6 años la producción de algodón ha variado notablemente. Una de los efectos que causó el mayor descenso lo constituyó los 9 meses de invierno prolongado por el fenómeno del niño y que durante los años de 1982-1983 produjo una catástrofe a nivel nacional.

En los gráficos adjuntos se pueden notar ampliamente como en estos años la producción del algodón en rama bajó y aumentaron las importaciones de fibras textiles para satisfacer el mercado nacional (FIG 1.1); disminuyó la superficie sembrada (FIG 1.3) y lo que es más, la superficie cosechada (FIG. 1.3).

Pero estos mismos gráficos nos muestran cómo pasada la crisis, el país recupera los niveles antes

obtenidos en la producción del Algodón y es así como los cultivos de algodón en rama en 1981 que era de aproximadamente 39.600 TM y en 1983 de 30000 TM y en 1986 fue de 36.600 TM de los cuales, el 50% proceden de Pedro Pablo; casi al mismo nivel que en los mejores años del algodón (fig 1.7).

Y un hecho aún más sobresaliente es el incremento de 4.000 agricultores de algodón en 1981, a 5.230 agricultores, en la actualidad los que se encuentran agrupados en cooperativas, condición que les facilita aumentar la producción, pues, funcionan como unidad (fig. 1.2) de mayor eficiencia.

Esta es la razón más importante para considerar la incorporación de una activa mecanización al cultivo del algodón. Entre las máquinas para mejorar el rendimiento de la producción, está el desarrollo de una máquina cultivadora para arrancar malezas, puesto que, de la manera como se lo viene haciendo es en forma manual, pagándose aproximadamente a 20 jornaleros/hectáreas a razón de S/. 4000 por cada uno (en el periodo de 1986-1987). A lo que hay que considerar que en épocas lluviosas, el deshierbe se lo debe de realizar más de una vez, lo que significa alrededor de S/. 8.000 por Ha.

Los herbicidas se presentan como una opción para el

control de malezas, pero los costos de herbicidas van en un aumento continuo por lo que no constituye una solución real. En los actuales momentos se invierte (S/.3.600 por Ha. en 1986). Una cultivadora (escardadora) en cambio además de realizar más rápidamente el trabajo, elimina las molestias del deshierbe manual, y con un tiempo relativamente corto. Además, la introducción de la mecanización agrícola es un avance para el país.

1.2 COSTO DE LA PRODUCCION

En el cultivo del algodón hay algunos rubros que determinan el costo del quintal y del cual dependen las ganancias del agricultor. En la tabla I se adjunta los costos y gasto necesarios para realizar el cultivo de 1 Ha de algodón.

En esta podremos apreciar que para el año de 1986-1987 el costo por Hectárea fue de S/. 96.376 por Has. con lo cual el costo por quintal fue de S/. 3.212 con una ganancia por quintal de S/. 803. Por lo que el precio en el mercado del algodón es de S/. 4.015 para este año de referencia (1986).

Considerando que la superficie cosechada fue de 16.550 Ha, y que la productividad fue de 1.579 Kg/Ha, por tanto se cosecharon:

TABLA I

Costos necesarios para realizar el cultivo de 1 Ha de algodón

RUBRO	MANO DE OBRA			MATERIALES Y EQUIPOS					
	N° Jorn.	COST. unit.	Sub Tot.	Nombre	Unid.	Cant.	Cost. Unit.	Sub Total	
A. Costos directos									
				Rozada basureada y quema	Jorn.	10			
PREPAR. DE SUELO	10	300	3.000	Arada	maq.		200	2.000	
				Rastra			5.000	5.000	S/. 7.000,00
SIEMBRA	10	400	4.000	Semilla	Kg.	15	72	1.080	
				Diuron	Lbs.	2	800	1.600	S/. 3.600,00
APLIC. HERBICIDA	2	500	1.000	Gramoxone	Lts.	2	500	1.000	
APLIC. FERTILIZANT.	4	400	1.600	Urea	saco	4	1.150	4.600	S/. 6.200,00
LAB. CULTURALES:									
RALEO	2	400	800						
DESHIERBAR	20	400	8.000						S/. 8.800,00
CONTROL FITOSANIT.	16	500	8.000	Navucrón	Lts.	2	1.600	3.200	
				Ambuch.	Lts.	2	9.000	18.000	S/. 29.200,00
COSECHA									
Transporte. Incluye				Mano Obra	0.0.	30.0	400	12.000	
estiba y desestiba				Vehículos	0.0.	35.0	60	1.800	S/. 13.800,00
SUB-TOTAL COST. DIR.									S/. 73.680,00
B. COSTOS INDIRECTOS									
Intereses (16%) sobre el 90 % de costos directos y para 270 días									S/. 7.957,00
Administración (10%) sobre costos directos									S/. 7.368,00
Imprevistos (10%) sobre costos directos									S/. 7.368,00
SUB TOTAL COSTOS INDIRECTOS									S/. 22.693,00
TOTAL									S/. 96.357,00

COSTO POR QUINTAL S/. 3.212,00

PRECIO AL AGRICULTOR S/. 4.015,00

RELACION BENEFICIO-COSTO (25%) S/. 803,00

$$16.550 \text{ Ha} \times \frac{1 \text{ qq}}{50 \text{ kg}} = 522.649 \text{ qq}$$

Si la ganancia por cada qq es de S/. 803, entonces en 522.649 qq la ganancia será de:

$$\frac{\text{S/. } 803}{1 \text{ qq}} \times 522.649 \text{ qq} = \text{S/. } 4.200'000.000 \text{ sucres}$$

Como podemos ver las ganancias que se obtuvieron por la producción del algodón en el año de 1986 no son nada despreciables y confirman que si se lograra una mayor productividad por hectárea estas ganancias podrían aumentar en un 30% (S/. 1'260.000.000 sucres), que es el porcentaje que se pierde por una mala labor cultural en el cultivo del Algodón.

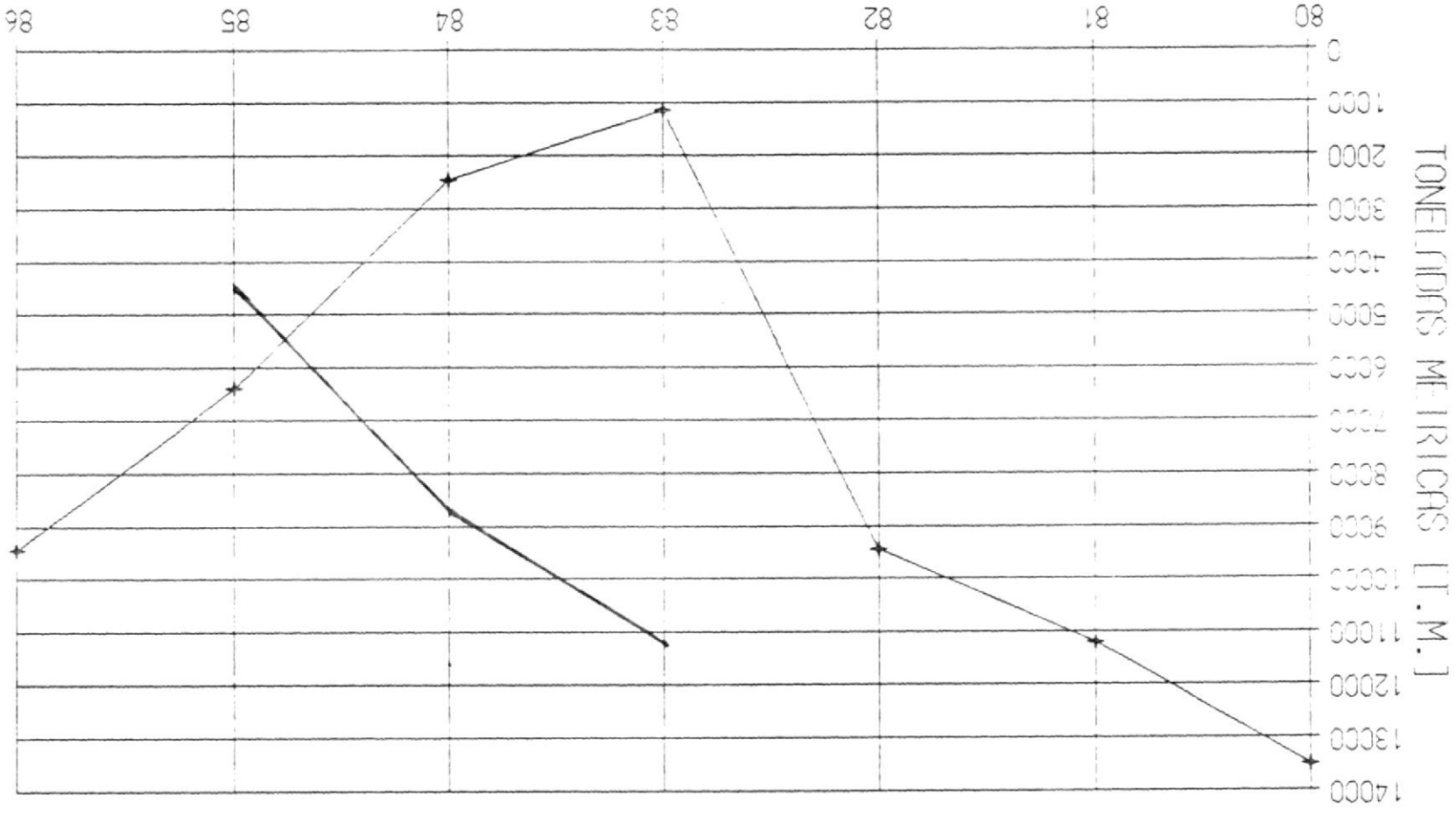


FIG. 1 Consumo Industrial Textil Nacional e Importado

Datos del Min. de Agricultura y Ganaderia

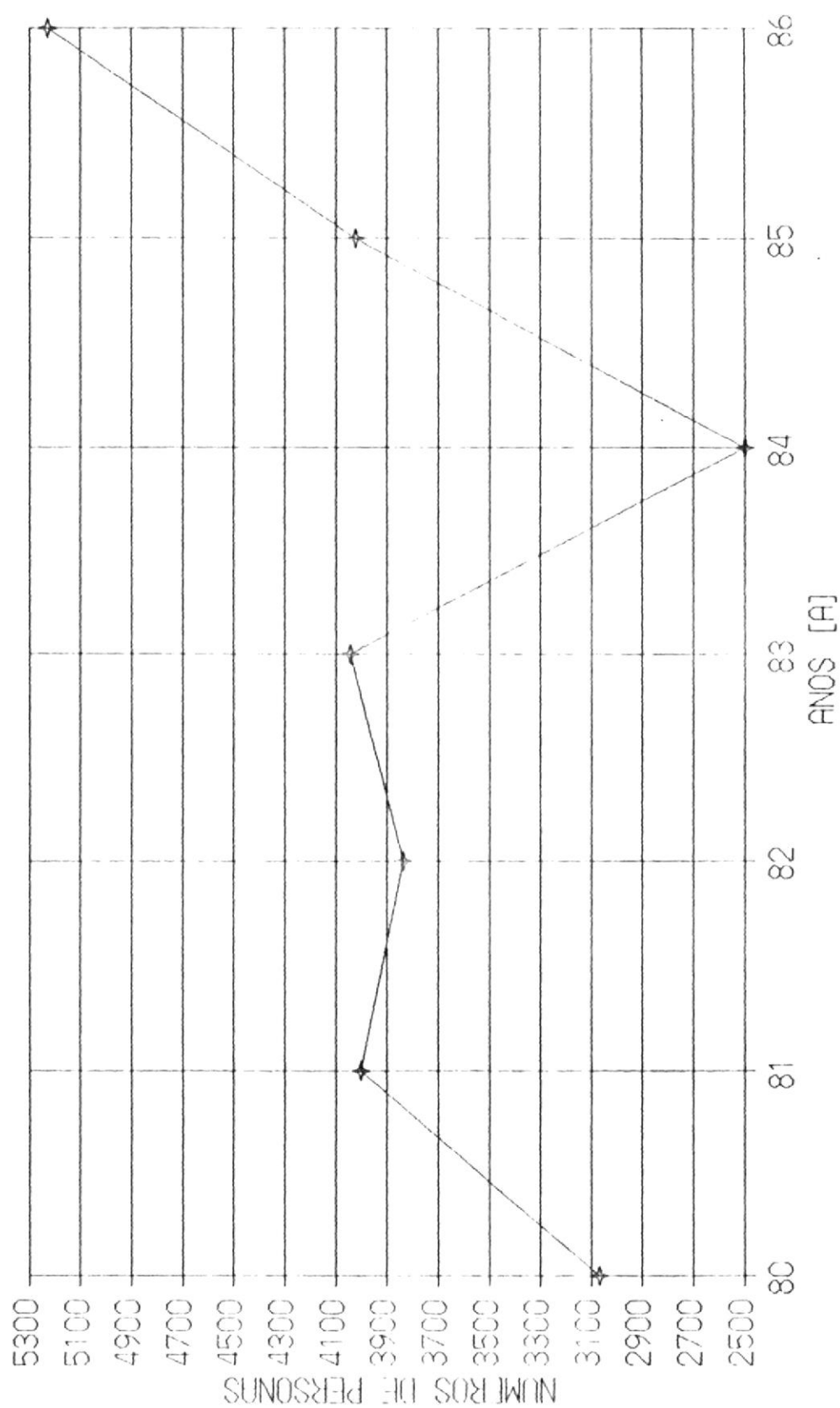


FIG. 2 Numero de Agricultores dedicados al cultivo del Algodon
Datos del Min. de Agricultura y Ganaderia

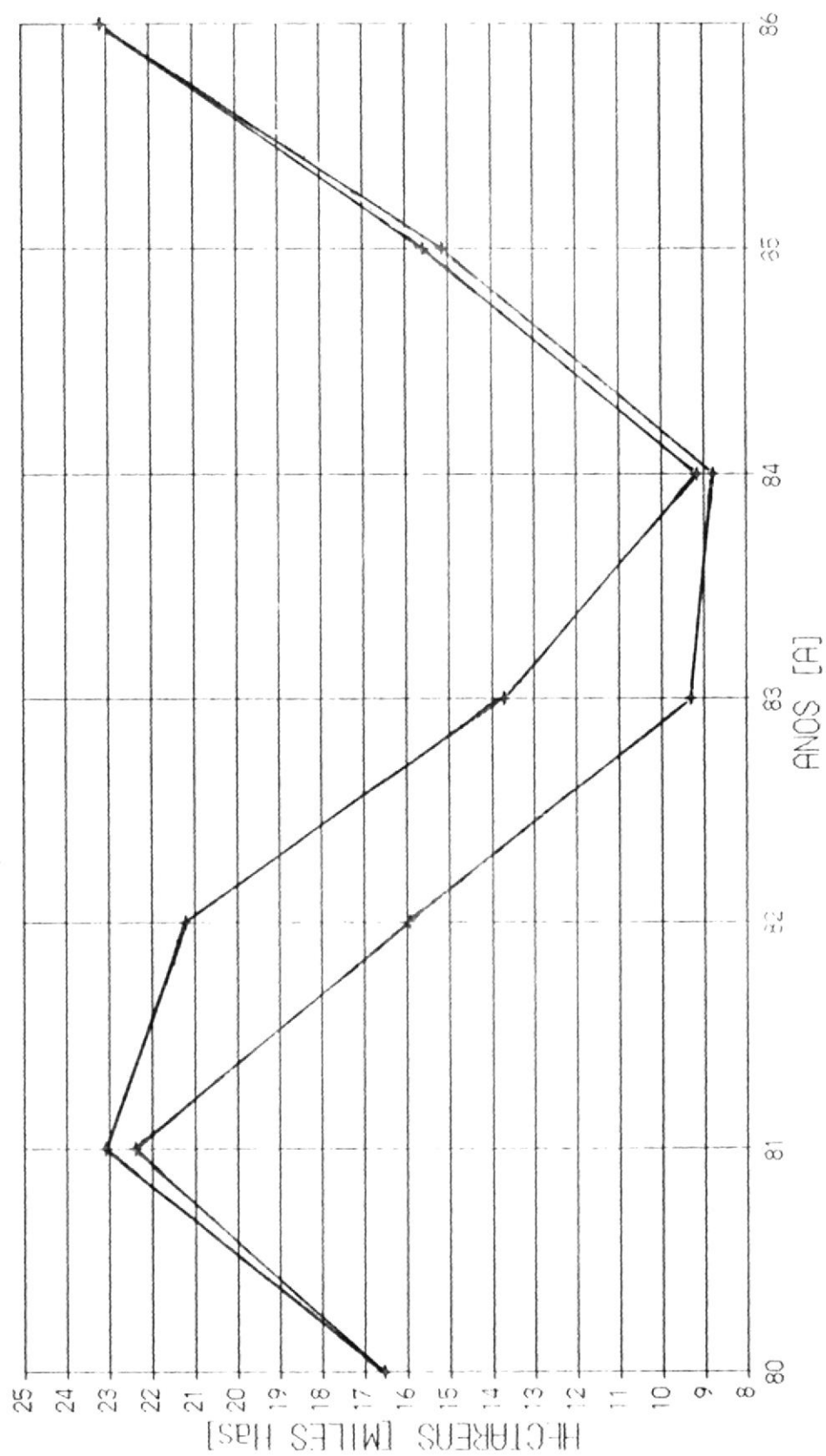


FIG. 3 Superficie sembrada y cosechada del Algodon

Datps de; Min. de Agricultura y Ganaderia

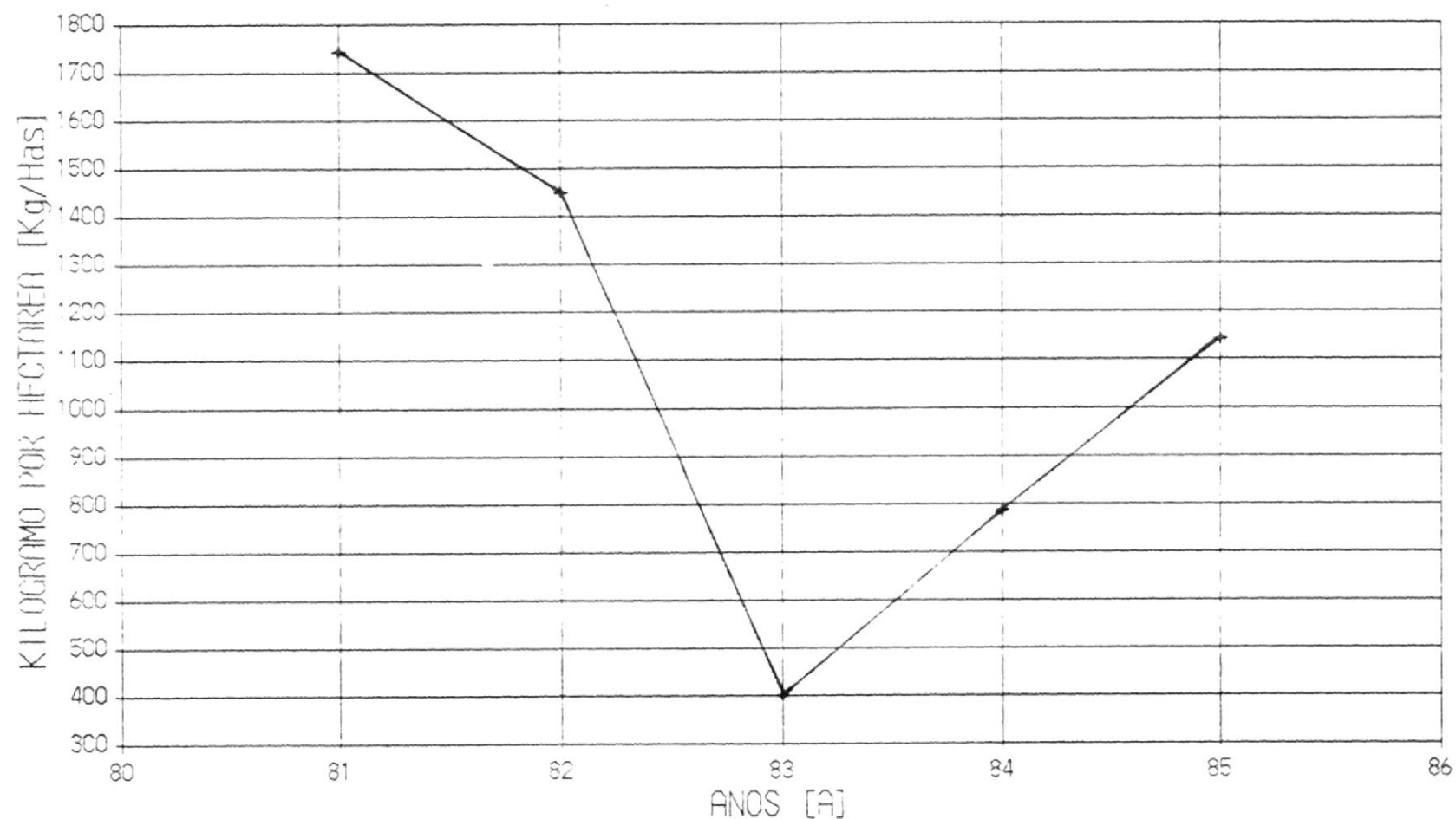


FIG. 4 Rendimiento del Algodon en toda la Republica

Datps de; Min. de Agricultura y Ganaderia

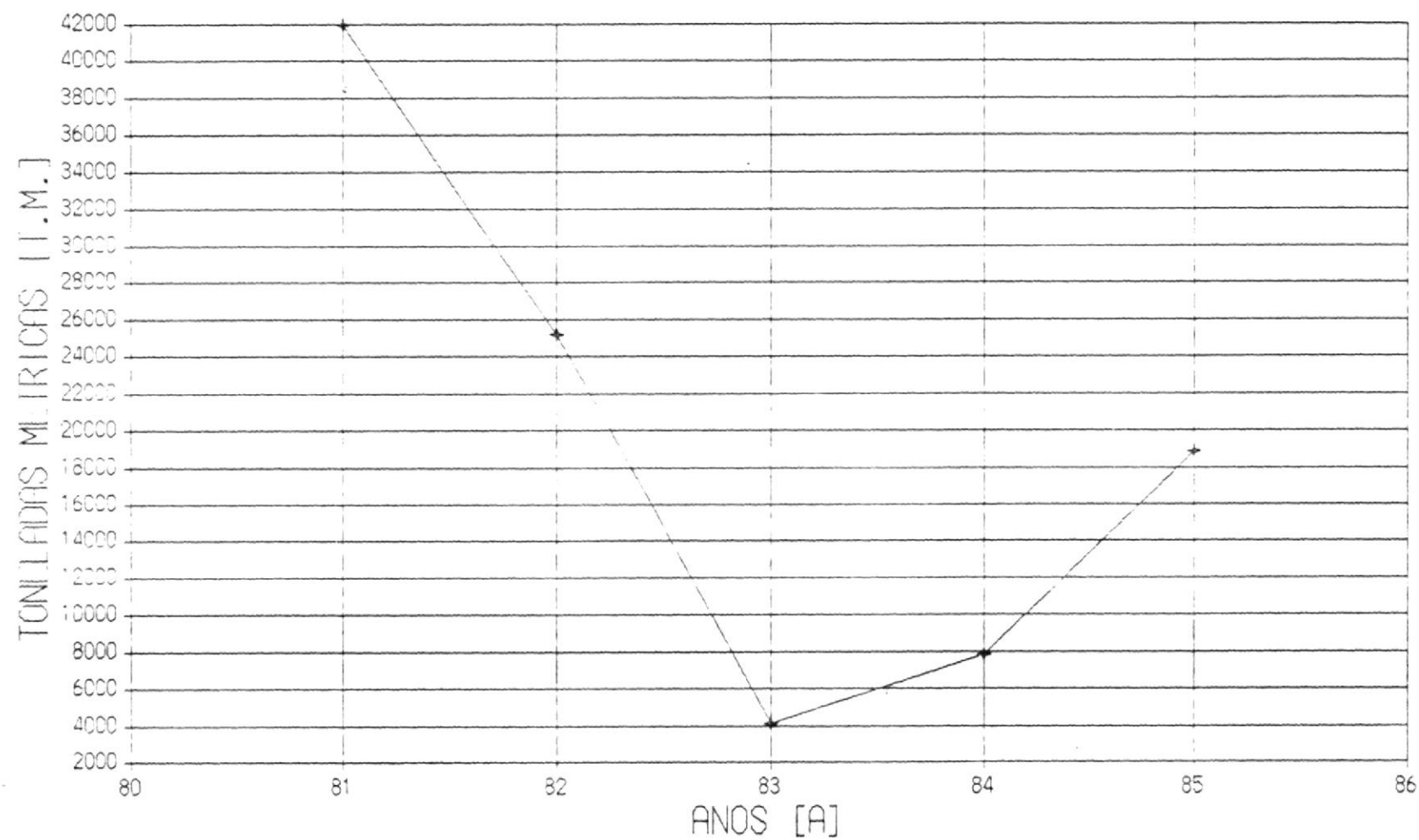


FIG. 5 Produccion del cultivo del Algodon

Datos del Min. de Agricultura y Ganaderia

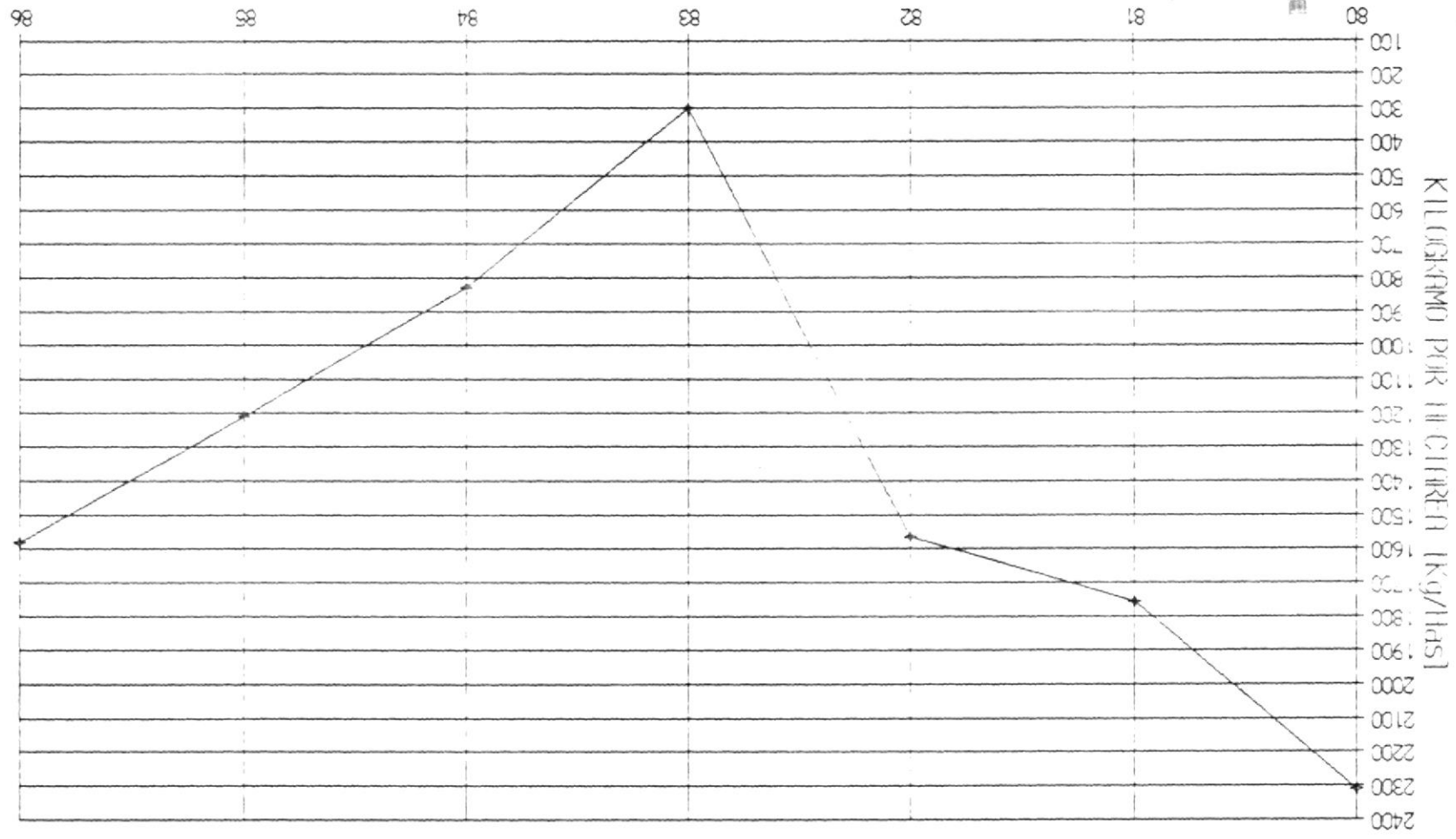


FIG. 6 Productividad del Cultivo del Algodon
 Datos del Min. de Agricultura y Ganaderia

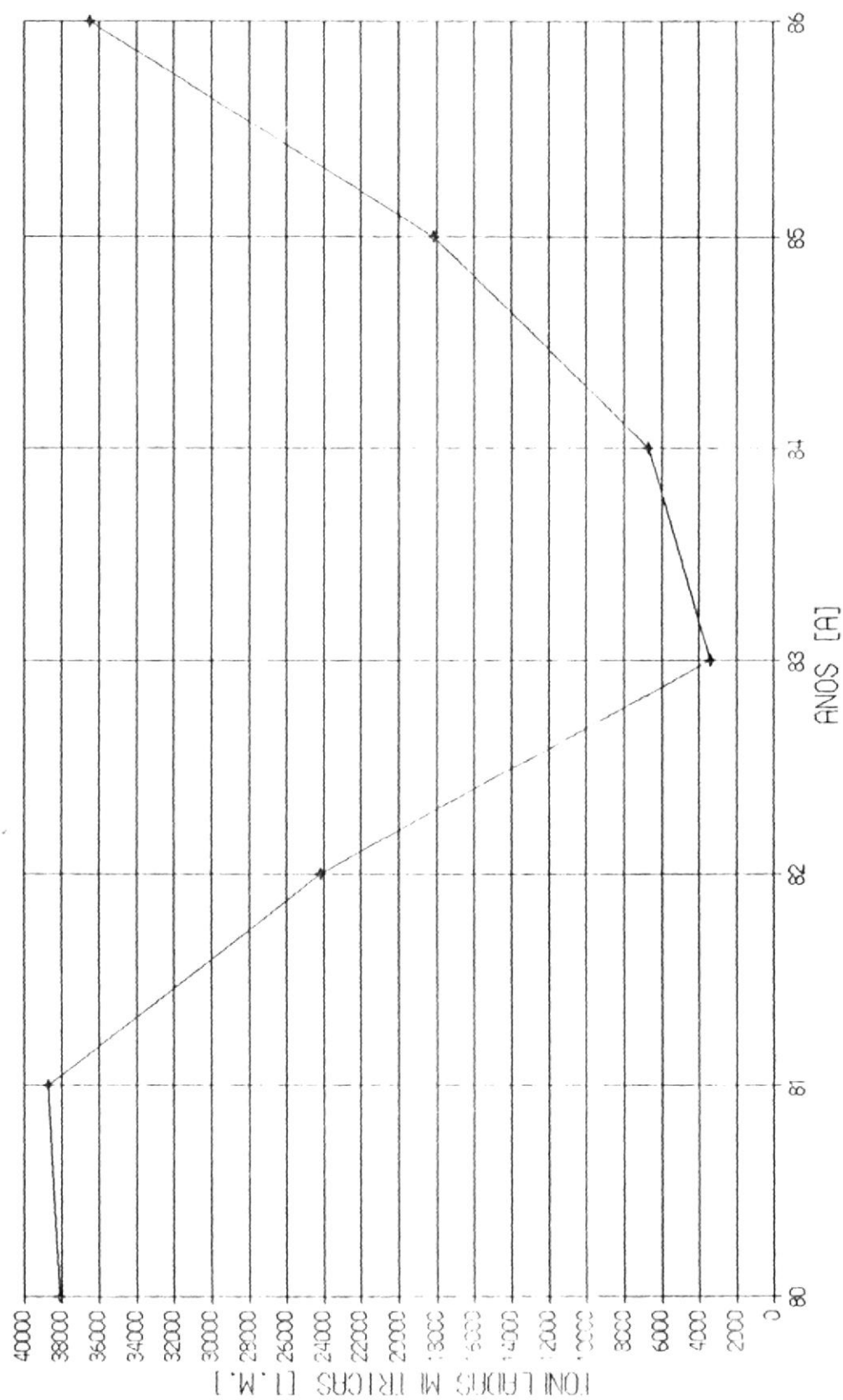


FIG. 7 Produccion del Algodon en Rama en toda la Republica
Datos del Min. de Agricultura y Ganaderia

CAPITULO 2



PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 EL PROBLEMA

De lo expuesto en el capítulo anterior, se puede colegir: que la producción del algodón favorece a la industria textil, proporciona trabajo e ingresos a numerosas familias del agro, a la vez de que crea un ahorro de egresos de divisas cuando no se lo importar.

Así mismo, se puede concluir que una de las maneras de aumentar la producción y mejorar la calidad y la productividad del algodón es la de controlar el desarrollo de las malezas mediante un proceso mecanizado y también por un control químico mediante el uso de herbicidas (50 y 50% respectivamente, según lo recomendado). Especialmente, debido a que en la región donde se lo cultiva es muy lluviosa, tal es el caso del cantón P. Carbo; lo que hace que la maleza crezca rápidamente afectando los costos si el control se lo hace manualmente, además hay que

considerar que el método tradicional (manual) es muy fatigado.

Por lo expuesto, deseamos encontrar una solución alternativa al problema de control de malezas en el cantón Pedro Carbo mediante el uso de una cultivadora (escardadora) de bajo costo y adecuada a las condiciones del suelo donde se cultiva el algodón, y que sea capaz de limpiar la mala hierba del terreno de cultivo en forma eficiente y de esta manera, aumente la productividad del algodón. Buscándose de esta forma el procurar dar un paso más en el camino de la tecnificación de la Agricultura, con la contribución en la construcción de maquinaria agrícola por parte de la ESPOL; y así ir madurando criterios y técnicas adecuadas en la fabricación de maquinaria.

2.2 CRITERIOS PARA SELECCIONAR LA MEJOR SOLUCION

Todo problema de diseño implica un completo análisis de los factores y parámetros que están involucrados en él. Las interacciones entre ellos y la forma de como dependen unos de otros. Es por esto que es necesario revisar los criterios o condiciones en la que va a funcionar la máquina y por tanto los parámetros que van a regir el diseño de la máquina.

Lo primero que se considerará es precisamente el

ciclo que sigue la planta del algodón y así poder conocer el momento oportuno para realizar las labores de escardado.

2.2.1 CICLO VEGETATIVO DEL ALGODONERO

Su ciclo vegetativo del algodón, depende de la variedad, fertilidad de los suelos, condiciones climáticas y disponibilidad de agua y puede dividirse en 5 fases muy distintas que son:

- 1.- Fase de la nascencia, despunte o germinación, se inicia entre el 6^{to} y 10^{mo} día y dura 30 días.
- 2.- Fase "Plantula" o embrion: desde el despliegue de los cotiledones al estadio de 3-4 hojas. Dura entre el 20 y 25^{avo} día y se prolonga hasta 35 días.
- 3.- Fase de pleforación: del estadio de 3-4 hojas al comienzo de la floración. Dura entre 30 y 35 días.
- 4.- Fase de floración: Dura de 50 a 70 días.
- 5.- Fase de maduración: de las capsulas. Dura de 50 a 80 días.

En nuestro país el período del algodón (*Gossypium* sp.) es alrededor de 120 a 150

días y se lo puede cultivar en todas las zonas tropicales y especialmente se lo cultiva en Pedro Carbo, que es, como ya se lo anotó, la mayor zona algodonera del país (FIG 2.1 Y 2.2).

2.2.2 PERDIDAS Y PERJUICIOS CAUSADOS POR MALEZAS

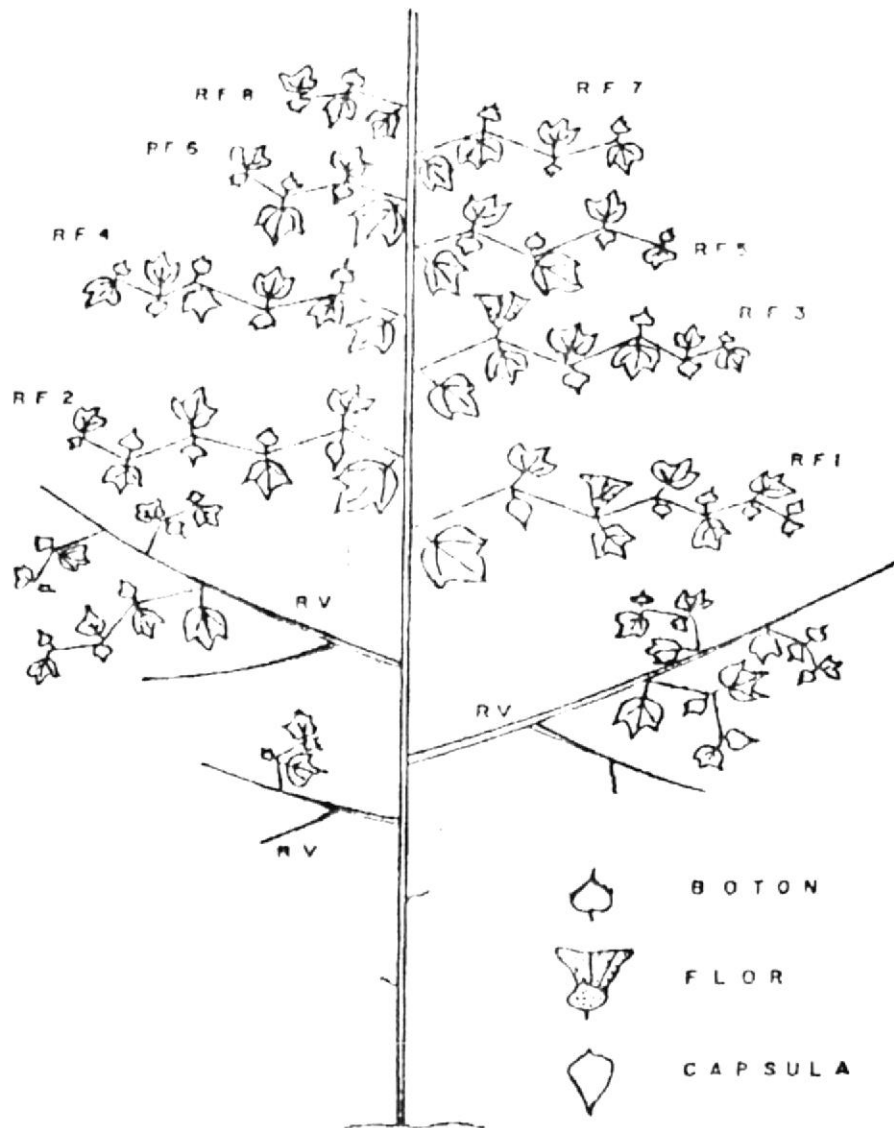
Probablemente las mayores pérdidas causadas por las malezas consiste en la competencia que estas hacen con las plantas de algodón por la, agua y nutrientes.

Pero eso no es todo, las malezas son causantes de los siguientes problemas:

- a) Reducción de cosechas, aumentos de costo de recolección, desfavorecen la producción de cápsulas de algodón, entorpecen la recolección, y dan lugar a la baja calidad de los productos.
- b) Deprecian la tierra
- c) Dan protección a insectos y enfermedades

2.2.3 EFECTO DE LA COMPETENCIA DE LAS MALEZAS SOBRE EL CRECIMIENTO DE LOS CULTIVOS

La competencia que las malezas realizan sobre el algodón producen una reducción en las



RF = Rama fructífera primaria
RV = Rama vegetativa

FIG. 2.16 Diagrama simplificado de la estructura de una planta de algodón en el periodo de fructificación.

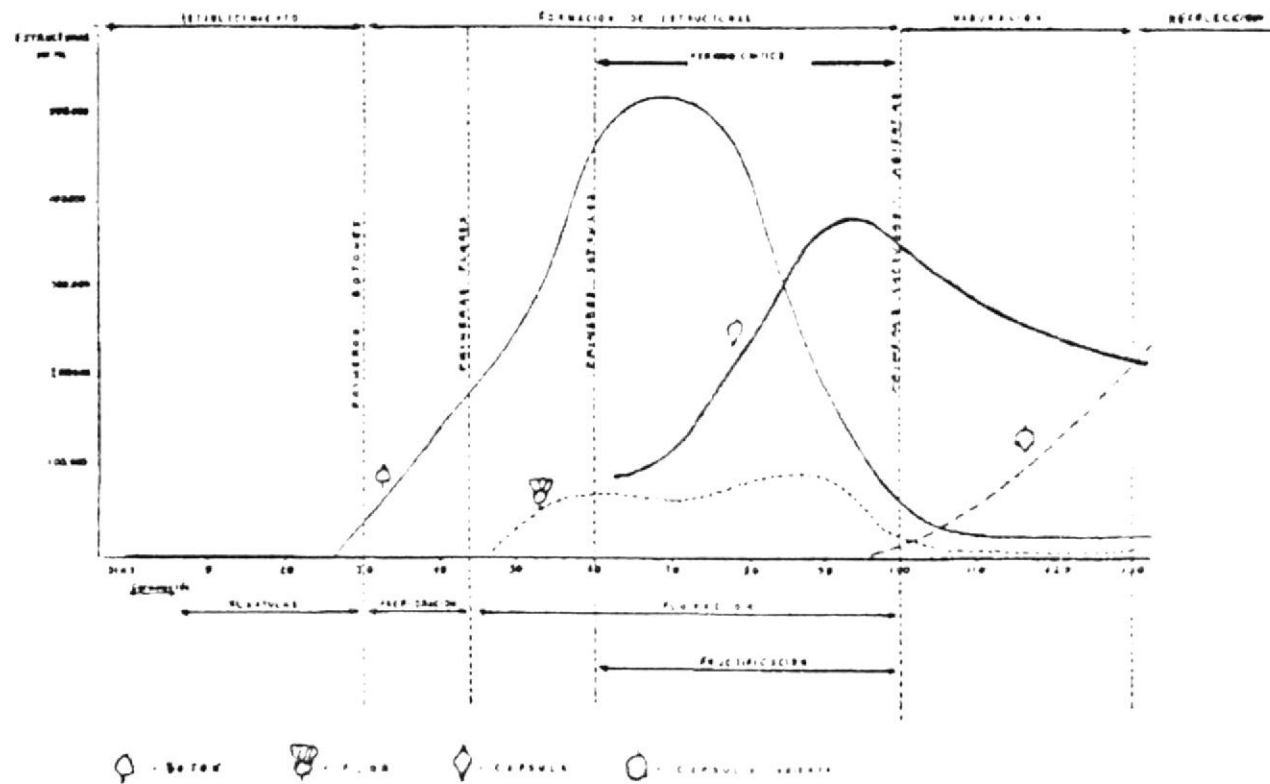


FIG. 2.2 Ciclo Vegetativo del Algodonero

cosechas del 74 al 70%.

Las reducciones más drásticas, en producción de algodón, ocurren cuando las malezas compiten con el cultivo en la época de los 20 a 40 días de edad del algodnero (época crítica de competencia de malezas).

2.2.4 CARACTERISTICAS DE LAS MALEZAS DE LOS CAMPOS ALGODONEROS

Las malezas, que crecen en los campos donde se cultiva el algodón, son de tipo perenne, es decir, un tipo de maleza que siempre crece al mismo tiempo que el algodón y tiene un periodo de vida anual lo cual, nos facilita el trabajo puesto que se puede determinar con facilidad las características específicas de las mismas como por ejemplo, épocas de crecimiento, forma de semillación y esfuerzos requeridos para extirparlo, así como los periodos en que se debe hacerlo.

La tierra una vez labrada, y plantada la semilla del algodón, crece rápidamente de tal forma que a los 30 - 40 días ya alcanza una altura de 40 cm, aproximadamente, teniendo entonces la maleza una altura de 10cm, las raíces no están lo profundamente arraigadas

(como ya empieza a estarlo el algodón), siendo este el momento oportuno para cultivarla (o escardarla), ya que se le puede arrancar antes de que semille y de que profundice sus raíces, además que es en este momento en que la fuerza requerida para arrancarla no es excesiva (alrededor de 20 N)¹. Después de 20 días las pocas semillas de maleza que quedan en el campo vuelven a germinar, pero las plantas de algodón por sus características de crecimiento ya se ha "cerrado" (las ramas y las hojas de las distintas matas se topan unas con otras) y obstaculiza el paso de la luz solar hasta el suelo, lo cual impide que la maleza pueda realizar su proceso de fotosíntesis y muere.

Es decir, un factor predominante es el tiempo, ya que si alrededor de los 10 primeros días no se cultiva la mala hierba sus raíces comienzan a desarrollarse y resulta más complicado el poder arrancarla, después

1

Se realizaron pruebas de campo con dinamómetros para determinar la fuerza requerida para arrancar las malezas en las condiciones expuestas. En el apéndice B se encuentran los resultados de dichas pruebas.

se requiere de mayor fuerza para lograrlo, o simplemente ya no era posible hacerlo.

2.2.5 TEXTURA DEL SUELO

Las clases de suelos se identifican de acuerdo a la proporción en que se encuentran presentes los distintos agregados.

Las clases de suelos se representan gráficamente en el triángulo de texturas (FIG 2.3).

La suma de las proporciones de limo, arena y arcilla, en cualquier punto del triángulo es igual a 100. El punto A representa un suelo con 100% de arcilla; 0% de arena y 20% de limo. De acuerdo a su textura, este suelo se clasifica como franco arenoso.

2.2.6 LOS SUELOS APROPIADOS PARA EL ALGODONERO

Considerando en conjunto el movimiento del agua en el suelo, aireación y fertilidad, los suelos más apropiados para el cultivo del algodón son los que tengan una textura mediana (franco arenoso fino, franco, franco-limoso; franco arcilloso grueso) con un PH básico, que varía entre 6 y 7.

2.2.7 PARAMETROS DE DISEÑO

De la exposición de los factores antes mencionados vemos que:

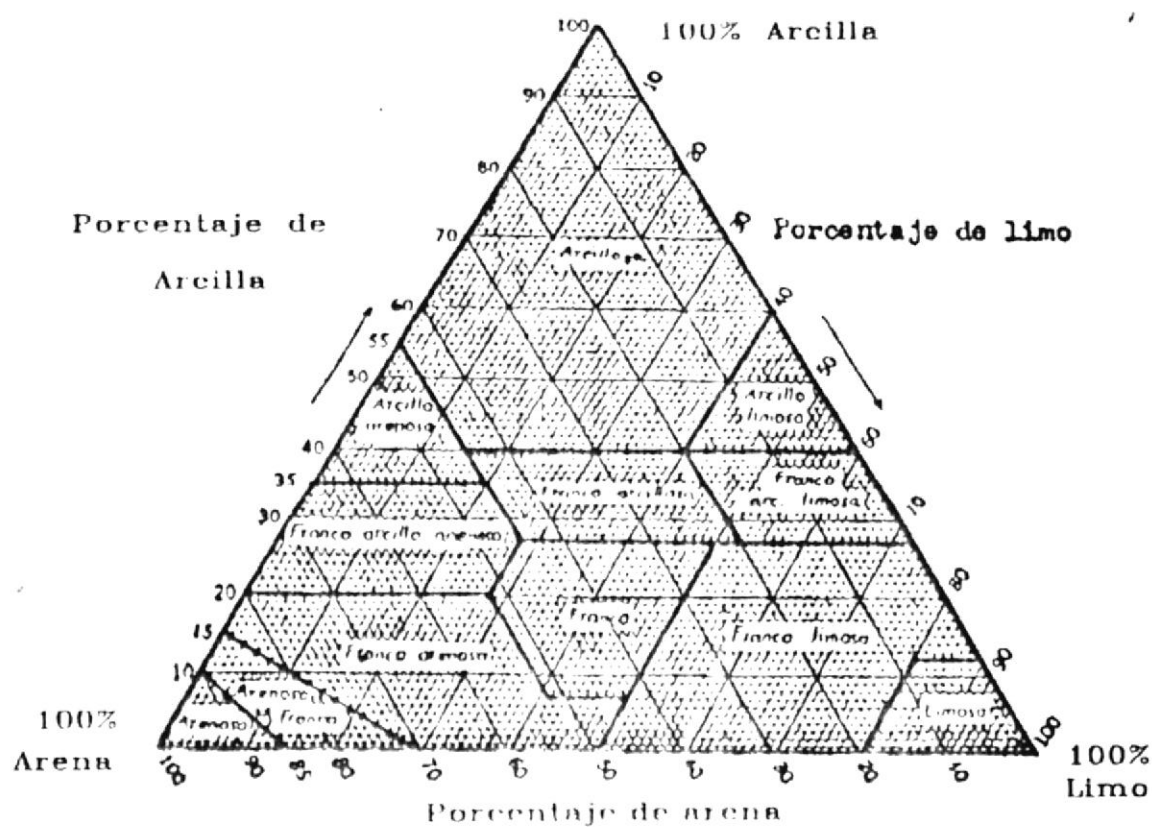
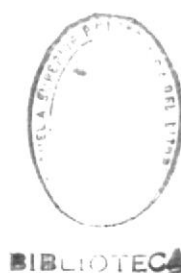


FIG. 2.3 TRIANGULO DE TEXTURA DEL SUELO



Para realizar una correcta planificación y selección de alternativas de diseño se procederá a realizarlo mediante una secuencia de pasos que nos ayuden a clarificar nuestro pensamiento a través de cada uno

2.3 PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

nes a nuestro problema.

continuación, plantear las posibles soluciones que existe entre ellos) podemos, a con estos parámetros conocidos (y las rela-

blemas de construcción.

de tipo ácido que pueda incrementar pro- El PH del suelo es 6 y 7 por tanto no es

considerable (40 cm) .

La planta del algodón ya tiene un altura

(40 cm de altura).

Al realizar las labores de cultivo en forma oportuna, la maleza es pequeña y

(piedras)

arcillosos y ha sido arado previamente El terreno es franco o arenoso o franco

de las hileras de los cultivos (FIG. 2.4).

La máquina va a trabajar entre los claros

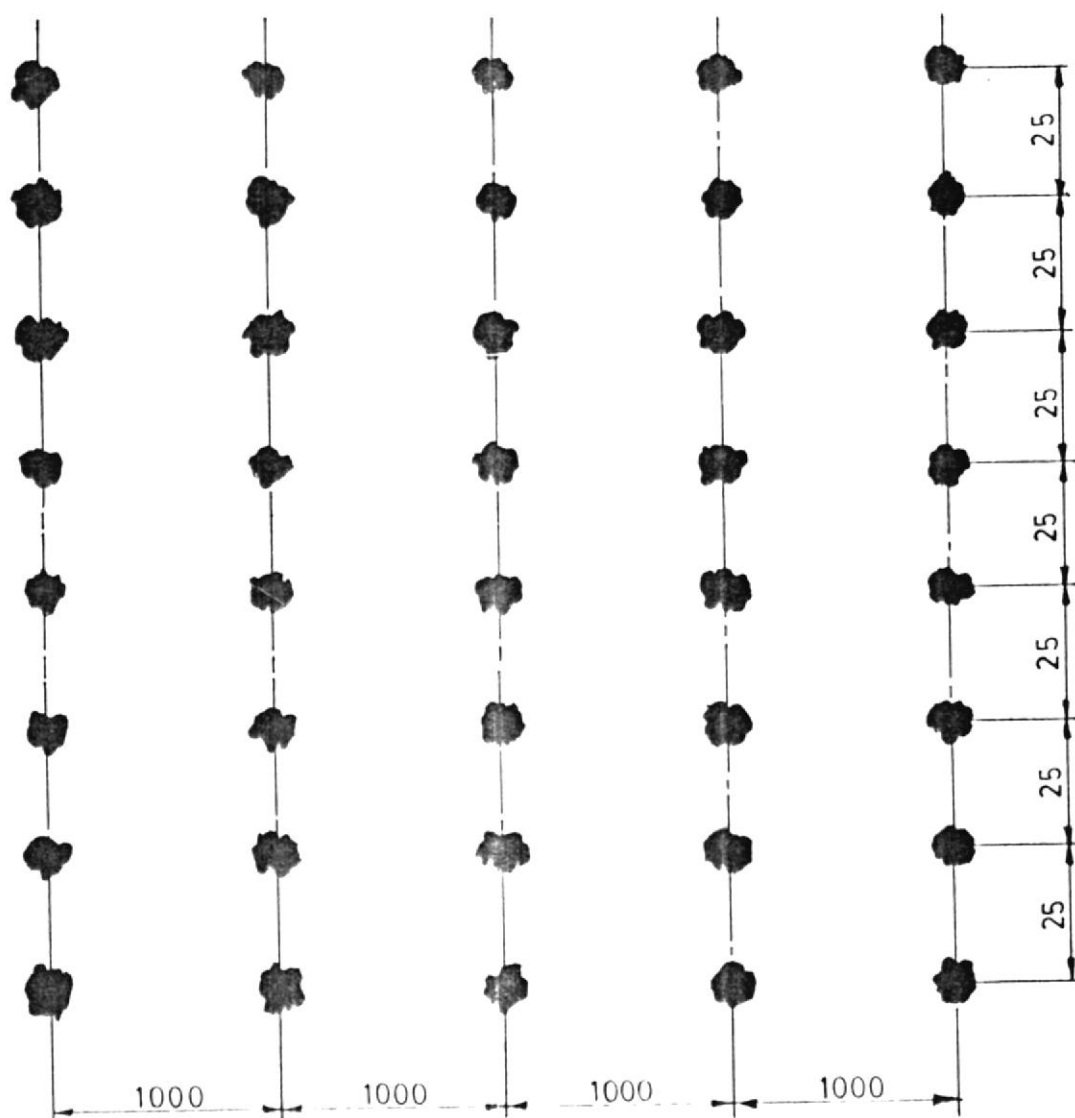


FIG. 2.4 Esquema de la forma de sembrar el algodón en un proceso de cultivo mecanizado

de ellos y de esa manera elegir la cultivadora más apropiada que satisfaga nuestros requerimientos. Estos pasos se los va ir analizando de acuerdo al diagrama de Flujo de la fig. 2.5.

