

*Diseño de medallas  
para el galdaco.  
Cortadores.*





**Escuela Superior Politécnica del Litoral**  
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción

**“Diseño de una Máquina para Hacer  
Latillas de Caña Guadua”**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la Obtención del Título de:  
**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:  
**José Ramon Rodríguez Smith**

**Guayaquil - Ecuador**

**Año - 2001**

## AGRADECIMIENTO



PC-  
BIBLI

Agradezco sinceramente a las personas que hicieron posible la realización de esta tesis, principalmente al Ing. Edmundo Villacís, director de la misma, al Tcnlg. Victor Hugo Fernández y además a la Fundación Hogar de Cristo por la valiosa ayuda prestada.

# DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

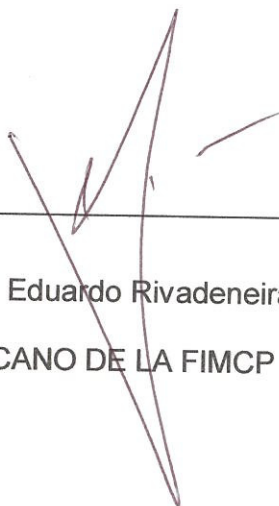
A MIS HERMANAS

A LA FAMILIA GANDARA



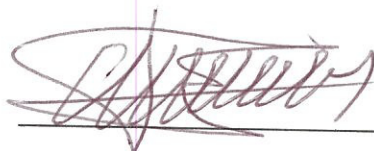


## TRIBUNAL DE GRADUACION



---

Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
DECANO DE LA FIMCP



---

Ing. Edmundo Villacís M.  
DIRECTOR DE TESIS



---

Ing. Manuel Helguero G.  
VOCAL



## DECLARACION EXPRESA



“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

José Ramón Rodríguez Smith

## RESUMEN

En el Ecuador el problema de la vivienda es abrumador (con un crecimiento demográfico del 2.78%) solo consigue construir 15.000 viviendas anualmente, siendo la necesidad real de 60.000 soluciones habitacionales por año, originando un déficit de 45.000 unidades que agudizan el problema de los sin techo.

La selección de la caña guadua como material para la construcción de casas para los más necesitados además de constituir la materia prima para la elaboración de las mismas, contribuye con la ecología, ya que reduciría en gran parte la indiscriminada tala de árboles que actualmente se da en nuestro país para la obtención de la madera como materia básica. Además la caña guadua tiene un ciclo mucho menor que el de la madera de los árboles comúnmente usados.

La presente tesis es sobre el "Diseño de una máquina para hacer latillas de caña guadua".

El trabajo de esta máquina será el de cortar la caña en latillas que son una especie de tiras que servirán para sujetar las cañas abiertas y formar las paredes de la futura casa.

Para aliviar en parte este problema que afecta a nuestro país y cortar la caña de la manera requerida se tienen varias opciones a cada una de las cuales

Finalmente se incluirán ciertas conclusiones sobre la máquina, así como también algunas recomendaciones para un mejor cuidado de la máquina y alargamiento de su vida útil.



## INDICE GENERAL

	Pág
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGIA.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	IX
INDICE DE TABLAS.....	X
INDICE DE PLANOS.....	XI
INTRODUCCION.....	1
I. GENERALIDADES	4
1.1 Justificación del proyecto	4
1.2 Información sobre la caña guadua	5
1.3 Definición del problema	24
1.4 Objetivos	26
II. ANALISIS TECNOLOGICO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS.	28
2.1 Máquina con sistema de cremallera	31
2.1.1 Descripción	31



2.1.2	Funcionamiento	32
2.2	<i>Máquina con polea cable</i>	33
2.2.1	Descripción	33
2.2.2	Funcionamiento	34
2.3	Máquina con dos motores	35
2.3.1	Descripción	35
2.3.2	Funcionamiento	36
2.4	Máquina con cadenas	37
2.4.1	Descripción	37
2.4.2	Funcionamiento	38
2.5	Matriz de decisión	39
<b>III.</b>	<b>INGENIERIA DEL PROYECTO</b>	<b>42</b>
3.1	Diseño del sistema de transmisión de potencia	45
3.1.1	Cálculo de la potencia necesaria	45
3.1.2	Selección del motor reductor	46
3.1.3	Diseño del sistema de transmisión	48
3.1.4	Diseño de sistemas auxiliares	54
3.1.4.1	Diseño de eje de piñón polea	54
3.1.4.2	Selección de rodamientos para eje	61
3.2	Diseño de la estructura de la máquina	63
3.2.1	Diseño de los apoyos	63

3.2.2	Diseño de la guía del carro	65
3.3	Diseño del carro porta cañas	70
3.3.1	Diseño de la estructura del carro	70
3.3.2	Diseño de placa porta caña	78
3.3.3	Diseño de transmisión de movimiento	84
3.3.3.1	Selección del cable	84
3.3.3.2	Selección de las poleas	90
3.4	Diseño del sistema de corte	92
3.4.1	Diseño de estructura del sistema de corte	92
3.4.2	Diseño del porta cuchillas	95
3.4.3	Diseño de elemento saca nudo	96
3.4.4	Diseño de cuchillas	98
IV.	DETERMINACION DE COSTOS DE CONSTRUCCION	106
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	109
	APENDICES	
	BIBLIOGRAFIA.	



## ABREVIATURAS.

A	Area
cm	Centímetro
D	Diámetro
d	Distancia, diámetro
F	Fuerza, esfuerzo
f	esfuerzo
H	Potencia
I	Segundo momento de área
hp	Caballo de poder (Horse Power)
kg	Kilogramo
kpsi	Kilo psi
L	Longitud
lb	Libra
M	Momento flector
Mpa	Mega pascales
m	Metro
n	Factor de seguridad
N	Newton
p	Presión
psi	Libra por pulgada cuadrada
pg	Pulgada
R	Radio
rad	Radián
rpm	Revoluciones por minuto
S	Resistencia, módulo de sección
s	Segundo
T	Torque
t	Tiempo, espesor
V	Fuerza cortante
v	Velocidad
W	Watt

## SIMBOLOGIA



$\pi$	Pi = 3.1415927
$\omega$	Velocidad angular
$\sigma$	Esfuerzo normal
$\sigma'$	Esfuerzo de von Mises
$\sigma'_{adm}$	Esfuerzo de von Mises admisible
$\sigma_{perm}$	Esfuerzo máximo permisible
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\tau_a$	Esfuerzo cortante alternante
$\tau_{adm}$	Esfuerzo cortante admisible
$\tau_m$	Esfuerzo cortante medio
$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo

## INDICE DE FIGURAS.



	Pág.	
Figura 1.1	Constitución de la caña guadua	11
Figura 2.1	Procedimiento manual	30
Figura 2.2	Retaciadora con sistema de cremallera	31
Figura 2.3	Retaciadora con polea cable	33
Figura 2.4	Retaciadora con dos motores	35
Figura 2.5	Retaciadora con cadenas	37
Figura 3.1	Motor reductor	47
Figura 3.2	Diagrama de cuerpo libre de eje de polea	54
Figura 3.3	Diagrama de cortante para eje de polea	55
Figura 3.4	Diagrama de momento para eje de polea	56
Figura 3.5	Apoyos de guía	63
Figura 3.6	Guía del carro	66
Figura 3.7	Dimensiones del perfil	68
Figura 3.8	Estructura del carro	70
Figura 3.9	Diagrama de cuerpo libre de barra inferior	71
Figura 3.10	Diagrama de momento para barra inferior	72
Figura 3.11	Placa porta caña	78
Figura 3.12	Placa porta caña soldada a placa de carro	80
Figura 3.13	Estructura del sistema de corte	92
Figura 3.14	Unión soldada de sistema de corte	93
Figura 3.15	Porta cuchilla	95
Figura 3.16	Sujeta cuchillas	97
Figura 3.17	Diagrama de cuerpo libre de cuchilla	98

## INDICE DE TABLAS.

	Pág.
Tabla 1.1 Resistencia de fibras de capas externa e interna de la pared del tallo	20
Tabla 1.2 Propiedades de la bambusa guadua	21
Tabla 2.1 Matriz de decisión	40
Tabla 3.1 Factores de servicio para aplicaciones de arranques y paradas frecuentes	46
Tabla 3.2 Factor de corrección por dientes	49
Tabla 3.3 Factor de torones múltiples	50
Tabla 3.4 Valores k para longitud de cadena	53
Tabla 3.5 Factores de acabado de superficie	59
Tabla 3.6 Factores de reducción de la resistencia a la fatiga	75
Tabla 3.7 Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes	87
Tabla 3.8 Presión de apoyo máxima de cables sobre poleas	88
Tabla 3.9 Datos de cables metálicos de acero	89

**INDICE DE PLANOS.**

Plano N° 01	Subconjunto estructura de la máquina
Plano N° 02	Placas para Eje
Plano N° 03	Subconjunto carro porta caña
Plano N° 04	Placas laterales
Plano N° 05	Placa porta caña
Plano N° 06	Subconjunto sistema de corte
Plano N° 07	Estructura del sistema de corte
Plano N° 08	Porta cuchilla
Plano N° 09	Cuchilla
Plano N° 10	Sujeta cuchilla
Plano N° 11	Eje de polea-piñón
Plano N° 12	Conjunto



## INTRODUCCION

Es conocido a nivel mundial el derecho del hombre al acceso de una vivienda adecuada.

Hace poco tiempo el mundo sobrepasó los 6 mil millones de habitantes y así mismo aumentan cada día las necesidades de vivienda, alimentación y servicios básicos sobre todo en los países subdesarrollados.

En nuestro país el crecimiento demográfico es de aproximadamente 2.1%, uno de los más altos de América Latina. Por otro lado, existe un déficit habitacional en el Ecuador de aproximadamente 1'200.000 viviendas, siendo Guayaquil la 3° ciudad con problema habitacional en el mundo, además nuestro país presenta un índice de desempleo y subempleo que supera ampliamente la mitad de la población económicamente activa.

En el Ecuador contamos con la materia prima necesaria para solucionar en parte el problema habitacional: la caña guadua o guadua angustifolia, que crece abundantemente entre los 1800 y 3000 metros. La selección de este material para la construcción de casas para los más necesitados además de constituir la materia prima para la elaboración de las mismas, contribuye con la ecología, ya que reduciría en gran parte la indiscriminada tala de árboles que actualmente se da en nuestro país para la obtención de la madera como materia básica. Además la caña guadua tiene un ciclo mucho menor que el de la madera de los árboles comúnmente usados.

Varias fundaciones utilizan esta materia prima para la elaboración de viviendas, como es el caso de Hogar de Cristo, siendo el principal inconveniente para ellos el procesamiento de la caña en forma manual, perdiendo de esta manera mucho tiempo, lo que claramente pone de manifiesto la necesidad de una máquina que les ayude a trabajar más rápida y eficientemente. Dicha fundación está asentada en el Ecuador desde hace 28 años. Actualmente cuenta con 11 puntos de venta en la costa. Tiene además tres fábricas: en Guayaquil, Esmeraldas y Manabí, en donde se elaboran 55, 8 y 15 viviendas respectivamente.

El presente trabajo trata sobre el Diseño de una máquina prototipo para hacer latillas de caña guadua, la misma que será utilizada para cortar dicho material en tiras, que serán utilizadas para sujetar las paredes de las casas de caña.

Esta máquina se considera será de gran utilidad en nuestro medio, ya que el proceso de cortar la caña en latillas se lo realiza manualmente y utilizando un machete; a diferencia de otros países como Filipinas, Japón, China, en donde cuentan con las máquinas apropiadas para el procesamiento de la caña guadua, ahorrándose de esta manera tiempo y mano de obra, volviéndose así un trabajo más eficiente.

