



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN
TRANSPLANTADOR MECANICO DE ARROZ”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

ANGEL BENIGNO PULLA PROCEL

Guayaquil - Ecuador

1989

AGRADECIMIENTO

AL ING. MARCELO ESPINOSA, DIRECTOR DE
TESIS, POR SU GRAN AYUDA Y
COLABORACION EN LA REALIZACION DE
ESTE TRABAJO.

A LOS INGENIEROS: MANUEL HELGUERO y
ALFREDO TORRES, ASI COMO TAMBIEN A
LOS MIEMBROS DEL PROGRAMA NACIONAL
DEL ARROZ.

DEDICATORIA

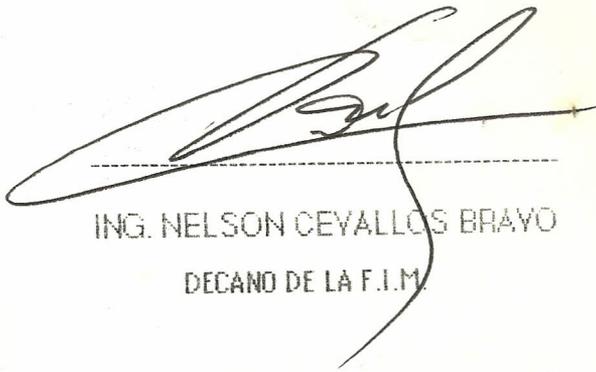
-- A DIOS

-- A MI MADRE: **DOLORES CRISTINA**, que me dió la oportunidad y el apoyo para dedicarme a los estudios.

-- A MI PADRE

-- A MIS HERMANOS: ENRIQUETA MARIA, MARIA HORTENSIA y CARLOS ALBERTO, los que sin desmayar me apoyaron en la culminación de esta carrera.

-- A MIS HERMANITOS, FELIX ANDRES y CRISTINA SOLEDAD, por la esperanza que me dieron.



ING. NELSON CEVALLOS BRAVO
DECANO DE LA F.I.M.



ING. MARCELO ESPINOSA LUNA
DIRECTOR DE TESIS



ING. ALFREDO TORRES
MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL

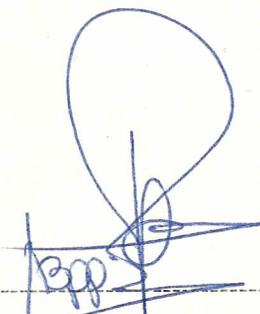


ING. MANUEL HELGUERO G.
MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTOS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE Y, EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA A LA ESPOL"

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL).



ANGEL BENIGNO PULLA PROCEL

RESUMEN

El marco esquemático y el contenido del presente trabajo, obedecen al interés de lograr una mecanización de la siembra por transplante de manera de lograr una sistematización de conocimientos ingenieriles en el ámbito de la mecánica, con caracteres tales que vuelvan efectiva la propuesta tecnológica que se constituyen.

En el Capítulo I, empezando con sistemas de producción y entendiendo como es una "validez de una propuesta tecnológica" se continúa con una justificación que en términos cualitativos y cuantitativos identifiquen al sector productivo hacia el cual va dirigida esta propuesta particular.

En el Capítulo II, después de una evaluación del medio agrícola en el cual se utilizará la máquina referida, arribamos a la concepción descriptiva del prototipo. La fundamentación ingenieril propia se contempla en el resto del capítulo, donde cálculos de las partes y piezas constitutivas del transplantador se exponen.

El suministro de los materiales y el detalle de los costos se presentan en el Capítulo III. Los resultados de las pruebas efectuadas se encuentran en el Capítulo IV.

VII

Las Recomendaciones y Conclusiones junto con los planos respectivos se encuentran en la parte final, es menester mencionar se realizan proyectando los resultados hacia la posibilidad cierta de producir en serie esta máquina.

INDICE GENERAL

	<u>PAGINAS</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XI
INDICE DE SIMBOLOGIA	XIV
INDICE DE TABLAS	XVII
INTRODUCCION	19
CAPITULO I	
ANALISIS DE MERCADO	21
1.1 DEMANDA DE MAQUINARIA AGRICOLA LIVIANA EN NUESTRO PAIS PARA TRANSPLANTE DE ARROZ	21
1.1.1 Consideraciones sobre demanda del transplantador.....	26
1.2 PERSPECTIVAS DEL MERCADO DEL TRANSPLANTADOR EN EL LITORAL	33
CAPITULO II	
DISEÑO DEL PROTOTIPO	40
2.1 CONCEPCION DEL PROTOTIPO DEL TRANSPLANTADOR, DESCRIPCION Y SELECCION DEL DISEÑO OPTIMO	40

2.2	DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO	47
2.3	CALCULO DE LA POTENCIA DE TRABAJO REQUERIDA	53
2.4	CALCULO DEL CONJUNTO DE TRANSMISION Y SIEMBRA DEL TRANSPLANTADOR	54
2.5	CALCULO DE LA BARRA DE TIRO	126
2.6	CALCULO DEL MECANISMO DE AVANCE DE LA BANDEJA POR TAPLANTAS	135
2.7	CALCULO DE LA ESTRUCTURA	138
2.8	CALCULO DE LOS PATINES	152
2.9	CALCULO DE LA BANDEJA PORTAPLANTAS	153

CAPITULO III

	CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO	158
3.1	SELECCION DE MATERIALES Y SUMINISTROS	158
3.2	CRITERIO USADO PARA LA CONSTRUCCION	153
3.3	DESCRIPCION DE LAS OPERACIONES REALIZADAS	164
3.4	DETERMINACION DE COSTOS	169
3.5	MONTAJE Y ACABADOS	172

CAPITULO IV

	PRUEBAS	182
4.1	PRUEBAS DE LABORATORIO PARA CARGAS ESTATICAS	182

4.1.1	Fuerza de Tiro	182
4.1.2	Fuerza de Patinaje	182
4.1.3	Velocidad de trabajo y en vacío del transplantador	183
4.2	PRUEBAS DE CAMPO PARA CARGAS DINAMICAS EN DIFERENTES SUELOS Y VELOCIDADES	198
	OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES	198
	APENDICES	204
	BIBLIOGRAFIA	205

INDICE DE FIGURAS

<u>ITEM</u>	<u>PAG.</u>
2.1 Conjunto General del Transplantador Prototipo	48
2.2 Forma de determinación del coeficiente de fricción	50
2.3 Forma de determinación de la fuerza requerida en función de la altura del operario	55
2.4 Mecanismo de Siembra, Caso A	56
2.5 Fuerzas aplicadas de la palanca de transmisión, Caso A	60
2.6 Fuerzas aplicadas de la base piroteada, Caso A	61
2.7 Fuerzas aplicadas del trinquete, Caso A	62
2.8 Mecanismo de Siembra, Caso B	63
2.9 Fuerzas aplicadas de la palanca de transmisión, Caso B	68
2.10 Fuerzas aplicadas de la base piroteada, Caso B	70
2.11 Fuerzas aplicadas del trinquete, Caso B	71
2.12 Fuerzas aplicadas al soporte de la bandeja	72
2.13 Fuerzas aplicadas al mecanismo de avance	72
2.14 Diagramas de fuerzas cortantes, momento flector y fuerza axial del marco de accionamiento del sistema de transplante, Caso A	81

<u>ITEM</u>	<u>PAG.</u>
2.15 Diagrama de fuerzas cortantes, y momento flector del soporte de las uñas sembradoras	88
2.16 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector del mecanismo de transmisión	101
2.17 Diagrama de fuerzas, fuerzas cortantes, momento flector del eje de la base pivoteada	114
2.18 Diagrama de fuerzas, fuerzas cortantes y momento flector de la barra de tiro	128
2.19 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector de la estructura (cargas estáticas)	140
2.20 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector de la estructura (cargas dinámicas)	142
2.21 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector del tope del mecanismo de siembra	146
2.22 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector de la bandeja portaplantas	156
3.1 Conjunto desarmado de la estructura y bandeja	174
3.2 Procediendo a la soldada de la estructura	175
3.3 Conjunto desarmado de transmisión, siembra y conjunto de la estructura armado	176

<u>ITEM</u>	<u>PAG.</u>
3.4 Forma de los patines	177
3.5 Mecanismo de transmisión y avance de la bandeja	178
3.6 Montaje de la barra de tiro al mecanismo de siembra	179
3.7 Montaje de la bandeja a la estructura	180
3.8 Conjunto general del transplantador	181
4.1 Prueba del mecanismo de siembra en el laboratorio	186
4.2 Preparación de lechugines	187
4.3 Depositando la semilla pre-germinada de arroz a la bandeja	188
4.4 Plántulas de arroz listas para el transplante	189
4.5 Cargando la bandeja del transplantador con las plántulas de arroz	190
4.6 Transplantador cargado, listo para el transplante	191
4.7 Terreno preparado para recibir el transplante	192
4.8 Forma como el operario realiza el transplante	193
4.9 Determinando la fuerza de patinaje	194
4.10 Determinando la fuerza de tiro	195
4.11 Forma como las uñas sembradoras cogen las plántulas de arroz de la bandeja	196
4.12 Modo de depositar las plántulas de arroz en el terreno	197

SIMBOLOGIA

Aws	Sociedad American de Soldadura
a	Ancho dimensionamiento de la cadena
A	Area
Aw	Area unitaria
c	Distancia a la línea neutra-Análisis de esfuerzos normales
C	Cohesión-Esfuerzo
C	Indice de Resorte
CIAT	Centro Internacional de Agricultura Tropical
CEDEGE	Comisión de Estudios para el desarrollo de la Cuencia del Río Guayas
CV	Caballo de vapor
D	Diámetro medio del resorte
DR	Diámetro del rodillo de la cadena
E	Módulo de elasticidad
F	Fuerza
Fr	Fuerza resultante
Fc	Fuerza constante
FR	Fuerza requerida
f_v	fuerza de fricción
f_w	Esfuerzo unitario normal-Soldadura
f_c	Esfuerzo unitario de corte-Soldadura
f_{perm}	Esfuerzo permisible-Soldadura
g	Aceleración de la gravedad
G	Módulo de rigidez en tensión

Ha	Hectárea
Hp	Caballo de fuerza
I	Inercia
K	Relación de esfuerzos normales
k	Factor de conexión
MAG	Ministerio de Agricultura
M	Momento
N	Número de espiras
n	Factor de seguridad
P	Potencia
p	paso de la cadena
PNA	Programa Nacional del Arroz
R	Resistencia a fuerzas
S	Resistencia-Esfuerzo
Sm	Esfuerzo medio-Resistencia
Sa	Amplitud de esfuerzo
Ssy	Resistencia a la fluencia en corte
Sy	Resistencia a la fluencia
Se	Resistencia a la fatiga
Sut	Resistencia última a la tensión
Sw	Area unitaria
t	Agarre
V	Velocidad
W	Peso
w	Ancho dimensionamiento de partes
x,y	Ejes de referencia
z	Módulo de sección

$\beta\alpha$	Angulo
w	Altura del filete de soldadura
σ	Esfuerzo permisible
σn	Esfuerzo normal-Resistencia del terreno
$\sigma\theta$	Amplitud de esfuerzo
σm	Esfuerzo medio
γ	Angulo de corte-Terreno
μ	Coefficiente de fricción
τ	Esfuerzo de corte
τs	Corte de tierra-Esfuerzo

INDICE DE TABLAS

<u>NUMERO</u>		<u>PAG.</u>
I	Porcentajes de superficies sembradas de arroz. Fuente: Programa Nacional del Arroz	24
II	Aspectos de la producción de arroz. Fuente: P.N.A.	25
III	Producción de Arroz, en toneladas. Fuente: Gran Historia del Ecuador; 1986 USAID/QUITO	27
IV	Distribución Regional del Area y la Producción de Arroz en Guayas y Los Ríos. Fuente: Programa Nacional del Arroz	28
V	Tamaño de la explotación y número de Agricultores. Fuente: Programa Nacional del Arroz	29
VI	Sistemas de Siembras utilizadas. Fuente: Programa Nacional del Arroz	32
VII	Proyecciones de Area de Producción de Arroz. Fuente: CEDEGE	32
VIII	Costos de Producción por Hectarea de Arroz. Fuente: P.N.A.....	34
IX	Costos del transplante a mano. Fuente: P.N.A	35

<u>NUMERO</u>		<u>PAG.</u>
X	Datos Técnicos del transplántador	36
XI	Flujo de Caja para la adquisición del transplántador	38
XII	Alternativas para el prototipo del transplántador	46
XIII	Valores del factor de fricción (μ)	51
XIV	Valores de la Fuerza requerida en función de la altura del operario	55
XV	Resultados de las Pruebas	185
XVI	Comparación del transplántador	201

INTRODUCCION

El arroz es un alimento básico en la dieta de los ecuatorianos y es el cultivo más importante en las provincias del Guayas y Los Ríos. Los agricultores están organizados, unos en cooperativas, otros en asociaciones, existiendo también otros productores independientes y que en su mayoría tienen fincas comprendidas entre 1 a 10 hectáreas, siendo el cultivo de arroz, entre todos ellos, su actividad principal.

La producción de arroz en general y, particularmente del Sistema de Riego tecnificado con transplante a la cual va dirigido nuestro trabajo, se encuentra actualmente en una fase difícil. La rentabilidad del cultivo desestimula la inversión por rendimientos relativamente bajos, precios bajos durante la cosecha y altos costos de producción, entre los que se destacan los rubros para la preparación del suelo, siembra por transplatación y cosecha, los cuales se constituyen en un limitante para incrementar dicha rentabilidad.

En la mayoría de las Zonas del Litoral, los pequeños productores de arroz realizan en transplatación en forma manual, la cual es muy laboriosa y demanda tiempo. La falta de maquinaria apropiada ha incidido negativamente en la mecanización para la siembra por transplatación.

Este proyecto va dirigido a la mecanización de la transplatación cuyos principales objetivos son: reducir tiempo, esfuerzo y mano de obra. Este

último aspecto debe ser considerado con especial atención ya que la falta de mano de obra produce atrasos e inclusive pérdidas al inversionista agrícola.

Una propuesta tecnológica como la presente, considera la apropiación y modificación de concepciones, en formas, métodos y funcionamiento, de máquinas provenientes de otros países llamados industrializados, que sumados al conocimiento de los requerimientos locales reales de la transplatación así como su influencia social-económica, tecnológica y agraria; converjan en el resultado de una o más alternativas idóneas para el sector hacia el cual se dirige esta opción.

Con estos antecedentes se concibe el diseño de un prototipo de transplatación, el mismo que se lo calculó y construyó en los talleres de la ESPOL, finalmente se hizo el montaje y pruebas de campo; habiendo obtenido como resultado un transplatación de fácil operación, mantenimiento simple y relativamente liviano para evitar la fatiga del operario.

Resumiendo podemos decir que el transplatación mecánico de arroz surge como una herramienta agrícola que favorece a la mecanización de la transplatación y que va dirigido al sector de agricultores arroceros, propietarios de pequeñas extensiones de tierra -menos de 10 hectáreas-, lográndose que al integrarse a la utilización de maquinaria como la diseñada, alcancen a mejorar la rentabilidad de sus cultivos.

CAPITULO I

ANALISIS DEL MERCADO

El presente análisis de mercado lo hacemos para formarnos una idea global de la validez de esta opción, a la vez que asegurar el éxito que tendrá, dada la aceptación y demanda en el sector arrocerero, al cual va dirigido. También se tiene en cuenta la rentabilidad del Proyecto y facilidad de adquisición, de manera de no causar penurias económicas al agricultor.

1.1 DEMANDA DE MAQUINARIA AGRICOLA LIVIANA EN NUESTRO PAIS PARA TRANSPLANTACION DE ARROZ.

En el país existen básicamente dos sistemas de producción de arroz que son:

CULTIVO BAJO RIEGO.- Existen dos clases: Tecnificado con siembra directa y Tecnificado con Transplante.

CULTIVO DE SECANO.- Existen en tres formas: Tecnificado, Pozas Veraneras y Tradicionales.

El cultivo de Secano se lo realiza aprovechando la estación lluviosa, mientras que el cultivo de arroz bajo riego se produce por estar beneficiado por las cercanías de los ríos o de canales de riego y si

se posee una buena infraestructura acompañado de buen grado de tecnificación se puede lograr más de dos siembras al año. Los sistemas de siembra más comúnmente utilizados son:

- Transplante
- Máquinas sembradoras
- Espeque
- Voleo
- Avión

Las siembras con Máquina Sembradora, Espeque, Voleo, Avión son los que se denominan por siembra directa.

La siembra por transplante tiene la particularidad de que primero se debe preparar un semillero, cuando el arroz alcanza 20 días de edad en el Semillero, se lo saca y se lo transplanta en el terreno ya preparado para dicha actividad.

Nuestro país, es uno de los pocos países de América Latina donde predomina en sistemas de riego el transplante sobre siembra directa. Ya que el cultivo es más estable con este método, así como es menor el uso de insumos para su control; pero es diferente con respecto a la mano de obra.

En la Tabla N° I se presentan los porcentajes de superficie sembrada en cultivo de riego tecnificado, bajo siembra directa y transplante en diferentes localidades de la provincia del Guayas y de los Ríos. Los datos indican un predominio del transplante en los diferentes sitios. Exceptuando El Triunfo, Naranjal y Quevedo, donde predominan fincas medianas y grandes.

También hay que anotar que existen problemas como se observa en la Tabla N° II, con la disponibilidad de mano de obra en la mayoría de las zonas de Guayas y Los Ríos, siendo crítico en zonas como Montalvo y Catarama que dificultan el transplante, ya que todos los agricultores hacen dicha transplatación a mano.

Con estos antecedentes nos damos cuenta de la importancia de la producción de arroz bajo el sistema de riego tecnificado con transplante. Los altos costos actuales requeridos para el transplante de arroz constituyen un limitante para incrementar la rentabilidad del cultivo. La falta de maquinaria apropiada como la nuestra para estos tamaños de fincas -menos de 10 Has- han incidido sobre niveles nulos de mecanización para la transplatación con los correspondientes costos que implica el realizar labores a mano en forma menos eficiente.

TABLA No. 1

PORCENTAJE DE SUPERFICIE SEMBRADA, EN RIEGO TECNIFICADO BAJO SIEMBRA DIRECTA Y TRANSPLANTE EN DIFERENTES LOCALIDADES DE LA PROVINCIA DEL GUAYAS Y LOS RIOS

ZONAS	1986		1987	
	SIEMBRA DIRECTA (%)	TRANSPLANTE (%)	SIEMBRA DIRECTA (%)	TRANSPLANTE (%)
PROV. DEL GUAYAS				
Balzar	25	75	24	76
Daule	48	52	5	95
Yaguachi	15	85	27	73
U. Jado	10	90	4	96
Samborondón	15	85	18	82
El Triunfo	62	38	94	6
Naranjal	52	48	62	38
PROV. DE LOS RIOS				
Babahoyo	35	65	19	81
Montalvon	30	70	4	96
Ventanas	20	80	0	100
Catarama	20	80	10	90
Vinces	10	90	0	100
Baba	10	90	8	92
Quevedo	50	50	12	88

FUENTE: F. N. A., CICLO DE VERANO

TABLA No. 11

PRIORIDAD DE PROBLEMAS EN LA PRODUCCION DEL ARROZ EN LAS DIFERENTES ZONAS ARROCCERAS

ASPECTOS DE LA PRODUCCION	PROVINCIA EL GUAYAS						PROVINCIA DE LOS RIOS						
Disponibilidad de Maquinarias (Preparación)	BALZAR	DAULE	YAGUACHI	URBINA-JADO	SAMBORONDON	EL TRIUNFO	NARANJAL	BABAHOYO	MONTALVO	VENTANAS	CATARAMA	VINCES	BABA
Disponibilidad de Combustibles (Cosecha)	2	1	2	1	2	3	2	1	3	1	2	2	2
Disponibilidad de Mano de Obra	3	1	2	2	1	2	2	1	2	2	1	1	1
	2	2	2	3	2	3	2	2	1	2	1	2	2

PRIORIDAD SEGUN ESCALA: 1 = Muy Problemático; 2 = De Regular Magnitud; 3 = Poco Problemático

FUENTE: Encuestas de Técnicas de FMA, 1987

1.1.1 Consideraciones sobre demanda del transplantedor

En el Litoral de acuerdo con las condiciones agroclimáticas y de infraestructura, el cultivo de arroz se desarrolla en dos ciclos: Invierno o estación lluviosa -hasta julio, con 60% de la producción-, y verano o estación seca -con 40% de la producción-. Más del 50% de la cosecha se recolecta en mayo, junio y julio, un 25% se recolecta en octubre y noviembre, según se observa de la producción de arroz en cáscara en toneladas por mes Tabla N° III.

Por regiones del país, la producción se desarrolla como consta en la Tabla N° IV, para el año agrícola de 1987 en la Costa casi en su totalidad, en Guayas - con 47.7 del área y 49.5 de la producción - como las principales provincias productoras de arroz. La misma tendencia se aprecia para el Ciclo de Invierno de 1988.

En relación a la distribución de áreas y tamaños de las explotaciones, la Tabla N° V muestra que con menos de 5 Has hay un 72.8% de los agricultores, los cuales producen el 17.3% del arroz, mientras que en más de 100 Has. se encuentra un 2.4% de los agricultores produciendo el 32.3% del arroz. En cuanto a las cooperativas, con menos de 50 Has. hay 27% que representa el 6.1% de la producción arrocerá y, con más de 100

TABLA No. III

ECUADOR: PRODUCCION DE ARROZ EN CASCARA EN TONELADAS POR MES DURANTE LOS AÑOS 1984 Y 1985

MES	1984		1985	
	TON/MES	% DEL TOTAL	TON/MES	% DEL TOTAL
Enero	5194	1.2	5409	1.5
Febrero	1731	0.4	1803	0.5
Marzo	1731	0.4	1803	0.5
Abril	7459	1.7	6137	1.7
Mayo	74597	17.4	61352	16.6
Junio	111896	26.1	92030	24.8
Julio	49732	11.6	40902	11.0
Agosto	13990	3.3	12335	3.3
Septiembre	36098	8.4	33059	8.9
Octubre	61316	14.3	56200	15.2
Noviembre	46889	10.9	42975	11.6
Diciembre	18085	4.2	16528	4.5
TOTAL	428.718	100 %	370553	100 %

FUENTE: *Gran Historia del Ecuador, 1986. USAID / EPI QUITO*

TABLA No. IV

Distribución Regional del Area y la Producción de Arroz en Ecuador

AÑO AGRICOLA 1987

PROVINCIA	AREA COSECHA Has.	% DEL TOTAL	PRODUC. ARROZ CASCARA IM	% DEL TOTAL
GUAYAS	66118.96	47.7	225418.45	49.5
LOS RIOS	59791.40	43.1	193761.71	42.5
TOTAL	138798.30	100 %	455368.75	100 %

CICLO INVIERNO PARA 1988

GUAYAS	39297.56	46.0	129226.27	47.9
LOS RIOS	38977.84	45.5	121069.37	44.8
TOTAL	85559.00	100 %	269849.34	100 %

FUENTE: MAG, Programa Nacional del Arroz y Control de Piladoras

TABLA No. V

TAMAÑO DE LA EXPLOTACION Y NUMERO DE AGRICULTORES

CICLO DE INVIERNO DE 1988

AGRICULTORES INDIVIDUALES Has.	HECTAREAS	% Has.	No. DE AGRICULTORES	% DE AGRICULTORES
Hasta 4.9	9135.49	17.3	3451	72.8
5-19.9	7211.79	13.6	722	15.2
20-49.9	8622.67	16.3	301	6.3
50-99.9	10813.05	20.5	158	3.3
más de 100 Has.	17192.93	32.5	110	2.4
TOTAL	52975.93	100 %	4742	100 %

COOPERATIVAS	HECTAREAS	% Has.	No. DE COOPERATIVAS	% DE COOPERATIVAS
Hasta 49.9	2199.25	6.1	77	27
50-99.9	4401.86	12.3	66	23.2
más de 100 has.	29382.96	81.6	142	49.8
TOTAL	35984.07	100 %	285	100 %

FUENTE: MAG, Programa Nacional del Arroz y Control de Piladoras

Has., hay un 49.8% que representa el 81.6% de la producción de arroz.

De la Tabla N° VI Sistemas de Siembra utilizados, se ve claramente un predominio de la siembra por transplante, ya que de las 54,582.30 Has. sembradas en el ciclo de verano de 1987 le corresponde al sistema de siembras por transplante 42,407.80 Has., que es el 77.7% del total sembrado. Mientras que para el ciclo de invierno de 1988 representa el 22.81% del total sembrado, esta baja en relación al anterior ciclo es debido a que la mayoría de la producción de arroz se produce en la provincia de Los Ríos bajo el sistema de secano, aprovechando la época de lluvia.

Hay que anotar también que el Proyecto DAULE-PERIPA de CEDEGE aportará con nuevas áreas de producción de arroz bajo riego, la cual crecerá a la tasa 1% anual a lo largo del período de 1987-2000 como se lo puede apreciar en la Tabla N° VII, las cuales van a ser manejadas por pequeños agricultores individuales o cooperativizados. Para la mayoría de estos agricultores, la siembra de arroz constituye su actividad principal.

Lo descrito anteriormente nos confirma la gran importancia de las Provincias del Guayas y los Ríos en la producción de arroz

TABLA No. VI
SISTEMAS DE SIEMBRAS UTILIZADOS

CICLO DE VERANO 1987: SUPERFICIE TOTAL SEMBRADA 54582.3 Has.

PROYINCIA	TRANSPLANTE Has.	MAQUINA Has.	ESPEQUE Has.	VOLEO Has.	AYION Has.
GUAYAS	25573.90 (46.8%)	139	237	7540.00	800
LOS RIOS	16456.90 (30.1%)	---	151	1603.50	---
TOTAL	42407.80 (77.7%)	139 (0.25%)	1722 (3.15%)	9513.50 (17.43%)	800 (1.47%)

CICLO INVIERNO 1988: SUPERFICIE TOTAL SEMBRADA 88960 Has.

GUAYAS	19034.70	2141.40	8545.90	8624	2350
LOS RIOS	396.00	23849.00	6383.70	10103	---
TOTAL	20294.90 (22.81%)	26870.70 (30.21%)	20633.90 (23.19%)	18811 (21.15%)	2350 (2.64%)

FUENTE: MAG, PMA : Departamento de Programación y Evaluación.

TABLA No. VII
PROYECCIONES DE AREA DE PRODUCCION DE ARROZ

AÑO	AREA Has.	TASA ANUAL CRECIMIENTO DE AREA
1987	145177	1 %
88	146628	1 %
89	148095	1 %
1990	166576	12.48 %
91	168071	0.90 %
92	169582	0.90 %
93	171108	0.90 %
94	172649	0.90 %
95	207206	20.02 %
96	241778	16.68 %
97	243365	0.66 %
98	244969	0.66 %
99	246589	0.66 %
2000	248225	0.66 %

SUPUESTOS : El área anual crece al 1 % anual partiendo del área promedio de 1984-1987 se incorporarían luego áreas de CEDEGE así:
 1990 = 17000 Has; 1995 = 33000 Has

FUENTE: CEDEGE

bajo el sistema de siembra por transplante; así como también, la gran cantidad de pequeños agricultores que existen y que son los que manejan la mayoría de áreas de producción de arroz, así como las futuras del Proyecto CEDEGE y que tienen problemas con la transplantación, lo que implicaría que nuestro Transplantador mecánico tendrá una fuerte demanda de ese sector.

1.2 PERSPECTIVAS DEL MERCADO DE TRANSPLANTADORES EN EL LITORAL

Los detalles mencionados evidencian un mercado novedoso de transplantadores en el país. Analizando los costos de Producción en el Ecuador bajo el Sistema de Riego Tecnificado con Transplante, Tabla N° VIII, nos damos cuenta que los agricultores gastan el 8% de todos los costos en la preparación de suelo, 11.9% en la siembra + transplante y 19.5% en la cosecha. Estos rubros, en conjunto, representan aproximadamente el 40% de los costos totales de producción. Una comparación de estos costos de producción de arroz en Ecuador con los costos promedios en América Latina indica que los costos totales de producción en el Ecuador son muy elevados.

Observando las Tablas N° IX y X y analizando especialmente el rubro de siembra + transplante que es al cual este trabajo va dirigido

TABLA No. VIII

COSTOS DE PRODUCCION DE ARROZ POR HECTAREA EN ECUADOR BAJO SISTEMA DE RIEGO TECNIFICADO EN TRANSPLANTE

CONCEPTO	COSTOS EN ECUADOR			PROMEDIO AMERICA LATINA	
	SUCRES/Ha.	Kg/Ha.	% del TOTAL	Kg/Ha.	% DEL TOTAL
Preparación	20200	357	8	324	9.5
Siembra + Transplante	29700	495	11.9	309	9.0
Protección del Cultivo	64724.75	1079	25.8	422	12.3
Fertilización	31620	526	12.6	423	12.4
Cosecha	48790	813	19.5	412	12.0
Transporte a Piladora	6960	115	2.8	160	4.7
Riego	12000	200	4.8	307	9.0
TOTAL COSTOS DIRECTOS	213944.75	3565	----	2537	----
COSTOS INDIRECTOS	36385.68	608	14.6	1007	31.2
TOTAL COSTOS	250330.43	4173	100 %	3424	100 %

TOMA DE DATOS: Octubre 13 de 1988 : COSTOS INDIRECTOS: 4% Administración, 23% Interés anual al 80% del Capital en 6 meses, 2% Imprevistos, 2% Uso de la tierra
RENDIMIENTO PROMEDIO: 5263 Kg/ha.

FUENTE: P. N. A.

TABLA No. IX

COSTOS DE TRANSPLANTE A MANO PARA EL SISTEMA DE RIEGO TECNIFICADO

C O N C E P T O	CANTIDAD/Ha.	COSTO (Suces/Ha.
Siembra de Transplante		
Semilla (lbs)	100	5700
Semillero (Jornales)	4	3200
Transplante (Jornales)	26	20800
COSTO TOTAL		29700

1 Jornal = 800 suces

1 Jornal = 4 horas de trabajo

FUENTE: Encuestas de Agricultores, PNA 1988

TABLA No. X
DATOS TECNICOS DEL TRANSPLANTADOR

POTENCIA	1 PERSONA
Vida Util (Horas)	1000
Vida Util (Años)	6
Capacidad para el transplante (horas/ha)	10
Precio de Compra (sucres)	100000
Valor de Salvamento (sucres)	20000
Costo del transplante (sucres/hora)	120
Costo del transplante (sucres/ha.)	1200
Mano de Obra Requerida (horas/ha.)	10

**COSTO DEL TRANSPLANTE USANDO EL TRANSPLANTADOR
MECANICO PARA EL SISTEMA DE RIEGO TECNIFICADO**

ASUNTO	Cantidad/Ha.	Costo (Sucres/Ha.)
Siembra de Transplante		
Semilla (lbs.)	100	5700
Semillero (jornales)	4	3200
Transplante con el Transplanteador		3600
COSTO TOTAL		12500

vemos que tenemos un costo de 29700 Sucres/Ha., correspondiéndole al transplante 20800 Sucres/Ha. cuando se lo hace manualmente, que es el valor que sale de 26 Jornales/Ha. que se necesita, tomando en cuenta un jornal de 800 Sucres/4 Horas. Mientras que cuando mecanizamos la transplatación la Siembra + Transplante tiene un costo de 12500 Sucres/Ha., siendo el costo del transplante utilizando el Transplantador Mecánico de 3600 Sucres/Ha. -Que es el valor que sale del costo por Hectárea del Transplantador 1200 sucres/Ha. más el valor de tres jornales del operador 2,400 Sucres/Ha-. Comparando con el costo anterior total nos da un ahorro Potencial de 17,200 Sucres/Ha., esto quiere decir que si mecanizamos la transplatación con una máquina como la nuestra, bajaríamos el costo del rubro Siembra-Transplante por Ha. en un 58% que es uno de los objetivos de nuestro trabajo.

El período promedio de Transplatación por cada ciclo de producción de arroz es de 10 días, correspondiendo a 80 horas por ciclo, si consideramos un día de ocho horas - 8 horas -. Si nuestro Transplantador requiere de 10 horas/Ha., esto implica que tiene una capacidad de trabajo de 8 Ha. por ciclo, lo que nos confirma lo que habíamos expresado anteriormente que nuestra propuesta tecnológica va dirigida a los agricultores arroceros con menos de 10 Has.

Observando la Tabla N° XI, nos damos cuenta que el agricultor tiene obligaciones anuales de 24,000.00 sucres al adquirir el

TABLA No. XI

RESUMEN DE FLUJO DE CAJA PARA LA ADQUISICION DEL
TRANSPLANTADOR MECANICO DE ARROZ

EQUIPO	CUOTA INICIAL SUCRES	OBLIGACIONES DURANTE 1-5 AÑOS (SUCRES)
TRANSPLANTADOR MECANICO	20.000	24.000

- Cuota Inicial que tiene que ser pagada por el Agricultor al adquirir la máquina, y que equivale a un 20% del Precio.
- Crédito para cubrir el 80% del costo restante, en los siguientes términos:
 - Interés Real Balanceado del 10% anual.
 - 5 Años de amortización a partir del primer año de realizada la compra.

Transplantador Mecánico. Si se ahorra 17,200.00 Sucres/Ha., con sólo utilizarla 2 Has. anuales podrá cumplir con sus obligaciones contraídas.

Como conclusión de este capítulo, podemos anotar que los beneficios de este tipo de proyecto no se limitan a los pequeños agricultores, ya sean individuales o cooperativizados, pues todas las personas interesadas en esta clase de tecnología resultarán beneficiados, además en la medida en que nuevas tecnologías mecánicas generen nuevas oportunidades de Inversión, el efecto total sobre el empleo y el desarrollo de una región puede ser positivo. El bienestar total de la comunidad se verá incrementado de todas formas en la medida en que los menores costos de producción se trasladen a los consumidores en forma de menores precios del arroz.

CAPITULO II

DISEÑO DEL PROTOTIPO

2.1 CONCEPCION DEL PROTOTIPO DEL TRANSPLANTADOR DESCRIPCION Y SELECCION DEL DISEÑO OPTIMO.

La medida del conocimiento del ámbito en el cual se va a utilizar el transplantador mecánico, determinará una concepción tecnológica más provechosa. En todo caso, tres son las realidades que deben ser consideradas y satisfechas con mayores alcances para confiar el provecho del trabajo: La realidad social-económica, la realidad tecnológica y la realidad agraria en lo que se desenvuelve este patrón de mecanización que se propone.

Las dos primeras fueron analizadas en el capítulo anterior y están referidas a los costos en relación con el sector agrícola hacia el cual va dirigida esta alternativa. También hay que poner énfasis en la necesidad de que las exigencias técnicas de la máquina propuesta sean tales que permirtan el acceso a su construcción y mantenimiento en el taller artesanal de máquinas herramientas.

Previo el detalle de los requerimientos del prototipo y a fin de comprender la realidad agraria, es necesario hacer un estudio breve del medio ambiente y prácticas agrícolas que inciden en la producción de arroz bajo riego.

El río Guayas está formado por la unión de los ríos Babahoyo y Daule. Estos dos ríos mayores descargan un promedio de 35,500 millones de m³/año hacia el océano.