- A) Análisis de necesidades: En la que se tendrá en cuenta cuales son todas las necesidades y requerimientos que se involucran con el diseño
- B) Determinación de objetivos: En este paso determinaremos las necesidades prioritarias que serán cubiertas por el diseño.
- C) Creación de alternativas: Con los objetivos específicos del paso anterior se procederá hacer en este las posibles soluciones a nuestro problema
- D) Red de fiabilidad: Finalmente se analizarán cuan factible o no es la construcción del modelo elegido y en caso de no serlo se procederá a una nueva revisión de las alternativas para proceder nuevamente a elegir el modelo más apropiado.
- E) Selección de solución: En la cual se considerarán todos los factores a favor y en contra, y del cual depende la elección de la cultivadora más adecuada.

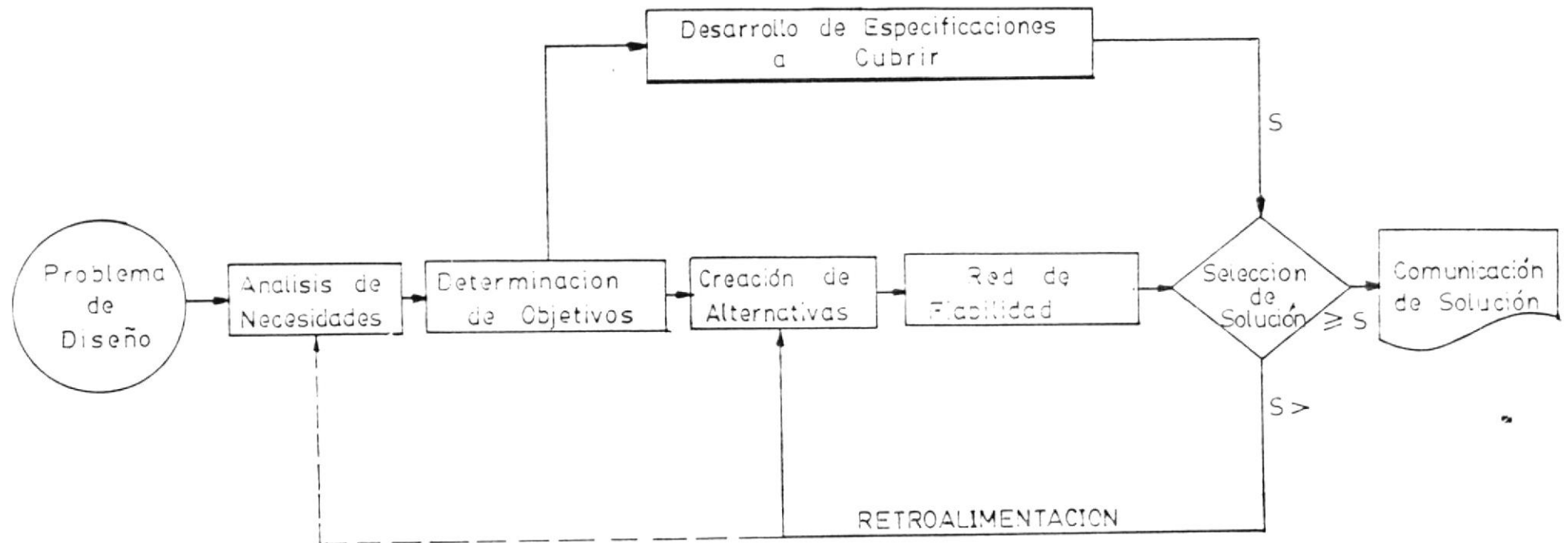


FIG. 2.5 Diagrama de Flujo de los pasos a seguir para seleccionar la mejor solución

A) Análisis de necesidades.

De acuerdo al conocimiento previo que tenemos del problema, podemos enumerar las necesidades y requerimientos que se necesitan ser satisfechos por la máquina para realizar el control eficiente de las malezas en el cultivo del algodón:

- Ser fácilmente transportable
- Estructura robusta para resistir el maltrato y el abuso
- Tener dimensiones adecuadas para poder trabajar entre filas de la plantación
- Debe ser de fácil operación
- Debe ser liviana para no producir fatiga en el operador
- Debe poderse trabajar por lo menos 4 H al día sin cansancio extremo
- Bajo costo de operación
- Su mantenimiento debe ser fácil y relativamente barato
- Los materiales de construcción deben ser adecuados a las condiciones ambientales en las que va a trabajar
- Debe ser rentable económicamente
- Debe presentar alta eficiencia de operación
- El costo de la máquina debe ser competitivo
- El diseño debe ser sencillo

- La máquina debe ser segura en su operación
- Tiempo de vida útil elevado
- Debe ser de aspecto agradable
- Debe evitarse, en lo posible la contaminación ambiental
- El tipo de combustible debe ser barato
- El tiempo de reparación debe ser corto y los repuestos no deben ser costosos.
- Debe de cumplir satisfactoriamente con la acción requerida

Como vemos, son muchas las condiciones que se pueden desear o necesitar de la solución apropiada. Tantos aspectos no pueden ser tomados en consideración para realizar un diseño satisfactorio; por tanto, es necesario revisar estas condiciones con personas que están involucradas tanto en el campo del diseño como en la producción del algodón, como por ejemplo en P. Carbo y que sean ellas las que consideren cuales de los factores antes listados, les parecen más apropiados y reales. Y con los resultados de esta consulta se procede a trabajar con el siguiente paso planificado.

B) Determinacion de Objetivos

Una vez realizadas las entrevistas con un determinado número de personas, calificadas por su

experiencia, sobre los principales objetivos que debe de cumplir una cultivadora en una plantación de algodón, en Pedro Carbo y realizada una tabla de selección. Podemos llegar a la conclusión de que los factores más necesarios que requieren cumplirse y que deben ser satisfechos para la creación de alternativas son los siguientes:

- Dimensiones apropiadas.
- Debe ser de fácil manejo para el agricultor.
- Estructura robusta para soportar el maltrato.
- Debe cumplir con la acción requerida de diseño
- Su rendimiento económico debe ser el mejor posible
- Debe ser de bajo costo de operación
- Su diseño debe ser sencillo
- El costo de la máquina debe ser competitivo.
- Debe de ser liviano para facilitar su movilización

C) CREACION DE ALTERNATIVAS

Como se lo trató anteriormente, la mayoría de los cultivadores se los puede clasificar en dos tipos de acuerdo a su modo de operación:

- Cultivadores no motrices, cuya modo de operación se lo realiza mediante el montaje ó arrastre de cualquier sistema motriz o trac-

ción sangre.

Están conformados por rejas o herramientas de corte que cumplen con diferentes funciones, tales como: a) regeneradoras de prados, b) escarificadoras, c) binadoras, d) cavadoras, e) aporcadoras y f) extirpadoras (fig.2.6)

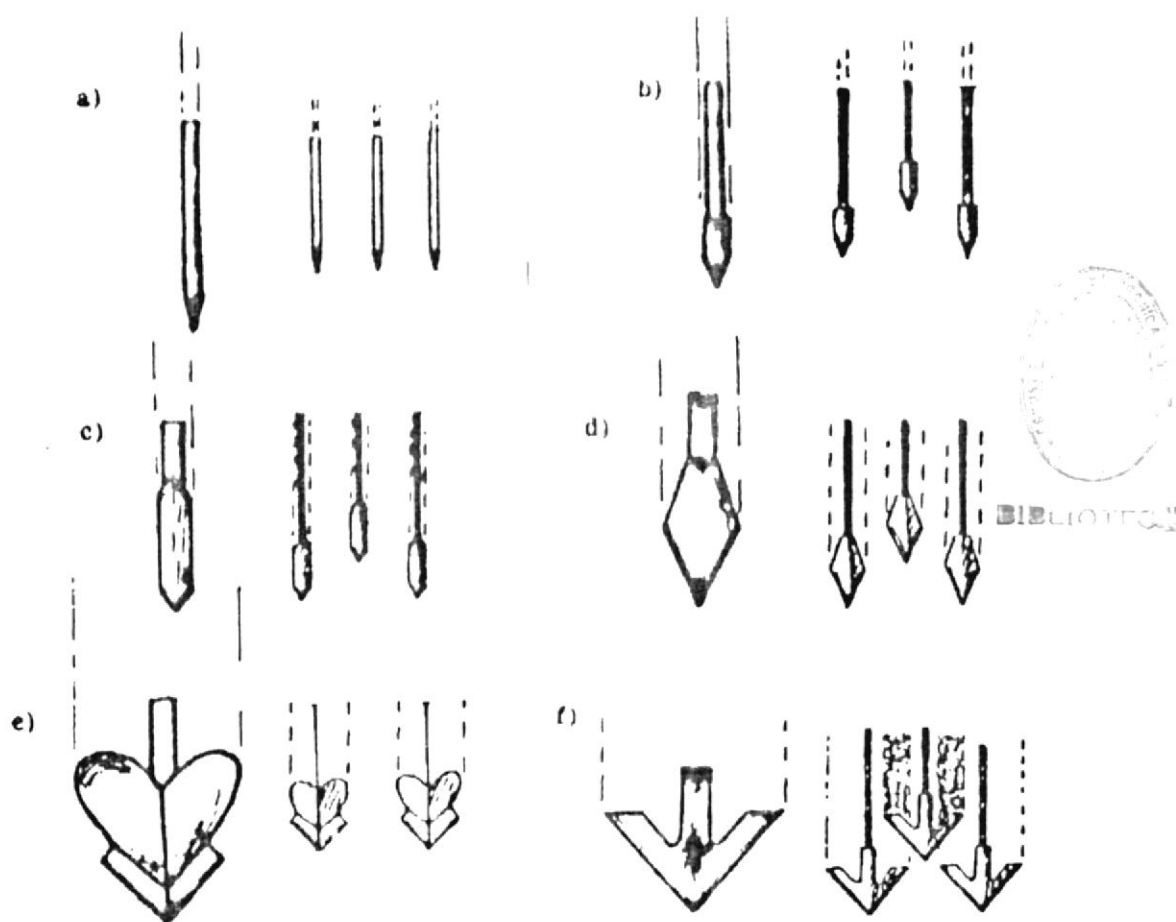


FIG. 2.6 Distintos tipos de rejas de cultivadores

Así mismo constan de diferentes tipos de brazos: a) brazos rígidos, b) rígidos y con muelle, c) flexibles de acero plano, d) con balletas o e) en espiral, tal como se los aprecia en la fig. 2.7.

Estos cultivadores pueden ser halados, ya sea por tractores, motocultores, tracción sangre o, simplemente, por la fuerza del hombre.

- Cultivadores motrices cuyos elementos de cultivo son rotatorios y van realizando labores culturales, entre las cuales están el escardado de la mala hierba.

En estos cultivadores en general, su herramienta de corte es rotatoria es de diferentes formas, las mismas que cumplen con funciones específicas en terrenos también específicos como se lo puede apreciar en la fig. 2.8 siguiente, y que además, pueden ser utilizados en cultivadores tipo fresa de ejes verticales u horizontales.

Estos tipos de cultivadores pueden ser adaptados a la toma de poder de un tractor o ser contruidos como elementos independientes de trabajo con su propio sistema de transmisión.

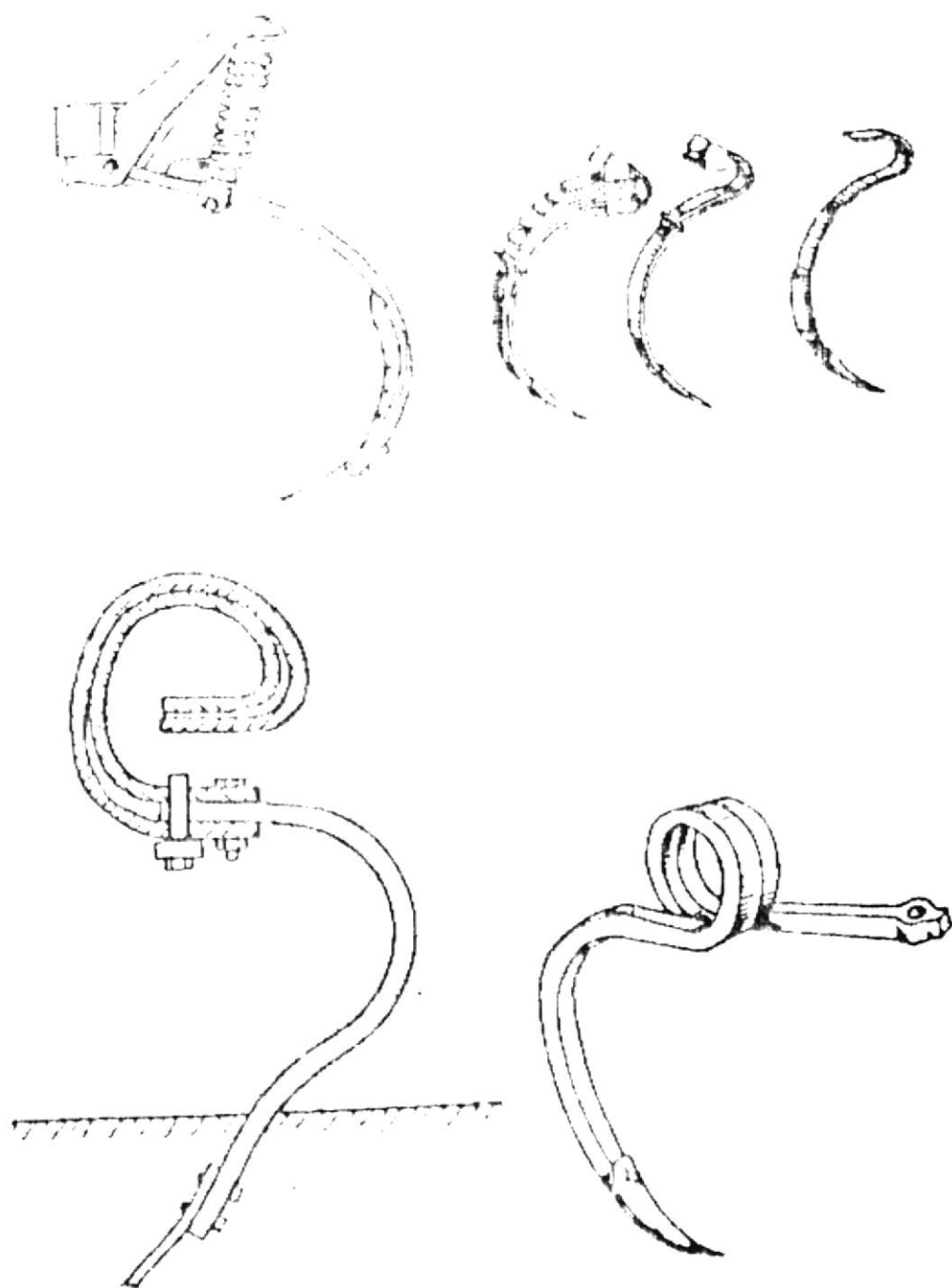


FIG. 2.7 Distintos tipos de brazos para cultivadores

	Tipo	Elemen. trabajo	ESQUEMA
Cultivador Rotativo	Jardin	dientes de resorte	
	De campo ligero	Cuchillas "L"	
	Campo medio y pesado	Cuchillas "L"	
	Tipo gusano	Superficie helicoidal	
Azada Rotativa	Tipo tambor	Cuchillas longitud., plana	
	Tipo pala	pala defletadas	
Arado Rotativo	Tipo disco	Discos lisos y dentados	
	Tipo pala	Palas	
	Tipo gusano	Superficie helicoidal	
	Tipo gusano	Superficie helicoidal	
	Tipo cuchilla	Cuchillas dobladas	
	Tipo disco	Cuchillas rectas y dobladas	



FIG. 2.8 Diferentes herramientas de corte para cultivadores motrices

De esta manera se pueden combinar los diferentes tipos de cultivadores con cualquiera de los sistemas de motrices y obtener la siguientes alternativas.

C.1 ALTERNATIVA N° 1

La primera alternativa que se propone es el cultivador accionado por un tractor mediante sistema de arrastre, el cual consta de brazos rígidos con muelle y rejas extirpadoras tipo cola de golondrina, que es un tipo de reja recomendado para combatir las malas hierbas; debido a la vibración del muelle del brazo se logra un mayor desmenuzamiento del suelo.

Este tipo de cultivador requiere de un sistema de enganche especial, y debe de rodar sobre sus propias ruedas. Su facilidad para enganchar y desenganchar es útil cuando se va a utilizar el tractor para otro tipo de funciones (fig. 2.9)

C.2 ALTERNATIVA N° 2

Esta alternativa se trata de un cultivador de brazo flexible de ballesta con rejas

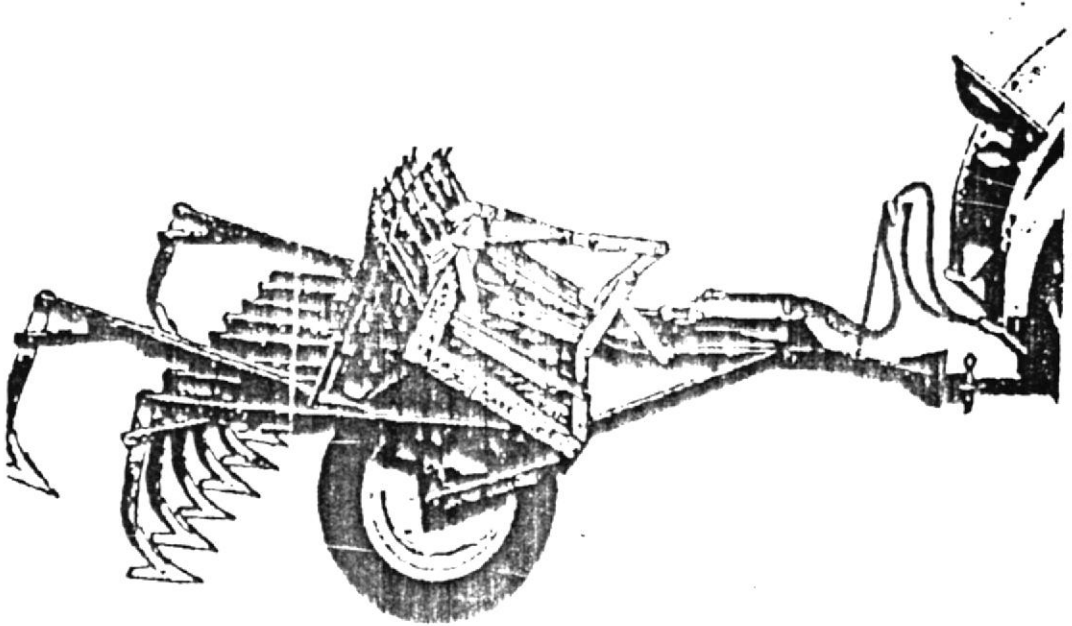


FIG. 2.9 ALTERNATIVA # 1

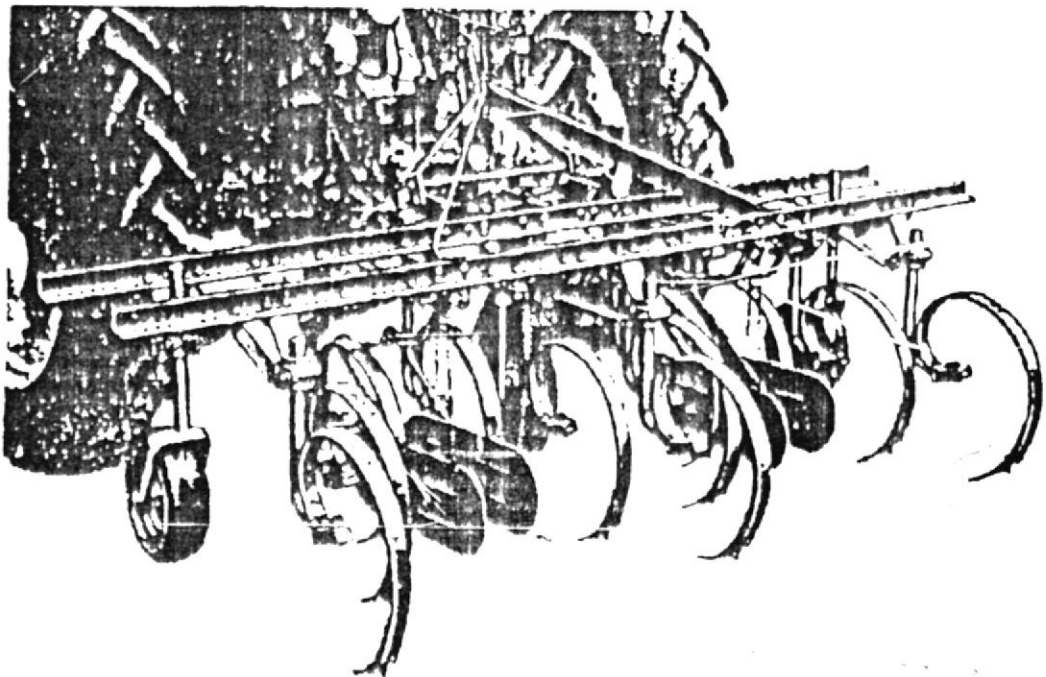


FIG. 2.10 ALTERNATIVA # 2

tipo punta de arpón; montado al tractor a través del sistema hidráulico. Este tipo de cultivador es especial contra las malas hierbas y además se obtiene un buen control sobre el apero, aunque a muchos operadores no les gusta volterar hacia atrás con frecuencia para ver la operación de las cultivadoras ya que estas podrían causar daños al algodón por cualquier descuido o desviación de las mismas (si es que la labor se la realiza luego que se ha realizado la siembra, fig 2.10).

C.3 ALTERNATIVA N.º3

Cultivadora de arrastre tipo LISTER, llamada así porque puede seguir las hileras de sembradas por la sembradora LISTER. Dos ruedas guían la unidad de cada hilera a lo largo de los lomos. Cada rueda tiene la convergencia necesaria para que la unidad no trate de subirse a los lomos. Es necesario que las hileras sean razonablemente paralelas pues de lo contrario puede arrazar con las plantas sembradas.

Está formada por cultivadores de brazos rígidos, con rejas tipo pala simple, además

de discos de arado. Estos cultivadores trabajan a mayor profundidad (fig. 2.11)

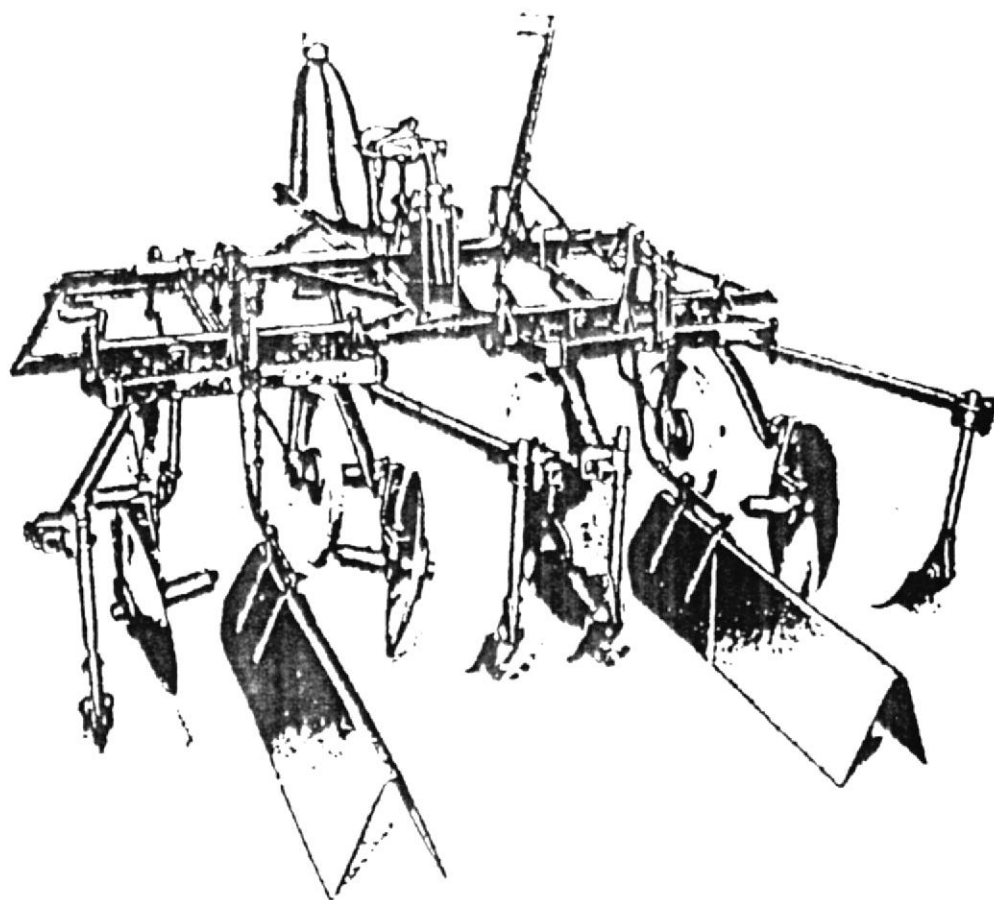


FIG. 2.11 ALTERNATIVA N° 3

C.4 ALTERNATIVA N° 4

AZADA DE CABALLO: Es el nombre común que se le dan a los cultivadores que trabajan entre líneas de cultivos; generalmente utilizado para escardar, algodón u otros cultivos distanciados en líneas como para poder dejar el paso del caballo que tira de la máquina sin perjudicar a las plantas.

Está construida de brazos rígidos con rejas de tipo cola de golondrina, con una palanca reguladora de altura de cultivo y de palanca modificadora de amplitud del trabajo (fig. 2.12)

C.5 ALTERNATIVA N° 5

Cultivadora de mano tipo "PLANET" que funciona mediante el impulso humano, empujándola por medio de las filas de las plantas. Consta de brazos rígidos con rejas apropiadas para el cultivo (fig. 2.13).

C.6 ALTERNATIVA N° 6

Cultivador de órganos de trabajo rígidos al armazón, y tirados por animales; con rejas

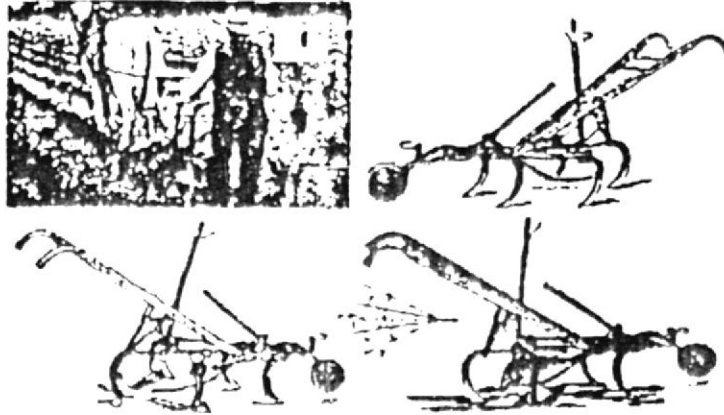


FIG. 2.12 ALTERNATIVA # 4

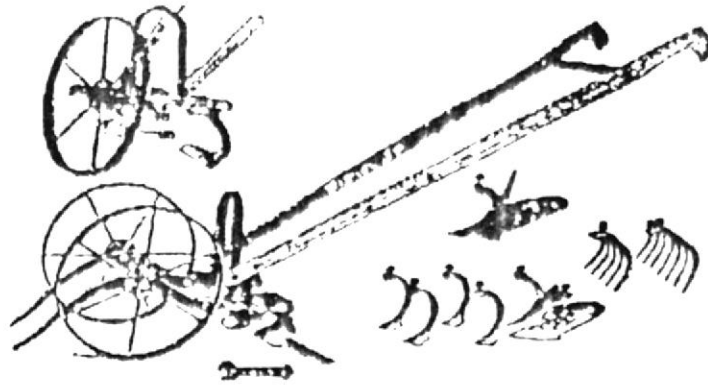


FIG. 2.13 ALTERNATIVA # 5

tipo cola de golondrina y cultivador rotativo (fig. 2.14)

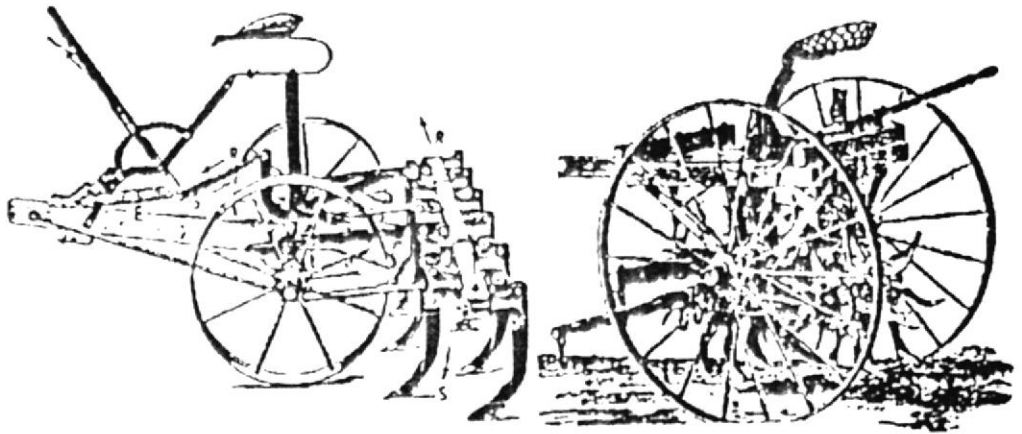


FIG. 2.14 ALTERNATIVA N°6

C.7 ALTERNATIVA N° 7

Cultivador tipo fresadora de ejes verticales (fig. 2.15)

C.8 ALTERNATIVA N° 8

Cultivador tipo fresadora de eje horizontal (fig. 2.16).

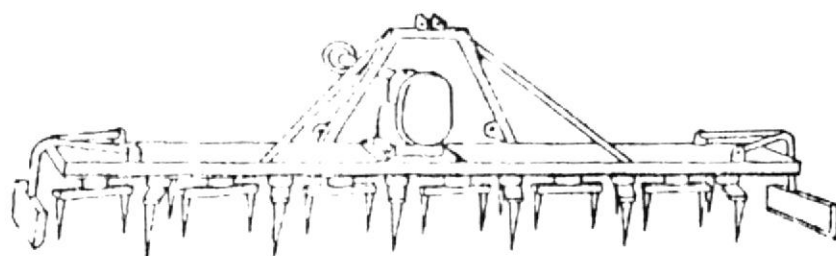


FIG. 2.15 ALTERNATIVA # 7

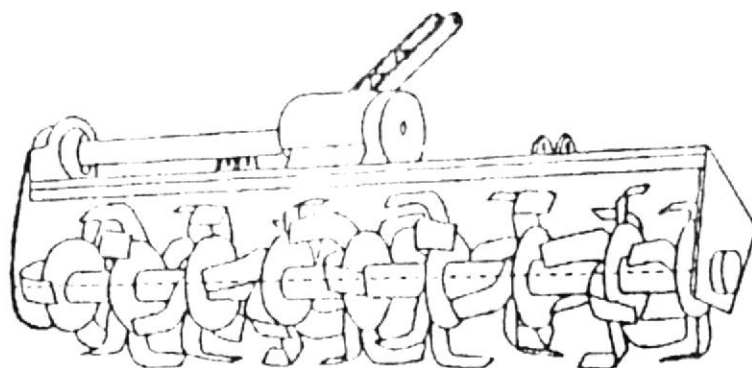


FIG. 2.16 ALTERNATIVA # 8

C.9 ALTERNATIVA N° 9

Cultivador autopropulsado de eje vertical con cuchilla rotatoria (fig. 2.17).

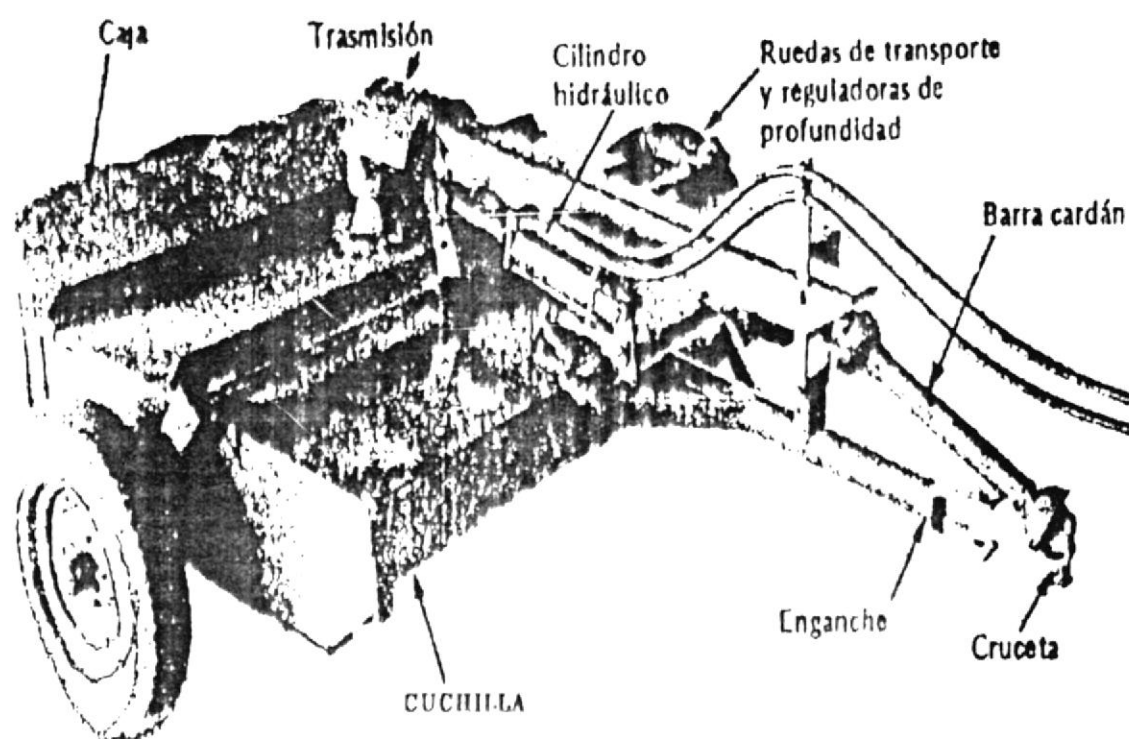


FIG. 2.17 ALTERNATIVA N°9

D) RED DE FIABILIDAD

Nuestro interés para seleccionar el modelo adecuado para el diseño, se basará en el siguiente

cuadro de selección, en el que se involucran la alternativas con los objetivos específicos (factores o parámetros de diseño) que se espera que cumpla el cultivador. De acuerdo al puntaje obtenido por cada alternativa, nos ayudará a ver cual es la mejor de todas.

PUNTAJE DE EVALUACION:

MUY ADECUADO	3
BASTANTE ADECUADO.....	2
ADECUADO COMO ULTIMO RECURSO.....	1
INADECUADO.....	0

TABLA II

CUADRO DE SELECCION DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

ALTERNATIVA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	IDEAL
FACT. CONSIDERADOS										
DIMENSIONES APROPIADAS	2	3	2	2	2	2	3	3	2	3
FACIL MANEJO	2	1	1	2	1	2	2	2	2	3
ESTRUCTURA ROBUSTA	2	2	2	1	1	1	2	3	3	3
ACCION REQUERIDA	3	2	3	2	1	2	1	2	1	3
RENDIMIENTO ECONOMICO	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3
BAJO COSTO DE OPERACION	2	1	1	3	3	2	2	3	2	3
DISEÑO SENCILLO	2	2	2	3	2	2	1	2	1	3
COSTO COMPETITIVO	2	2	2	2	1	3	2	1	1	3
LIVIANO	1	2	1	3	3	1	1	2	1	3
TOTAL	18	17	16	17	15	16	16	20	15	27

Como podemos observar en el cuadro de selección de alternativas, existe cierta preferencia hacia el cultivador de arrastre de cola de golondrina con adaptación motriz y el cultivador tipo fresadora de eje horizontal. Lo común entre estos cultivadores es la rapidez de cumplir con su labor, la comodidad que se ofrece por el bajo esfuerzo por parte del agricultor entre otras ventajas.

Con el objeto de que el cultivador a ser construido, cumpla lo mejor posible con los factores considerados, se buscará realizar un diseño en el que se combinen las propiedades de las mejores alternativas seleccionadas.

E) SELECCION DE LA SOLUCION

El diseño y construcción de la máquina que se ha concebido, es objeto de una combinación de las mejores características de la preselección hecha en el punto anterior y consiste en un cultivador tipo fresadora autopropulsado; es decir, consta de un motor que le suministra la potencia suficiente para accionar las cuchillas y éstas, debido a su movimiento o sentido de corte paralelo al avance de la máquina, permite el desplazamiento de la misma sin esfuerzo por

parte del agricultor, que la va guiando,

La profundidad de corte se lo controla mediante la regulación manual de la altura de las cuchillas.

El ancho de corte es apropiado para introducirse entre las filas del sembrío del algodón las mismas que en nuestro campo no son de una anchura constante, variando de 80 a 100 cm de ancho; la estructura es robusta, a la vez que por sus pequeñas dimensiones resulta además liviana.

De esta manera se combinan la comodidad de desplazamiento y el suministro de potencia que se obtiene de un tractor; con la consecuente disminución de costos de operación por la simplicidad de la máquina.

Si bien es cierto que el tiempo de trabajo para el cultivo, prácticamente se duplica, también es cierto que por su bajo peso se evita la deformación de la "suela" producto de una exagerada mecanización en la que se tiende a pasar varias veces con el tractor por el terreno para realizar las diversas acciones de cultivo (Ver plano 0.0 del apéndice A).

Una vez que se tiene claro el tipo de máquina

parte del agricultor, que la va guiando.

La profundidad de corte se lo controla mediante la regulación manual de la altura de las cuchillas.

El ancho de corte es apropiado para introducirse entre las filas del sembrío del algodón las mismas que en nuestro campo no son de una anchura constante, variando de 80 a 100 cm de ancho; la estructura es robusta, a la vez que por sus pequeñas dimensiones resulta además liviana.

De esta manera se combinan la comodidad de desplazamiento y el suministro de potencia que se obtiene de un tractor; con la consecuente disminución de costos de operación por la simplicidad de la máquina.

Si bien es cierto que el tiempo de trabajo para el cultivo, prácticamente se duplica, también es cierto que por su bajo peso se evita la deformación de la "suela" producto de una exagerada mecanización en la que se tiende a pasar varias veces con el tractor por el terreno para realizar las diversas acciones de cultivo (Ver plano 0.0 del apendice A).

CAPITULO N 3

CRITERIOS PARA LA SELECCION DE MATERIALES

La selección de materiales es la etapa de diseño en la que se considerarán las condiciones físicas y ambientales que actúan sobre la máquina para, de esta manera, tomar una decisión en cuanto al material que debe ser utilizado para la fabricación de los distintos elementos de la máquina.

Las condiciones que se deben tomar en cuenta para la selección del material debe ser en función de:

- La forma que tendrá
- Las dimensiones
- Los pesos
- Las cargas mecánicas
- Influencias climáticas
- Calidad del acabado superficial
- Fabricación
- Costos
- Vida de servicio
- Cantidad requerida

LIBRO: 101

- Disponibilidad de material en el mercado nacional
- Utilización de desperdicios
- Liberación de ruidos
- Confiabilidad
- Materiales normalizados
- Obsolescencia
- Adaptabilidad
- Desgaste
- Corrosión

En vista de que ningún material puede cumplir con todos los factores requeridos a satisfacción (ya que esto es ideal), es necesario tomar en consideración los más importantes, que serán aquellos que permitan a la máquina trabajar eficientemente en el medio al que va ser involucrada; así mismo, también hay que considerar las condiciones de trabajo a la que será sometida, el desarrollo tecnológico alcanzado por el país en el trabajado de materiales; y los materiales existentes y a nuestra disposición para la fabricación de la maquinaria.

Para poder escoger apropiadamente un material, entonces, es necesario realizar previamente un análisis de las propiedades mecánicas de los materiales, y otros factores como son la maquinabilidad, conformación, aumento de resistencia, formas de unión de piezas, desgaste y corrosión que son los factores más involucrados en la elección.

3.1 PROPIEDADES MECANICAS

La máquina cultivadora consta de algunas partes, siendo las más importantes el sistema de transmisión de potencia, el bastidor, el eje motriz y las cuchillas de corte.

El eje motriz y las cuchillas son los elementos que estarán sometidos a un continuo contacto con el suelo; variando las propiedades de este, desde suelos arenosos fuertemente abrasivos a suelos arcillosos muy pegajosos o adhesivos. Algunos suelos contienen piedras que pueden ser golpeados por las cuchillas, desarrollándose esfuerzos muy severos que pueden ocasionar deformaciones o rupturas de las mismas. Es por esta razón en particular que la máquina sólo trabajará en labores de mullido y cultivo de la tierra, posterior al arado y a la remoción de piedras.

En la época actual existen gran diversidad de materiales y aleaciones que alcanza muy buenas propiedades mecánicas, pero en general en nuestro país, dichos materiales son muy caros como para ser considerados en nuestra máquina, la misma que está dirigida al agricultor de limitados recursos "que dados los costos de la maquinaria existente en el mercado, se representa una quimera la mecanización

de los perfiles".

Es por ello que el material con que se va a construir la mayor parte de la máquina es acero; un material que presenta excelentes características de fabricación y excelente comportamiento ante esfuerzos mecánicos elevados y de fatiga.

Pero si es cierto que el acero es el material que se utilizará para la construcción, también es cierto que los hay de muchas clases y tipos; de los cuales habrá que realizar una selección de acuerdo a los diferentes tipos de elementos aleantes (Tabla III), sus propiedades mecánicas, al tipo de tratamiento térmico que se le pueda realizar, la capacidad de soldabilidad que tenga y la facilidad de mecanización que presente.

Seleccionar un acero ha dejado de ser un arte para convertirse en la aplicación de ese conjunto de conocimientos científicos; pero no mecánicamente, sino a través de un razonamiento integral del problema (20).

Estos conocimientos son precisamente las propiedades mecánicas y los medios que se disponen para poderla modificar como lo es por ejemplo el temple, que es

¹ Tomado de la ref. 8, Inf. al Banco Nacional de Fomento.

ELEMENTO	SOLUBILIDAD SÓLIDA		INFLUENCIA EN LA FERRITA	INFLUENCIA EN LA AUSTENITA (PROF. DIST. DE DUREZA)	INFLUENCIA EJERCIDA POR MEDIO DEL CARBURO		FUNCIONES PRINCIPALES
	EN HIERRO GAMMA	EN HIERRO ALFA			TENDENCIA A FORMAR CARBURO	ACCIÓN DURANTE EL REVENIDO	
Fósforo	0.5%	2.8% (independiente del contenido de carbono)	La endurece fuertemente por solución sólida	Aumenta la templabilidad	Despreciable		1. Aumenta la resistencia del acero al bajo carbono 2. Aumenta la resistencia a la corrosión 3. Mejora la maquinabilidad en los aceros de conado libre (aceros rápidos) 1. Se emplea como desoxidador de propósito general 2. Elemento de aleación para laminas eléctricas y magnéticas 3. Mejora la resistencia a la corrosión 4. Aumenta la templabilidad de los aceros que no tienen elementos entrefríos 5. Hace resistentes los aceros de baja aleación
Silicio	2% ± (10% con 0.35% C)	18.5% (no cambia mucho con el contenido de carbono)	La endurece con moderación en plasticidad ($Mn < Si < P$)	Aumenta moderadamente la templabilidad	Negativa (granulosa)	Sostiene la dureza por solución sólida	1. Eficacia el carbono en partículas finas a) Reduce la dureza marteménica y la templabilidad en aceros al cromo medio b) Previene la formación de austenita en aceros al alto cromo c) Previene el agotamiento localizado de cromo en aceros inoxidables durante un largo calentamiento
Titanio	0.05% ± (1% con 0.20% C)	6% ± (menos con temperatura disminuida)	Proporciona un sistema de endurecimiento por envejecido en aleaciones con alto contenido de Ti-Fe	Probablemente aumenta la fuerte la templabilidad al estar disuelto. Los efectos del carbono reducen la templabilidad	La mayor que se conoce para el acero con 0.50% de carbono no se puede endurecer	Los carburos persistentes probablemente no se afectan. Alguno endurecimiento secundario	1. Eleva la temperatura de inicio de crecimiento del grano de la austenita (promueve el grano fino) 2. Aumenta la templabilidad (cuando está disuelto) 3. Resiste el revenido y produce un marcado endurecimiento secundario
Tungsteno	6% (11% con 0.25% C)	33% (menos con temperatura disminuida)	Proporciona un sistema de endurecimiento por envejecido en aleaciones con alto W-Fe	Aumenta fuertemente la templabilidad en pequeñas cantidades	Fuerte	Se opone al suavizamiento por endurecimiento secundario	1. Forma partículas duras y resistentes a la abrasión en aceros para herramientas 2. Promueve la dureza y la resistencia a altas temperaturas
Vanadio	1% (4% con 0.20% C)	Ilimitada	La endurece moderadamente por solución sólida	Aumenta fuertemente la templabilidad cuando está disuelto	Muy fuerte (V < Ti o Cb)	Máxima por endurecimiento secundario	1. Eleva la temperatura de inicio de crecimiento del grano de la austenita (promueve el grano fino) 2. Aumenta la templabilidad (cuando está disuelto) 3. Resiste el revenido y produce un marcado endurecimiento secundario

TABLA III Efectos específicos de los elementos de aleación en el acero

ELEMENTO	SOLUBILIDAD SÓLIDA		INFLUENCIA EN LA FERRITA	INFLUENCIA EN LA AUSTENITA (PROF. DIST. DE DUREZA)	INFLUENCIA EJERCIDA POR MEDIO DEL CARBURO		FUNCIONES PRINCIPALES
	EN HIERRO γ	EN HIERRO α			TENDENCIA A FORMAR CARBURO	ACCIÓN DURANTE EL REVENIDO	
Aluminio	1.1% (aumentado por C)	36%	La endurece considerablemente por solución sólida	Si se disuelve en austenita, aumenta ligeramente la templabilidad	Negativa (grafitiza)		1. Desoxida eficazmente 2. Restringe el crecimiento de grano (por formación de óxidos o nitruros dispersos) 3. Elemento de aleación en la nitruración del acero
Cromo	12.4% (20% con 1.0% C)	Limitada	La endurece ligeramente, aumenta la resistencia a la corrosión	Aumenta la templabilidad moderadamente	Mayor que Mn; menor que W	Contrarresta ligeramente al suavizamiento	1. Aumenta la resistencia a la corrosión y a la oxidación 2. Aumenta la templabilidad 3. Añade alguna resistencia a altas temperaturas 4. Resiste la abrasión y al desgaste (con alto contenido de carbono)
Cobalto	Limitada	75%	La endurece considerablemente por solución sólida	Cuando está disuelto disminuye la templabilidad	Semejante al Fe	Mantiene la dureza por efecto de la solución sólida	1. Contribuye a conservar la dureza al rojo, endureciendo la ferrita
Manganeso	Limitada	5%	La endurece moderadamente, reduce la plasticidad	Aumenta moderadamente la templabilidad	Mayor que Fe; menor que Cr	Muy poca, en porcentajes usuales	1. Contrarresta la fragilidad debida al azufre 2. Aumenta a bajo costo la templabilidad
Molibdeno	0.05% (0.01% con 0.01% C)	37.4% (menor con temperatura disminuida)	Proporciona un sistema de endurecimiento por envejecimiento en los aceros aleados con alto Mo-Fe	Aumenta fuertemente la templabilidad (Mo > Cr)	Fuerte, mayor que Cr	Se opone al suavizamiento, por endurecimiento secundario	1. Eleva la temperatura del inicio de crecimiento del grano de la austenita 2. Profundiza el endurecimiento 3. Contrarresta la tendencia a la fragilidad por revenido 4. Aumenta las resistencias a alta temperatura, a la fluencia y a la dureza al rojo 5. Mejora la resistencia a la corrosión en aceros inoxidables 6. Forma partículas resistentes a la abrasión
Níquel	Limitada	100% (independiente del contenido de carbono)	La hace resistente y tenaz por solución sólida	Aumenta ligeramente la templabilidad pero tiende a retener austenita con alto contenido de carbono	Negativa (grafitiza)	Muy poca en pequeños porcentajes	1. Hace resistentes los aceros no templados o recocidos 2. Hace tenaces los aceros perlítico-ferríticos (especialmente a baja temperatura) 3. Austeniza las aleaciones de hierro al alto cromo

TABLA III Efectos específicos de los elementos de aleación en el acero

un tratamiento térmico: así también hay que poner atención en lo que respecta a la soldabilidad y la maquinabilidad propias del acero y que están relacionadas con los efectos que los esfuerzos actúan sobre el material.

Las principales propiedades mecánicas del acero (y de otros materiales) que han sido consideradas para el diseño de la máquina cultivadora son las siguientes:

- Deformación
- Ductibilidad
- Dureza
- Tenacidad
- Soldabilidad y maquinabilidad

Estas se relacionan estrechamente a la selección de los materiales puesto que estos conocimientos nos permiten predecir el comportamiento de los distintos elementos de la máquina durante su funcionamiento.

Así, se diseñarán los elementos para deformación elástica; aunque es una forma conservadora de hacerlo, nos permite dar un mayor margen de seguridad al funcionamiento de la máquina en virtud del desconocimiento de los verdaderos esfuerzos al que va ser sometida.

En cuanto a la dureza y ductilidad, estas propieda-

des están involucrados específicamente al diseño de las cuchillas y a los elementos de engrane, como los utilizados en los sistemas de embrague y de reducción de velocidad. De tal forma que la superficie de trabajo debe ser lo suficientemente dura, mientras que el alma debe ser dúctil para evitar fallas de tipo frágil. Esto último se lo puede lograr mediante el uso de los tratamientos térmicos.

La tenacidad del material, así mismo permitirá que los elementos críticos de funcionamiento, como lo son el eje motor de las cuchillas, el eje de transmisión y los discos portacuchillas y las cuchillas; puedan sufrir grandes deformaciones antes de fracturarse.

La soldabilidad es otro factor importante que hay que tomar en cuenta para la selección del acero apropiado para la construcción de la máquina. Para lograr este objetivo será necesario elegir un acero que tenga un mínimo contenido de azufre y nitrógeno (los que le dan pésima consistencia a la soldadura) y el contenido de carbono no debe de estar por encima del 0.2 % C y por métodos especiales de soldadura se puede alcanzar hasta el 0.35 % C; con lo que se busca que no se temple la pieza en el aire. Así mismo ofrecen buenas características de soldabilidad dentro de los contenidos de carbono



indicados, aceros bajamente aleados con Mo, Cr-Mo-V, Cr-Mn y Cr-V así como los aceros austeníticos con Cr-Ni.

En cuanto a la maquinabilidad del acero, depende de la microestructura que esta presente. Así microestructuras ferríticas dan al acero una constitución más blanda, dúctil y maleable. Si la microestructura sobresaliente en el acero es cementita, este presentará características de dureza y fragilidad.

Todo lo anterior, depende mucho del porcentaje de carbono y de los elementos aleantes del acero. De tal manera que aceros de gran porcentaje de carbono tienden a formar carburos, que son partículas muy duras y frágiles que le dan este comportamiento al material, y por supuesto, no permiten su mecanización.

Pero no todos los carburos son indeseables, dependiendo de su naturaleza, tamaño y distribución de estas partículas, pueden ser también beneficiosas, como por ejemplo los carburos de cromo y vanadio que resultan ser excepcionales en dureza y resistencia al desgaste.

En conclusión para seleccionar un acero basándose en su maquinabilidad debemos basarnos principalmente en su contenido de carbono y luego en los componentes

aleantes de que está formado, tratando de conocer y comprender qué características especiales le da al acero. Así por ejemplo, el Cr le da resistencia al desgaste, el Mn le da resistencia a la oxidación, el Molibdeno le aumenta la dureza, etc.