Hoy en día es de vital importancia que los gobiernos consideren programas y políticas para dar soluciones justas a las personas sin vivienda. De la misma



manera se deberían realizar estudios sobre nuevas materias primas para la elaboración de viviendas.

# CAPITULO I



## GENERALIDADES.

### Justificación del proyecto.

Debido a los múltiples problemas y necesidades que tenemos en el Ecuador nos vemos obligados a realizar una búsqueda de nuevas fuentes de materias primas para cubrir con estos requerimientos.

Nuestro país posee muchas riquezas naturales y que debido a nuestra economía no pueden ser explotadas para beneficio de sus habitantes.

Una de estas riquezas es la caña guadua o guadua angustifolia que crece en cantidades bondadosas en nuestro territorio y que no ha sido mayormente explotada. Además posee excelentes propiedades físicas que la vuelven apropiada para la fabricación de viviendas; pero hacen falta medios que aceleren el procesamiento de este material.

El diseño y en lo posible posterior construcción de una máquina para hacer latillas de caña guadua, es un proyecto de vital importancia para aliviar en gran medida el problema habitacional que existe actualmente

en nuestro país, ya que reduciría grandemente el tiempo de elaboración de las casas de caña.

Esta máquina sería de gran utilidad para aquellas fundaciones benéficas, Hogar de Cristo entre otras, que se dedican a ayudar a la gente más pobre de la nación en cuanto a vivienda se refiere. Les ayudaría a reducir costos en mano de obra y aumentaría también la eficiencia de construcción por la rapidez en que se levantaría la vivienda en el menor tiempo posible.

## **1.2 Información sobre la caña guadua.**

### **Historia**

La historia del Bambú se remonta al comienzo de la civilización en el Asia o sea al principio de todas las cosas humanas o relacionadas con el hombre. Valenovsky sostiene que la planta tuvo su origen en la era Cretácea un poco antes de la iniciación de la Terciaria, cuando el hombre apareció.

El hombre y el bambú han estado estrechamente ligados en China desde tiempos prehistóricos, lo que se demuestra en el hecho de que uno de los primeros radicales o elementos de la ideografía china que existieron, fue un dibujo del bambú, constituido por dos tallos con ramas y hojas que se denominó CHU.

En el transcurso de los siglos el hombre asiático ha obtenido de esta planta: alimento, vestido, vivienda, infinidad de objetos de uso doméstico, instrumentos musicales, herramientas, armas defensivas, transporte, etc.

Muchos de los usos primitivos que se le dio al bambú fueron el origen de herramientas y máquinas que hoy existen en acero. De la misma manera, las formas de las primitivas viviendas construídas en bambú por los Vedas y luego por los Bengalfes dieron origen a gran parte de los monumentos y edificios que hoy son símbolos de la arquitectura Hindú. Por otra parte, los gigantescos puentes colgantes con cables de bambú construídos en el Himalaya y entre China y el Tibet fueron el origen de los grandes puentes y cubiertas colgantes que hoy se construyen con cables de acero.

En los últimos años, con ayuda de la moderna tecnología, se han revivido muchos de los antiguos usos que se le dio al bambú, a la vez que se han encontrado nuevas aplicaciones en medicina, farmacia, química y en otros campos industriales.

#### **Cultivo.**

La madera de los árboles, por lo general, sólo se utiliza en la fabricación de muebles y con fines estructurales, una vez que éstos



hayan alcanzado su completo desarrollo, lo que puede tomar entre 15 y aún hasta los 100 años de acuerdo con la especie y habitat.

El bambú, a diferencia de los árboles, adquiere su máximo desarrollo en menos de un año, después de haber brotado del suelo. Terminado su desarrollo se inicia su maduración o sazónamiento que en la mayoría de los bambúes alcanza su máximo grado entre los 3 y los 6 años.

La primera utilización que se le da al bambú es como alimento; con este propósito se utilizan brotes o cogollos de 10 o 15 días de edad. Cuando no se utiliza como alimento, se aprovechan industrialmente ya sea en artesanía o en la fabricación del papel, los diferentes grados de dureza, flexibilidad y resistencia que el bambú va adquiriendo a medida que transcurre la primera etapa de su maduración o sazónamiento.

Entre los 3 y los 5 o 6 años, aproximadamente, el bambú adquiere su máxima resistencia por lo cual se aprovecha durante este período en la construcción o en la fabricación de productos que requieren un material más duro y resistente. Después de los 6 años, la resistencia del bambú comienza a declinar a medida que el tallo se va secando, y su rizoma se vuelve improductivo.



POLITÉCNICA  
BIBLIOTECA

### **Especies de bambú.**

A pesar de que el bambú ha sido una planta conocida y empleada por el hombre desde tiempos prehistóricos, sus caracteres botánicos aún no se conocen completamente. La razón de ésto, como ya se ha dicho, es que la mayoría de los bambúes sólo florecen a intervalos de 30, 60, 90 y aún después de 100 años y las flores y los frutos son indispensables para la clasificación. Debido a esta circunstancia son frecuentes los casos en que una misma especie ha sido clasificada por diferentes botánicos en géneros distintos.

Para corregir en lo posible este problema, por lo que a América se refiere, McClure pasó los últimos años de su vida haciendo una reclasificación de los bambúes de este continente, viéndose precisado a realizar varias modificaciones entre ellas: el género *Guadua* pasó a ser subgénero *guadua* del género *Bambusa* y la especie denominada antes *Guadua angustifolia* Kunth se denomina de nuevo *Bambusa guadua* Humboldt et Bonpland.

Todos los continentes con excepción de Europa tienen especies nativas de bambú. Hasta el presente no se ha logrado establecer con exactitud el número de especies que existen en el mundo. Algunos autores consideran que hay alrededor de 30 géneros y 550 especies. Otros dicen que existen en el mundo 47 géneros y 1.250 especies, de

los cuales sólo en el Japón se encuentran 13 géneros, incluyendo el género *Sasa*, y 662 especies.

#### **Distribución en América.**

Según McClure, la distribución natural de los bambúes en América se extiende desde los 39° 25'N, de la parte oriental de los Estados Unidos, hasta los 45° 23' 30"S en Chile y aún hasta los 47°S en Argentina.

Vale la pena anotar que la distribución natural ha sido modificada por el hombre, particularmente en América, donde se han destruido grandes plantaciones de bambú con el fin de utilizar la tierra en varios cultivos. Esto ha sucedido en los Estados Unidos donde el bambú se ha reducido muchísimo. En Centro América; la *Bambusa aculatea* que era antes abundante en varios países, ha sido completamente eliminada en algunas áreas. En Colombia la *Bambusa guadua* tiende a ser exterminada en el valle geográfico del Río Cauca y en las fértiles áreas del Quindío, donde además se vende para ser empleada como combustible en hornos de la industria panelera.

Debido a que la *Bambusa guadua*, la *B. aculatea* y la *B. amplexifolia* se consideran como plantas indicadoras de tierras aptas para el cultivo del banano, la United Fruit Company, en sus primeras exploraciones en latinoamérica, transformó grandes extensiones de "guaduaies" en



plantaciones de banano. En cambio la *Bambusa vulgaris* ha sido naturalizada en Jamaica donde como caso curioso se propagó de las estacas verdes que se llevaron de otros países con el propósito de que sirvieran de soporte o tutores a las enredaderas del ñame. Muchas de estas estacas germinaron y hoy el bambú cubre grandes extensiones. En Argentina se introdujeron especies como la *Phyllostachys aurea*, *P. bambusoides*, *P. nigra*, *Bambusa vulgaris* y *B. tuldoides*, que han encontrado notable utilidad en la economía local. En el Ecuador las especies se encuentran entre los 1.800 y 3.000 metros, siendo la sección más rica en guaduales en el Ecuador la región Occidental y de ésta principalmente al noroccidente desde la Cuenca Santiago-Cayapas hasta Manabí y Guayas,

#### **La Planta.**

Estructuralmente el bambú está constituido por un sistema de ejes vegetativos segmentados, que forman alternamente nudos y entrenudos, que varían en su morfología según que correspondan al rizoma, al tallo o a las ramas. Tanto los nudos como los entrenudos varían también de una especie a otra, particularmente en los tallos, facilitándose por este medio su clasificación.

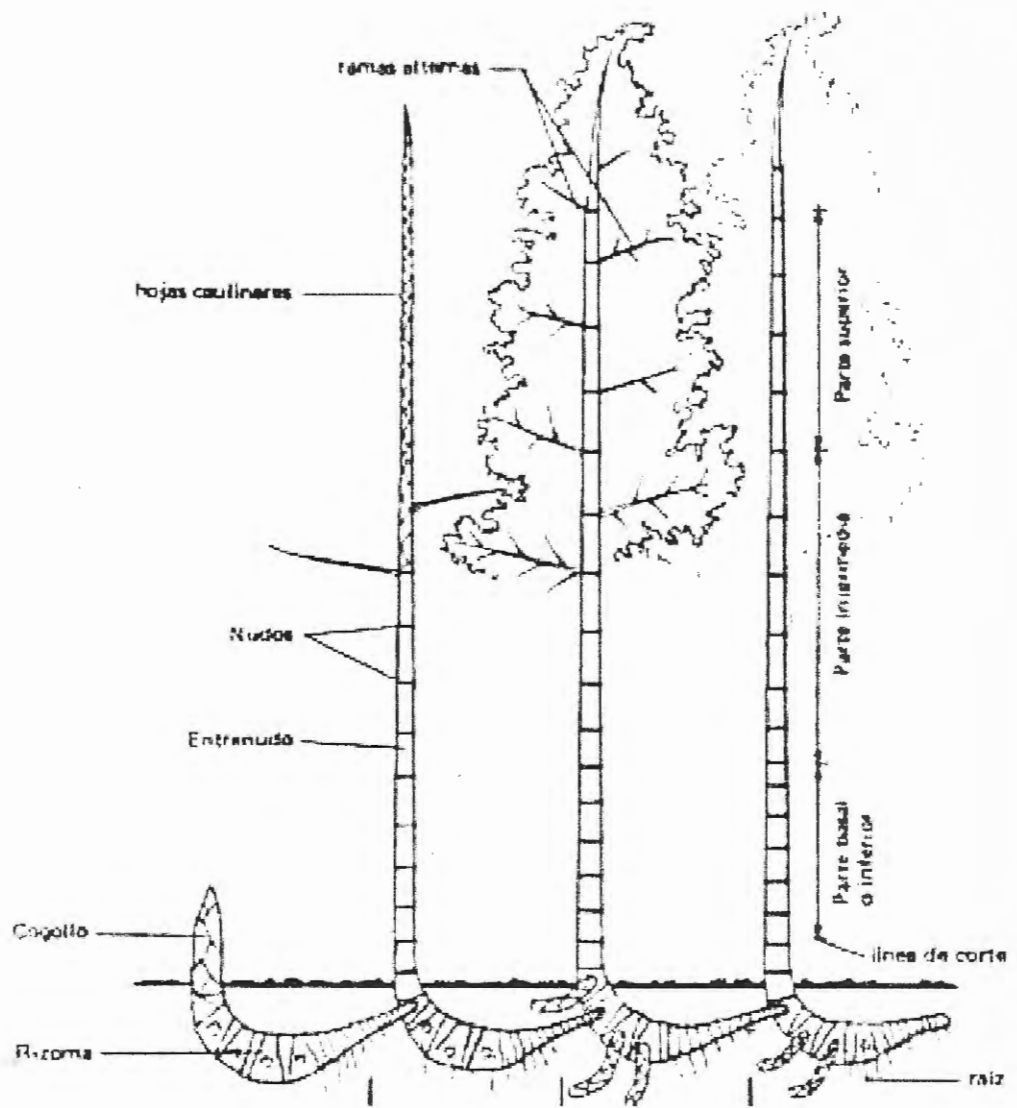


FIGURA 1.1

Constitución de la caña guadua.