Esta descarga, manejada adecuadamente, podría irrigar aproximadamente 2 millones de Has. de arroz. El problema es que el patrón de descarga del río se relaciona fundamentalmente con la precipitación pluvial. En la actualidad esos caudales no pueden ser represados, y sólo se utiliza agua para las 54,000 Has. de arroz inundables, cuya mayor demanda es fundamentalmente en la estación seca. Cabe destacar que en el futuro más próximo, el Proyecto DAULE-PERIPA de CEDEGE tendrá la oportunidad de represar agua de estos dos ríos.

Por último, merece destacarse que los agricultores en la zonas arroceras inundables por mareas, que en su mayoría son sembradas por transplante y ajustan sus planes de riego a la marea, drenan sus campos en marea baja y riegan en marea alta.

El tamaño adecuado de la maquinaria agrícola para los agricultores, en particular para el sector arrocero, depende de los siguientes factores.

- Tamaño de la Finca
- Organización de la Finca (Particular o en Cooperativas)

- Organización de la siembra (Epoca de siembra bien definida o todo el año)
- Factores ambientales (Días disponibles para transplante)
- Disponibilidad de mano de obra.

En esta introducción conviene exponer el espectro de labores agrícolas que se realizan, desde aquellas básicas hasta las otras referidas a la cosecha. De tal manera que el ámbito de la mecanización agrícola en labores específicas se determinen y, posteriormente, la aplicación de nuestro transplantador se identifique, redundando luego en su descripción acorde a las condiciones del trabajo que se tenga.

El área de utilización de maquinaria agrícola abarca pues, todas las etapas del cultivo: Preparación del terreno, Nivelación, Siembra, Cuidados, Abono, Fertilización, Cosecha, Secado, Acondicionamiento de riegos, etc.

El transplantador mecánico de arroz tendrá su aplicación dentro del rubro de siembra por transplante, la que se desarrolla de la siguiente manera:

Se requiere la preparación de lechuguines, lugar donde crecen las plántulas arroz durante 20 a 30 días, luego de dicho período las plántulas son arrancadas y llevadas al campo definitivo para ser

sembradas manualmente, - transplante -

Se transplanta en hileras espaciadas de 20 a 30 cm. y con una distancia entre filas de 20 a 30 cm.

El suelo se lo prepara previamente y se encuentra inundado en el momento del transplante.

Como es un campo de aplicación específica de los transplantadores y, teniendo en cuenta que la concepción de la máquina a proponerse tendrá también esta dirección con versatilidad tal, que haga posible su utilización en la mayoría de las pequeñas zonas arroceras de cultivo bajo riego.

Por el hecho de su empleo en el fango, los transplantadores mecánicos serán de estructura simple, que favorece su poco peso, 30 a 80 Kgf. según el diseño. Con el fin de asegurar su desplazamiento en el fango se usan patines, de manera que nos de mayor facilidad de trabajo de transplante.

El ahorro generado al emplear estos transplantadores mecánicos en relación con el transplante manual es considerable, aproximadamente el 60% por Ha.

Con estos argumentos y tomando en cuenta que la producción de arroz bajo riego tiene ocupada a grandes extensiones de tierra en

nuestro litoral y, en las perspectivas mencionadas sobre el mercado anteriormente, escogeremos un modelo de transplantadores con potencia de una persona que es aproximadamente 0.60 Hp.

Potencia que nos permitirá atender el proceso de transplante y a la vez, mover la máquina transplantadora .

En el litoral, sobre el 50 % de su superficie cultivada de arroz corresponde a tenencias de superficies de 0-5 Has. y de 5-20 Has. Situación que identifica al sector hacia el cual se dirige esta alternativa.

Como se trabaja en un suelo fangoso, se debe hacer una correcta selección de los patines que permitan la flotación de la máquina. A su vez, la estructura del conjunto será tal que su peso, alrededor de 36 Kgf., asegure la simplicidad y las exigencias de esta flotación.

Constará de una superficie donde se pondrá el semillero o lechuguines y de un sistema de siembra cuyo trabajo será de coger la plántula de arroz y sembrarla en el suelo.

En vista a que los costos no resulten altos, esta concepción tendrá piezas de simple mecanización, montaje y mantenimiento. Como

se dijo al empezar este capítulo, conviene que a través de esta concepción, se busque alentar la intervención de los talleres artesanales.

La simplicidad no debe contraponerse a valores de eficiencia, sino más bien, busque atraer al pequeño agricultor, cuyo nivel cultural y su condición de agilizar su adaptación a la mecanización, rápidamente acceda al manejo y mantenimiento del transplantador.

Con estos antecedentes, se evalúan algunas alternativas que son las siguientes y cuyo análisis se establece en la Tabla N° XII:

- 1.- Campesino montado sobre una base de madera
- 2.- Transplantador mecánico con motor
- 3.- Transplantador mecánico manual con bandeja inferior y sistema de transplante vertical
- 4.- Transplantador mecánico manual con bandeja superior y sistema de transplante longitudinal
- 5.- Transplantador mecánico manual con sistema de transplante rotatorio

PUNTAJE DE EVALUACION

Muy Adecuado3

Bastante Adecuado.....2

Adecuado como último recurso 1

Inadecuado.....

TABLA No. XII

SOLUCION Factor a Considerar	1	2	3	4	5	IDEAL
ACCION REQUERIDA	3	3	3	3	3	3
DESPLAZAMIENTO	3	1	2	3	2	3
OPERABILIDAD	2	1	2	3	2	3
ADAPTABILIDAD	1	2	2	2	1	3
COSTOS PRODUC.	3	1	3	3	2	3
MANO OBRA REQUER.	1	3	2	2	2	3
MANTENIMIENTO	3	1	3	3	2	3
TOTAL	16	12	16	19	13	21

De este análisis se establece que podríamos diseñar un modelo conteniendo las alternativas de solución planteadas; así fusionaremos las alternativas 1 y 4, buscando un transplantador que satisfaga nuestro objetivo inicial. Su construcción será realizada con tubos, platinas y planchas de hierro.

La descripción del prototipo y su forma contiene las siguientes partes: fig-2.1.

- Patines de madera
- Estructura principal
- Sistema de transmisión y mecanismo de avance de la bandeja
- Bandeja
- Sistema de transplante
- Barra de tiro o mando

2.2 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO

La fijación de las condiciones de trabajo proceden de las características naturales del terreno en cuanto a propiedades del mismo, como también de las que resultan cuando se trabaja el terreno.

Los trabajos que se hacen al terreno previo al transplante son los siguientes:

- Quema de rastrojos
- Limpieza de muros y canales
- Arada
- Rastra
- Radillo o tablón

Como el suelo debe estar inundado, se introduce agua de dos a tres días antes del transplante, de manera que esté saturado el terreno con una capa de cinco centímetros de agua aproximadamente; por lo tanto, el trabajo que se va a desarrollar con el transplantador mecánico es sobre suelos que mantienen una capa húmeda. Por lo que se hace necesario determinar los valores de fricción entre el suelo húmedo y el patín de madera. Esta información no se la encuentra en bibliografía, lo que nos obliga a diseñar una metodología para determinar dichos valores, los mismos que nos permitirán conocer con antelación los esfuerzos demandados para realizar los trabajos del agricultor en sus tareas de transplante.

Para especificar las condiciones de trabajo, con estos detalles respecto de la naturaleza de los suelos, pasamos a determinar la fricción del tipo característico de suelos que encontramos en el litoral para sembríos de arroz y, cuya metodología es la siguiente:

Se cogió una tabla y se puso pesas de distintas denominaciones y halamos hasta el punto de deslizamiento como muestra la fig. 2.2.

La tabla XIII muestra los distintos valores de los pesos, fuerza requerida y coeficiente de fricción, éste se lo obtiene por la ecuación (1)

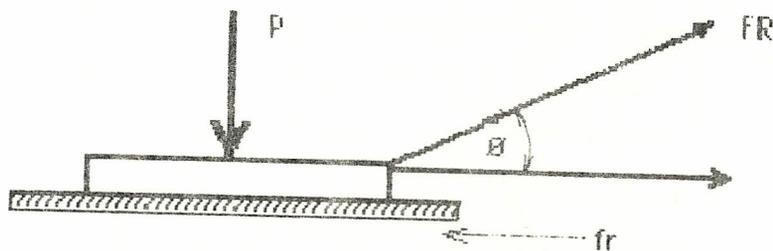
$$N \times \mu = fr \quad (1)$$

Sabiendo que:

$$fr = FR \cos \phi$$

y,

$$P = N$$



$$\theta = 28.82^\circ$$

Fig - 2.2

TABLA Nº XIII

PESOS (Kgf.)	FUERZA REQ. FR (N)	μ	$\bar{\mu}$
1.12	11	0.551	0.70
2.36	17	0.675	↓
2.45	20	0.728	
3.36	26	0.690	
4.36	30	0.651	
4.00	40	0.892	
5.26	45	0.763	
6.17	50	0.724	

Por lo tanto, en aquellos suelos donde ha de efectuarse nuestro trabajo de campo, tenemos que en Daule las características son:

Cohesión: 0.312 Kgf/cm² (arcilla) Ref (10)

Fricción: 0.70

Simultáneamente con la preparación del terreno se preparan los lechuguines en unos cuadros de madera o plástico de 20 x 40 cm. que es la medida de una división de la bandeja, para lo cual se utiliza semilla calificada para tener un alto rendimiento del cultivo.

Establecidas las condiciones del suelo, preparación de lechuguines, otros aspectos referidos a las condiciones de trabajo son:

- La velocidad de trabajo: Esta ha de corresponder a la requerida por las relaciones existentes con la velocidad de transplante, en el trabajo de estudios que al respecto se realizan, y por otra parte no difieren respecto de la velocidad media de la caminata normal de una persona, de tal suerte que quien opere el transplantador lo haga en condiciones de poca exigencia física. Por lo que la velocidad será de 0.6 a 1 Km/hr.
- Una de las ventajas de la utilización de este transplantador mecánico de arroz constituye la estabilidad que mantenga en su maniobrabilidad. En consideración a los terrenos en los que se ha de trabajar, el peso, el área, que ocupe la máquina, que al ser completamente manual eviten al máximo la fatiga del operario. El peso, en consideración del tipo de maquinaria al que pertenece este prototipo es de 36 Kgf. máximo.

2.3 CALCULO DE LA POTENCIA DE TRABAJO REQUERIDA

La potencia de trabajo requerida es la que tiene que hacer el campesino o el operador del transplantador mecánico de arroz en el trabajo mismo del transplante y, que corresponde básicamente a la potencia para el transporte por rodadura o deslizamiento de la máquina. Esta potencia utilizada en deslizamiento se verificará más adelante en las pruebas.

Para un peso W máximo de de 36 Kgf.

Coefficiente de fricción de 0.70 - valor máximo y,

Velocidad de 1 Km/hr,

$$Pr = W \times \mu \times V \quad (2)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$Pr = (36 \times 0.70) \text{ Kgf.} \times 0.277 \text{ m/s} \times (1 \text{ CV}/76.04 \text{ Kgf. m/s})$$

$$Pr = 0.1 \text{ CV}$$

2.4 CALCULO DEL CONJUNTO DE TRANSMISION Y SIEMBRA DEL TRANSPLANTADOR:

En primer lugar se determinará la distribución de fuerzas en el transplantador, ya que existen dos casos plenamente identificados:

A.- Cuando se está halando el transplantador

B.- Cuando se está realizando el proceso de trasplante

CASO A:

Aquí debemos vencer la fuerza de fricción que existe y que es producida por el peso de la máquina, cuyo valor para un W de 36 Kgf. y un coeficiente de fricción μ de 0.70 es:

$$f_r = \mu \times N = (0.70 \times 36) = 25 \text{ Kgf.}$$

La figura 2.3 muestra de una manera esquemática el momento en que se está produciendo el caso que estamos analizando. La tabla XIV nos enseña el valor de la fuerza que tenemos que imprimir a la barra de tiro para vencer dicha fuerza de fricción y, que está en función de la estatura de la persona que está trabajando.

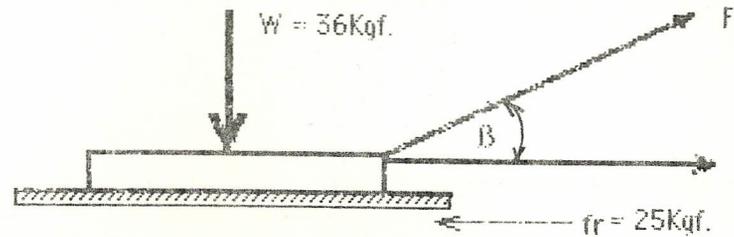


Figura: 2.3

TABLA - XIV

β	F (Kgf.)
55°	44
40°	35
30°	29

Considerando una persona normal de 1.75 m. de estatura y un alcance de brazos de 72 cm., ref (3), tomamos el valor de la fuerza correspondiente para $\beta = 40^\circ$ que es el de 35 Kgf.

La fuerza de 35 Kgf. se repartirá entre los dos brazos del operario, por lo que cada brazo ejercerá una fuerza de 17.5 Kgf.; además,

bajo las condiciones dadas, un hombre puede ejercer una fuerza de tensión de hasta 85 Kgf. con los dos brazos; esto es 43 Kgf. por brazo.

La fuerza de 17.5 Kgf. es la que utilizaremos para analizar las fuerzas del mecanismo de siembra, el cual es, básicamente un sistema de cuatro barras como se observa claramente en la fig. 2.4.

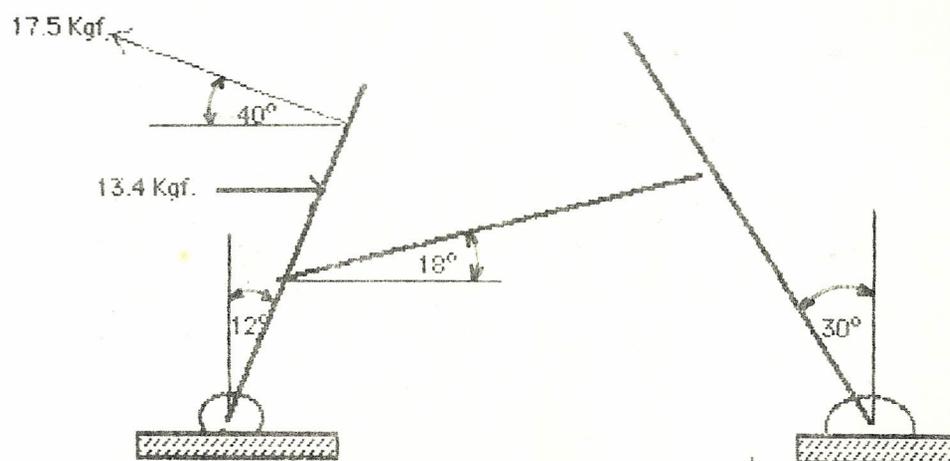
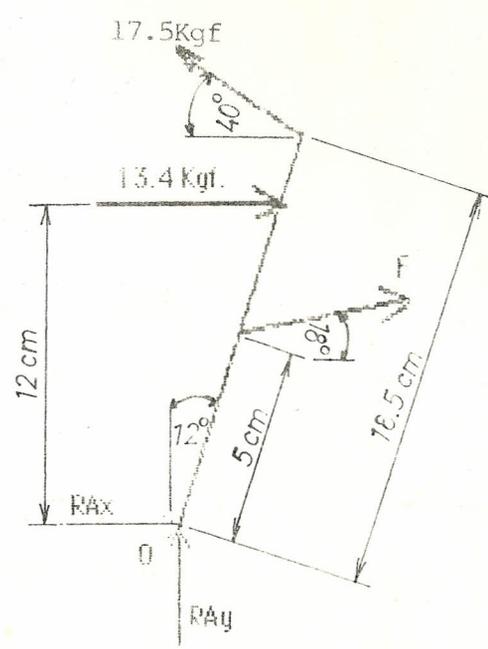


FIG - 2.4

A continuación determinaremos cada uno de las fuerzas que conforman el sistema de cuatro barras.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL MARCO DE ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE TRANSPLANTE



$\Sigma F_y = 0$

$R_{Ay} + F \times \text{sen } 18^\circ + 17.5 \times \text{Sen } 40^\circ = 0 \quad (3)$

$\Sigma F_x = 0 \quad +$

$R_{Ax} + F_x \text{ Cos } 18^\circ - 17.5 \times \text{cos } 40^\circ + 13.4 = 0 \quad (4)$

$\Sigma M_o = 0$

$$4.65 \times F - 0.32 \times F + 160.8 - 242.5 - 43 = 0 \quad (5)$$

$$F = 28.8 \text{ Kgf.}$$

Reemplazando F en (3) y (4) determinamos las reacciones R_{Ay} y R_{Ax} , por lo tanto su valor es:

$$R_{Ay} = -20.5 \text{ Kgf}$$

$$R_{Ax} = -27.4 \text{ Kgf}$$

y la fuerza resultante es:

$$F_A = [R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2]^{1/2} \quad (6)$$

$$F_A = 34 \text{ Kg}$$

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ESLABON DE CONEXION

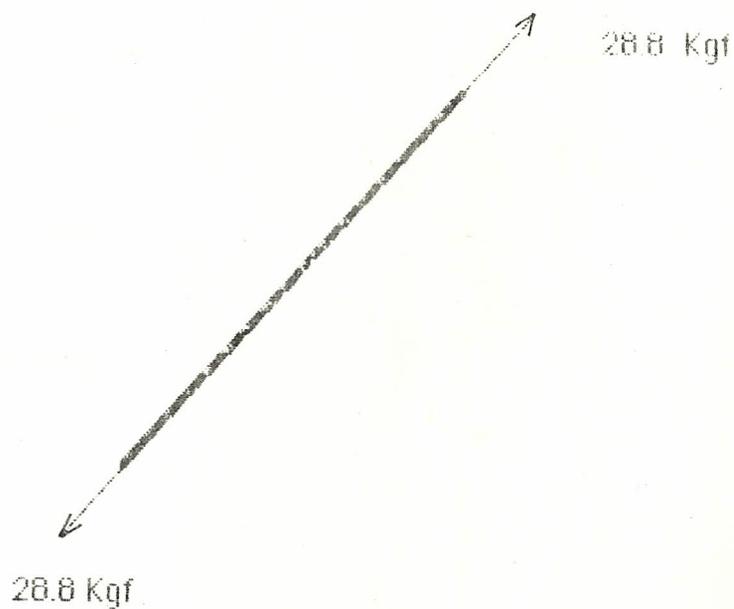
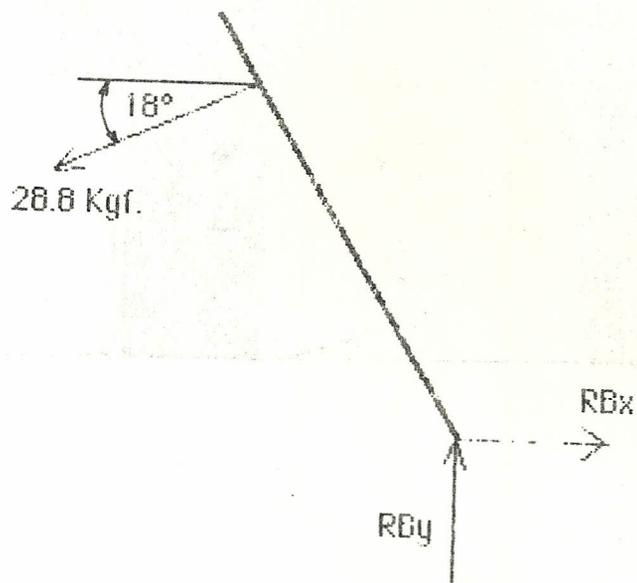


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ESLABON DE ALIMENTACION



$$\Sigma F_x = 0 \quad + \downarrow \leftarrow$$

$$R_{Bx} = 27.4 \text{ Kgf.}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \downarrow$$

$$R_{By} = 8.9 \text{ Kgf.}$$

$$R_B = 28.8 \text{ Kgf.}$$

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL MECANISMO DE TRANSMISION:

La palanca del mecanismo de transmisión consta de las siguientes fuerzas como muestra la fig. 2.5

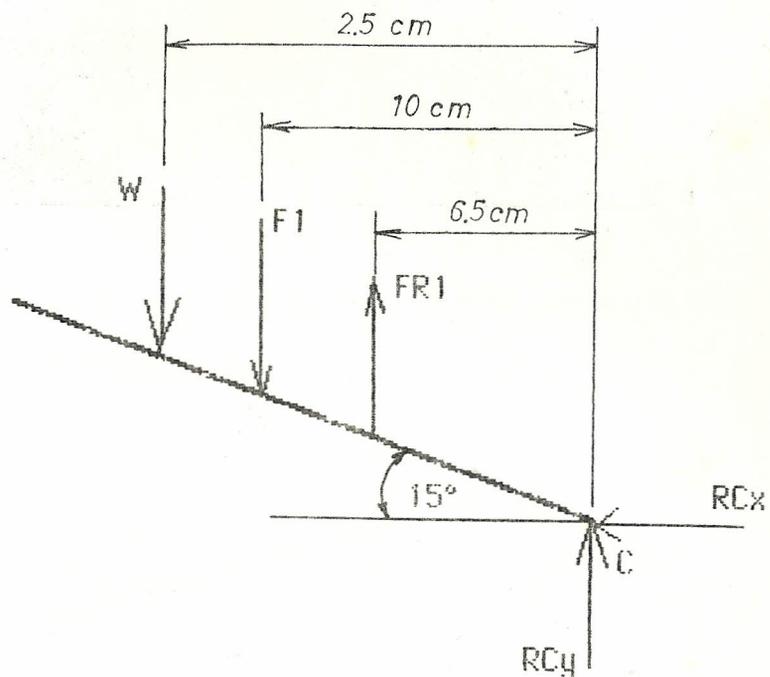


Figura: 2.5

Donde:

F_{R1} = Fuerza del Resorte

F_1 = Fuerza del Conector

W = Peso de la palanca

$$\sum M_c = 0 + \curvearrowright$$

$$6.5 F_{R1} - 10 F_1 - 12.5 = 0 \quad (7)$$

Para $W = 0.5 \text{ Kgf.}$ y $F_1 = F_R$ (8)

Reemplazando la condición (8) en (7)

$$F_{R1} = F_1 = 3 \text{ Kgf.}$$

Esta fuerza de 3 Kgf. es la que acciona la base pivoteada donde va acopiado el trinquete (fig. 2.6)

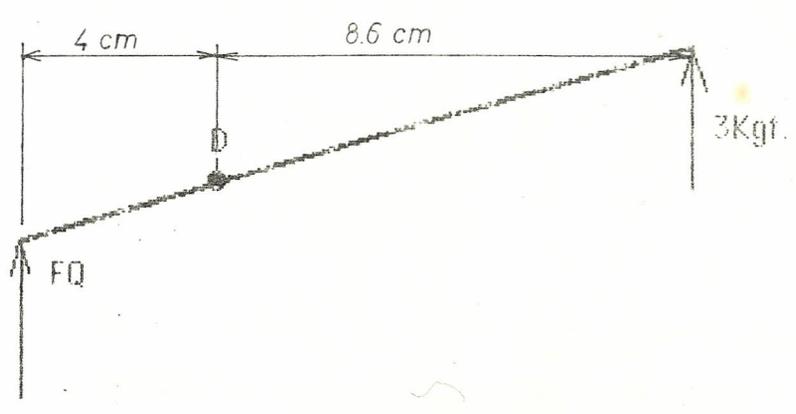


Fig - 2.6

$$\Sigma M_D = 0$$

$$3 \times (8.6) - F_Q \times 4 = 0 \quad (9)$$

$$F_Q = 6.5 \text{ Kgf.}$$

Como el trinquete va acoplado donde va aplicada la fuerza F_0 , la distribución de fuerzas en el trinquete es la siguiente (fig. 2.7)

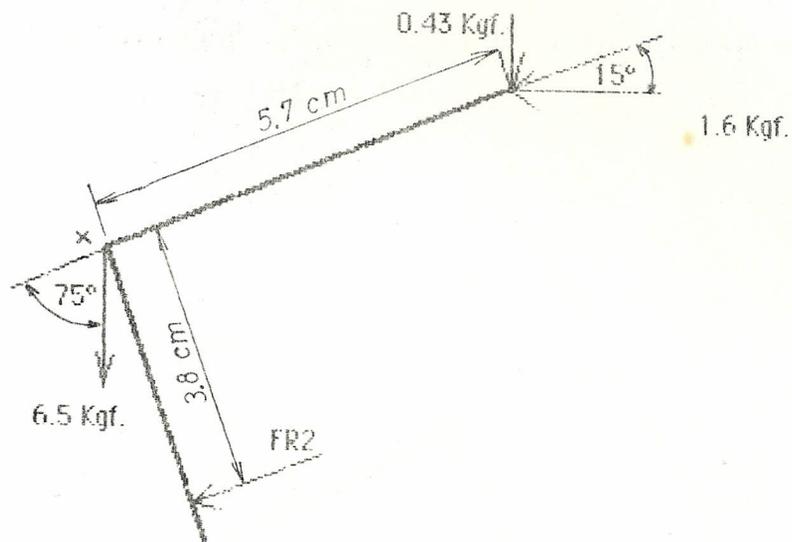


Fig - 2.7

La fuerza $FR2$ es debida a la acción de un resorte que trata de llevar el trinquete hacia atrás para coger el siguiente eslabón de la cadena. Determinando dicha fuerza tenemos:

$$\sum M_x = 0 \quad + \quad)$$

$$1.6 \times 1.47 - 3.8 \times FR2 = 0 \quad (10)$$

$$FR2 = 0.63 \text{ Kgf.}$$

CASO B:

El operario, al momento del trasplante le imprime al sistema de siembra una fuerza de 30 Kgf. aproximadamente, que se repartirá entre los dos brazos del operario por lo que cada brazo ejercerá una fuerza de 15 Kgf. la cual se verificará más adelante si es la correcta: Fig. 2.8.

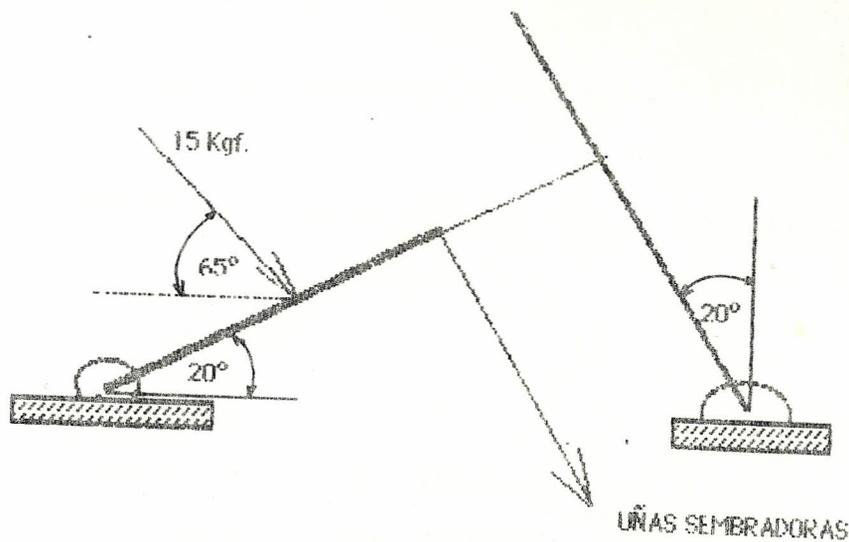


Fig - 2.8

Como las uñas sembradoras penetran al suelo, este presenta una resistencia al corte o a la penetración que viene dada por la ecuación (11), ref. 4

$$\tau_s = C + \sigma n \tan \gamma \quad (11)$$

Donde:

τ_s = Esfuerzo cortante del suelo

γ = Angulo de corte, de 10 a 14°

C = Cohesión 0.25 a 0.30 Kgf/cm²

σ_n = Esfuerzo de compresión 10 Kgf/cm²

Reemplazando los valores máximos de C y γ en (11), tenemos:

$$\tau_s = 2.8 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para sacar la fuerza resistente que presenta el suelo, multiplicamos por el área de las uñas sembradoras, y por nuestro diseño, dicha área será la correspondiente a una varilla cuadrada de 0.8 cm. de lado, por tanto:

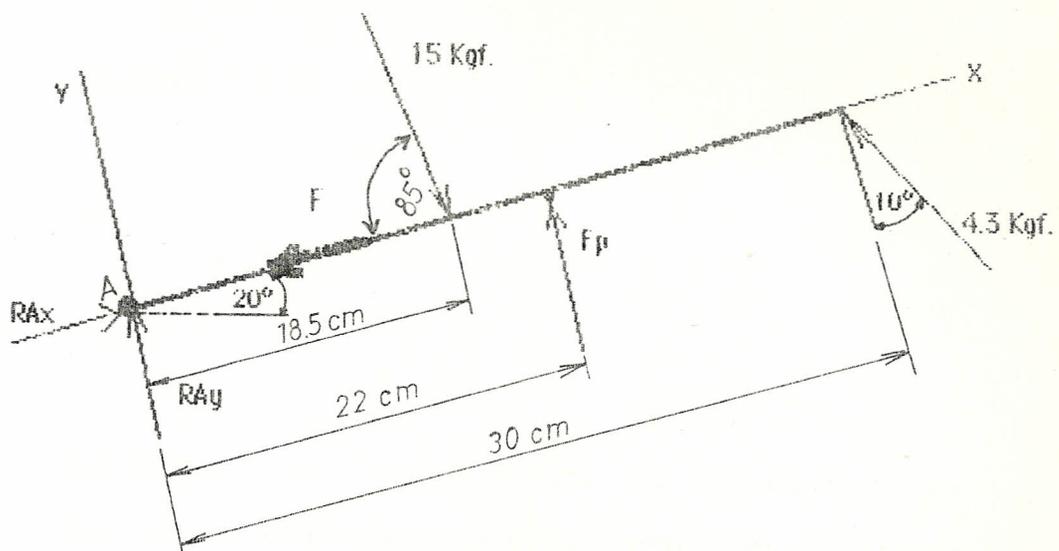
$$F_s = \tau_s \times (A) \quad (12)$$

Para $\tau = 2.8 \text{ Kgf/cm}^2$ y $A = 0.64 \text{ cm}^2$

$$F_s = 1.72 \text{ Kgf.}$$

Como son cinco uñas, la fuerza total será de 8.6 Kgf. y, cuya fuerza lateral será de 4.3 Kgf., que es la que utilizaremos para el análisis de fuerzas del mecanismo de siembra.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL MARCO DE ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE TRANSPLANTE:



Realizando $\Sigma M_A = 0$ +, para determinar F_p , tenemos:

$$\Sigma M_A = 0 \quad + \curvearrowright$$

$$15 \operatorname{sen} 85^\circ \times 18.5 - F_p \times 22 - 4.3 \cos 10^\circ \times 30 = 0 \quad (13)$$

$$F_p = 6.80 \text{ Kgf.}$$

Realizando $\Sigma F_x = 0$ y $\Sigma F_y = 0$, tenemos:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow$$

$$R_{Ax} - F + 15 \cos 85^\circ - 4.3 \sin 10^\circ = 0 \quad (14)$$

$$\Sigma F_y = 0 \uparrow$$

$$R_{Ay} - 15 \sin 85^\circ + 6.80 - 4.3 \cos 10^\circ = 0 \quad (15)$$

Por lo tanto:

$$R_{Ay} = 3.9 \text{ Kgf.}$$

Para determinar R_{Ax} , de la figura 2.8, reemplazando las reacciones por los respectivos soportes y, realizando momento en B, tenemos:

$$\Sigma M_B = 0 +$$

$$R_{Ay} \times 47 + R_{Ax} \times 19 + 4.2 \times 17 - 0.74 \times 19 = 0 \quad (16)$$

Como el valor de $R_{Ay} = 3.9$ y, reemplazando en (16), nos da:

$$R_{Bx} = -12.7 \text{ Kgf.}$$

Reemplazándolo en (14) obtenemos el valor de F:

$$F = 12.7 \text{ Kgf.}$$

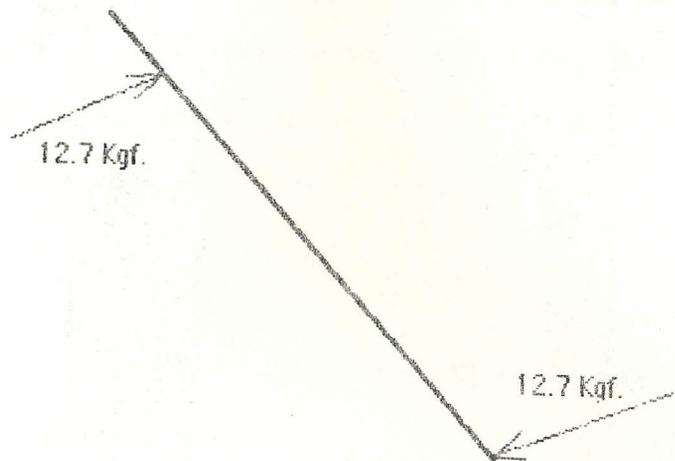
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ESLABON DE CONEXION

La fuerza de 12.7 Kgf es la que se transmite al eslabón de conexión, ya que va acoplada al marco de accionamiento del sistema de transplante de tal manera que las fuerzas aplicadas al eslabón de conexión es la siguiente:



DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ESLABON DE ALIMENTACION

El eslabón de alimentación va acoplado al eslabón de conexión y por lo tanto la distribución de fuerzas nos queda de la siguiente manera:



MECANISMO DE TRANSMISION:

La fuerza F_P de 6.80 Kgf., que la obtuvimos anteriormente es la que acciona la palanca de transmisi3n, la distribuci3n de fuerzas se d3 en la fig. 2.9.

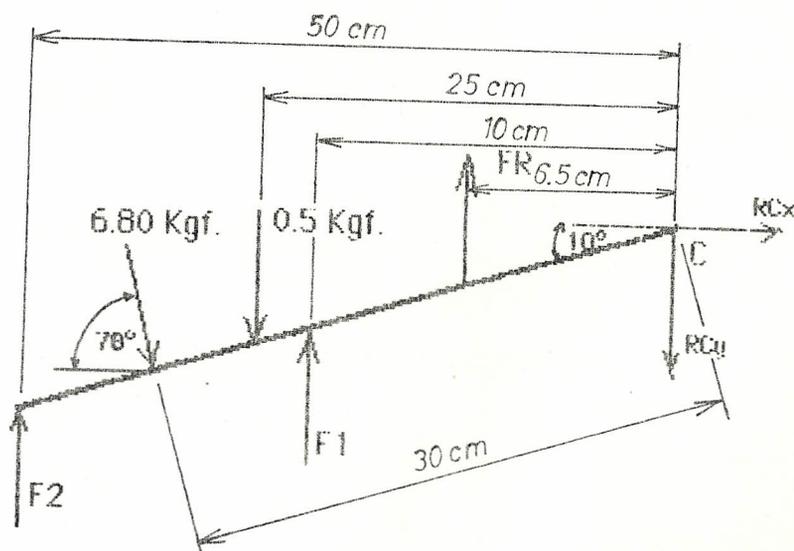


Fig. 2.9

Asumiremos que $F_1 = 3.3 \text{ Kgf.}$, valor que tenemos que verificarlo en el futuro. A continuación determinaremos los valores correspondientes de: F_2, F_c

$$\Sigma M_c = 0 \quad +$$

$$F_2 \times 50 - 6.80 \sin 70^\circ \times 29.5 - 0.5 \times 25 - 6.80 \cos 70^\circ \times 5.2 + F_1 \times 10 + F_{R1} \times 6.5 = 0 \quad (17)$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad +$$

$$6.80 \cos 70^\circ - F_{cx} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_2 - 6.80 \sin 70^\circ - 0.5 + F_1 + F_{R1} - F_{cy} = 0 \quad (18)$$

$$\text{Como } F_1 = F_R = 3.3 \text{ Kgf.} \quad (19)$$

Reemplazando (19) en (18) y (17), tenemos:

$$F_2 = 3.16 \text{ Kgf.}$$

$$F_{cx} = 2.32 \text{ Kgf.} \quad F_{cy} = 2.38 \text{ Kgf}$$

Se verifica aquí, que la fuerza de 15 Kgf. que imprimimos al sistema de siembra, es la correcta, ya que sirve para vencer las dos resistencias que tenemos en la palanca de transmisión, que son: F_1 y F_{R1} .