3.2 TRATAMIENTOS SUPERFICIALES

Las partículas del suelo tienen la característica de ser fuertemente abrasivas por lo que los discos porta-herramienta, los ejes de transmisión y motriz de las cuchilla; y las cuchillas principalmente, presentarán problemas de desgaste, y posteriormente de corrosión, si la elección del material no es el adecuado.

Existen en el mercado aceros aleados sumamente resistentes a la abrasión y a la corrosión como el acero inoxidable, pero sus costos son elevados, lo cual encarecería la producción de la máquina.

La solución se encuentra en el apropiado uso de los tratamientos superficiales que mejoran las propiedades mecánicas, como son la dureza y la resistencia, aumentando de esta manera su resistencia al desgaste y también a la corrosión.

3.2.1 RESISTENCIA A LA CORROSION

Uno de los problemas más serios que presentan las máquinas es precisamente el problema de

corrosión, puesto que tiende a disminuir la vida útil de la máquina y es el causante de fracturas de tipo frágiles de elementos móviles de las mismas.

La corrosión se presenta como "una deterioración" de los materiales por el medio en el que son usados. Otra forma de describirlo es como *"la destrucción de un material por interacción química, electro-química o metalúrgica entre el medio y el material"* (10).

La principal causa de la corrosión es la inestabilidad de los metales en sus formas refinadas, los mismos tienden a volver a sus estados originales a través de los procesos de corrosión.

La cultivated (11) se encuentran en un medio agresivo, como lo es el polvo, la humedad y abrasión del suelo, así como durante su funcionamiento, está sujeta a rozas, impactos, rayaduras y desgaste de las partes móviles; factores que inciden en la inestabilidad del acero y por tanto son causantes de la corrosión de la máquina.

Así por ejemplo la vibración de la máquina hace que los pernos se aflojen y el polvo o

la tierra se introduzcan en las partes empernadas donde origina una concentración de humedad y por tanto una diferencia en la concentración de oxígeno que originará un proceso electroquímico de intercambio de iones (corrosión electroquímica, fig.3.1).

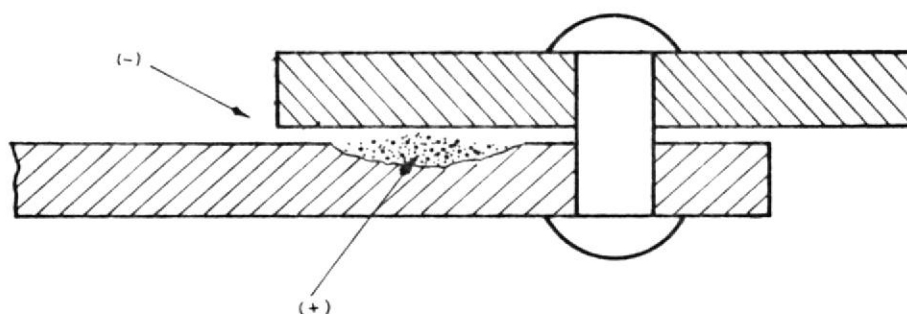


FIG. 3.1 Corrosión entre placas producida por diferencia de concentración de oxígeno

Una mala lubricación de las partes móviles son causantes de desgaste en una primera etapa y posteriormente de corrosión debido a que las partículas abrasivas reaccionan con la humedad, lubricándose, así mismo, una variación de la concentración de oxígeno donde estas se encuentra ubicadas y por consiguiente lugares donde se originan la corrosión.

Otro de los factores que se presentan es cuando, por procesos de construcción, las

piezas presentan tensiones residuales, las cuales generan un aumento de potencial de la zona afectada, un intercambio de electrones y por tanto corrosión.

Los tratamientos térmicos de alivio de tensiones, así como los de homogenización, tienden a mejorar la resistencia a la corrosión.

Para proteger a las distintas piezas de la cultivadora y disminuir el problema de la corrosión cuyo origen se encuentra en la humedad ambiente propia del campo del Litoral como el de Pedro Carbo, se lo realiza mediante una buena capa de pintura, por lo que se requiere que el diseño contemple las debidas facilidades para realizar una limpieza y mantenimiento integral de sus partes.

Finalmente, otra forma de disminuir la corrosión es disminuyendo también el desgaste.

3.2.2 RESISTENCIA AL DESGASTE

El desgaste puede definirse como un deterioro de la superficie debido al uso; y es el causante de fallas en los sistemas mecánicos que obligan a la reposición de piezas gastadas.

Tanto el desgaste como la corrosión son factores que no pueden ser olvidadas en el diseño de elementos mecánicos y que influyen en la selección apropiada de materiales de construcción de la máquina cultivadora.

"Ningún elemento de máquina es inmune al desgaste ya que es un fenómeno que se manifiesta siempre que exista carga y movimiento". No existe una regla general que sea válida para todas las manifestaciones del desgaste. Este fenómeno está afectado por toda una variedad de condiciones, tales como tipo y modo de carga, velocidad, cantidad y tipo de lubricante, temperatura, dureza, acabado de superficie, presencia de materiales extraños en los intersticios de las partes deslizantes, y naturaleza química del medio. Factores que están presentes y que se pueden dar durante el funcionamiento de la cultivadora.

Suelen identificarse dos tipos de desgastes importantes en las máquinas; el desgaste adhesivo y el desgaste abrasivo (fig. 3.2 y fig 3.3)

Si las partes en movimiento están hechas de

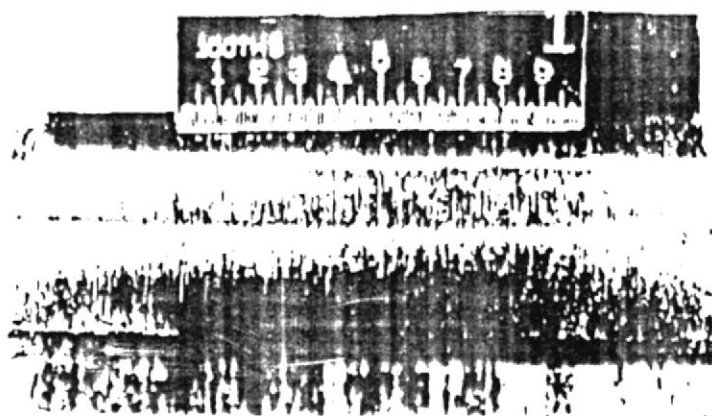


FIG. 3.2 Desgaste adhesivo sobre el piñón de un tractor debido a lubricación inadecuada

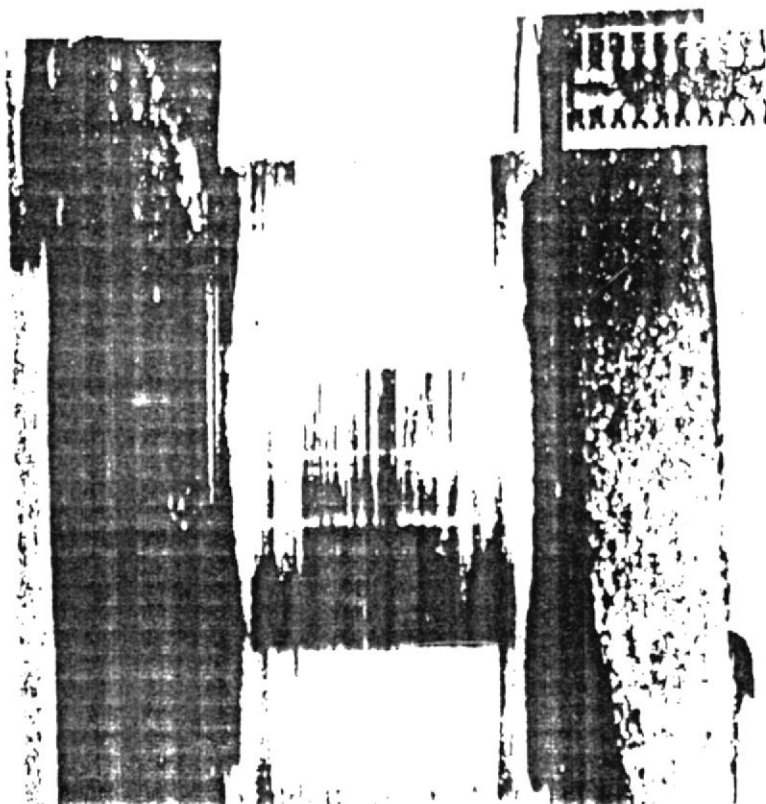


FIG. 3.3 El cojinete principal de un muñón de un cigueñal dañado por partículas de suciedad que contaminaron al lubricante

metales iguales o cristalográficamente similares, tienen fuerzas de cohesión muy grandes y si la fricción entre ellas es ejercida con suficiente presión para romper a través, cualquier material residual de separación, tal como aceite, polvo o humedad absorbida; y las superficies están en contacto suficiente para que tenga lugar una deformación elástica o plástica, tendrá lugar el afinamiento o la soldadura. Es por ello que en la selección de materiales, para un sistema de engranajes sin lubricación es necesario utilizar materiales que eviten la formación de estas micro-soldaduras.

Las diferentes formas de desgaste se manifiestan generalmente como un rayado, ludimiento, o de bastado. Las partículas que se desprenden por este tipo de desgaste quedan entre las piezas deslizantes, lo que las convierten en partículas o fragmentos abrasivos. Las más elevadas tasas de desgaste abrasivo, ocurren cuando la dureza del abrasivo es considerablemente mayor al del material abrazado. Por lo que vemos que un solo tipo de desgaste no suele darse, sino más bien, una combinación de ellos.

En función de lo anterior podemos concluir que algunos de los criterios para seleccionar el metal consistirán en:

- 1) Las partes que entrarán en contacto deslizante, su superficie debe ser lo suficientemente dura.
- 2) Buscar elementos aleantes que den mayor resistencia al desgaste en el acero.
- 3) Las partes en contacto deben ser mutuamente insolubles.

La tabla IV a continuación, proporciona una lista de materiales de uso común que son resistentes al desgaste penetrante. En ella se ha colocado primero los materiales más resistentes y van aumentando progresivamente en tenacidad.

Como vemos, la selección apropiada del material de construcción de las diferentes partes de la máquina dependen de interrelacionar una diversidad de conocimientos en cuanto a las propiedades del metal, su tratamiento térmico, formas de protección con los factores que lo desgastan y destruyen.

Así también la fuerzas, esfuerzos a los que será sometido, dimensiones, medio en el que va a trabajar con el

TABLA IV

Serie clasificada de aleaciones resistentes al desgaste

<u>Incremento de la tenacidad</u>	<u>Incremento de la resistencia a la abrasión</u>
Propiedades sensibles al contenido de carbono en la estructura	
1. Compuestos de carburo de tungsteno	Máxima resistencia a la abrasión Las superficies gastadas se vuelven ásperas
2. Hierros con alto cromo	Excelente resistencia a la erosión Resistencia a la oxidación
3. Hierros martensíticos	Excelente resistencia a la abrasión Alto esfuerzo de compresión
4. Aleaciones a base de cobalto	Resistentes a la oxidación Resistentes a la corrosión
5. Aleaciones a base de níquel	Resistentes a la corrosión. Pueden tener resistencia a la oxidación y al deslizamiento.
6. Aceros martensíticos	Buena combinación de resistencia a la abrasión y al impacto.
7. Aceros perlíticos	Bajo costo. Clara resistencia a la abrasión y al impacto
8. Aceros austeníticos	Para trabajo de temple
9. Aceros inoxidable	Resistentes a la corrosión
10. Aceros al manganeso	Máxima tenacidad con clara resis- tencia a la abrasión. Buena resis- tencia para el desgaste de metal contra metal bajo impacto.

factor económico, de tal forma que no se sobredimensionen las partes o utilizar materiales muy caros que afecten la fabricación de la cultivadora.

Es por ello que elegir cualquier material en general, y el acero en particular, es necesario conocer los diferentes tipos y variedades que se ofrecen en el mercado con su respectivas propiedades particulares, las cuales comparándolas con nuestras necesidades (fundamentados en los criterios anteriormente citados) se logrará seleccionar el material o el acero apropiado para cada pieza de la máquina (como se lo hará en el capítulo siguiente) tomando siempre en consideración los costos de fabricación sin que ello vaya en detrimento del diseño.



CAPITULO N° 4

INGENIERIA DE DISEÑO

En este capítulo se analizarán las fuerzas y los esfuerzos que soportarán las diferentes piezas de la máquina, la cinemática del sistema y el medio en que trabajarán, así como el factor económico del diseño; y en función de todo ello vamos a realizar el diseño de cada una de ellas incluyendo la selección de los materiales, de acuerdo a los criterios de selección que se dieron en el capítulo anterior.

Al iniciar este capítulo se analizarán y diseñarán, en forma secuencial, las diferentes partes de la que consta la máquina partiendo del análisis de los parámetros involucrados en el problema de diseño de ellas

4.1 ANALISIS DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO

Los elementos que van a realizar el escardado del terreno son las cuchillas, a las mismas que las determinan tres factores de diseño y que son:

- i) La eficiencia del corte de la maleza.

- ii) La potencia consumida para realizar el trabajo.
- iii) Remoción eficiente del terreno.

Dentro de la eficiencia de corte se contempla la eliminación más completa que se pueda de las malezas, lo cual sólo se consigue cuando esta es extirpada de raíz. La máquina por tanto será diseñada para que al cultivar voltee las raíces de tal manera que queden expuestas al sol, se sequen y mueran.

Con la remoción del suelo se logrará oxigenar el suelo, y eliminar su acción capilar. Impidiendo de esta forma su fácil deshidratación y desmenuzar la tierra facilitando el crecimiento de las raíces de las plantas del algodón: entre otros aspectos positivos que entraña esta operación de cultivo.

Respecto de la potencia consumida, dependerá de las condiciones en que se encuentra la estructura del suelo, es decir, dependerá de la resistencia que este ofrezca al corte de las cuchillas; así también como la forma y dimensiones de las cuchillas. Mientras esta presente mayor área de contacto con el suelo, aumentará así mismo la potencia requerida para cortarlo.

Una de las cuchillas más populares para fresadoras lo constituye la cuchilla en forma de "L" la cual de



acuerdo a su ángulo de orientación y su forma, permite cierta facilidad en lanzar hacia atrás los pedazos de suelo que han sido cortados por la parte ancha de la misma. Pero nuestro propósito no es someter al suelo a tan intenso tratamiento de volteo de tierra (lo que en casos extremos provocan la mineralización del suelo, si no existe conjuntamente un abonamiento adecuado del mismo), sino más bien procurar disminuir esta acción y aprovechar mejor la potencia del motor en el deshierbe. Por tal motivo se ha pensado en utilizar una cuchilla tipo "I" la cual no remueve en forma exagerada el suelo, sino más bien que destruya las raíces de la mala hierba en forma eficaz.

4.2 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA CULTIVADORA Y CINEMATICA DE LAS CUCHILLAS

Para este diseño se ha considerado que las cuchillas giren en el mismo sentido ("*paralelo*") al desplazamiento de la máquina, para que de esta manera el agricultor no tenga que empujar la máquina, sino que por lo contrario tenga que hacer un pequeño esfuerzo para soportarla y hacer, de esta manera, más fácil las labores culturales.

La trayectoria que los elementos de trabajo van a seguir será cicloidal, tal como se aprecia en el

fig. 4.1, siendo las ecuaciones paramétricas de la cicloide.

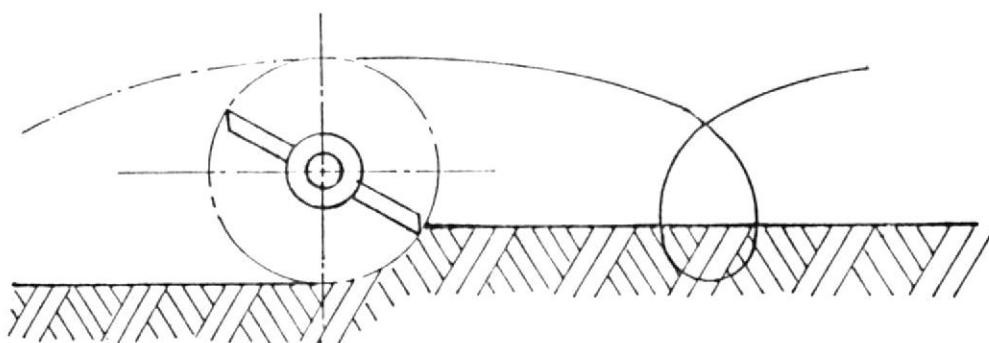


FIG. 4.1 Curvas cicloides trazadas por la cultivadora

$$x = vt + R \cos(wt) \quad (4.1)$$

$$y = R \sin(wt) \quad (4.2)$$

donde:

R: Radio del elemento rotor (del centro del eje al extremo de la cuchilla.

v: Velocidad de desplazamiento

w: Velocidad angular de las cuchillas

$wt =$: Ángulo de rotación durante el período t medio desde el eje x en conformidad con la dirección de rotación del conjunto.

Otros de los parámetros de trabajo de la fresadora son los que a continuación se describirán

La distancia entre dos cortes sucesivos (1):

$$l_p = 10 \frac{v \cdot 60}{n \cdot z} \text{ [dm]} \quad (4.3)$$

$$l_p = \frac{v}{u} \frac{2 \pi R}{z} \quad [\text{dm}] \quad (4.4)$$

donde:

v = velocidad de desplazamiento [m/s]

u = velocidad periférica de la cuchilla [m/s]

n = número de revoluciones del conjunto de trabajo
[rpm]

R = radio exterior del conjunto [dm]

z = Número de cuchillas operando en un plano de
corte

El volumen de corte:

$$v_m = a_m l_p \quad (4.5)$$

La longitud (y en definitiva el volumen) del suelo cortado depende de la relación u/v , así mientras mayor es la relación, mayor es la porción cortada de suelo por cada cuchilla (fig. 4.2 y 4.3).

4.3 FUERZAS DE CORTE DEL SUELO: RESISTENCIA DEL SUELO

Los componentes del suelo, suelen hacer variar la resistencia al corte de las cuchillas y a la vez hay que estimar la variabilidad de los ángulos de corte del elemento cortador por lo que se complica el tratar de precisar un ángulo de corte de este.

Al experimentar con diferentes ángulos de corte se ha llegado a la conclusión de que dan origen a

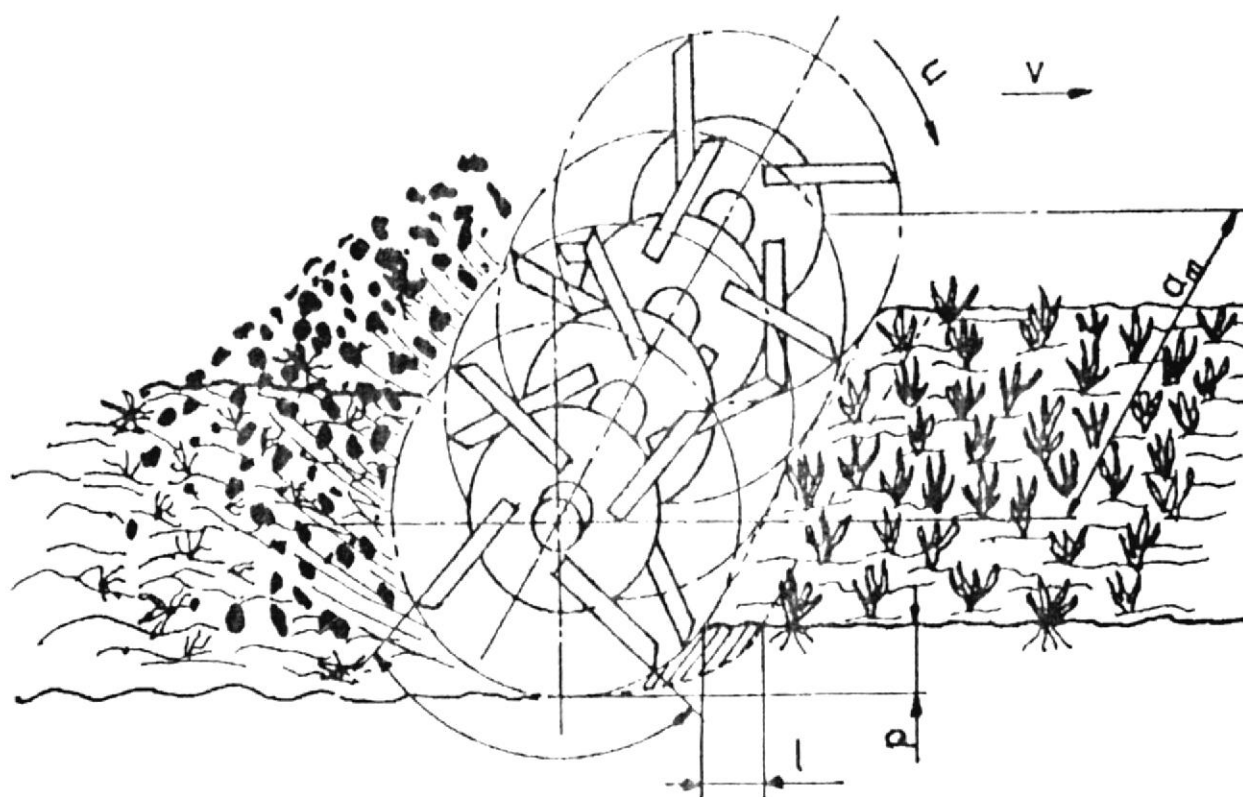


FIG. 4.2 Forma de trabajar la fresadora

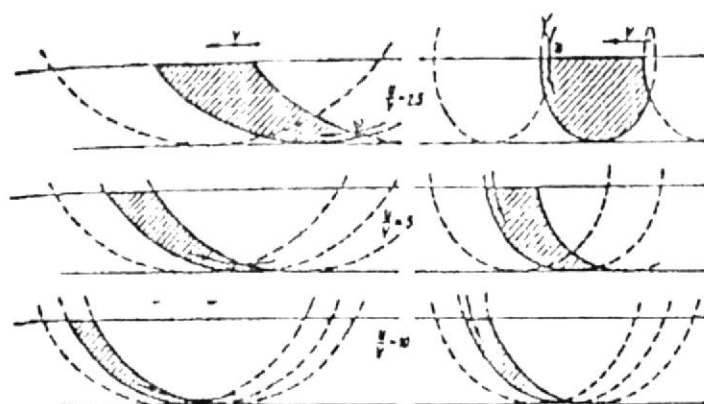


FIG. 4.3 Dependencia del volumen cortado del suelo con la relación " u/v "

diferentes resistencias de corte⁽⁴⁾, por lo que en la práctica de diseño se requiere hacer ciertas simplificaciones.

En lugar de calcular la fuerza de corte K del suelo, se calcula la fuerza periférica K_0 , la cual actúa sobre un brazo constante R , dado por el brazo de la cuchilla, así:

$$K_0 = \frac{M}{R} \text{ [Kg]}$$

donde

M : Torque [Kg.m]

R : Radio del círculo de corte trazado por las cuchillas [m]

El valor de la fuerza periférica depende de la velocidad periférica, así en la fig. 4.4 se observa cómo al aumentar esta (aún cuando la relación u/v se mantenga constante) la fuerza periférica va en un aumento continuo, tanto la fuerza máxima como el valor promedio.

Esta prueba se la realizó para una cuchilla tipo L siendo los parámetros de corte: $l = 6 \text{ cm}$, $p = 13 \text{ cm}$, $a_m = 16 \text{ cm}$ (ancho de corte); para un suelo medio duro.

La fuerza periférica que se ejercen sobre las cuchillas, es el resultado de la suma de las fuerzas estáticas y las fuerzas dinámicas así:

$$K_o = K_s + K_d \quad (4.7)$$

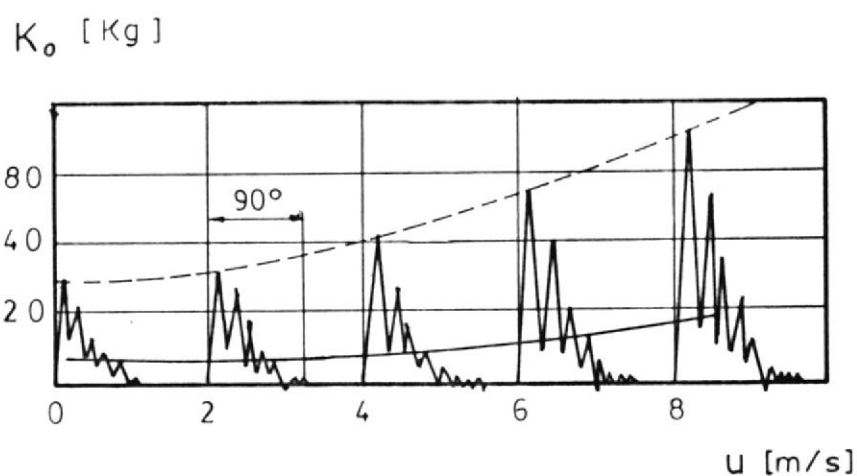


FIG. 4.4 Diagrama de los cambios de la fuerza periférica K_o para diferentes velocidades periféricas

El comportamiento de los cambios de las fuerzas periféricas de una cuchilla varían de acuerdo a la trayectoria angular de la misma (dependiendo del tipo de cuchilla y del tipo y estado del suelo), así en un cierto intervalo, durante el funcionamiento de la máquina, las cuchillas se encontrarán en un máximo de la fuerza de corte y en otro intervalo esta se minimiza hasta cero, produciéndose de esta manera las fluctuaciones observadas en la fig. 4.4,

cuyo origen se encuentran en la distribución o localización de las herramientas en los discos portacuchillas.

4.3.1 DISTRIBUCION DE LOS ELEMENTOS DE TRABAJO

Para obtener el mínimo de fluctuaciones en las cuchillas, que son de la misma naturaleza en el eje de transmisión de poder, el ángulo o distribución de las cuchillas deben de cumplir con los siguientes requerimientos:

- i) El intervalo angular entre las diferentes cuchillas debe conseguir que estas penetren uniformemente en el suelo en los mismos intervalos de tiempo.
- ii) Los intervalos de penetración entre dos cuchillas adyacentes deben ser lo más grande posible para prevenir obstaculizar el trabajo de la otra produciendo incrementos de fuerzas al aumentar las resistencia del suelo.

Para el primer caso, la solución no consisten en ordenar simétricamente las cuchillas puesto que en ese caso, si bien es cierto que los momentos de flexión en el eje son cero, también es cierto que las fuerzas periféricas

son altas, mientras que en un orden asimétrico se consigue que las fuerzas periféricas disminuyan, pero en cambio los momentos flectores en el eje son mayores* (fig. 4.5).

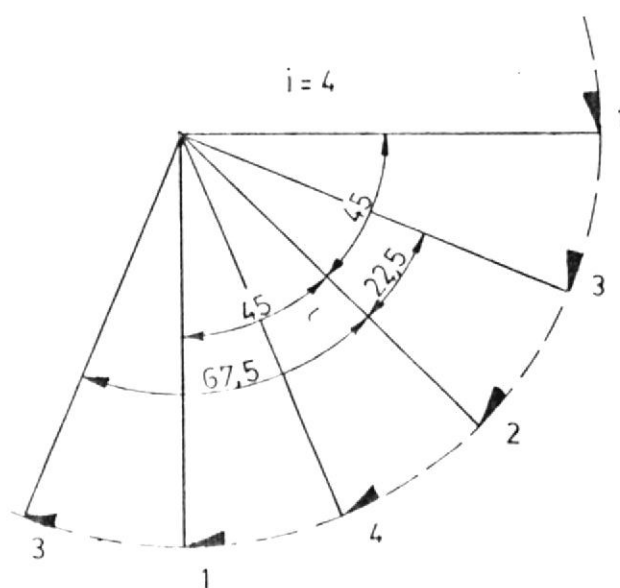


FIG. 4.5 Optimización del arreglo de 16 cuchillas en los 4 discos de la fresadora

En el caso de la fig. 4.4 se ha procurado arreglar las 24 cuchillas en 6 discos en diferentes maneras y en ninguno se ha logrado disminuir los momentos flectores y las fuerzas periféricas simultáneamente; pero de esta experiencia se ha logrado "optimizar el arreglo de cuchillas en los ejes rotatorios a diferentes números de discos con cuatro

En los aparos de arrastre del tractor la fuerza de corte es calculado por la resistencia específica del suelo a ser cortado ya sea por la sección transversal del surco o por el ancho de la herramienta de corte. En las máquinas rotatorias, este cálculo no es tan fácil ya que esta depende de muchos

4.3.2 TRABAJO ESPECIFICO

$$S = \frac{100}{\pi}$$

$$(4.9)$$



dependiendo la distancia angular existentes entre dos cuchillas vecinas (los diferentes discos) si el número de cuchillas es par o impar. Si es par se utiliza la fórmula.

i: número de discos de cuchillas
n: número de cuchillas

donde

$$\sqrt{N} = \frac{1}{2}$$

$$(4.10)$$

Los calculados mediante la fórmula:

La distancia angular entre los diferentes elementos de trabajo de la fresadora pueden ser calculados mediante la fórmula:
cuchillas en cada uno.

parámetros de trabajo de la máquina y del suelo. Por lo que se recurre a un método más sencillo para calcular la fuerza de corte K_0 y es a través del trabajo específico "A", el cual determina el trabajo ejecutado por la máquina durante una revolución del conjunto de trabajo, referido al volumen de suelo cultivado en ese tiempo.

$$A_e = \frac{N \cdot 2\pi}{z \cdot l_p \cdot a_m} \cdot \frac{0.1 \cdot K_0}{p \cdot a_m} \quad [\text{kg m/dm}^3] \quad (4.10)$$

donde:

N : Los que permanecen en el eje de los conjuntos de trabajo (lo m)

K_0 : Resistencia o fuerza de empuje de la máquina

z : Numero de elementos de trabajo operando en un plano de corte

l_p : Longitud del suelo cortado [dm]

p : profundidad de corte

a_m : ancho de trabajo de la máquina [dm]

El valor de l_p está referido cuando la máquina está conectada a un sistema de tracción como un tractor; pero en nuestro caso la

máquina se puede, según el caso, considerar a este elemento en la fórmula, por tanto la ecuación del trabajo específico quedará:

$$A = \frac{2 \pi N}{\pi p l_{\text{máq}}} \quad (4.11)$$

Este trabajo específico está a su vez formado por el trabajo estático A_{e} y el trabajo dinámico A_{d} , por tanto:

$$A = A_{\text{e}} + A_{\text{d}} \text{ [kg m/dm}^3\text{]} \quad (4.12)$$

El trabajo específico estático se lleva a cabo cuando los fragmentos de suelo están siendo cortados, lo cual puede ser hecho dependiendo de la resistencia específica del suelo.

$$A_{\text{e}} = 0.10 \rho_{\text{s}} l_{\text{máq}} \text{ [kg m/dm}^3\text{]} \quad (4.13)$$

El trabajo específico dinámico puede ser expresado (dado que la longitud de los segmentos de suelo son constantes) por la dependencia del conjunto de trabajo en la velocidad periférica o en la velocidad de desplazamiento de la máquina.

$$A_{\text{d}} = 0.001 \alpha_v v^2 \text{ [kg m/dm}^3\text{]} \quad (4.14)$$

$$A_{\text{d}} = 0.001 \alpha_v v^2 \text{ [kg m/dm}^3\text{]} \quad (4.15)$$

Los siguientes son las relaciones que existen entre los coeficientes de resistencia mecánica α_v y α_u

$$\alpha_v = \alpha_u (u/v)^2 \text{ [Kg s}^2/\text{m}^4] \quad (4.16)$$

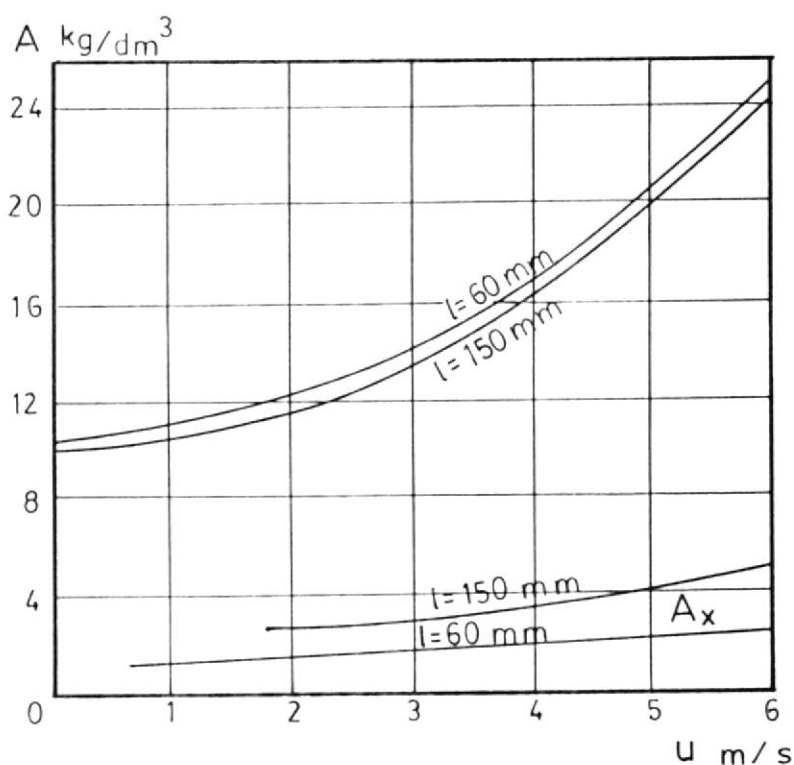


FIG.4.6 Dependencia del trabajo específico (A) de una cultivadora con la velocidad periférica "u"

En la tabla V muestra los valores de los coeficientes C_0 y α_u para diferentes máquinas y tipos de cuchillas.

La figura 4.6 muestra, por medio de un

ejemplo, el trabajo específico de un cultivador rotatorio. Son el resultado de diagramas obtenidos mediante mediciones experimentales, con el incremento de la velocidad periférica, y en el que se observa como el trabajo específico de cada máquina rotatoria rápidamente se incrementa.

TABLA V

Valores de los Coeficientes C_o y a_u para cultivadoras motrices

TIPO DE MAQUINA	TIPO DE CUCHILLA	PROFUND. DE TRAB.	LONGITUD DE SUELO SUELO CORTADO		C_o	a_u Kg s ² /m ⁴
Cult. Rot	Tipo L	10-15	6-15	Cultiv.	2,5-3,5	400-500
Cult. rot	Tipo L	3,5-6	6-12	Pradera	5,0-10,0	400-500
Cult. rot	Tipo L	6-12	6-12	Pradera	3,0-5,0	400-600
Cult. rot	Doblada	5-15	6-15	Cultiv. Pradera	1,5-3,0	300-400

4.3.3 FUERZAS ESTATICAS Y DINAMICAS

Las fuerzas estáticas y dinámicas, puede ser calculada sin dificultad, a través del trabajo específico estático y dinámico respectivamente, ya sean las fuerzas periféricas y sus componentes, por medio de la fórmula 4.6 cuyos valores de R y M se calculan de acuerdo a las formulas 4.3 y 4.11, así:

$$K_o = 10 A \frac{v}{u} p a_m \text{ [kg]} \quad (4.17)$$

donde 10 es un factor de conversión.

Similarmente, fuerzas estáticas y dinámica equivalen a:

$$K_s = 10 A_o \frac{v}{u} p a_m \text{ [Kg]} \quad (4.18)$$

$$K_D = 10 A_D \frac{v}{u} p a_m \text{ [Kg]} \quad (4.19)$$

Las fuerzas dinámicas pueden ser presentadas por sustitución en la formula 4.19 el valor A_D de la fórmula 4.15 como sigue

$$K_D = 0.01 \alpha_u v u p a_m \text{ [Kg]} \quad (4.20)$$

Parte de la fuerza dinámica es empleada en el proceso de cortar los pedazos de suelo y otra parte en tirarlos atrás. La energía "E", necesaria para tirar atrás los pedazos de suelo, es expresado por la fórmula:

$$E = m \frac{c_v^2}{2} \quad (4.21)$$

donde

m : La masa de los pedazos de suelo

c_v : Velocidad promedio de los pedazos al ser tirados hacia atrás

El promedio de velocidad c es proporcional a la velocidad periférica, la cual puede ser

expresada por la ecuación

$$c_v = \Omega u \quad (4.22)$$

donde

Ω : Es el coeficiente de proporcionalidad (de 0.4 - 0.7)

Las pérdidas de energía producida por la fricción del suelo y la resistencia del aire son, expresadas por el coeficiente Ω cuyo valor es la cantidad aproximada de 0.5. De aquí, que la energía necesaria para arrojar el suelo será:

$$E = m \frac{\Omega^2}{2 \Omega} u^2$$

Dividiendo la energía por el volumen de los pedazos de suelo, nosotros obtenemos el trabajo específico de tirar los pedazos de suelo

$$A_{tr} = \frac{m}{p a_m l_p} \frac{\Omega^2}{2 \Omega} u^2$$

Sustituyendo

$$m = \frac{\delta_m}{q} p a_m l_p$$

δ_m : Densidad volumétrica de masa del suelo
(Kg/dm³)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

Nosotros obtenemos:

$$A'_D = \frac{\delta_m}{2g} \frac{\Omega^2}{\Omega} u^2 \text{ [Kg m/dm}^3\text{]}$$

Después de haber introducido la notación del coeficiente dinámico de arrojar el suelo hacia atrás

$$\alpha'_u = 1000 \frac{\delta_m}{2g} \frac{\Omega^2}{\Omega} \text{ [Kg s}^2\text{/m}^4\text{]} \quad (4.23)$$

En la fórmula 4.25, de la fuerza dinámica, la fuerza de arrojar el suelo es obtenido de

$$K'_d = 0.01 \alpha'_u v_{upb} \text{ [Kg]} \quad (4.24)$$

Las fuerzas dinámicas ocurren cuando se corta los pedazos de suelo, es así

$$K''_d = 0.01 (\alpha_u - \alpha'_u) v_{upb} \text{ [Kg]} \quad (4.25)$$

De mediciones realizadas en cultivadores rotatorios se ha llegado a la conclusión de que la mayor fuerza dinámica ocurre durante el proceso de corte (el resto se debería a la resistencia que presenta el suelo para ser removido o arrojado atrás de la máquina), así:

$$K''_d = (0.755 - 0.775) K_D \text{ [kg]} \quad (4.26)$$

Después de haber analizado las fórmulas 4.18, 4.19, 4.24 y 4.25, puede ser fácilmente observado que a una constante velocidad periférica u y variando la velocidad de desplazamiento v , fuerzas dinámicas y estáticas se incrementan linealmente, y consecuentemente la fuerza perimetral o periférica también se incrementa linealmente (fig. 4.7). La validez de esta exposición se extiende sólo a ciertos límites de la relación u/v , a la cual todavía se observa que la cultivadora corta en rebanadas al suelo.

Luego a una velocidad constante (v) de desplazamiento de la máquina las fuerzas dinámicas se incrementan junto con el incremento en la velocidad lineal periférica, mientras que las fuerzas estáticas decrecen, hipérbolicamente (fig. 4.8). Consecuentemente las fuerzas periféricas alcanzan su mínimo a una cierta velocidad periférica.

El la fig. 4.9, representa la dependencia de la fuerza periférica en la velocidad periférica a una relación constante u/v , esto es, a una constante longitud de corte del suelo. En

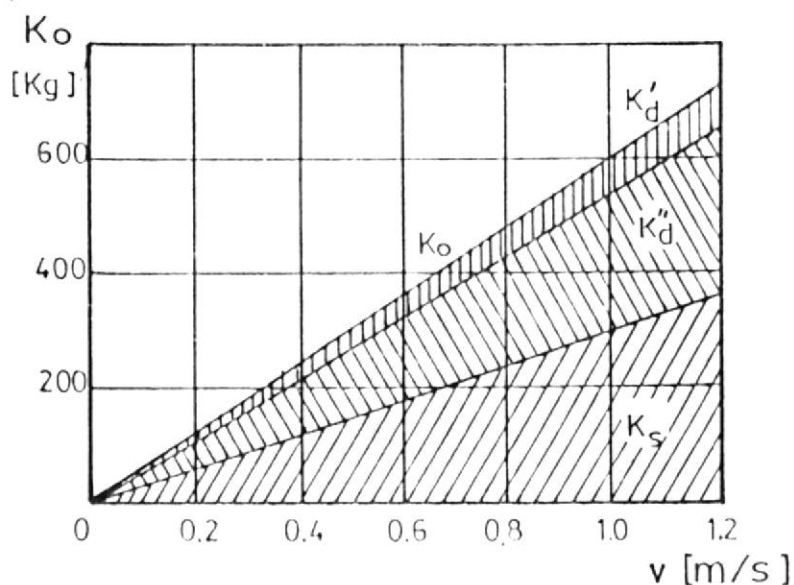


FIG. 4.7 Dependencia de la fuerza estática K_s y de la fuerza dinámica K_d con la velocidad de desplazamiento " v "

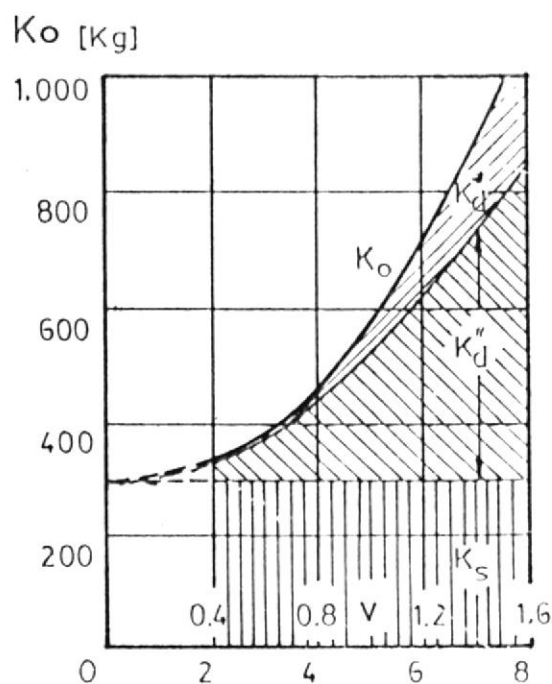


FIG. 4.8 Dependencia de la fuerza estática K_s y la fuerza dinámica K_d con la velocidad periférica " u " a un relación constante de desplazamiento: $v = 1$ [m/s]

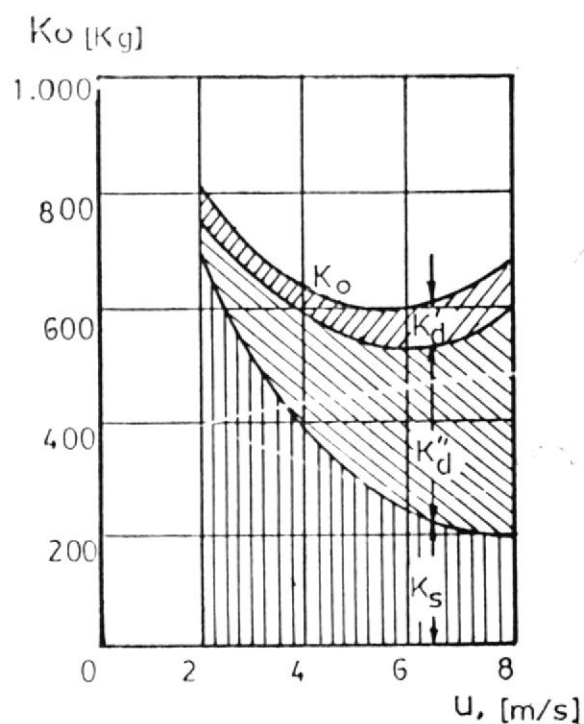


FIG. 4.9 Dependencia de la fuerza estática K_s y la fuerza dinámica K_d con la velocidad periférica " u " a una relación constante: $u/v = 5$

tal planteamiento las fuerzas estáticas tienen un valor constante y las fuerzas dinámicas se incrementan parabólicamente.

Resulta de la fórmula que a una mayor u/v , más baja es la fuerza periférica.

El valor de la fuerza periférica depende también de la forma de las cuchillas de la máquina rotatoria, la elasticidad de la cuchilla y la firmeza del suelo también ejerce una influencia en el valor de la fuerza dinámica de corte de las franjas de suelo. Las fuerzas dinámicas y picos de las fuerzas periféricas son bastantes altas con las hojas rígidas que con las hojas de resorte.

Del análisis cinemático realizado anteriormente y de las figuras 4.7, 4.8 y 4.9 se pueden sacar las siguientes conclusiones:

Si la cortadora avanza con una velocidad rectilínea constante elevada, produce en las cuchillas un esfuerzo mayor de corte; especialmente si la velocidad periférica de la cuchilla es constante.

Así vemos que para una relación de $u/v = 5$

cuando $u = 6$ [m/s] y $v = 1.2$ [m/s], la fuerza periférica es de aproximadamente de 750 Kg (figura 4.5).

Si ahora mantenemos esta relación de $u/v=5$ pero que la velocidad $u = 3$ [m/s] y $v = 0.5$ [m/s] vemos en la figura 4.7 que la fuerza requerida es de aproximadamente de 400 [Kg].

Si cambiamos y usamos una velocidad constante de avance de $v=1$ [m/s] y una velocidad periférica de $u = 6$ [m/s] observamos que la fuerza requerida es de 600 [Kg].

Es decir, aunque la relación u/v aumenta a 6 la fuerza también se incrementó (aunque en menor cantidad que el primer caso citado) debido exclusivamente, según se demuestra, por el aumento de la velocidad de avance. Así mismo, si usamos una velocidad $v = 1$ [m/s] y una velocidad $u = 5$ [m/s], la relación es de $u/v = 5$ y la fuerza requerida es de 500 [kg] (fig. 4.5). Como vemos aunque la relación es la misma que la que se citó en el primer caso, observamos que la fuerza requerida es menor. Nuevamente podemos observar la influencia que tiene la velocidad de avance lineal v en el cual (comparando los

dos ejemplos) para el primer caso es 1.2 y el segundo 1.

Esto último ratifica el hecho (la fig. 4.7 más que los otros) que la variación es lineal entre la velocidad de avance y la fuerza periférica.

Con lo que podemos concluir que si controlamos la velocidad de avance (lo cual es muy fácil de hacer), lograremos controlar las fuerzas periféricas.

En definitiva lo que nos conviene para reducir costos de fabricación, es lograr una relación u/v relativamente elevada; procurando que la velocidad de avance v sea menor en comparación con la velocidad periférica u . Pero también hay que tomar en consideración que esta última no debe ser muy elevada, puesto que traerá como consecuencia un aumento en el consumo de la potencia, lo cual no se quiere.

4.4 CALCULO DE LA POTENCIA DE LA CULTIVADORA

La potencia suministrada a la cultivadora para que esta trabaje controlando todos los parámetros de diseño adecuadamente, es el dato inicial con el que

se empieza a realizar los cálculos de diseño.

La potencia requerida N depende del trabajo específico y de la máquina, expresado por la fórmula:

$$N = 10Acpamv [kg \cdot m/s]$$

$$N = \frac{10}{75} Acpamv [Hp]$$

Cuando calculamos la potencia de la cultivadora N_c , es necesario calcular la eficiencia de la misma y también, debe ser tomado en cuenta una cierta reserva de potencia para vencer la inercia.

$$N_c = \frac{10}{75\eta_c\eta_r} Acpamv [Hp] \quad (4.26)$$

donde

p : profundidad de funcionamiento [dm]

b : ancho de funcionamiento de la máquina [dm]

v : velocidad de movimiento [m/s]

η_c : Eficiencia de la cultivadora

η_r : Eficiencia que incluye las reservas de potencia de la máquina

Así, utilizando la fórmula 4.26, y considerando los siguientes valores de trabajo específico de la máquina para los cuales va ser diseñada (por considerarse que son estos valores los necesarios para que cumpla con su función adecuadamente, de acuerdo

con lo que se ha revirado en los capítulos anteriores) para que trabaje en un suelo de tipo franco arcilloso, con una resistencia al corte de 40 [Kg/dm²] (13), que corresponde a un suelo sin previa labranza.

Entonces tenemos que:

$$a_m = 4 \text{ [dm]}$$

$$p = 0.8 \text{ [dm]}$$

$$u = 6.0 \text{ [m/s]}$$

$$v = 0.5 \text{ [m/s]}$$

$$\frac{u}{v} = 12$$



Considerándose de que se trata de una máquina con cuchillas funcionando en sentido paralelo ($A_m = A$) y utilizando la fórmula 4.12, 4.13 tenemos que:

$$A = A_m + A_p$$

$$A_m = 0.1 C_m F_m$$

(para máquinas cultivadoras $C_m = 2.5$)

$$A_m = 0.1 \times 40 \times 2.5 = 10 \text{ [Hem/dm}^2]$$

$$A_p = 0.001 \alpha_a u^2$$

(de la tabla V se obtiene que $\alpha_a = 400$)

$$A_p = 0.001 \times 400 \times 6^2 = 14.4$$

Por tanto

presentar una cifra de resistencia al corte (k_0) Los suelos franco arenosos y franco arcillosos, har las partes de la máquina.

considerar el caso crítico de diseño para dimensio- cometer a todo tipo de abusos y no está por demás zada por personas desaprensivas que las pueden ciones en vista de que la máquina puede ser utili- elevado. Pero es necesario considerar estas condi- doras; es por esto que el valor de potencia es un arado no ha pasado previo al paso de la cultivar- cálculo anterior son realmente extremas, en la que las condiciones que se dieron para el caso del funcionan en paralelo", es $\eta_g = 0.9$ y $\eta_r = 0.8$. tablas para máquinas cultivadoras cuyas cuchillas potencia η_g y η_r respectivamente, se obtienen de Los coeficientes de eficiencia y de reserva de

$$N = 5.4 \text{ CVH}$$

$$N = 7.23 \text{ HP}$$

$$N = \frac{10}{75 \times 0.9 \times 0.8} \times 24.4 \times 0.8 \times 4 \times 0.5$$

$$N = \frac{10}{75 \eta_g \eta_r} \text{ Apda}$$

Luego utilizando la fórmula 4.26

$$A = 24.4 \text{ kg m/dm}^2$$

de alrededor de $10.5 = 14 \text{ [Kg/dm}^2\text{]}^1$ en la zona de P. Carbo, los cuales utilizandolo en la fórmula del trabajo específico estático, nos dará:

$$\hat{A}_e = 3.5 \text{ [Kgm/dm}^2\text{]}$$

Manteniendose constante el valor de trabajo específico dinámico ($\hat{A}_d$) constante, entonces el valor de la potencia requerida será de:

$$N_e = 4 \text{ [Kw]}$$

Este mismo tipo de suelo pero cuyo trabajo de laboreo se lo ha realizado en optimas condiciones, presentará un valor de cohesión equivalente a la mitad del valor anterior, es decir, entre 5,2 a 7 $\text{[Kg/dm}^2\text{]}$.

Esta vez utilizando el valor inferior de la fuerza cohesiva del suelo tendremos un trabajo específico estático equivalente es:

$$\hat{A}_e = 1.7 \text{ [Kgm/dm}^2\text{]}$$

y un valor de potencia de

$$N_e = 3.5 \text{ [KW]}$$

Es decir que de acuerdo a las condiciones de trabajo

¹ Valores dados por la Facultad de Geología, Minas y petróleos.

de la máquina, la potencia puede variar desde 3.5 (en las mejores condiciones del suelo) a 5.4 [KW] (en las condiciones más adversas de trabajo)

4.5 CALCULO Y DISEÑO DE LAS CUCHILLAS

Las cuchillas son los elementos mecánicos que van a realizar el escardado del terreno y también el trabajo adicional de mullir y airear el suelo.

Como ya se lo había indicado anteriormente, se utilizará una cuchilla recta, de sección transversal romboidal para facilitar la ruptura del suelo y lograr de esta manera disminuir las fuerzas de corte y por tanto la potencia requerida para accionar el sistema.

El punto más crítico de la cuchilla es cuando la cuchilla está en contacto con el suelo a su máxima profundidad (profundidad de diseño) y están sometidas a cargas dinámicas de tipo de impacto.

El primer paso de diseño será dimensionarla acorde con nuestras necesidades. Por ello se le dará una forma delgada, diseñada que pueda cortar el suelo con la menor resistencia posible, tal como se lo muestra en el plano No 2.4 del Apéndice A

Por ello, primero se calcula el esfuerzo de flexión

que soportará la cuchilla para lo cual se ha calculado previamente la inercia de la sección transversal.

Este cálculo se facilita si dividimos a la sección transversal en figuras de inercias conocidas. En este caso se la puede dividir en dos triángulos, y por el teorema de los ejes paralelos calculamos la inercia de la sección.

$$I_{\Delta\Delta\Delta} = \frac{bh^3}{36} \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_{\Delta\Delta\Delta} = 2I_{\Delta\Delta\Delta} + A_t d_t^2 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_{\Delta\Delta\Delta} = bh^3/6 \text{ [mm}^4\text{]}$$

donde

A_t : El área de las figuras ($bh/2$)

h : Altura del triángulo

b : Base del triángulo

d_t : Distancia al centroide de la sección transversal.