## **Estudios botánicos realizados por McClure sobre la guadua..**

Clasificación

Nombre científico

Bambusa guadua Humbold et Bonpland

Guadua angustifolia Kunth

Nastus guadua (Humbold et Bonpland)

Nombre Vernáculo

En Colombia: Guadua.

En Ecuador: Caña guadua, caña brava, caña mansa, según la localidad.

Dice McClure que entre los bambúes nativos del hemisferio occidental, la *Guadua angustifolia* es la más sobresaliente en altura, propiedades mecánicas (resistencia y trabajabilidad), durabilidad de sus tallos e importancia que sus tallos han dado a la economía local de los lugares en donde se desarrolla.

Humbold y Bonpland hacen la siguiente observación:

“En América los bambúes ofrecen los mismos beneficios que en la India. La *Bambusa guadua* se emplea solamente para la construcción de casas. Las paredes se hacen de los tallos más viejos y más largos; la primera capa del techo se hace con los más delgados, mientras que la segunda capa es cubierta con las ramas jóvenes que aún tienen

SPON  
POLI  
BIBLIOTECA

hojas. El empleo de los tallos de esta planta en lugar de las maderas duras de los grandes árboles que los rodean, beneficia a los nativos americanos con las siguientes ventajas:

1. La facilidad con que ellos pueden ser cortados y transportados a grandes distancias.
2. La labor reducida que se necesita para prepararlos ya sea que los empleen completos o divididos en dos partes.
3. La durabilidad de su madera que puede ser comparable a la mejor de las maderas.
4. El sistema de construcción abierto de sus casas y la protección que los gruesos techos dan de los quemantes rayos del sol, mantienen una temperatura fría y agradable durante la hora más cálida del día".

#### **La planta – características vegetativas.**

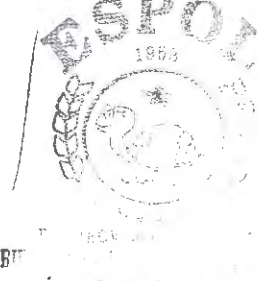
"Rizoma Paquimorfo, muy grueso, de cuello algo alargado; cespitoso. Tallos comúnmente de 60 pies (18 m.) de altura, algunas veces llegan hasta los 100 pies (30 m.). Diámetros entre 4 y 6 pulgadas (10 y 15 cm.) excepcionalmente de 8 pulgadas (20 cm.), erectos, ampliamente arqueados en la parte superior. Internudos huecos, generalmente con una acanaladura perceptible sobre el punto de unión de las ramas. Internudos inferiores muy cortos. El espesor de la pared tiene hasta



una pulgada en la base del tallo. La cubierta del tallo es caediza en la parte superior del mismo, pero más o menos persistente en los nudos inferiores; densamente tomentosa en la parte posterior, especialmente hacia la base, con pequeños y persistentes filamentos de color café, más o menos densamente esparcidos con otros filamentos más largos, rígidos, vastos y puntiagudos, persistentes y fácilmente desprendibles. Carece enteramente de aurículas y setas orales en las cubiertas inferiores. Lígula muy variable, generalmente bastante convexa, algunas veces truncada o encorvada. La hoja triangular que envuelve el tallo, es ancha en la base, como el propio ápice de la hoja, persistente y adosada al tallo.

Las ramas (en los tallos largos no aparecen en la mitad inferior o en las dos terceras partes de la altura, excepto en los 6 o 10 nudos basales), son solitarias, muy espinosas en los nudos basales, usualmente 1+1 o 1+2 por encima de la mitad del tallo y progresivamente hacia arriba más fasciculadas.

Las hojas son muy variables en tamaño y forma. En la primera etapa del crecimiento varían entre oval - lanceoladas y oblongo - lanceoladas, con dimensiones hasta 7 por 2 pulgadas, y en la etapa madura varían de oblongo a linear - lanceoladas con dimensiones de 8 por ½ pulgada, comúnmente lisas o casi lisas en la superficie superior, con blancos filamentos esparcidos, y muy raramente lisa en la



superficie inferior, algunas veces lisa en ambas superficies. Salientes transversales son visibles entre los nervios en diferentes lugares de la superficie inferior”.

### **Construcción.**

En esta parte de la tesis se dará una breve explicación de las especies que existen en América, en qué lugares se dan, características principales y usos.

### **Especies nativas y cultivadas en América de mayor uso en construcción.**

De las especies nativas de América que tienen mayor y más diversa aplicación en la construcción, son las correspondientes a los géneros *Chusquea* y al subgénero *Guadua*, de las cuales se anota a continuación el nombre científico y vulgar, sus características y usos más comunes. También se indican otras especies cultivadas en América que son originarias del Asia.

- **Especies nativas.**

1. *Chusquea* spp.- Chusque, Suro, Carrizo.

América Central y Sur América. Se desarrolla en las altas zonas andinas, desde México hasta Chile y Argentina.

Tallos generalmente largos y esbeltos, relativamente débiles, macizos en el centro.

Usos: Forros de techos y paredes de barro.

2. *Bambusa aculatea* (*Guadua aculatea*). Tarro en América Central. Se desarrolla entre México y Panamá.

Tallos: 23 m, por 13 cm., internudos relativamente cortos; madera de espesor moderado.

Usos: generales.

- 3 *Bambusa amplexifolia* (*Guadua amplexifolia*): Cauro en Nicaragua. Se desarrolla entre Venezuela y México.

Tallos: 18 m., 10 cm., internudos relativamente cortos, los inferiores semimacizos.

Usos: Generales. La menos indicada entre las especies registradas para construcción pero muy empleada en Nicaragua con tal fin.

4. *Bambusa superba* (*Guadua superba*) Marona. Se encuentra en el Brasil.

Tallos: 23 metros por 13 cm.

Usos: Generales.

5. *Bambusa guadua* (*Guadua angustifolia*): Guadua.

Se encuentra en Colombia, Ecuador y Perú.

Tallos: altura promedio 28 metros por 15 cm.

Internudos relativamente cortos, madera con 2 cm. de espesor.



Usos: Generales. Es el bambú más sobresaliente de todos los nativos en Latinoamérica, no sólo por sus características físicas sino por la diversidad de aplicaciones que tiene en la construcción. Aparentemente tiene una resistencia relativamente alta, tanto a los hongos como a los insectos xilófagos. Se ha observado muchas veces que las maderas empleadas conjuntamente con este bambú en la construcción, han sido destruidas por los insectos, mientras que la guadua continuaba utilizable.

- **Especies cultivadas originarias del Asia.**

1. *Bambusa textilis*: Actualmente cultivada en los Estados Unidos (Georgia, Florida, California) y Puerto Rico.

Tallos: altura aproximada 12 metros por 5 cm.,

Uso: amarre de estructuras.

2. *Bambusa tuldoides*: Bambú pèrtiga.

Se encuentra en Brasil y el Salvador.

Tallos: Altura de 17 metros por 5 cm.

Usos: Generales.

3. *Bambusa vulgaris*: Llamado "Bambú" en Latinoamérica.

En los trópicos se cultivan dos tipos: uno de tallo completamente verde y otro de tallo con estrías amarillas.

Tallos: Altura de 6 a 21 metros por 5 a 12 cm. Madera relativamente gruesa y fuerte, susceptible de ser atacada por los insectos.

Usos: Generales.

### **Propiedades físicas del bambú.**

Los datos que a continuación se indican sobre las propiedades físicas de lo bambú, corresponden a los valores máximos y mínimos obtenidos de los ensayos de varias especies como parte de experimentos sobre el empleo del bambú como refuerzo en el concreto.

#### **Resistencia a la tensión.**

En la zona del entrenudo.

Resistencia máxima 344,5 Mpa (50.000 lb/pg<sup>2</sup>).

Resistencia mínima 179,1 Mpa (26.000 lb/pg<sup>2</sup>).

En la zona del nudo.

Resistencia máxima 341 Mpa (49.500 lb/pg<sup>2</sup>).

Resistencia mínima 124 Mpa (18.000 lb/pg<sup>2</sup>).



Promedios máximos de resistencia a la tensión.

En el entrenudo 257,7Mpa (37.400 lb/pg<sup>2</sup>)

En el nudo 223,9 Mpa (32.500 lb/pg<sup>2</sup>).

**Módulo de elasticidad a la tensión.**

Máximo promedio 31.005 Mpa (4.500.000 lb/pg<sup>2</sup>).

Mínimo promedio 13.780 Mpa (2.000.000 lb/p<sup>2</sup> g).

**Resistencia a la compresión.**

Máxima 84,6 Mpa (12.274,29 lb/pg<sup>2</sup>).

Mínima 55,1 Mpa (8.000 lb/pg<sup>2</sup>).

**Módulo de elasticidad a la compresión.**

Máxima 19.501 Mpa (2.830.341 lb/pg<sup>2</sup>).

Mínima 14882 Mpa (2.160.000 lb/pg<sup>2</sup>).

**Resistencia a la flexión.**

Máxima 270,5 Mpa (39.255 lb/pg<sup>2</sup>).

Mínima 74,8 Mpa (10.852 lb/pg<sup>2</sup>).

**Módulo de elasticidad a la flexión.**

Máximo 21.559 Mpa (3.129.020 lb/pg<sup>2</sup>)

Mínimo 10.335 Mpa (1.500.000 lb/pg<sup>2</sup>).



Tabla 1.1

Resistencia de fibras de capas externa e interna de la pared del tallo.

	Capa Exterior		Capa Interior	
	lb/pg <sup>2</sup>	Mpa	lb/pg <sup>2</sup>	Mpa
Resistencia a la flexión	36000	248	13500	93
Resistencia a la tensión	44000-	303	21000-	145
	47000	324	23000	158

### Estudios realizados por G. E.Heck sobre las propiedades de la bambusa guadua.

En 1956 G.E. Heck realizó en el Forest Products Laboratory de Madison Wisconsin, un serie de estudios sobre las propiedades de algunos bambúes de origen asiático que se cultivan en Puerto Rico y de especies nativas de América, como la Bambusa Guadua (*Guadua angustifolia*) y la *B. Arundinaria*.

En la tabla 1.2 se presenta el promedio de los resultados de ensayos a flexión estática de tablillas de bambú correspondientes a los entrenudos de la parte basal, intermedia y superior de un tallo de *Bambusa guadua*. (*Guadua angustifolia*).



Tabla 1.2

Propiedades de la bambusa guadua.

Posición en el tallo	Humedad %	Resist. Esfuerzo Mpa	Mód. de rotura Esfuerzo Mpa	Mód. de elasticidad. Gpa
Corte basal	10.3	100	149	17.8
	10.4	63	118	16.9
Corte interm.	10.7	109	167	19.2
	10.5	65	144	16.9
Corte superior	10.2	100	150	16.6
	10	49	125	15.4
Promedio	10.4	103	155	17.9
	10.3	59	129	16.4

### Ventajas y desventajas del empleo del bambú en construcción.

#### Ventajas

1. Extraordinarias características físicas.
2. Liviano. Fácil de transportar y almacenar.
3. Apropiado para construcciones antisísmicas.
4. Puede ser cortado transversal o longitudinalmente con herramientas manuales.
5. Color atractivo. No requiere ser pintado, raspado o pulido.
6. No tienen corteza o partes que puedan considerarse como desperdicio.
7. Puede usarse en tuberías para transportar agua, y en secciones para drenaje.