Como dijimos anteriormente, la fuerza F_1 es la que acciona la base pivoteada donde se acopla el trinquete, por lo tanto, para F_1 de 3.3 Kgf., tenemos la siguiente distribución de fuerzas, (fig. 2.10).

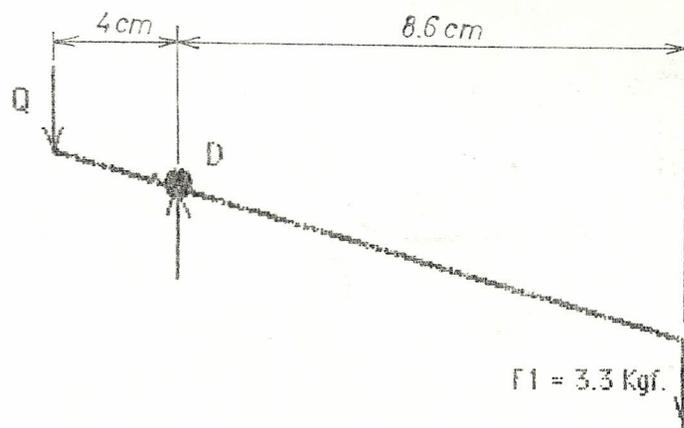


Fig. 2 - 10

Para determinar F_Q , se hace $\Sigma M_D = 0$ + ↻

$$3.3 \times 8.6 = F_Q \times 4$$

$$F_Q = 8.1 \text{ Kgf.}$$

$$R_D = 11.4 \text{ Kgf.}$$

El trinquete tiene la siguiente distribución de fuerzas, (Fig. 2.11)

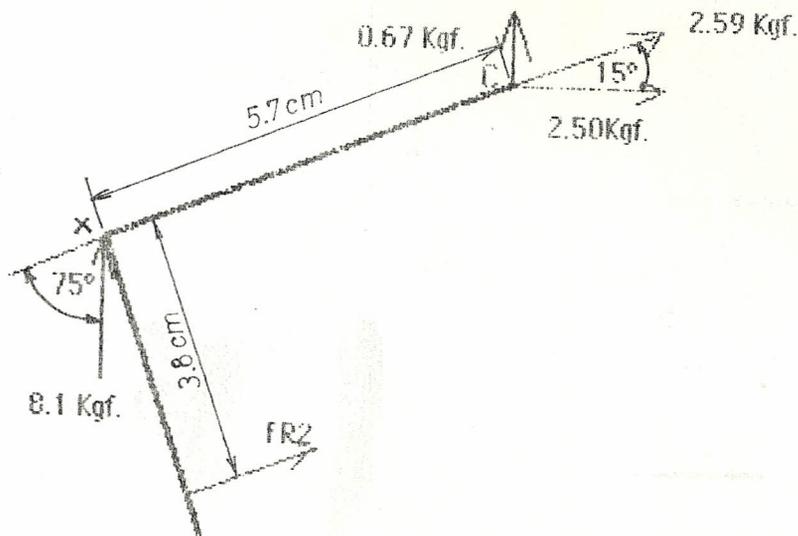


Fig. 2-11

$$\Sigma M_x = 0 \quad + \quad \curvearrowright$$

$$2.50 \times 1.47 = F_{R2} \times 3.8 \quad (20)$$

$$F_{R2} = 0.96 \text{ Kgf.}$$

Se determinará si la fuerza de 2.5 Kgf. que ejerce el trinquete a la cadena es suficiente para mover el sistema de avance de la

bandeja. La bandeja junto con los lechuguines, tendrá un peso máximo de 14 Kgf., el cual se repartirá 7 Kgf. por cada soporte, como indica la fig. 2.12.

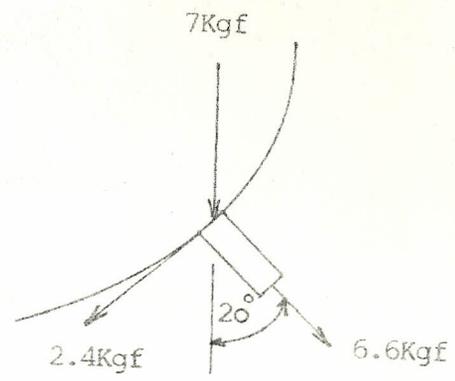


Fig. 2-12

La fig. 2.13 muestra las fuerzas que inciden sobre el sistema de avance.

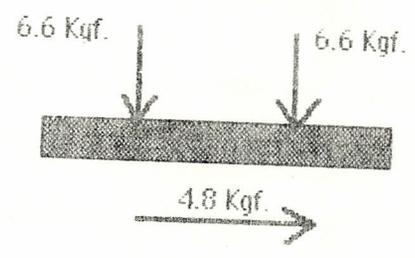


Fig. 2-13

Como va a existir deslizamiento entre dos materiales de hierro, sacamos el factor de fricción que es de 0.130 metal-metal con lubricación, Ref (6) Por tanto, la resistencia H que deberá vencer el trinquete será:

$$H = \mu \times N_1 + \mu \times N_2 \quad (21)$$

Donde: $N_1 = 13.2 \text{ Kgf.}$

$N_2 = 4.8 \text{ Kgf.}$

$\mu = 0.130$

$H = 2.33 \text{ Kgf.}$

Como el trinquete ejerce una fuerza de 2.50 Kgf. y, la resistencia que va a tener es de 2.33 Kgf., es correcta la suposición de F_1 de 3.3 Kgf. que es la que acciona el trinquete.

Una vez que hemos derterminado las fuerzas en cada uno de los elementos constitutivos del transplantador, tanto para los casos A y B; pasamos a calcular dichos elementos, tomando las máximas fuerzas.

CALCULO DEL CONJUNTO DE SIEMBRA

Vamos a calcular el eje o pasador que soporta al marco de accionamiento del mecanismo de transplante, el cual tiene una fuerza aplicada máxima de 34 Kgf., el material que vamos a utilizar es acero SAE 1030 que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_{ut} = 5250 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2940 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para esfuerzos cortantes, aplicando la teoría de la energía de distorsión. Ref. 5.

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (22)$$

$$S_{sy} = 0.577 \times (2940) = 1696 \text{ Kgf/cm}^2$$

El diámetro en esta teoría será, con una factor de seguridad de $n = 3$.

$$d = \sqrt{\frac{FR \times n \times 4}{\pi \times S_{sy}}} \quad (23)$$

$$d = \sqrt{\frac{34 \times 3 \times 4}{\pi \times 1696}} \quad d = 0.27 \text{ cm.}$$

Para los esfuerzos debidos a flexión, tenemos, ref. 5.

$$\sigma = \frac{M}{I/c} \quad \text{ó} \quad \sigma = \frac{M}{Z} \quad (24)$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal debido a un momento flexionante

M = Momento flector

I = Momento de inercia

c = Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más lejana

Z = Módulo de sección

El momento flector para pasadores es:

$$M = \frac{F \times t}{2} \quad (25)$$

Siendo F la fuerza aplicada y t el agarre total del pasador, es decir, t = 4.7 cm. Por lo tanto el momento flector será: M = 80 Kgf. cm.

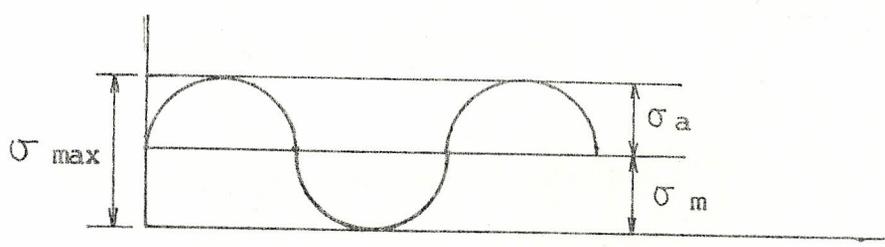
El diámetro con $n = 2$, por la teoría del esfuerzo cortante máximo, ref. 5 es:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times n \times 32}{S_y}} \quad (26)$$

$$d = 1.2 \text{ cm.}$$

Resultando en estas consideración estática, este último diámetro el más significativo.

Para el tratamiento dinámico asumiremos que el pasador soporta esfuerzos que tienen fluctuaciones representadas en el siguiente diagrama:



$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_a + \sigma_m \quad (27)$$

$$\sigma_a = \sigma_m$$

La resistencia a la fatiga corregida S_e es expresada así:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e S_e' \quad (28)$$

Donde:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (29)$$

Tomando S_{ut} de los datos

$$S_e' = 0.5 \times 5250 = 2625 \text{ Kgf/cm}^2$$

Los valores siguientes se toman en base a criterios. Capítulo 7, ref. 5

K_a = Factor de corrección por acabado; 0.85

K_b = Factor de corrección por tamaños; 0.92

K_c = Factor de corrección por confiabilidad; para 90% de confiabilidad tenemos 0.897

K_d = Factor por efecto de temperatura; 1

K_e = Factor por concentración de esfuerzos

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (30)$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (31)$$

$q =$ Sensibilidad a las ranuras, fig. 7.16 ref. 5

$q = 0.78$

$K_t =$ Factor de concentración de esfuerzos; fig. A-26, ref. 5

$K_t = 1.2$

Reemplazando valores de q y K_t , tenemos:

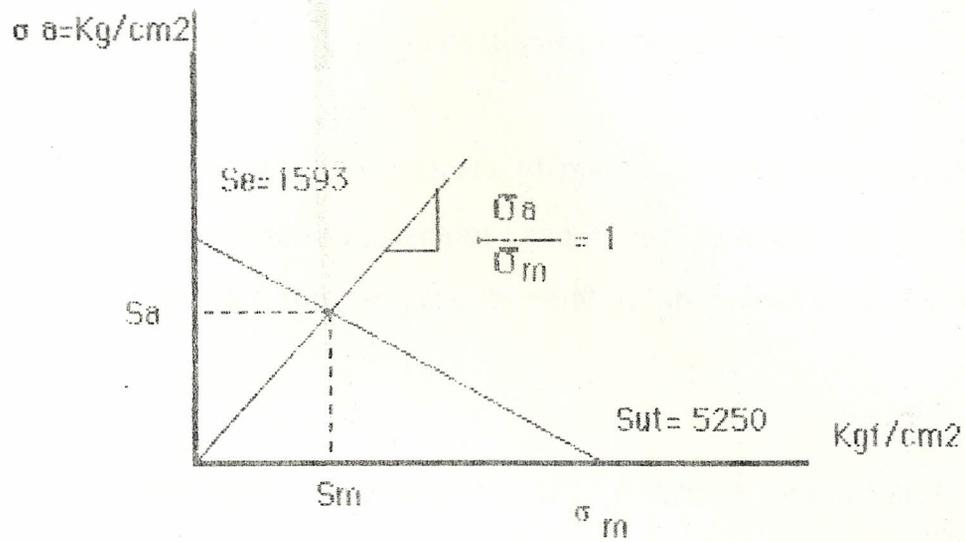
$K_f = 1.15$

$K_e = 0.865$

Reemplazando estos valores de correcciones en la ecuación (28),
tenemos:

$$S_e = 0.85 \times 0.92 \times 0.897 \times 1 \times 0.865 \times 2635 \quad S_e = 1593 \text{ Kgf/cm}^2$$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO, ref. 5, Capítulo 7,
establece la determinación previa de la resistencia a la
fatiga corregida. La cual se expone a continuación:



$$S_a = S_m = 1222 \text{ Kg/cm}^2$$

Como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{M}{2Z} = \frac{M \times 32}{2 \times \pi \times d^3} = \frac{S_a}{n} \quad (32)$$

Despejando d y, para $n = 4$, tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times n \times 32}{2 \times \pi \times S_a}}$$

$$d = 1.1 \text{ cm.}$$

Para satisfacer, tanto la condición estática, como la dinámica, escogeremos un eje que tenga un diámetro de 12.7 mm.

Las fuerzas máximas que soporta el marco de accionamiento del sistema de transplante es para el caso A, los diagramas de fuerza cortante, momento flector y fuerza axial se presentan en la figura 2.14.

Calcularemos para el momento flector, ya que la fuerza axial es pequeña con relación a éste. Se utilizará un acero SAE 1020, que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_{ut} = 4340 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para carga estática,

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$Z = \frac{M \times n}{S_y}$$

$$\text{Para } n = 4 \text{ y } M = 105.6 \text{ Kgf-cm}$$

$$Z = 0.172 \text{ cm}^3$$

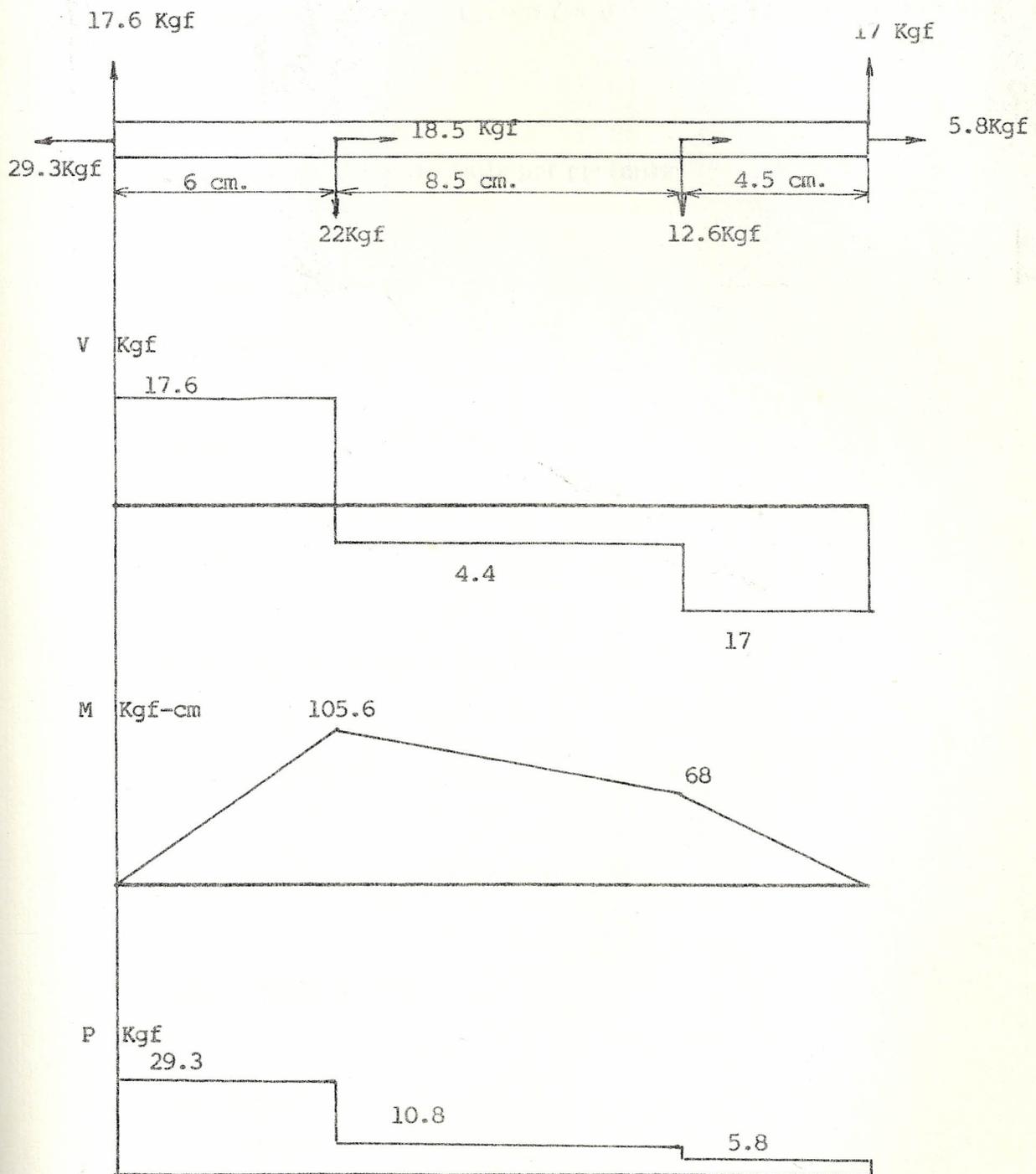


FIG. 2.14.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES, MOMENTO FLECTOR Y FUERZA AXIAL.

Por condiciones de diseño utilizaremos un ángulo de 30 x 3 mm.,
que tiene un módulo de sección $Z = 0.68 \text{ cm}^3$ y un área transversal
 $A = 1.71 \text{ cm}^2$.

Determinando si existe falla por cortante,

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Donde:

$$\tau = F_c/A$$

Para $F_c = 17.6 \text{ Kgf.}$ y $A = 1.71 \text{ cm}^2$

$$\tau = 10.3 \text{ Kgf/cm}^2$$

$S_{sy} = 0.577 S_y$ Energía de distorsión

$$S_{sy} = 1413 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = \frac{1413}{10.3}$$

$$n = 137$$

Lo que significará que no existirá falla por cortante.

Analizando para esfuerzos combinados,

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{P}{A} \quad (33)$$

Reemplazando valores, tenemos,

$$\sigma = \frac{105.6}{0.68} + \frac{29.3}{1.71}$$

$$\sigma = 172.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = S_y / \sigma$$

$$n = \frac{2450}{172.5} = 14$$

Esto indica que tampoco existe falla debido a esfuerzos combinados.

Considerando que el marco de accionamiento del sistema de trasplante va a estar sometida a esfuerzos fluctuantes, se determinará si existe falla por fatiga.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

$$K_a = 0.7$$

$$K_b = 0.943 \quad \text{Para diámetro equivalente} = 0.43 \text{ pulg.}$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{Para 90 \% de confiabilidad}$$

$$K_d = 0.719$$

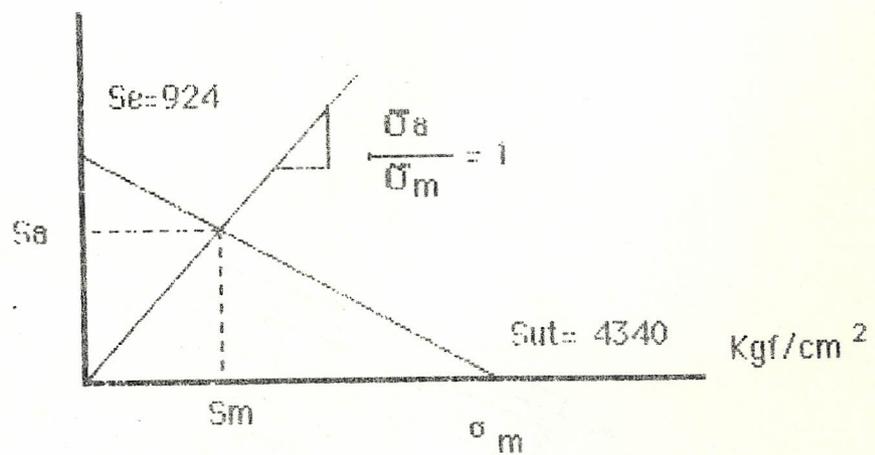
$$K_e = 1$$

$$S_e = 0.7 \times 0.943 \times 0.897 \times 0.719 \times 0.5 \times 4340$$

$$S_e = 924 \text{ Kg/cm}^2$$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO es el siguiente:

$$\sigma_a = \text{Kg/cm}^2$$



$$S_a = S_m = 762 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{M}{2Z} + \frac{P}{2A}$$

$$\sigma_a = 86.25 \text{ Kgf/cm}^2$$

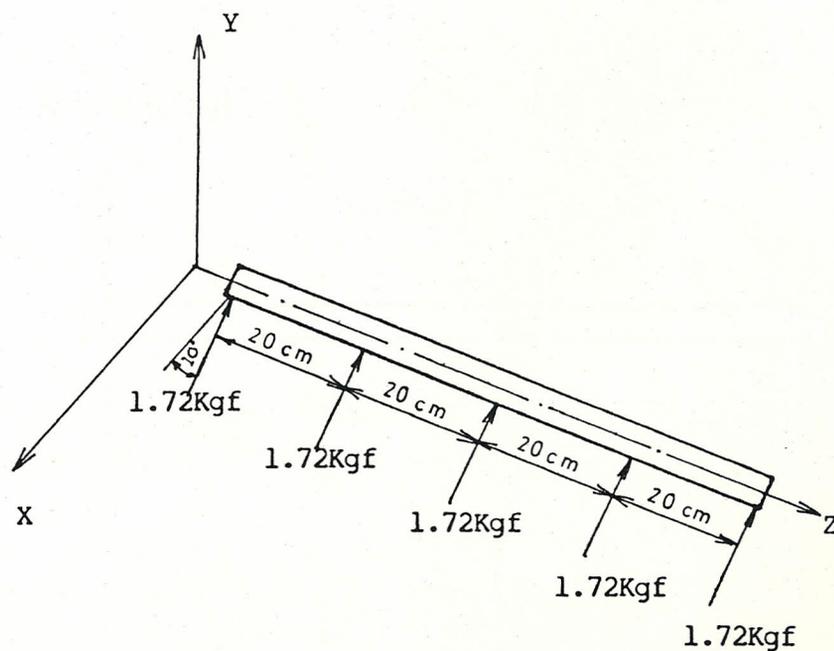
$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{762}{86.25}$$

$$n = 8.8$$

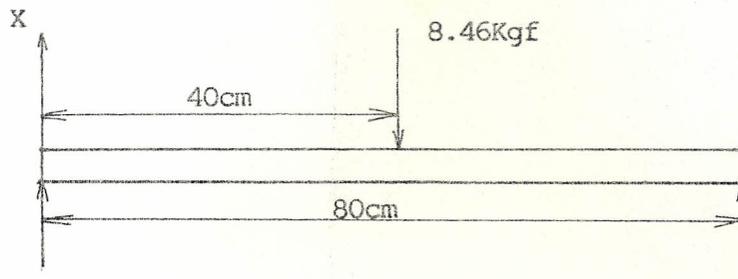
Lo anterior demuestra que no existirá falla por fatiga y que el ángulo de 30 x 3mm. es el que se escogerá finalmente.

CALCULO DEL SOPORTE DE LAS UÑAS

La distribución de fuerzas es la siguiente:



Hallando las reacciones en X y Y:



$$\Sigma M_x = 0 \quad + \quad (34)$$

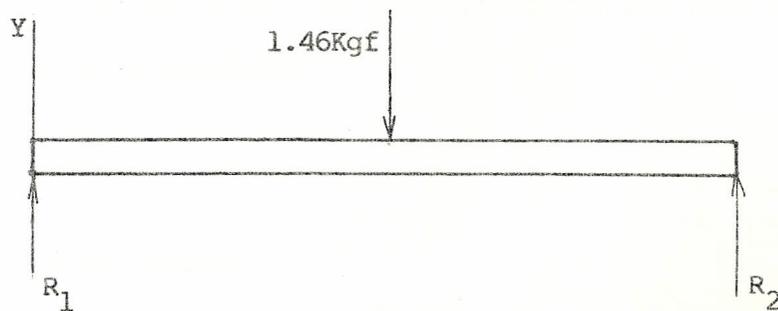
$$8.46 \times 40 = R_2 \times 80$$

$$R_2 = 4.23 \text{ Kgf.}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_1 - 8.46 + R_2 = 0$$

$$R_1 = 4.23 \text{ Kgf.}$$



$$\Sigma M_y = 0 \quad +$$

$$1.46 \times 40 = R_2 \times 80$$

$$R_2 = 0.73 \text{ Kgf.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 - 1.46 + R_2 = 0$$

$$R_1 = 0.73 \text{ Kgf.}$$

Los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector se exponen en la figura 2.15. De acuerdo a estos diagramas, el momento mayor resultante de la suma de las dos direcciones es:

$$M = \sqrt{(177.6)^2 + (60.9)^2} \quad M = 187.7 \text{ kg f - cm} \quad (35)$$

El material que se va a utilizar es un acero SAE 1020 que tiene las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 4340 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$$

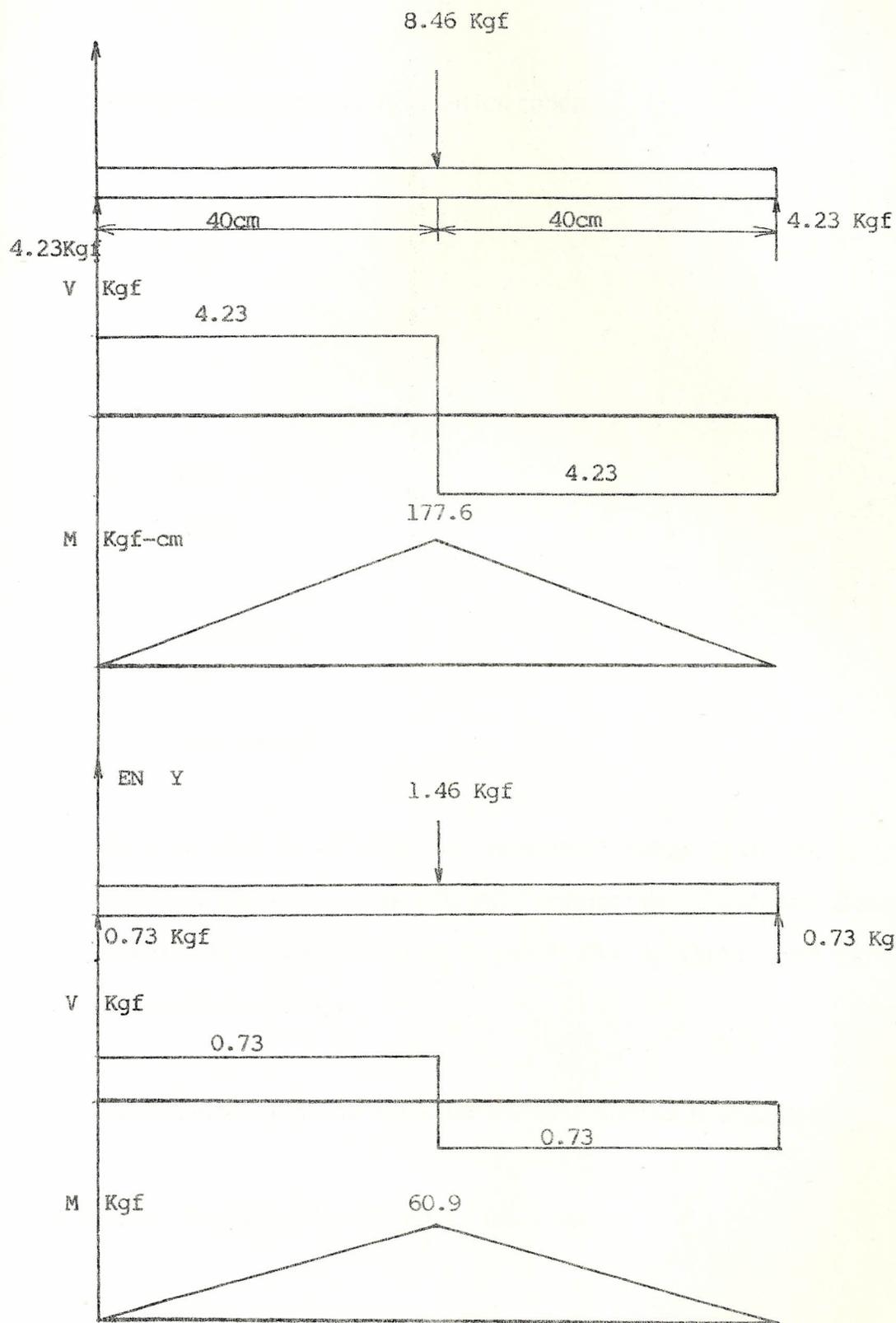


FIG. 2.15.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR

Determinando para falla estática tenemos:

$$Z = \frac{M \times n}{S_y}$$

Para $n = 3$,

$$Z = \frac{187.7 \times 3}{2450}$$

$$Z = 0.23 \text{ cm}^3$$

$$Z = 0.014 \text{ pulg}^3$$

Para el caso de un tubo, se saca de la Tabla A-16, ref. 5 y se determina que un tubo de diámetro nominal de 3/8 pulgada, tiene un módulo de sección $Z = 0.0218 \text{ pulg}^3$. Por lo tanto, esta será la selección tentativa.

Verificando si existe falla por fatiga, tenemos lo siguiente,

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Sacando los valores de K del Capítulo 7, ref. 5.

$K_a = 0.7$

$K_b = 0.9$

$K_c = 0.897$ Para 90 % de confiabilidad

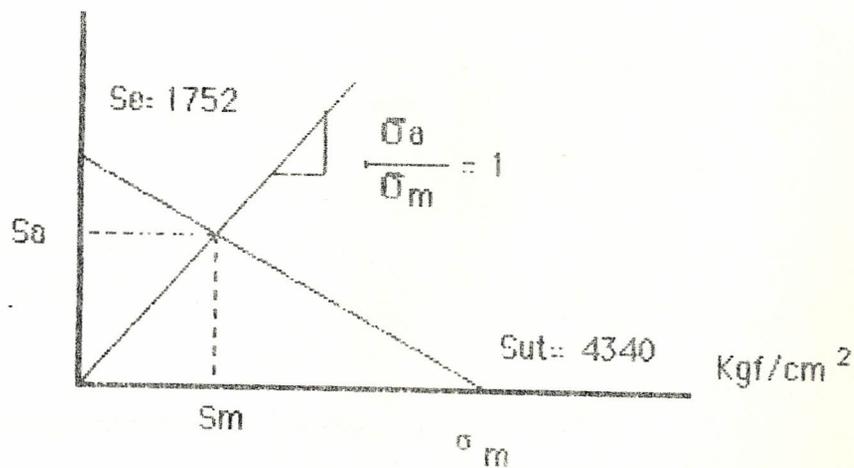
$K_d = 1$

$K_e = 1$

$S_e = 1752 \text{ Kg/cm}^2$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO es el siguiente:

$\sigma_a = \text{Kg/cm}^2$



$$S_a = S_m = 1248 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma_a = \frac{187.7}{2 \times 0.357} = 263 \text{ Kgf/cm}^2$$

El factor de seguridad que protege contra una falla por fatiga se lo saca de la siguiente relación:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (36)$$

Donde:

$$S_a = n \sigma_a \quad S_m = n \sigma_m$$

$$n = \frac{S_e \times S_{ut}}{\sigma_a (S_{ut} + S_e)}$$

Reemplazando valores tenemos un $n = 4.74$

Por consiguiente, la posibilidad de falla estática gobierna el cálculo y un tubo de diámetro nominal de 3/8 de pulgada será la selección final.

Anotaremos aquí que el cuerpo de las uñas será de varilla cuadrada de 8 mm. de lado y de un acero SAE 1010, las uñas serán de alambre de diámetro de 3 mm. de un acero SAE 1020.

CALCULO DEL EJE O PASADOR Y DEL ESLABON DE CONEXION

Lo calcularemos de la misma manera como el pasador que soporta el marco de accionamiento de transplante.

$$\begin{aligned} \text{Para SAE 1030.} \quad S_{ut} &= 5250 \text{ Kgf/cm}^2 \\ S_y &= 2940 \text{ Kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

Determinando el diámetro d para esfuerzo cortante.

$$S_{sy} = 0.557 S_y \quad \text{Energía de Distorsión}$$

$$S_{sy} = 1696 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{FR \times n \times 4}{\pi \times S_{sy}}}$$

Para $F_R = 28.8 \text{ Kgf.}$ y un factor de seguridad $n = 3,$

$$d = 0.25 \text{ cm.}$$

Para esfuerzos debidos a flexión,

$$M = \frac{F_R \times l}{2}$$

Para $l = 0.64 \text{ cm.}$ y $M = 2.2 \text{ Kgf-cm.},$ el diámetro se lo saca de (26) y, con un factor de seguridad $n = 3$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times n \times 32}{S_y}}$$

$$d = 0.67 \text{ cm}$$

Determinando el diámetro para carga dinámicas:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Del capítulo 7, ref. 5

$$K_a = 0.8$$

$$K_b = 1$$

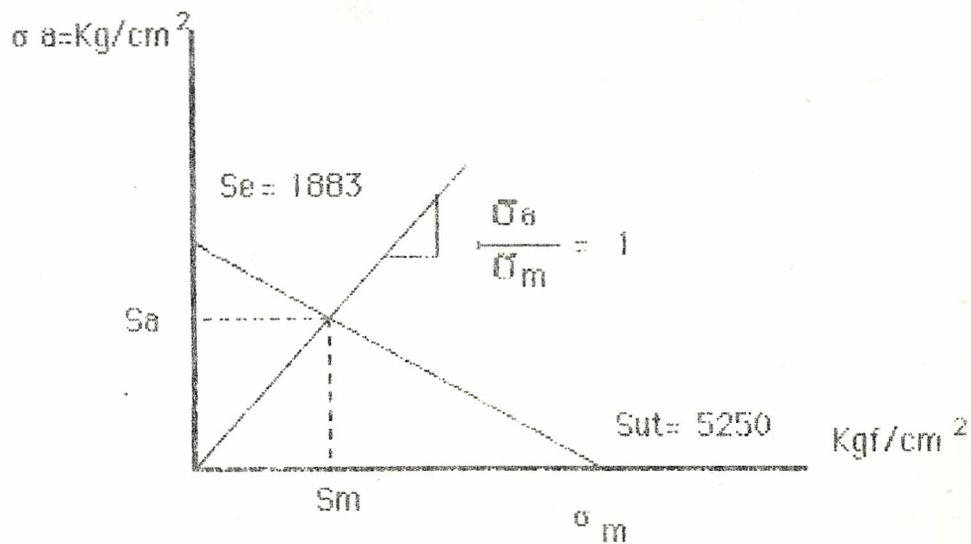
$K_c = 0.897$ Para 90 % de confiabilidad

$K_d = 1$

$K_e = 1$

$S_e = 1883 \text{ Kg/cm}^2$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO es:



$S_a = S_m = 1386 \text{ Kg/cm}^2$

Como: $\sigma_a = \sigma_{max}/2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times 32 \times n}{2 \times \pi \times S_a}}$$

$d = 0.52 \text{ cm.}$

Por lo tanto;

La falla estática gobernará el cálculo y tomaremos el tamaño del pasador con un diámetro de 8 mm.