Seleccionando una cuchilla cuyo ancho (base del triángulo) sea de 10 mm y una altura de 60 mm obtenemos que

$$I_{\Delta\Delta\Delta} = (10 \times 60^3) / 6 = 45.000 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_{\Delta\Delta\Delta} = 4.5 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$



BIBLIOTECA

Como la profundidad máxima a la que va a trabajar es de 80mm la longitud de la cuchilla se considerará de 170 mm, de los cuales 65 mm se utilizarán para fijar la cuchilla al dedo portacuchilla. Siendo la longitud de empotramiento (desde el extremo de corte de la cuchilla al centroide del primer perno de sujeción) de 126 mm.

Para calcular el momento flector será necesario calcular la fuerza de corte de la cuchilla la cual se lo realiza utilizando la ecuación 4.17 y la 4.27. Reemplazando la primera en la segunda obtenemos que:

$$K_c = \frac{75 \cdot H_c}{u} \cdot \eta_c \eta_e \quad [\text{Kg}]$$

$$K_c = \frac{75 \times 7.23}{6} \times 0.9 \times 0.8 = 65.07 \quad [\text{Kg}], \text{ es decir}$$

$$F_c = 637.7 \quad [\text{N}]$$

Adicionalmente podemos calcular las fuerzas que actúan en el plano "x" y en el plano "y" de corte. Para ello consideramos a la tabla VI en donde para una cultivadora rotatoria; con cuchillas de tipo recto y de revoluciones concurrentes, el coeficiente del ángulo de corte varía de 0,77 a 0,97.

Utilizando un valor intermedio, se tiene que $c_x=0.87$ y $c_y=0.445$ con lo que la componente x de la fuerza será:

$$K_x = K_0 c_x = 0.87 * 637,7 = 554,8 \text{ [N]}$$

$$K_y = K_0 c_y = 0.49 * 637,7 = 314,4 \text{ [N]}$$

TABLA VI

Coefficiente C_x y C_y para cultivadores matrices

TIPO DE MAQUINA	TIPO DE CUCHILLA	TIPO DE REVOLUCIONES	C_x	C_y
Cult. Rot	Tipo L	Concurrentes	0,77-0,97	0,25-0,64
Cult. rot	Tipo L	Invertidas	0,82-0,92	0,40-0,57

La fuerza K_x no se utiliza para el cálculo del momento de flexión máximo, puesto que la fuerza máxima se da cuando la cuchilla se encuentra en la posición vertical a su máxima profundidad de diseño y el ángulo de esta fuerza es nulo por tanto no tiene componente vertical y su valor será igual a 637,7 [N].

Para cálculos posteriores de fatiga será necesario calcular las fuerzas mínimas que actúan sobre las cuchillas (cuando el terreno se encuentra perfectamente arado), es decir, cuando la potencia es $N_c = 3.5$ [kW] y $F_0 = 410,1$ [N]

Esto es que las componentes de esta fuerza serán:

$$K_x = K_0 * c_x = 410.1 * 0.87 = 356,8 \text{ [N]}$$

$$K_y = K_0 * c_y = 410.1 * 0.49 = 202.2 \text{ [N]}$$

Por tanto el momento de flexión para la carga máxima

que pudiera soportar la cultivadora será igual a:

$$M_e = (K_e)_{max} \cdot l_e \quad (4.29)$$

donde

M_e : El momento de flexión de la cuchilla

l_e : Longitud de empotramiento
por tanto:

$$M_e = 637,7 \times 0,125 = 80 \text{ [Nm]}$$

Luego, el esfuerzo de flexión que soporta la cuchilla será de:

$$\sigma_e = \frac{M_e c}{I_{zz}}$$

donde

$$c = h$$

por tanto

$$\sigma_e = \frac{6 M_e h}{b h^3}$$

$$\sigma_e = \frac{6 \times 80}{10 \times (20)^2} = 50,7 \text{ [MPa]}$$

Por las condiciones a la que será sometida la cuchilla, es decir elevada abrasión por el contacto con el suelo, se le dará un tratamiento térmico de temple y revenido para lo cual se considerará un acero de bajo carbono como el "acero estructural" del mercado nacional.

Una vez que ha sido elegido el acero, es necesario verificar si las cuchillas, con el dimensionamiento anterior, son capaces de resistir el momento de flexión al que son sometidos.

Este acero presenta un esfuerzo de fluencia igual a 170,18[MPa] y se le afectará a este valor con un factor de seguridad de 3 (para maquinaria agrícola el rango del factor de seguridad va de 3 a 5)², así

$$\sigma_v = \frac{S_v}{3} \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$\sigma_v = 56,73 \text{ MPa}$$

Comparando este valor con el del esfuerzo calculado se observa que $\sigma_v > \sigma_t$ con lo que se concluye que la máquina soportará el momento de flexión sin dificultad alguna.

$$56,73 \text{ [MPa]} > 53,3 \text{ [MPa]}$$

Las cuchillas de corte irán sujetas a los discos por medio de dos pernos, los cuales que serán sometidos a esfuerzo cortante directo y de torsión, y aplastamiento.

² Recomendación dada por el Dr. Luis Marquez, asesor de la ESFOL en el programa de mecanización agrícola.

En la fig 4.10 se muestra el diagrama del cuerpo libre de las fuerzas y momentos que actúan sobre la cuchilla y se puede apreciar tanto el cortante primario (F') como el secundario (F'').

El cortante primario se obtiene por la fórmula

$$F' = K_o / n_p \quad (4.32)$$

donde

K_o : fuerza de corte del suelo

n_p : Número de pernos que sujetan la cuchilla

así:

$$F' = \frac{638}{2} = 319 \text{ [N]}$$

El cortante secundario, es la carga adicional que hay sobre cada perno debida al momento torsionante

$$F'' = \frac{Mr_1^3}{2r^2} \quad (4.33)$$

donde:

r : Es la distancia de cada perno al centroide

3 La deducción de la fórmula se encuentra en el apéndice C.

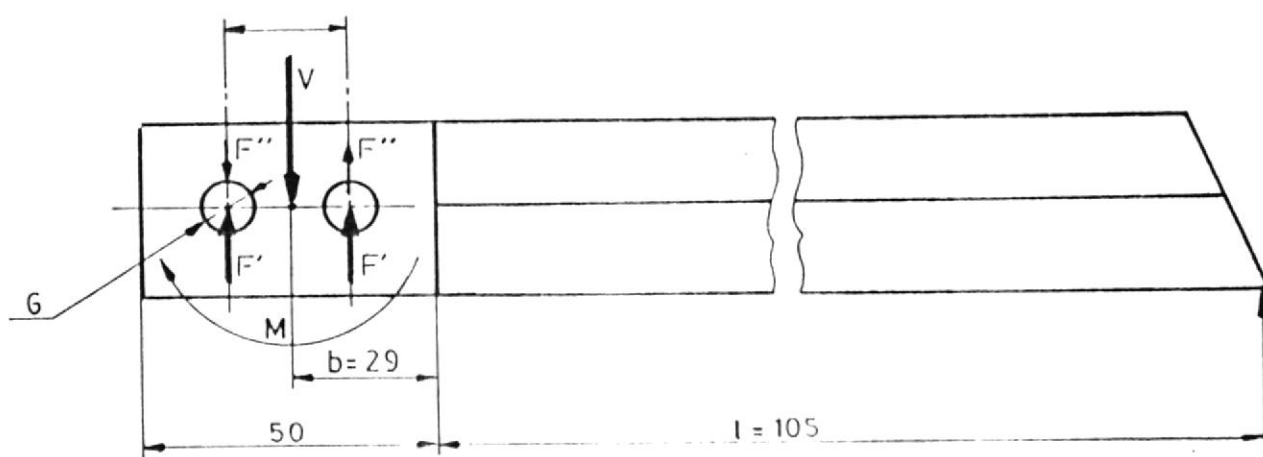


FIG. 4.10 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre los pernos de las cuchillas

r_1 : Es la distancia del perno analizado al centroide

como en este caso $r = r_1$, entonces

$$F'' = \frac{M}{2r}$$

$$F'' = \frac{319 \times (105 + 29)}{2 \times 8} = 2,7 \text{ [kN]}$$

$$F_A = F' + F''$$

$$F_A = 319 + 2700 = 3,0 \text{ [kN]}$$

$$F_B = F' - F''$$

$$F_B = 319 - 2.700 = -2.38 \text{ [kN]}$$

Concluyendose que las mayores fuerzas cortantes se encuentran en el perno A y por tanto se dimensionarán los pernos en función de este perno.

A esta fuerza F_A le añadimos el 50% de su carga para diseñar la unión a impacto, así

$$F_A = 3,0 + 0,5 \times 3,0 = 4,5 \text{ [kN]}$$

El esfuerzo cortante será igual a:

$$\tau = \frac{F_A}{A_s} \quad (4.34)$$

$$\tau = \frac{3.000}{\pi(6)^2/4} = 106 \text{ [MPa]}$$

Si consideramos un perno de grado 8 cuyo esfuerzo de fluencia es igual a 895 MPa, el factor de seguridad del perno será de:

$$n_s = \frac{895}{106} = 8,4$$

Seguidamente se lo diseña para verificar si el perno soportará el aplastamiento, el mismo que es más crítico en la sección de la placa del disco de las cuchillas porque esta es más delgada que la cuchilla, así:

$$\sigma_a = \frac{F}{A_m} \quad (4.35)$$

$$\sigma_a = \frac{3.000}{0,004 \times 0,006} = 62,5 \text{ [MPa]}$$

En este caso el factor de seguridad de la unión será de

$$n_s = 14,3$$

Con lo que se concluye que los pernos resistirán muy bien el esfuerzo de aplastamiento y dentro de los factores de seguridad recomendados para maquinaria agrícola.

Se puede, luego, verificar si la colocación de los pernos concuerda con las recomendaciones del manual de AISC²², en el que se especifica que la mínima

distancia entre agujeros no puede ser menor al valor dado por la ecuación.

$$\frac{2P}{\sigma_{ut} t} + \frac{d_p}{2} \quad (4.36)$$

donde:

σ_{ut} : es el mínimo esfuerzo de tensión

t : es el espesor de la parte crítica conectada (en este caso se trata de la placa de 4 mm)

P : es la fuerza transmitida

d_p : es el diámetro del perno

$$\frac{2 \times 3.000}{276 \times 10^6 \times 0.004} + \frac{6,3}{2} = 9,61 \text{ [mm]}$$

Por otro lado, la distancia mínima del centro del agujero al extremo de la cuchilla no debe ser menor que

$$\frac{2P}{0,9\sigma_{ut} t} = \frac{2 \times 3.000}{0,9 \times 276 \times 10^6 \times 0.004} = 6,0 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

es decir que la distancia mínima al borde debe ser de 6 mm

4.5.1 DISEÑO A LA FATIGA DE LAS CUCHILLAS

Finalmente, es deseable comprobar si las cuchillas han sido diseñadas para vida infi-

nita o nó. Para ello se aplica el siguiente criterio de fatiga:

Se determinará los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Así, el límite de resistencia a la fatiga, S_e , será igual a:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f S'_e \quad (4.37)$$

donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga modificada de la pieza

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de confiabilidad

k_d : Factor de modificación por concentración de esfuerzo

k_f : Factores diversos

El valor los valores de los factores de modificación de la resistencia son tomados del Apéndice D.

así:

$$k_a = 0.85$$

$$k_b = 0.85$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

El valor de S_e se considera que corresponde al 50% de la resistencia última del metal. En nuestro caso es aproximadamente 276 MPa por lo que:

$$S'_{e1} = 155 \text{ MPa}$$

por lo tanto:

$$S_e = (0.85)(0.85)(1)(1)(1)(138) \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 99.71 \text{ [MPa]}$$

El valor de σ_t como ya vimos corresponde a 53.1 [MPa] con lo que el factor de seguridad será de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma_t} = \frac{99.71}{53.1} = 1.87$$



BIBLIOTECA

Como podremos afirmar que las cuchillas están diseñadas para vida infinita, en las condiciones de carga a las que puede ser sometida

Una vez que tenemos diseñadas las cuchillas, podemos pasar al diseño del lugar donde se fijarán las mismas, es decir, las placas o disco porta herramientas.

4.6 CALCULO Y DISEÑO DE LAS PLACAS PORTA-CUCHILLAS

El sitio donde irán montadas las cuchillas, corresponde a discos o placas en las que irán empernadas.

El tipo de esfuerzo al que van a ser sometidas estas placas principalmente es un esfuerzo de flexión, debido fundamentalmente a fuerzas laterales que el suelo ejercerá sobre las cuchillas y estas serán transmitidas a las placas.

Cada placa constará de 4 cuchillas dispuestas a 90° una de otra, montándose estas por medio de pernos de 6 mm aproximadamente, y desentradas con respecto a los ejes de las cuchillas.

Conociéndose estos factores, se procederá a realizar el cálculo y diseño de las placas basándose en las siguientes hipótesis.

- i) La zona afectada por el esfuerzo es la contigua a los pernos.
- ii) La zona afectada por los esfuerzos serán divididos en 4 partes iguales, de tal modo que cada cuchilla aportará igualmente el esfuerzo a un lado y otro del lugar donde se encuentra empernada.
- iii) Se realiza el cálculo de la resistencia del material a tracción, en el efecto producido

sobre los puntos donde las cuhillas están cortando el suelo.

- iv) Se diseñara para posible fuerzas de flexión que actúan sobre las placas en el sentido perpendicular al de corte.

Las placas realmente no serán sometidas a un esfuerzo extremo, por que no se requiere de aceros de excelentes condiciones o aleados. El terreno en que trabajará es de tipo básico por lo que no existirá problemas o casos especiales de corrosión, el mismo que puede ser controlado mediante un correcto mantenimiento de las mismas.

Por estas razones el material a utilizar será "acero comercial" (SAE 1010), de bajo contenido de carbono cuyo costo es relativamente bajo.

Las propiedades mecánicas que presenta dicho material son:

$$S_y = 168 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 310 \text{ MPa}$$

que son los valores que se tomarán en cuenta para el diseño.

La placa debe ser diseñada lo más pequeña posible para que tenga mayor rigidez y a su vez se economice

en material y tenga mayor rigidez, por lo que el único factor de diseño que se considerará para el dimensionamiento corresponde a la porción que la cuchilla está sujeta a la misma, es decir 65 mm por cada extremo, así se considerará apropiada una placa de las dimensiones que se esquematizan en el plano 2.5 del Apéndice A.

4.6.1 CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA FLEXION

Se desconoce experimentalmente cuál es la máxima carga que la placa soportará en un plano perpendicular al de corte pero se va a asumir que esta no será superior a la que soportará en el plano de corte, es decir: $F_p = F_{cp}$; donde F_p es la fuerza en el plano perpendicular al de corte (fig. 4.11).

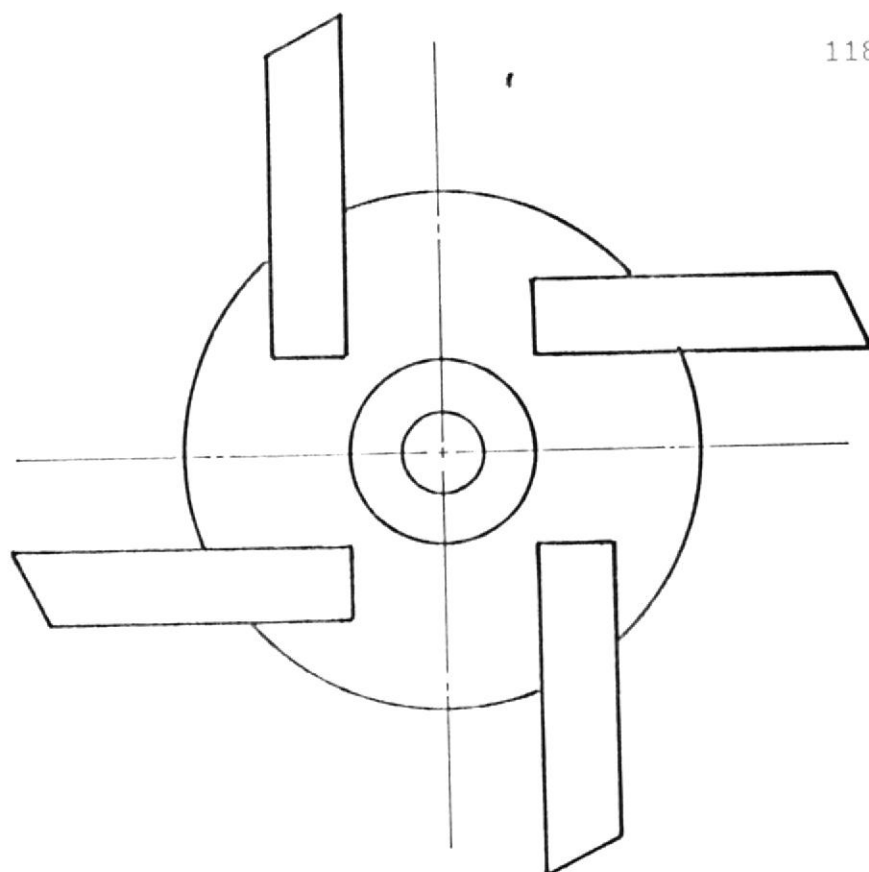
$$l_a = \pi \cdot d / 4 = \pi \cdot 160 / 4 = 125,66 [\text{mm}]$$

donde l_a es el arco de la zona de afectada por el momento flector.

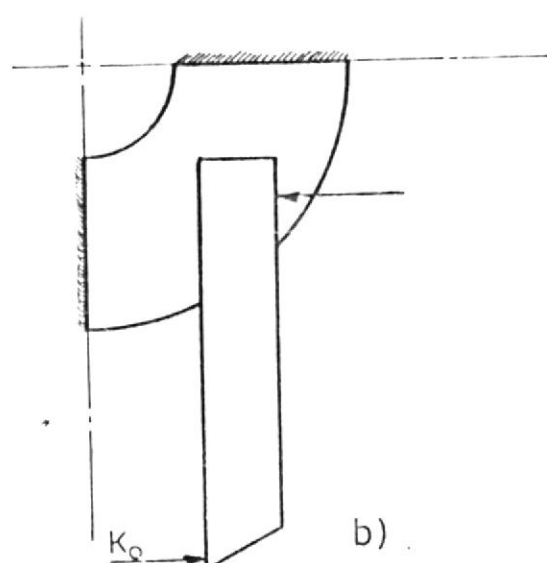
Así, del diagrama del cuerpo libre de la sección, se tiene que (fig. 4.11 b):

$$M_p = M_{cp} = \frac{F_p l_a}{8} = \frac{637,7 \cdot 0,125}{8} = 10 \text{ [Nm]}$$

por tanto el esfuerzo de corte será:



a)



b)



c)

FIG. 4.11 Diagrama del disco de la cuchilla: a) Disposición de las cuchillas; b) diagrama del cuerpo libre de las fuerzas actuantes

$$\sigma = \frac{M_{\text{max}}}{I} = \frac{6 \cdot 11}{b \cdot h^3}$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot 11}{(0.065 \cdot (0.004)^3)} = 57,69 \text{ [MPa]}$$

la resistencia del material, como ya se anotó, es igual a 168[MPa] por lo que el factor de seguridad de diseño será de:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{168}{57,7} = 2,9$$

con lo que se puede asegurar que el material soportará la flexión de la carga.

4.6.2 CALCULO DE LAS CHAVETAS DE LA PLACA

Las chavetas cumplen con la doble función de mantener fijo en un determinado lugar al elemento, evitando así, un desplazamiento axial relativo; y la de transmitir el momento de rotación a dichos elementos, para que cumplan su función específica.

En el eje de cuchillas se utilizan dos tipos de chavetas, uno que fijará las placas portacuchillas y otro que fijará la rueda de bronce de la transmisión, la misma que trataremos en el subcapítulo correspondiente.

Las chavetas son diseñadas para que soporten el momento torsor que transmiten, el mismo que origina esfuerzos cortantes y de aplastamiento que son los que se procederá a calcular.

La fuerza de corte del cuelo es de 637,7 N en cada una de las cuchillas. Si al accionar el sistema, dos cuchillas siempre se encuentran trabajando y dos no; la fuerza de corte que soportan las chavetas de los discos será:

$$F_c = K_c \times 2 = 637,7 \times 2 = 1.275,4 \text{ [N]}$$

El material que se debe usar para una cuña debe ser de menor resistencia al corte y zizallamiento, que el eje, debido a que cualquier exceso de carga que actúe sobre las cuchillas es preferible que falle la chaveta y no el eje. Es decir, la chaveta hará de material fusible de seguridad.

Así mismo, estas deben de tener buenas propiedades mecánicas para resistir el momento torsor que deben de transmitir a las cuchillas.

Un material que presenta estas características es el acero A550F 760 (SAE 1045) cuya

resistencia a la tracción y al esfuerzo de fluencia son, respectivamente:

$$S_{ut} = 706 \text{ [MPa]} \quad \text{y} \quad S_y = 450 \text{ [MPa]}$$

Por lo que por la teoría de distorsión (26):

$$S_{m\gamma} = 0,577 S_y$$

$$S_{m\gamma} = 0,577 \times 450 = 260 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo cortante será igual a:

$$\tau = F_c / t \times l_{ch} \quad (4.38)$$

Si consideramos al esfuerzo cortante igual a la resistencia afectada por un factor de seguridad de 0, se tiene que la longitud de la claveta será igual a:

$$\frac{S_{m\gamma}}{0,5} = \frac{F_c}{t \times l_{ch}} \Rightarrow$$

$$l_{ch} = \frac{F_c \times 0,5}{S_{m\gamma} \times t}$$

$$l_{ch} = \frac{1.275,4 \times 0,5}{0,003 \times 260 \times 10^6} = 4,90 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$l_{ch} = 4,9 \text{ [mm]} \quad \approx 5 \text{ [mm]}$$

Para determinar el esfuerzo al aplastamiento se utiliza un área igual a la mitad de la cara de la cuña. Así, la longitud de la

chaveta será:

$$\frac{S_v}{n_s} = \frac{F_c}{t \cdot l/2}$$

$$l_{ch} = \frac{2F_c \cdot n}{S_v \cdot t}$$

$$l_{ch} = \frac{2 \cdot 1.275,4 \cdot 8}{450 \cdot 10^6 \cdot 0,008} = 5,67 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$l_{ch} = 5,7 \text{ [mm]}$$

De esta manera se escoge la longitud más conservadora que resulta ser de 5,7 [mm].

Adicionalmente, será necesario calcular el diámetro del cubo, para lo cual se recurre a la fig del Apéndice E en el que se muestra las relaciones de los valores mínimos que debe de existir entre el diámetro del cubo y el del eje.

Así para un eje de 30 [mm] de diámetro se observa que :

$$D_{cub}/D = 1,465 \Rightarrow$$

$$D_{cub} = 1,465 \cdot 30 = 43,9 \text{ [mm]}$$

Por lo que el diámetro exterior de la manzana del disco será igual a 45 [mm] (plano 2.3 y 2.6 del Apéndice A)

4.7 CALCULO Y SELECCION DE LAS BANDAS Y POLEAS DE TRANSMISION:

La transmisión de potencia se la realizará por medio banda sin fin-polea, debido a que este presenta las siguientes ventajas:

- Permite unir el árbol conductor con el conducido, dispuestos relativamente a grandes distancias.
- El funcionamiento es suave y sin choques.
- La carga es limitada puesto que la correa puede transmitir sólo la carga determinada de diseño, ya que al ser superada esta, se produce un resbalamiento (en la llanta de la polea), lo que protege otras unidades de transmisión de sobrecargas.
- Sencillez
- Fácil de montar y desmontar.
- No requiere de un mantenimiento complicado
- Costo inicial relativamente bajo

Como vemos, estas últimas ventajas son de gran importancia puesto que se adaptan precisamente a los objetivos específicos que se nos había planteado al inicio de la selección de la máquina; aunque también presenta ciertos inconvenientes que son:

- Grandes dimensiones exteriores

- Cierta inconstancia de la relación de transmisión por causa del resbalamiento de la correa.
- Considerables pérdidas de potencia.
- Longevidad relativamente baja (entre los límites de 1.000 a 5.000 horas), la cual no es un gran inconveniente puesto que la máquina se la utiliza sólo en cierta época del año, que corresponde al período de labores culturales del algodón.

Una vez justificada esta selección es necesario determinar ciertas características o parámetros necesarios para realizar la selección de la banda que se va a utilizar; para ello es necesario conocer que tipo de motor que se va a utilizar, la velocidad de trabajo y la potencia suministrada por el mismo.

El motor que se utilizará corresponde a un "Briggs & Stratton" modelo 195432 de 6 KW (8 Hp) (a 3.600 rpm), pero de acuerdo a las curvas características del motor, el par motor máximo del mismo se lo consigue a 2.500 rpm (aproximadamente 17.3 [N.m]). Para esta velocidad la potencia del motor es de aproximadamente de 3.1 KW (4.1 Hp).

Por lo que se estableció anteriormente, será necesario regular la velocidad para lograr una mayor potencia, con cierto déficit de par motor, con el

objeto de satisfacer las condiciones máximas de funcionamiento de la cultivadora cuando esta trabaje en terrenos muy resistentes o "duros".

La selección de la banda que a continuación se la realizará es tomado del manual de "Poleas y Bandas" de la Cia. L.H. Henríquez, los cuales determinan ciertos pasos de selección que son los que a continuación se detallan¹.

- 1) Determinación de la potencia de diseño, la cual es igual a:

$$(P_d) = (P_r) * (F.S.) \quad (4.39)$$

donde

P_d = Potencia de diseño

P_r = Potencia requerida

F.S. = Factor de servicio

De acuerdo al mismo catálogo, el F.S. utilizado para maquinaria sometida a impacto y remoción de tierra (pulverizadoras) y servicio intermitente de 3.5 horas es F.S = 1.2

por tanto:

¹ Los valores han sido considerados en caballos de fuerza (HP) porque los manuales utilizados así lo registran.

$$P_d = 7.23 * 1.2 = 8.68 \text{ Hp}$$

- 2) Se selecciona el tipo de banda apropiada para ello, por lo que se recurre al gráfico del Apéndice F en donde para aproximadamente 9HP a 2500 rpm, es necesario una banda tipo A

- 3) Se encuentra la relación de velocidad (R.V.)

$$R.V. = \frac{\text{R.P.M. del eje más rápido}}{\text{R.P.M. del eje más lento}} \quad (4.40)$$

$$R.V. = \frac{2.500}{2.500} = 1$$

- 4) Se determina tentativamente el diámetro de la polea.

Por razones específicas (que se determinarán cuando se diseñe el sistema de embrague) se ha escogido una polea de aproximadamente 152,4mm (6")

- 5) Se determina la longitud de la banda (L_B)

$$L_B = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (4.41)$$

donde

C : distancia entre centros (estimada en 310 mm, como se verá posteriormente)

D : Diámetro de paso de la polea más grande

d : Diámetro de paso de la polea más pequeña

$$L_p = 2(310) + 1.57(152,4 + 152,4) + \frac{(203,2 - 203,2)^2}{4(310)}$$

$$L_p = 1.098,5 \text{ [mm]}$$

- 6) Se determina el número de bandas requeridas. Para encontrar este valor se recurre a la Tabla F.2 del Apendice F utilizando para ello el diámetro de la polea, la velocidad del eje más rápido y la relación de velocidad así.

Para 2.500 rpm y una polea de 150 nos da un valor de 5,75 HP por banda (P_B), sumándosele un valor adicional de potencia de acuerdo a la R.V., pero como en este caso es 1 este valor es 0.

Existe adicionalmente un factor de corrección debido al ángulo de contacto, pero como en este caso es igual a π , el factor es "1" también, por tanto el número de bandas (N_p) requerido será:

$$N_p = \frac{P_d}{P_B} = \frac{9}{5.8} = 1,55$$

Por tanto se requiere de dos bandas tipo A sin fin de longitud de 1098,5 mm.

Una vez determinado la banda pasamos al sistema de embrague que tiene mucho que ver con las poleas de transmisión como se verá en el siguiente paso de diseño (fig. 4.12).

4.8 CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE EMBRAGUE

Uno de los objetivos que se plantearon para seleccionar la mejor solución consistía en que la máquina debía de tener dimensiones reducidas, por lo que se busca siempre disminuir las partes para que del conjunto sea más liviano y pequeño.

Es así, como surge la idea de convertir a la polea de transmisión de poder (del árbol de la máquina), también en embrague, de tal manera que, cuando no está embragado el sistema, la polea gira libremente (polea loco), es así que se observa en el plano 3.3 del Apendice A la forma que se ha concebido a la pieza. Esta consta de dos canales para bandas tipo A en el caso que se de la necesidad de aumentar la potencia del motor y por tanto requiera de otra banda. En la parte interior de la misma se encuentra dos perforaciones, una a cada lado, siendo una circular recto y el otro cónico.

El primero se colocarán dos rodamientos (los que le permitirán girar libremente cuando no se encuentra embragada) y en el otro encajará el embrague cónico

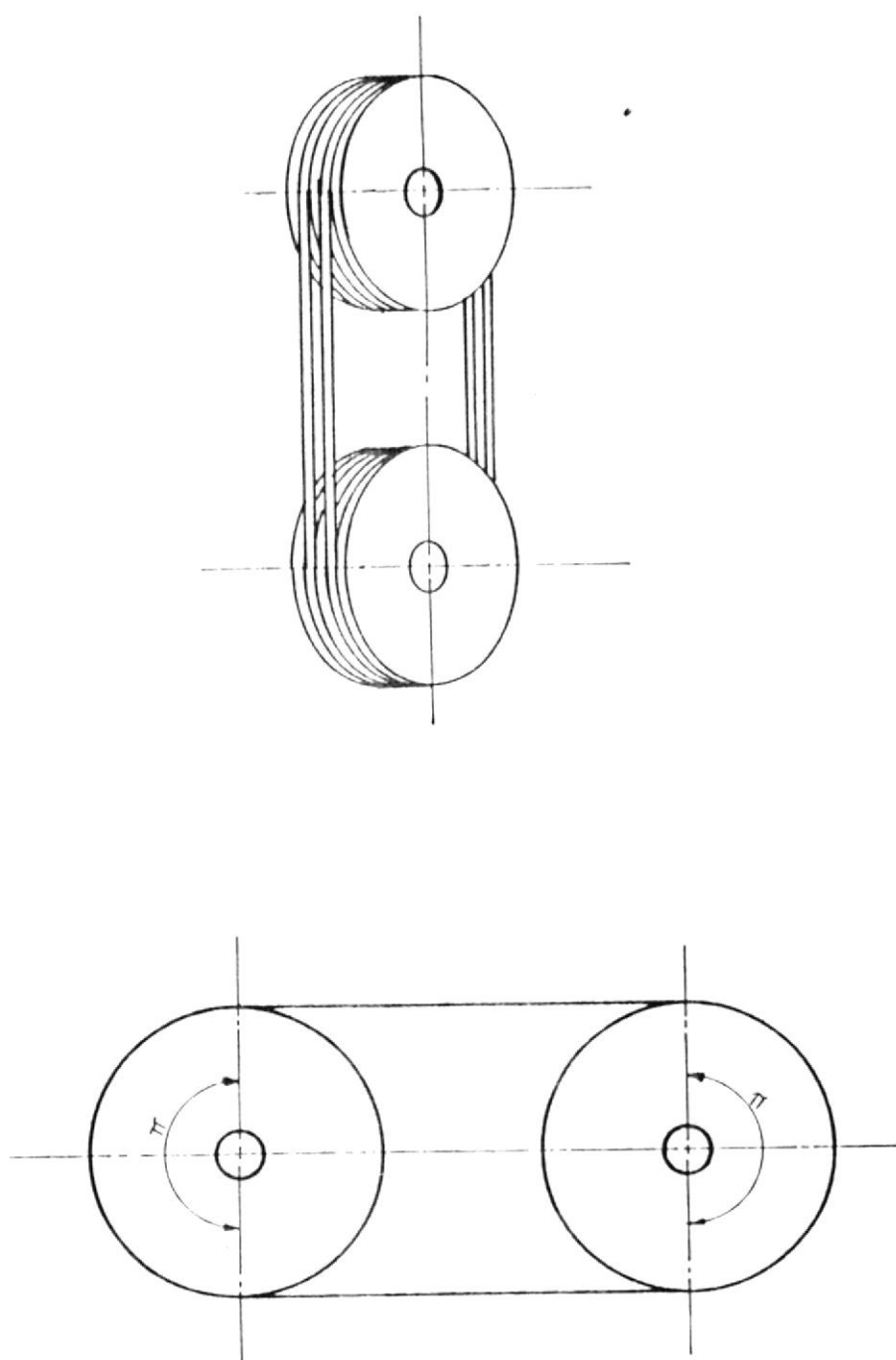


FIG. 4.12 Esquema de las poleas del sistema de transmisión

de fricción, respectivamente

Por las características de funcionabilidad de la pieza, esta no existe en el mercado local y por tanto se la tendrá que construir, por lo que será necesario escoger el material adecuado.

Uno de los parámetros de selección lo constituye, precisamente, las propiedades particulares que debe de presentar la superficie de fricción de tal forma que no se requiera demasiada fuerza para embragar y transmitir el torque al eje de transmisión.

Revisando la tabla del **Apendice G** se observa que el par de fricción, asbesto entramado e hierro fundido es el par que mayor coeficiente de fricción presenta en seco (0.3-0.6). Además que la fundición de hierro es más resistente al desgaste, (factor muy importante como ya se lo ha tratado) por lo que, en conclusión, el material que se utilizará para la construcción de la polea loca (y platillo de embrague a la vez) será hierro fundido.

Por otro lado el cono de embrague se deslizará sobre estrías practicadas en el eje de transmisión, con sus canales correspondientes en el cono (como se puede apreciar en el plano de subconjunto), lo que permitirá su fácil encajamiento de acople e igualmente transmitir, a través de las estrías, el par

del motor (la potencia) al eje. Esto significa que el esfuerzo que va ha soportar estas es grande, es por ello que será necesario utilizar un material de elevada resistencia a la fatiga y al desgaste. Además debe de ser un acero aleado con Cromo y Mn, que le permita poder resistir desgaste y corrosión en vista a la humedad del suelo en el que va ha trabajar.

Un acero que cumple a satisfacción con estos requisitos es el acero ASSAB 705 (SAE 4140) que por su contenido de Cr (1.4%) se le llama "inoxidable", cuyas propiedades mecánicas son:

$$\sigma_{ut} = 90-110 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_v = 70 \text{ Kg/mm}^2$$

$$HB = 270-330$$

Temple: 850-860°C

Enfriamiento en aceite

Así mismo, y como ya se lo mencionó anteriormente, el material utilizado para recubrir el cono es el asbesto entramado. La forma en que se accionará este embrague es por medio de la compresión de un resorte el mismo que se verá sometido a una elevada torsión, desgaste y corrosión, por lo que el material que se utilizará para la fabricación del mismo será también acero ASSAF 705

4.8.1 CALCULO DE LA FUERZA DE EMBRAGUE POR EL CRITERIO DE PRESION UNIFORME

Existen 2 métodos para calcular la fuerza de embrague, las cuales son, mediante desgaste uniforme y por presión uniforme (Apendice H).

Previamente antes de proceder a calcular la fuerzas de embrague es necesario calcular el torque de transmisión.

En el parragrafo 4.4 se calculó la potencia de diseño máxima (5,4 [KW]) así como la mínima (3,5 [KW]), las mismas que nos servirán para determinar el torque máximo (T_{max}) transmitido; pero a la vez se calculará el torque mínimo (T_{min}), aunque en esta sección no son necesarios más que el torque máximo, si se las utilizará posteriormente para realizar análisis de fatiga en los ejes de transmisión

Por tanto

$$P = T \cdot \omega \quad (4.43) \quad \Rightarrow$$

$$T_{max} = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{5.400}{261,8} = 20,63 \text{ [Nm]} \quad y$$

$$T_{min} = \frac{P_{min}}{\omega} = \frac{3.500}{261.8} = 13,37 \text{ [Nm]}$$

La teoría de presión uniforme considera que la presión es uniforme sobre el área del disco que está en contacto con el cono, así, esta teoría explica que:

$$F_{max} = \frac{F \cdot (D_e^3 - d_e^3)}{3 \cdot \sin \alpha \cdot (D_e^2 - d_e^2)} \quad (4.14)$$

donde:

D_e : Diámetro mayor del embrague cónico
(0.080 mm)

d_e : Diámetro menor del embrague cónico
(0.079 mm)

α : Ángulo de conicidad del embrague

F : Coeficiente de fricción del material

por lo que determinando la fuerza máxima se tiene que:

$$F_{max} = \frac{3 \cdot 20,63 \cdot \sin 12^\circ \cdot (D_e^3 - d_e^3)}{0,4 \cdot (D_e^2 - d_e^2)}$$

$$F_{max} = \frac{3 \cdot 20,63 \cdot \sin 12^\circ \cdot [(0.079)^3 - (0.088)^3]}{0,4 \cdot [(0.079)^2 - (0.08)^2]}$$

$$F_{max} = 230,7 \text{ [N]}$$

así mismo se obtiene que:

$$F_{mto} = 154,7 \text{ [N]}$$



4.8.2 CALCULO DE LA FUERZA DE EMBRAGUE POR EL CRITERIO DEL DESGASTE UNIFORME

Este criterio considera que después que se ha terminado de efectuar el desgaste inicial entre las piezas en contacto del embrague, toda la superficie de este comenzará a tener un contacto más íntimo y continuo en toda la superficie y por tanto se desgastará uniformemente.

Por este método, la fuerza de embrague es igual a:

$$F = \frac{P \cdot \sin \alpha}{f \cdot R_m \cdot \omega} \quad (4.45)$$

donde:

ω : Velocidad de rotación en [rad/s]

P : Potencia en [KW]

f : Coeficiente medio de fricción

R_m : Radio medio del cónico [m]

por tanto,

$$F_{max} = \frac{5,4 \cdot \sin 12^\circ}{0,4 * (0,0875) * 216,8} =$$

$$F_{max} = 144,65 \text{ [N]}$$

así mismo,

$$F_{\min} = 93,8 \text{ [N]}$$

De las dos teorías se tomará la más conservadora, por lo que se tomará en cuenta la fuerza obtenida por el primer método, es decir que la fuerza máxima utilizada será de 238,7 [N], y la mínima 154,7 [N].

De los cálculos realizados resaltan dos detalles que deben de aclarar. El primero de ellos se refiere al ángulo α que corresponde a la conicidad del embrague, el cual ha sido escogido en virtud de la recomendación dada⁽²⁶⁾ establece que este ángulo no puede ser mayor que 15° ni menor que 10° , puesto que si es caso de ser mayor no producirá el efecto de cuña y si es menor al límite dado no se podría desconectar el embrague por agarrotamiento del mismo.

El segundo punto es el factor de fricción asumido de 0.4, para el par de fricción del embrague puesto que es un valor intermedio entre los rangos de la tabla G, anteriormente citada, y por tanto conservador (Plano 3.3 y 3.4 del Apendice A).

4.8.3 CALCULO DEL RESORTE DE PRESION EL EMBRAGUE

Una vez que se ha calculado la fuerza de acción del embrague, vamos a diseñar el resorte que va a realizar este trabajo, para ello vamos a seguir los siguientes pasos de diseño:

- 1.- Elegimos el índice del resorte; este tiene que ir en el orden de 8 - 12 (25). Elegimos a C = 8 por tanto el valor de la constante k será

$$k = \frac{40+2}{40-3} = 1.17 \quad (4.46)$$

- 2.- Determinamos el valor del diámetro medio D_r de acuerdo a las condiciones del pro-

blema:

$$D_r = 37 \text{ (mm)}$$

- 3.- Fijando el valor de

$$Z = \frac{S_y}{2}$$

$$Z = \frac{400.3 \times 10^4 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$Z = 241.15 \text{ (MPa)}$$

donde Z es el factor de seguridad de

diseño

BIBLIOTECA



$$d_r = \sqrt[3]{\frac{17 \times 10^3 \times F \times D_r}{\pi \times \tau}} \quad (4.47)$$

donde

K : Es la constante del resorte

F : Es la fuerza que se ejercerá el empuje sobre el resorte, (afectada en 1.6 como factor de seguridad)

τ : El esfuerzo tñnsor permisible del material

D_r : Diámetro medio del resorte

d_r : diámetro de la espira del resorte

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{17 \times 10^3 \times 382 \times 17 \times 10^{-3}}{\pi \times 241.15 \times 10^6}} = 5.6 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$d_r = 5.6 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$d_r = 6 \text{ [mm]}$$

4. Se verifica la relación del resorte

$$c = \frac{D_r}{d_r}$$

$$c = \frac{37}{4.85} = 7.63 \quad 8$$

5. Determinamos el número de espiras activas

$$N_a = \frac{y G d^4}{8 F D^3} \quad (4.48)$$

donde

G : Módulo de rigidez del resorte
(79.3*10⁹)

F : La fuerza máxima ejercida sobre el resorte

D_c : Diámetro medio del resorte

y : Deflexión esperada del resorte a carga máxima aplicada

$$N_a = \frac{0.02 * 79.3 * 10^9 * (0.005)^4}{(8 * 0.2 * (0.037)^3)} = 13.3$$

N_a = 14 espiras activas

6.- Determinamos la longitud del muelle en estado comprimido (L_{comp})

$$L_{comp} = L_{comp}(N_c) + d(N_m + 1) \quad (4.49)$$

donde

N_m : Espiras muertas debido a la forma del extremo del resorte (extremos rectificadas = 2) (24)

t_{comp} : Paso de las espiras (d + s)

s : Holgura (1mm)

$$L_{comp} = (6+1)(14-2) + 6(2+1) = 102 \text{ [mm]}$$

$$L_{comp} = 102 \text{ [mm]}$$

- 7.- Se determina la longitud libre del resorte (L_2)

$$L_2 = L_{comp} + y = 102 + 20$$

$$L_2 = 122 \text{ [mm]}$$

- 8.- Se determina el paso de las espiras activas del muelle en estado libre

$$L_2 = d(N_m + 1) \\ t = \frac{L_2 - d}{N - 2}$$

$$t = \frac{122 - 6(2+1)}{14 - 2} = 8.7 \text{ mm}$$

- 9.- Se determina la longitud del muelle en estado completamente comprimido (considerado con un factor de seguridad)

$$L_{comp} = n_s d (N + N_m - 1) \quad (4.50)$$

donde

L_{comp} : Longitud comprimida totalmente

n_s : Factor de seguridad debido a las imperfecciones al fabricar el resorte, alteración de la línea helicoidal de las espiras, etc

$$L_{comp} = 1.1 \times 6 (14 + 2 - 1) = 99 \text{ [mm]}$$

10.- Se determina la longitud del desarrollo del resorte

$$L_{des} = \pi D_r \left(\frac{N_a}{\cos \gamma} + \frac{N_m}{\cos \gamma_m} \right) \quad (4.51)$$

donde

L_{des} : longitud de desarrollo

γ : Angulo de inclinación (espiras activas)

γ_m : Angulo de inclinación (espiras muertas)

$$\tan \gamma = \frac{t_e}{\pi \times d_r}$$

$$\tan \gamma = \frac{3.7}{\pi \times 37} = 0.46 \Rightarrow$$

$$\gamma = 24.72^\circ$$

$$\tan \gamma_m = \frac{d}{\pi \times D}$$

$$\tan \gamma_m = \frac{6}{\pi \times 37} = 0.05 \Rightarrow$$

$$\gamma_m = 2.95^\circ$$

$$L_{des} = \pi \times 37 \left(\frac{14}{\cos 24.8^\circ} + \frac{2}{\cos 2.95^\circ} \right)$$

$$L_{des} = 2.025,02 \text{ [mm]}$$

11. Se determina si es posible que se pandee el resorte, para ello:

$$L_r = 4 P_{cr} =$$

$$123 \leq 140$$

en la práctica verificamos que el resorte no se pandea.

- 12.- Determinación de la precarga (F_{pr}) a la que será sujeta el resorte

$$F_{pr} = F_{max} \frac{y_{max} - y_{er}}{y_{max}} \quad (4.52)$$

y_{er} : Deformación de la carrera de trabajo prefijada de acuerdo a los requerimientos de diseño

$$F_{pr} = 238,7 \frac{20-15,5}{20} = 77,8 \text{ [N]}$$

donde

13. Determinación de la carga axial crítica que produce el pandeo

$$F_{cr} = K_L E \quad (4.50)$$

De encontrar el valor de K_L , es necesario calcular el valor de la relación

$$\frac{L_2}{D} = \frac{1,2}{27} = 0,0444 \approx 3,1\%$$

Así el valor de k_L será ⁽¹⁴⁾:

$$k_L = 0,33 \quad y$$

$$k_v = \frac{230,7}{20} = 12,0 \text{ [N/mm]}$$

$$F_{cc} = 12 \times 122 \times 0,33 = 483 \text{ [N]}$$

Por lo que se concluye que las dimensiones características técnicas del resorte serán:

$$L_l = 122 \text{ [mm]}$$

$$L_{comp} = 99 \text{ [mm]}$$

$$D = 27 \text{ [mm]}$$

$$d = 6 \text{ [mm]}$$

Material: Acero AISI 4140 (SAE 4140)

(Plano 3.5 del Apéndice A)

4.9 CALCULO Y DISEÑO DEL EJE DE TRASMISION

El eje de transmisión se encuentra dividido en dos secciones funcionales, la primera la constituye el sistema de reducción de velocidad, que se lo consigue por medio de un tornillo sin fin. Este se lo ha elegido por ser el medio más de reducir grandes velocidades en una sola etapa y relativamente ocupando poco espacio; la segunda parte lo constituye la parte del eje donde se han maquinado unas estrias

en donde se deslizará el cono del sistema de embrague y por donde se transmitirá el movimiento del eje motriz (plano 3.1 del Apéndice A)

En estos dos puntos es donde se generan los máximos esfuerzos sobre el eje y son los que en breve serán calculados.

4.9.1 ESFUERZOS SOBRE LAS ESTRIAS DEL EJE

Para analizar el estado de esfuerzos del eje en esta zona será necesario calcular las fuerzas que se transmiten desde el motor a través del sistema de embrague al eje y para ello se realizará un análisis de fuerzas de las poleas (fig. 4.13)

El torque máximo que se espera cuando el corte de las cuchillas se encuentran a mayor profundidad o las cuchillas se encuentran con un suelo más duro.

Pero también se espera un torque mínimo, cuando las condiciones de suelo son favorables y esto se encuentra mediouelto y la tierra se encuentra labrada.

En el párrafo 4.8.2 se calcularon los torques máximos y mínimos que se originan al transmitir la potencia a través de la banda,

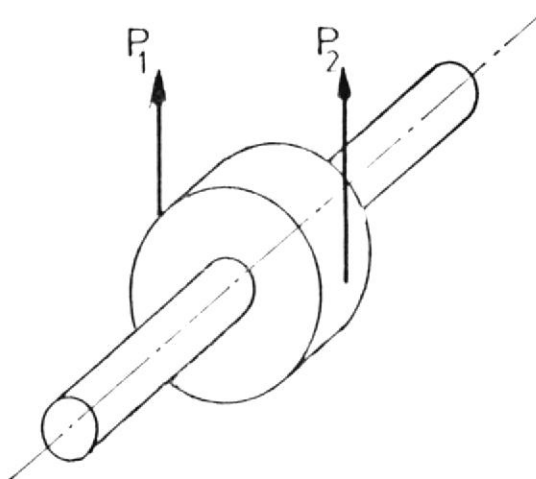


FIG. 4.13 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas actuantes sobre la polea montada en el eje de transmisión

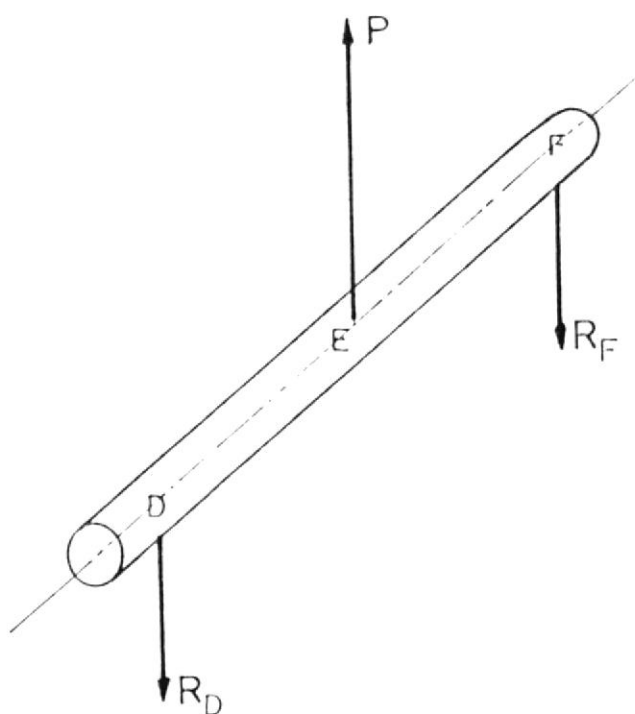


FIG. 4.14 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas que transmite la polea al eje de transmisión

los mismos que son:

$$T_{\max} = 20,63 \text{ IN.m}$$

$$T_{\min} = 13,37 \text{ IN.m}$$

Cuando una banda está en movimiento y transmite potencia, existe una tensión P_1 en el lado tirante y una tensión P_2 en el lado flojo. Si la fuerza centrífuga es despreciable, la relación entre estas dos tensiones es igual a⁽¹⁾

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\theta f} \quad (4.53)$$

donde

f : Es el coeficiente de fricción entre la banda y la polea

θ : Es el ángulo de contacto de la banda en la dos poleas

y el par de torsión será igual a

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2} \quad (4.54)$$

$$P_1 - P_2 = \frac{2 T_{\max}}{D}$$

así tenemos que

$$(P_1 - P_2)_{\max} = \frac{2 \times 20,63}{0,152}$$

$$(P_1 - P_2)_{\max} = 271,4 \text{ IN}$$

de igual forma

$$(P_1 - P_2)_{\min} = 175,9 \text{ [N]}$$

Considerando un coeficiente de fricción (entre la banda y la polea) entre caucho y fundición equivalente a $0,3^{(9)}$ y conociendo que $\theta = \pi$, entonces

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{0,3 \times \pi}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = 2,6$$

$$P_1 = 2,6 P_2$$

colocando estos valores en la ecuación anterior (4.54) y resolviendo para los valores antes dados, resulta que

$$P_{1\max} = 441,1 \text{ [N]}$$

$$P_{1\min} = 285,8 \text{ [N]}$$

$$P_{2\max} = 169,6 \text{ [N]}$$

$$P_{2\min} = 109,9 \text{ [N]}$$

por tanto, la máxima fuerza tensora que soporta el árbol será de (fig. 4.14)

$$P_{\max} = (P_1 + P_2)_{\max} \quad (4.55)$$

$$P_{\max} = 441,1 + 169,6 = 610,7 \text{ [N]}$$

$$P_{\min} = (P_1 + P_2)_{\min}$$

$$P_{\min} = 285,8 + 109,9 = 395,7 \text{ [N]}$$

de esta manera conocemos las fuerzas máximas

y mínimas que se dan en las poleas de transmisión de potencia, y que por tanto son transmitidas a la segunda porción del eje de transmisión, (tal como se lo había dividido al eje en conformidad con la función que desempeña). Con estos datos es posible poder realizar el análisis de las fuerzas cortantes y momentos flectores que se dan en esta región del eje; pero que, a simple vista no representan los mayores esfuerzos sobre el eje. Es así que primero se analizará la primera parte del mismo que corresponde al eje sin fin, que es donde se producirán los mayores esfuerzos de flexión, luego se volverá para analizar la segunda sección y así determinar cual es el mayor momento flector a lo largo del eje.

4.9.2 CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE REDUCCION DE VELOCIDAD

El hecho de escoger, entre los muchos sistemas de reducción, al tornillo sin fin-corona es debido a que este presenta ciertas ventajas, tales como son:

- a) Compatibilidad, es decir, posibilidad de efectuar grandes relaciones de reducción,

siendo relativamente pequeñas las dimensiones exteriores de la transmisión.

- b) Seguridad de funcionamiento y sencillez de servicio.
- c) Trabajo sin ruido.

Pero, en la elección, también se ha tomado en consideración las desventajas e inconvenientes que este presenta, como lo son:

- a) Grandes pérdidas de potencia.
- b) Necesidad de empleo de bronce de alta calidad para la fabricación de la rueda.
- c) Mecanización más complicada y costosa.

De todos estos criterios el más sobresaliente fue el de la compacidad, es decir, la ventaja de ser compacto. lo cual va acorde con los objetivos planteados en la selección del diseño pero sin descartar la inconveniencia de la mecanización, ya que esta es complicada y costosa.

Los materiales con los que se va a conformar el fin fin, deben de presentar características de antifricción (bajo coeficiente de rozamiento) con lo que aseguramos una larga vida y baja tasa de desgaste.