8. Se emplea en combinación con todo tipo de materiales de construcción.
9. Del bambú pueden obtenerse diversos materiales para enchapes.
10. El bambú continúa siendo el material de construcción de más bajo precio.

#### Desventajas

1. Se pudre y es atacado por termitas y otros insectos en contacto con la humedad del suelo.
2. Debe someterse a un tratamiento de curado y secado inmediatamente después de cortado para evitar que sea atacado por insectos.
3. Es altamente combustible cuando está seco. Debe recubrirse con sustancia a prueba de fuego.
4. Cuando envejece pierde su resistencia, si no se trata apropiadamente.
5. El diámetro no es igual en toda su longitud. El espesor de pared tampoco es constante.
6. Al secarse se contrae y su diámetro se reduce.
7. Debido a su tendencia a rajarse no debe clavarse con puntillas o clavos.



### **Ventajas del bambú sobre la madera en la fabricación del papel.**

En muchos aspectos el bambú presenta mayores ventajas que la madera como materia prima para la elaboración de papel, entre otras las siguientes:

1. El bambú es la planta de más rápido crecimiento que existe en la naturaleza. Su máximo grado de madurez o de sazónamiento lo adquiere entre los 3 y los 6 años de edad. Para la fabricación de papel puede ser utilizado, según la especie y ciclo de corte entre 1 y 4 años. En cambio los árboles como el pino requieren de 15 a 30 años para su utilización en este propósito.
2. El bambú es una planta perenne y por ello, una vez que sus tallos se cortan, otros nuevos brotan antes de un año. En cambio cuando se cortan los árboles es necesario reforestar luego.
3. El rendimiento o producción anual del bambú, es mayor que el de la madera.
4. El bambú es mucho más apropiado que el pino para la producción de ciertos papeles como el de uso facial, y papeles finos para escribir; ello se debe a que la fibra del bambú tiene una relación largo y ancho mayor que la del pino.
5. El bambú es un material liviano fácil de transportar a mano y



empleando carros de tracción animal por lo que las plantaciones de bambú no requieren buenos caminos. En plantaciones de árboles, se requiere el empleo de bulldozers, camiones de gran tonelaje y por ello es necesario disponer de vías apropiadas.

### 1.3 Definición del problema.

Mientras los países desarrollados tienden a experimentar decrecimientos poblacionales, en los del tercer mundo la tendencia es un acelerado crecimiento.

Cuando la demanda se incrementa, los recursos vitales para el hombre, como el agua, alimentos, energía eléctrica, vivienda, etc., también se ven afectados.

Los problemas enunciados promueven otros: escasez de alimentos, enfermedades, inestabilidad social y política, agotamiento de los recursos naturales, deforestación de los bosques y seivas, etc.

El Ecuador posee una deficiencia habitacional calculada en aproximadamente 1'200.000 viviendas y una de las tasas de crecimiento demográfico más altas de Latinoamérica.

Las condiciones de vida de la población ecuatoriana no son muy buenas. El 70% de su población es pobre.





En el país un promedio de 4,8 personas ocupan una vivienda particular a nivel nacional. En el área urbana la tendencia es de 4,7 y de 5 en la rural.

Para satisfacer las necesidades de la población en esta materia, es necesario construir 498 mil nuevas viviendas en todo el país (23% adicional).

Las viviendas con materiales de construcción comúnmente utilizados, como el cemento, arena, roca, ladrillo, bloque, vidrio, acero, aluminio, baldosas, maquinaria, etc., son de costo relativamente alto para los más necesitados.

A continuación se definirá las variables y limitaciones de entrada y de salida con respecto al procesamiento que esta máquina le hará a la caña guadua:

Entrada: Caña guadua.

Variabíes	Limitaciones:
Largo	Hasta 3.2 m
Diámetro	Hasta 15 cm
Tipo	Angustifolia
Edad	2-3 años
Sección	Basal e Intermedia

Salida: Latillas

Variables	Limitaciones
Velocidad	No menor a 0.11 m/s
Altura de nudos	Menor a 1 cm
Distancia entre cortes	Hasta 6 cm

#### 1.4 Objetivos.

Los objetivos que se persiguen con una máquina para hacer latillas de caña guadua son múltiples:

- Lograr mayor rapidez en el procesamiento de la caña guadua para la fabricación de casas para los más necesitados.
- Reducción de costos y aumento de producción para las instituciones y fundaciones dedicadas a ayudar a la gente pobre en cuanto a viviendas se refiere.
- Reducir en gran medida y paulatinamente el elevado déficit habitacional que actualmente afecta a nuestro país.
- Contribuir con la ecología, ya que al utilizar la caña guadua como materia prima para la elaboración de las casas, se estaría contribuyendo a disminuir la deforestación, que es otro grave problema que afecta a el Ecuador.
- La caña guadua por tratarse de una materia de ciclo corto puede no solo ser utilizada para la construcción de casas, sino más bien para

muchos otros productos como lo hacen en otros países tales como:  
Japón, Filipinas, China, India, etc.



## **CAPITULO 2**

### **ANALISIS TECNOLOGICO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS.**

En esta parte de la tesis se hace un acopio de ideas (o brainstorming), es decir proponen diferentes alternativas para la solución del problema, esto es, para transformar la caña guadua en latillas para la sujeción de las paredes de la futura vivienda.

A estas varias opciones se les hará un análisis respectivo individual así como también una breve descripción sobre los diferentes componentes de que constan.

Una vez hecho el análisis tecnológico, se procederá a la selección de la mejor opción o el sistema óptimo.



### Procedimiento manual

El procedimiento manual consiste en lo siguiente:

Se coloca perpendicularmente un machete en uno de los extremos de la caña, preferiblemente que no coincida con el nudo, ya que así se aplicaría la menor fuerza posible.

A continuación se sigue con el corte en sentido longitudinal a la caña hasta llegar al otro extremo empleando las dos manos, con ayuda de los pies o incluso con un martillo para cortar los nudos que se encuentren en el camino.

De esta manera se habrá cortado la caña en dos partes, tal como lo indica la figura 2.1

Inmediatamente se toma cada una de las mitades y se procede de igual manera hasta obtener el número de latillas deseado: 6 u 8 dependiendo del diámetro de la caña.

De esta manera las latillas estarán ya listas para ser usadas en la sujeción de la caña picada que estará formando las paredes de la futura vivienda.



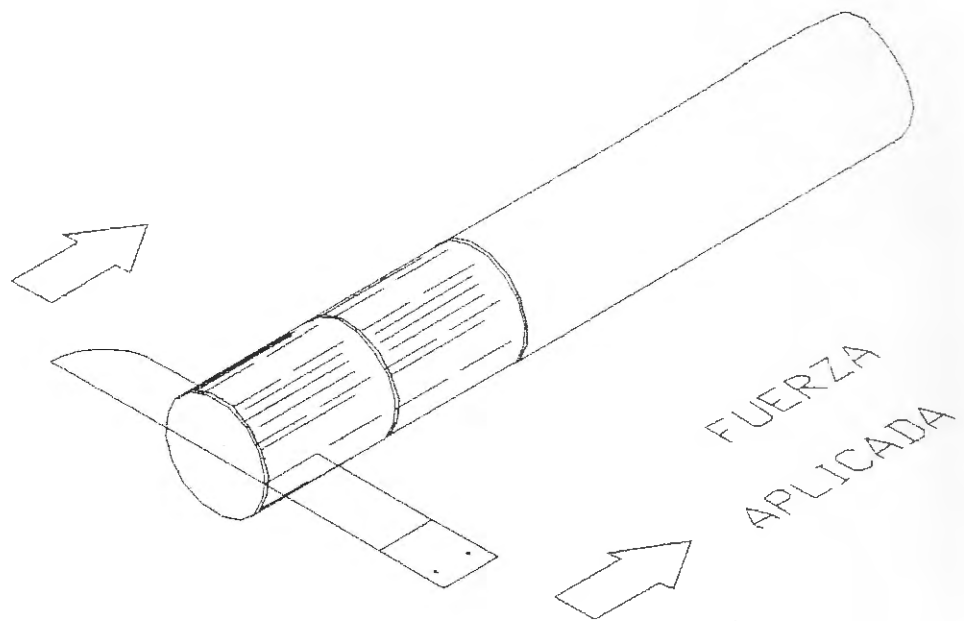


Figura 2.1

#### Procedimiento manual.

Considerando el procedimiento manual, claramente nos damos cuenta que es un método que requiere de mucho tiempo para realizarlo, sobre todo si la caña va a ser cortada en la mayor cantidad de latillas posible, esto es en 8 partes.

Tomando en cuenta esta problemática, se presentan varias opciones de máquinas que pueden ser utilizadas para este fin.

A continuación se describirá brevemente cada una, así como también se dará una corta explicación sobre su funcionamiento.

## 2.1 Máquina con sistema de cremallera.

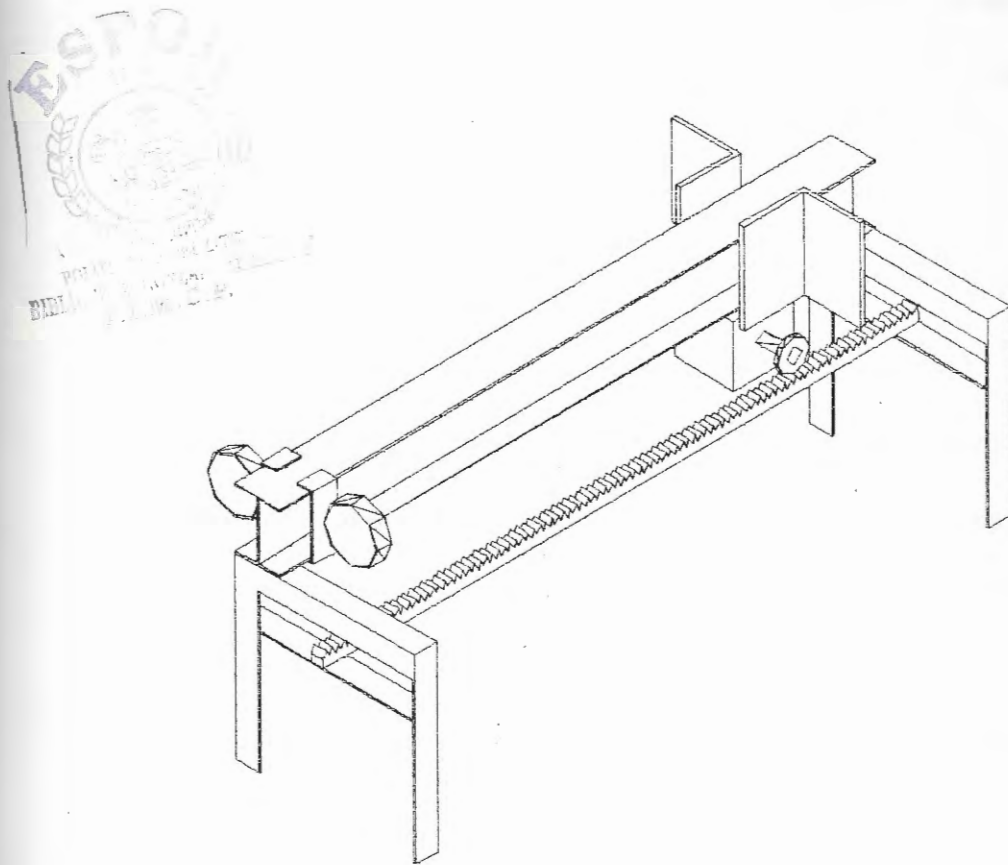


Figura 2.2

Máquina con sistema de cremallera.