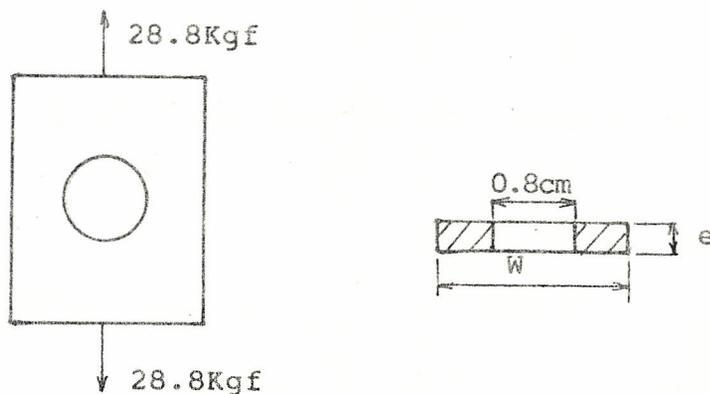
ESLABÓN DE CONEXION

Este eslabón va a soportar una carga axial de 28.8 Kgf. y utilizaremos un material de acero SAE 1010 que tiene las siguiente propiedades:

$S_{ut} = 3760 \text{ Kgf/cm}^2$

$S_y = 2170 \text{ Kgf/cm}^2$

El siguiente diagrama nos permite clarificar la situación de este eslabón.



El diámetro del agujero será el mismo que el del pasador calculado anteriormente, es decir, $d = 0.8$ cm.

Calculando el eslabón para una falla estática, tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

Donde:

$$F = 28.8 \text{ Kgf.}$$

$$A = \text{Area} = (w - 0.8) \times e \quad (37)$$

$w =$ ancho de la platina

$e =$ espesor de la platina

$$723 (w - 0.8) \times e = 28.8$$

Para $n = 3$ y, asumiendo que w es seis veces e , nos queda lo siguiente:

$$4338 e^2 - 578 e - 28.8 = 0 \quad (38)$$

Resolviendo:

$$e = 0.27 \text{ cm.}$$

Como,

$$w = 6 \times e = 6 \times 0.27 = 1.62 \text{ cm.}$$

Por lo tanto, utilizaremos una platina de $3/4 \times 1/8$ de pulgada.

Se investigará ahora si existe falla por fatiga con el tamaño de platina considerado anteriormente.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Del capítulo 7, ref. 5

$$K_a = 0.7$$

$$K_b = 0.6 \quad \text{Factor axial de tamaño cuando no se realizan pruebas}$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{Para 90 \% de confiabilidad}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.49$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$q = 0.78 \quad \text{Fig. 718, ref. 5}$$

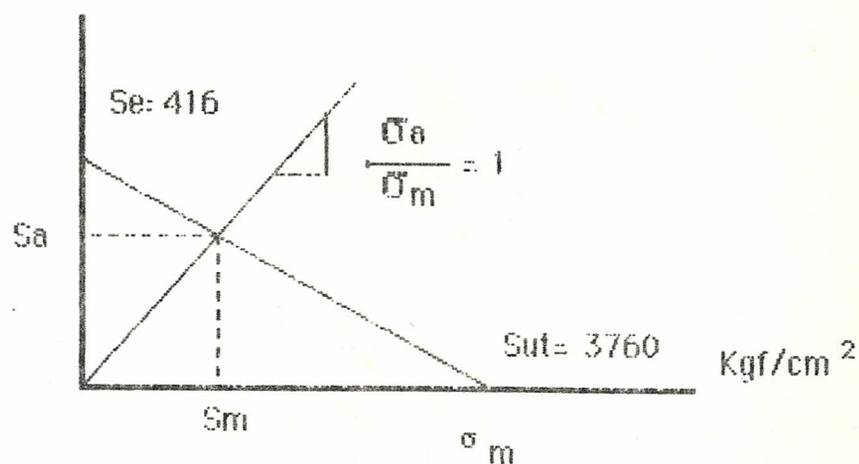
$$K_t = 2.3 \quad \text{Tabla A-26, ref. 5}$$

$$K_f = 2.014 \quad ; \quad K_e = 1/K_f$$

$$S_e = 416 \text{ Kg/cm}^2$$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO es:

$$\sigma_a = \text{Kg/cm}^2$$



$$S_m = S_a = 374 \text{ Kg/cm}^2$$

El factor de seguridad que protege contra una falla por fatiga es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$$

$$n = \frac{S_e \times S_{ut}}{\sigma_a (S_{ut} + S_e)}$$

$$\sigma_a = \frac{F}{2A}$$

$$\sigma_a = \frac{28.8 \text{ Kgf}}{2 \times 0.35 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_a = 41 \text{ Kgf/cm}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación anterior.

$$n = 9$$

Por consiguiente, no existirá falla por fatiga con la platina de 3/4 x 1/8 de pulgada.

El pasador que acopla el eslabón de conexión con el eslabón de alimentación tiene una carga de 28.8 Kgf., pero ya habíamos calculado un pasador que tenía esta misma carga, cuyo diámetro fue de 8 mm., por lo tanto, el pasador del eslabón de conexión será de un acero SAE 1030 y de un diámetro de 8mm. De igual manera, con el eslabón de alimentación, el cual tendrá el mismo tamaño del eslabón de conexión, esto es, una platina de 3/4 x 1/8 de pulgada.

CALCULO DEL MECANISMO DE TRANSMISION

Se calculará la palanca de transmisión ya que es a través de esta palanca que se acciona el mecanismo de avance de la bandeja portaplantas. Para la palanca de transmisión, utilizaremos un material de acero SAE 1020, que tiene las siguiente propiedades:

$$S_{ut} = 4340 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$$

El diagrama de fuerzas cortantes y momento flector se da en la fig 2.16

Para falla estática tenemos lo siguiente:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$Z = \frac{M \times n}{S_y}$$

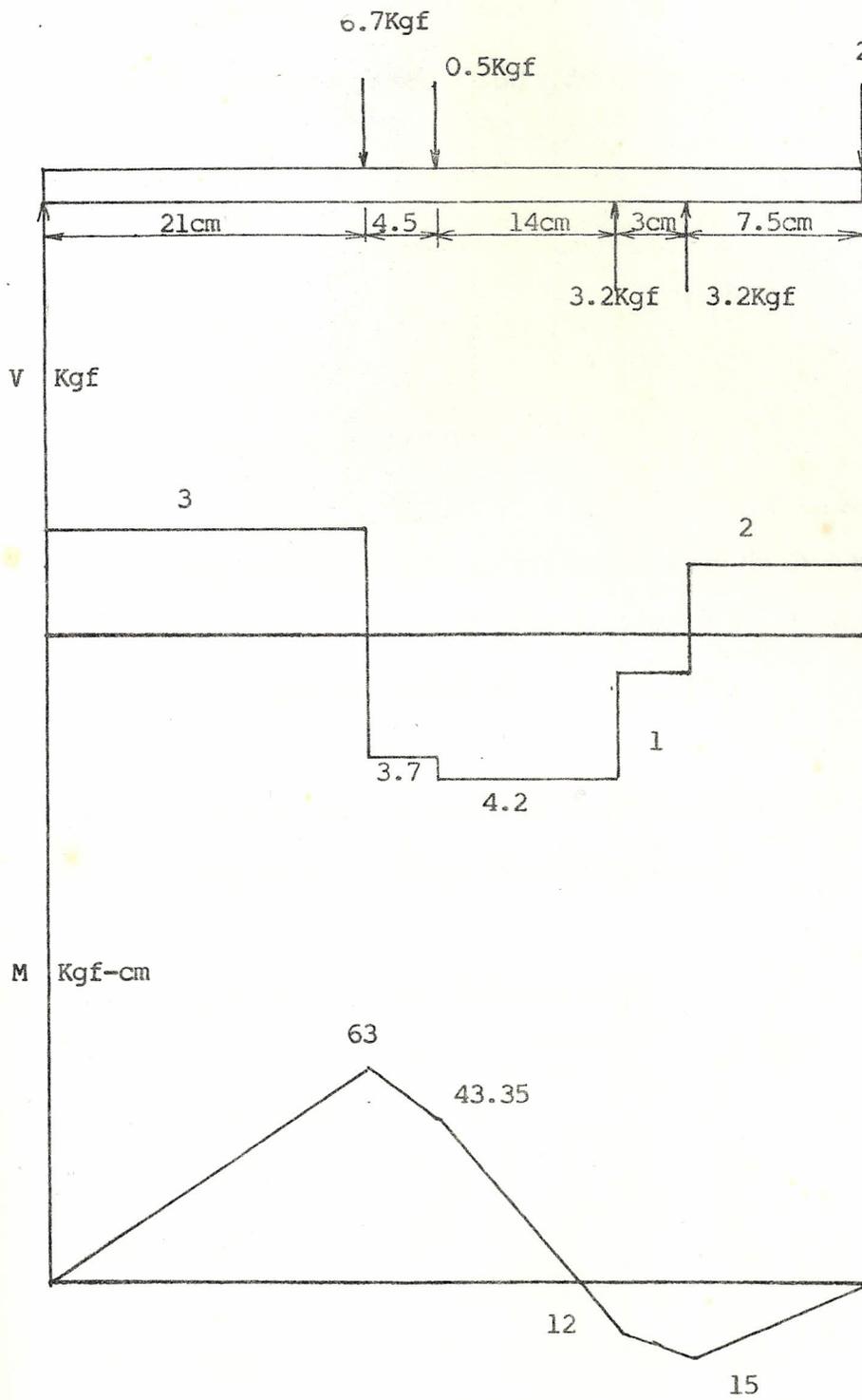


FIG. 2.16.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR.

Con $n = 4$, $M = 63 \text{ Kgf-cm}$; $S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$:

$$Z = \frac{63 \times 4}{2450}$$

$$Z = 0.103 \text{ cm}^3 \quad \text{ó} \quad Z = 0.0062 \text{ pulg.}^3$$

De la Tabla A-16, ref. 5 se determina un tubo de diámetro nominal de 1/4 pulg. que tiene un módulo de sección $Z = 0.0124 \text{ pulg.}^3$. La cual será la solución tentativa.

Lo que nos corresponde ahora es la determinación de la existencia o no de una falla por fatiga, por consiguiente:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Del capítulo 7, ref. 5

$$K_a = 0.7$$

$$K_b = 0.927$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{Para 90\% de confiabilidad}$$

$$K_d = 1$$

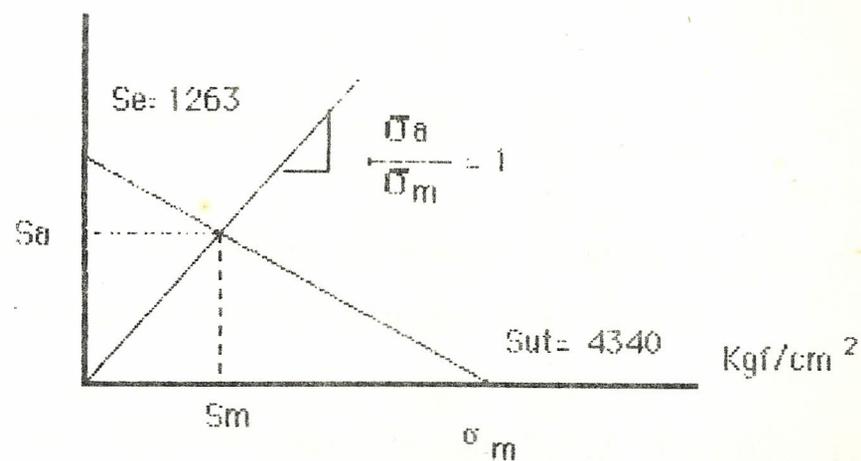
$$K_e = 1$$

Reemplazando valores,

$$S_e = 1263 \text{ Kg/cm}^2$$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO para este caso se da a continuación.

$$\sigma_a = \text{Kg/cm}^2$$



$$S_a = S_m = 978 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{M}{Z} = \frac{63}{2 \times 0.203} = 155 \text{ Kg/cm}^2$$

El factor de seguridad para la falla por fatiga lo determinaremos de la siguiente manera:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$$S_a = n \times \sigma_a$$

$$S_a = S_m$$

$$n = \frac{S_e \times S_{ut}}{\sigma_a \times (S_e + S_{ut})}$$

Reemplazando valores nos da un $n = 6.3$

Por lo tanto, la falla estática gobierna el cálculo y, la selección final será un tubo de un diámetro nominal de 1/4 de pulg.

CALCULO DEL RESORTE MONTADO SOBRE LA PALANCA DE TRANSMISION

El resorte tiene una carga máxima dinámica que corresponde al caso B, y no existe precarga, por lo que la amplitud de carga es igual a la carga media.

DATOS:

$$F_{\text{máx.}} = 3.3 \text{ Kgf.}$$

$$F_a = F_m = F_{\text{máx.}}/2 = 1.65 \text{ Kgf.}$$

El material del resorte se especifica así:

ASTMA 229.41 revenido, con porcentaje de carbono (0.6 - 0.7 % C.)

$$S_{ut} = 13200 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 9159 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$G = 810229 \text{ Kgf/cm}^2$$

El esfuerzo cortante será:

$$\tau = K_s \times \frac{\delta \times F_a \times D}{\pi \times d^3} \quad (39)$$

Donde:

K_s = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante dado en función del índice del resorte C .

D = Diámetro medio del resorte.

d = Diámetro del alambre del resorte.

C = Índice del resorte, D/d.

Fa = Amplitud de carga.

τ_a = Amplitud del esfuerzo cortante.

Si asumimos un D = 1.5 cm. y d = 0.15 cm., el valor de C = 10.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (40)$$

Para C = 10; $K_s = 1.05$

Reemplazando valores,

$$\tau_a = \frac{1.05 \times 8 \times 1.65 \times 1.5}{\pi \times d^3} = \frac{6.61}{d^3}$$

La resistencia a la fatiga para resortes no graneados, pág. 493,
ref. 5.

$$S'se = 3163 \text{ Kgf/cm}^2$$

Los factores de corrección en este valor serán:

$$K_c = 0.897 \text{ para } 90 \% \text{ de confiabilidad}$$

El factor de concentración de esfuerzos para los resortes se lo determina como sigue:

$$K = \frac{.4C - 1}{4C - 4} + \frac{.0615}{C} \quad (41)$$

K = Factor de corrección de WAHL.

$$\text{Para } C = 10 ; K = 1.14$$

$$K_c' = \frac{K}{K_s} \quad (42)$$

K_c' = Factor de curvatura

$$K_c' = 1.085 = K_f, \text{ pues } q = 1$$

$$\text{Luego el factor } K_e = 1/K_f = 0.921$$

$$S_{se} = K_c \times K_e \times S'_{se} \quad (43)$$

$$S_{se} = 0.897 \times 0.921 \times 3163$$

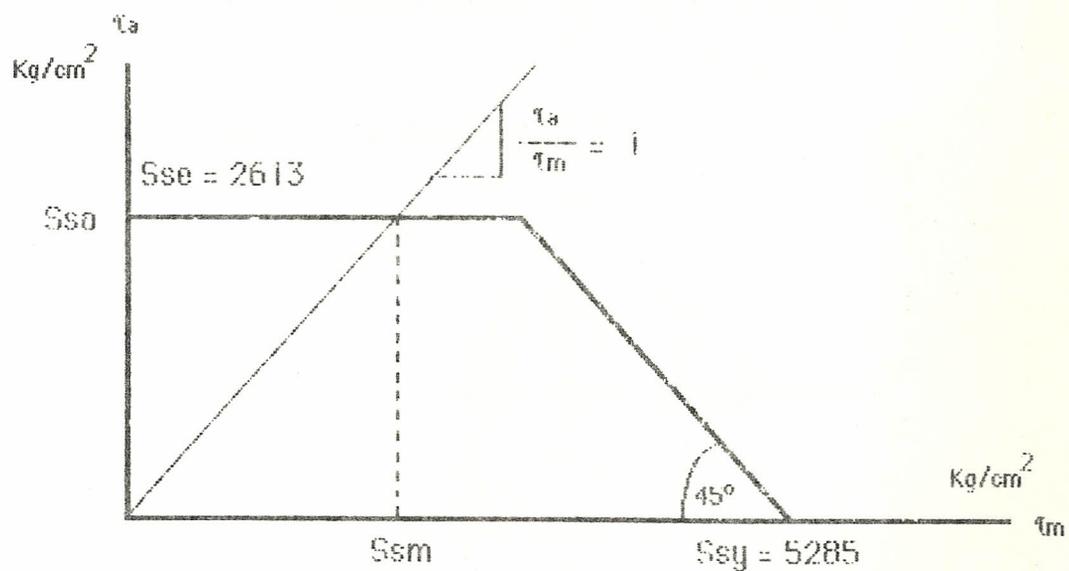
$$S_{se} = 2613 \text{ Kgf/cm}^2$$

La resistencia de fluencia en cortante es:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 9159 = 5285 \text{ Kgf/cm}^2$$

Con estos valores construimos el diagrama de GOODMAN para resortes.



$$S_{sa} = S_{sm} = 2613 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_a = \frac{S_s a}{n}$$

$$\tau_a = \frac{6.61}{d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{6.61 \times n}{S_s a}}$$

Para $n = 3$

$$d = 0.196 \text{ cm. ó } 1.96 \text{ mm.}$$

De la Tabla A-25, ref. 5, en el rubro alambre de hierro, excepto el de música, tomamos un alambre calibre 14, cuyo $d = 0.20 \text{ cm.}$

Teniendo que el módulo de rigidez es:

$$G = 810229 \text{ Kgf/cm}^2$$

y que el desplazamiento $\Delta x = 2.1 \text{ cm.}$, el número de espiras será:

$$\Delta x = \frac{8 \times F_{\text{máx.}} \times D^3 \times N}{d^4 \times G} \quad (44)$$

Despejando N y, reemplazando valores tenemos:

$$N = \frac{2.1 \times (0.20)^4 \times 810229}{8 \times 3.3 \times (1.5)^3}$$

N = 30 espiras

El extremos del resorte será de gancho alzado.

CALCULO DEL CONECTOR

Este conector va a estar sometido a una carga axial dinámica de 3.3 Kgf. El material es una acero SAE 1010, que tiene las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 3760 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2170 \text{ Kgf/cm}^2$$

El diámetro contra una falla estática lo determinaremos de la siguiente manera:

$$d = \frac{\sqrt{F \times n \times 4}}{\sigma \times S_y}$$

Para $n = 4$:

$d = 0.1 \text{ cm.}$

Ahora determinamos el diámetro sometido a una carga axial dinámica de 3.3 Kgf.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Capítulo 7, ref. 5;

$$K_a = 0.7$$

$K_b = 0.60$ Debido a carga axial cuando no se realizan pruebas

$K_c = 0.897$ Para 90 % de confiabilidad

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.53$$

Del gráfico 7.18, ref. 5, $q = 0.78$

De la Tabla A-26, ref. 5; $K_t = 2.1$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Reemplazando:

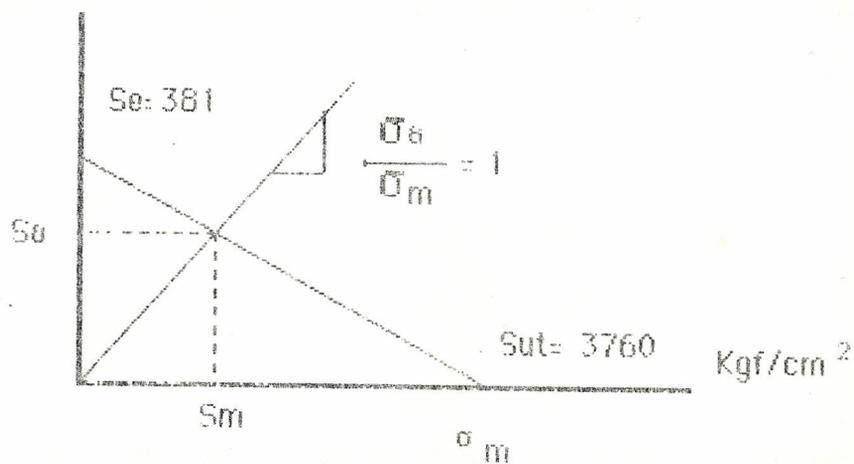
$$K_f = 1.658$$

$$K_e = 1/K_f = 0.53$$

Lo que nos da un $S_e = 381 \text{ Kg/cm}^2$

Diagrama de GOODMAN MODIFICADO:

$$\sigma_a = \text{Kg/cm}^2$$



$$S_a = S_m = 346 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_a = S_a/n$$

$$d = \frac{\sqrt{F \times n \times 2}}{n \times S_a}$$

Para $n = 3$,

$$d = 0.23 \text{ cm. } \dot{\text{ó}} \text{ 6 mm.}$$

Con lo cual utilizaremos una varilla redonda de 6 mm. que es la que se vende en el mercado.

CALCULO DEL EJE DE LA BASE PIVOTEADA Y DE LA BASE PIVOTEADA

Las fuerzas máximas a las que está sometido este eje corresponden al caso B. Se utilizará un acero SAE 1030, propiedades:

$$S_{ut} = 5250 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_y = 2940 \text{ Kg/cm}^2$$

Los diagramas de fuerza, fuerzas cortantes, momento flector, se señalan en la fig. 2.17

Determinando el diámetro contra una falla estática,

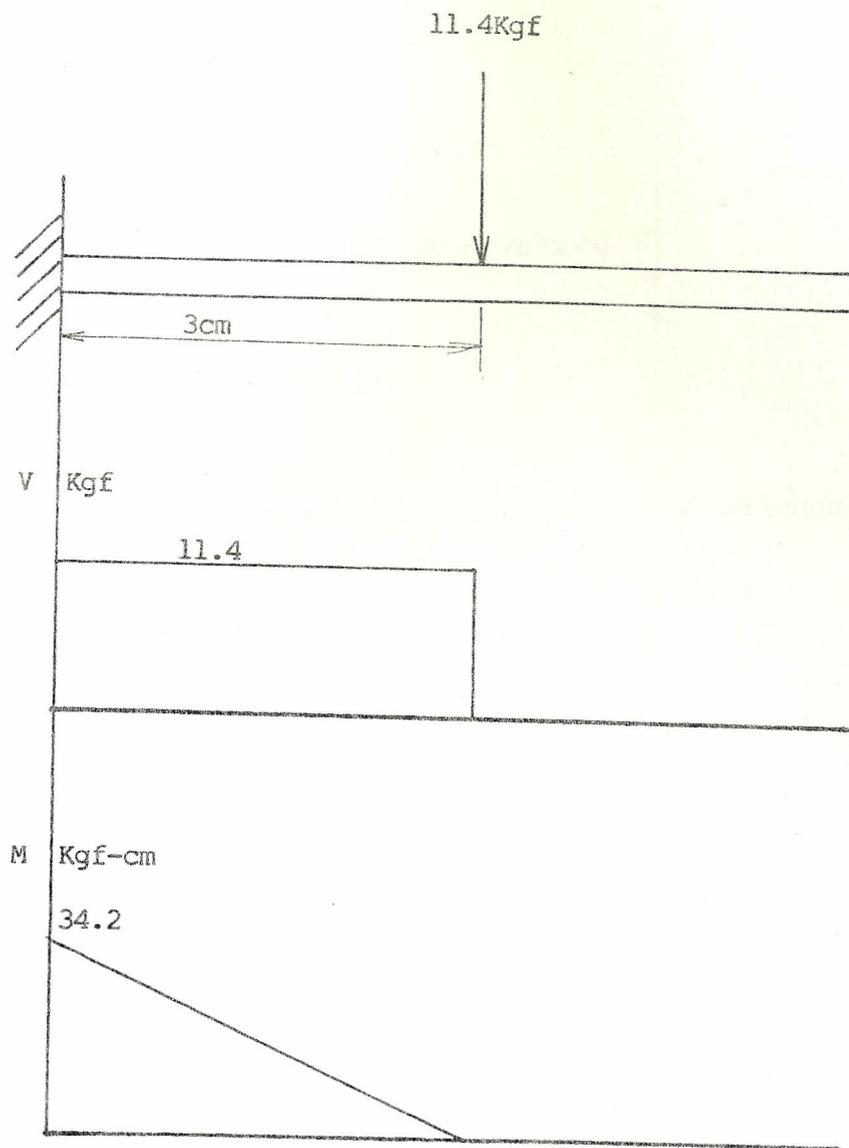


FIG. 2.17.- DIAGRAMA DE FUERZAS, FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTOR

$$d = \frac{\sqrt[3]{M \times 32 \times L}}{\pi \times S_y}$$

Para $n = 3$ y, reemplazando valores:

$$d = 0.70 \text{ cm.}$$

Analizando el diámetro para falla por fatiga tenemos,

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Del capítulo 7, ref. 5

$$K_a = 0.78$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{Para 90\% de confiabilidad}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

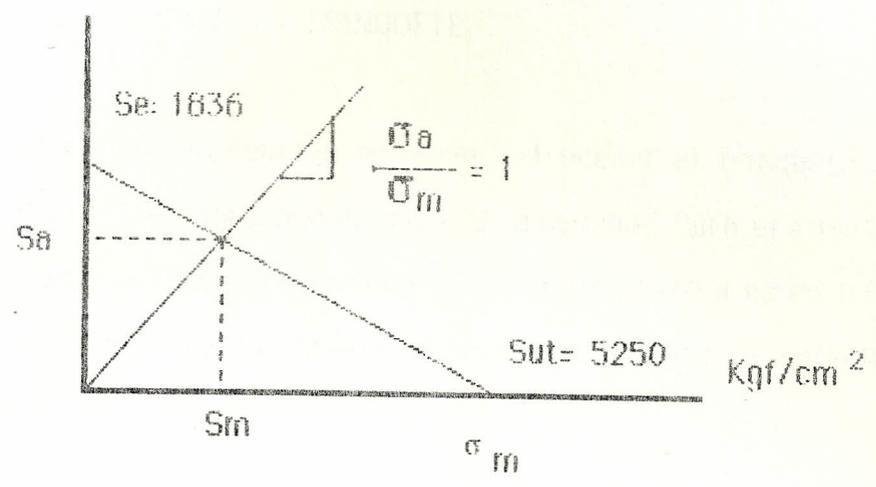
Reemplazando valores,

90

Se = 1836 Kgf/cm²

A continuación graficamos GOODMAN MODIFICADO:

$\sigma_a = \text{Kgf/cm}^2$



Sa = Sm = 1360 Kgf/cm²

$$d = \frac{\sqrt[3]{M \times 32 \times n}}{2 \times \pi \times Sa}$$

Para n = 3 y, reemplazando valores:

d = 0.90 cm.

Para evitar maquinar el eje, utilizaremos un eje de 1.27 cm., que es el que se encuentra en el mercado.

Debido a que la base pivoteada no va a estar sometida a grandes cargas, sino más bien que sirve para transmitir un movimiento al trinquete, por lo que decidiremos aquí, que sea una platina de acero SAE 1010 de tamaño de $1/4 \times 3/4$ de pulg.

CALCULO DEL RESORTE DEL TRINQUETE

Este resorte tiene la función de hacer retroceder el trinquete de manera que coja el siguiente eslabón de la cadena. Para el caso A, que es cuando sucede esta situación, la máxima fuerza es de 0.63 Kgf. y, calculando de la misma manera que el resorte anterior tenemos:

DATOS:

$$F_{\text{máx.}} = 0.63 \text{ Kgf.}$$

$$F_a = F_m = F_{\text{máx.}}/2 = 0.315 \text{ Kgf.}$$

El material del resorte se especifica así:

ASTM A 228-51 alambre de instrumento musical con porcentaje de carbono (0.8 - 0.95 % C.)

$$S_{ut} = 22545 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 19727 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$G = 845456 \text{ Kgf/cm}^2$$

El esfuerzo cortante será:

$$\tau_{\theta} = K_s \times \frac{8 \times F_{\theta} \times D}{\pi \times d^3}$$

Si asumimos un $D = 0.72 \text{ cm.}$ y $d = 0.08 \text{ cm.}$, el valor de $C = D/d = 9.$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

Para $C = 9$; $K_s = 1.05$

Reemplazando valores,

$$\tau_{\theta} = \frac{1.05 \times 8 \times 0.315 \times 0.72}{\pi \times d^3} = \frac{0.61}{d^3}$$

La resistencia a la fatiga para resortes no graneados, pág. 493, ref. 5.

$$S'_{se} = 3163 \text{ Kgf/cm}^2$$

Los factores de corrección en este valor serán:

$K_c = 0.897$ para 90 % de confiabilidad

El factor de concentración de esfuerzos para los resortes se lo determina como sigue:

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

K = Factor de corrección de WAHL

Para $C = 9$; $K = 1.16$

$$K_c' = \frac{K}{K_s}$$

$K_c' = 1.16/1.05 = K_f$, pues $q = 1$

Luego el factor $K_e = 1/K_f = 0.905$

$S_{se} = K_c \times K_e \times S'_s$

$S_{se} = 0.897 \times 0.905 \times 3163$

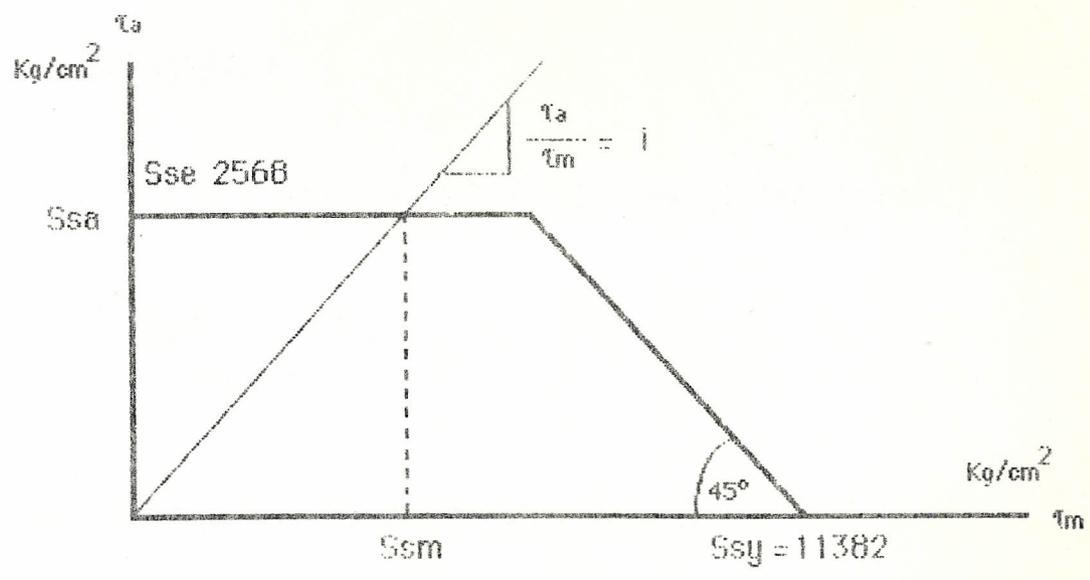
$S_{se} = 2568 \text{ Kgf/cm}^2$

La resistencia de fluencia en cortante es:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 19727 = 11382.47 \text{ Kgf/cm}^2$$

Con estos valores construimos el diagrama de GOODMAN para resortes.



$$S_{sa} = S_{sm} = 2568 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_a = \frac{S_{sa}}{n}$$

$$\tau_a = \frac{0.61}{0^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{0.61 \times n}{550}}$$

Para $n = 3$ $d = 0.089$ cm.

De la Tabla A-25, ref. 5, en el rubro alambre para instrumento musical, tomamos un alambre calibre 16, cuyo $d = 0.093$ cm.

Teniendo que el módulo de rigidez es:

$$G = 845456 \text{ Kgf/cm}^2$$

y que el desplazamiento $\Delta x = 1.2$ cm, el número de espiras será:

$$\Delta x = \frac{8 \times F_{\text{máx.}} \times D^3 \times N}{d^4 \times G}$$

Despejando N y, reemplazando valores tenemos:

$$N = \frac{1.2 \times (0.093)^4 \times 845456}{8 \times 0.63 \times (0.837)^3}$$

$$N = 40.3 \text{ espiras}$$

Tomaremos un resorte con $N = 41$ espiras

CALCULO DEL TRINQUETE

Como el trinquete va a estar sometido a una permanente fricción debido al accionamiento de la cadena, vamos a utilizar un acero DF2, cuyas propiedades son:

C=0.9%; Mn=1.2%; Cr=0.50%; W=0.50%; V=0.10%

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la Compresión = 310 Kgf/mm²

Limite de Rotura = 230 Kgf/mm²

Módulo de Elasticidad (E) = 19000 Kgf/mm²

Temple - 790⁰C - 850⁰C

SAE 01

El trinquete va a accionar una cadena ANSI 40 de un solo cordón, cuyas características se dan en la Tabla 17-10, ref. 5; lo que nos permite determinar el área transversal de la parte específica de accionamiento que es: 0.24 cm².

Lo que nos queda ahora es determinar si existe falla estática o falla por fatiga, ya que está sometida a una fuerza cortante máxima de 2.50 kgf para el caso B.

DATOS

$$F_c = 2.50 \text{ Kgf.}$$

$$A = 0.6 \times 0.4 = 0.24 \text{ cm}^2$$

$$\tau = F_c/A = 10.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_{sy} = 0.577 \times S_y \quad \text{Energía de distorsión}$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 20700$$

$$S_{sy} = 11944 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{11944}{10.5} = 1137$$

Por lo que no existe falla por carga estática.

Determinaremos si existe falla por fatiga

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

$$K_a = 0.31$$

Para determinar K_b , debemos determinar un diámetro efectivo, para lo cual nos vamos a la fig. 7.15, ref. 5;

$$d = \frac{\sqrt{0.05 \times h \times b}}{0.0766}$$

Para $h = 0.157$ pulg.

$$b = 0.236 \text{ pulg}$$

$d = 0.16$ pulg. ó 4 mm.

Con $d = 4$ mm., $K_b = 1$

Del gráfico 7.18, ref. 5, $q = 0.88$

De la Tabla A-26, ref. 5; $K_t = 1.8$

$K_f = 1 + q (K_t - 1)$

Reemplazando:

$K_f = 1.704$

$K_e = 1/K_f = 0.586$

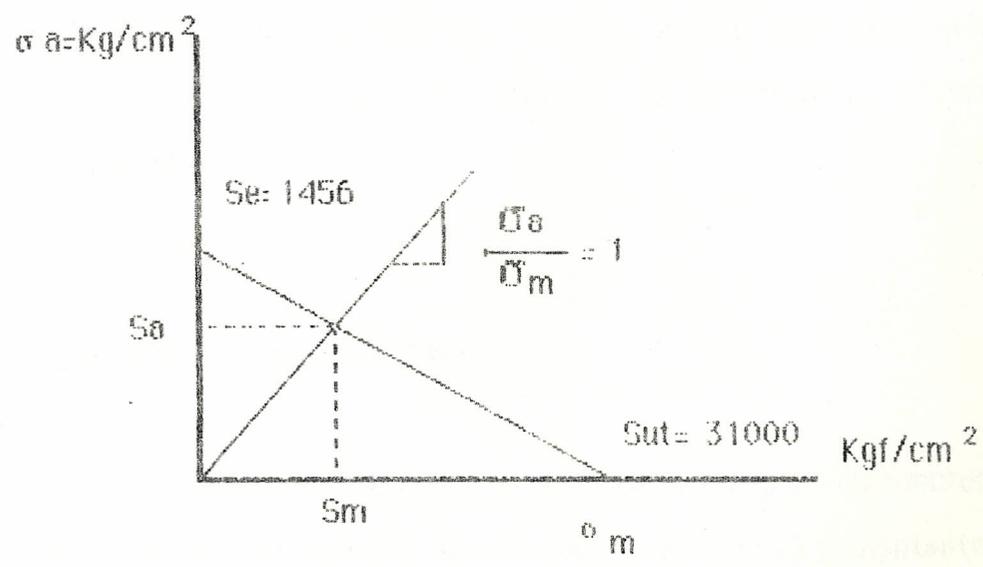
Lo que nos da un $S_e = 2525 \text{ Kgf/cm}^2$

$S_{se} = 0.577 S_e$

$S_{se} = 0.577 \times 2525$

$S_{se} = 1456 \text{ Kgf/cm}^2$

Diagrama de GOODMAN MODIFICADO:



$$S_{sm} = S_{sa} = 1390 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_a = F_{ca}/A$$

$$F_{ca} = 1.25 \text{ Kgf.}$$

$$A = 0.24 \text{ cm}^2$$

$$\tau_a = 5.2 \text{ Kgf.}$$

$$n = S_{sa}/\tau_a$$

$$n = \frac{1390}{5.2} = 267$$

Con esto nos damos cuenta que tampoco existe falla por fatiga. Previamente al trinquete le hicimos un tratamiento térmico (templado).