Se acostumbra que los pares de fricción

utilizados, con mejores resultados experimentados, son los de tornillo sin fin de acero y rueda de bronce o fundición, en los que se ha demostrado la baja tasa de desgaste, debido a que no tienden a formar microsoldaduras entre las partes móviles, con lo que se obtiene una mayor durabilidad.

Debido al limitante de espacio y a la potencia transmitida se utilizará un acero altamente resistente al desgaste y la corrosión y que presenta buenas propiedades mecánicas, tales como el acero ASSAF 705. El mismo que ya se lo había seleccionado para conformar el cono del sistema de embrague.

Las fundiciones son muy resistentes al desgaste pero no al impacto, y el efecto de las cuchillas van a realizar sobre la rueda o corona es precisamente de impacto, por lo que se descarta este material como solución.

Luego nos queda para seleccionar el bronce, siendo uno de los más resistente el Bronce al aluminio, con un porcentaje de 12% de Al., con 120RC de dureza.

La nomenclatura utilizada en esta sección para realizar los cálculos es el siguiente:

M : Módulo
 n : Número de filetes o entradas
 P : Paso lineal
 ϵ : Ángulo de inclinación del filete o de la hélice
 d_e : Diámetro exterior
 d_p : Diámetro primitivo o de paso
 d : Diámetro del fondo del hilo
 LR : Longitud de la parte roscada
 E : Extremos sin roscar
 h : Altura total del filete
 L : Altura de la cabeza del filete
 e : Altura del pie del filete
 c : Espacio entre filetes
 θ : Ángulo en el flanco del filete
 f : Ancho en el fondo del filete y ancho de la punta de la cuchilla para roscar
 R : Radio de la cabera del filete Conociendo esta nomenclatura es posible realizar los siguientes cálculos:

- a) Cálculo del paso, para un módulo seleccionado de 3 y un diámetro primitivo de 25 mm, también seleccionado.

$$P = M \times \pi = 3 \times \pi = 9.42$$

- b) Cálculo del ángulo de inclinación del filete

$$\tan \epsilon = \frac{M}{d_p}$$

$$\tan \epsilon = \frac{3}{25} = 0.12$$

$$\epsilon = 6.84^\circ$$

- c) Cálculo del diámetro exterior

$$d_m = d_p + 2H = 25 + 6(3) = 31 \text{ [mm]}$$

- d) Cálculo de la altura del filete

$$h = 2.167 \times M$$

$$h = 2.167 \times 3 = 6.50 \text{ [mm]}$$

- e) Cálculo del diámetro de la raíz o interna

$$d = d_m - 2h$$

$$d = 31 - 2(6.50) = 18.0 \text{ [mm]}$$

- f) Cálculo de la altura de la cabeza del filete y la altura del pie del filete

$$L = M = 3 \text{ [mm]} \quad \text{y}$$

$$l = 1.167 \times H = 2.1 \text{ [mm]}$$

- g) Cálculo del espesor del filete y del espacio entre filetes

$$e = \frac{P}{2} = \frac{18.84}{2}$$

$$e = 9.42 \text{ mm}$$

- h) Cálculo del ancho del fondo del filete, para lo cual se escoge un ángulo del flanco para filete reforzado $\beta = 20^\circ$

$$f = \frac{(P \tan \beta - 4 \cdot D)}{4} \rightarrow 2 \tan 20^\circ$$

$$f = \frac{(9.42 \cdot \tan 20^\circ - 4 \cdot 3.5)}{4} \rightarrow 2 \tan 20^\circ$$

$$f = 2.16 \text{ mm}$$

- i) Cálculo de la longitud recorrida

$$LR = P \cdot \left(\frac{H \text{ de dién. de la rueda}}{50} \right)$$

$$LR = 9.42 \cdot \left(\frac{24}{50} \right)$$

$$LR = 45.7 \text{ mm}$$

- j) Cálculo de los extremos sin roscar

$$F = P = 9.42 \text{ mm}$$

- k) Cálculo del radio de la cabeza del filete

$$R = 0.075 \cdot P$$

$$R = 0.05 * 9.42 = 0.47[\text{mm}]$$

D) Cálculo de la longitud total del sin fin

$$L_{\text{tot}} = L_T + L_P = 45.75 [\text{mm}]$$

En la fig 4.15 se puede apreciar las dimensiones del tornillo sin fin.

La nomenclatura utilizada para el diseño de la rueda es el siguiente:

M : Módulo

P : Paso

D_P : Diámetro primitivo o de paso [mm]

D_E : Diámetro exterior [mm]

D_1 : Diámetro mayor y sobre las aristas [mm]

E : Distancia entre ejes de la rueda y sin fin [mm]

A : Ancho de la rueda [mm]

r : Radio de la cabeza [mm]

R : Concavidad periférica [mm]

ϵ : Ángulo de las caras [°]

N_r : Número de dientes

n_{ent} : Número de entradas del sin fin

L : Altura de la cabeza del diente [mm]

h : Altura total del diente [mm]

e : Espesor del diente [mm]

c : Espacio entre dientes [mm]

ω_{ent} : Velocidad angular del sin fin (rpm)



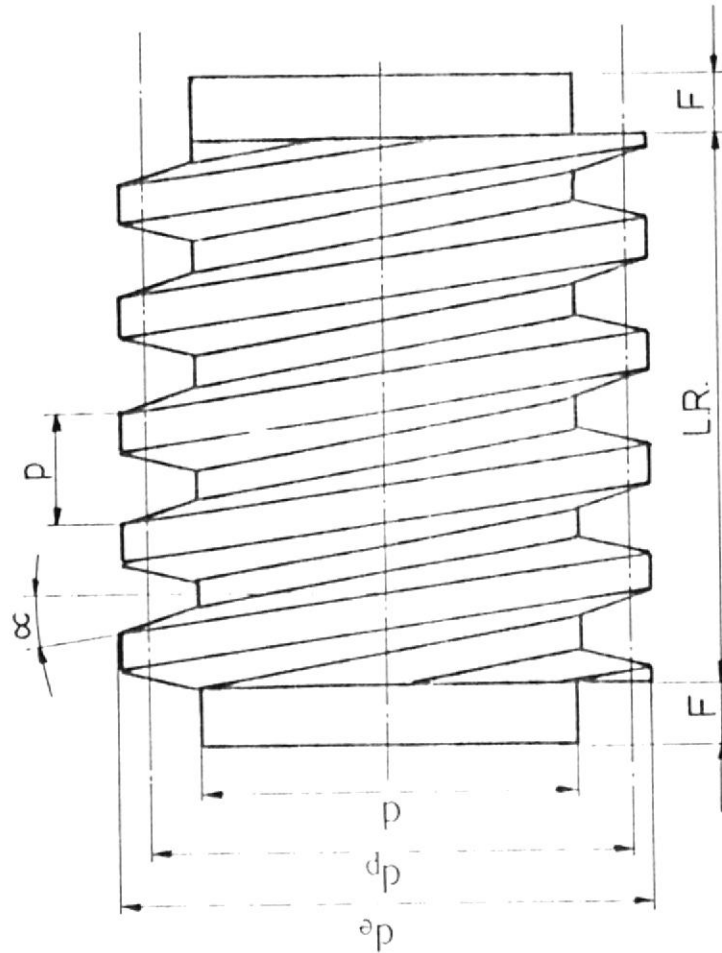


FIG. 4.15 Dimensiones del Tornillo Sin-Fin

ω_r : Velocidad angular de la rueda

Siendo los pasos de diseño los siguientes:

a) Cálculo del número de dientes de la rueda

$$N_R = \frac{D_{\text{ext}} \cdot \omega_{\text{ext}}}{\omega_R}$$

$$N_R = \frac{2500 \times 7}{312,5} = 24 \text{ dientes}$$

b) Cálculo del diámetro primitivo

$$D_P = M \cdot N_R$$

$$D_P = 24 \times 3 = 72 \text{ [mm]}$$

c) Cálculo del diámetro exterior

$$D_E = (N_R + 2) \cdot M$$

$$D_E = (24 + 2) \times 3 = 78 \text{ [mm]}$$

d) Cálculo del diámetro mayor externo para 3 entrada

$$D_3 = D_E + (0,3183 + \pi \cdot M)$$

$$D_3 = 78 + (0,3183 + \pi \times 3) = 81 \text{ [mm]}$$

e) Cálculo del ancho del diente para triple entrada

$$A = 2,15 \cdot \pi \cdot M + 5$$

$$A = 2,15 \cdot \pi \times 3 + 5 = 25,26 \text{ [mm]}$$

f) Cálculo de la concavidad periférica

$$R = 0.5 * d_p * H$$

$$R = 0.5 * 25.3 = 9.5 \text{ [mm]}$$

g) Cálculo del radio de la cabeza

$$r = 0.25 * H$$

$$r = 0.25 * 8.5 = 2.1 \text{ [mm]}$$

h) Cálculo de la distancia entre centros de los ejes cruzados

$$E = \frac{D_p + d_p}{2}$$

$$E = \frac{72 + 25}{2} = 48.5 \text{ [mm]}$$

(En el figura 4.16 se pueden apreciar las dimensiones calculadas para la rueda sin fin).

Este dimensionamiento, ha sido en función de los seleccionados de acuerdo a experiencias con este tipo de transmisiones, pero no se ha realizado en la misma un análisis de las cargas que actúan sobre ellas, que es lo que se procederá a realizar, lo cual nos confirmará (o no) si el dimensionamiento ha sido correcto o incorrecto. Así mismo será

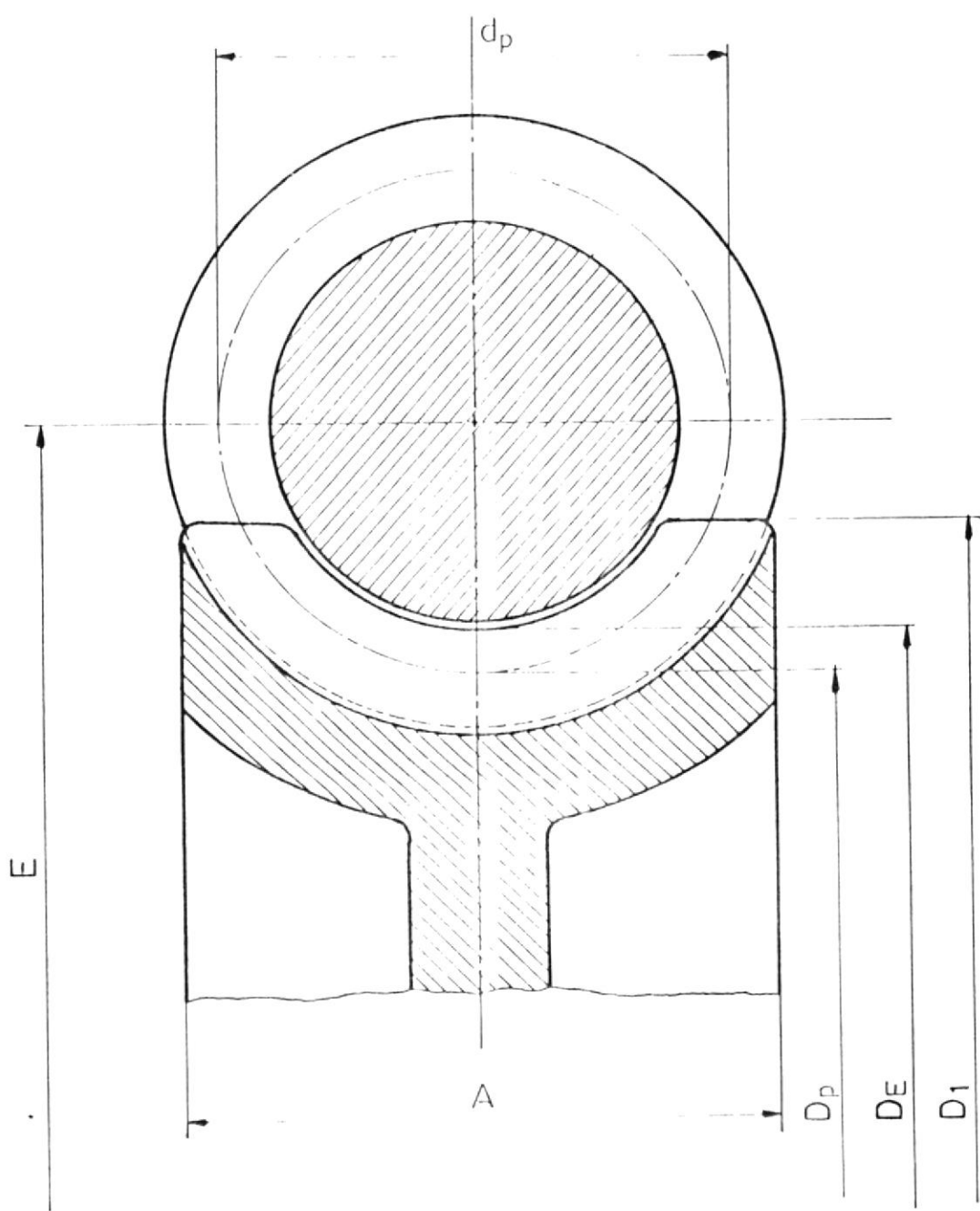


FIG. 4.16 Dimensiones de la rueda del sin-fin

realizado el análisis de fuerzas actuantes sobre el sin fin y la rueda, para poder realizar, posteriormente, el análisis de las fuerzas cortantes y momentos fleccionantes máximos sobre el eje y determinar de esta manera el diámetro apropiado del eje

- a) Cálculo de la velocidad lineal de la rueda en la línea de paso (V_R)

$$V_R = \frac{\pi D_p n_R}{60.000}$$

$$V_R = \frac{\pi 72 \pi 312.5}{60.000} = 1.18 \text{ [m/s]}$$

- b) Cálculo de la máxima carga que puede transmitir la rueda

$$F_R = F_a D_p^2 \omega^2 \Gamma_a \Gamma_m K_v$$

donde

F_R : Carga a transmitir (Lb)

D_p : Diámetro de paso de la rueda (pul)

Γ_a : Ancho de la cara efectiva; esta dimensión es el ancho de la cara o dos tercios del diámetro de paso del sin-fin; se usa el menor de los valores

K_m : Coeficiente del factor de materiales
(700) (Apendice I)

K_v : Factor de corrección de relación de
velocidades (0.742) (Apendice I)

K_v : Factor de velocidad (0.516)
(Apendice I)

entonces

$$F_R = 700(2.83)^{0.8} * 0.66 * 0.724 * 0.510$$

$$F_R = 392.6 \text{ [Lb]}^1$$

$$F_R = 1.748,83 \text{ [N]}$$

c) Cálculo del paso axial y paso circular
transversal de la rueda. (En este caso
son los mismos)

$$p_t = p_x = \frac{\pi}{P}$$

$$p_t = p_x = \frac{\pi}{1/3} = 9.42$$

¹

Los valores se los ha calculado en unidades
inglesas debido a que se han utilizado tablas
que se encuentran así dimensionadas, las
cuales se adjunta en las tablas del Apendice
I

- h) Con el esfuerzo de trabajo, calculado en el paso anterior, es posible calcular el ancho de cara de la rueda.

$$A = \frac{F_R}{P_n \sigma_{trY}}$$

$$A = \frac{392,6}{0,35 * 12.000 * 0,125} = 0.75 \text{ [pul]}^2$$

$$A = 19 \text{ [mm]}$$

Este resultado confirma el valor dado para el ancho de la rueda en el dimensionamiento inicial, más aun, este resulta ser más conservador, por lo que la conclusión lógica es que la rueda soportará muy bien los esfuerzos aplicados sobre ella.

- i) Cálculo del coeficiente de fricción μ ; para ello recurrimos a las tablas del Apendice I, y por medio de la velocidad V_R hallada en el paso (a) tenemos:

$$\mu = 0.04$$

Al igual que en el caso anterior, este valor fue necesario calcularlo previamente en unidades inglesas, por encontrarse los factores de corrección en estas unidades (Apendice I)

- j) Cálculo del ángulo de presión normal

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi_i \cos \lambda)$$

donde

$$\lambda = \phi = 20^\circ \quad \text{y} \quad \phi_i = 20^\circ \text{ (26)}$$

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan 20^\circ \cos 20^\circ) = 18.9^\circ$$

- k) Cálculo de la velocidad del sin fin en la línea de paso.

$$v_{mf} = \frac{\pi d_p * W_{mf}}{60 * 1000}$$

$$v_{mf} = \frac{\pi * 20 * 2.500}{60 * 1000} = 1.27 \text{ [m/s]}$$

- l) Cálculo de las fuerzas tangenciales W^* , W^* , ejercidas al transmitir la potencia máxima y mínima.

$$(F^*_{mf})_{max} = \frac{60(1000) P}{\pi * d_p * v_{mf}}$$

$$(F^*_{mf})_{max} = \frac{P}{v_{mf}}$$

$$(F^*_{mf})_{max} = \frac{5,4}{3,3} = 1.141,1 \text{ [N]}$$

donde la potencia máxima está dada en [kW], y así mismo para la fuerza mínima

para la potencia mínima es:

$$(F_{mf}^t)_{mín} = 1.060,6 \text{ [N]}$$

- m) Cálculo de la fuerza máxima y mínima transmitida

$$(F_{mf}^t)_{máx} = \frac{(F_{mf}^t)_{máx}}{\cos \phi_n \sin \phi + \mu \cos \phi}$$

$$(F_{mf}^t)_{máx} = \frac{1.536,4}{(\cos 19^\circ \sin 20^\circ + 0.04 \cos 20^\circ)}$$

$$(F_{mf}^t)_{máx} = 4.533,2 \text{ [N]}$$

$$(F_{mf}^t)_{mín} = 2.398,2 \text{ [N]}$$

- n) Cálculo de la fuerza radial (F_{mf}^r) máxima y mínima

$$(F_{mf}^r)_{máx} = (F_{mf}^t)_{máx} \sin \phi_n$$

$$(F_{mf}^r)_{máx} = 1.533,2 \sin 20^\circ$$

$$(F_{mf}^r)_{máx} = 1.560,4 \text{ [N]}$$

así mismo

$$(F_{mf}^r)_{mín} = 1.005,0 \text{ [N]}$$

- o) Cálculo de la fuerza axial

(F_{mf}^x) , máxima y mínima

$$(F_{mf}^x)_{máx} = (F_{mf}^t)_{máx} (\cos \phi_n \cos \phi - \mu \sin \phi)$$

$$(F_{mf}^x)_{máx} = 4.533 (\cos 19^\circ \cos 20^\circ - 0.04 \sin 20^\circ)$$

$$(F_{mf}^x)_{máx} = 1.965,7 \text{ [N]}$$

Así mismo:

$$(F_{x=6})_{\min} = 2.570,4 \text{ [N]}$$

Estas fuerzas actuarán por igual y en sentidos contrarios entre el sin fin y la rueda y los mismos nos van a servir, como ya lo expusimos anteriormente, para encontrar el diámetro apropiado del eje.

En la fig 4.17, se observa el esquema del tornillo sin fin sometido a las cargas o fuerzas que se generan en el sistema de reducción de velocidad, así mismo como las fuerzas, que ejerce la pulea de transmisión sobre el eje y las reacciones correspondientes de los rodamientos que son los que van a soportar la carga flexionantes.

Estas reacciones con las que serán calculadas a continuación.

4.9.3 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL PLANO X-Z

Aplicamos las ecuaciones de la estática para calcular las reacciones que se producen, primeramente, por las cargas o fuerzas máximas de transmisión, en el sin fin para luego, colocar los resultados obtenidos en la iteración con las cargas o fuerzas mínimas.

$$M_G = 0$$

$$\Rightarrow 1.636,4 * (R_G) - R''_G(131) = 0$$

$$\Rightarrow (R''_G)_{max} = 724,5 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R''_G)_{min} = 469,6 \text{ [N]}$$

$$F = 0$$

$$\Rightarrow R''_A + 724,5 - 1.636,4 = 0$$

$$\Rightarrow (R''_A)_{max} = 911,9 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R''_A)_{min} = 591,0 \text{ [N]}$$

Si analizamos nuevamente la figura 4.17, se observa que no se ejercen fuerzas en este plano por parte de la polea de transmisión.

En la figura 4.18 se pueden apreciar los diagramas de los momentos flectores y las fuerzas cortantes.

4.9.4 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL PLANO Y-Z

Se realiza el mismo procedimiento anterior para calcular las reacciones que se producen en ambas secciones del eje y calculando primeramente, las cargas o fuerzas máximas de transmisión, para luego, colocar los resultados obtenidos en la iteración con las cargas o fuerzas mínimas.

$$M_A = 0$$

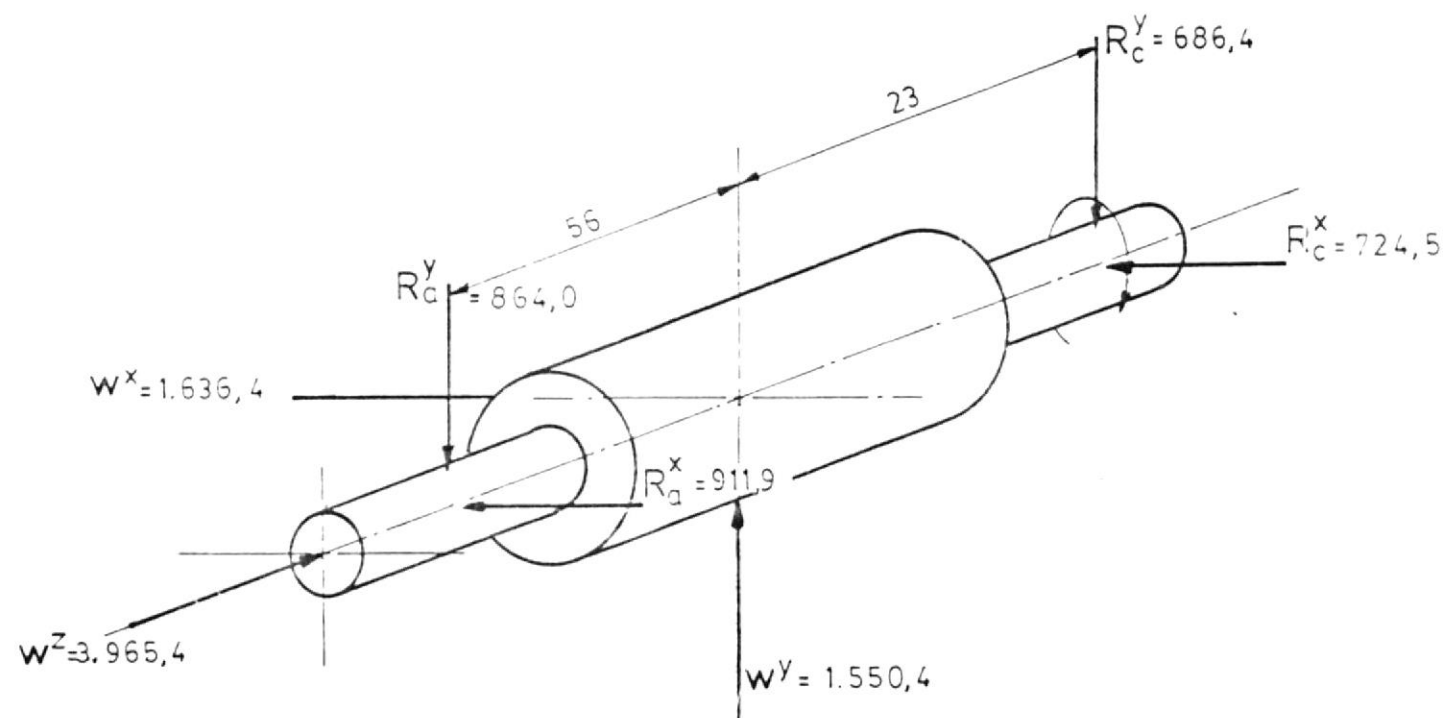


FIG. 17 Diagrama del cuerpo libre de las fuerzas actuantes sobre el sin-fin y los cojinetes del eje.

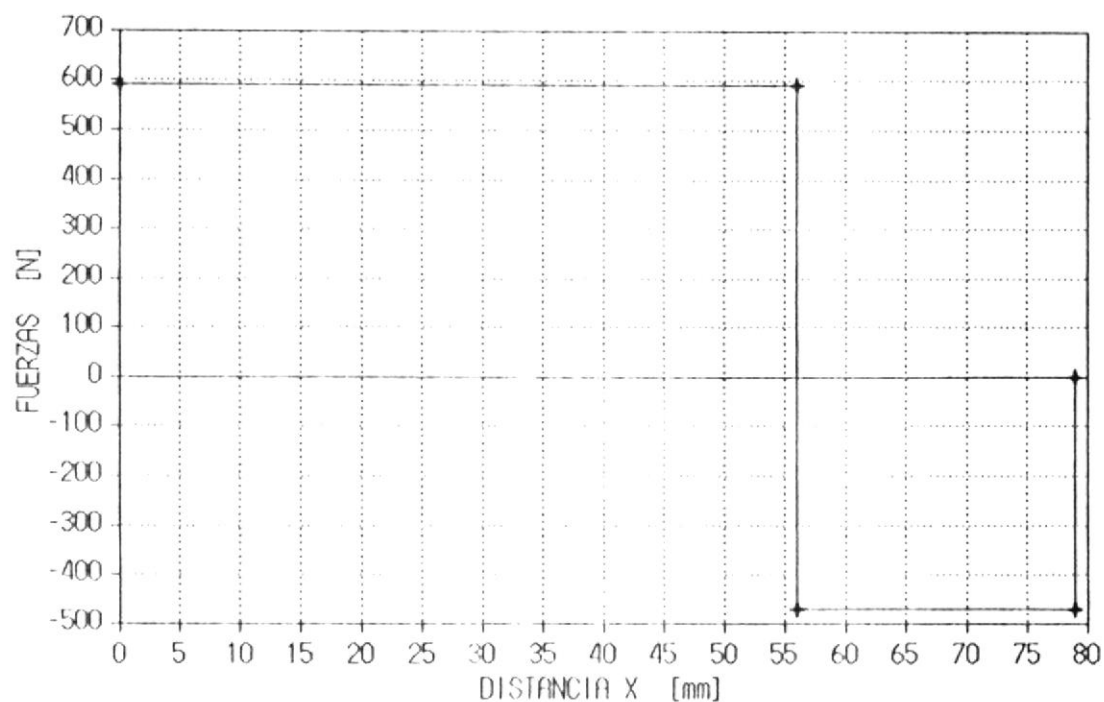


FIG. 4.18c Fuerzas Minimas en el eje de Transm. en el Plano X-Z

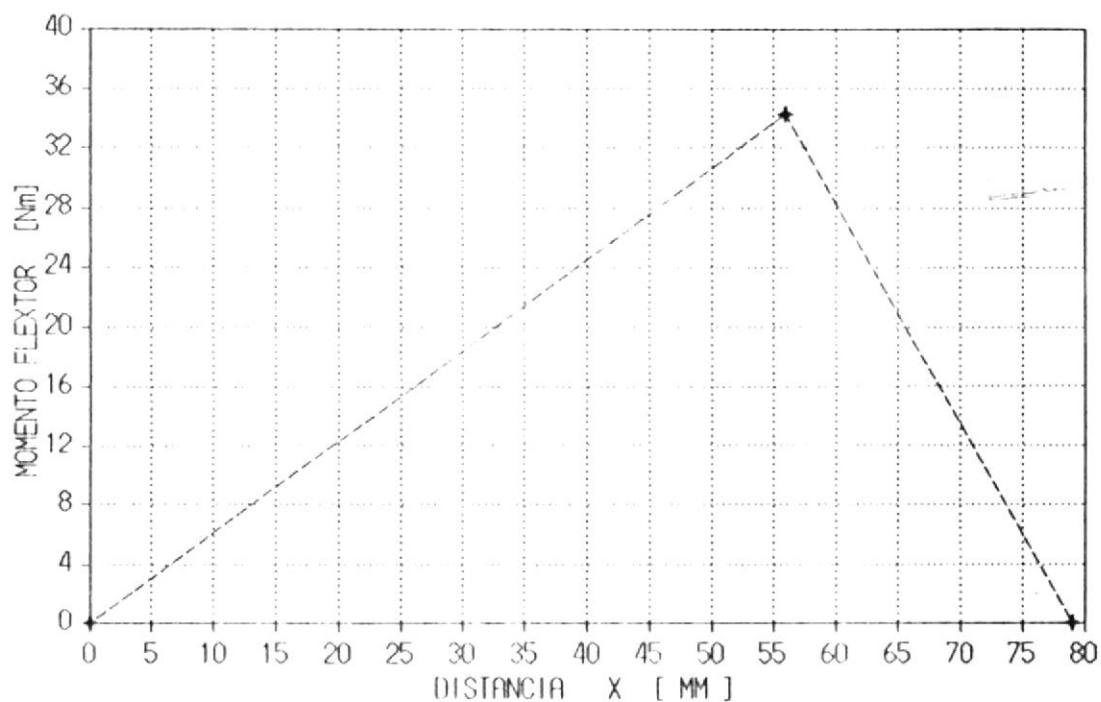


FIG.4.18f Momentos Minimos en el eje de Transm. en el Plano X-Z

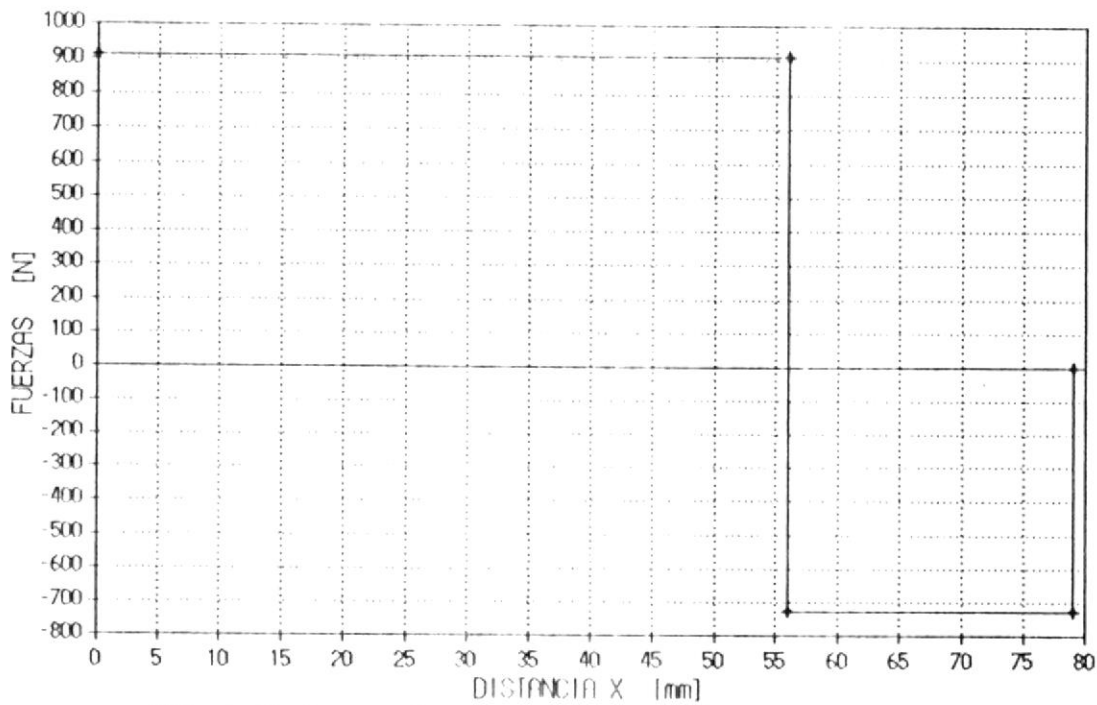


FIG. 4.18a Fuerzas Maximas en el eje de Transm. en el plano X-Z

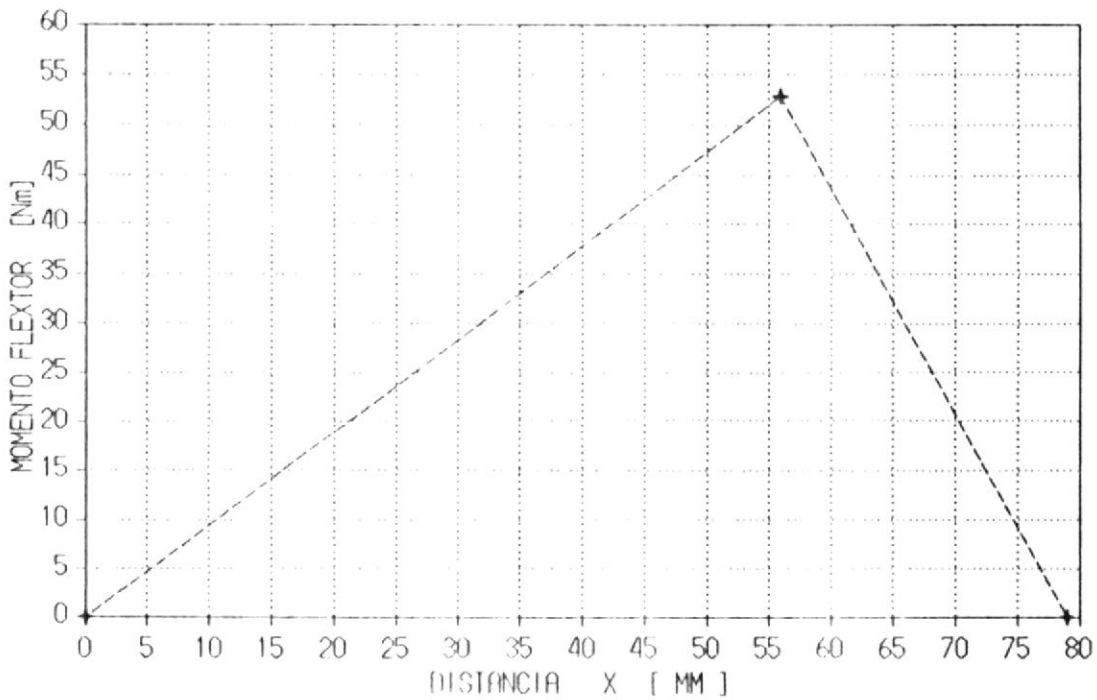


FIG.4.18b Momentos Maximos en el eje de Trans. en el plano X-Z

$$\Rightarrow 1.550,4 \times (1,1) - R_{Y_C}(1,1) = 0$$

$$\Rightarrow (R_{Y_C})_{max} = 686,4 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_{Y_C})_{min} = 445,0 \text{ [N]}$$

$$F = 0$$

$$\Rightarrow R_{Y_C} - 686,4 - 445,0 = 0$$

$$\Rightarrow (R_{Y_C})_{max} = 1131,0 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_{Y_C})_{min} = 130,0 \text{ [N]}$$

De igual forma, las reacciones en el plano y-z en la segunda sección del eje serán

$$H_D = 0$$

$$\Rightarrow 610,7 \times (100) - R_{Y_D}(307,2) = 0$$

$$\Rightarrow (R_{Y_D})_{max} = 200,0 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_{Y_D})_{min} = 129,0 \text{ [N]}$$

$$F = 0$$

$$\Rightarrow R_{Y_D} - 200,0 - 610,7 = 0$$

$$\Rightarrow (R_{Y_D})_{max} = 410,7 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_{Y_D})_{min} = 267,0 \text{ [N]}$$

En la figura 4.19 se puede apreciar los diagramas de las fuerzas cortantes y los momentos flectores.

4.9.5 MOMENTO TORSOR MAXIMO

El momento torsor máximo y mínimo fueron calculados en el parágrafo 4.8.1 y serán los mismos transmitidos al eje por parte de la

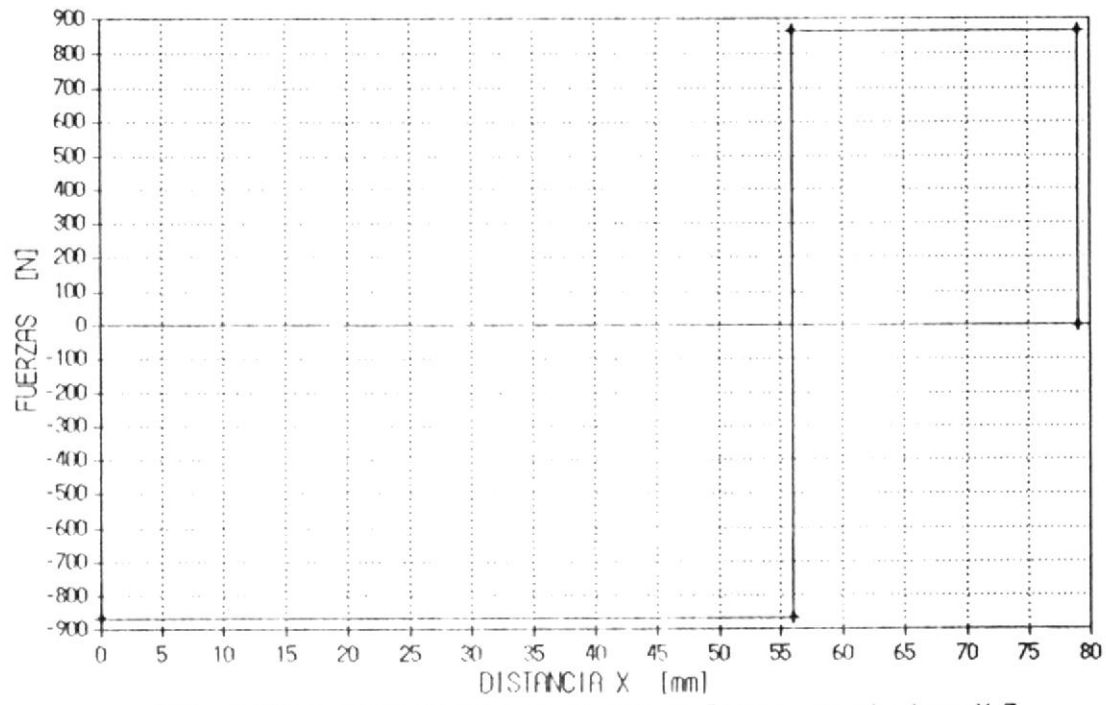


FIG. 4.19a Fuerzas Maximas en el eje de Transm. en el plano X-Z

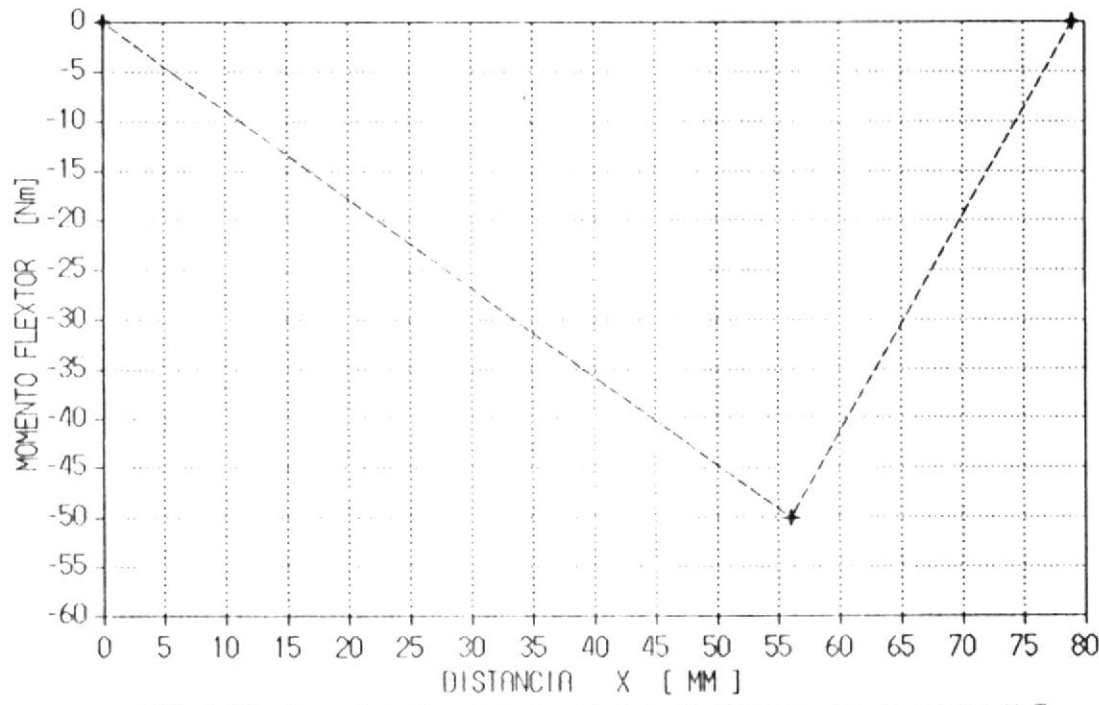
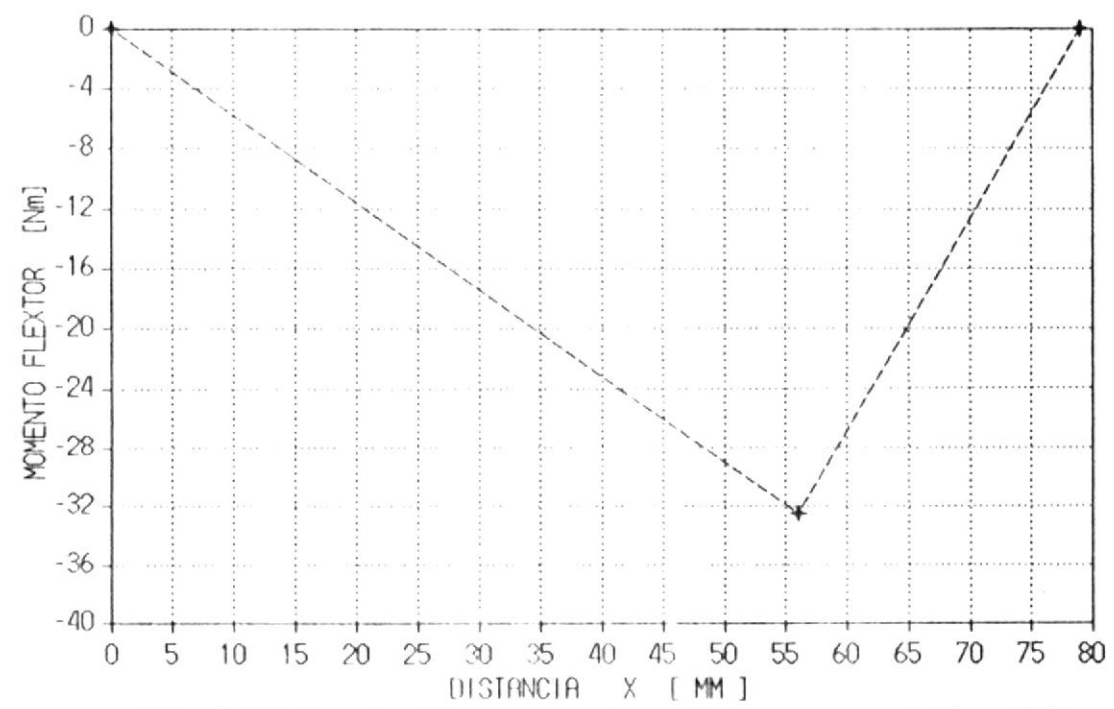
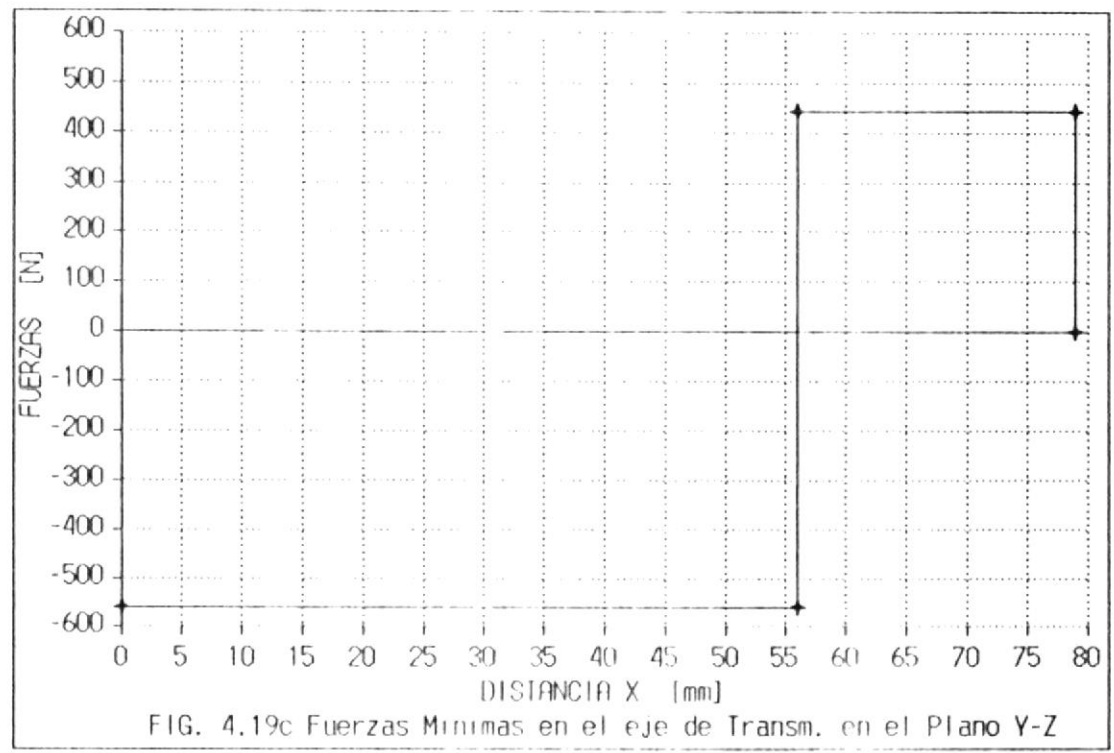


FIG.4.19b Momentos Maximos en el eje de Transm. en el plano Y-Z



polea de transmisión, es decir:

$T_{max}= 20,63 \text{ [Nm]}$

$T_{min}= 13,37 \text{ [Nm]}$

4.9.6 DISEÑO DEL EJE A FATIGA

El resumen de estos cálculos se los puede analizar en la tabla VII, que a continuación se muestra.

TABLA VII

Resumen de las fuerzas cortantes, momento flector y momento torsor para el eje de transmisión.

PLANO	SECCION A - C						SECCION D - F			
	MOMENTO FLEC. [Nm]		MOMENTO TORS. [Nm]		FUERZAS CORT. [Nm]		MOMENTO FLEC. [Nm]		FUERZAS CORT. [Nm]	
	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN
XZ	52,9	50,1	20,6	13,4	911,9	591,0	---	---	---	---
YZ	50,1	32,5	20,6	13,4	864,0	560,0	41,1	13,6	410,7	267,0

En esta tabla se muestra como los momentos de flexión como las fuerzas cortantes son máximos en la sección A-C del eje, por lo cual para dimensionarlo se procede a utilizar estos valores.

El momento máximo resultante entre los puntos A y C serán:

$$M_{max} = \sqrt{(52,9)^2 + (50,1)^2} = 72,9 \text{ [Nm]}$$

de igual forma el momento mínimo será

$$M_{min} = \sqrt{(34,3)^2 + (32,5)^2} = 47,3 \text{ [Nm]}$$

De donde, el momento medio de las fluctuaciones de carga será:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{72,9 + 47,3}{2} = 60,1 \text{ [Nm]}$$

El momento de amplitud será

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{72,9 - 47,3}{2} = 12,8 \text{ [N.m]}$$

Aplicando el mismo concepto, el momento torsor medio y de amplitud serán:

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{20,6 + 13,4}{2} = 17,0 \text{ [N.m]}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{20,6 - 13,4}{2} = 3,6 \text{ [N.m]}$$

Luego, para realizar el análisis a la fatiga hallaremos, el límite a la fatiga reducido, tal como lo realizamos al diseñar las cuchillas, así:

$$S_m = K_m * K_D * K_e * K_{fs} * S_{un}$$

Del Apendice D se obtienen los valores de K_a y F_b , los cuales son:

$$K_a = 0.75$$

$$F_b = 0.95$$

Para hallar el valor de K_c se lo hace dándole una confiabilidad al diseño del 0.99, así el valor se lo obtiene del de Apendice D.

$$K_c = 0.914$$

Para hallar el valor de K_s se recurre a los gráficos de factores de concentracion de esfuerzo K_t para las condiciones de trabajo del eje, se obtiene⁽²⁶⁾ que:

$$K_t = 1.30$$

y de las formulas del Apendice D se obtiene que $q = 0.93$, por lo que aplicando la ecuación⁽²⁶⁾

$$K_s = K_t [1 - q(1 - K_t)^2]^{1/2} = 1.30 [1 - 0.93(1 - 1.30)^2]^{1/2} = 1.27$$

$$K_d = 1.0$$

$$K_{eq} = \frac{K_a}{K_b} = \frac{0.75}{0.95}$$

El valor del límite a la fatiga del material utilizado será:

$$S'_{ut} = 0,5 S_{ut}$$

por tanto

$$S'_{ut} = 0,5 (882) = 441 \text{ [MPa]}$$

por lo que el límite a la fatiga será:

$$S_e = 0,75 * 0,9 * 0,914 * 0,77 * 441 = 176,2 \text{ [MPa]}$$

Es necesario también conocer el esfuerzo de fluencia del material (acero ASSAF 705), el mismo que es igual a:

$$S_y = 686 \text{ [MPa]}$$

Finalmente aplicamos a fórmula de Westinghouse para hallar el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{32 * n}{\pi} \left[\left(\frac{T_m}{S_e} + \frac{I_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_m}{S_e} + \frac{H_m}{S_y} \right)^2 \right] \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 3}{\pi} \left[\left(\frac{3,6}{176,2 * 10^6} + \frac{17,0}{686 * 10^6} \right)^2 + \left(\frac{12,8}{176,2 * 10^6} + \frac{60,1}{686 * 10^6} \right)^2 \right] \right)^{1/3}$$

$$d = 0,0172 \text{ [m]}$$

Con lo que se concluye que es necesario utilizar un eje de 17,2 [mm] para soportar las cargas aplicadas sobre el sin fin.

Otra observación que se puede hacer, es el hecho de que el diámetro interno del sin fin

es de 10 [mm] por lo que se puede afirmar *a priori* que el eje sin fin, tal como ha sido dimensionado, soportará las cargas ejercidas sobre él.

Realizando los mismos cálculos para la segunda sección del eje, donde estará localizada la polea y el cono de fricción, se obtiene un diámetro de eje de 14,6 [mm], con lo que se concluye que el diámetro del eje no debe ser menor que 17,2 [mm].

El resultado de estos análisis nos demuestra que el diámetro del eje es fluctuante, variando este a lo largo del eje de acuerdo a las necesidades y funcionabilidad del mismo, así como de otros factores restrictivos, propios del mercado nacional. Esto es en el caso particular de los rodamientos que van a soportar la carga y cuyos diámetros internos no son muy variados y por lo tanto, hay que adaptar el diseño en concordancia con lo que se puede encontrar en el mercado.

Al final de la tesis se realizará el cálculo y selección de rodamientos y en el cual se expondrá con más claridad sobre las limitaciones que estos constituyen para seleccionar

un diámetro apropiado del eje.

Así, en el plano 3.1 del Apendice A, se muestra los diferentes diámetros con los que se ha dimensionado el eje, y que no contradice en nada con los cálculos que se han realizado, más aún, se ha hecho uso de diámetros con valores.

4.10 CALCULO Y DISEÑO DEL EJE DE LAS CUCHILLAS

El eje de las cuchillas, está sometido a los esfuerzos que las cuchillas transmiten al cortar el suelo, así mismo como a las cargas que se transmiten por los engranajes del sistema de reducción.

En el esquema que a continuación se describe, se muestra el diagrama del cuerpo libre del eje con las fuerzas actuantes y las dimensiones lineales que se han concebido para que pueda realizar la máquina su labor de corte a satisfacción (para que pueda trabajar entre líneas de cultivo, sin dañar a las plantas del alquidón). En el se aparece las componentes horizontal y vertical de la fuerza de corte del suelo, tal como se lo analizó en el paragrafo 4.5.

Al igual que se lo hizo en los cálculos en el eje de transmisión, se utilizará el mismo procedimiento para calcular el punto más crítico en el eje

mediante los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector para posteriormente calcular el diámetro apropiado de eje que se necesita.

4.10.1 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL PLANO X-Z

Aplicamos las ecuaciones de la estática para calcular las reacciones que se producen, primeramente, por las cargas o fuerzas máximas de transmisión, para luego, colocar los resultados obtenidos en la iteración con las cargas o fuerzas mínimas.

$$H_G = 0$$

$$\Rightarrow 554,8 \cdot 71 + 554,8 \cdot 32 + 3967,7 \cdot 79 - R_E(159) - 554,8 \cdot 198 - 554,8 \cdot 229 = 0$$

$$\Rightarrow (R_E)_{max} = 873,3 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_E)_{min} = 571,6 \text{ [N]}$$

$$F = 0$$

$$\Rightarrow (R_G)_{max} = 554,8 \cdot 4 = 2.219,7 + 873,3 = 0$$

$$\Rightarrow (R_G)_{max} = 873,3 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow (R_G)_{min} = 571,6 \text{ [N]}$$

En la figura 4.20 se puede apreciar los diagramas de las fuerzas cortantes y del momento flector que actúan sobre el eje de las cuchillas.