### 2.1.1 Descripción.

Esta máquina consta de las siguientes partes básicas:  
estructura de la máquina compuesta por una guía que bien

podría ser un perfil H o en su defecto dos canales debidamente soldados, soportes para la máquina, un carro en el que va sujeta la caña a ser cortada y que se desplaza a lo largo del la guía, un motor con un engranaje en el eje, una cremallera, un sistema de corte.

### **2.1.2 Funcionamiento.**

Primeramente se coloca un extremo de la caña guadua sobre el carro y el otro extremo próximo al sistema de corte (anillos con cuchillas) correctamente centrada para lograr latillas uniformes.

Posteriormente se pone en funcionamiento el motor, el engranaje en el eje que va unido a la cremallera gira y provoca que el carro se deslice presionando las cañas contra las cuchillas. Mediante esta fuerza las cañas son cortadas en latillas.

Cuando el carro realiza la carrera respectiva y las cañas han sido cortadas en su totalidad, es necesario invertir su desplazamiento para llevarlo a su posición inicial y cortar una nueva caña.

De esta manera es como esta máquina realiza el procesamiento de la caña.



## 2.2 Máquina con polea cable.

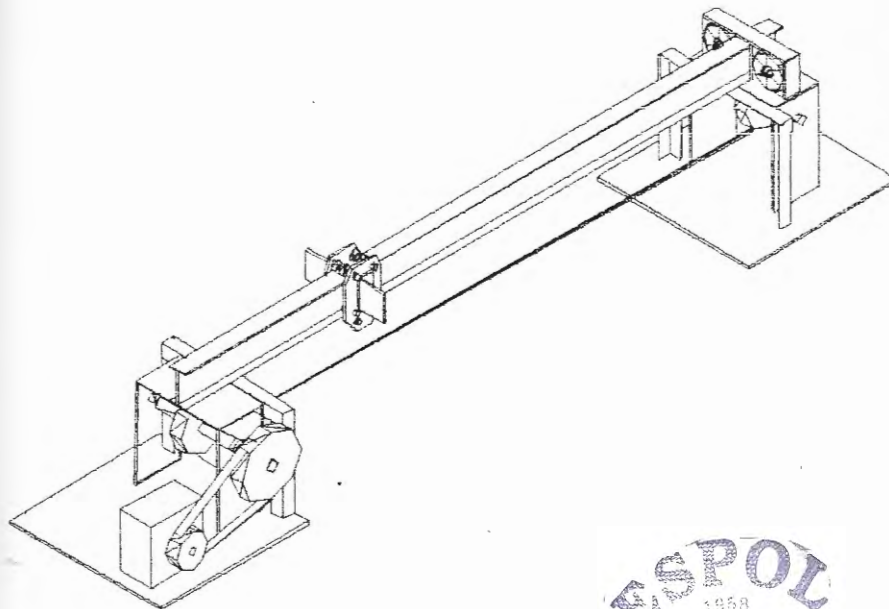


Figura 2.3

Máquina con polea cable.



### 2.2.1 Descripción.

Esta máquina para la caña guadua consta de las siguientes partes principales: estructura de la máquina (soporte y guía), carro móvil, placas sujetadoras de la caña guadua, las mismas que van soldadas al carro, sistema de corte compuesto por sujetadores de cuchillas y cuchillas, poleas, cables, motor reductor eléctrico, y otros sistemas auxiliares.

### 2.2.2 Funcionamiento.

Una vez colocada las cañas sobre las placas sujetadoras se procede a encender el motor reductor eléctrico, el cual mediante piñón-cadena mueve el eje de las poleas impulsoras. Los cables que pasan por estas poleas se encuentran sujetando al carro móvil de tal manera que empujan la caña contra las cuchillas para convertirlas en latillas.

Una vez que las cañas han sido completamente cortadas, se invierte el sentido del motor reductor para que los cables que agarran al carro móvil por el otro lado lo regresen a su posición inicial y poder iniciar el corte de las nuevas cañas.

## 2.3 Máquina con dos motores.

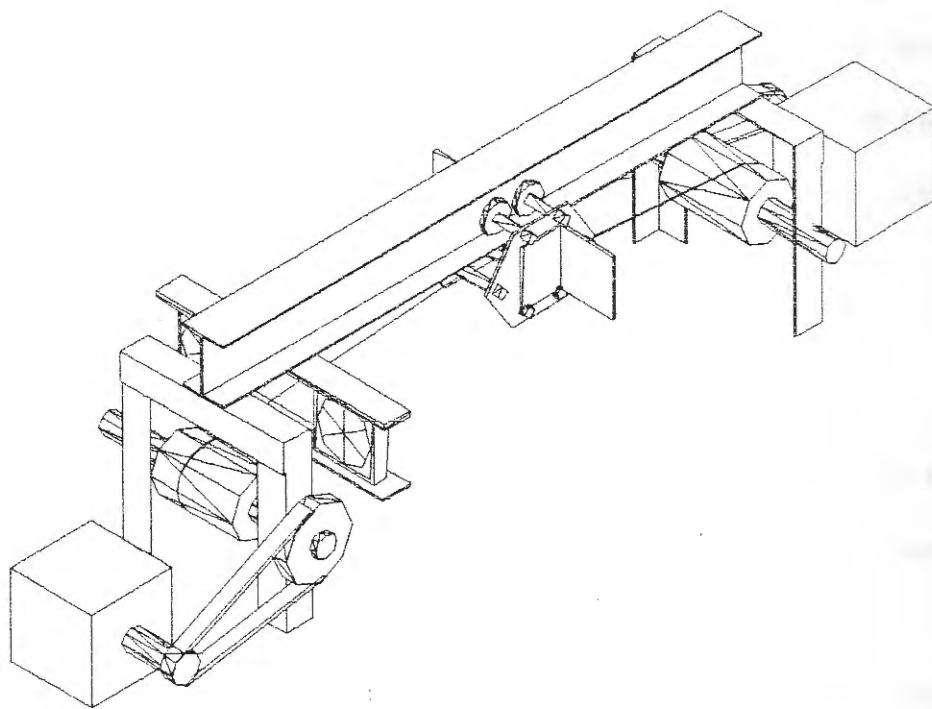


Figura 2.4

Máquina con dos motores.

### 2.3.1 Descripción.

Esta tercera máquina cortadora de caña tiene básicamente las mismas partes pero con ligeros cambios, estas son: estructura (guía y soportes), carro sujetador de las cañas, sistema de corte, dos motores, uno para el avance y el otro para el retorno, este último es de menor potencia ya que es solamente para llevar al carro a su posición inicial y no realiza mayor trabajo.

Los dos motores van colocados a los extremos de la máquina. En los ejes de éstos van colocadas unas poleas, por las que pasa un cable. Un extremo de cada cable va sujetado al carro por la parte de en frente y el otro por la parte de atrás; de esta manera la función del cable es la de halar el carro tanto para realizar el trabajo como para regresarlo.

### 2.3.2 Funcionamiento.

Una vez con la máquina lista para trabajar se procede, como en el caso anterior, a colocar las cañas; un extremo sobre el carro y el otro frente a las cuchillas de corte.

Se enciende el motor de trabajo o corte. El cable hala el carro presionando a la caña contra las cuchillas, cortándolas en latillas.

Una vez que la caña ha sido completamente cortada, el motor de avance se apaga e instantáneamente se enciende el de retorno para regresar al carro a su posición inicial para empezar el corte de una nueva caña.





## 2.4 Máquina con cadenas.

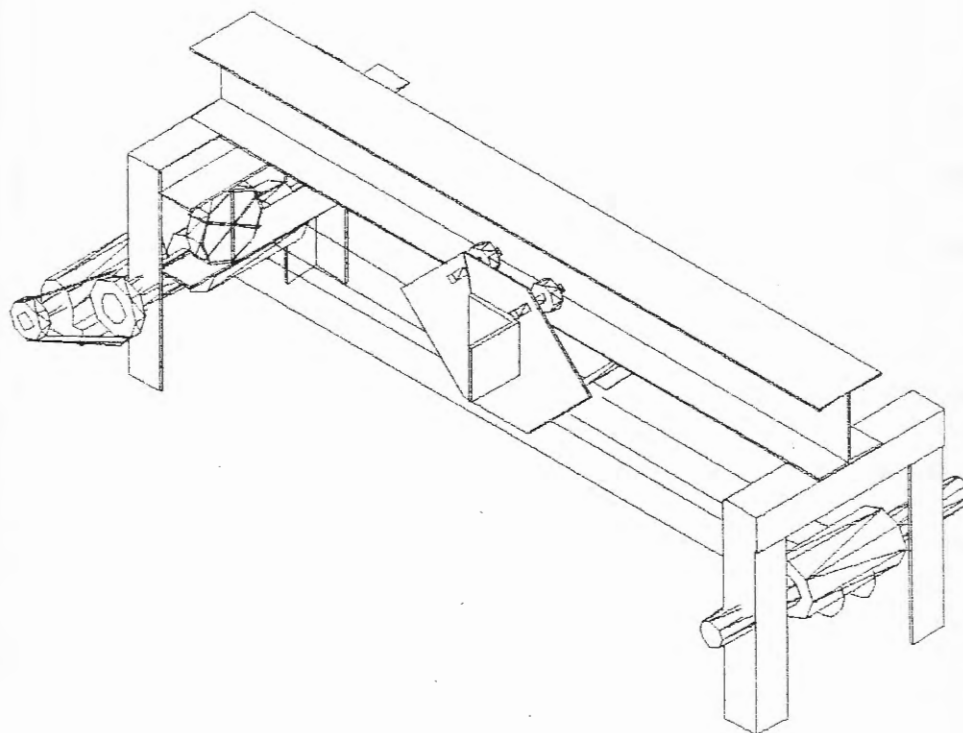


Figura 2.5

Máquina con cadenas

### 2.4.1 Descripción.

Esta máquina cortadora para la caña guadua consta principalmente de las siguientes partes: estructura (soportes y guía), un carro móvil en el que va colocada la caña, un motor con un reductor o un motor reductor con la potencia requerida,

un acople, sistema de corte y además un rodillo por el que pasa una cadena de eslabones, la misma que sujeta al carro.

#### **2.4.2 Funcionamiento.**

Con esta cuarta máquina procesadora de caña guadua lista para operar se procede a colocar las cañas centradas debidamente entre el carro sujetador de las mismas y los anillos con las cuchillas para convertirlas en latillas.

Se pone en funcionamiento la máquina encendiendo el motor o motor reductor. El eje del mismo va acoplado al eje del rodillo por donde pasa la cadena de eslabones, de esta manera el carro es halado y las cañas empujadas contra las cuchillas, de esta manera y por la fuerza ejercida se produce el corte de las cañas en latillas.

Cuando las cañas han sido totalmente cortadas el motor se apaga e inmediatamente invierte su sentido de giro para retornar el carro a su posición inicial e iniciar el corte de la siguiente caña.



## 2.5 Matriz de decisión.

En vista de que hay varios diseños potencialmente viables, se procede en esta parte de la tesis a la selección del óptimo o mejor disponible.

Se tomarán en cuenta varios factores que se han considerado los más importantes para este caso.

A cada factor se le ha asignado un valor un valor máximo sobre el cual cada diseño será calificado.

El puntaje total, es decir la suma de los valores dados a los diseños en cada uno de los factores, no puede ser mayor a uno. El diseño cuya calificación sea cercana a la unidad será el óptimo y por lo tanto motivo de un estudio detallado.