2.5 CALCULO DE LA BARRA DE TIRO

Es através de la barra de tiro que el operario cumple dos funciones básicas como son: empujar la máquina y realizar el transplante, a más de servir como dirección del transplantador.

Las fuerzas máximas aplicadas en la barra de tiro son para el caso A. Los diagramas de fuerzas, fuerzas cortantes y momento flector se dan en la Fig. 2.18

Se calculará el diámetro del tubo de la barra de tiro contra falla estática. Utilizaremos un acero SAE 1020, cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 4340 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$Z = \frac{M \times n}{S_y}$$

Para $n = 3$ y, reemplazando valores.

$$Z = \frac{350 \times 3}{2450}$$

128

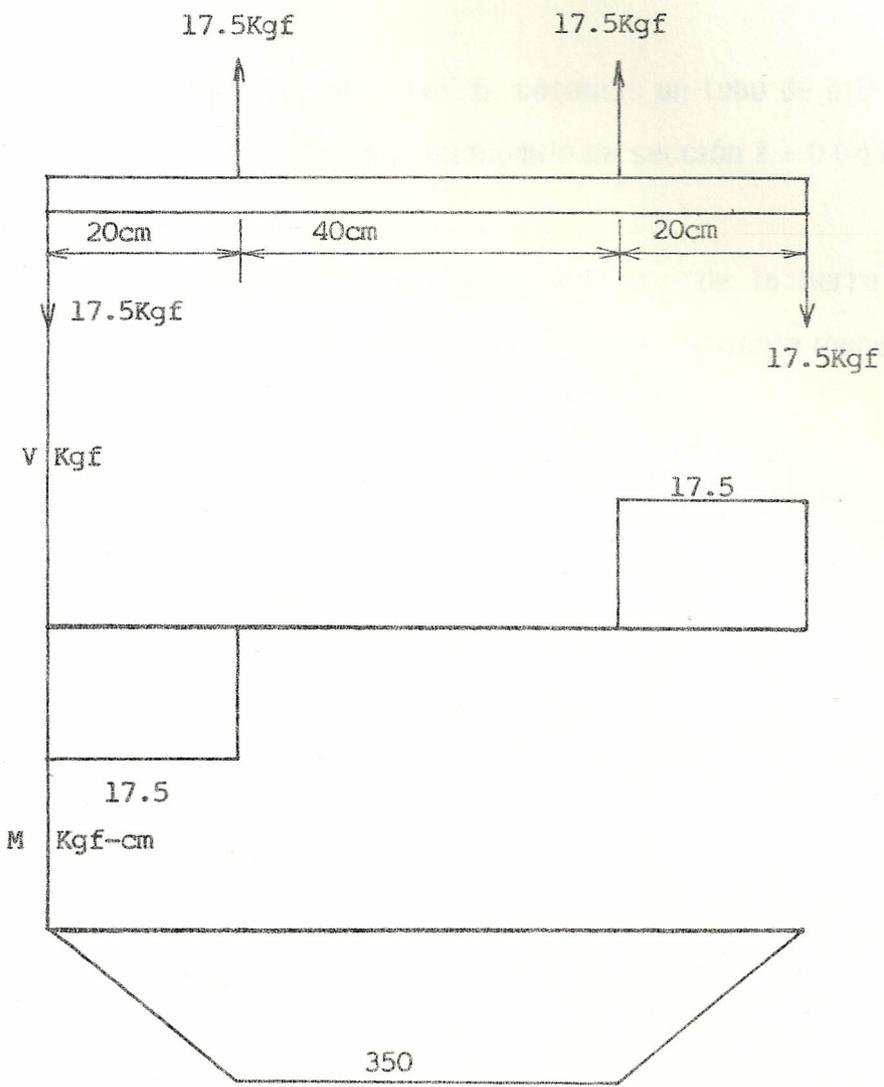


FIG. 2.18.- DIAGRAMA DE FUERZAS, FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR.

107

$$Z = 0.42 \text{ cm}^3 \quad \text{ó} \quad Z = 0.026 \text{ pulg.}^3$$

De la tabla de tubos, ref. 6; cogemos un tubo de diámetro nominal de 1/2 pulg. que tiene un módulo de sección $Z = 0.041 \text{ pulg.}^3$.

Para determinar el diámetro del tubo de la barra de tiro para cargas dinámicas, procederemos de la siguiente manera:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Capítulo 7, ref. 5;

$$K_a = 0.7$$

$$K_b = 0.929$$

$$K_c = 0.897$$

Para 90 % de confiabilidad

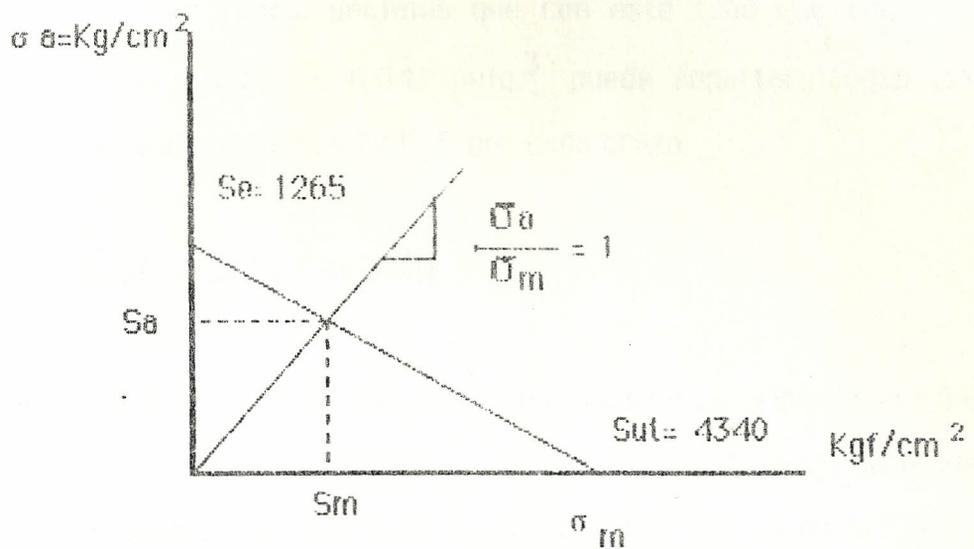
$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando valores:

$Se = 1265 \text{ Kg/cm}^2$

Diagrama de GOODMAN MODIFICADO:



$Sa = Sm = 979 \text{ Kg/cm}^2$

$\sigma_a = \frac{M}{2Z}$

$Z = \frac{M \times n}{2 Sa}$

Para $n = 3$; $Z = \frac{350 \times 3}{2 \times 979}$

$$Z = 0.53 \text{ cm}^3 \text{ ó } 0.032 \text{ pulg.}^3$$

Con esto nos damos cuenta que el tubo del diámetro nominal de 1/2 pulg. es el correcto, tanto para falla estática como para falla dinámica. Por último decimos que con este tubo que tiene un módulo de sección $Z = 0.041 \text{ pulg.}^3$, puede soportar, según las condiciones dadas, hasta 27 Kgf. por cada brazo.

SOPORTE DE LA BARRA DE TIRO

El soporte de la barra de tiro, por condiciones de diseño, es un tubo de acero SAE 1020, de diámetro nominal de 3/4 de pulg., para que exista un acople con el tubo de la barra de tiro que es de 1/2 pulg. de diámetro nominal.

Al soporte de la barra de tiro se le soldará una platina de acero SAE 1010, de tamaño de 3/16 x 1 pulg. con una soldadura de filete cuya altura será de 3/16 pulg. que es la que se recomienda.

EJE DEL SOPORTE DE LA BARRA DE TIRO

Es a través de este eje que la barra de tiro se acopla con el sistema de siembra. La fuerza que soporta este eje es de 175 Kgf.; el material que vamos a utilizar es un acero SAE 1030, cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 5250 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2940 \text{ Kgf/cm}^2$$

Determinando el diámetro-d-para esfuerzo cortante.

$$S_{sy} = 0.557 S_y \quad \text{Energía de Distorsión}$$

$$S_{sy} = 1696 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{F_R \times n \times 4}{\pi \times S_{sy}}}$$

Para $F_R = 17.5 \text{ Kgf.}$ y un factor de seguridad $n = 3,$

$$d = 0.198 \text{ cm.}$$

Para esfuerzos debidos a flexión,

$$M = \frac{F_R \times l}{2}$$

Para nuestro caso, $l = 2.1 \text{ cm.}$ y, reemplazando valores, $M = 18.4 \text{ Kgf-cm.}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_x \cdot l \cdot 32}{S_y}}$$

$$d = 0.74 \text{ cm}$$

Determinamos un eje de diámetro $d = 8 \text{ mm}$.

Hay que verificar ahora si es que existe falla por fatiga con un eje de 8 mm.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

Del capítulo 7, ref. 5

$$K_a = 0.85$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{Para 90 \% de confiabilidad}$$

$$K_d = 1$$

$$q = 0.78 \quad \text{Fig. 7.18, ref. 5.}$$

$$K_t = 1.35 \quad \text{Tabla A-26, ref. 5.}$$

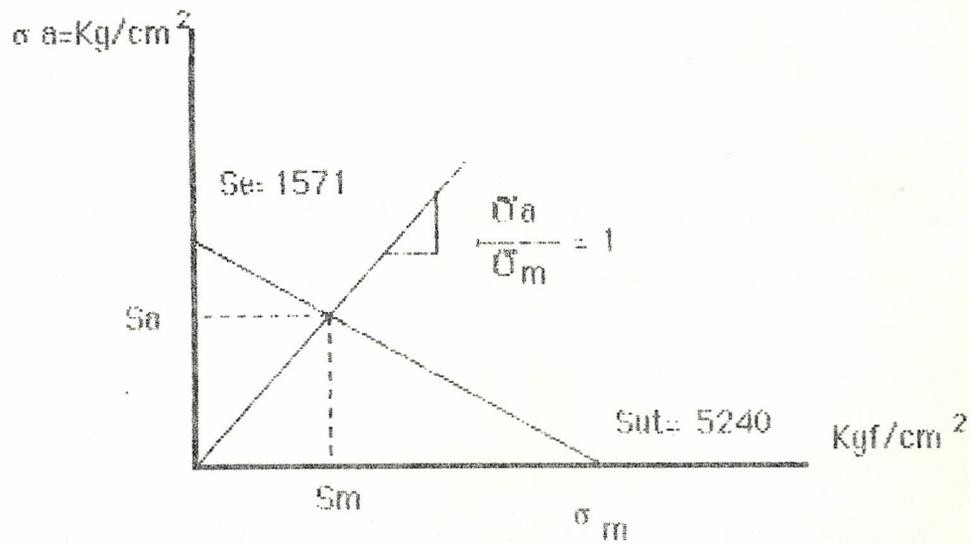
$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1.273$$

$$K_e = 1/K_f = 0.785$$

$$S_e = 1571 \text{ Kg/cm}^2$$

El diagrama de GOODMAN MODIFICADO es:



$$S_a = S_m = 1209 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = S_a / \sigma_a$$

$$\sigma_a = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma_a = \frac{M \times 32}{2 \times \pi \times d^3}$$

Para $d = 0.8 \text{ cm}$ y $M = 18.4 \text{ Kgf-cm}$.

$$\sigma_a = 183 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = \frac{1209}{183}$$

$$n = 6.6$$

Este $n = 6.6$ nos demuestra que no va a existir falla por fatiga, por lo tanto, un eje de acero SAE 1030 y de diámetro de 8 mm es el adecuado.

2.6 CALCULO DEL MECANISMO DE AVANCE DE LA BANDEJA PORTAPLANTAS

Este mecanismo sirve para obtener un movimiento de ida y de regreso de la bandeja portaplantas a lo largo de la parte posterior

de la estructura, con el fin de transplantar todas las plántulas a lo largo de la bandeja.

El dimensionamiento del trinquete se lo basó en una cadena ANSI N° 40 que es donde comienza el mecanismo de avance. De la Tabla 17-10 ref. 5, se toman las características de esta cadena que son:

$P = \text{Paso} = 12.70 \text{ mm.}$

$a = \text{Anchura} = 7.94 \text{ mm.}$

$F_y = \text{Resistencia mínima a la tensión} = 3130 \text{ lbf.}$

$DR = \text{Diámetro del rodillo} = 7.92 \text{ mm.}$

La cadena va montada sobre dos guías, las cuales, debido a la fricción existente, serán de acero DF2 y se les hará un tratamiento térmico (templado).

Como no existen cargas elevadas, apenas una fuerza de 2.5 Kgf., que es la que ejerce el trinquete, la cadena es acoplada con un canal de plancha que se desliza sobre una platina cuyo tamaño es de $1 \times 1/8$ de pulg. por intermedio de una platina de $3/4 \times 1/8$ de pulg. El canal y la platina de $1 \times 1/8$ de pulg. están montados sobre la estructura.

Vamos a calcular el soporte donde va montada la bandeja, el cual absorbe una carga de 7.5 Kgf. que es debida al peso combinado de la bandeja y los lechuguines.

El material utilizado es una acero SAE 1010, cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 3760 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2170 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para el ensamble de la bandeja con el soporte utilizaremos un perno de 5/8 de pulg.

$$\tau = F_c/A$$

$$A = \text{Area} = (w - 0.8) \times e$$

w = ancho de la platina

e = espesor de la platina

$$F_c = 2.4 \text{ Kgf.}$$

$$\tau = S_{sy}/n$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 2170 = 1252 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A \times S_{sy}/n = F_c$$

Para $n = 3$ y, asumiendo que w es seis veces e , nos queda lo siguiente:

$$2502 e^2 - 333.6 e - 2.4 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática tenemos:

$$e = 0.23 \text{ cm.}$$

Como,

$$w = 6 \times e = 6 \times 0.23 = 1.38 \text{ cm.}$$

Por lo tanto, utilizaremos una platina de $3/4 \times 1/8$ de pulgada.

2.7 CALCULO DE LA ESTRUCTURA

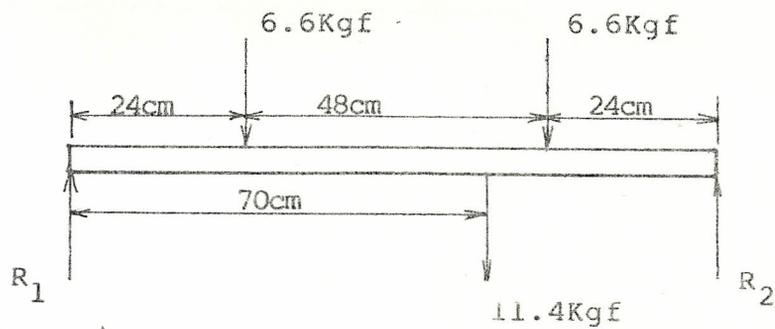
Esta estructura es la que soporto el mecanismo de siembra, el mecanismo de avance de la bandeja, el sistema de transmisión, el peso de la bandeja, incluido el peso de los lechuquines. Son estas

dos últimas las más críticas que debe soportar la estructura. por lo tanto, el cálculo se basará en esas dos fuerzas aplicadas.

Determinando las reacciones R1 y R2, tomando en cuenta que existe una fuerza dinámica que va de 0-11.4 Kgf.

Para carga estática: Los diagramas de fuerzas, fuerza cortante y momento flector se dan en la Fig 2.19

Para carga estática más carga dinámica:



$\Sigma M_0 = 0 + \downarrow$

$24 \times 6.6 + 70 \times 11.4 + 72 \times 6.6 - R_2 \times 96 = 0$

$R_2 = 14.9 \text{ Kgf.}$

$\Sigma F_y = 0$

$R_1 - 6.6 - 11.4 - 6.6 + 14.9 = 0$

$R_1 = 9.7$

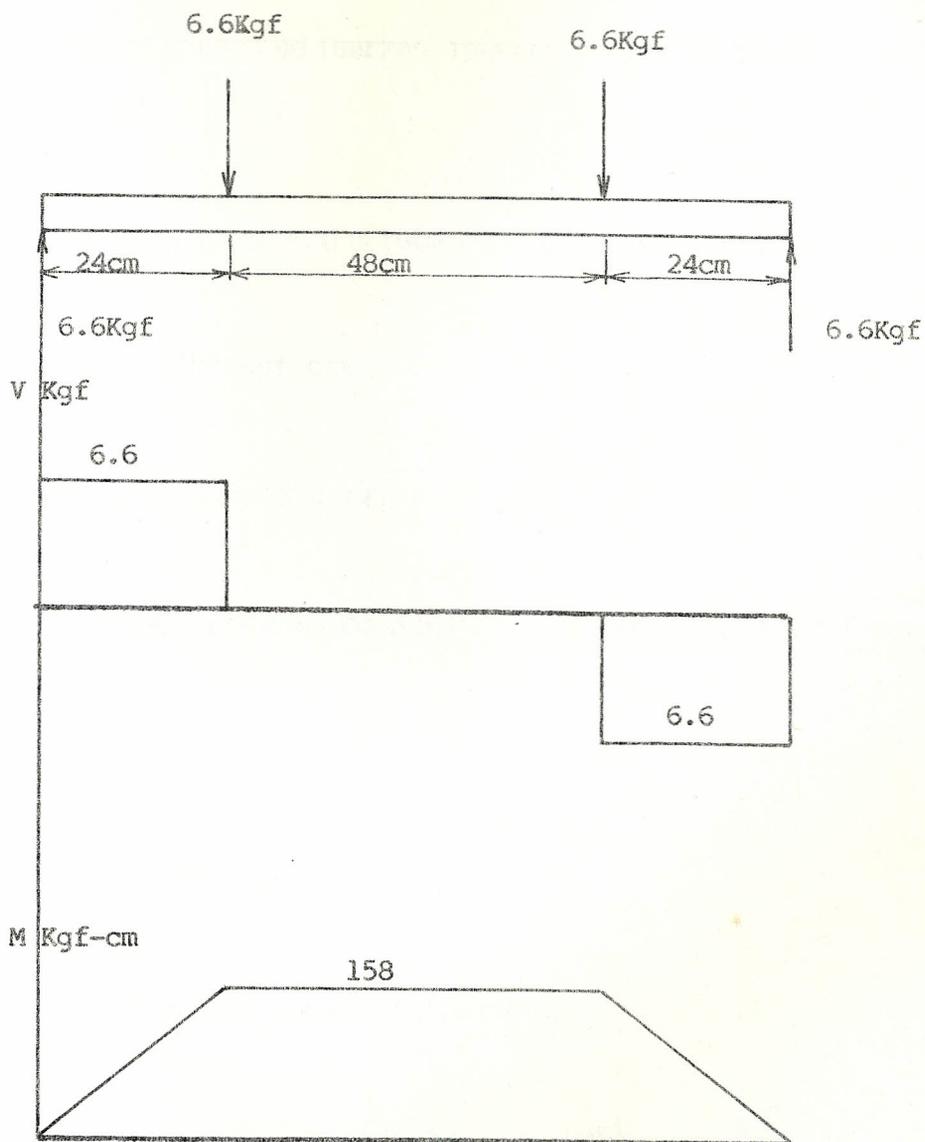


FIG. 2.19.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR DE LA ESTRUCTURA (CARGAS ESTATICAS).

Los diagramas de fuerzas, fuerzas cortantes y momento flector se da en la Fig 2.20

Por lo tanto, la estructura va a estar sometida a dos momentos.

$$M \text{ mín} = 158 \text{ Kgf-cm.}$$

$$M \text{ máx} = 375.4 \text{ Kgf-cm.}$$

El material que vamos a utilizar es un acero SAE 1020 con:

$$S_{ut} = 4340 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_y = 2450 \text{ Kgf/cm}^2$$

Como tenemos cargas fluctuantes,

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \text{ máx}}{Z} = \frac{375.4}{Z} \quad (45)$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \frac{M \text{ mín}}{Z} = \frac{158}{Z}$$

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (46)$$

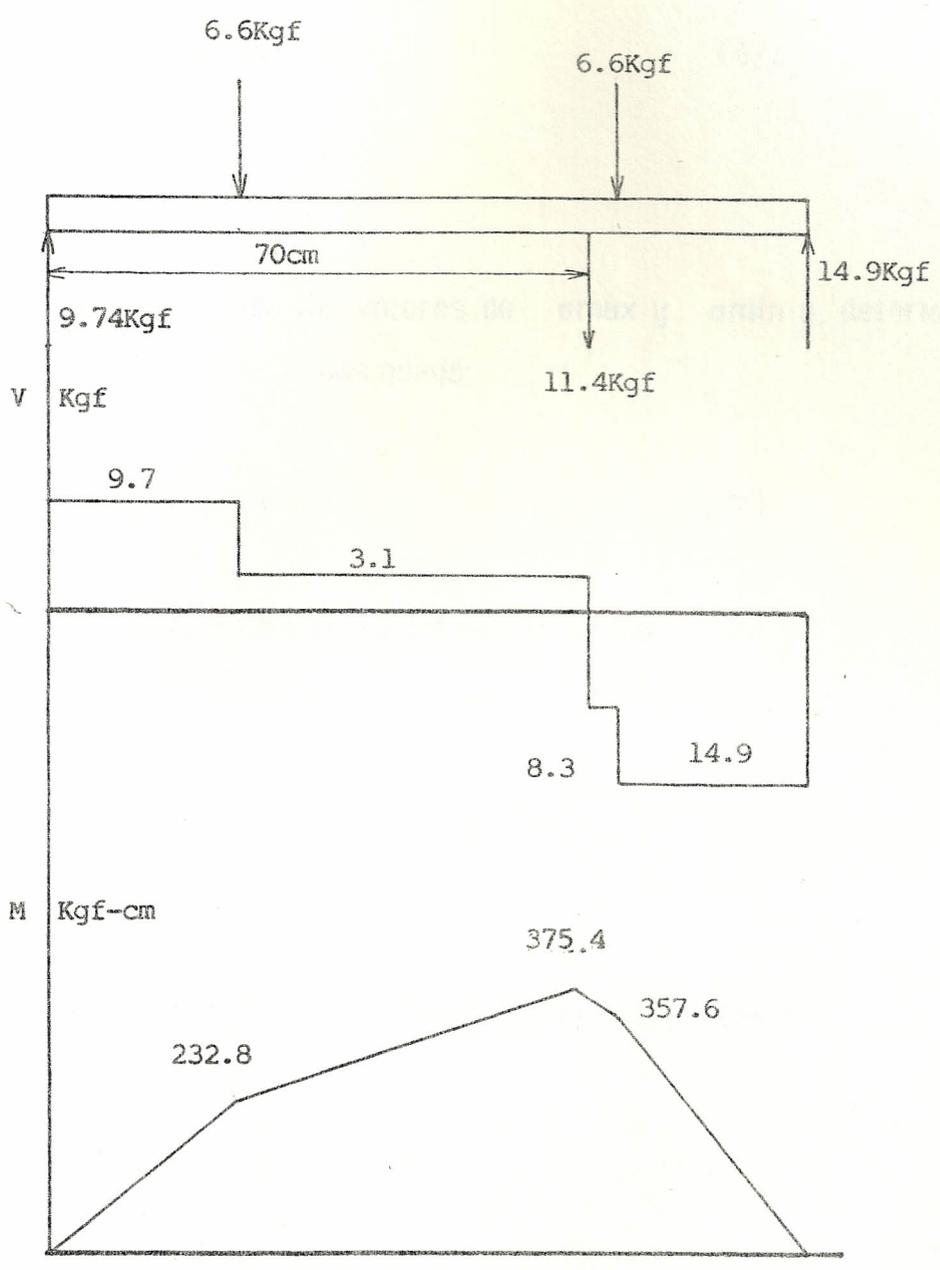


FIG. 2.20.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR DE LA ESTRUCTURA (CARGAS DINAMICAS)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (47)$$

Reemplazando los valores de $\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$ y, determinando la relación σ_a/σ_m nos queda:

$$\sigma_a / \sigma_m = 0.407 \quad (48)$$

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

$$K_a = 0.70$$

$$K_b = 0.89$$

$$K_c = 0.987 \quad \text{Para 90 \% de confiabilidad}$$

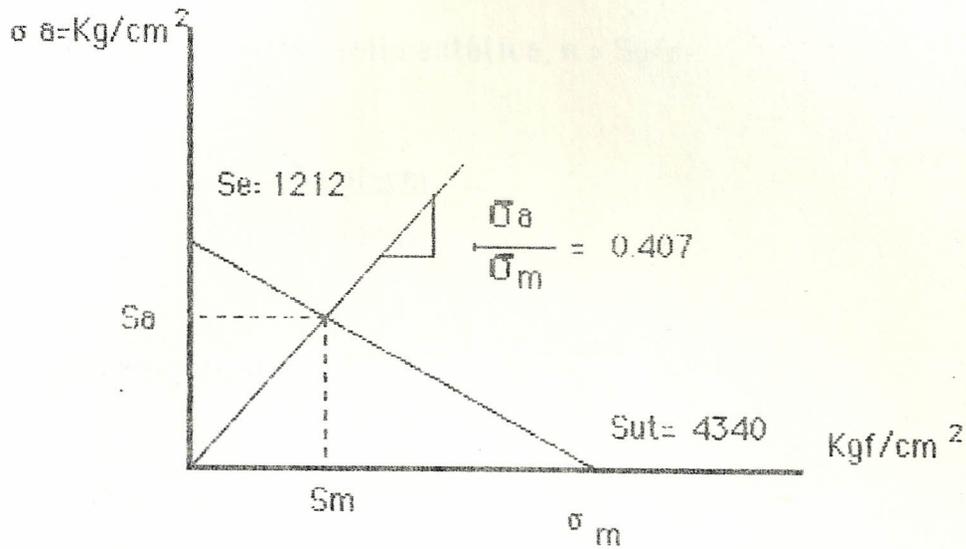
$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando valores,

$$S_e = 1212 \text{ Kg/cm}^2$$

Diagrama de GOODMAN MODIFICADO:



$S_a = 719 \text{ Kg/cm}^2$

$S_m = 1766 \text{ Kg/cm}^2$

$\sigma_{\theta} = 108.7/Z$

$Z = \frac{\sigma_{\theta} \times n}{S_a}$

Para $n = 3,$

$Z = 0.453 \text{ cm}^3 \text{ ó } 0.027 \text{ pulg}^3$

Viendo la tabla de tubos, ref. 6; escogeremos un tubo de diámetro nominal de 1/2 pulg., que tiene un módulo de sección $Z = 0.041$ pulg.³.

Verificando si existe fallo estática, $n = S_y/\sigma$

$$\sigma = M \text{ máx}/Z = \frac{358 \text{ Kgf-cm}}{0.671 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma = 533.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = \frac{2450}{533.5} = 4.6$$

Con esto demostramos que no existe fallo estática.

CALCULO DEL TOPE DEL MECANISMO DE SIEMBRA

Este tope va a estar sometido a una fuerza fluctuante de 13.4 Kgf.; como va soldado a la estructura principal, la tomaremos en voladizo con carga en el extremo. Fig. 2.21

El material será un acero SAE 1030 con:

$$S_{ut} = 5250 \text{ Kgf/cm}^2$$

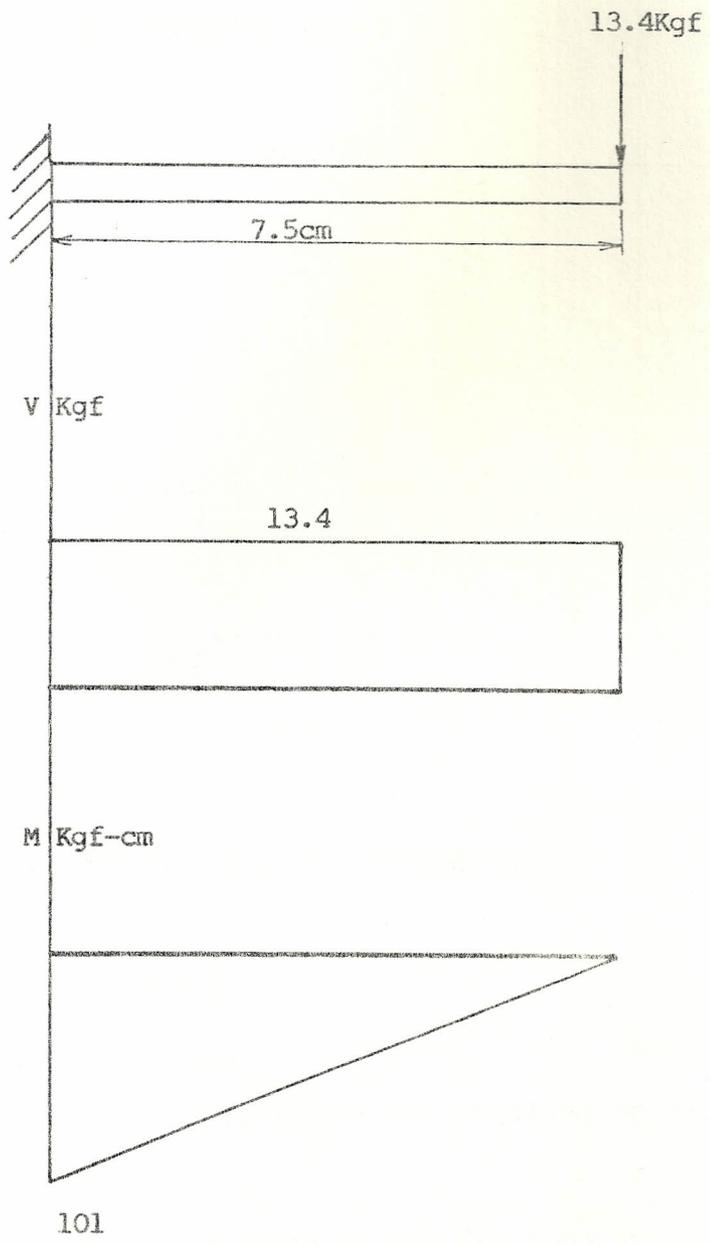


FIG. 2.21.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR.

$$S_y = 2940 \text{ Kyf/cm}^2$$

Para carga estática,

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$Z = \frac{\pi \times d^3}{32}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times n \times 32}{\pi \times S_y}}$$

Para $n = 2$ y $M = 101 \text{ Kyf-cm}$

$$d = 0.8 \text{ cm}$$

Para cargas dinámicas, determinaremos el diámetro,

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0.5 \times S_{ut}$$

$$K_a = 0.78$$

$$K_b = 1$$

$K_c = 0.897$ Para 90 % de confiabilidad

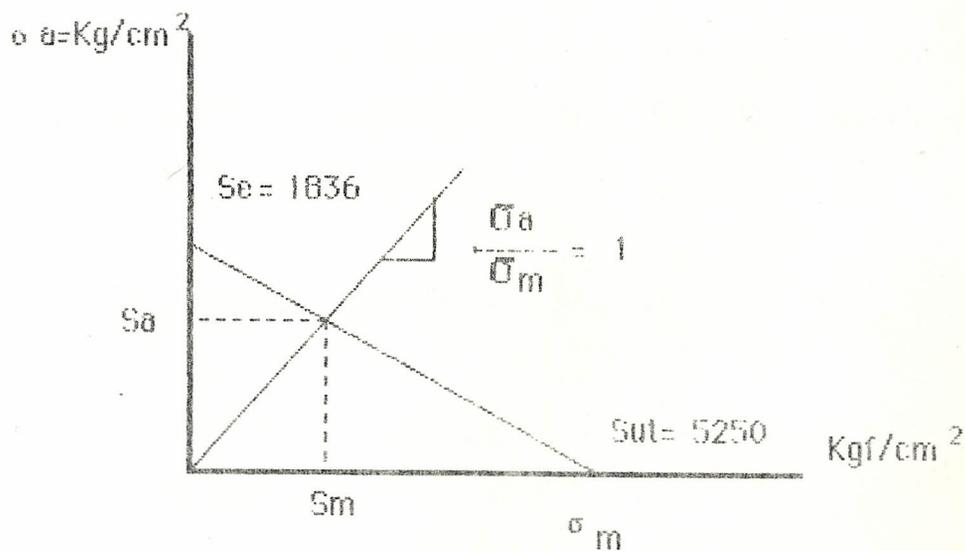
$K_d = 1$

$K_e = 1$

Reemplazando tenemos,

$S_e = 1836 \text{ Kgf/cm}^2$

Construyendo el diagrama de GOODMAN MODIFICADO



$S_a = S_m = 1360 \text{ Kgf/cm}^2$

$$\sigma_a = \frac{M \times 32}{2 \times \pi \times d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \times n \times 32}{2 \times \pi \times S_a}}$$

Para $n = 2$ y $M = 101 \text{ Kgf-cm}$.

$$d = 0.9 \text{ cm.}$$

Como el cálculo por fatiga está sobre la estática, se determina un diámetro para el tope de 9 mm. Se pondrá un bocín para este eje para poder intercambiarlo cuando esté gastado.

Ahora analizaremos y calcularemos la dimensión del cordón de soldadura que fija el eje a la estructura. Para esto, consideramos un cordón de dimensión unitaria y, donde:

w = altura del filete, cordón de soldadura

f_m = esfuerzo unitario, normal, en virtud del momento sobre el cordón, Kgf/cm^2

f_c = esfuerzo cortante unitario en virtud de la fuerza cortante.

S_w = módulo de sección unitaria. En virtud de la configuración circular del cordón se tiene, para un diámetro del eje d ;

$$S_w = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad (49)$$

A_w = Area unitaria de la sección, es igual a $(2 \times \pi \times d)$, para diámetro d . (50)

Retornando los valores de $M = 101 \text{ Kgf-cm}$, $F_c = 13.4 \text{ Kgf}$. Para calcular f_c y f_m , tenemos:

$$f_m = \frac{M}{S_w} \quad (51)$$

$$f_m = \frac{M \times 4}{\pi \times d^2}$$

Para diámetro $d = 0.9 \text{ cm}$, $f_m = 158.7 \text{ Kgf/cm}$

El cortante será:

$$f_c = \frac{F_c}{A_w} \quad (53)$$

$$f_c = \frac{F_c}{2 \times \pi \times d} \quad f_c = 2.37 \text{ Kgf/cm}$$

La altura o ancho del cordón será la relación entre la fuerza resultante unitaria dividada entre la fuerza permisible recomendada.