4.10.2 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL PLANO Y-Z

Se realiza el mismo procedimiento anterior para calcular las reacciones que se producen.

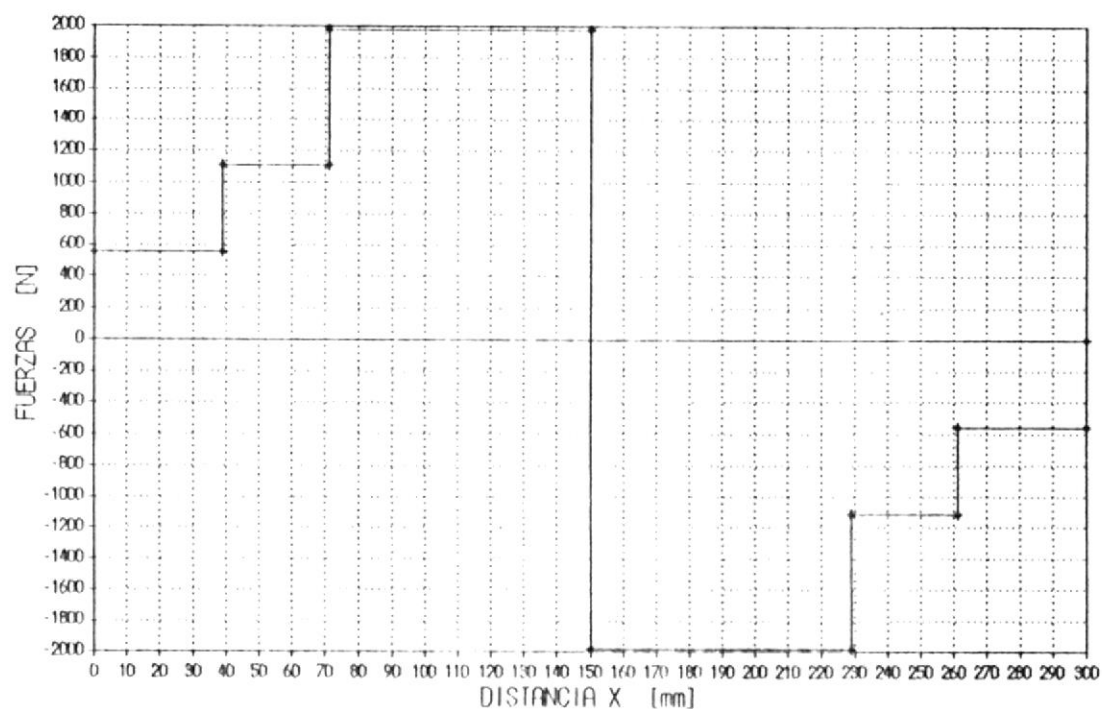


FIG.4.20a Fuerzas Maximas en el eje de Cuchillas en el Plano X-Z

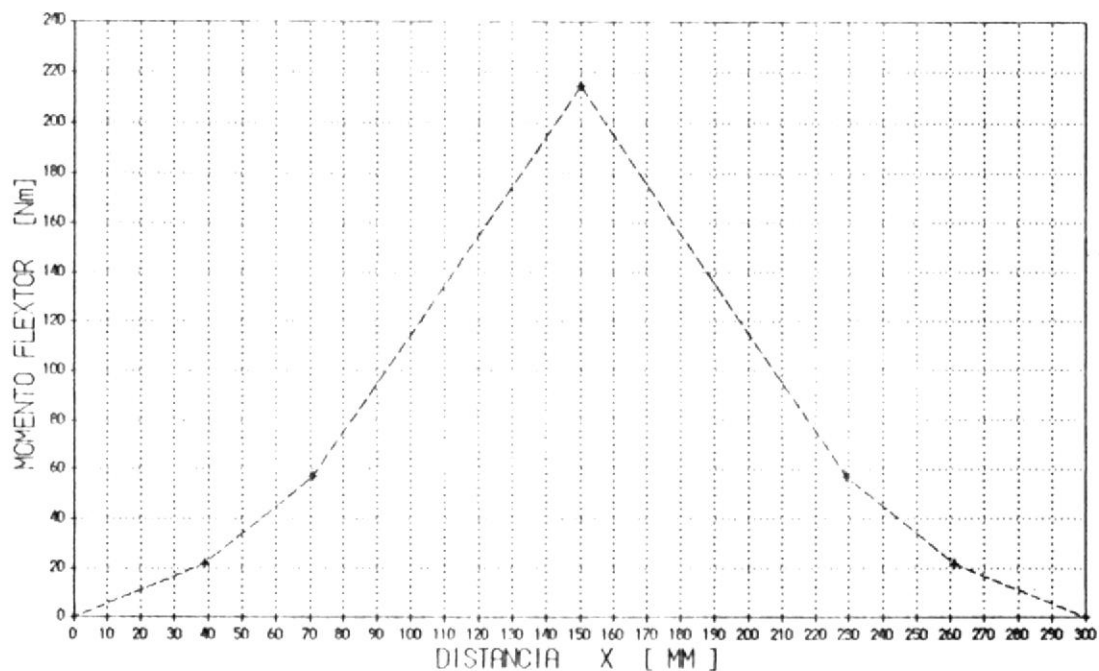


FIG.4.20 Momentos Maximos del eje Motriz de las Cuchillas en el plano X-Z

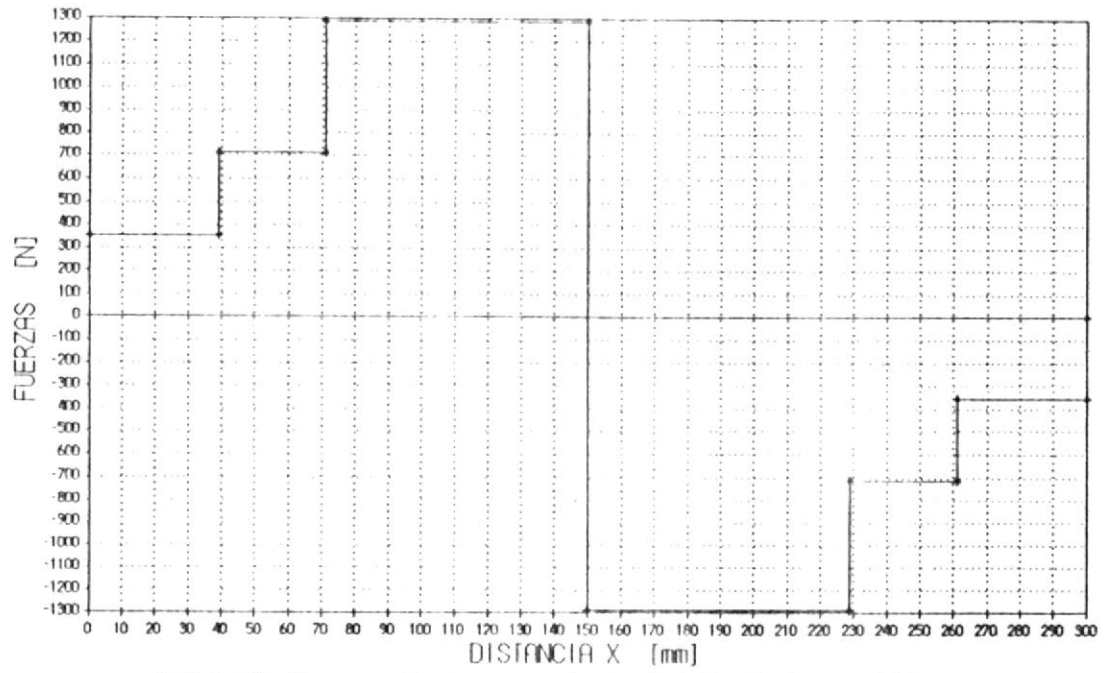


FIG. 4.20c Fuerzas Minimas en el eje Motriz de las cuchillas en el Plano X-Z

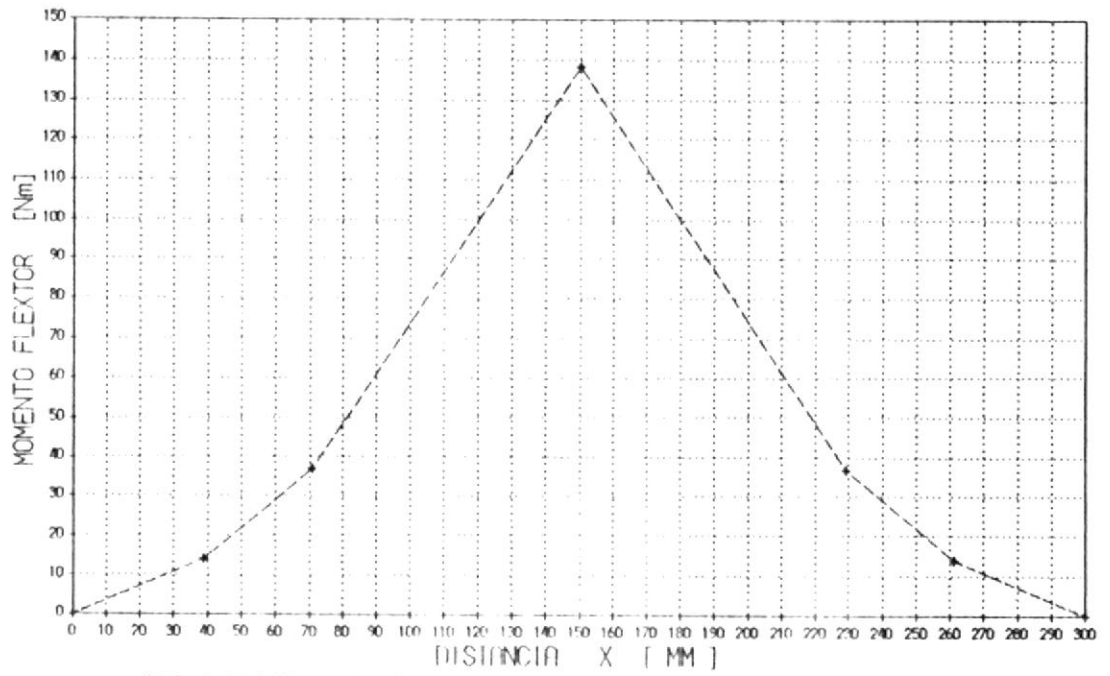


FIG. 4.20d Momentos Minimos del Eje Motriz de las Cuchillas en el Plano X-Z

se repite el proceso hasta que $R_{x_E} = 0$ = fuerza axial máxima de la armadura, para luego, colocar los resultados obtenidos en la iteración con las variables a fuerza mínima.

$$R_{x_E} = 0$$

$$= 314,4 \cdot 71 + 314,4 \cdot 32 + 1636,4 \cdot 36 + 1550,4 \cdot 79 - R_{x_E}(158) - 314,4 \cdot 190 - 314,4 \cdot 229 = 0$$

$$\Rightarrow (R_{x_E})_{max} = 519,3 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow (R_{x_E})_{min} = 339,0 \text{ (N)}$$

$$I = 0$$

$$= 1550,4 \cdot 311,4 \cdot 1 = 4850,4 + 519,3 = 0$$

$$(R_{x_E})_{max} = 476,3 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow (R_{x_E})_{min} = 442,6 \text{ (N)}$$

En la fig. 4.21 se muestran los diagramas de las fuerzas cortantes y momento flector, que actúan sobre el eje motor de las correa, en la fig. 4.22 se aprecia el diagrama del cuerpo libre del mismo eje.

4.10.3 MOMENTO TORSOR MAXIMO

El momento torsor máximo y mínimo serán iguales a la fuerza axial del tornillo sin importar el radio paso de la rueda, por lo que habiendo una variación de esta fuerza, adicionalmente al diámetro del eje.

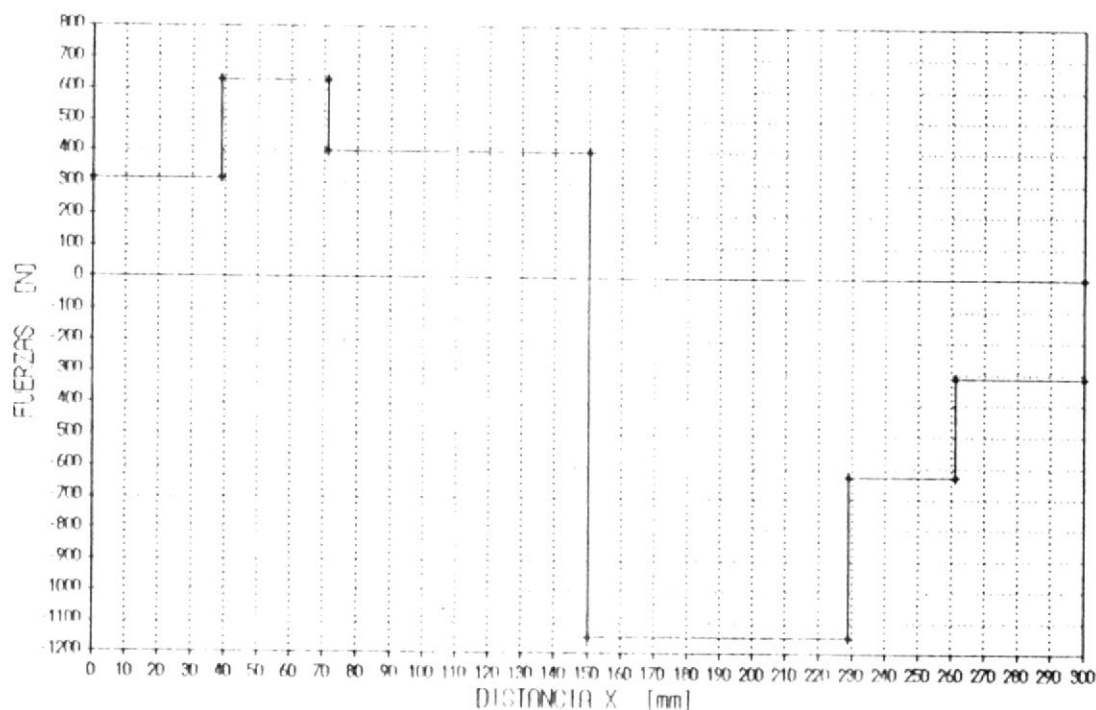


FIG.4.21a Fuerzas Maximas en el eje de Cuchillas en el Plano Y-Z

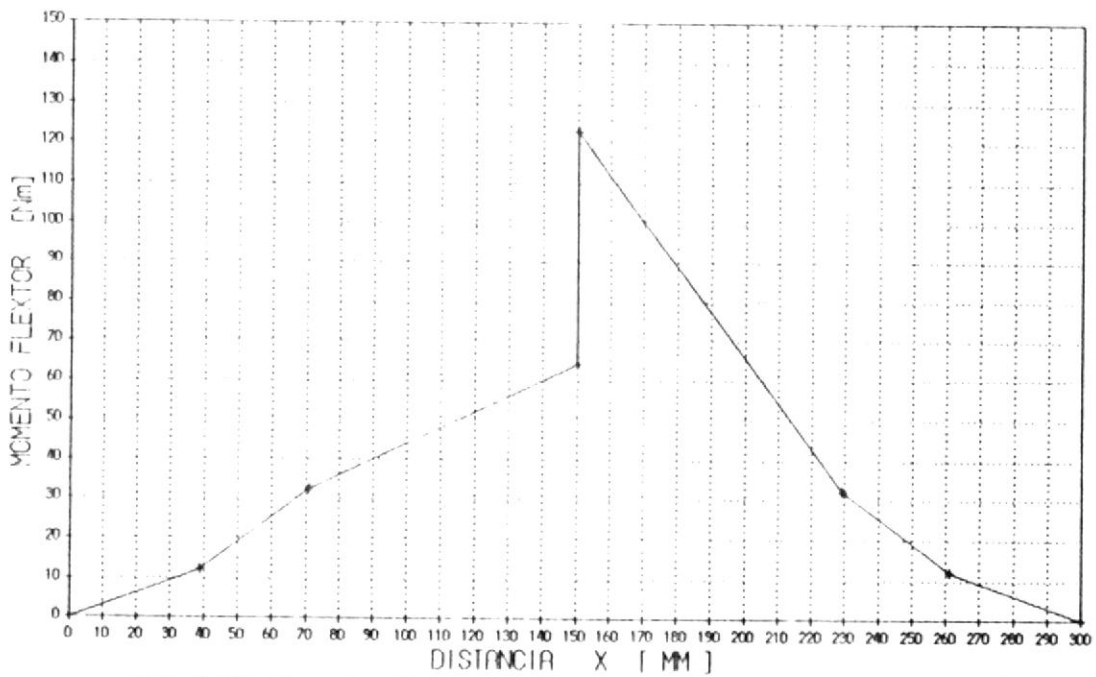


FIG.4.21b Momentos Maximos del eje Motriz de las Cuchillas en el plano Y-Z

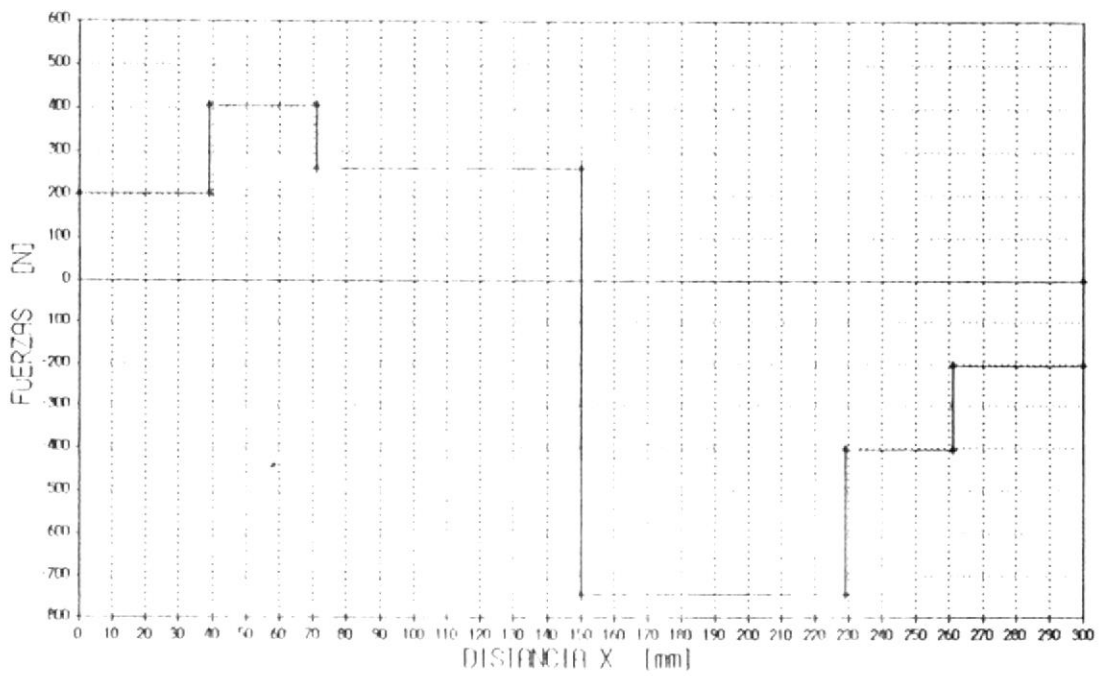


FIG. 4.21c Fuerzas Mínimas en el eje Motriz de Las Cuchillas en el Plano Y-z

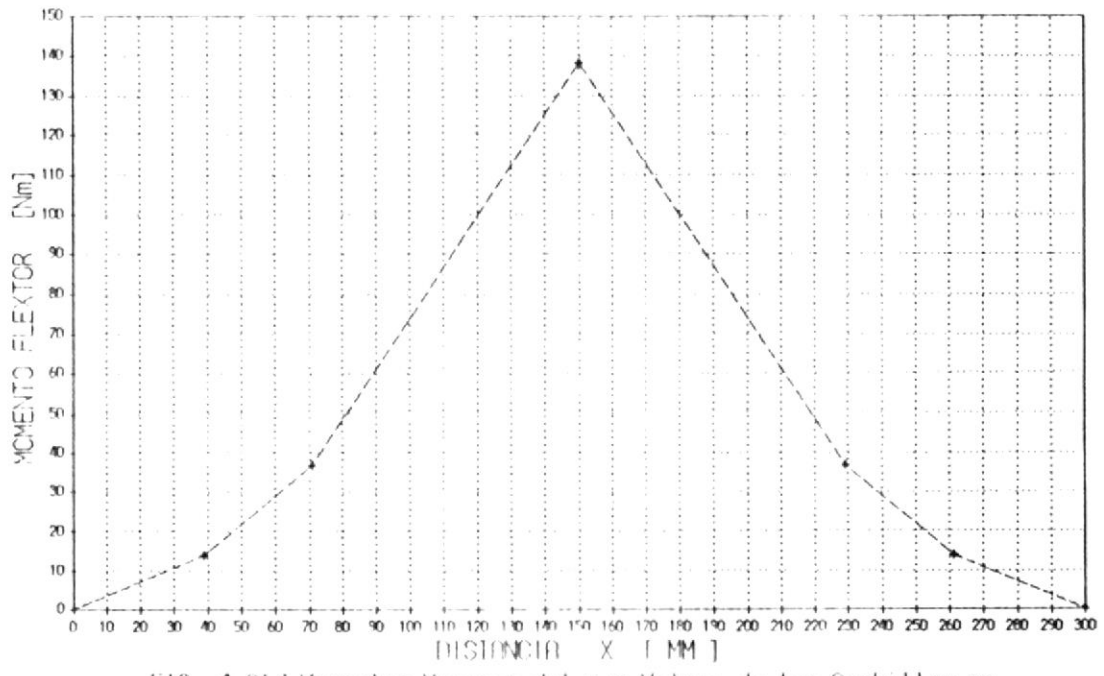


FIG. 4.21d Momentos Mínimos del eje Motriz de Las Cuchillas en el Plano X-Z

igual manera variará el momento torsor. Esta fuerza varía de 3.965,7 [N] a 2570,4 [N], por lo que el momento torsor variará de:

$$T_{\max} = 142,8 \text{ [N.m]}$$

$$T_{\min} = 49,8 \text{ [N.m]}$$

El resumen de estos cálculos se los puede analizar en la tabla VIII, que a continuación se describe

TABLA VIII

Resumen de las fuerzas cortantes, momento flector y momento torsor para el eje matriz de las cuchillas.

PLANO	MOMENTO FLEC. [N.m]		MOMENTO TORS. [N.m]		FUERZAS CORT. [N.m]	
	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN
XZ	213,8	138,2	142,8	92,5	1.285,2	1.982,9
YZ	123,1	79,6	142,8	92,5	1.148,7	-744,2

Por tanto el momento máximo a lo largo del eje serán:

$$M_{\max} = \sqrt{(213,8)^2 + (123,1)^2} = 246,7 \text{ [Nm]}$$

de igual forma el momento mínimo será

$$M_{\min} = \sqrt{(138,3)^2 + (79,6)^2} = 159,6 \text{ [N.m]}$$

De donde, el momento medio de las fluctuaciones de carga será:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{246,7 + 159,6}{2} = 203,2 \text{ [Nm]}$$

El momento de amplitud será

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{246,7 - 159,6}{2} = 43,6 \text{ [Nm]}$$

Aplicando el mismo concepto, el momento torsor medio y de amplitud serán:

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{117,6 + 92,5}{2} = 117,7 \text{ [Nm]}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{117,6 - 92,5}{2} = 25,2 \text{ [N.m]}$$

Puede, para realizar el análisis a la fatiga heliamer, el límite a la fatiga reducido, tal como lo realizamos al diseñar las cuchillas y el eje de transmisión, así:

$$S_m = F_a * K_b * F_L * K_S =$$

Del Apendice D, se obtienen los valores de

F_a y F_b , los cuales son:

$$F_a = 0,75$$

$$F_b = 0,85$$

Para hallar el valor de K_e se lo hace dándole una confiabilidad al diseño del 0,99, tal como se lo hizo en el eje de transmisión, así del Apendice D, el valor

de K_e será

$$K_e = 0,814$$

Para hallar el valor de K_e se recurre a los gráficos de factores de concentración de esfuerzo K_t para las condiciones de trabajo del eje en el que se asume que el diámetro del agujero, es diámetro de la claveta (esto se lo hace en vista de que no hay un diagrama a propósito de nuestro problema), así, para un diámetro de claveta de 10 [mm] y una relación de $d/D = 0.33$ se obtiene que:

$$K_{t_e} = 2,62$$

y de las figuras del Apéndice D se obtiene que $q = 0,98$, por lo que aplicando la ecuación (26).

$$K_t = 1 + q(K_{t_e} - 1) = 1 + 0,98(2,62 - 1) = 2,54$$

de donde

$$K_e = \frac{1}{K_t} = 0,394$$

El valor del límite a la fatiga del material utilizado será:

$$S'_{e_e} = 0,5 S_u$$

donde por motivos ya expuestos, el material

a utilizar es un acero ASSAF 705 (SAE 4140)

cuyo valor de $S_{ut} = 887 \text{ [MPa]}$, por lo que

$$S'_{ut} = 0,5 \cdot (887) = 441 \text{ [MPa]}$$

siendo el límite a la fatiga igual a:

$$S_e = 0,75 \cdot 0,05 \cdot 0,91 \cdot 0,374 \cdot 441 = 85 \text{ [MPa]}$$

Es necesario también conocer el esfuerzo de fluencia del material (acero SAE 4140) el mismo que es igual a:

$$S_y = 686 \text{ [MPa]}$$

Finalmente aplicamos la fórmula de Westinghouse para hallar el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{32 \cdot n}{S_e} \left[\left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_m}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right] \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 \cdot 4}{175,2 \cdot 10^6} \left[\left(\frac{25,2}{695 \cdot 10^6} + \frac{117,7}{695 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{43,6}{175,2 \cdot 10^6} + \frac{203,2}{695 \cdot 10^6} \right)^2 \right] \right)^{1/3}$$

$$d = 0,0222 \text{ [m]}$$

De donde se concluye que es necesario un eje de 30 mm para el eje de las cuchillas. Las dimensiones de este eje se muestran en el plano 2.2 que se encuentra a continuación.

4.11 CALCULO Y SELECCION DE COJINETES

El sistema de conjunto esquematizado en el plano 0.0 y 3.0 se aprecia que la máquina consta de 8

rodamientos.

Dos se utilizan en la polea del sistema de engranajes, 4 en el sistema de reducción y 2 en el bastidor, uno en medio y otro al final de la máquina.

La selección de estos cojinetes se lo realiza de acuerdo al manual del SKF [22], de rodamientos.

4.11.1 RODAMIENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISION

En el sistema de transmisión, como se lo puede apreciar en la figura 4.17 las fuerzas actuantes sobre el rodamiento colocado en el extremo del sin fin en el eje de transmisión es de $R_{xN}^* = 911,7 \text{ [N]}$, $R_{yN}^* = 864,0 \text{ [N]}$, $R_{zN}^* = 3.965,7 \text{ [N]}$, es decir que la fuerza radial que soporta el cojinete es de

$$F_r = \sqrt{(R_{xN}^*)^2 + (R_{yN}^*)^2} = 1.256,2 \text{ [N]}$$

y la fuerza axial equivalente a $F_a = 3.965,7 \text{ [N]}$

Se utilizará rodamiento rígido de bolas debido a que además de ser el más popular de todos los rodamientos, es de diseño sencillo, no desmontable, adecuado para altas velocidades de funcionamiento y en general

requiere 20 horas adicionales de servicio, adicionalmente debe soportar cargas axiales considerables en cualquiera de los dos sentidos, incluso a altas velocidades, lo cual es muy favorable en este caso.

Del mismo manual, para las condiciones de trabajo de maquinarias agrícolas se recomienda de 200 a 3.000 h, además el eje trabajará a 2.500 rpm. Con estos 2 datos se recurre a la tabla de la referencia 25 y se obtiene:

$$\frac{C}{P} = 7,6$$

donde C es la capacidad de carga dinámica en N y P es la carga dinámica equivalente, también en N.

Assumimos que P es igual a la carga radial:

$$P = F_R = 1.256,2 \text{ [N]}$$

Con lo que se obtiene que

$$C = P \times 7,6 = 1.256,2 \times 7,6 = 9.447,2 \text{ [N]}$$

Se procede a escoger en la tabla de rodamientos, el más adecuado, así el rodamiento 6404 con $C = 23,600 \text{ [N]}$ y $C_0 = 16,600 \text{ [N]}$ es el escogido

Aparentemente se encuentra sobredimensionado, pero debido a que la carga axial va a ser elevada, es necesario escoger este rodamiento, así, podemos verificar esto último mediante la siguiente relación

$$F_a < 0.5 C_0 \quad \Rightarrow \quad F_a/C_0 < 0.5$$

$$\Rightarrow \frac{3.965,7}{16.600} = 0.24 < 0.5$$

El rodamiento anterior a este, no cumplía con este requerimiento.

Las dimensiones principales de este rodamiento son:

Diámetro interior (d) = 20 [mm]

Diámetro exterior (D) = 72 [mm]

Ancho (B) = 17 [mm]

En el otro extremo del sin fin se utilizará también rodamientos de bolas pero con chumaceras, con lo que permitirá reducir las dimensiones de la caja de transmisión en vista de que esta se fijará exteriormente a la misma.

Siguiendo el mismo esquema anterior y conociendo la fuerza radial $F_R = 998,0$ [N] y como se trata del mismo eje, la relación

C/P se mantiene por tanto

$$C = P * 7.6 = 978,0 * 7.6 = 7.585,0 \text{ [N]}$$

Seleccionamos, por tanto un rodamiento con soporte de brida de fundición FY25FJ cuya capacidad es de $C = 10.300 \text{ [N]}$ y $C_0 = 6.950 \text{ [N]}$, siendo sus dimensiones principales:

$$d = 25 \text{ [mm]}$$

$$A = 43 \text{ [mm]}$$

$$L = 95 \text{ [mm]}$$

Donde L es la longitud mayor de la chumacera.

4.11.2 RODAMIENTO DE LA POLEA LOCA DE TRANSMISION

La carga radial en este caso, segun la figura 4.13, se observa que es de $610,7 \text{ [N]}$, con una carga axial de $154,7 \text{ [N]}$. Como se trata del mismo eje la relación C/P se mantiene por lo que

$$C = 7.6 * (610,7) = 4.641,3 \text{ [N]}$$

por lo que se selecciona un rodamiento rígido de bolas 16005 cuyas características son:

$$C = 5.850 \text{ [N]} \text{ y } C_0 = 4.000 \text{ [N]}$$

Se observa que fácilmente soportará la

carga radial, por lo que inmediatamente se analizará si soportará la carga axial.

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{154,7}{4.200} = 0,04 < 0,5$$

Con lo que se verifica que soportará perfectamente las cargas aplicadas sobre ella. Las dimensiones principales de los rodamientos son:

$$d = 25 \text{ [mm]}$$

$$D = 47 \text{ [mm]}$$

$$A = 9 \text{ [mm]}$$

4.11.3 RODAMIENTO DE APOYO DEL EJE DE TRANSMISION

Estos, como ya se lo había indicado, son dos, los cuales de acuerdo a la figura 4.14 se observa que soportan cargas radiales de $F_{R1} = 410,7 \text{ [N]}$ y $F_{R2} = 200,0 \text{ [N]}$ en los puntos D y I, respectivamente, soportando el rodamiento localizado en el punto D una fuerza axial de $154,7 \text{ [N]}$.

Luego, utilizando una relación $C/P = 7.6$ (por las mismas razones anteriores) tenemos que:

$$C = 7.6 \times 410,7 = 3.121,3 \text{ [N]}$$

Por lo que se selecciona un rodamiento de bolas con soporte de bridas y fundición FY255D con una capacidad:

$$C = 10.33 \text{ [N]} \text{ y } C_0 = 6.950 \text{ [N]}$$

A continuación se verifica si soportará carga axial:

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{154,7}{6.950} = 0,02 < 0,5$$

con lo que se comprueba que la elección ha sido la adecuada. Las dimensiones principales del rodamiento son: $d = 25 \text{ [mm]}$

$$A = 37 \text{ [mm]}$$

$$L = 95 \text{ [mm]}$$

Finalmente, el cálculo para el rodamiento del extremo del eje (colocado en el punto f) será:

$$C = 7.6 * 200,0 = 1520,0 \text{ [N]}$$

con lo que se selecciona un rodamiento de bolas con soporte de brida y fundición FY205D cuyas características y dimensiones principales son:

$$C = 9.000 \text{ [N]}, C_0 = 6.000 \text{ [N]}$$

$$d = 20 \text{ [mm]}$$

$$L = 86 \text{ mm}$$

$$a = 38 \text{ mm}$$

4.11.4 RODAMIENTOS DEL EJE PORTACUCHILLAS

En el eje portacuchillas, como se lo puede apreciar en la figura 4.21 las fuerzas actuantes sobre el rodamiento colocado en el medio del eje portacuchillas es de $R_{xc} = 873,2 \text{ N}$, $R_{yc} = 226,5 \text{ N}$, $R_{zc} = 1.636,4 \text{ N}$, se dice que la fuerza radial que soporta el cojinete es de:

$$F_x = \sqrt{(R_{xc})^2 + (R_{yc})^2} = 902,1 \text{ N}$$

Mientras que en el cojinete E las fuerzas actuantes sobre el eje de las cuchillas son: $R_{xe} = 873,2 \text{ N}$, $R_{ye} = 519,3 \text{ N}$, $R_{ze} = 1.636,4 \text{ N}$, se dice que la fuerza radial que soporta el cojinete es de:

$$F_x = \sqrt{(R_{xe})^2 + (R_{ye})^2} = 902,1 \text{ N}$$

y la fuerza axial equivalente a

$$F_z = 1.636,4 \text{ N}$$

Se utiliza el rodamiento rígido de bolas por las mismas razones expuesta anteriormente. Del mismo manual, conociendo que los rodamientos adecuados para este tipo de máquina

el tiempo de duración es de 3000 a 3.000 h, y además que el eje trabajará a 312,5 rpm. se recurre a la tabla de la ref.25

$$\frac{C}{P} = 3,9$$

donde C es la capacidad de carga dinámica en [N] y P es la carga dinámica equivalente, también en [N].

Assumimos que P es igual a la carga radial:

$$P = F_{rE} = 962,1 \text{ [N]}$$

Con lo que se obtiene que

$$C = P \times 3,9 = 962,1 \times 3,9 = 3.519,8 \text{ [N]}$$

Con este valor seleccionamos el rodamiento FY 305D cuya carga dinámica y estática es igual a $C = 15.000 \text{ [N]}$ y $C_0 = 10.000 \text{ [N]}$

donde

C_0 = capacidad de carga estática.

Para el diámetro de eje escogido, no se encuentra un rodamiento de menor capacidad, por lo que en este caso el rodamiento va a estar sobredimensionado.

Para el rodamiento en E se verifica que:

$$C = 3.9 \times 1.0616,0 = 4.142,4 \text{ [N]}$$

Para lo cual se utilizará el mismo rodamiento, en vista de que no hay otro en mercado de menor capacidad, así como de menor precio.

Este rodamiento si soportará carga axial, por lo que se verifica si es capaz de soportarla:

$$\frac{F_E}{C_0} = \frac{1.636,4}{10.000} = 0,16 < 0,5$$

con lo que se comprueba que la elección ha sido la adecuada.

Finalmente las dimensiones principales del rodamiento que se obtienen son:

$$d = 30 \text{ [mm]}$$

$$A = 43 \text{ [mm]}$$

$$L = 108 \text{ [mm]}$$

CAPITULO 5

COSTOS DE FABRICACION

El factor económico es muy importante en el diseño y construcción de máquinas y equipos; es decir, los costos de materiales y mano de obra involucradas en la realización del proyecto, al igual que la amortización de las máquinas involucrados en el proceso, el mantenimiento de ellas como el consumo de energía

En este capítulo se procurará cubrir exclusivamente los costos de materiales y los de la mano de obra en vista que los demás punto requiere buscar una optimización del proceso de fabricación, aspecto que no será tratada en esta tesis.

5.1 COSTOS DE MATERIALES

Por tratarse de un prototipo experimental, los costos de materiales son elevados en vista de los desperdicios producidos al realizar los distintos cortes del material, factor que se podría, si bien no eliminar, por lo menos disminuir. Con lo que se bajarán los costos de fabricación cuando se los construya en serie.

Una idea más concreta de los precios de los materiales utilizados en la máquina se los aprecia en la Tabla IX. En la cual se ha listado el tipo de material, el precio y dimensiones aproximadas (en bruto) de la pieza comprada.

TABLA IX. ELEMENTOS Y MATERIALES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA

PIEZA	LONG.	ANCHO	ESPES.	Ø	PRECIO	MATERIAL	PESO	PLANO
(CANTIDAD)	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	S/.		[Kg]	
Motor (8HP)					189.288,0		58	8.8
Eje motriz de las cuchillas	450	--	--	36	3.221,0	ASSAB 705	3,57	2.2
Eje de transmision	565	--	--	36	4.033,1	ASSAB 705	4,47	3.1
Polea de transmis.		36		152,4	6.000,0	FUNDICION	2,27	
Eje de la polea	100			30	497,0	ASSAB 705	0,55	
Cono del embrague	82			100	5.580,0	ASSAB 705	5,02	3.4
Plato del embrague y polea	92			155	3.500,0	FUNDICION	1,50	3.3
Tope del resorte	25			60	193,0	Acero Trans	0,55	3.6
Resorte	2.025,0			6	900,0	ASSAB 705	0,45	3.5
Tope de apoyo de los rodamientos	32			48	158,0	Acero de Transmision	0,45	3.2
Cuchillas (16)	170	60	10		3.267,0	Acero trans	12,73	2.4
Placas o discos portaherram. (4)			4	160	560,0	Acero Trans	2,51	2.5
Manzana de las Cuchillas (4)	40			46	568,0	Acero Trans	0,52	2.7
Rueda del sin fin	27			85	4.000,0	Bronce al Aluminio	1,26	2.1

Una idea más concreta de los precios de los materiales utilizados en la máquina se los aprecia en la Tabla IX. En la cual se ha listado el tipo de material, el precio y dimensiones aproximadas (en bruto) de la pieza comprada.

TABLA IX. ELEMENTOS Y MATERIALES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA

PIEZA	LONG.	ANCHO	ESPES.	Ø	PRECIO	MATERIAL	PESO	PLANO
(CANTIDAD)	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	\$/.		[Kg]	
Motor (8HP)					189.200,0		50	0.0
Eje motriz de las cuchillas	450	--	--	36	3.221,0	ASSAB 705	3,57	2.2
Eje de transmision	565	--	--	36	4.033,1	ASSAB 705	4,47	3.1
Polea de transmis.		36		152,4	6.000,0	FUNDICION	2,27	
Eje de la polea	100			30	497,0	ASSAB 705	0,55	
Cono del embrague	82			100	5.500,0	ASSAB 705	5,02	3.4
Plato del embrague y polea	92			155	3.500,0	FUNDICION	1,50	3.3
Tope del resorte	25			60	193,0	Acero Trans	0,55	3.6
Resorte	2.025,0			6	900,0	ASSAB 705	0,45	3.5
Tope de apoyo de los rodamientos	32			40	158,0	Acero de Transmision	0,45	3.2
Cuchillas (16)	170	60	10		3.267,0	Acero trans	12,73	2.4
Placas o discos portaherram. (4)			4	160	560,0	Acero Trans	2,51	2.5
Manzana de las Cuchillas (4)	40			46	560,0	Acero Trans	0,52	2.7
Rueda del sin fin	27			85	4.000,0	Bronce al Aluminio	1,26	2.1

TABLA IX. ELEMENTOS Y MATERIALES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA (continuación)

PIEZA	LONG.	ANCHO	ESPE.	Ø	PRECIO	MATERIAL	PESO	PLANO
(CANTIDAD)	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	S/.		[Kg]	
Tapa de rodamiento	32			112	864,0	Acero Trans	2.50	1.12
Codo de llenado de aceite	55		3	26	100,0	Tubo Acero	0,10	1.20
Tapa de retenedor (2)	11			60	230,0	Acero de transmision	0.24	1.5
Tapa de retenedor	11		50	50	75,0	Acero Trans	0.17	1.14
Tenedores para eje de Ø30 (2) y Ø 25			52 42					
Tapon de aceite	25			32	110,0	Acero Trans	1,16	1.1
Placas de la caja de engranajes (4), (2), (1) y (1) respectivamente	170 110 100 130	110 108 92 92			780,0 247,0 96,0 133,0	Acero de Transmision	3,5 1.11 0.43 0.59	1.2/1.6 al 1.10 al 1.13 al 1.15
Refuerzos de la caja de engranajes	162	39,1	4,0		432	Acero estructural	12.6/116 0,46	1.22
Eje interior de control de embrague	190			12,5	69,0	Acero Transmision	0.19	4.5
Eje exterior de control de embrague	170			25,4	235,0	Acero Transmision	0.67	4.4
Barras de accionam. del embrague (2)	77 114	24 24			40 29	Acero Estructural	0.17 0.13	4.7 4.9
Pasador de ajuste de rodamiento	30			10,0	245	Acero Assab 705	0.09	4.3
Soportes del eje de control del embrag.	(2) 133					Acero Estructural		
Protectores de la caja de transmision	(2) 295					Acero Transmision		
Rigidizadores pro- tec. caja de trans.	(2) c/u 264	92 76			506 418	Acero Estructural	1.14 0.94	5.8 5.9

TABLA IX. ELEMENTOS Y MATERIALES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA (continuación)

PIEZA	LONG.	ANCHO	ESPES.	Ø	PRECIO	MATERIAL	PESO	PLANO
(CANTIDAD)	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	S/.		[Kg]	
Placas de sosten de las ruedas	(2) 360	286	6		2.145	Acero Estructural	9.64	5.6
Angulos del bastidor	5.100	40	4.8		3.825	Acero Estructural	15.28	5.0
Placas de apoyo del sistema de direc.	(2) 200	60	6		550	Acero Estructural	1.12	6.10
Angulos de soporte del sist. direccion	(4) 2.472	40	4.8		1.851	Acero transmision	7.40	6.1
Manubrio	900		2	30	1.200	Tubo de Acero	1.24	6.3
Placas de la estructura sist. transm.	(2) 688	138	0.4		369	Acero Galvanizad.	0.30	6.9
Placas laterales de estruc. sis. trans.	688	131	0.4		357	Acero Galvanizad.	0.28	6.10
Fijador manubrio	200			36	350	Tubo acero	0.49	6.8
Chumacera FY 25-TF	(2)				17.550			
Rodamientos 6405	(2)				10.200			
Tuercas KM-2	(2)				3.250			
Chumaceras FY-30-TF	(2)				17.820			
Rodamiento FY-20-TF	(1)				8.775			
Rodamiento 6504	(1)				3.250			
Revestimiento de asbesto					12.000			
Ruedas de conducc.	(2)				10.520			
Materiales divers.					5.000			
Gastos imprevistos					12.980			
Total					339.103,10			

Estos valores se han obtenido mediante el costo por kilo de cada material seleccionado y sin mecanizar, que es tal cual se lo compra. Pero en el caso de las placas de acero de 6 mm se considera solamente el peso aproximado del material utilizado por mecanizar y no la plancha de acero, puesto que no se la utiliza en forma completa y su costo total es elevado. De esta manera nos podemos dar una idea más clara de los verdaderos costos involucrados en el diseño de la maquinaria, en cuanto a materiales se refiere.

5.2 COSTO DE MANO DE OBRA

Al hablar de costo de mano de obra se incluyen todas las labores, trabajos y habilidades de personas capacitadas en el manejo de una máquina herramienta para realizar la fabricación de todas y cada una de las piezas de que está constituida la máquina. Así como, la habilidad para realizar el ensamblaje de la misma.

Las labores involucradas en la fabricación de los distintos elementos de la máquina consisten en: torneado, fresado, corte oxiacetilénico, taladrado, rectificado, roscado, biselado, esmerilado, soldado y montaje.

En la tabla X se observa las operaciones por la que

tienen que pasar las piezas para su terminación, así como, el tiempo aproximado de las mismas (esto incluye tanto los tiempos productivos como los improductivos o muertos).

TABLA X. PROCESO DE FABRICACION Y TIEMPOS REQUERIDOS PARA SU EJECUCION

	MATERIAL				P R O C E S O								
	C	F	C	T	F	R	P	R	B	E	B	S	
PLANO DE	O	A	O	O	R	E	E	O	I	S	A	O	
LA PIEZA	N	B	R	R	E	C	R	S	S	M	N	L	
	P	R	T	N	S	T	F	C	E	E	C	D	
	R	I	E	O	A	I	O	A	L	R	O	A	
	A	C			D	F	R	D	A	I		D	
	D	A	O.		O	I	A	O	D	L		O	
(Cantidad)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	
1.1 (1)		X		30									
1.2 (1)		X	10		30		5		5	5		10	
1.3 (1)	X												
1.4 (1)													
1.5 (1)		X	20	30			10					20	
1.6 (3)		X	30		90				15	15		180	
1.7 (1)		X	10		35				5	5		20	
1.8 (1)		X	10		30				5	5		40	
1.9 (1)		X	10		35				5	5		20	
1.10 (1)		X	10		45				5	5		30	
1.11 (1)	X												
1.12 (1)		X		60			10	10					
1.13 (1)		X	10		40		15		5	5			
1.14 (2)		X	50	50		40	20						
1.15 (1)		X	10		45		10	10	5	5		20	

TABLA X. PROCESO DE FABRICACION Y TIEMPOS REQUERIDOS PARA SU EJECUCION (Cont.)

		MATERIAL				P R O C E S O							
		C	F	C	T	F	R	P	R	B	E	B	S
PLANO DE		O	A	O	O	R	E	E	O	I	S	A	O
		N	B	R	R	E	C	R	S	S	M	N	L
LA PIEZA		P	R	T	N	S	T	F	C	E	E	C	D
		R	I	E	O	A	I	O	A	L	R	O	A
		A	C			D	F	R	D	A	I		D
		D	A	O.		O	I	A	O	D	L		O
(Cantidad)		(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)	(min)
6.3	(2)	X											
6.4	(1)		X	15								30	
6.5	(2)		X	30				20				60	
6.6	(1)		X	15				10				30	
6.7	(1)		X	5									
6.8	(1)		X	20						5	5		30
6.9	(2)		X	40									50
6.10	(2)		X	40		40							30
6.11	(2)		X	40									50
6.12	(2)		X	40									50
TOTAL :				965	2.920	4.140	40	950	590	135	155	1.440	1.700

En la tabla XI se ha listado los costos estimados de la mano de obra empleada para la ejecución de los procesos de fabricación; y así mismo, se ha considerado los tiempos productivos como los improductivos.

En lo referente a "OTROS COSTOS" se refiere a aquellos costos especiales de fabricación que se dan por ejemplo en la fabricación de la rueda, del sin

fin y de las estrias del eje de transmisión, cuyos costos de fabricación están dados de acuerdo al número de dientes o estrias que se van a fabricar.

TABLA XI. Costos estimados de los costos y gastos de fabricación debido a la mano de obra

PROCESO DE FABRICACION	COSTO DE FABRICACION h/maq. (S/./h)	OTROS COSTOS DE FABRICACION (S/.)	TIEMPO TOTAL DEL PROCESO (h)	COSTO TOTAL DEL PROCESO (S/.)
TORNO	700		47	32.900
CORTE OXIACETILENICO	200	13.400	16	16.600
FRESADO	700	55.200	39	82.500
RECTIFICADO	900		1	900
PERFORADO	400		15.8	6.320,0
ROSCADO A MANO	200		9.8	1.960,0
BISELADO	700		2.3	1.610
ESMERILADO A MANO	200		2.3	460
MONTAJE	700		24	16.800
SOLDADO	1.200		16.8	20.200
TOTAL				180.250,0

Por tanto el costo total necesario de invertir para la construcción de este prototipo son los siguientes:

COSTOS DE MATERIALES	S/. 339.103,1
COSTOS DE MANO DE OBRA	S/. 180.250,0
TRANSPORTE (5% del costo del mat.)	S/. 16.955,2
IMPREVISTOS (5% del costo total)	S/. 51.935,3
TOTAL	S/. 588.243,6

Obviamente, como ya se lo indicó, estos gastos pueden disminuirse cuando la forma de fabricación sea en serie.



BIBLIOTECA

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

"El proceso de ingeniería es un proceso de evolución, en el cual lo que se hace ahora depende de lo que se hizo ayer, y lo que se hace mañana depende de lo que se hace hoy. La ingeniería no es un proceso de revolución, en la cual se empieza de cero y se sube a un punto final"

Este trabajo se ha llevado a cabo gracias a datos técnicos, pruebas experimentales de laboratorio y de campo, realizadas personal o institucionalmente; en algunos casos a nivel nacional y otros proporcionados por la bibliografía internacional. Los cuales se ha procurado que se adapten a la realidad nacional; a la realidad de nuestros agricultores, procurando que estos sean los beneficiados de este estudio, el cual al finalizarlo se puede llegar a las siguientes conclusiones y recomendaciones:

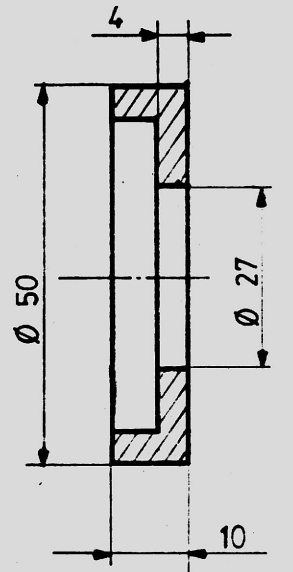
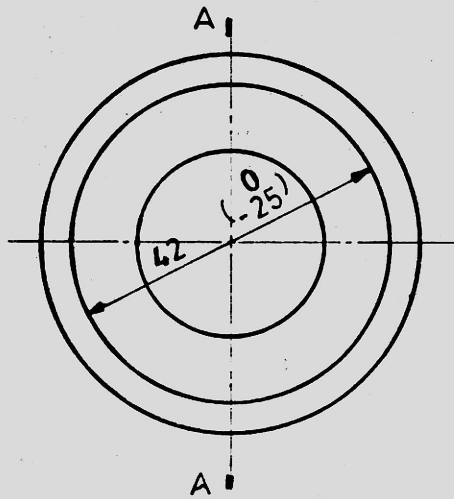
- 1.- La máquina, debido a sus dimensiones reducidas puede ser utilizada para que trabaje en cultivos hortícolas, en los cuales las plantas se encuentran menos distanciadas que las del algodón.
- 2.- Es necesario verificar: la funcionabilidad de las

cuchillas, la eficiencia de extirpar las malezas, la forma en cumple con los parámetros de diseño y su resistencia al desgaste.

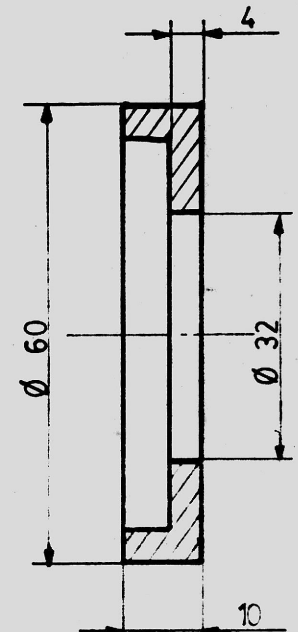
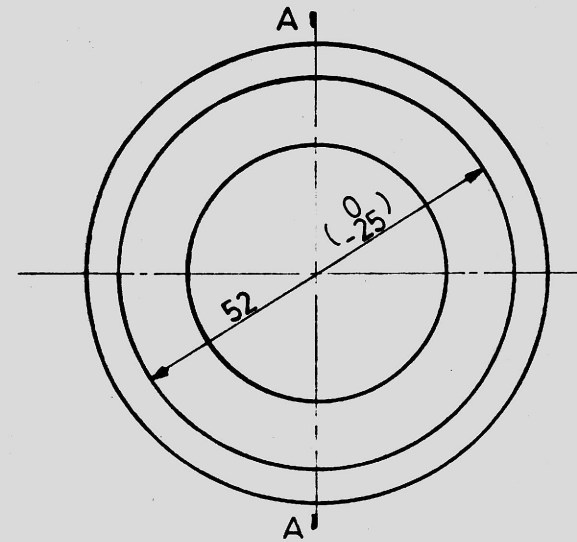
- 3.- Es necesario realizar un estudio de optimización para determinar cual es la relación "u/v" más adecuada para evitar excesivas fuerzas periféricas (que sobredimensionan las cuchillas) y ahorrar en consumo de energía.
- 4.- Se debe realizar un estudio sobre la eficiencia de los embragues de fricción y en especial de los cónicos, verificando la durabilidad de los materiales de revestimientos y una optimización del ángulo más apropiado para realizar mejor su función.
- 5.- Se evidencia la necesidad de la creación de un laboratorio para probar la eficiencia de trabajo de los aperos agrícolas; ver como estos trabajan en los distintos tipos de suelos, su durabilidad, resistencia al desgaste y a la fatiga, así como ir mejorandolos, adaptandolos mejor al medio.
- 6.- Los costos de fabricación de la máquina se verían reducidos si, una vez optimizado el diseño, el proceso se lo realiza en serie.