Los factores considerados para la matriz de decisión son los siguientes:

- Costo.
- Seguridad.
- Funcionamiento.
- Mantenimiento.

Tabla 2.1

Matriz de decisión.

	COSTO	SEGURIDAD	FUNCIONAM.	MANTENIM.	TOTAL
VALOR	0.2	0.3	0.3	0.2	1
DISEÑO 1	0.14	0.25	0.25	0.15	0.79
DISEÑO 2	0.15	0.25	0.28	0.2	0.88
DISEÑO 3	0.15	0.25	0.25	0.18	0.83
DISEÑO 4	0.12	0.28	0.26	0.2	0.86

DISEÑO 1: MAQUINA CON CREMALLERA

DISEÑO 2: MAQUINA CON POLEA CABLE.

DISEÑO 3: MAQUINA CON DOS MOTORES.

DISEÑO 4: MAQUINA CON CADENAS.

### 2.5.1 Justificación de la selección.

Como se puede apreciar en la matriz de decisión, el diseño seleccionado u óptimo fue la máquina con polea y cable.

En la parte de costo se le dio un valor de 0.15 sobre 0.20, significando esto que se trata de un diseño no muy costoso.

En cuanto a seguridad a la máquina se le asignó un valor de 0.25 sobre 0.30, significando que se trata de una máquina muy segura y que no representa un riesgo para el operario mientras está trabajando, siempre y cuando se tomen las respectivas medidas de seguridad.



En lo que corresponde a funcionamiento a esta máquina se le fijó un valor de 0.28 sobre 0.30. Esto significa que se trata de una máquina que prácticamente no va a presentar problemas cuando se encuentre cortando la caña guadua. Lo hará sin ningún inconveniente y sin problemas de trabas, atascamiento, etc..

Finalmente, en cuanto a mantenimiento se la calificó con un valor de 0.20 sobre 0.20. Esta máquina requiere en si de muy poco mantenimiento, necesita más bien chequeos visuales para observar desgaste en los cables, estabilidad en las poleas, tensión de la cadena, desajustes, etc.

# CAPITULO 3

## INGENIERIA DEL PROYECTO

Para el desarrollo de este capítulo, es decir para el diseño de la máquina propiamente dicha se procedió a realizar en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción de esta universidad, una serie de pruebas a la caña guadua utilizando la máquina Instron. Para esto se emplearon tres tipos de muestras de este material:

1. Caña guadua empleada normalmente en las construcciones para la elaboración de andamios.

Esta muestra tenía un diámetro de aproximadamente 13 cm y un espesor de 1.2 cm.

2. Caña guadua traída desde unas plantaciones en la provincia de Manabí, la misma que es empleada para la construcción de casas de campo o de playa para las personas de elevados recursos económicos. Este tipo de material no es empleado para la fabricación

de viviendas para los más necesitados, ya que se trata de un material de un costo muy alto.

Estas muestras eran de aproximadamente 15 cm de diámetro y 1.4 a 1.5 cm de espesor.

De acuerdo a las pruebas realizadas en Laboratorio, estas cañas fueron las más resistentes.

3. Caña guadua utilizada para la fabricación de viviendas utilizada en Hogar de Cristo.

Las dimensiones de estas muestras eran de aproximadamente 10 cm de diámetro y 1 cm de espesor.

### **Resultados obtenidos de las pruebas en laboratorio.**

Con cada una de las muestras se realizaron tres tipos de corte:

- Corte del nudo de frente.
- Corte del nudo por detrás.
- Corte del nudo por lado hueco.

El primer tipo de corte se refiere a que la cuchilla establece el contacto inicial con la caña atacando al nudo por su parte más sobresaliente.

Por el contrario, el segundo tipo de corte significa que la caña empieza a ser cortada por la parte de atrás del nudo, o sea, la parte opuesta a la más sobresaliente del mismo.



Finalmente el tercer tipo de corte se refiere a que la guadua empieza a ser cortada en su parte hueca o en el sitio internodal.

Promedios generales:

- Corte del nudo de frente.  $F = 6.550 \text{ N.}$
- Corte del nudo por detrás.  $F = 6.110 \text{ N.}$
- Corte del nudo por lado hueco.  $F = 3.800 \text{ N.}$

Como se puede apreciar los resultados más altos se obtuvieron cuando se realizó el corte del nudo por el frente, por lo tanto se puede afirmar que ese es el valor crítico o máximo que la máquina va a realizar para efectuar un corte a la caña, es decir, un corte diametral en sentido longitudinal.

La necesidad es que la caña sea cortada en seis partes, o sea, tres cortes como el descrito anteriormente, pudiendo llegar a ocho partes dependiendo del diámetro de la caña.

La máquina para una mejor eficiencia deberá procesar dos cañas cada vez, significando esto que la mínima fuerza que deberá desarrollar es de:

$$F = 6 \times 6,550 \text{ N.}$$

$$F = 39.300 \text{ N}$$





### 3.1 Diseño del sistema de transmisión de potencia.

#### 3.1.1 Cálculo de la potencia necesaria.

Las cañas a ser procesadas son de más o menos 3.25m de longitud y se desea cortarlas en un tiempo no menor a 30 segundos.

Hallemos primero la velocidad de corte

$$v = d / t$$

$$v = 3.25m / 30s$$

$$v = 0.1083m / s$$

La máquina que se va diseñar debe cortar dos cañas a la vez, por lo tanto debe realizar una fuerza de aproximadamente.

$$F = 40000N$$

Con los datos de velocidad y fuerza podemos encontrar la potencia mínima requerida que debe aplicar la máquina para procesar la caña de la manera deseada.

Aplicamos la fórmula

$$P = Fxv$$

$$P = 40000Nx0.1083m / s$$

$$P = 4332w$$

En esta expresión la potencia está dada en watts, la potencia transmitida  $H$  en caballos es

$$H = P/746$$

$$H = 4332/746$$

$$H = 5.81hp$$



### 3.1.2 Selección del motor reductor.

De la tabla 3.1 obtenemos el factor de servicio para el motor reductor.

Tabla 3.1

Factores de servicio para aplicaciones de arranques y paradas frecuentes.

Prime mover	Duration of service per day	Uniform U	Moderate Shock M	Heavy Shock H
Electric motor	Occasional 1/2 hour	0.9	1	1.25
	Intermittent 2 hours	1	1.25	1.5
	10 hours	1.25	1.5	1.75
	24 hours	1.5	1.75	2

Nuestro motor reductor va a estar sometido a arranques y paradas frecuentes durante unas 8 – 10 horas diarias. Entonces

$$k_s = 1.25$$

Con el factor de servicio calculamos la potencia de diseño.

$$P_d = H \times k_s$$

$$P_d = 4332w \times 1.25 = 5415w$$

$$P_d = 7.26 \text{ hp}$$

Para la selección se usará los catálogos de ASEA. Se ha estimado que la máquina será usada hasta por 10 horas diarias, el motor estará libre de choques fuertes de carga, se necesita que sea reversible.

La figura 3.1 muestra el tipo de motor reductor.

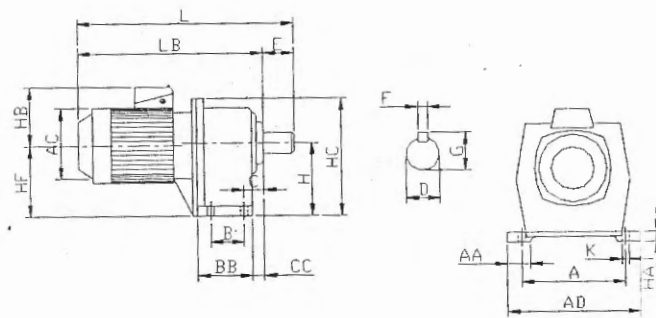


Figura 3.1

#### Motor Reductor

La potencia más cercana a 7.26 hp es 7.5 hp y la velocidad angular más cercana a la requerida es 17.5 rpm, la designación es 132S-4/356 y el acoples es el BEK 562.

### 3.1.3 Diseño del sistema de transmisión.

#### Selección de piñón y cadena.

Como se determinó anteriormente la velocidad del corte es de

$$v = 0.1083 \text{ m/s.}$$

El diámetro de la polea será más o menos  $D = 25 \text{ cm.}$

Lo que nos da una velocidad angular para la polea de

$$\omega = v / r$$

donde  $r$  es el radio de la polea, entonces

$$\omega = 0.1083 \text{ m/s} / 0.125 \text{ m}$$

$$\omega = 0.87 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 8.31 \text{ rpm}$$



Las transmisiones de cadena más eficaces tienen relaciones de velocidad hasta de 6:1, pero valores más altos pueden ser utilizados aunque se abrevie la duración de una cadena.

Por lo tanto la velocidad de la rueda impulsora podrá ser máximo de 50 rpm.

Del apéndice A se obtiene primeramente un factor de servicio, que da como resultado  $k_s = 1.3$  para operación con choques moderados.

La potencia requerida es de 4332 w. Por lo tanto la potencia de diseño será



$$H = 1.3 (4332 \text{ w}) = 5631.6 \text{ w}$$

$$H = 7.55 \text{ hp}$$

La potencia corregida se determina aplicando la fórmula

$$H'_r = K_1 K_2 H_r$$

donde  $H'_r$  es la potencia nominal corregida totalmente.

$K_1$  es el factor de corrección por dientes.

$K_2$  es el factor de torones múltiples.

$H_r$  es la capacidad de potencia obtenida de tablas.

De la tabla 3.2 se obtiene el factor de corrección por dientes y de la 3.3 los factores por torones múltiples.

Tabla 3.2

Factores de corrección por dientes.

Número de dientes en rueda impulsora	Factor de corrección por dientes $K_1$	Número de dientes en rueda impulsora	Factor de corrección por dientes $K_1$
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.7	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.8

Tabla 3.3

*Factor de torones múltiples*

Número de torones	k2
1	1
2	1.9
3	2.8
4	3.7

La potencia nominal corregida debe ser mayor a la de diseño, entonces,

$$H' > K_1 K_2 H_r$$

Del catálogo Martin se obtienen capacidades de potencia con piñones de 11 dientes en adelante.

De la tabla 3.2  $K_1 = 0.53$  y de la 3.3  $K_2 = 1.9$ , entonces

$7.55 > (0.53)(1.9)H_r$ , de donde  $H_r = 7.50$ , que nos da una cadena N° 160 de acuerdo al catálogo Martin.

Para 12 dientes:

$7.55 > (0.62)(1.9)H_r$ , de donde  $H_r = 6.41$ , que también nos da una cadena N° 160.

Para 13 dientes:

$7.55 > (0.70)(1.9)H_r$ , de donde  $H_r = 5.68$ , que corresponde a una cadena N° 140 de paso  $1 \frac{3}{4}$ .

La relación de velocidad es  $17.5/8.14 = 2.15$  por lo tanto el piñón mayor será de  $2.15(13) = 27.95$  dientes, según el catálogo el piñón será de 26 dientes.

En el caso de una operación uniforme a velocidades moderadas y altas se considera buena práctica usar una rueda impulsora con por lo menos 17 dientes; 19 o 21 darán, desde luego, una expectativa mejor de vida útil con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son importantes o para velocidades muy bajas, pueden utilizarse números de dientes más pequeños sacrificando la expectativa de duración de la cadena.

De acuerdo al catálogo el piñón de 13 dientes tiene un diámetro exterior de 8.15" (20.7cm) y el de 26 dientes, 15.46" (39.27cm).

Ahora se procede a calcular la longitud de la cadena, la misma que se determina en función del número de pasos. Es preferible que el número sea par. La longitud aproximada puede obtenerse por la siguiente ecuación.