Es decir:

$$w = \frac{fr}{f \text{ perm.}} \quad (54)$$

$$fr = \sqrt{fm^2 + fc^2} \quad (55)$$

$$fr = \sqrt{(158.7)^2 + (2.37)^2}$$

$$fr = 159 \text{ Kgf/cm}$$

La fuerza permisible $f \text{ perm.}$, de acuerdo a la recomendación dada por el manual de la AWS (ref. 7), para carga de fatiga y, con una relación de esfuerzos normales, K:

$$K = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}} \quad (56)$$

$$f \text{ perm.} = \frac{359.4 \text{ Kgf/cm}^2}{1 - K/2} \quad (57)$$

Los esfuerzos son fluctuantes pero no invertidos, por lo que el valor mínimo resulta para $K = 0$

$$f \text{ perm.} = 359.4 \text{ Kgf/cm}^2$$

De donde:

$$w = \frac{159}{359.4}$$

$$w = 0.44$$

Luego, un cordón con altura mínima de 3/16-pulg., 4,7 mm. es admisible

2.8 CALCULO DE LOS PATINES

Los patines básicamente deben cumplir con el requerimiento de prestar el área de sustentación para la flotación de la máquina en la labor de transplante. Por lo tanto, tomando en cuenta la tabla de la pág. 235 de la ref. 8, encontramos que ésta establece que, para un peso de 36 Kgf., nuestro caso, el área A será:

$$\text{Presión} = 260 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\frac{36 \text{ Kgf}}{A} = 0.260 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A = 138.5 \text{ cm}^2$$

Esta área básicamente se repartirá entre los cuatro soportes de estructura y en los patines mismos. La forma de los patines se lo verá más adelante en la construcción y montaje del transplantador.

2.9 CALCULO DE LA BANDEJA PORTAPLANTAS

La bandeja portaplantas es el espacio donde van a estar las plántulas de arroz al momento en que se va a realizar el transplante. Es el sistema de siembra que coje la plántula de la bandeja y la transplanta en el suelo.

El peso de los lechugines por unidad de superficie es aproximadamente de $w = 1.5 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm}^2$.

La bandeja está apoyada sobre dos ángulos de $3/4 \times 1/8$ pulgadas para darle más rigidez, como también de distribuir los esfuerzos que se concentran en los apoyos.

Vamos a calcular la bandeja como si fuera una viga por lo tanto tomaremos una unidad de plancha.

$$W = w \times d$$

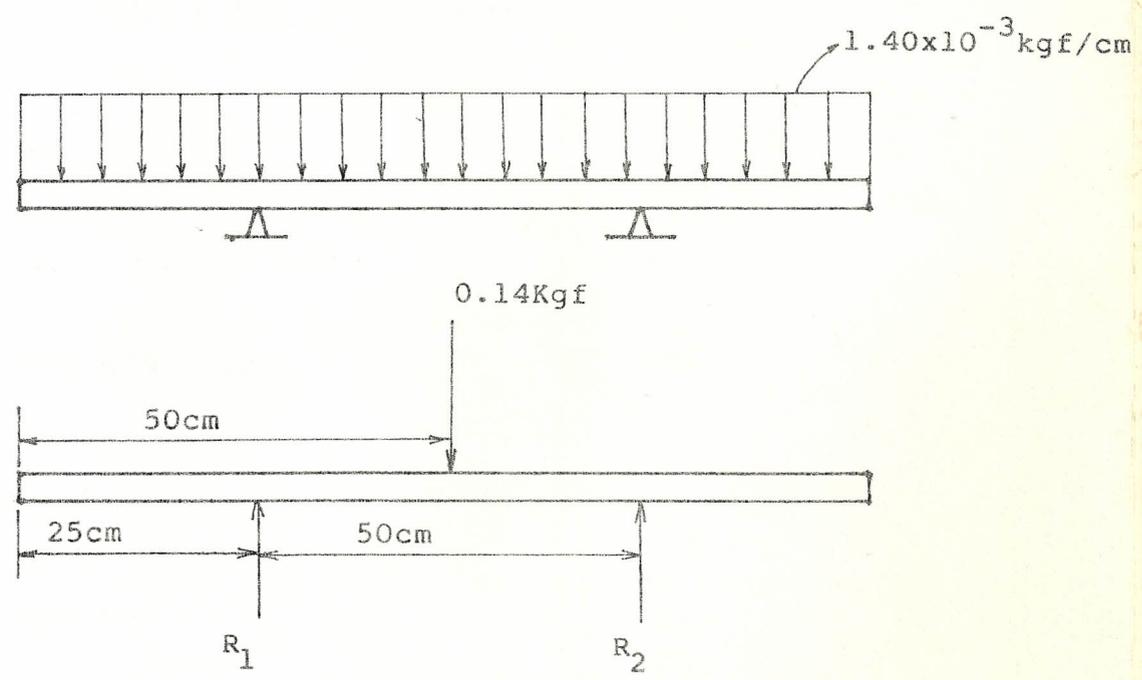
$$w = (1.5 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm}^2) (1\text{cm}) \quad (58)$$

$$W = 1.5 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm.}$$

La componente de W en la dirección de los soportes es $W \cos 20^\circ$.

$$W \cos 20^\circ = 1.40 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm.} \quad (59)$$

Por lo tanto tenemos lo siguiente:



$$\Sigma M_1 = 0$$

$$0.14 (250) - R_2 (500) = 0$$

$$R_2 = 0.07 \text{ kgf}$$

$$R_1 = 0.07 \text{ kgf}$$

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector se da en la figura 2-22.

Para el cálculo de la bandeja utilizaremos una plancha de acero SAE 1010 que tiene las siguientes propiedades:

$$S_y = 2170 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{ut} = 3760 \text{ kgf/cm}^2$$

Para falla estática:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Para n=4

$$\sigma = \frac{2170}{4} = 542.5 \text{ kgf/cm}^2$$

139

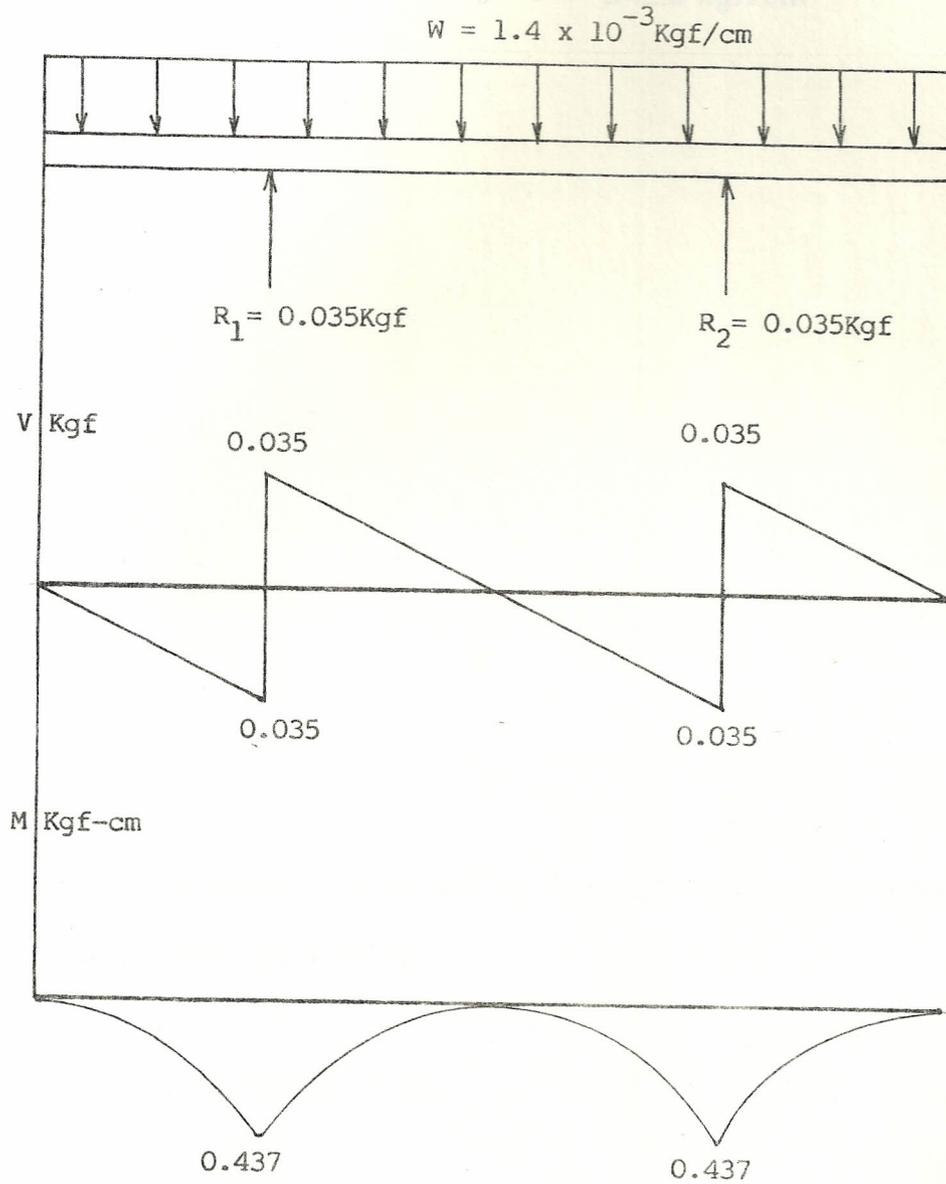


FIG. 2.22.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR.

Para $M = 0.4375 \text{ kgf-cm}$ y $\sigma = 542.5 \text{ kgf/cm}^2$

$$Z = \frac{M}{\sigma}$$

$$Z = \frac{0.4375}{542.5}$$

$$Z = 8.06 \times 10^{-4} \text{ cm}^3$$

Como:

$$Z = \frac{bh^2}{6}$$

Sacamos el valor de h ya que $b = 1$ porque hemos cogido para una unidad de ancho de plancha

$$h = 0,069 \text{ cm} = 0.027 \text{ pulg.}$$

Por lo que determinamos aquí una plancha calibre No. 16 que tiene un espesor de 1/16 pulg.

CAPITULO III

CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO

3.1 SELECCION DE MATERIALES Y SUMINISTROS

La selección de los materiales se facilita en la medida que la normalización de dimensiones corresponda a las existentes en el mercado. No obstante de ser este el trabajo de construcción de un Prototipo, aspirando a cumplir los objetivos que se persiguen con esta propuesta tecnológica alternativa, se ha puesto énfasis en el tratamiento de selección de materiales y suministros que cumpla con las consideraciones que supone ya una producción en serie, la cual es un tema de Tesis en la actualidad y que debe considerar los siguientes aspectos:

CARGAS MECANICAS

Dentro de la dirección de criterios de diseño se consideró las resistencias a la flexión, torsión, impacto, fricción, etc.

PESO

El material se selecciona para que cumpla con el requerimiento del peso de diseño. Peso que en realidad resulta de 32 kgf.

COSTO

La vida útil satisfactoria de la máquina corresponderá a un costo no tan oneroso de su adquisición de manera que no afecte la liquidez actual del agricultor. Esto significa buscar una correspondencia con una selección de material que tiene en cuenta:

- Las condiciones mecánicas
- El tamaño de la máquina
- Daño Accidental
- Diseño por desgaste
- La Obsolescencia
- La Corrosión

COMPONENTE

MATERIAL

Conjunto de Transmision

Cubrecadena	Plancha 2 mm
Soportes	Plancha 6 mm
Ejes superior	Acero de transmision
Guías de cadena	Platina 6 x 50 mm, Acero 0.9 C
Trinquete	Acero DF2; 0.9 C
Palanca de Transmision	Tubo de diámetro 13 mm
Soporte de Trinquete	Plancha de 6 mm
Eje inferior	Acero de transmision
Gancho conector	Varilla redonda de diámetro 6 mm
Resortes	ASTM revenido (0.6-0.7%C)

Conjunto de Siembra

Marco de accionamiento	Angulo de 30 x 3 mm
Bocines	Acero de Transmisión
Conector	Tubo de diámetro 17 mm y ángulo de 3 x 19 mm
Topes	Platina de 3 x 25 mm
Accionador de Palanca	Platina de 5 x 25 mm y acero de transmisión
Barra de soporte de los plantadores	Tubo de diámetro de 17 mm
Portaplantadores	Tubo de diámetro de 17 mm
Plantadores	Alambre de diámetro de 3 mm y varilla cuadrada de 8 x 8 mm

Conjunto de Avance de la Bandeja

Cadena	No. 40, paso 12.5 mm
--------	----------------------

Barra de unión o acople	Platina de 3 x 19 mm y acero de transmisión.
Soporte de la barra de acople	Platina de 3 x 50 mm
Barra de Avance	Plancha de 2 mm, platinas de 3x19, 3x25 mm y acero de transmisión.
<u>Patines</u>	Madera nogal de 12x147 mm y un parante de 30x50 mm
<u>Barra de Tiro</u>	
Tubo de sujeción de la barra de tiro	Tubo de ced40 diámetro ext. 21 mm.
Barra de tiro	Tubo de ced40 de diámetro ext. 25mm
Soporte del eje del tubo de sujeción	Platina 5 x 25 mm
Ejes	Acero de Transmisión

Estructura Principal

Estructura	Tubo de ced40 de diámetro ext. 21mm
Barra de ajuste de trans.	Platina 3 x 50 mm
Soporte de la estructura	Platina 3 x 50 mm
Guía de la barra de avance	Platina 3 x 25 mm
Soporte de la palanca de accionamiento	Tubo de diámetro de 17 mm acero de transmisión
Topes y bocines	Acero de transmisión

Bandeja Portaplantas

Bandeja	Plancha de 2mm
Divisiones y Guía de la bandeja	Plancha de 2mm
Soporte de la bandeja	Angulo de 3 x 19 mm, Platina 3 x 25 mm

3.2 CRITERIOS USADOS PARA LA CONSTRUCCION

La construcción total y el mantenimiento de pequeña maquinaria agrícola, como la presente propuesta tecnológica, realizada en talleres artesanales le permitirá al Ecuador un ahorro de divisas, así como un precio de compra razonable para el sector productivo más descapitalizado como es el pequeño agricultor arracero, por lo tanto se determina forma y métodos de construcción con exigencias tales que permitan esta participación del sector mencionado, teniendo en cuenta lo siguiente:

La infraestructura de construcción, viene dada por maquinaria básica de un taller mecánico: Soldadura Eléctrica, tornillo de banco, taladro de columna, torno horizontal, dobladora de tubos y planchas, roladora, herramientas e instrumentos elementales. Por otra parte, para la construcción de la maquinaria, el proyecto permite la utilización simultánea de los diferentes talleres del sector pequeño industrial local, centralizándose eso sí en una unidad de montaje que cuente con la herramienta básica manual.

La mecanización de piezas de maquinaria agrícola dentro de los sistemas de tolerancias, están incluidos en los grados de menor calidad-Sistemas de Tolerancias IT de 1 a 16, corresponde al 12, 13, 14 y 15-. Lo cual significa que la precisión de ajustes que

encarece una producción no tiene el carácter de imperativo de otras construcciones. Esta hegemonía de asientos holgados es explicable por otro lado, pues en el ámbito de construcción de piezas de maquinaria agrícola se deben considerar los agentes atmosféricos, dilatación, el agua, la suciedad a la que se exponen las piezas, etc.

El sobredimensionamiento de los cordones de soldadura de la estructura principal que está compuesta de tubos, platinas, ejes, etc., permiten la aplicación de recursos humanos de no tan alta calificación, sino de soldadores de mediana experiencia capaces de ejecutar un proceso de soldadura confiable previa la sola inspección visual.

3.3 DESCRIPCIÓN DE LAS OPERACIONES REALIZADAS

Previo el suministro íntegro del material se realizaron para cada componente del Transplantador las siguientes operaciones.

Es importante anotar que los mismos no se dieron simultáneamente sino en secuencia, de tal suerte que la experiencia de su fabricación con un seguimiento estricto y total permita concluir y recomendar métodos más efectivos de construcción.

Estructura Principal

- Torneado de ejes y bocines
- Cortado de tubos, platinas con sierra manual y la alternativa eléctrica.
- Doblado de tubos: En una dobladora de tubos manual.
- Doblado de platinas para soporte de la estructura: Con martillo y tornillo de banco.
- Taladrado de platinas
- Soldadura de tubos, platinas, ejes, bocines.

Bandeja Portaplantas

- Elaboración de plantillas
- Cortado de planchas con cortadora de planchas
- Cortado de ángulos y platinos con sierra manual
- Rolado de plancha para la bandeja: Roladora de planchas.

- Rolado de ángulos para soporte: Roladora de ángulos.
- Doblado de filos con dobladora de planchas
- Taladrado de planchas
- Remachado de planchas
- Soldadura del soporte y guía a la bandeja

Conjunto de Siembra

- Torneado de bocines
- Cortado de ángulos, tubos, platinas, alambre y varilla cuadrada con sierra manual y la alternativa eléctrica.
- Taladrado de ángulos y platinas.
- Soldadura de bocines, topes y tubos a los ángulos
- Soldadura de alambre a la varilla cuadrada.

Conjunto de Transmision

- Torneado de ejes
- Cortado de planchas y tubos con sierra manual
- Taladrado de planchas
- Machuelado de planchas
- Tratamiento térmico a la guía de cadena y trinquete (TEMPLADO)
- Remachado de los ejes a la plancha
- Soldadura de tubos.

Conjunto de Avance de la Bandeja Portapuntas

- Torneado de eje
- Cortado de platinas con sierra manual
- Cortado de plancha con cortadora de planchas
- Doblado de platinas para acople: Con martillo y el uso de tornillo de banco.

- Taladrado de platinas
- Soldadura de platinas, ejes a la plancha.

Barra de Tiro

- Turneado de ejes
- Cortado de tubos y platinas con sierra manual
- Doblado de tubos
- Taladrado de platinas
- Soldadura de platinas al tubo

Patines

- Se prepara la madera a las medidas requeridas con cepilladora y sierra circular.
- Se corta con serrucho
- Se hace un acabado con lija
- Se clava

3.4 DETERMINACION DE COSTOS

Basados en el dimensionamiento del material requerido, los costos son los siguientes:

DENOMINACION	CANTIDAD	COSTO UNITARIO DEL MATERIAL (hasta mayo/1968)
--------------	----------	--

PLANCHAS NEGRAS (área en m²)

2mm	0.700	1.580
6mm	0.012	250

Platinas: (longitud en mm)

5 x 37	169	300
5 x 25	360	350
3 x 50	637	800
3 x 25	1667	400
3 x 12	408	130
3 x 19	2191	300
6 x 25	407	600
6 x 50 Acero DF2 0.9 C	150	500

Angulos:

3 x 30	654	450
3 x 19	840	200
3 x 12	800	150

Barras Redondas:

$\varnothing = 8\text{mm}$	457	70
$\varnothing = 6\text{ mm}$	748	30
$\varnothing = 10\text{ mm}$	212	100
$\varnothing = 3\text{mm}$	420	50

Barra Cuadrada:

8 x 8	570	100
-------	-----	-----

Acero para Ejes:

$\varnothing = 12\text{ mm}$	821	550
$\varnothing = 19\text{ mm}$	509	650
$\varnothing = 25\text{ mm}$	20	80

Tubos:

$\varnothing_{\text{ex}} = 21$	5006	2010
$\varnothing_{\text{ex}} = 17$	2770	600
$\varnothing_{\text{ex}} = 25$	458	500
$\varnothing_{\text{nominal}} = 12.5$	521	200

Cadena:

Paso 12.5	375	600
-----------	-----	-----

Madera:

Tabla de nogal	2500	800
12 x 147 mm		

Corriente de Nogal	1552	300
30x50 mm		

Varios:

Resortes (4)	4800
--------------	------

Pernos, tuercas,
tornillos, mariposas,

remaches, pasadores	2.995
---------------------	-------

Soldadura (5 libras)	<u>2.000</u>
----------------------	--------------

TOTAL	S/. 21.745
-------	------------

Costo de la Máquina:

COSTO: HOMBRE - HORA - MAQUINA

TORNO 20h x 1500 = 30000

BANCO 15h x 800 = 12000

SOLDADURA 5h x 1500 = 7500

MONTAJE Y AJUSTE 10h x 1200 = 12000

CARPINTERO 5h x 200 = 1000

5 Hombres, 55 horas - Costo total 62500 Sucres

Costo Total de la Máquina:

Suministros y Materiales	21745	
5 hombres, 55 horas	<u>62500</u>	
TOTAL	84245	Sucres

Este costo que es la producción de la unidad de un proceso en serie. El costo de la unidad como proyecto de investigación en realidad es muy superior, pues las planchas y materiales en general no se compra fraccionado. Una producción en serie, conlleva adquisición en condiciones más ventajosas de los materiales en general, cuyos costos expuestos no incluyen esta ventaja. Debe sumarse además, las ventajas que darían medidas gubernamentales que signifiquen protecciones estatales al sector referido.

3.5 MONTAJE Y ACABADO

La unidad de montaje equiparada con una herramienta manual básica es el sitio donde el ensamble de partes, previa la revisión de ajustes, tiene lugar.

Los subconjuntos que individualmente se ensamblan son:

- La Estructura principal: Montaje de ejes, tapa empernada.
- El conjunto de siembra
- Los patines
- La bandeja
- El conjunto de avance de la bandeja
- La barra de tiro

Los ensamblajes de subconjuntos:

- La estructura principal se monta sobre los patines.
- Los conjuntos de siembra y de avance de la bandeja se montan en la estructura principal.
- La bandeja se ensambla sobre el conjunto de avance.
- La barra de tiro se acopla al conjunto de siembra lo que completa el conjunto.

Con miras a realizar las primeras pruebas de campo, la máquina se prepara con los acabados requeridos luego de una prueba rigurosa sobre el pavimento: Reajuste de pernos, graduación de las uñas, etc.

Las figuras son tomas de las partes del Transplantador mecánico de arroz, también del montaje y de las vistas del conjunto general.

174

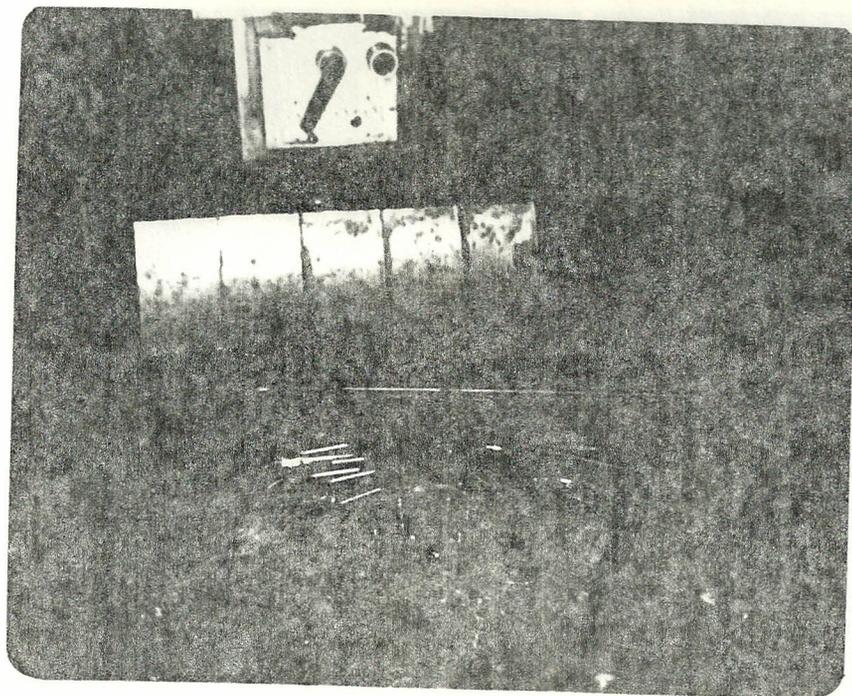


FIGURA No. 3.1.- CONJUNTO DESARMADO DE LA ESTRUCTURA Y BANDEJA

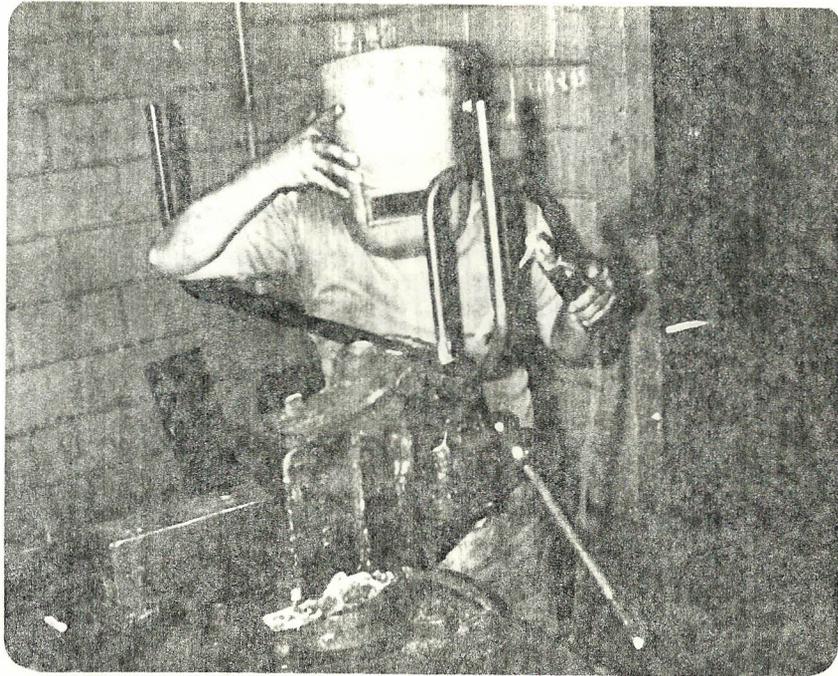


FIGURA No. 3.2.- ARMADO DE LA ESTRUCTURA

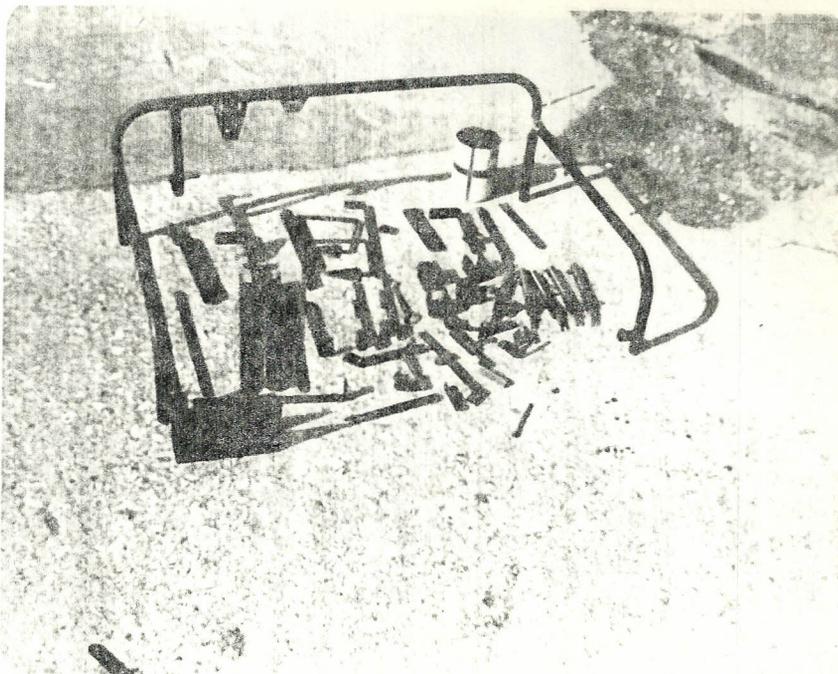


FIGURA No. 3.3.- CONJUNTO DESARMADO DE TRANSMISION, SIEMBRA Y CONJUNTO DE LA ESTRUCTURA ARMADO.

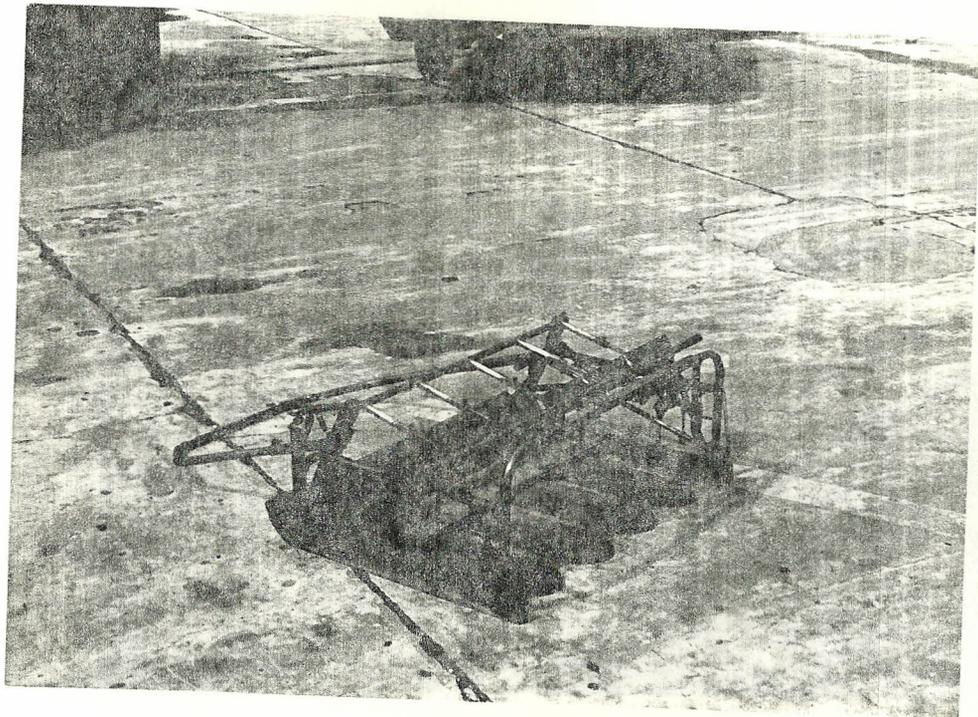


FIGURA No. 3.4.- FORMA DE LOS PATINES

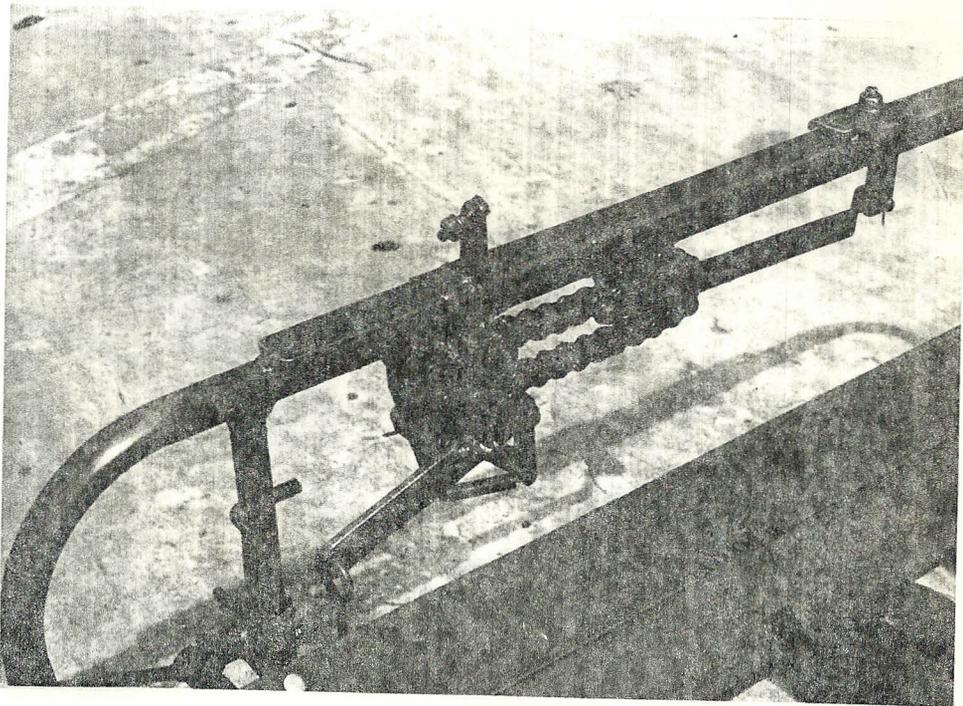


FIGURA 3.5.- MECANISMO DE TRANSMISION Y AVANCE DE LA BANDEJA.

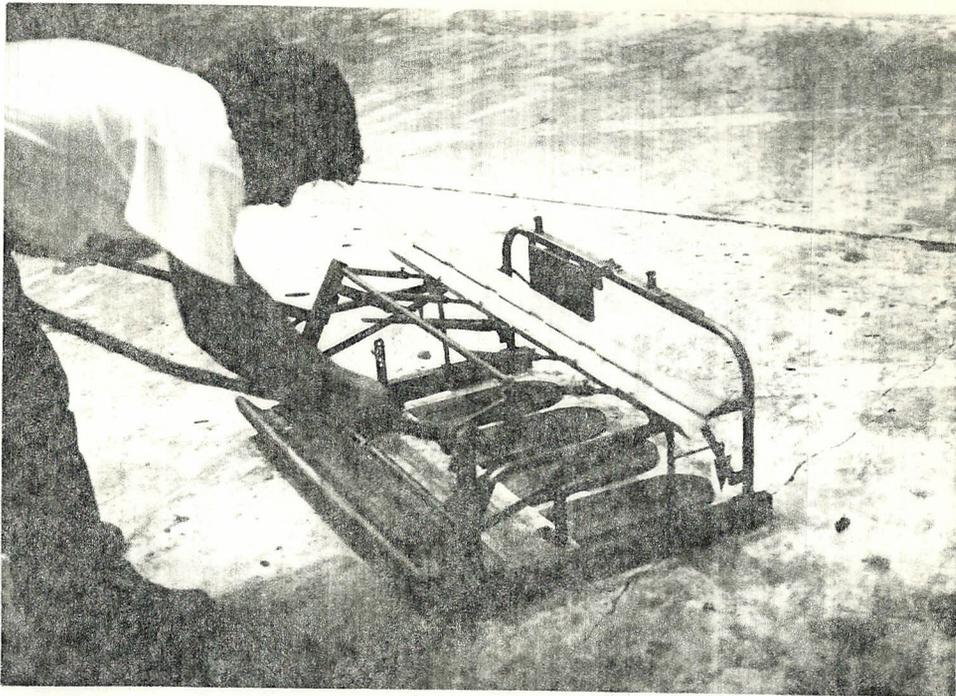


FIGURA 3.6.- MONTAJE DE LA BARRA DE TIRO AL MECANISMO DE SIEMBRA.



FIGURA No. 3.7.- MONTAJE DE LA BANDEJA A LA ESTRUCTURA

CAPÍTULO IV
PRUEBAS

PRUEBAS PARA LAS BOMBAS

El conjunto total de las partes de máquina se prueban



FIGURA No. 3.8.- CONJUNTO GENERAL DEL TRANSPLANTADOR

CAPITULO IV

PRUEBAS

4.1 PRUEBAS DE LABORATORIO PARA CARGAS ESTATICAS

Realizado el montaje total de los partes de máquina se procede a realizar las primeras pruebas en el laboratorio, empezando con:

4.1.1 Fuerza de Tiro

El dinamómetro, se coloca directamente sobre la barra de tiro del transplantador. La fuerza de tiro sobre el pavimento se detecta en el dinamómetro antes que se deslice.

$$F_{max} = 12 \text{ kgf}$$

4.1.2 Fuerza de Patinaje

Esta prueba consiste en medir la fuerza en el instante en que la máquina transplantadora se deslice, esta fuerza es:

$$F_{max} = 9 \text{ kgf}$$

4.1.3 Velocidad de Trabajo y en vacío del transplantador

La velocidad de Trabajo, se la determina simulando que se está transplantando en el pavimento. La velocidad en vacío es aquella velocidad de transporte del Transplantador, sin realizar el trabajo de transplante.

$$V_{\text{trabajo}} = 670 \text{ m/h}$$

$$V_{\text{vacío}} = 820 \text{ m/h}$$

4.2 PRUEBAS DE CAMPO PARA CARGAS DINAMICAS EN DIFERENTES SUELOS Y CON DIFERENTES ACCESORIOS

Para realizar las pruebas de campo debemos tener dos aspectos fundamentales para el funcionamiento del transplantador, que son:

- Preparación del terreno
- Preparación de lechuguines

PREPARACION DEL TERRENO.- A continuación anotaremos los pasos que se siguen para la preparación del terreno para el transplante.