APPENDICE

A

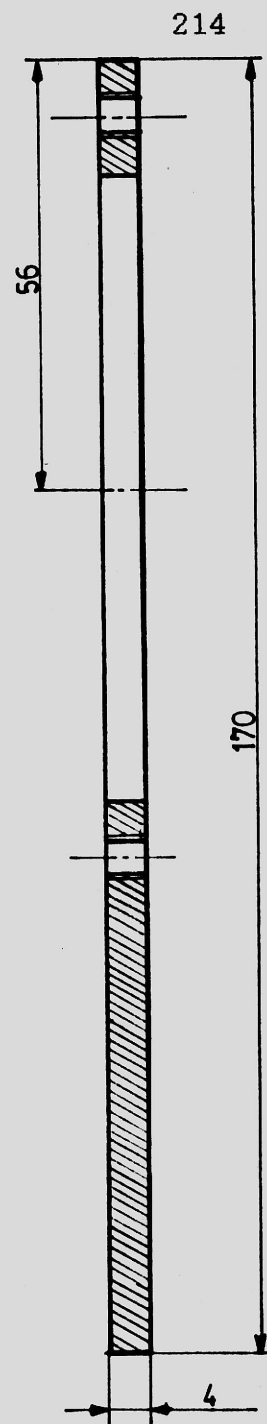
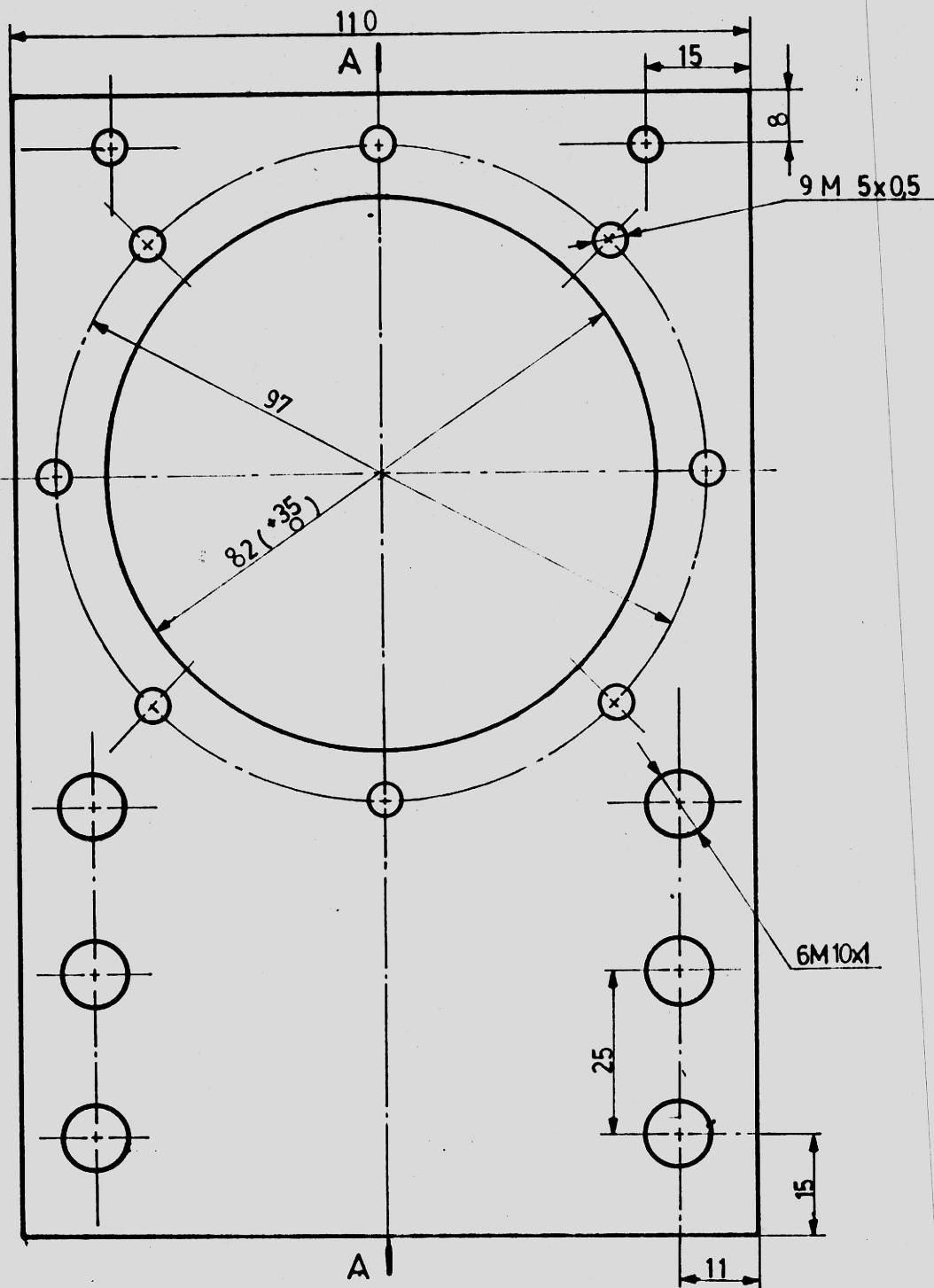


Seccion A - A



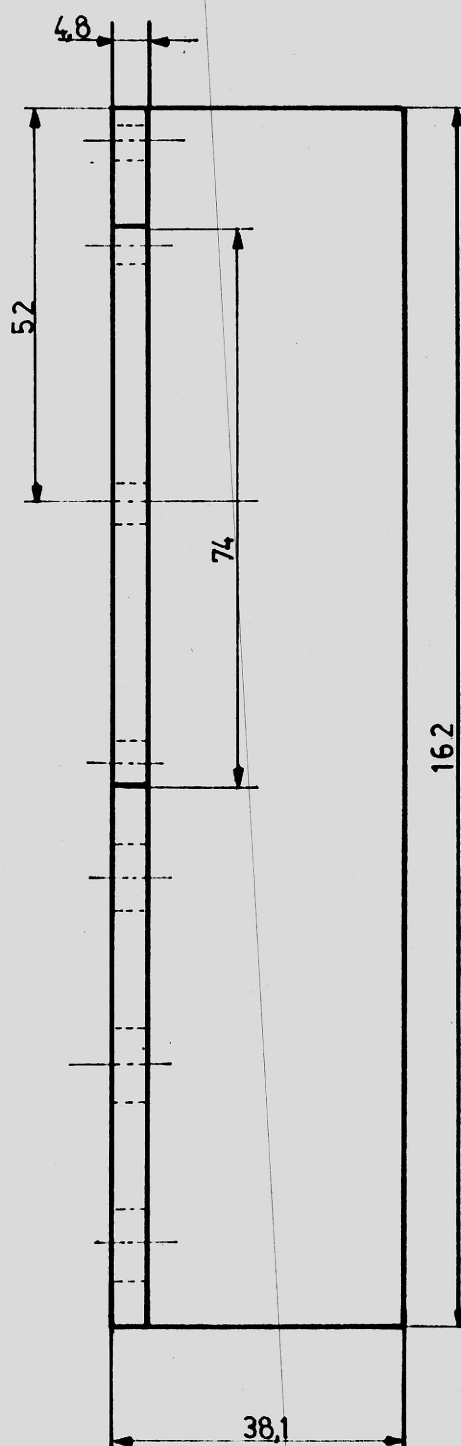
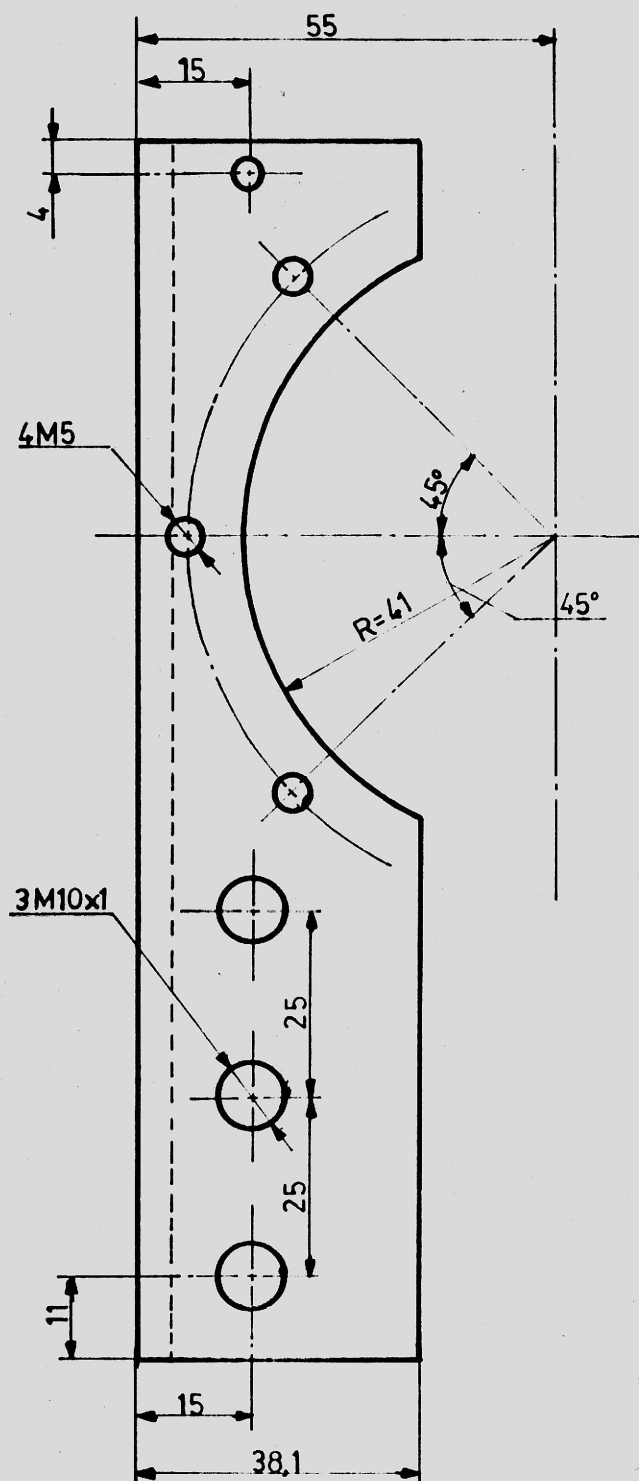
Sección A-A

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.15.88	M. Mejia		
Revisa	11.15.88	M. Mejia		
Compr	12.26.88	E SPINOSA		
E 1:1	Tapas de retenedores			1.5 y 1.14 ₂₁₂
				Material: Acero de transmision

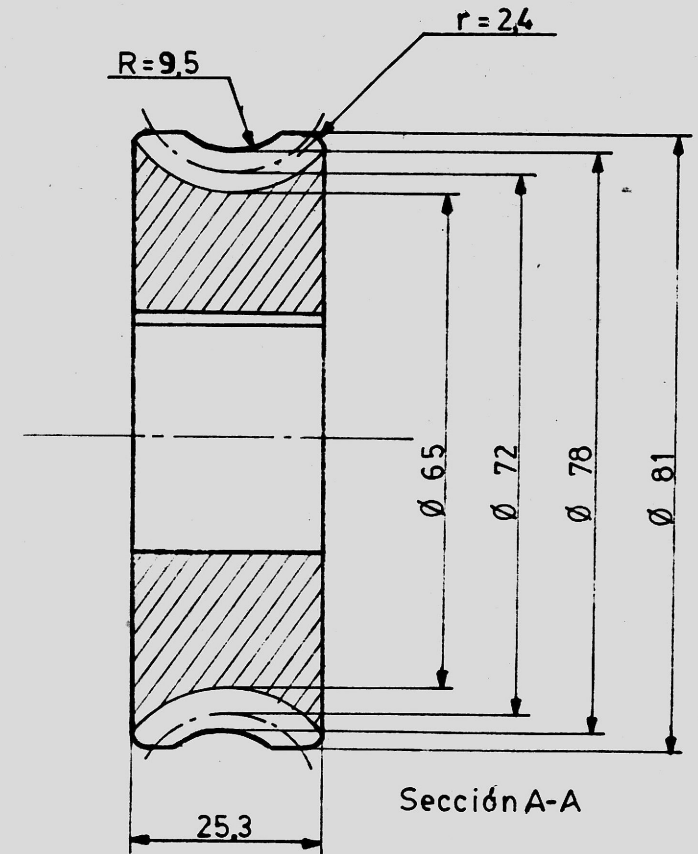
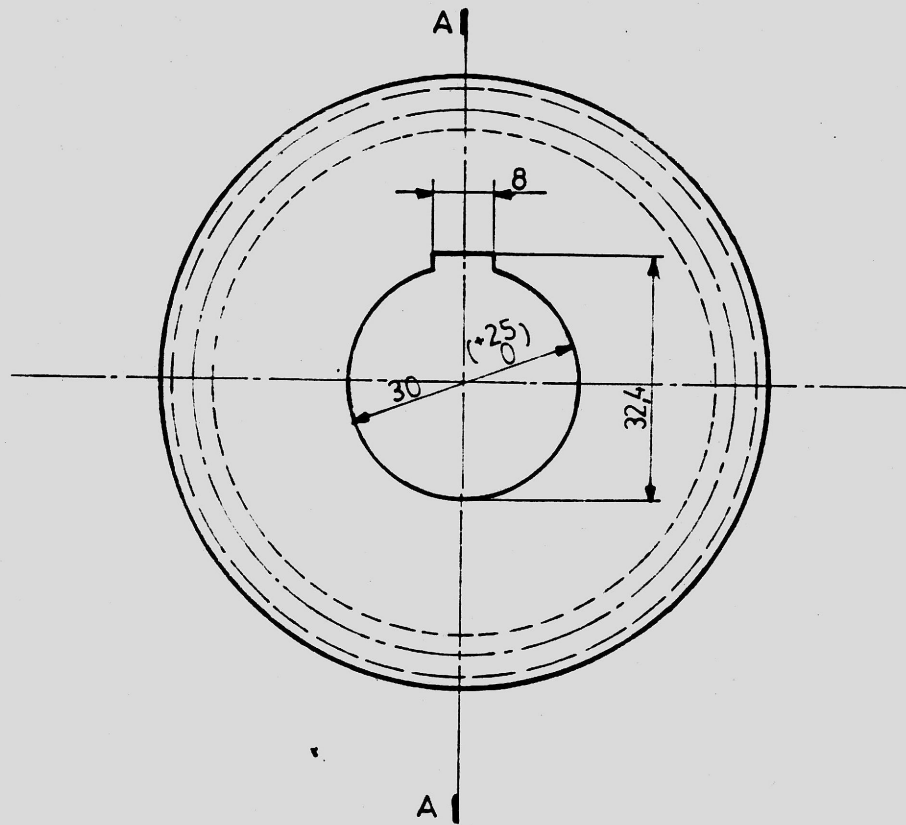


Seccion A-A

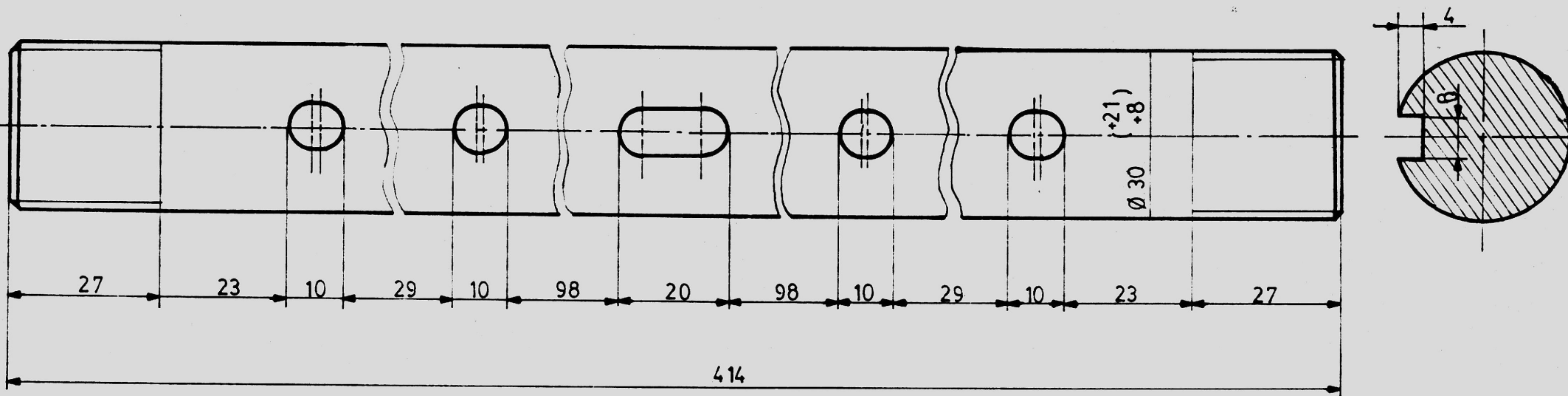
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	E S P O L
Dibujo	11.15.88	M. Mejia		
Revisa	11.16.88	M. Mejia		
Compr	12.26.88	M. ESPINOSA		
E	Tapa frontal de la caja de reducción			1.13
			Material:	
			Acero estructural	



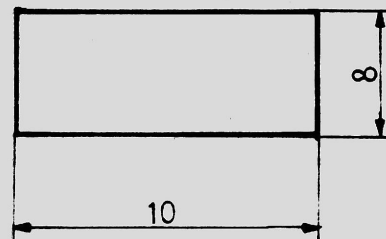
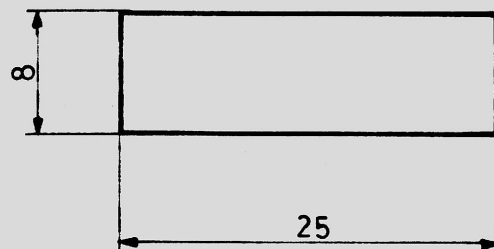
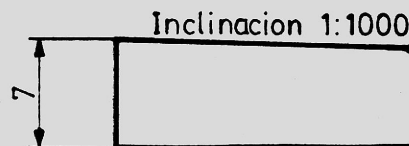
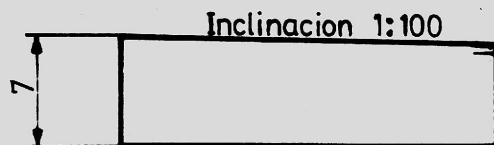
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	E SPOL
Dibujo	11.16.88	M. Mejia		
Revisad	11.16.88	M. Mejia		
Compr.	12.26.88	M. ESPINOSA		
E	Angulo de fijacion derecho de la placa frontal (1.13)			1.22
				Material: Angulo de acero comer.



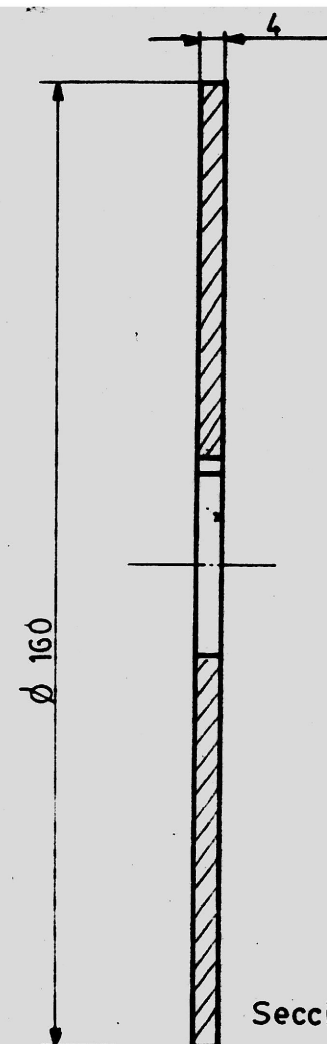
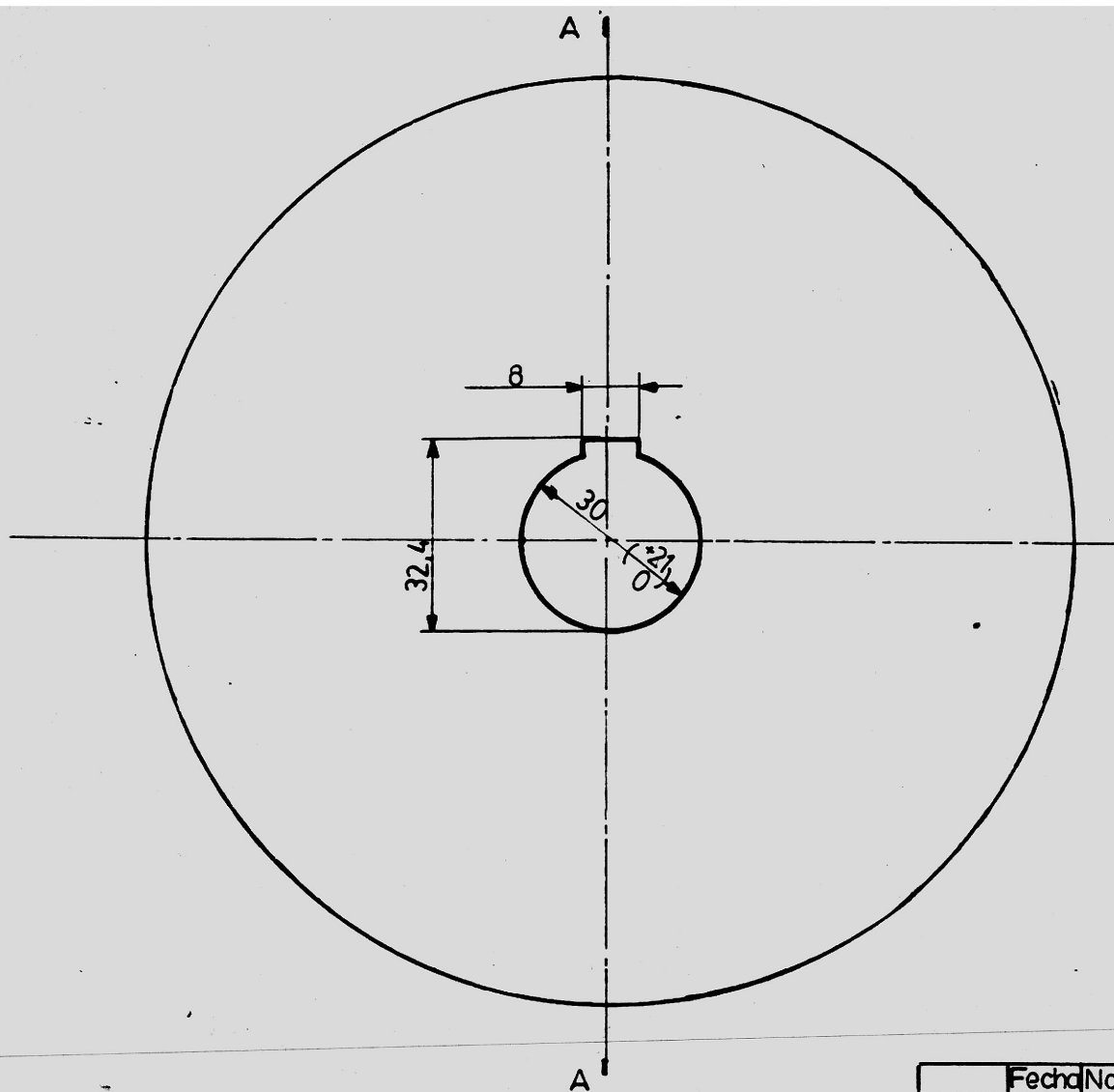
	Echa	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.19.88	M. Mejia		
Revisa	11.19.88	M. Mejia		
Compr	12.25.88	Espinosa M.		
E 1:1	Rueda del sin-fin			2.1 216
	Material;			
	Bronce al Aluminio			



	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	1.15.88	M. Mejia		
Revisa	1.15.88	M. Mejia		
Compr.	12.26.88	M. ESPINOSA		
E	Eje motriz de las cuchillas			2.2 217
			Material:	
			Acero ASSAF 705	

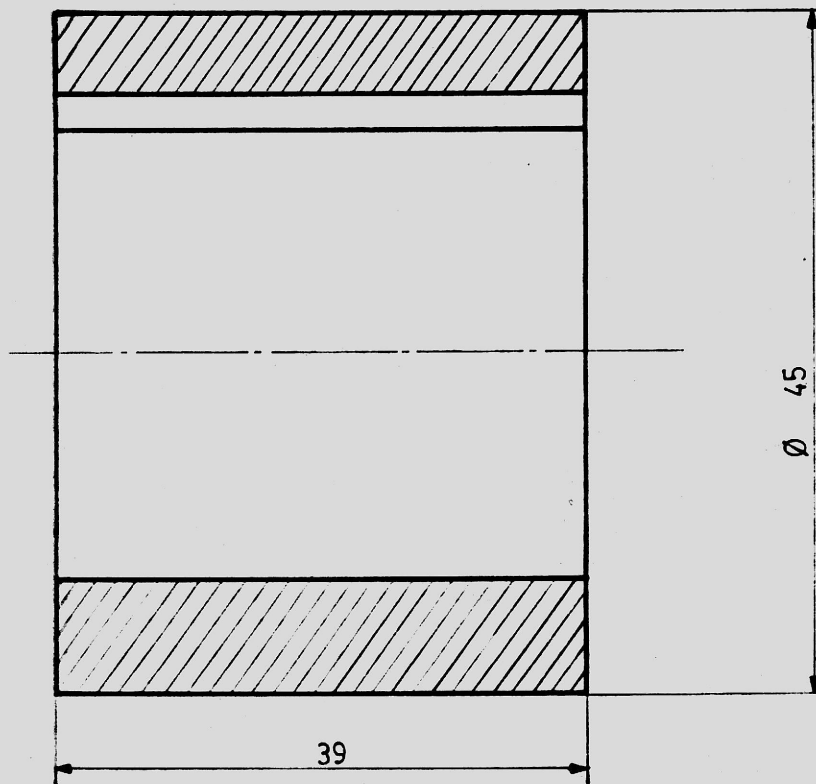
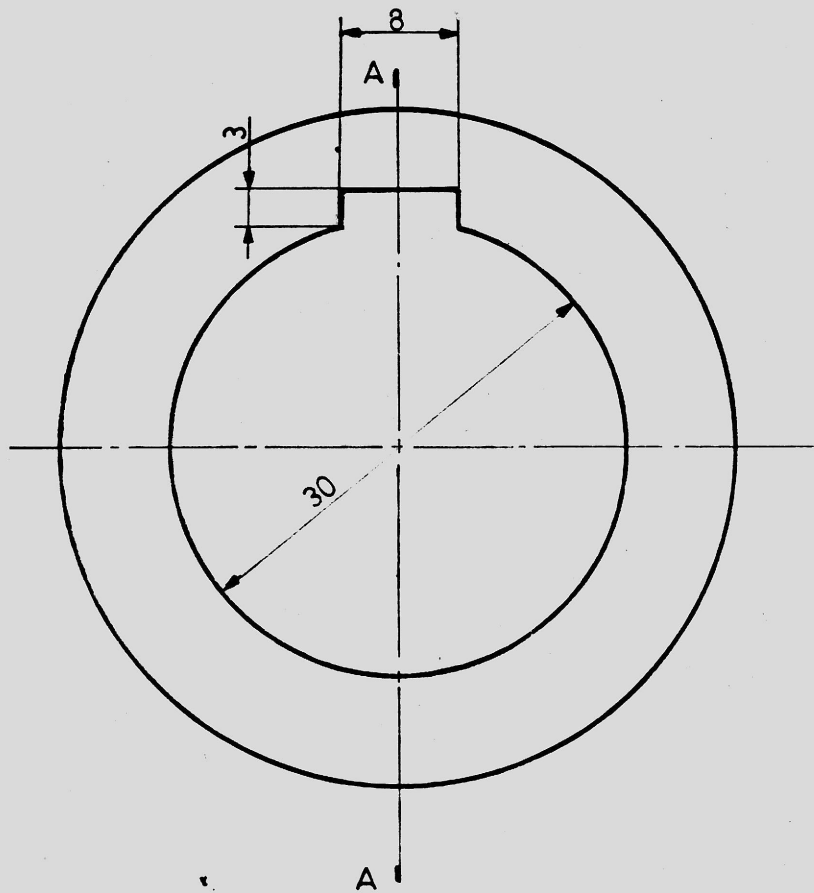


	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.15.88	M. Mejia		
Revisa	11.15.88	M. Mejia		
Compr	26.12.88	M. ESPINOZA		
E	Chavetas			2.3 y 2.6
			Material:	
			Acero ASSAF 760	



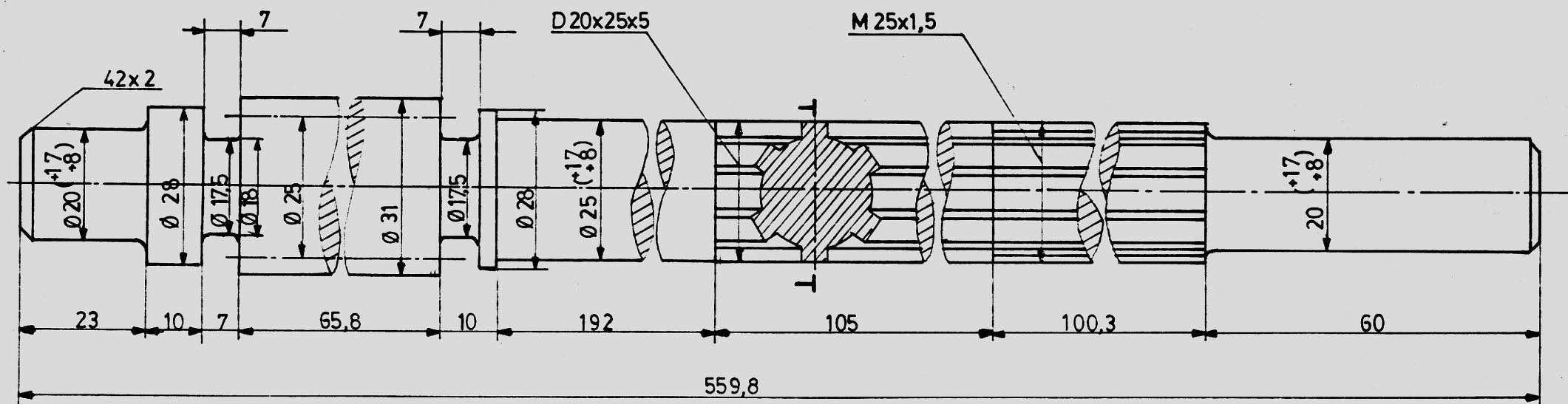
Sección A-A

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.20.88	M. Mejia		
Compr.	11.20.88	M. Mejia		
Revisa	12.26.88	M. Espinosa		
E	Placa porta-cuchilla			2.5
1.25:1				
				Material:
				Acero de transmision

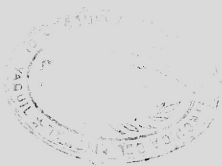


Sección A-A

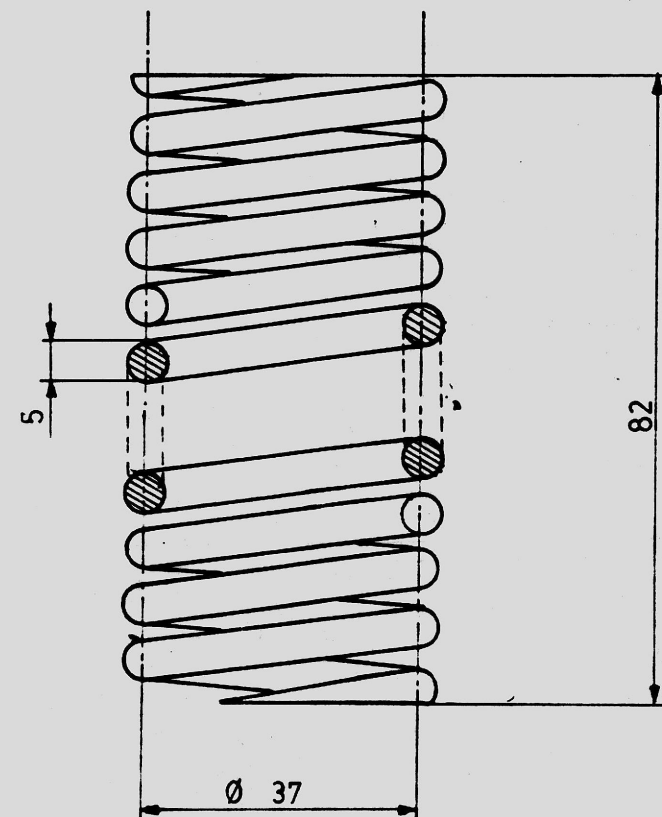
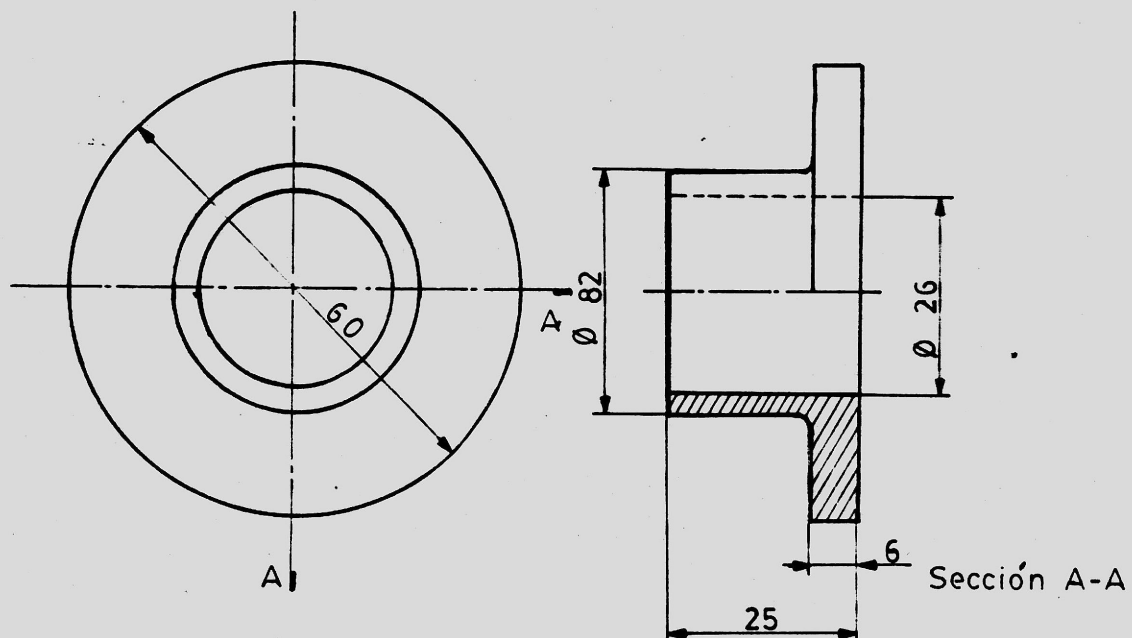
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.20.88	M. Mejía		
Compr	11.20.88	M. Mejía		
Revisa	12.26.88	M. Espinosa		
E	Manzana de la placa porta cuchilla			2.5 221
1.; 2				
				Material:
				Acero de transmision



BIBLIOTECA



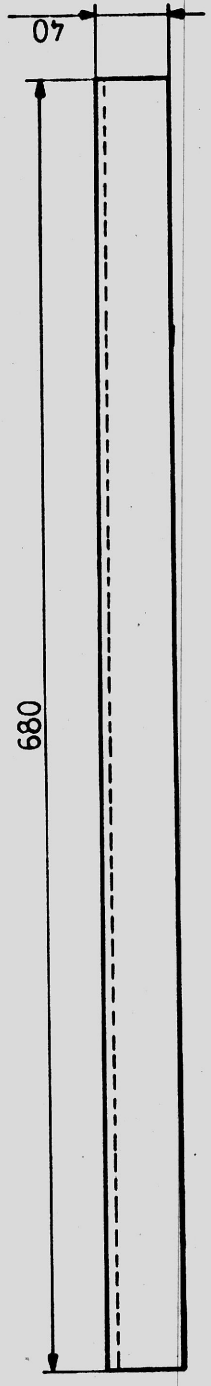
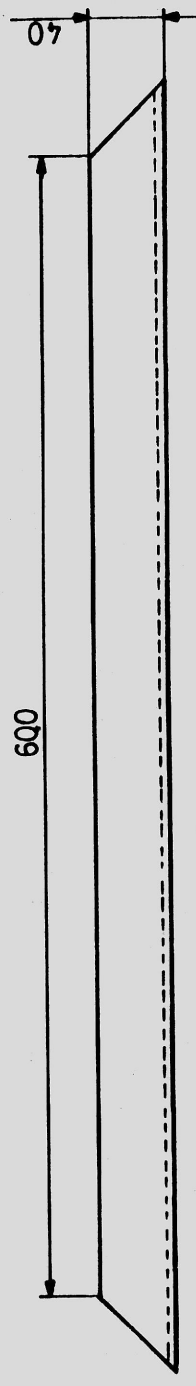
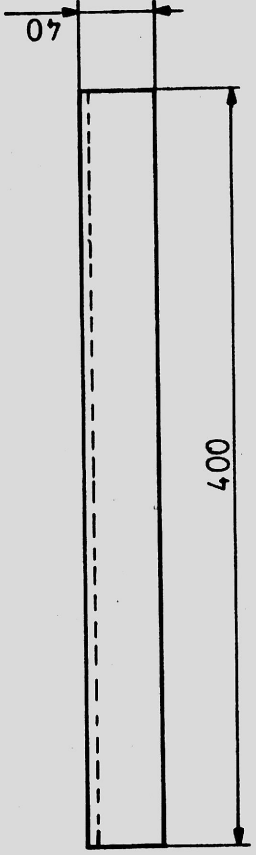
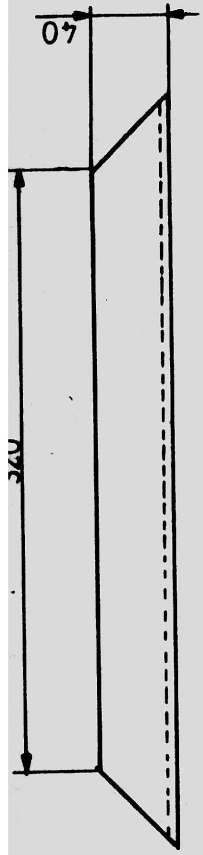
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.19.88	M. Mejia		
Revisa	11.19.88	M. Mejia		
Compr.	12.26.88	M. Espinosa		
E 1:1	Eje de transmisión			3.1 222
Material:				Acero ASSAB 705



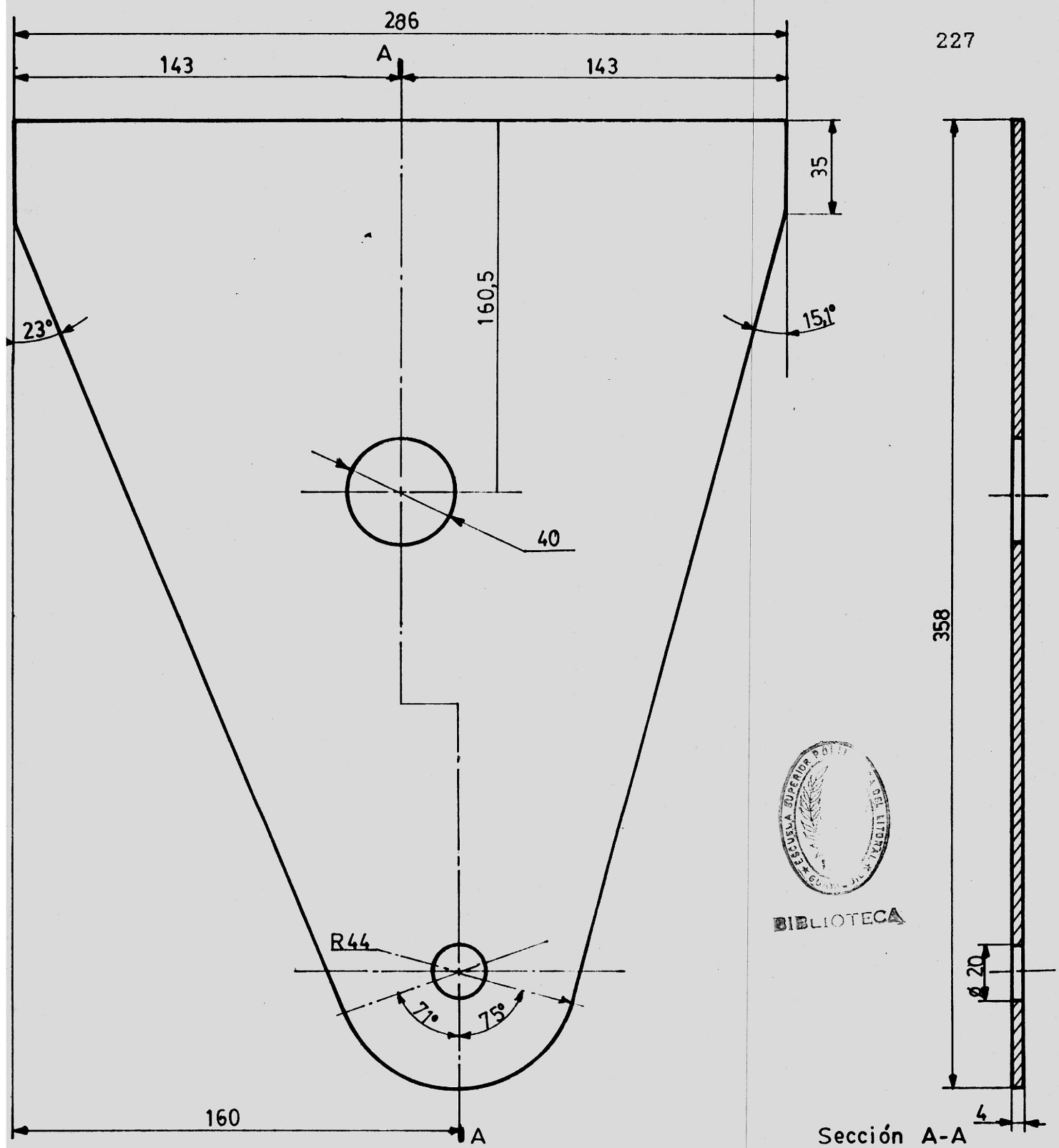
BIBLIOTECA



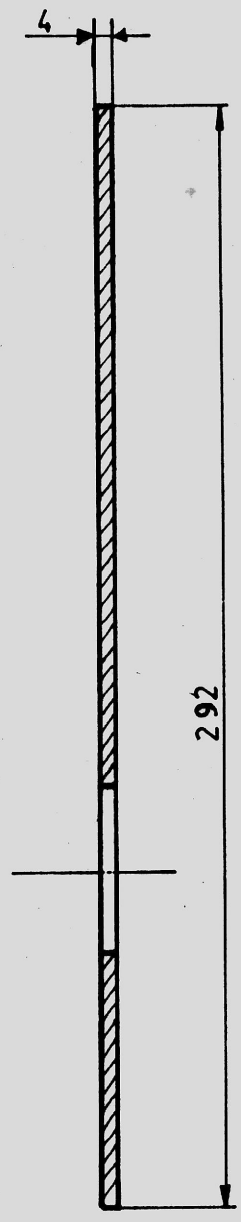
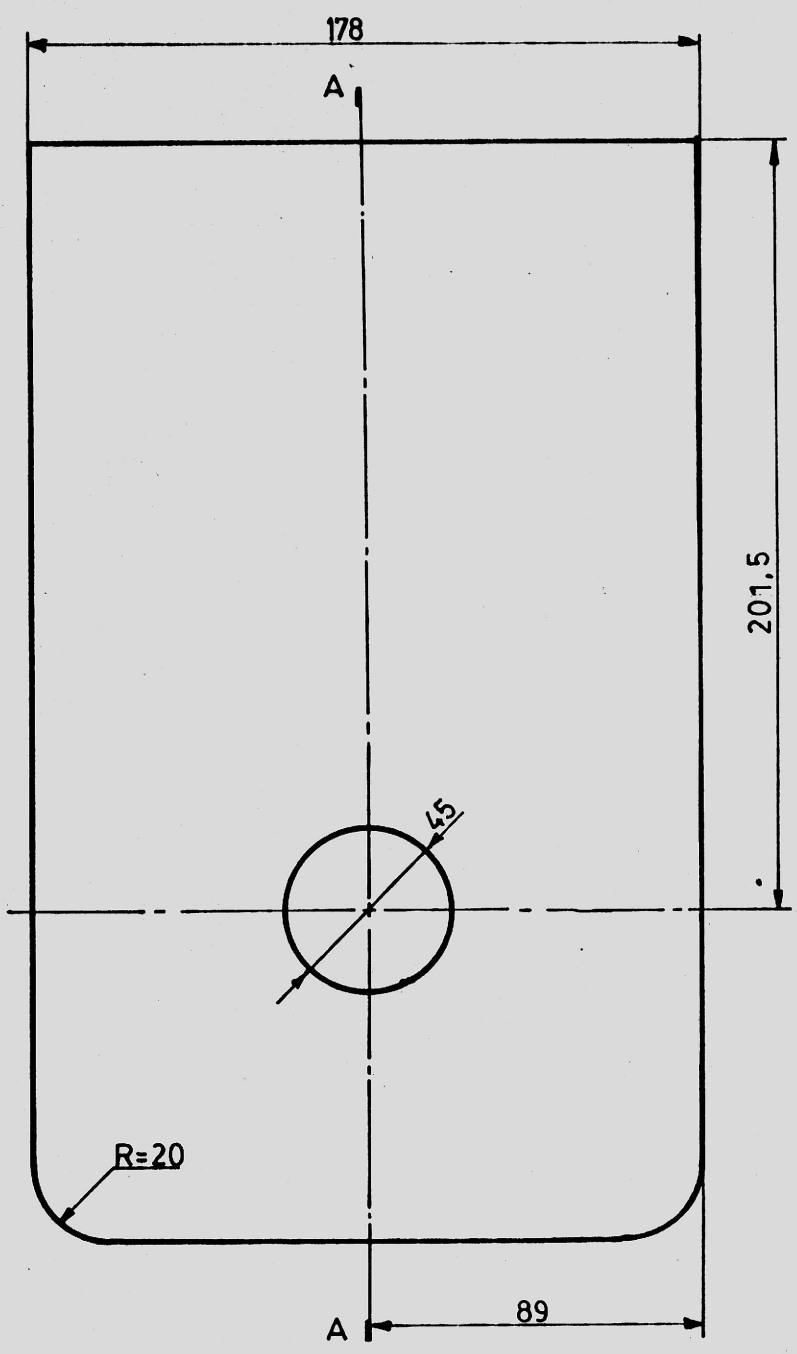
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL	
Dibujo	11.19.88	M. Mejia			
Revisa	11.19.88	M. Mejia			
Compr.	12.26.88	M. Espinosa			
E 1:1	Resorte de compresion del embrague y soporte del re- sorte (respectivamente)			3.5	225
				3.6	
				Material: Acero ASSAB 705	



		Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujó		11.17.88	M. Mejía		
Revisó		11.17.88	M. Mejía		
Compr.		12.08.88	M. Espinosa		
E		Angulos del bastidor			5.1 y 5.2 ^{22.8}
1:4					
				Material:	Acero estructural

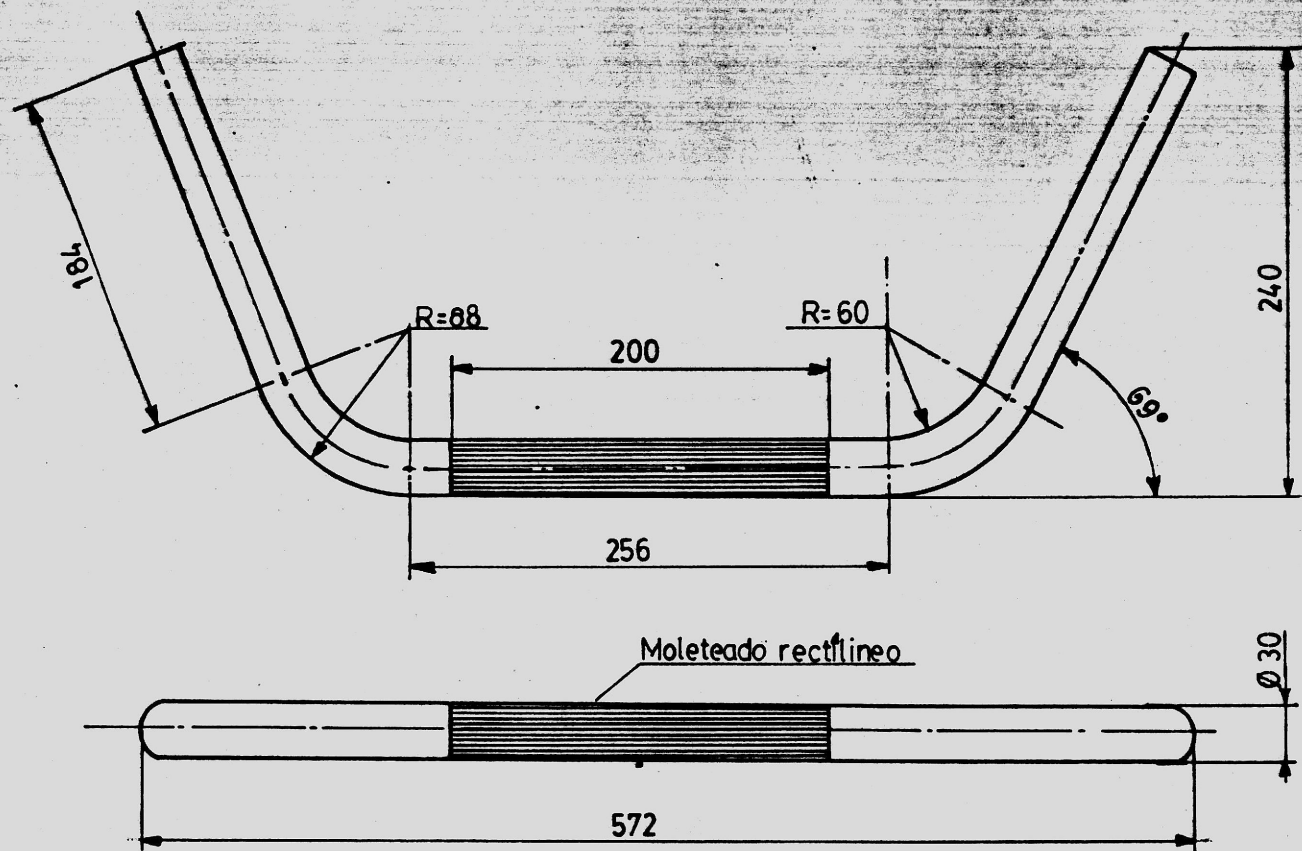


	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.17.86	M. Mejia		
Revisa	11.17.86	M. Mejia		
Compr	12.26.86	M. Espinosa		
E 1:2	Soporte de la rueda de dirección			5.6
				Material: Acero estructural



Sección A - A

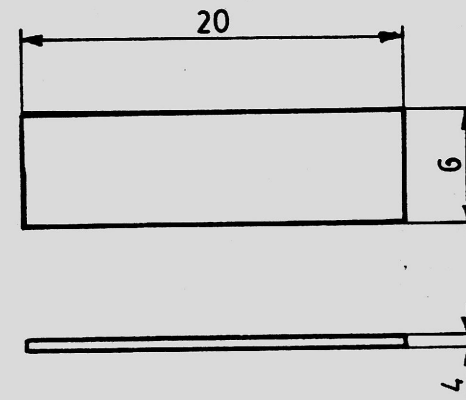
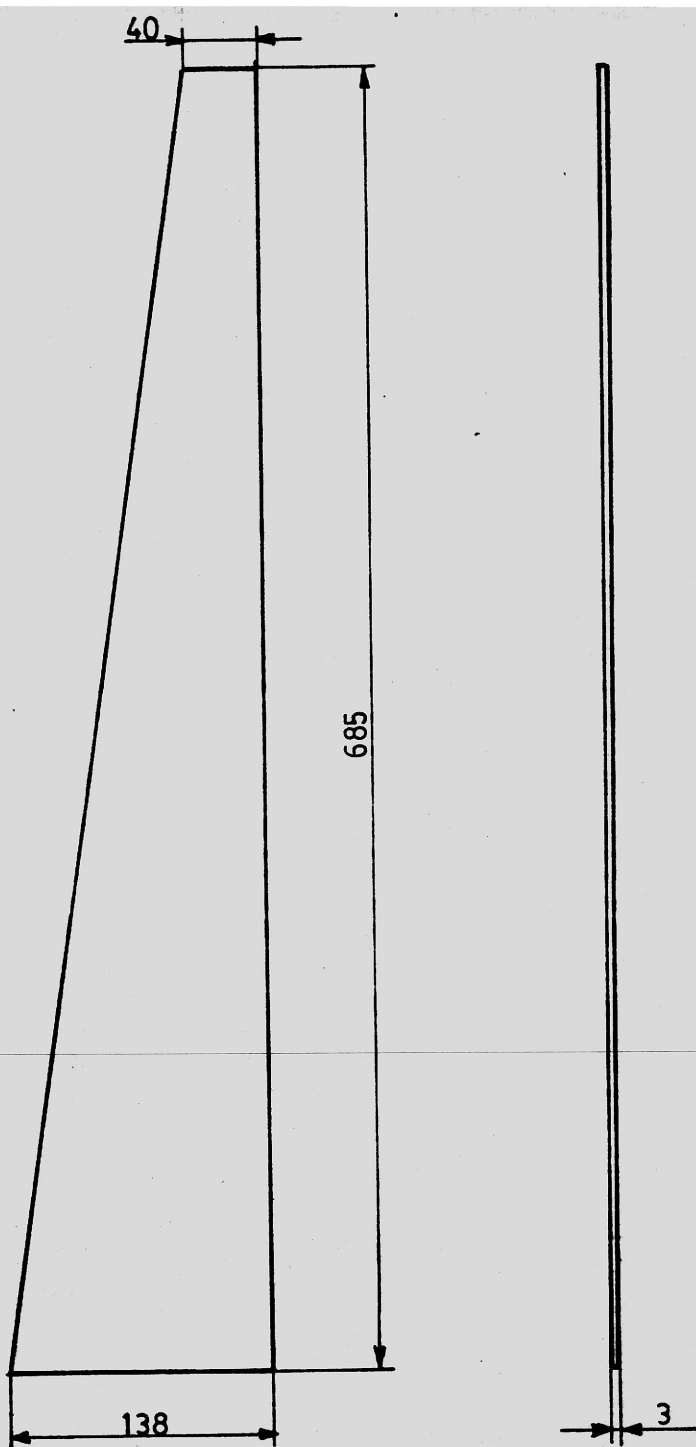
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.17.88	M. Mejia		
Revisa	11.17.88	M. Mejia		
Compr.	12.26.88	M. Espinoza		
E 1:2	Soportes del eje de transmisión			5.10
				Material: Acero estructural



BIBLIOTECA



	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.18.88	M. Mejia		
Revisa	11.18.88	M. Mejia		
Compro	12.18.88	M. Espinoza		
E	MANUBRIO			6.3 229
			Material:	
			Acero estructural	



	Fech.	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo	11.10.00	M. Mejía		
Revisa	11.10.00	M. Mejía		
Compr	12.26.00	M. Espinosa		
E 1:4	Placa frontal e inferior de la estructura de dirección			6.9 y 6.30
			Material:	
			Acero Galvanizado	

APENDICE B

APENDICE B**Determinación de las fuerza de arranque de las malezas**

PRUEBA	ALTURA PLANTA [mm]	FUERZA DE ARRANQUE [N]
1	102	19.0
2	89	18.1
3	100	20.0
4	89	16.0
5	105	20.0
6	96	18.9
7	89	15.7
8	98	17.8
9	102	19.1
10	86	16.5
11	84	15.6
12	100	19.2
13	102	19.2
14	97	18.7
15	99	19.0
16	96	19.0
17	104	20.0
18	92	18.0
19	91	18.2
20	100	20.0

APENDICE C



BIBLIOTECA

APENDICE C

DEMOSTRACION DE LAS FORMULAS PARA ENCONTRAR EL CORTANTE EN PERNOS DEBIDO A CARGAS EXCENTRICAS

Las cargas excentricas que actúan sobre un grupo de pernos dan origen a dos tipos de fuerzas cortantes, primario y secundario.