La relación de velocidad es  $17.5/8.14 = 2.15$  por lo tanto el piñón mayor será de  $2.15(13) = 27.95$  dientes, según el catálogo el piñón será de 26 dientes.

En el caso de una operación uniforme a velocidades moderadas y altas se considera buena práctica usar una rueda impulsora con por lo menos 17 dientes; 19 o 21 darán, desde luego, una expectativa mejor de vida útil con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son importantes o para velocidades muy bajas, pueden utilizarse números de dientes más pequeños sacrificando la expectativa de duración de la cadena.

De acuerdo al catálogo el piñón de 13 dientes tiene un diámetro exterior de 8.15" (20.7cm) y el de 26 dientes, 15.46" (39.27cm).

Ahora se procede a calcular la longitud de la cadena, la misma que se determina en función del número de pasos. Es preferible que el número sea par. La longitud aproximada puede obtenerse por la siguiente ecuación.



**Longitud de cadena en pitches =  $2C + S/2 + K/C$** 

1. Divida la distancia entre centros en pulgadas para el pitch de la cadena, se obtiene C

La distancia entre los centros de los ejes es de unos 60cm, la cadena es de  $1 \frac{3}{4}$ " , entonces el valor C es

$$C = 23.62 / 1 \frac{3}{4}$$

$$C = 13.50$$

2. Sume el número de dientes de ambos piñones, se obtiene S.

Piñón menor = 13 dientes

Piñón mayor = 26 dientes

$$S = 13 + 26 = 39$$

3. Reste el número de dientes del piñón pequeño del número de dientes del grande, se obtiene D.

$$D = 26 - 13 = 13$$

Con este valor de D vamos a la tabla 3.4.

Tabla 3.4

Valores K para longitud de cadena

D	K	D	K
10	2.53	31	24.34
11	3.06	32	25.94
12	3.65	33	27.58
13	4.28	34	29.28
14	4.96	35	31.03
15	5.7	36	32.83
16	6.48	37	34.68
17	7.32	38	36.58
18	8.21	39	38.53
19	9.14	40	40.53
20	10.13	41	42.58
21	11.17	42	44.68
22	12.26	43	46.84
23	13.4	44	49.04
24	14.59	45	51.29
25	15.83	46	53.6
26	17.12	47	55.95
27	18.47	48	58.36
28	19.86	49	60.82
29	21.3	50	63.33
30	22.8	51	65.88

Tomado de: Morse Industrial, Emerson Power Transmission Corp.

De la tabla se obtiene

$$K = 4.28$$

Con estos números finalmente se determina la longitud de cadena.

4. Longitud de la cadena en pitches

$$L = 2C + S/2 + K/C$$

$$L = 2(13.5) + 39/2 + 4.28/13.5 \approx 47 \Rightarrow 48$$

Longitud en centímetros.

$$L = 48(1.75)(2.54) = 213.36\text{cm}$$

### 3.1.4 Diseño de sistemas auxiliares.

En esta parte se diseñará el eje donde irá ubicada la polea y el piñón impulsado.

#### 3.1.4.1 Diseño de eje piñón polea.

Aquí se procederá a calcular el diámetro del eje en la parte de la polea, en la figura 3.2 se presenta el diagrama de cuerpo libre para dicho elemento.

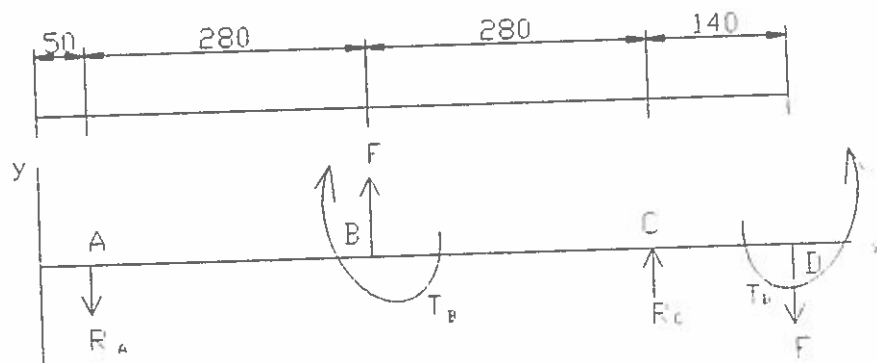


Figura 3.2

Diagrama de cuerpo libre de eje de polea.

En los puntos A y C se colocarán rodamientos, en el B estará ubicada la polea y en el D va el piñón impulsado.

Como se mencionó anteriormente la fuerza a realizar es de 40000N, la polea de 10" (25.4cm) más o menos, el piñón de 15.46" (39.27cm), entonces,

$$F = 40000N \quad T_B = 5080Nm \quad T_D = 7854Nm$$

Aplicando sumatoria de momentos con respecto al punto A y suma de fuerzas en el eje y se obtiene:

$$R_C = 30000N \quad \text{y} \quad R_A = 30000N$$

Con estos resultados se grafica el diagrama de cortante para luego trazar el de momentos, como lo indican las figuras 3.3 y 3.4.

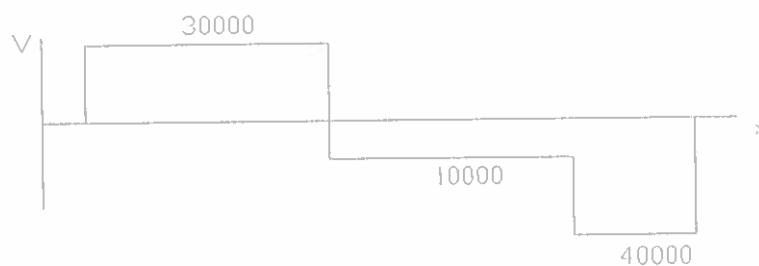


Figura 3.3

Diagrama de cortante para eje de polea.





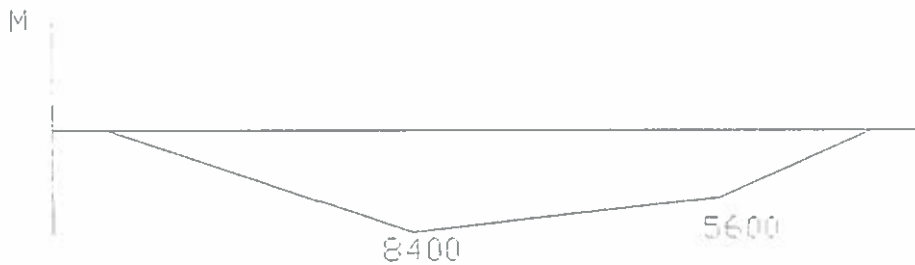


Figura 3.4

Diagrama de momento para eje de polea.

Con los resultados obtenidos se procede al cálculo del esfuerzo cortante máximo  $\tau_{\text{máx}}$  y el esfuerzo de von Mises  $\sigma'$ .

Las ecuaciones a emplearse son:

$$\tau_{\text{máx}} = 2((8M + Fd)^2 + (8T)^2)^{1/2} / \pi d^3$$

$$\sigma' = 4((8M + Fd)^2 + 48T^2)^{1/2} / \pi d^3$$

Con base en la teoría del esfuerzo cortante máximo el valor admisible de  $\tau_{\text{máx}}$  es

$$\tau_{\text{adm}} = S_{\tau} / n = S_{\tau} / 2n$$

donde  $S_{\tau} = 300 \text{Mpa}$  y  $n = 2$

Tabla 3.4

Valores K para longitud de cadena

D	K	D	K
10	2.53	31	24.34
11	3.06	32	25.94
12	3.65	33	27.58
13	4.28	34	29.28
14	4.96	35	31.03
15	5.7	36	32.83
16	6.48	37	34.68
17	7.32	38	36.58
18	8.21	39	38.53
19	9.14	40	40.53
20	10.13	41	42.58
21	11.17	42	44.68
22	12.26	43	46.84
23	13.4	44	49.04
24	14.59	45	51.29
25	15.83	46	53.6
26	17.12	47	55.95
27	18.47	48	58.36
28	19.86	49	60.82
29	21.3	50	63.33
30	22.8	51	65.88

Tomado de: Morse Industrial, Emerson Power  
Transmission Corp.

De la tabla se obtiene

$$K = 4.28$$

Con estos números finalmente se determina la longitud de  
cadena.

4. Longitud de la cadena en pitches

$$L = 2C + S/2 + K/C$$

$$L = 2(13.5) + 39/2 + 4.28/13.5 \approx 47 \Rightarrow 48$$

Longitud en centímetros.

$$L = 48(1.75)(2.54) = 213.36\text{cm}$$

### 3.1.4 Diseño de sistemas auxiliares.

En esta parte se diseñará el eje donde irá ubicada la polea y el piñón impulsado.

#### 3.1.4.1 Diseño de eje piñón polea.

Aquí se procederá a calcular el diámetro del eje en la parte de la polea, en la figura 3.2 se presenta el diagrama de cuerpo libre para dicho elemento.

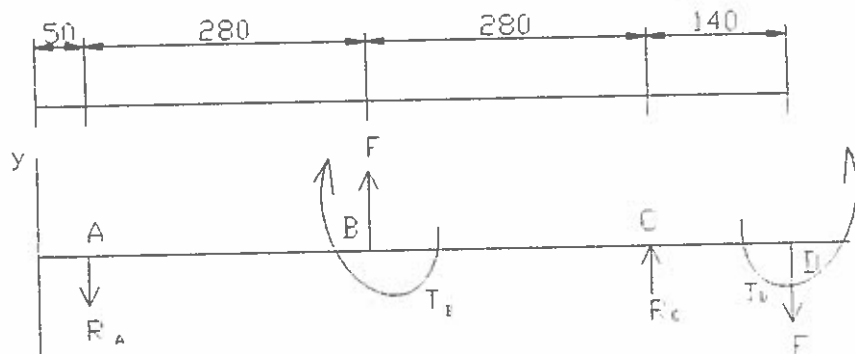


Figura 3.2

Diagrama de cuerpo libre de eje de polea.

En los puntos A y C se colocarán rodamientos, en el B estará ubicada la polea y en el D va el piñón impulsado.

Como se mencionó anteriormente la fuerza a realizar es de 40000N, la polea de 10" (25.4cm) más o menos, el piñón de 15.46" (39.27cm), entonces,

$$F = 40000N \quad T_B = 5080Nm \quad T_D = 7854Nm$$

Aplicando sumatoria de momentos con respecto al punto A y suma de fuerzas en el eje y se obtiene:

$$R_C = 30000N \quad \text{y} \quad R_A = 30000N$$

Con estos resultados se grafica el diagrama de cortante para luego trazar el de momentos, como lo indican las figuras 3.3 y 3.4.

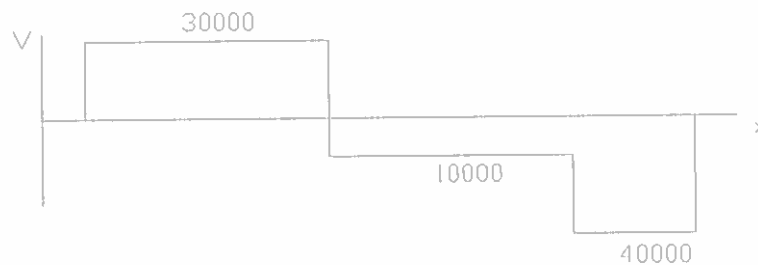


Figura 3.3

Diagrama de cortante para eje de polea.