- Se queman los rastrojos
- Se realiza una limpieza de muros y canales

- Se hace un trabajo de un pase de arado y se le deja en reposo 10 días.
- Se hace dos pases de rastra, cruzando el terreno en el último pase.
- Se pasa un tablón o rodillo para que afine y nivele el suelo.
- Por último se inunda el terreno dos días antes del transplante.

PREPARACION DE LECHUGUINES.- Simultáneamente con la preparación del terreno se preparan los lechuguines y se utiliza semilla pregerminada, la cual se consigue hidratando o sea poniendo en agua la semilla durante 24 horas y luego sacándola del agua y colocándola bajo sombra de 12 a 24 horas, con lo cual hemos obtenido el desarrollo del embrión.

Los pasos que se siguen para la preparación de los lechuguines son las siguientes:

- Se coge una bandeja a las medidas especificadas de las dimensiones de la bandeja del transplantador, para nuestro caso 20 x 40 cm.
- Se pone una cama de tierra en la bandeja y se nivela.
- Luego se pone semilla pregerminada.

- Ponemos otra capa de tierra encima de la semilla.
- Rociamos con agua a la bandeja.
- Después de 20 a 25 días los lechuguines están listos para el trasplante.

La tabla XV, indica los resultados de las pruebas realizadas, conjuntamente con las tomas fotográficas constantes.

Tabla XV

<u>Pruebas- Lab.</u>	Fuerza Kgf	Velocidad mt/h	Superficie Trabajo m ² /h	Tiempo por Ha horas
Fuerza de Tiro	12			
Fuerza de patinaje	9			
Velocidad de trabajo		670		
Velocidad de vacío		820		
<u>Pruebas de campo</u>				
Fuerza de Tiro	22			
Fuerza de patinaje	16			
Velocidad de Trabajo		480	480	21
Velocidad de Vacío		660		

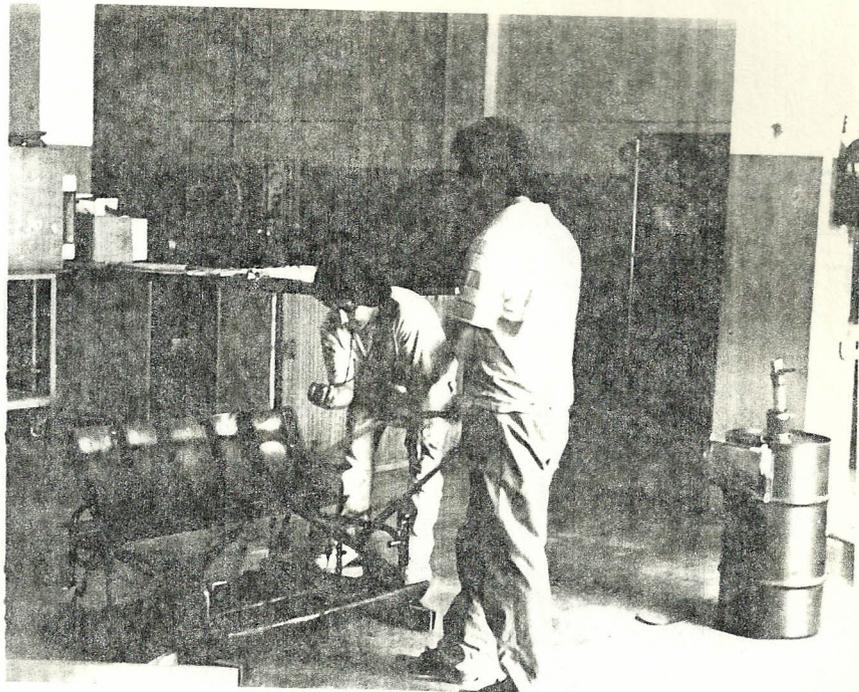


FIGURA No. 4.1.- PRUEBA DE ESTABILIDAD DE LA TIERRA EN EL
LA CRACION.

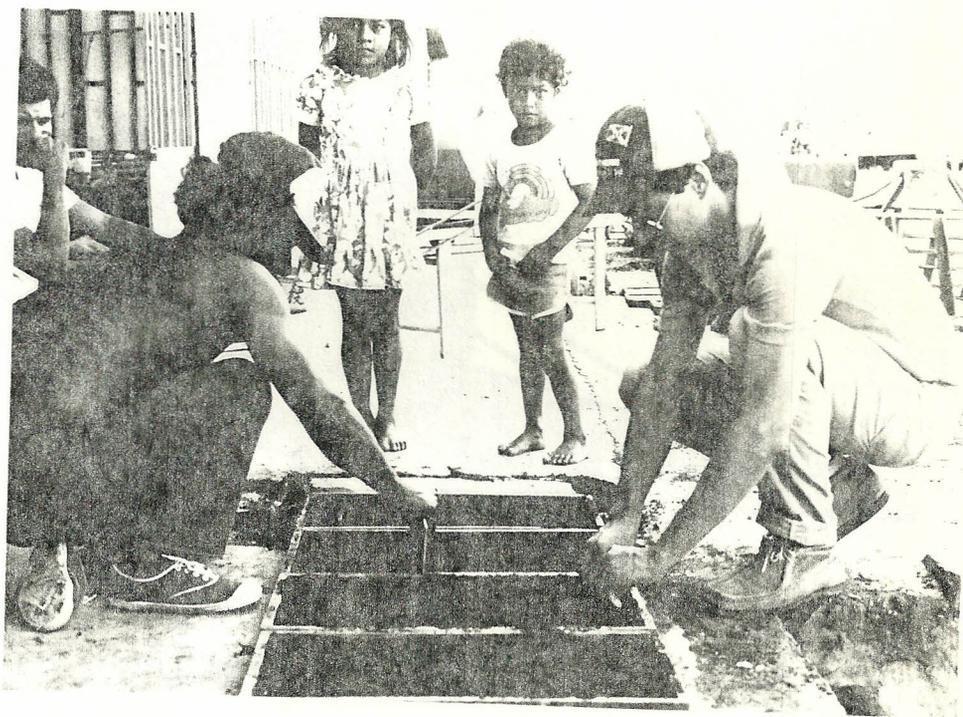


FIGURA No. 4.2.- PREPARACION DE LECHIGUINES. SE PONE UNA CAMA DE TIERRA.

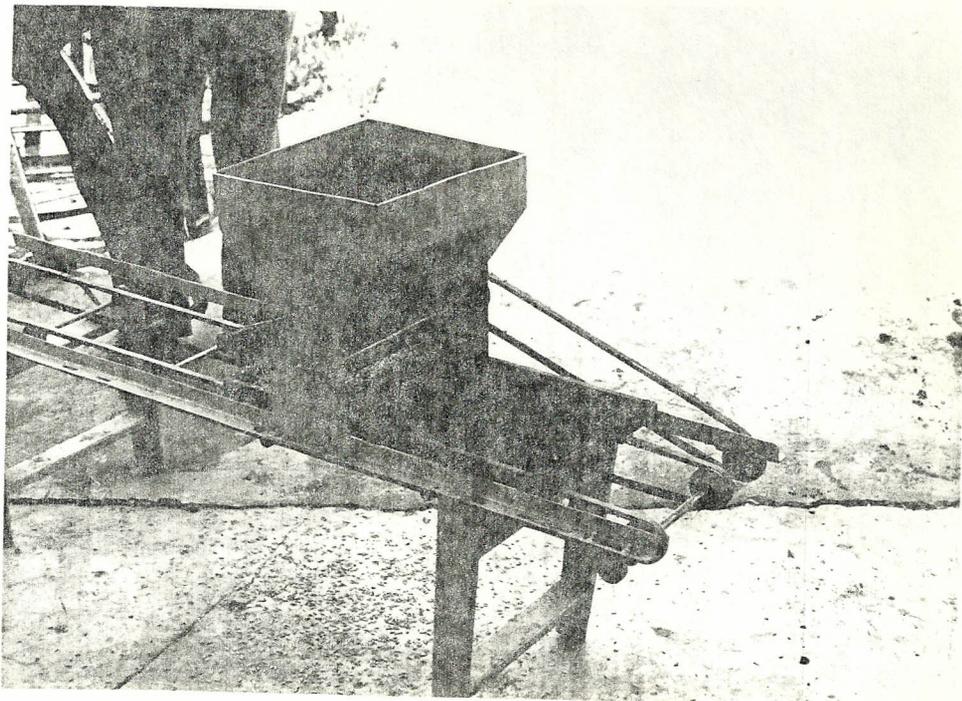


FIGURA No. 4.3.- DEPOSITANDO LA SEMILLA PREGERMINADA DE ARROZ A LA PANDETA.

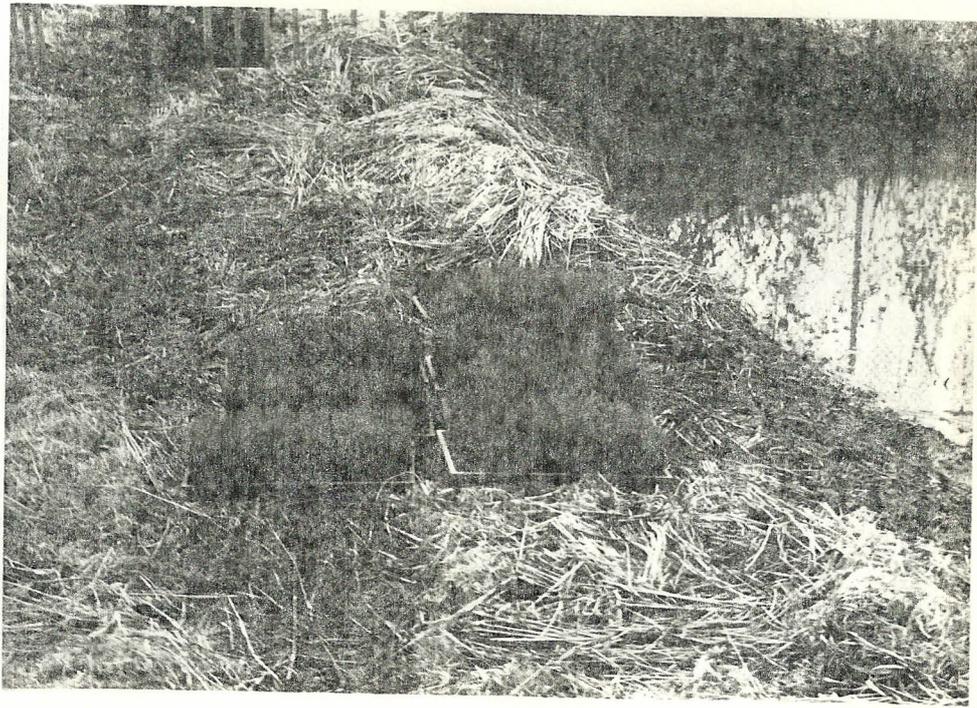


FIGURA No. 4.4.- PLANTULAS DE ARROZ LISTAS PARA EL TRANSPLANTE.



FIGURA No. 4.5.- CARGANDO LA BANDEJA DEL TRANSPLANTADOR CON LAS PLANTULAS DE ARROZ.

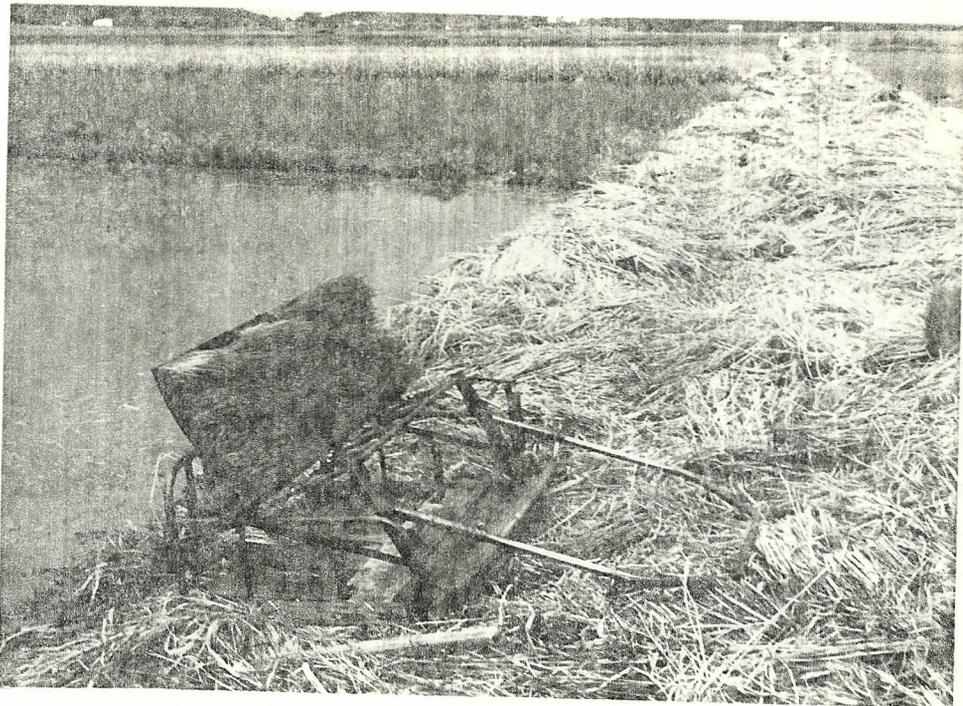


FIGURA No. 4.6.- TRANSPLANTADOR CARGADO, LISTO PARA EL TRANSPLANTE.

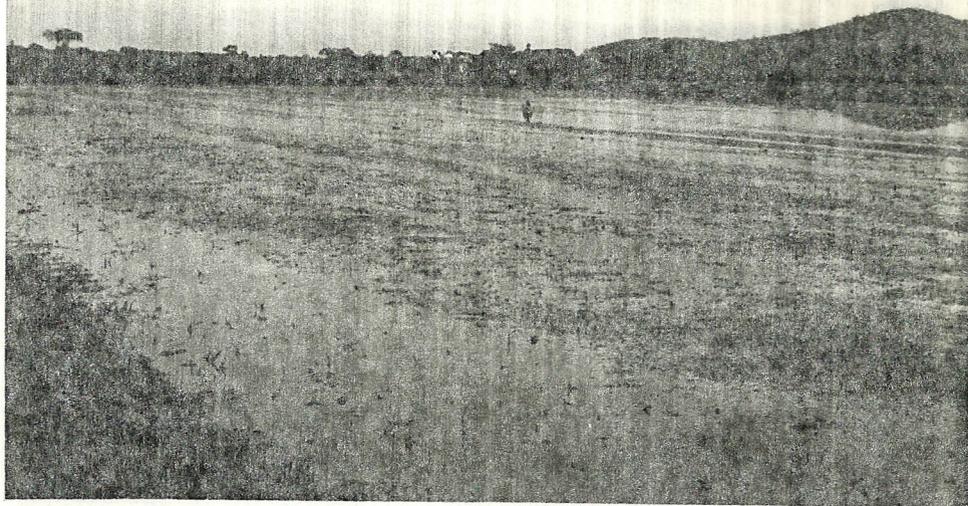


FIGURA No. 4.7.- TERRENO PREPARADO PARA RECIBIR EL
TRANSPLANTE.



FIGURA 4.8.- FORMA COMO EL OPERARIO REALIZA EL TRANSPLANTE .



FIGURA NO. 4.9.- DETERMINANDO LA FUERZA DE PATINAJE.

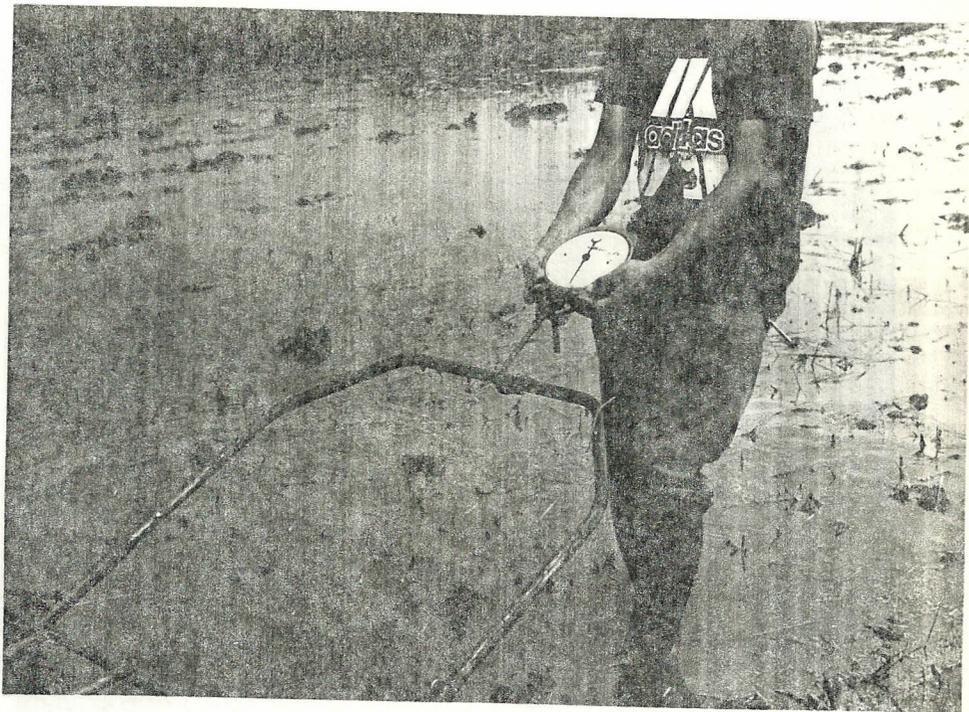


FIGURA 4.10.- DETERMINANDO LA FUERZA DEL TIRO.

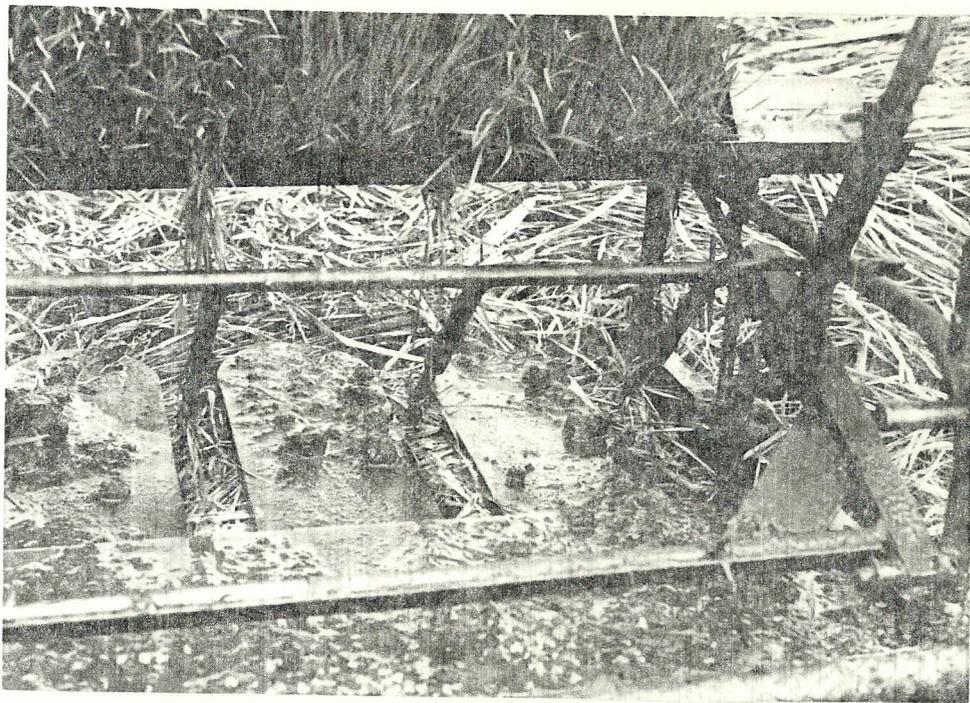


FIGURA No. 4.11.- FORMA COMO LAS UÑAS SEMBRADORAS COGEN LAS PLANTULAS DE ARROZ DE LA BANDEJA.

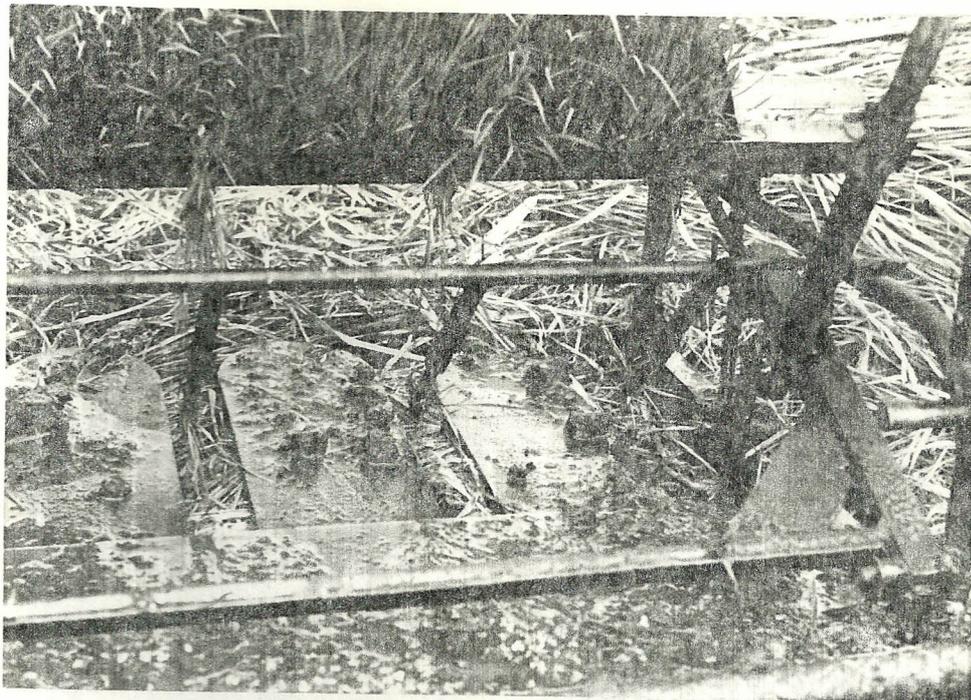


FIGURA No. 4.11.- FORMA COMO LAS UÑAS SEMBRADORAS COGEN LAS PLANTULAS DE ARROZ DE LA BANDEJA.

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

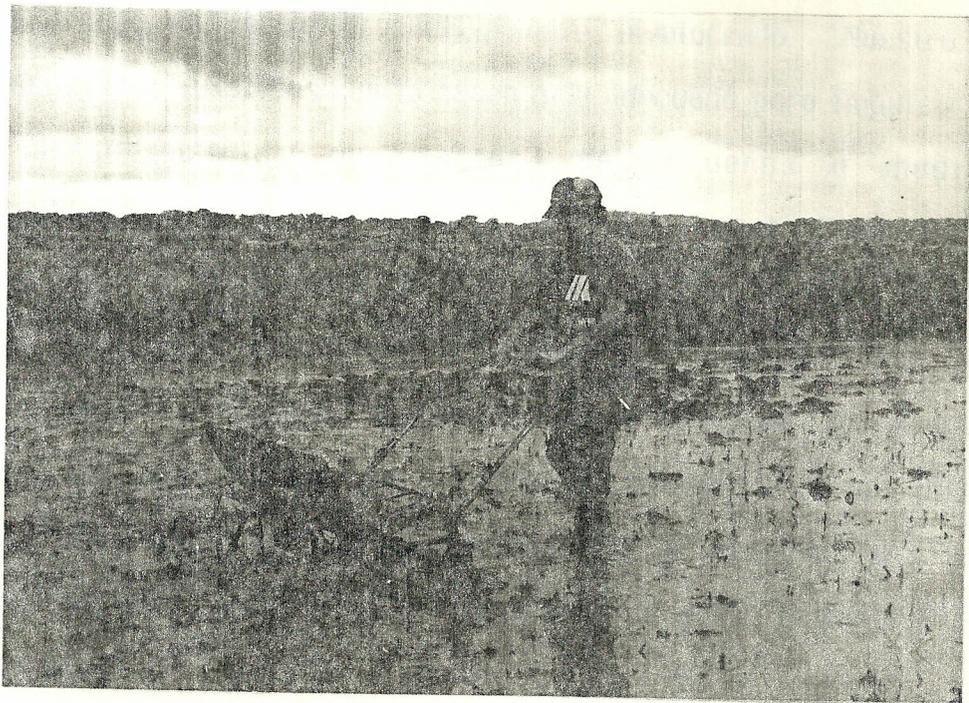


FIGURA No. 4.12.- MODO DE DEPOSITAR LAS PLANTULAS DE ARROZ EN EL TERRENO.

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

Los objetivos planteados en la Introducción de esta Tesis se cumplirán por el alcance real y la acogida satisfactoria que se tenga en el sector de medianos y pequeños productores de arroz individuales y asociados. Y no ahora fundamentalmente cuando se trata de un primer intento de este tipo de máquina, sino cuando la oferta sea parte de una producción en serie y todo un sector productivo esté involucrado. Nuestro país presenta características que lo hacen muy adecuado para impulsar este tipo de proyecto: Gran cantidad de pequeños y medianos agricultores con necesidades obvias al respecto, importancia de la producción de arroz por transplante a nivel nacional tanto para los productores como para los consumidores, etc.; sin embargo, la responsabilidad de impulsar esta primera pauta de este trabajo que se pretende sea de valiosas perspectivas, nos lleva a concluir a través de una evaluación crítica, cuán certera es la alternativa por los resultados prácticos y la parte económica de la inversión

RESPECTO AL PROCESO DEL TRANSPLANTE

La facilidad de maniobra del Transplantador se logra cuando se tiene un terreno nivelado y un control de la cantidad de agua, que es lo que ocurre en el verano. Se complica así mismo en el invierno, ya que no se tiene

control de la cantidad de agua y como el terreno es arcilloso e inestable, el transplantador tiende a hundirse y no se puede realizar ningún trabajo de transplante.

La correcta calibración de las uñas transplantadoras es indispensable para evitar que unas cogan y otros no las plantulas de arroz de la bandeja. También hay que regular la profundidad del transplante para que exista un transplante correcto, ya que puede ocurrir que se transplante muy profundo y se ahogue la plantula de arroz o que se transplante demasiado superficial que luego con el tiempo el arroz se "amaquee". En el uno y en el otro caso se pierde el rendimiento por hectárea en el cultivo.

La velocidad del trabajo de 480 mt/hora es cuando se comienza el proceso de transplante, pero conforme pasa el tiempo de trabajo, el operario se fatiga y por lo tanto disminuye su tren de trabajo. Solo la rigurosidad de las pruebas en términos climatéricos y de lapso de tiempo, pueden determinar garantías y un promedio de la velocidad de trabajo, que no se la pudo determinar por las limitaciones con que se realizan las pruebas de campo y que en todo caso será un poco menor de 480 mt/hora.

El material usado en la construcción así mismo por la exposición a los azotes de la atmósfera, tendría que ser evaluado después de aquellas

exigencias numeradas en el párrafo anterior.

La tabla XVI nos permite analizar y comparar nuestra máquina y la de la misión agrícola de China (Taiwán), ya que son las dos únicas máquinas transplantadoras que existen en el país. De este cuadro nos damos cuenta que la adquisición de nuestro transplantador es muy baja, así como simpleza del transplante, mantenimiento, maniobrabilidad, etc. La capacidad de trabajo presentada por el Transplantador de la Misión Agrícola de China es alcanzada solo en su país de origen, pero nunca dicha capacidad, ha sido igualada o superada en nuestro país, esto es debido a su gran peso lo que tiende por la naturaleza de nuestro terreno a quedarse enterrada y por lo consiguiente disminuye su capacidad de trabajo.

La fuerza que requerimos para el trabajo de transplante de la máquina es de 22 kgf, que es mucho menor de lo que puede halar una persona normal que es de 85 kgf. Ref 3.

EN TERMINOS DE RECOMENDACIONES ANOTAREMOS

Como se expresó, la preparación del terreno es muy significativa en el proceso de transplante y por lo tanto debe estar muy bien nivelado para realizar un buen trabajo con la máquina transplantadora.

TABLA No. XVI
COMPARACION DE TRANSPLANTADORES

MARCA	TIPO	ACCION.	DIVIS. DE BANDEJ.	No. DE UÑAS	DISTAN CIA-UNA (cm)	ANCHO DE TRABAJO (mt)	VELOCID. DE TRABA JO(mt/h)	SUPERFIC. TRABAJO mt ² /h	COSTO (millon)	PESO Kgf	TIEMPO POR HORA (horas)	No. BANDE JAS/ha.
MISION CHINA (TAI- WAN).	GUIADA A MANO	MOTOR ALXILIAR	60X30	4	30	1.2	1500	1500	1.7	2.85	7	220
ESPOL	ARRAS- TRADA	MANUAL	40X20	5	20	1	480	480	0.1	32	21	491

12/1

Debe de tratarse de poner un mecanismo en las uñas de manera que entierre la plantula de arroz en el instante en que la uña la deposite, aunque esto no es indispensable en el verano.

El material de los patines puede cambiarse por un material plástico o fibra de vidrio para evitar, como ocurre con la madera de encharcarse y también para disminuir el peso de la máquina.

Se debe de tener dos personas para el proceso de transplante para que haya una alternabilidad en el trabajo y como consecuencia se obtendría una uniformidad en la velocidad del trabajo.

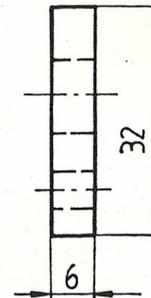
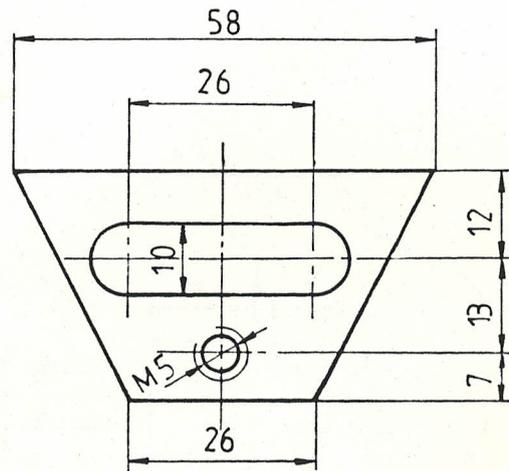
El entrenamiento de los extensionistas es importante para que puedan capacitar a los agricultores arroceros medianos y pequeños en el manejo y mantenimiento de la maquinaria, ya que éstos al no tener experiencia en el uso de maquinaria puedan acortar la vida útil y aumentar los costos de mantenimiento, lo que implica una disminución en la rentabilidad de la máquina.

La política del Estado debe limitarse tan sólo a proporcionar un ambiente adecuado para que se desarrolle coherentemente el proceso de mecanización dentro de los planes últimos de bienestar, crecimiento y equidad. Los productores y sus asociaciones son muy capaces de escoger formas de mecanización rentables; la universidad puede encargarse de

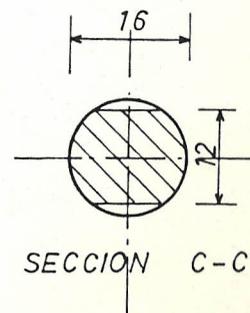
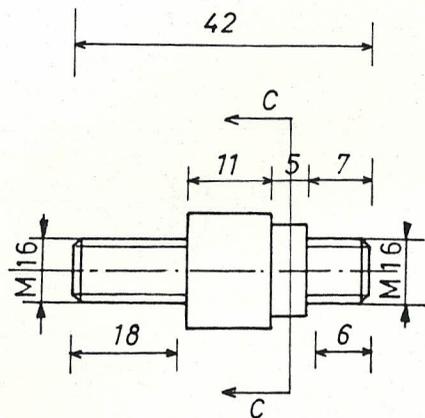
adaptar y desarrollar maquinaria, mientras que el sector privado de producir las máquinas y los implementos necesarios.

Como conclusión podemos decir que este tipo de proyecto beneficiará a los medianos y pequeños productores interesados en esta clase de tecnología. Además, en la medida en que nuevas tecnologías mecánicas generen nuevas oportunidades de inversión, el efecto total sobre el empleo y desarrollo de una región puede ser positiva. El bienestar total de la comunidad se verá incrementado de todas formas en la medida en que los menores costos de producción se trasladen a los consumidores en formas de menores precios de arroz.