En el cortante primario, la fuerza cortante (F_c) se dividirá en partes iguales entre los pernos, de modo que a cada uno le corresponda $F' = V/n$ donde "n" es el número de pernos en el grupo y " F' " es el cortante primario.

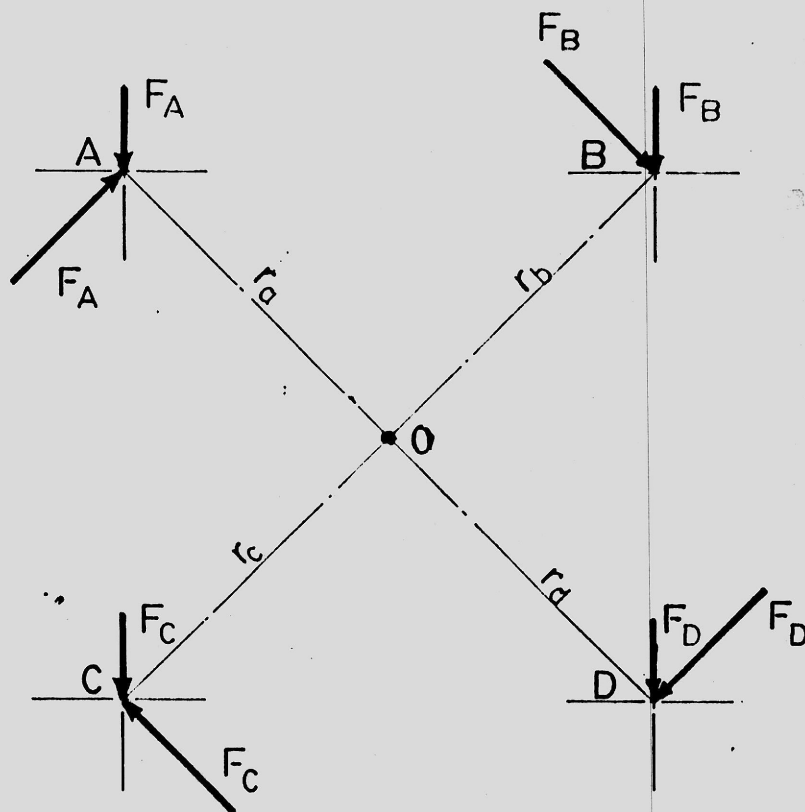
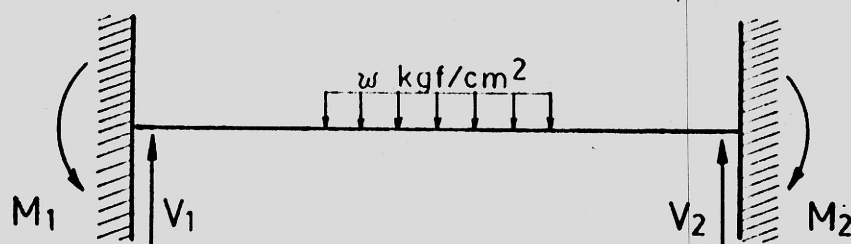
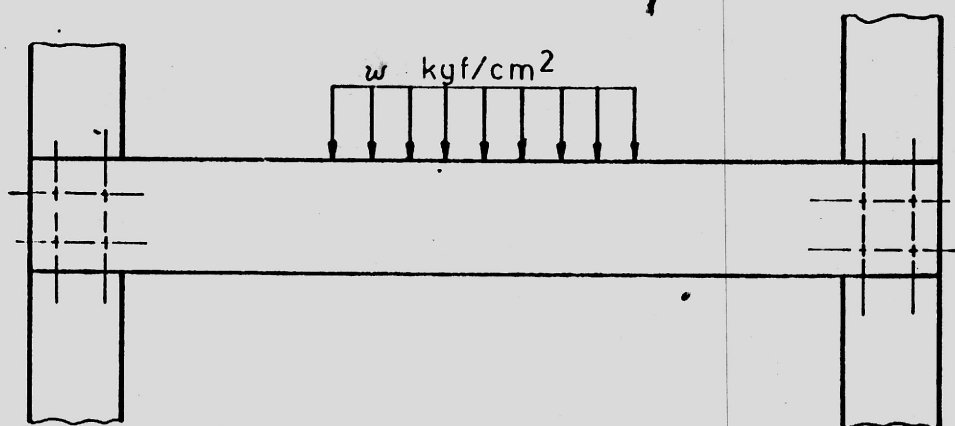
El cortante secundario (F'') es la carga adicional que hay en cada perno, debida al momento M . Si r_a, r_b, r_c , etc., son las distancias radiales, desde el centroide hasta el centro de cada perno, entonces el momento y las cargas de momento se relacionan como sigue:

$$M = F''_a r_a + F''_b r_b + F''_c r_c + \dots \quad (C.1)$$

La fuerza que recibe cada perno depende de su distancia al centroide; es decir, el perno más alejado del centro de gravedad recibe la mayor carga, en tanto que el perno más próximo al centro absorbe la menor. Por consiguiente, se puede escribir:

$$\frac{F''_a}{r_a} = \frac{F''_b}{r_b} = \frac{F''_c}{r_c} = \dots \quad (C.2)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones C.1 y C.2 se



BIBLIOTECA

obtiene

$$F''_n = \frac{Mr_n}{r_a^2 + r_b^2 + r_c^2 + \dots} \quad (C.3)$$

Si la distancia entre los pernos es la misma se tiene que

$$F'' = \frac{Mr_n}{nr^2}$$

y si el diámetro de los pernos es el mismo, finalmente se obtiene que

$$F'' = \frac{M}{nr}$$

APENDICE D

TABLA D.1

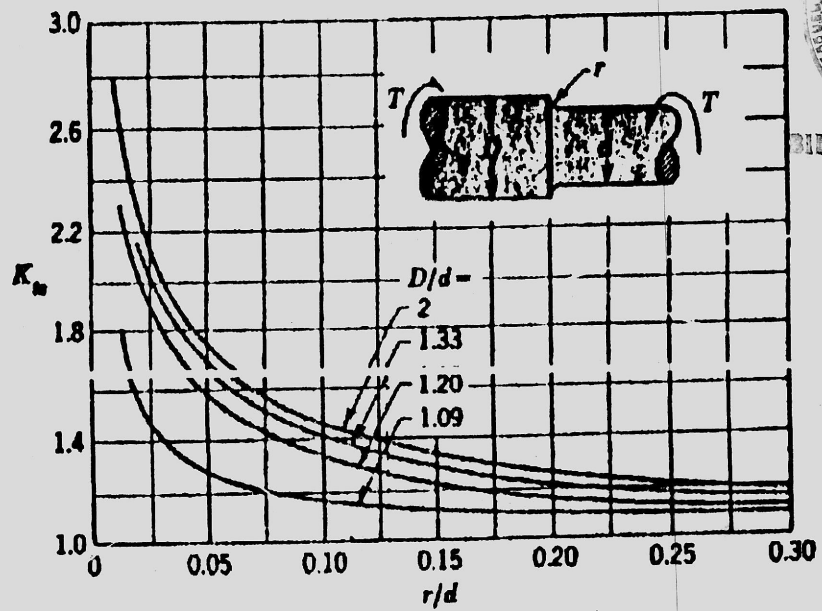
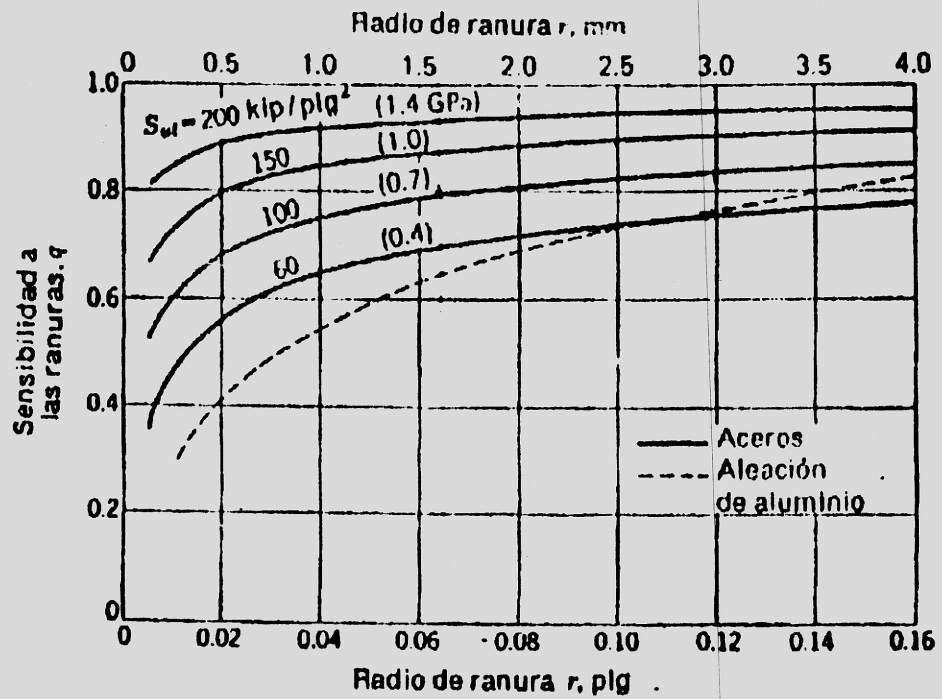
k_b	d [mm]
1.00	menores de 7.6
0.85	7.6 - 50.0
0.75	mayores de 50.0

Factores de tamaño que modifican el límite de resistencia a la fatiga

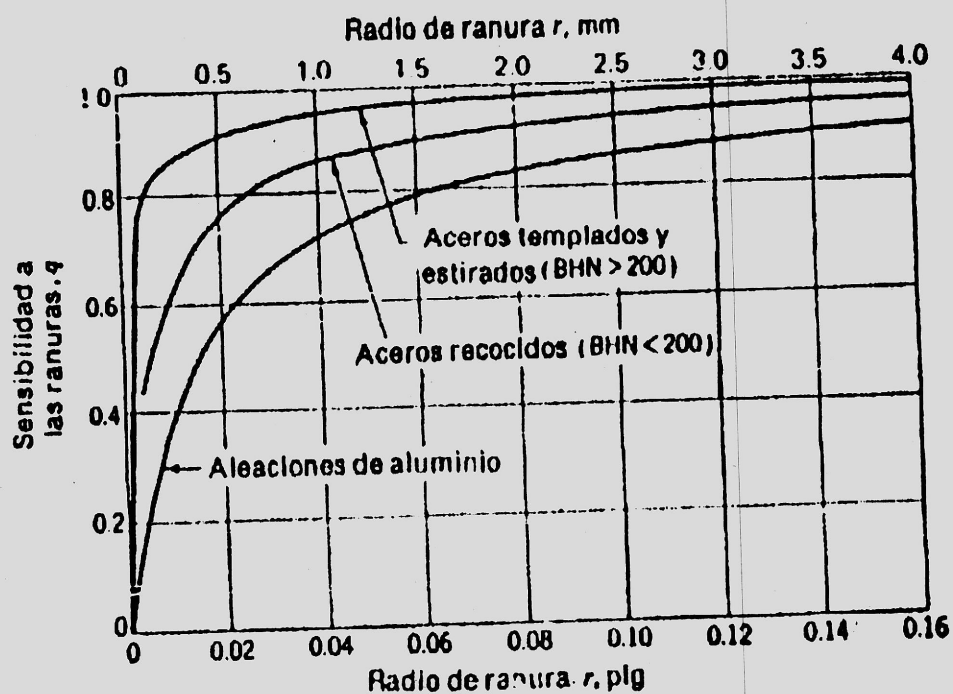
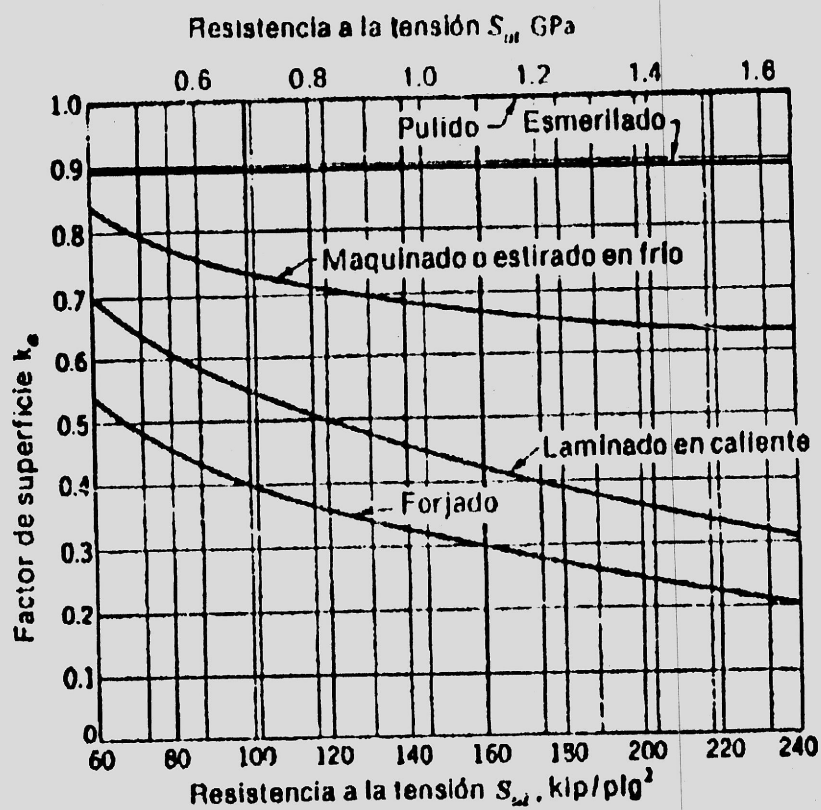
TABLA D.2

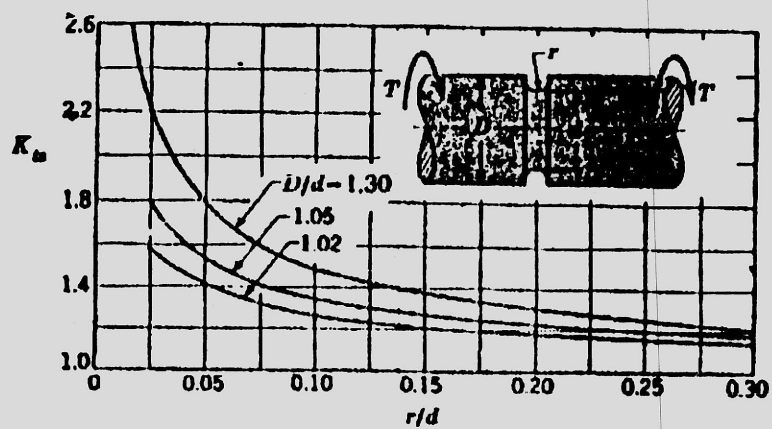
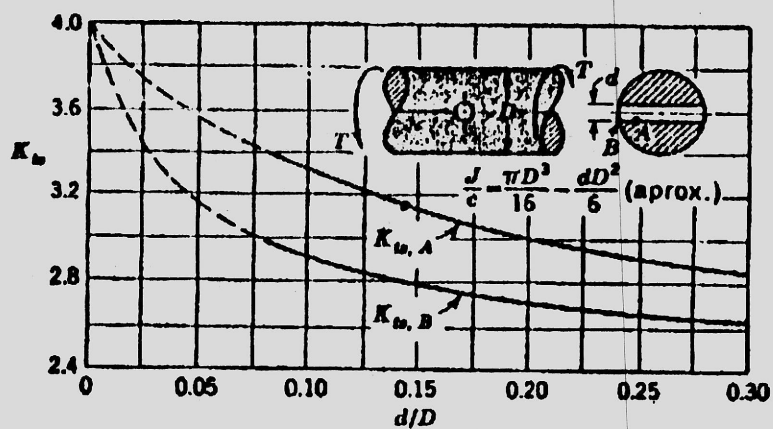
Confiabilidad R	Variable estadarizada Z_R	Factor de confiabilidad K_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

Factores de confiabilidad K_c correspondientes a una desviación standar de 8% del límite de fatiga



BIBLIOTECA





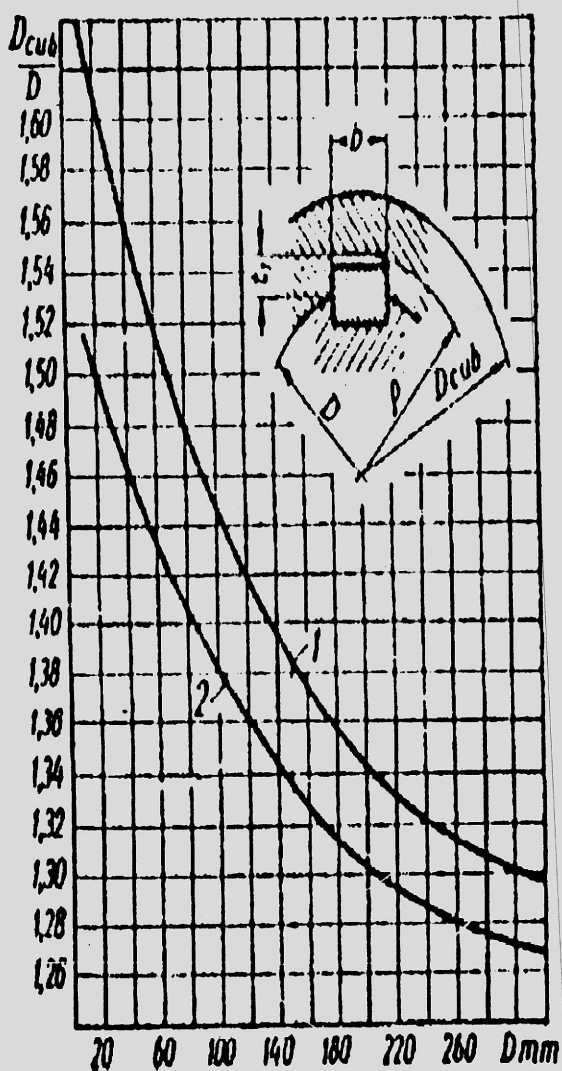
APENDICE E



BIBLIOTECA

APENDICE E

Gráfica de los valores mínimos de D_{cub}/D para los cubos de fundición (1) y de acero (2)



BIBLIOTECA

APENDICE F

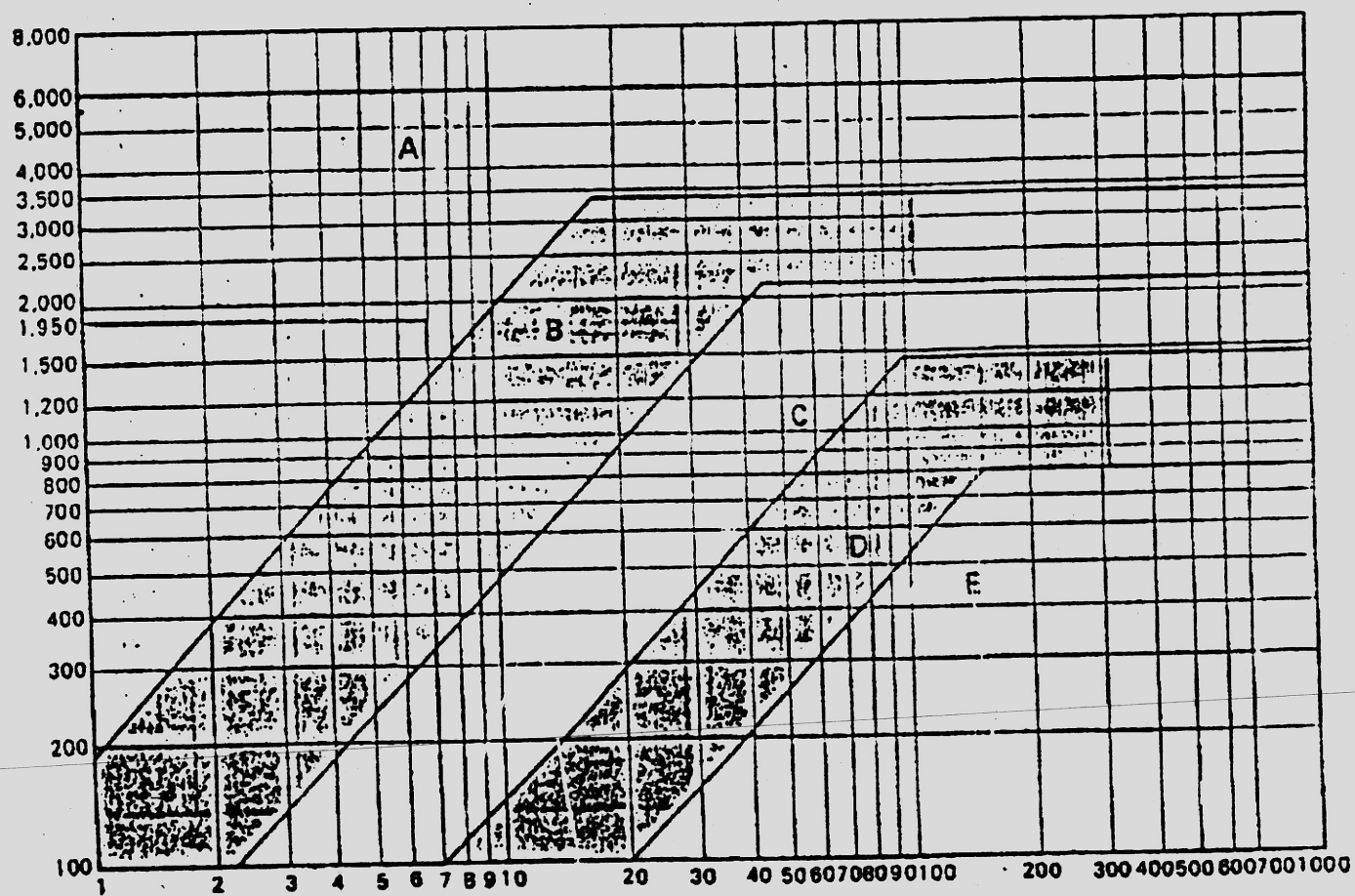


FIG. F.1 Carta de Selección de la Sección Transversal de la Banda

RPM	DIAMETRO. DE LA POLEA (mm)																											RPM			
	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	150	160	175	1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52		2.00		
	(mm)																	to	to	to	to	to	to	to	to	to	to		to	to	to
																				1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	Over		
1160	.74	.90	1.06	1.22	1.37	1.53	1.69	1.83	1.98	2.13	2.28	2.43	2.58	2.73	3.01	3.30	3.58	3.99	.00	.02	.04	.06	.08	.10	.13	.15	.17	.19	1160		
1750	.98	1.21	1.44	1.66	1.88	2.10	2.32	2.53	2.74	2.95	3.16	3.37	3.57	3.77	4.16	4.55	4.92	5.46	.00	.03	.06	.09	.13	.16	.19	.22	.25	.28	1750		
3450	1.41	1.80	2.19	2.56	2.92	3.27	3.61	3.94	4.25	4.56	4.85	5.13	5.40	5.65	6.12	6.52	6.85	7.25	.00	.05	.12	.19	.25	.31	.37	.43	.50	.56	3450		
200	.20	.23	.26	.29	.33	.36	.39	.42	.45	.48	.51	.55	.58	.61	.67	.73	.79	.86	.00	.00	.01	.01	.01	.02	.02	.03	.03	.03	200		
400	.34	.40	.46	.52	.58	.64	.70	.76	.82	.88	.93	.99	1.05	1.11	1.22	1.33	1.45	1.51	.00	.01	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.06	.06	400		
600	.46	.55	.64	.72	.81	.90	.98	1.07	1.15	1.23	1.32	1.40	1.48	1.57	1.73	1.89	2.06	2.30	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.08	.09	.10	600		
800	.57	.68	.80	.91	1.02	1.13	1.24	1.35	1.46	1.57	1.68	1.79	1.89	2.00	2.21	2.42	2.63	2.94	.00	.01	.03	.04	.06	.07	.09	.10	.12	.13	800		
1000	.67	.81	.95	1.08	1.22	1.36	1.49	1.63	1.76	1.89	2.02	2.15	2.28	2.41	2.67	2.92	3.17	3.54	.00	.02	.04	.05	.07	.09	.11	.13	.14	.16	1000		
1200	.76	.93	1.09	1.25	1.41	1.57	1.73	1.86	2.04	2.19	2.35	2.50	2.65	2.80	3.10	3.39	3.68	4.11	.00	.02	.04	.06	.08	.11	.13	.15	.17	.19	1200		
1400	.85	1.04	1.22	1.41	1.59	1.77	1.95	2.13	2.31	2.48	2.66	2.83	3.00	3.17	3.51	3.84	4.16	4.63	.00	.03	.05	.08	.10	.13	.15	.18	.20	.23	1400		
1600	.93	1.14	1.35	1.55	1.75	1.96	2.16	2.36	2.56	2.76	2.95	3.14	3.33	3.52	3.89	4.25	4.61	5.17	.00	.03	.06	.09	.12	.14	.17	.20	.23	.26	1600		
1800	1.00	1.23	1.47	1.69	1.92	2.15	2.37	2.59	2.80	3.02	3.23	3.44	3.65	3.85	4.25	4.64	5.02	5.57	.00	.03	.06	.10	.13	.16	.19	.23	.26	.29	1800		
2000	1.07	1.33	1.58	1.83	2.07	2.32	2.56	2.80	3.03	3.26	3.48	3.72	3.94	4.16	4.59	5.00	5.43	5.97	.00	.04	.07	.11	.14	.18	.22	.25	.29	.32	2000		
2200	1.13	1.41	1.68	1.95	2.22	2.49	2.74	2.99	3.25	3.49	3.74	3.98	4.21	4.44	4.89	5.33	5.74	6.33	.00	.04	.08	.12	.16	.20	.24	.28	.32	.36	2200		
2400	1.19	1.49	1.78	2.07	2.35	2.63	2.91	3.18	3.45	3.71	3.97	4.22	4.46	4.71	5.17	5.62	6.04	6.63	.00	.04	.09	.13	.17	.22	.26	.30	.35	.39	2400		
2600	1.24	1.56	1.87	2.18	2.48	2.78	3.07	3.35	3.63	3.91	4.18	4.44	4.69	4.94	5.42	5.88	6.30	6.89	.00	.05	.09	.14	.19	.23	.28	.33	.37	.42	2600		
2800	1.29	1.63	1.96	2.28	2.60	2.91	3.21	3.51	3.80	4.09	4.37	4.64	4.90	5.16	5.64	6.10	6.52	7.07	.00	.05	.10	.15	.20	.25	.30	.35	.40	.45	2800		
3000	1.34	1.69	2.04	2.38	2.71	3.03	3.35	3.65	3.95	4.25	4.54	4.82	5.08	5.34	5.83	6.28	6.69	7.20	.00	.05	.11	.16	.22	.27	.32	.38	.43	.49	3000		
3200	1.37	1.74	2.11	2.46	2.81	3.14	3.47	3.79	4.10	4.40	4.69	4.97	5.24	5.50	5.95	6.41	6.83	7.27	.00	.06	.12	.17	.23	.29	.35	.40	.46	.52	3200		
3400	1.41	1.79	2.17	2.54	2.90	3.24	3.58	3.91	4.22	4.53	4.82	5.10	5.37	5.63	6.09	6.50	6.88	7.27	.00	.06	.12	.18	.24	.31	.37	.43	.49	.56	3400		
3600	1.44	1.84	2.23	2.61	2.96	3.33	3.65	4.01	4.33	4.64	4.93	5.21	5.47	5.72	6.17	6.55	6.88		.00	.06	.13	.19	.26	.32	.39	.45	.52	.60	3600		
3800	1.46	1.87	2.28	2.67	3.04	3.41	3.76	4.10	4.42	4.72	5.01	5.29	5.54	5.78	6.20	6.55	6.81		.00	.07	.14	.21	.27	.34	.41	.48	.55	.62	3800		
4000	1.47	1.90	2.32	2.72	3.10	3.47	3.83	4.17	4.48	4.79	5.07	5.34	5.58	5.81	6.20	6.49			.00	.07	.14	.22	.29	.36	.43	.50	.58	.65	4000		
4200	1.49	1.93	2.35	2.76	3.15	3.52	3.88	4.22	4.54	4.84	5.11	5.36	5.59	5.80	6.14				.00	.08	.14	.23	.30	.38	.45	.53	.60	.68	4200		
4400	1.49	1.94	2.36	2.79	3.19	3.56	3.92	4.25	4.56	4.85	5.12	5.36	5.57	5.76	6.05				.00	.08	.16	.24	.32	.40	.48	.55	.63	.71	4400		
4600	1.49	1.95	2.36	2.81	3.21	3.59	3.94	4.27	4.57	4.85	5.10	5.32	5.51	5.67					.00	.08	.17	.25	.33	.41	.50	.58	.66	.75	4600		
4800	1.49	1.96	2.40	2.82	3.22	3.60	3.94	4.27	4.56	4.82	5.05	5.25	5.42						.00	.09	.17	.26	.35	.43	.52	.60	.69	.78	4800		
5000	1.47	1.95	2.40	2.82	3.22	3.59	3.93	4.24	4.52	4.77	4.98	5.15							.00	.09	.18	.27	.36	.45	.54	.63	.72	.81	5000		
5200	1.45	1.94	2.39	2.81	3.21	3.57	3.90	4.20	4.46	4.68	4.87								.00	.09	.19	.28	.37	.47	.56	.66	.75	.84	5200		
5400	1.43	1.91	2.37	2.79	3.18	3.54	3.85	4.13	4.38	4.58									.00	.10	.19	.29	.38	.49	.58	.68	.78	.87	5400		
5600	1.40	1.89	2.34	2.76	3.14	3.48	3.79	4.05	4.27	4.44									.00	.10	.20	.30	.40	.50	.60	.71	.81	.91	5600		
5800	1.36	1.85	2.30	2.71	3.09	3.42	3.70	3.94	4.13										.00	.10	.21	.31	.42	.52	.63	.73	.84	.94	5800		
6000	1.31	1.80	2.25	2.55	3.02	3.32	3.59	3.81											.00	.11	.22	.32	.43	.54	.65	.76	.86	.97	6000		
6200	1.26	1.75	2.19	2.58	2.93	3.23	3.47	3.65											.00	.11	.22	.33	.45	.56	.67	.78	.89	1.00	6200		
6400	1.20	1.66	2.12	2.50	2.83	3.10	3.32												.00	.12	.23	.35	.46	.58	.69	.81	.92	1.04	6400		
6600	1.14	1.61	2.04	2.40	2.72	2.96													.00	.12	.24	.36	.48	.59	.71	.83	.95	1.07	6600		
6800	1.06	1.53	1.94	2.29	2.58	2.81													.00	.12	.25	.37	.49	.61	.73	.86	.98	1.10	6800		
7000	.96	1.44	1.84	2.17	2.43														.00	.13	.25	.38	.50	.63	.76	.88	1.01	1.13	7000		
7200	.89	1.34	1.72	2.03	2.27														.00	.13	.26	.39	.52	.65	.78	.91	1.04	1.17	7200		
7400	.79	1.23	1.59	1.88															.00	.13	.27	.40	.53	.67	.80	.93	1.07	1.20	7400		
7600	.68	1.10	1.45	1.71															.00	.14	.27	.41	.53	.68	.82	.96	1.09	1.23	7600		

FIG. F.2 Determinación del número de Bandas de la Cultivadora

APENDICE G

APENDICE B

DEDUCCION DE LAS FORMULAS PARA LOS EMBRAGUES CONICOS

DEDUCCION DE LA FORMULA DE LA CAPACIDAD DE MOMENTO DE TORSION EN BASE A PRESION

En la Fig. G.1⁽²⁴⁾ se ve que se considera un elemento de área dA , de radio r y ancho $dr/\text{sen } \alpha$ por tanto $dA = 2\pi r dr / \text{sen } \alpha$ como se ve en la fig; la fuerza de trabajo será la integral de la componente axial de la fuerza elemental $p dA$; así, si se considera que $p = p_a$

$$F = \int_{d/2}^{D/2} (p_a) \left(\frac{2\pi r dr}{\text{Sen } \alpha} \right) (\text{Sen } \alpha) = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2) \quad (G.1)$$

$$T = \int_{d/2}^{D/2} (r p_a) \left(\frac{2\pi r dr}{\text{Sen } \alpha} \right) = \frac{\pi p_a}{12 \text{Sen } \alpha} (D^3 - d^3) \quad (G.2)$$

despejando p_a en ambas ecuaciones e igualandolas se obtiene que:

$$T = \frac{F}{3 \text{Sen } \alpha} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (G.3)$$

por lo que la fuerza necesaria para transmitir una determinado torque será:

$$F = \frac{3T \text{ sen } \alpha (D^2 - d^2)}{D^3 - d^3}$$

Que es la fuerza que se utilizará para encontrar la fuerza de ajuste del embrague por medio del criterio de presión uniforme

DEDUCCION DE LA FORMULA DE LA CAPACIDAD DE MOMENTO DE TORSION EN BASE A DESGASTE UNIFORME

Para que el desgaste sea uniforme, el trabajo hecho por unidad de área debe ser constante, el trabajo hecho por unidad de área debe ser constante. Se considera un elemento diferencial encerrado por círculos de radios r y $(r + dr)$

$$\frac{\text{Trabajo hecho en N rev}}{\text{area}} = \frac{p [2\pi r (dr/\text{sena})] (2\pi r N)}{2\pi r (dr \text{ Sena})} = \text{cte}$$

o $p = c/r$, donde c es una constante

Este resultado también puede obtenerse considerando que el desgaste en cualquier punto es constante y es proporcional al producto de la presión por la velocidad. Así desgaste = $K_p V = K_p (wr) = \text{Cte}$, o $p = c/r$, ya que w es constante.

Por tanto

$$T = \int_{R_1}^{R_0} p \left(2\pi r \frac{dr}{\text{Sena}} \right) r$$

$$T = 2\pi C \left(\frac{R_0^2 - R_1^2}{2 \text{ Sena}} \right)$$

donde $C = pr$



(G.4)

BIBLIOTECA

La fuerza normal será:

$$F_n = \int_{R_1}^{R_0} p (2\pi r \frac{dr}{\text{Sen}\alpha}) \quad (G.5)$$

$$F_n = \frac{2\pi L}{\text{Sen}\alpha} (R_0 - R_1)$$

par eliminar C, se reemplaza el valor de C de la ecuación (G.5) en la ecuación (G.4) y se obtiene.

$$T = F_n R_m \quad (G.6)$$

La relación entre F_n y F puede obtenerse primero la fuerza normal diferencial sobre el área diferencial considerada como un rectángulo con dimensiones diferenciales $dr/\text{Sen}\alpha$ y $r (d\phi)$:

$$dF_n = p (2\pi r / \text{Sen}\alpha) r d\phi \quad (G.7)$$

La suma de las componentes horizontales de las fuerzas diferenciales es F :

$$F = \int_{R_1}^{R_0} \int_0^{2\pi} p \frac{dr}{\text{Sen}\alpha} r d\phi \text{ Sen}\alpha = \int_{R_1}^{R_0} \int_0^{2\pi} \frac{C}{r} (dr) r d\phi$$

$$F = 2\pi C (R_0 - R_1)$$

de la ecuación (B.5), $2\pi C(R_0 - R_1) = F_n \text{Sen}\alpha$, así $F = F_n \text{Sen}\alpha$ lo mismo que para presión uniforme, haciendo $F_n = F/\text{Sen}\alpha$ en B.6, el momento de torsión será:

$$T = F_n R_m = \frac{F}{\text{Sen}\alpha} R_m \quad (G.8)$$

Ahora si recordamos que $P = T \cdot w$

$$\frac{P}{w} = \frac{F}{\text{Sen } \alpha} R_m$$

por lo que la fuerza aplicada sobre el embrague será:

$$F = \frac{P \text{Sen } \alpha}{R_m w}$$



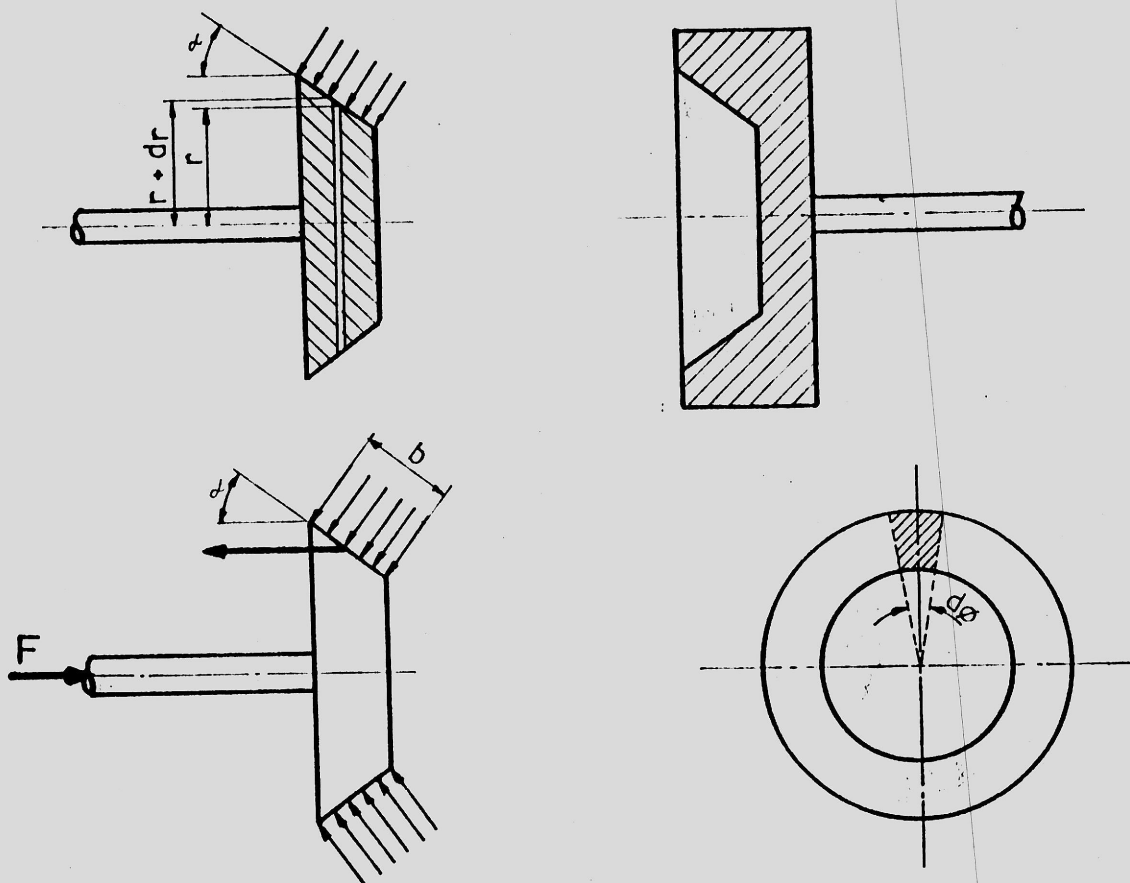


FIG. G.1

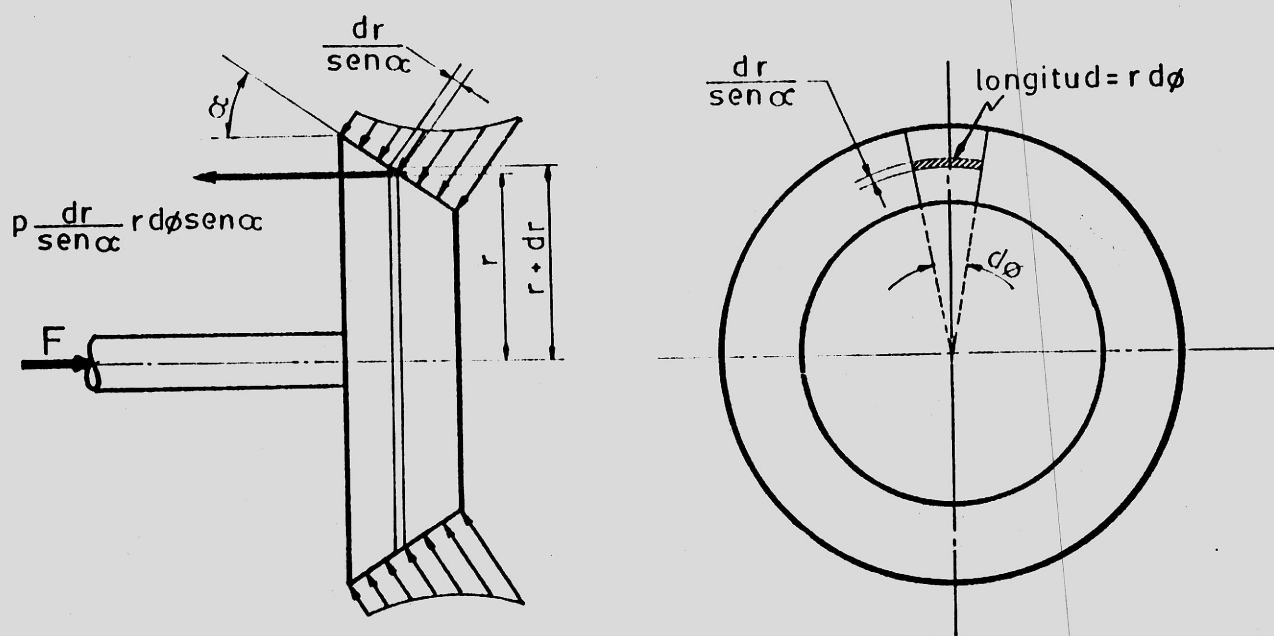


FIG. G.2

APENDICE H

APENDICE H

Materiales de fricción para embragues

TABLA H¹

SUPERFICIES DE CONTACTO		Coef. de fricción		Temp.	Presión	Comentarios
Desgastable	Opuesta a	En moja.	En seco	máxima 'F	máxima lb/plg ²	
Bronce fundido	Hierro fund. o acero	0.05	-----	300	80-120	Expuesto a agarrotamiento
Hierro fundido	Hierro fundido	0.05	0.15-0.2	600	150-250	Bueno a baja velocidades
	Acero	0.06	-----	500	120-200	Aceptable a bajas velocidades
Acero duro	Acero duro	0.05	-----	500	100	Sujeto a raspaduras
	Acero duro cromado	0.0	-----	500	200	Combinación durable
Bronce fosforado estirado duro	Acero duro cromado	0.03	-----	500	150	Buenas cualidades de desgaste
Metal pulverizado	Hierro fund. o acero	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	150	Buenas cualidades de desgaste
	Acero duro cromado	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	300	Alta absorción de energía
Madera	Hierro fund. o acero	0.16	0.2-0.35	300	60-90	Inadecuado para alta velocidad
Cuero	Hierro fund. o acero	0.12-0.15	0.3-0.5	200	10-40	Expuesto a abrillantamiento
Corcho	Hierro fund. o acero	0.15-0.25	0.3-0.5	200	8-14	Se pref. el corcho de inserción
Fieltro	Hierro fund. o acero	0.18	0.22	280	5-10	Conexión resiliente
Fibra vulcanizada o papel	Hierro fund. o acero	-----	0.3-0.5	200	10-40	Bajas velocid. servicio ligero
Asbesto tejido	Hierro fund. o acero	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	50-100	Serv. con deslizamiento prolong. se indican los valores nominales
	Hierro fund. o acero	0.1-0.2	-----	500	100-200	Estos valores son para conex. no frecuentes
	Acero duro cromado	0.1	-----	-----	1200	Se empleó en el motor Napier S.
Asbesto moldeado	Hierro fund. o acero	0.08-0.12	0.2-0.5	500	50-150	Amplio campo de aplicaciones
Asbesto impregnado	Hierro fund. o acero	0.12	0.32	500-750	150	Para aplicaciones exigentes
Grafito	Acero	0.05-0.1	0.25	700-1000	300	Para requisitos críticos
Plástico fenólico moldeado, base de tela macerada	Hierro fund. o acero	0.1-0.15	0.25	300	100	Para servicio ligero especial

¹Reproducción parcial de la Gagne, Machine Design, referido por Shigley (ref 23)

APENDICE I



BIBLIOTECA

APENDICE I

TABLA I.1

*Valores del factor de forma y para
mecanismos de tornillo sin fin.*

ANGULO DE PRESION NORMAL ϕ_n , grados	FACTOR DE FORMA y
14½	0,100
20	0,125
25	0,150
30	0,175

TABLA I.2

*Factor de materiales KS para mecanismos de tornillo sin fin
cilindricos**

ANCHO DE CARA DE LA RUEDA, A, plg	BROCE COLADO EN ARENA	BROCE COLADO FRIO ESTATICO	BROCE COLADO CENTRIFUGO
Hasta 3	700	800	1.000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	600	750

TABLA I.3

Factor de corrección de la relación de velocidades
 K_m^*

RAZON m_a	K_m	RAZON m_a	K_m	RAZON m_a	K_m
3.0 *	0.500	8.0	0.724	30.0	0.825
3.5	0.554	9.0	0.744	40.0	0.815
4.0	0.593	10.0	0.760	50.0	0.785
4.5	0.620	12.0	0.783	60.0	0.745
5.0	0.645	14.0	0.799	70.0	0.687
6.0	0.679	16.0	0.809	80.0	0.622
7.0	0.706	20.0	0.820	100.0	0.490

TABLA I.4

*Factor de velocidad K_v^**

VELOCIDAD V_s , pie/min	K_v	VELOCIDAD V_s , m_a	K_m	VELOCIDAD V_s , m_a	K_m
1	0.649	300	0.472	1400	0.216
1.5	0.647	350	0.446	1600	0.200
10	0.644	400	0.421	1800	0.187
20	0.638	450	0.398	2000	0.175
30	0.631	500	0.378	2200	0.165
40	0.625	550	0.358	2400	0.156
60	0.613	600	0.340	2600	0.148
80	0.600	700	0.310	2800	0.140
100	0.588	800	0.289	3000	0.134
150	0.558	900	0.269	4000	0.106
200	0.528	1000	0.258	5000	0.089
250	0.500	1200	0.235	6000	0.079



BIBLIOTECA
B I B L I O G R A F I A

1. A.I.S.C. Manual de Construcciones en Acero, (A.I.S.C., USA, 1971)
2. ASHBY, J. Engineering Materials, (Pergamon Press, USA, 1980) pp 72-83
3. AVNER J. Introducción a la Metalurgia Física, (McGraw Hill, segunda edición, México, 1979) pp 256 y 315
4. BERNAKI, H. & KANOFJISK, J. Agricultural Machines, Theory and Construction, (Pwll, Warszawa-Polonia, 1972) 383-417
5. CARRAVATE, O. Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación, (Mundi Prensa, segunda edición, Madrid-España, 1975)
6. CARRAVATE, O. Técnica de la Mecanización Agraria, (Aguirre, España, 1975)
7. CASILLAS. Cálculos de Taller, (Máquinas, 32ava Edición, Madrid-España, 1982) pp 14-185 y 530-535
8. DOBROVOLSKI, S. Elementos de Máquinas, (Mir, tercera edición, Rusia, 1976) p 33
9. ESPINOSA L, "Tecnología Apropiada para el Diseño y Construcción de Maquinaria Agrícola en Pequeña Escala", (Informe, ESPOL, Guayaquil-Ecuador)
10. ESPOL. "Corrosión de metales", (ESPOL, Guayaquil-Ecuador, 1983)

11. FEDERACION NACIONAL DE ALGODONEROS. Bases Técnicas para el Cultivo del Algodón en Colombia. (Presencia, bogotá-Colombia, 1978)
12. GILBERT, MAX. Edafología. (Universidad Nacional de Loja, Loja-Ecuador, 1975)
13. GONZALEZ, V. "Diseño y Construcción de Implementos de Labranza Acoplados a un Motocultor" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1986)
14. HALL-HOLOWNKO-LAUGHLIN. Diseño de Maquinas. (McGraw Hill, U.S.A., 1967) pp 194, 165-174
15. INEN. Código de Dibujo Técnico Mecánico. (INEN, Quito-Ecuador, 1981) pp 31-53
16. JUTZ, L. Prontuario de Metales. (Reverte, tercera Edición, España, 1984) oo 135-139
17. LAGIERE, S. El Algodón. (Blume, Barcelona-España, 1968)
18. LEON, J. Fundamentos Botánicos de los Cultivos Tropicales. (IICA, San José-Costa Rica, 1969)
19. LIPSON, E. Importancia del Desgaste en el Diseño. (Printice Hall, México, 1970) pp 7-15, 27-35
20. MARONI, A. Templabilidad, un Método para Seleccionar Aceros. (Mitre, Buenos Aires-Argentina, 1976) pp 225-229
21. MARQUEZ, L. "Agricultura y Seguridad" (ESPOL, Guayaquil-Ecuador, 1988)
22. MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERIA. Estimación de

- la Superficie Cosechada de la Producción Agrícola en el Ecuador, (Departamento de Publicaciones, Guayaquil-Ecuador, 1986)
23. ORLOV, O. Ingeniería de Diseño, (MIR, Segunda Edición, Moscú-Rusia, 1985) pp 293-320
24. MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERIA. El Algodón, (Departamento de Publicaciones, Guayaquil-Ecuador, 1985) p 23
25. S.K.F. Catálogo General, (S.K.F., Alemania, 1975) pp 28-38]
26. SIGLEY, J. Diseño en la Ing. Mecánica, (McGraw Hill, Segunda Edición, U.S.A., 1977)
27. SOTO, L. Introducción al Estudio de Maquinaria Agrícola, (Trillas, México, 1983) pp 212-232
28. BLACK, V. Materiales para Ingeniería, (CECSA, México, 1967)
29. BRAUNBECK, W. Elementos de Maquinaria Agrícola, (FAO, Roma-Italia, 1985)