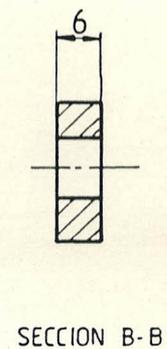
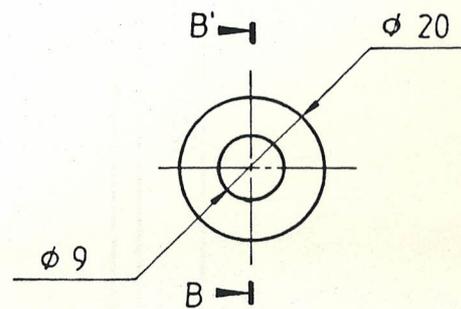
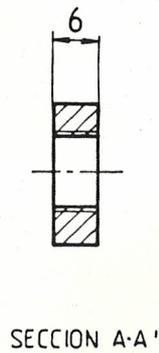
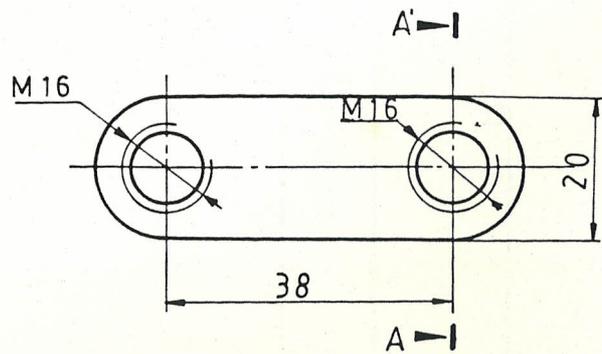
A P E N D I C E



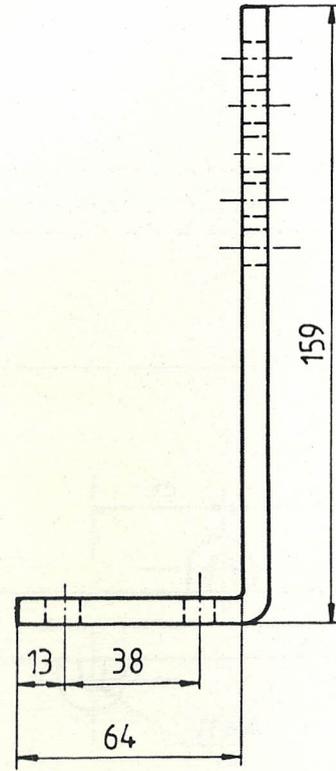
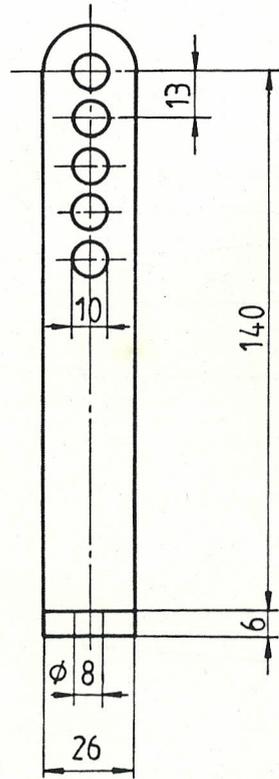
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1. 3. 89	M. SOLIS		
REVISO	2. 3. 89	A. PULLA		
COMPR.	3. 3. 89	ESPINOZA		
E	SOPORTE DEL EJE DE GUIA		1	MATERIAL
1:1				



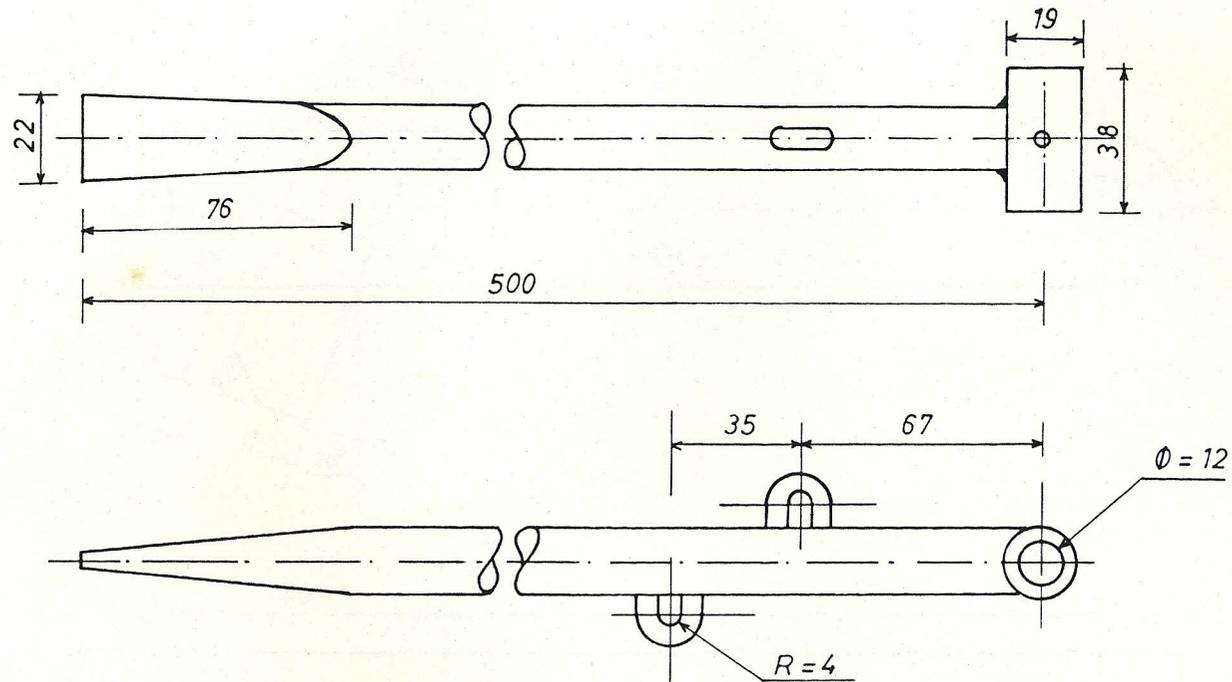
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M SOLIS		
REVISO	2.3.89	A PULLA		
COMPR.	3 3 89	ESPINOZA		
E 1:1	EJE DE GUIA DE CADENA		2	MATERIAL



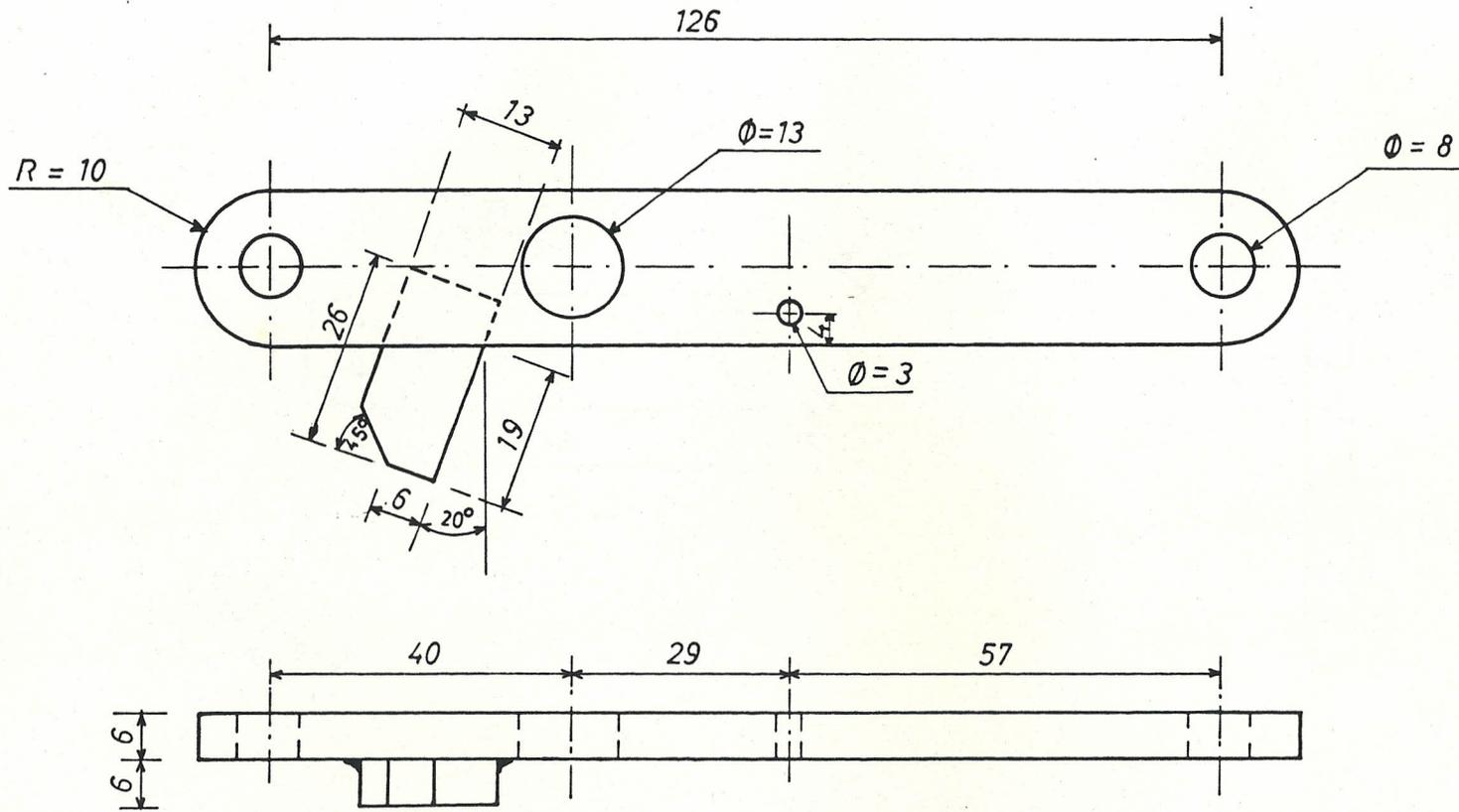
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	13.89	M. SOLIS		
REVISO	2.3.89	A. PULLA		
COMPR.	3.3.89	ESPINOZA		
E	GUIAS DE CADENA		3	MATERIAL
1:1				



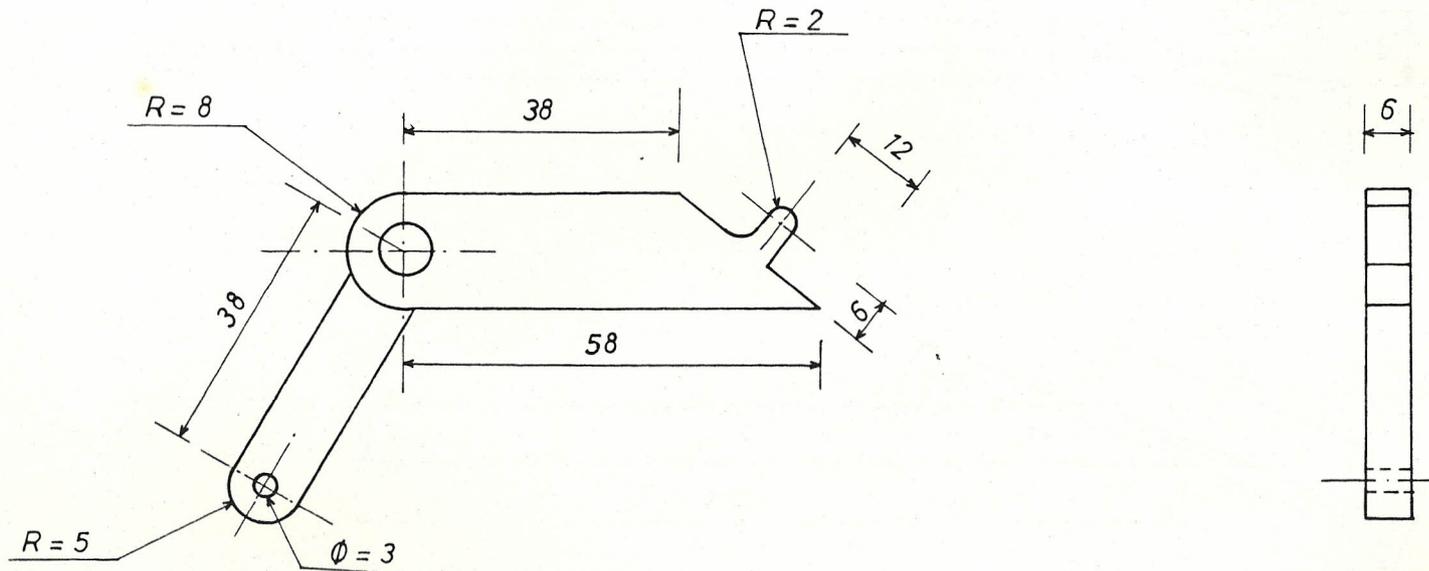
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M. SOLIS		
REVISO	2.3.89	A. PULLA		
COMPR.	3.3.89	ESPINOZA		
E	CONTROL DE TRANSPLANTE		4	MATERIAL
1:2				



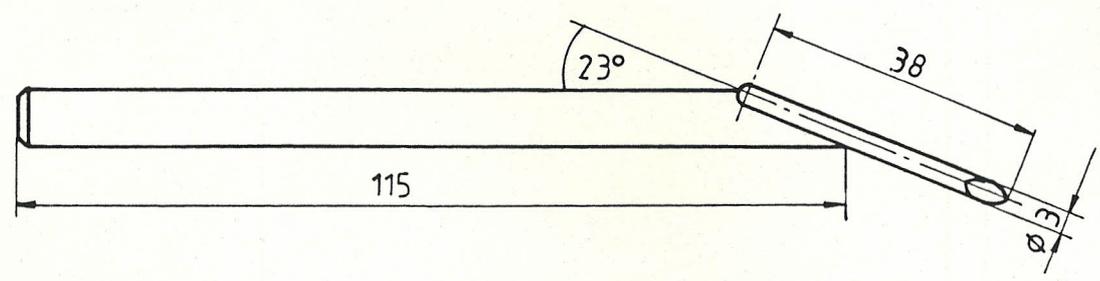
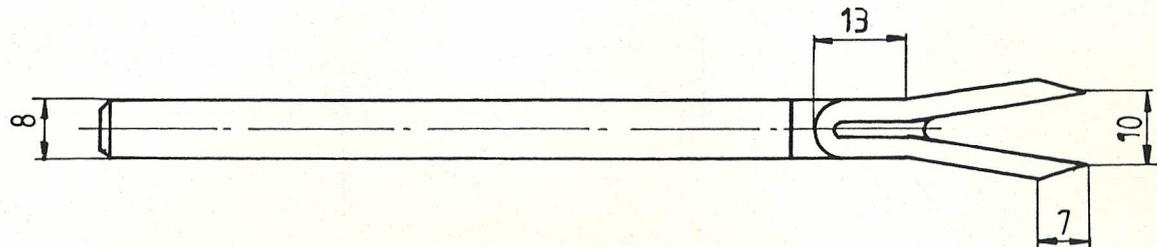
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M. SOLIS		
REVISO	2.3.89	A. PULLA		
COMPR.	3 3 89	ESPINOZA		
E 1:2	PALANCA DE TRANSMISION			5
				MATERIAL



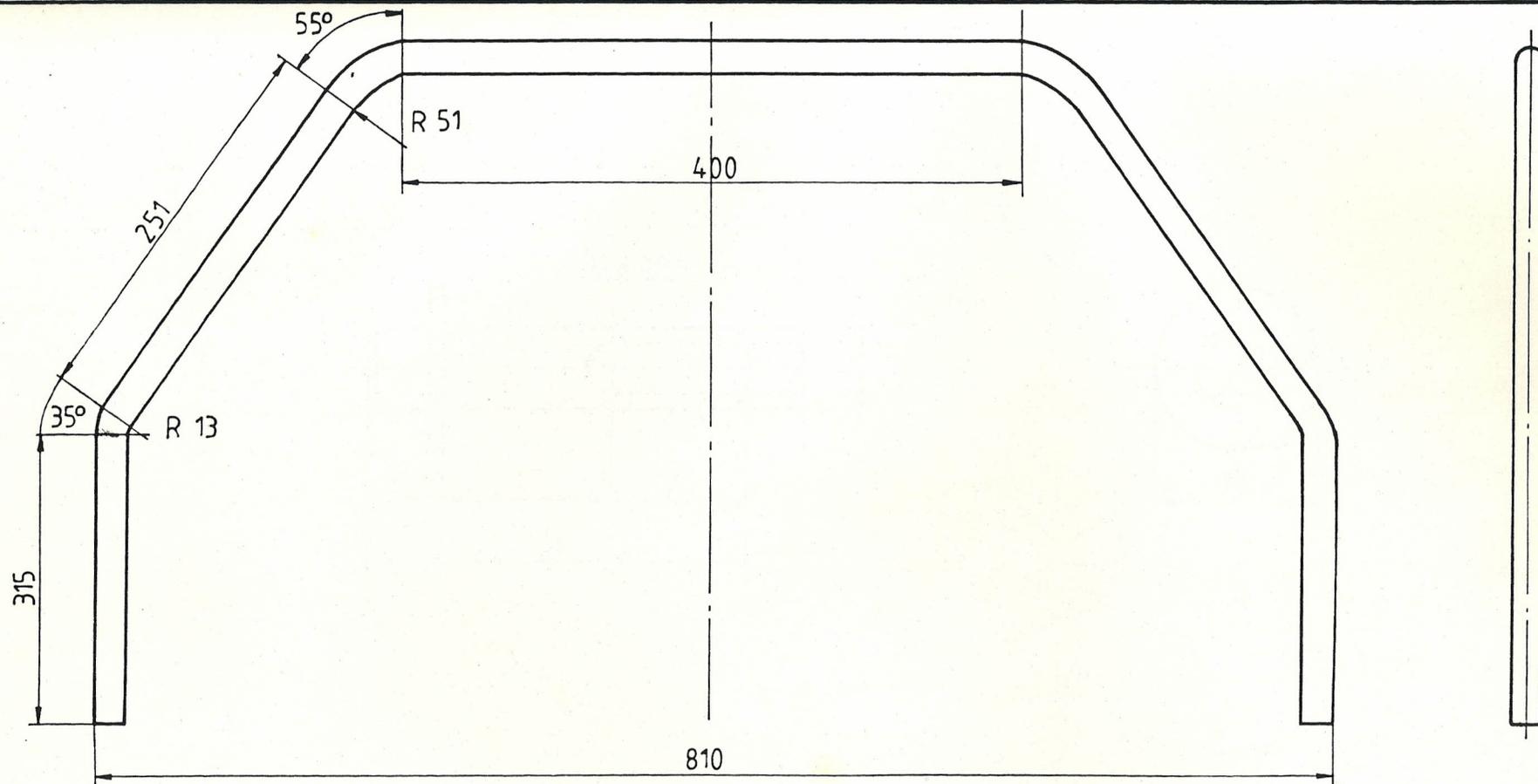
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3. 89	M. SOLIS		
REVISO	2.3. 89	A. PULLA		
COMPR.	3.3. 89	ESPINOZA		
E			BASE PIVOTEADA	6
1:1				
			MATERIAL	



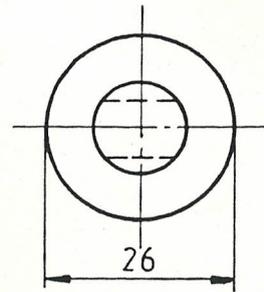
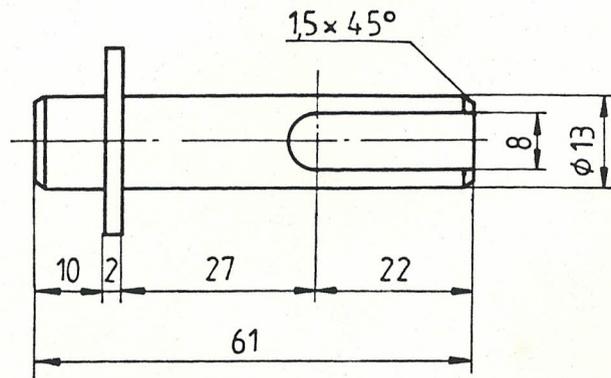
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M SOLIS		
REVISO	2.3.89	A PULLA		
COMPR.	3.3.89	ESPINOZA		
E	TRINQUETE			7
1:1				
	MATERIAL			



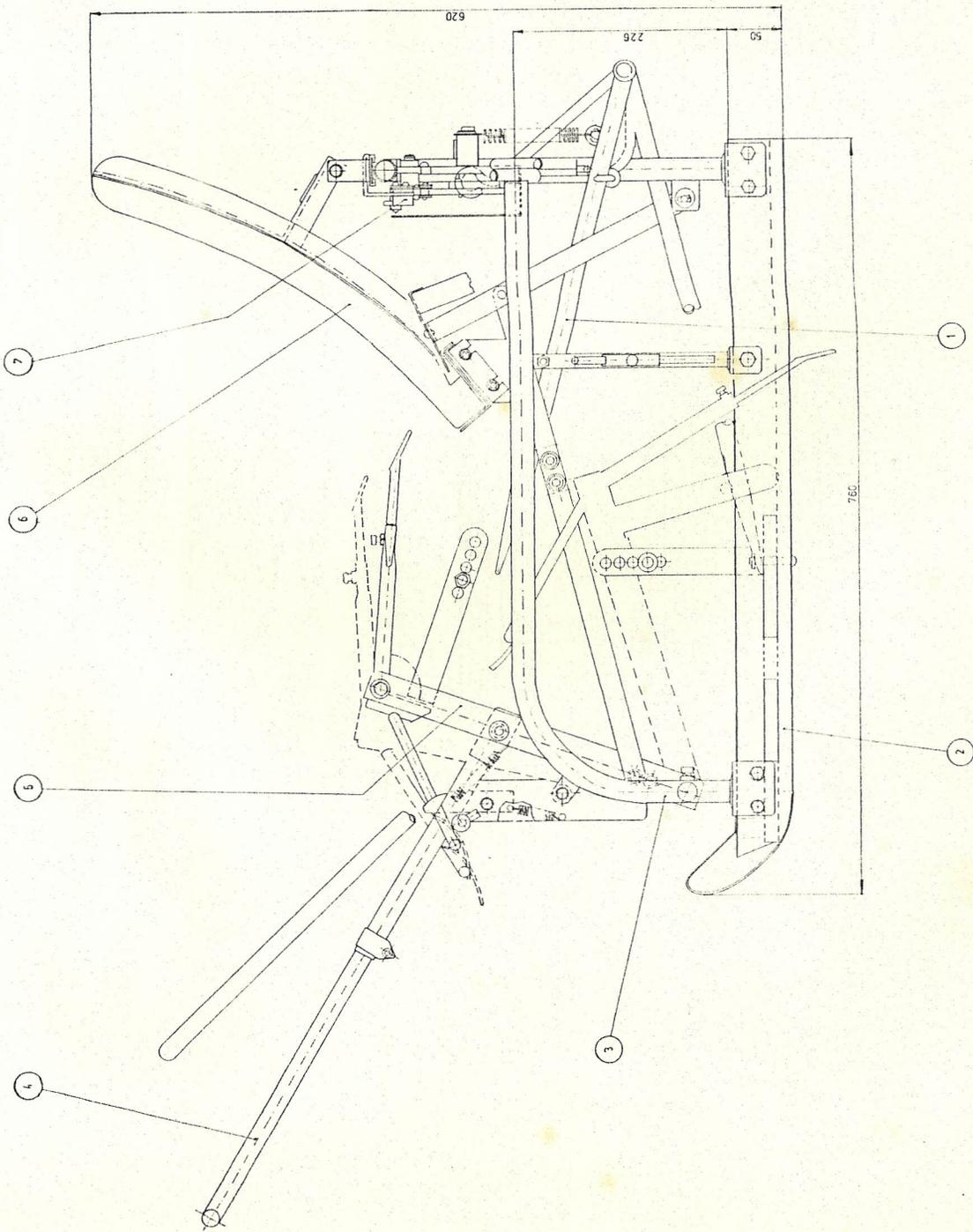
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M. SOLIS		
REVISO	2.3.89	A. PULLA		
COMPR.	3.3.89	ESPNOZA		
E	UÑAS SEMBRADORAS			8
1:1				
				MATERIAL



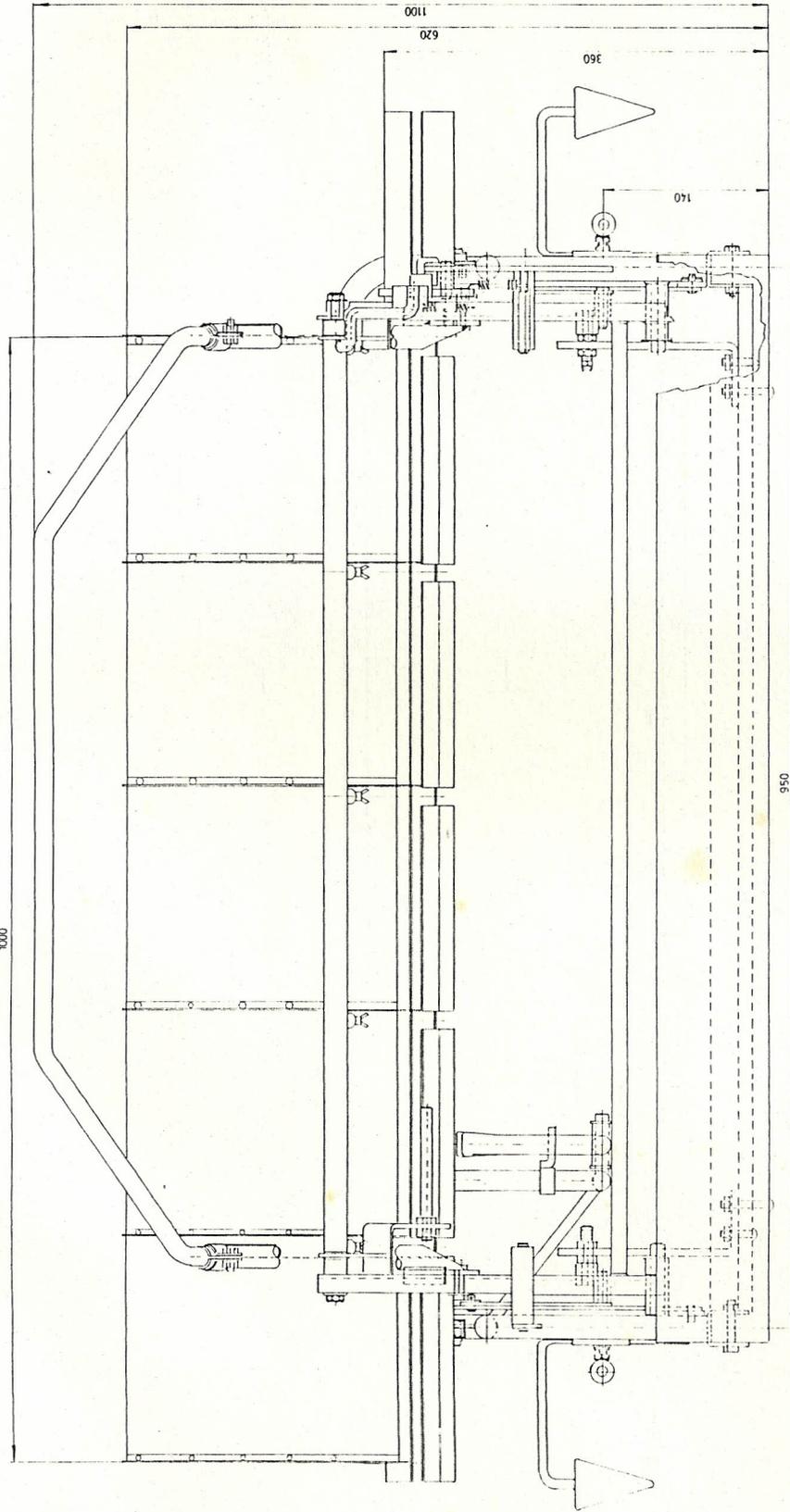
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1. 3. 89	M. SOLTS		
REVISO	2. 3. 89	A. PULLA		
COMPR.	3. 3. 89	ESPINOZA		
E 1:4	BARRA DE TIRO		9	MATERIAL



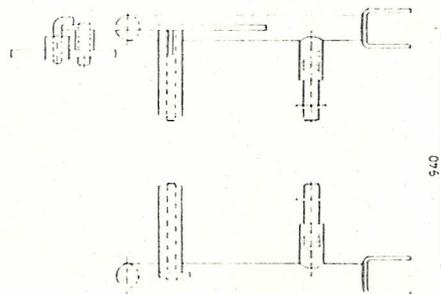
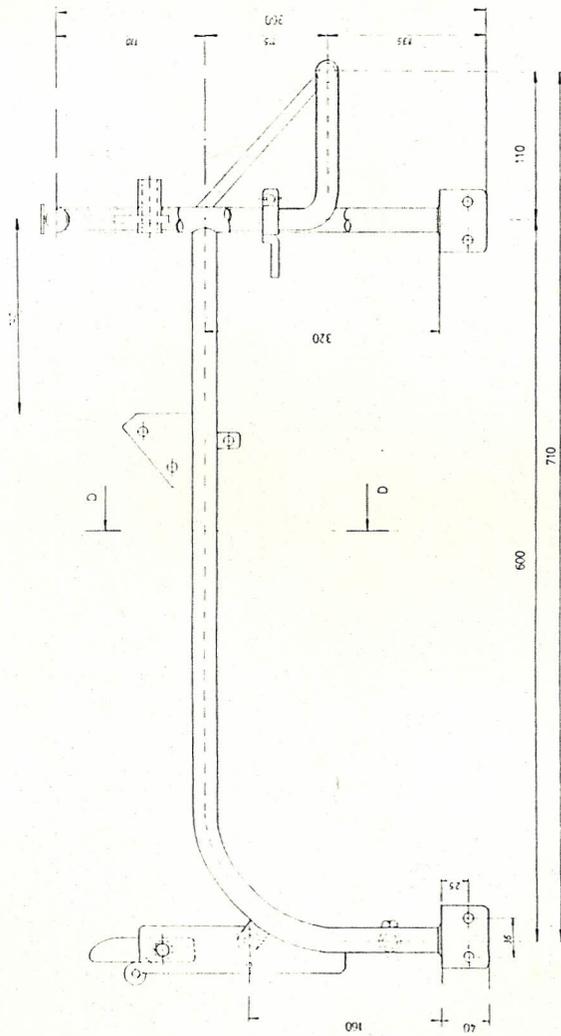
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	1.3.89	M. SOLIS		
REVISO	2.3.89	A. PULLA		
COMPR.	3.3.89	ESPINOZA		
E	PASADOR			10
1:1				
				MATERIAL



1	SISTEMA DE ARANDELA	SAR. 001	6
2	ALICATA	SAR. 002	8
3	MILANINCO DE ALAMBRE	SAR. 003	1
4	BARRO DE FIERRO	SAR. 004	2
5	ESTRUCTURA	SAR. 005	4
6	SISTEMA DE TRANSMISION	SAR. 006	2
7		SAR. 007	2
Descripción		Materiales	Peso aproximado
Barrido de			
E		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
I.2		ESPOL	
		TRA-84-01	
		TRANSPANTADOR DE ARROZ	

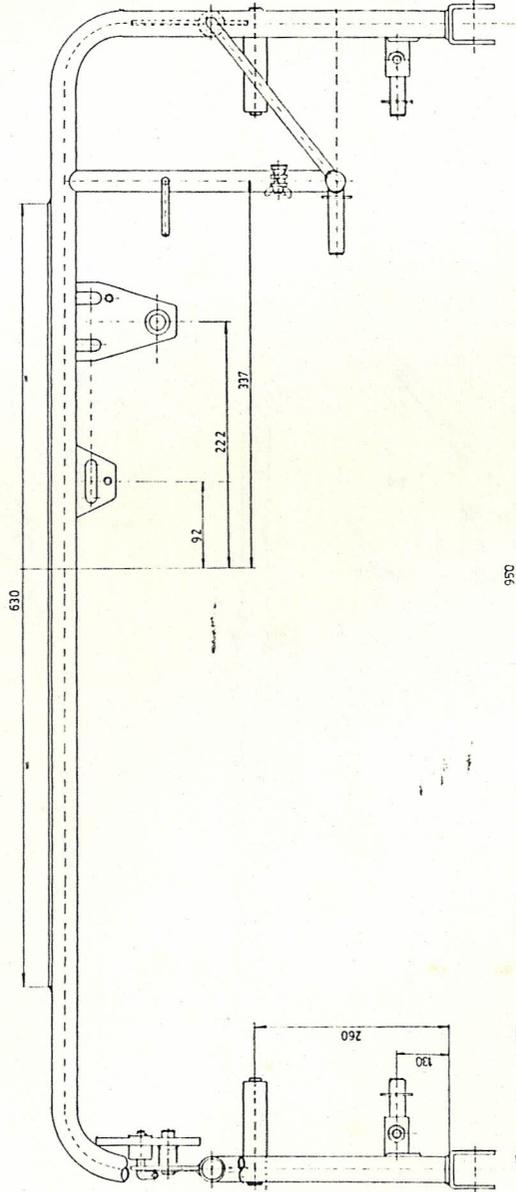


FACULTAD DE INGENIERIA		ESPOL
MECANICA		
TRANSPANTADOR DE		TRA-010-01
ARROZ		
ESCALA	1:1	
FECHA	1.7	
		
		

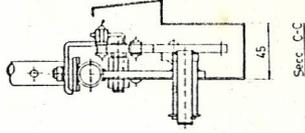
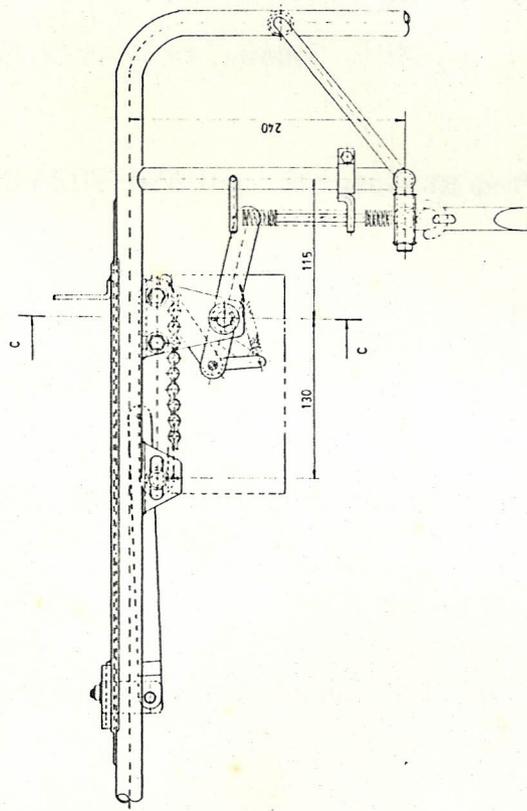
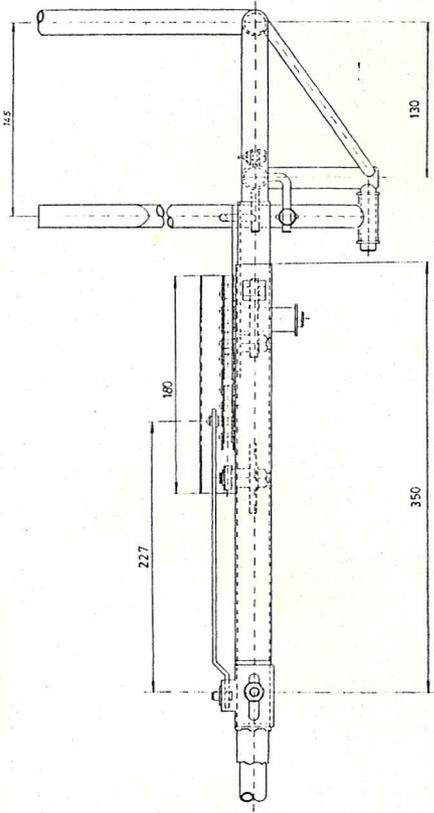


Secc. D-D

ESPOL	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
ESTRUCTURA	
TRA-8Ha-S3	
E	1.2
⊕	⊕



UNIVERSIDAD DE LOS ANDES		FACULTAD DE INGENIERIA		ESPOL	
CARRERA		MECANICA		TRA-840-53	
E		17		ESTRUCTURA	



		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		ESPOL	
E		1.2		SISTEMA DE AVANCE	
TRA-8Hg-57					

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. INIAP-PNA-CIAT, "Plan Nacional para mejorar la situación del arroz en el Ecuador", 1987.
2. INIAP-PNA-CIAT, "Maquinaria adecuada para la preparación y la cosecha del arroz en el Ecuador", 1987.
3. FRANCESCO PROVENZA Ing., "Proyectista de Máquinas", 1985.
4. H. BERNACKI, J. HAMAN, "Máquinas Agrícolas, Teoría y Construcción", 1979.
5. J.E. SHIGLEY, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 1985, Mc. Graw-Hill.
6. KENT, Manual del Ingeniero Mecánico, XX Edición.
7. FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA, ESPOL, Manual de catálogos para diseño de máquinas, tomos I y II, 1982.
8. LINCOLN (manufacturas), Construcciones Soldadas, 1975.
9. ANDRE ANGLADETTE, "El Arroz", 1969.

10. WILSON SUAREZ Ing., "Diseño y Construcción de un Prototipo de Motocultor para labores de labranza" (Tesis, Fac. Ing. Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1987).
11. G. SINGH, U. HUSSAIN, "Modification and testing of a manual rice transplanter", Revista de Mecanización agrícola (A.M.A.), Vol. 14, No. 2, 1983.
12. J.E. SHIGLEY, "Teoría de Máquinas y Mecanismo, 1982.
13. E. POPOV, "Introducción a la Mecánica de Sólidos", 1978. Editorial Limusa.