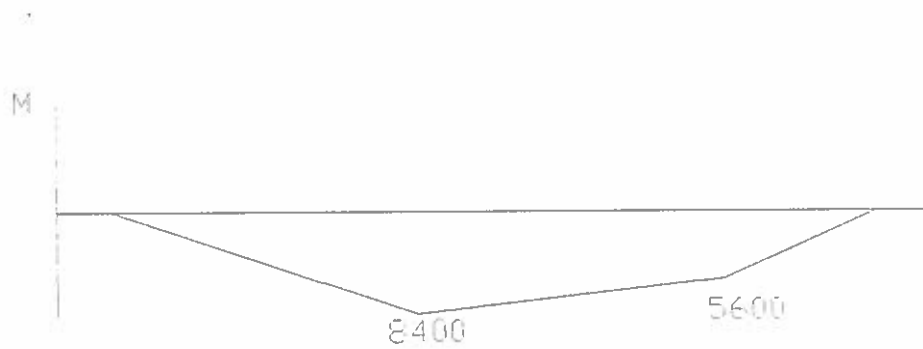


Figura 3.4

Diagrama de momento para eje de polea.

Con los resultados obtenidos se procede al cálculo del esfuerzo cortante máximo  $\tau_{\text{máx}}$  y el esfuerzo de von Mises  $\sigma'$ .

Las ecuaciones a emplearse son:

$$\tau_{\text{máx}} = 2((8M + Fd)^2 + (8T)^2)^{1/2} / \pi d^3$$

$$\sigma' = 4((8M + Fd)^2 + 48T^2)^{1/2} / \pi d^3$$

Con base en la teoría del esfuerzo cortante máximo el valor admisible de  $\tau_{\text{máx}}$  es

$$\tau_{\text{adm}} = S_{sv} / n = S_y / 2n$$

donde  $S_y = 300 \text{ Mpa}$  y  $n = 2$

Entonces  $\tau_{adm} = 75\text{Mpa}$

Despejando el diámetro de la primera ecuación, nos da

$$d = \left[ 2((8M + Fd)^2 + (8T)^2)^{1/2} / \pi\tau_{adm} \right]^{1/3}, \text{ siendo}$$

$$F = 40000\text{N}, \quad T = 5080\text{Nm}, \quad M = 8400\text{Nm}$$

Como dato inicial para esta iteración se establece un diámetro de 5cm o 0.05m, lo que nos da los siguientes resultados:

$$d_0 = 0.05$$

$$d_1 = 0.087987991$$

$$d_2 = 0.088465584$$

$$d_3 = 0.088471572$$

Lo que nos lleva a concluir que el diámetro a usarse debe ser de unos 9cm.

Con base en la teoría de la energía de distorsión en la falla, esto es, para el esfuerzo de von Mises permisible, se tiene

$$\sigma'_{adm} = S_y / n = 300 / 2 = 150\text{Mpa}$$

Despejando el diámetro de la segunda ecuación queda

$$d = \left[ 4((8M + Fd)^2 + 48T^2)^{1/2} / \pi\sigma'_{adm} \right]^{1/3}$$

Como el caso anterior para esta iteración emplearemos como dato de partida 5cm o 0.05m.

$$d_0 = 0.05\text{cm}$$

$$d_1 = 0.087021651$$

$$d_2 = 0.087513112$$

$$d_3 = 0.087519613$$

Lo que nos sugiere un diámetro de unos 9cm.

Comparando ambos resultados se concluye que el diámetro debe ser de aproximadamente 9cm. En el apéndice B se obtienen los diámetros del eje en la parte de rodamientos y piñón.

### Análisis por fatiga.

Para este análisis se utiliza la relación de Goodman modificada y se tiene que

$$1/n = (32/\pi d^3) [(M_a/S_e)^2 + (T_m/S_{ut})^2]^{1/2}$$

$$\text{De donde } M_a = 8400/2 = 4200Nm, \quad T_m = 7854/2 = 3927Nm,$$

$$S_{ut} = 370Mpa, \quad S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Donde  $S_e$  = límite de resistencia a la fatiga del elemento

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga por viga rotatoria

$k_a$  = factor de superficie

$k_b$  = factor de tamaño

$k_c$  = factor de carga

$k_d$  = factor de temperatura

$k_e$  = factor de efectos diversos

El límite de fatiga por viga rotatoria es

$$S'_e = 0.504S_{ut} = 0.504(370)$$

$$S'_e = 186.48 \text{MPa}$$

Factor de superficie  $k_a$

La fórmula para encontrar este factor es

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Tabla 3.5

Factores de acabado de superficie

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	Mpa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

Los valores de a y b se encuentran en la tabla 3.5, por lo tanto para este caso

$$k_a = 4.51(370)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.94$$

Factor de tamaño  $k_b$

En vista de que el diámetro es de 9 cm, este factor estará comprendido entre 0.60 y 0.75, entonces  $k_b = 0.75$





Factor de carga  $k_c$ .

Para el caso de torsión y cortante el factor es

$$k_c = 0.577$$

Factor de temperatura  $k_d$

A temperaturas ambientes este factor es

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos  $k_e$

$$k_e = 0.67$$

Con los factores se procede a determinar el límite de resistencia a la fatiga del elemento.

$$S_e = (0.94)(0.75)(0.577)(1)(0.67)(186.48)$$

$$S_e = 50.82 \text{ Mpa}$$

Entonces el factor de seguridad por fatiga es

$$1/n = (32/\pi(0.1)^3) \left[ (4200/50.82 \times 10^6)^2 + (3927/370 \times 10^6)^2 \right]^{1/2}$$

De donde

$$n = 1.18$$

Siendo un valor aceptable.

### 3.1.4.2 Selección de rodamientos para eje de polea.

El rodamiento que se empleará para el eje de la polea en A será de 50mm debido a que soporta un cierto momento. Los datos sobre rodamientos se obtienen del catálogo NTN.

El rodamiento a usarse será de bolas.

Se sigue el siguiente procedimiento:

1. Calcular las fuerzas radial y axial soportadas por el rodamiento.

En este caso sólo existe carga radial

$$F_r = 30000N$$

2. Estimar un factor de servicio  $f_h$  y calcular  $f_n$  y  $F_a/F_r$

De acuerdo a la tabla se obtiene un factor de servicio

$$f_h = 3.0 \text{ (máquina de uso continuo)}$$

$$p = 3 \text{ (rodillo de bolas)}$$

$$n \approx 10rpm$$

$$f_n = (100/3n)^{1/p}$$

$$f_n = 1.49$$

$$F_a/F_r = 0$$

3. En base de las dimensiones se elige un rodamiento cualquiera.

Se elige un rodamiento NTN 6310

$$C_r = 62000N$$

$$C_{or} = 38500N$$

$$F_a/C_{or} = 0$$

4. Con las capacidades de carga se calcula la carga equivalente P.

Para nuestro caso,

$$P_r = F_r = 30000N$$

5. Con la carga P se calcula el factor real de servicio

$$f_h'$$

$$f_h' = f_n C_r / P_r = 1.49(62000) / 30000 = 3.08$$

6. Se compara el factor estimado  $f_h$  contra el real  $f_h'$ .

En vista de que el valor de  $f_h'$  es un poco mayor a  $f_h$ , se concluye que el correcto.

7. Si existe una diferencia elevada se regresa al punto 3.

8. Se selecciona el rodamiento con los valores  $f_h$  y  $f_h'$  más cercanos.

Siguiendo este procedimiento se selecciona un rodamiento para el eje en el punto C y con un diámetro de 85mm, el mismo que da como resultado un NTN 6217

### 3.2 Diseño de la estructura de la máquina.

En esta parte de la tesis se diseñará la estructura propiamente dicha de la máquina, es decir la guía del carro que es donde va a estar asentada la caña para su proceso y los apoyos de dicha guía.

#### 3.2.1 Diseño de los apoyos.

Los apoyos serán en sí soportes en donde descansará la guía del carro. Estos soportes irán en ambos extremos, como indica la figura 3.5.

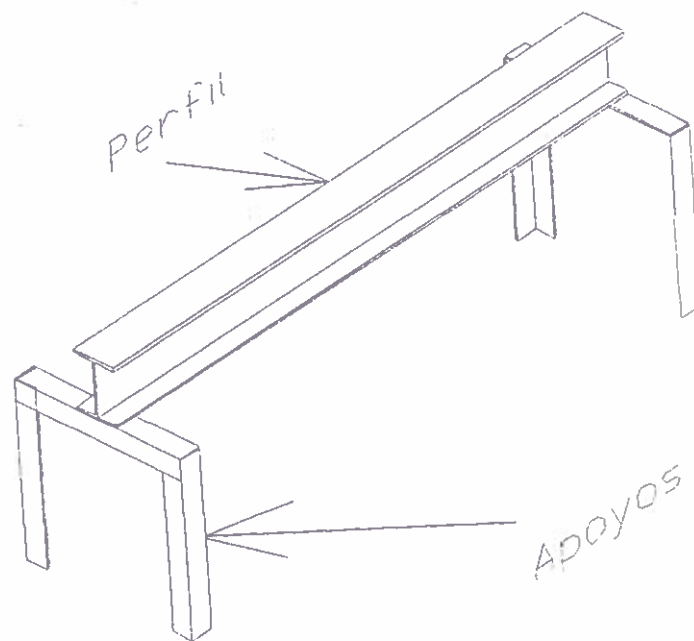


Figura 3.5

Apoyos de guía.



Los apoyos estarán formados por ángulos L3x3x3/16, designación dada por la AISC (American Institute of Steel Construction). Los mismos que serán analizados a continuación para comprobar si cumplen con los requerimientos.

### Elementos sometidos a compresión.

Se debe cumplir con la siguiente relación:

$$f_a = P/A < F_a, \text{ donde:}$$

$f_a$  es el esfuerzo actual de compresión del elemento

$P$  peso que soporta el elemento

$A$  área del elemento

$F_a$  es el esfuerzo máximo de compresión permitido

Los apoyos de la guía se encargarán de soportar el peso de la misma y del carro, que se estima no será mayor a los 4200N.

Como indica la figura 3.5 cada apoyo soportará la cuarta parte del peso.

Para este análisis, el procedimiento consiste en cuatro pasos:

1. Asumir  $F_a \approx F_y/2$
2. Calcular área
3. Escoger la sección
4. Comparar  $f_a < F_a$

Entonces,



1. De acuerdo al manual del AISC

$$F_y = 36 \text{ kpsi} = 248 \text{ Mpa}, \text{ entonces}$$

$$F_a = 248/2 = 124 \text{ Mpa}$$

2. Obtenemos el área de la siguiente relación:

$$F_a = P/A = 124 \text{ Mpa}, \text{ de donde}$$

$$A = P/124 \text{ Mpa} = 1050 \text{ N} / 124 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$A = 8.47 \text{ mm}^2 = 0.013 \text{ pg}^2$$



3. De acuerdo al manual se escoge ángulos L3x3x3/16

$$A = 1.09 \text{ pg}^2 = 703 \text{ mm}^2$$

4. En este último paso se procede a comparar el esfuerzo actual con el máximo permitida.

$$f_a = 1050 \text{ N} / 703 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$f_a = 1.49 \text{ Mpa}$$

la mismo que es mucho menor al máximo permitido pero se lo toma como válido, ya que existen otros factores que no se han tomado en consideración.

### 3.2.2 Diseño de la guía del carro.

La guía del carro podrá ser un perfil I o en su defecto dos canales correctamente soldados de tal manera que tomen la forma del perfil arriba mencionado, siendo la forma ideal.

Debido a que las cañas a procesar son de más o menos 3.25 metros, se estima que la guía del carro debe tener 4 metros aproximadamente y el máximo esfuerzo que ésta realice será cuando el carro esté en la mitad, como lo indica la figura 3.6.

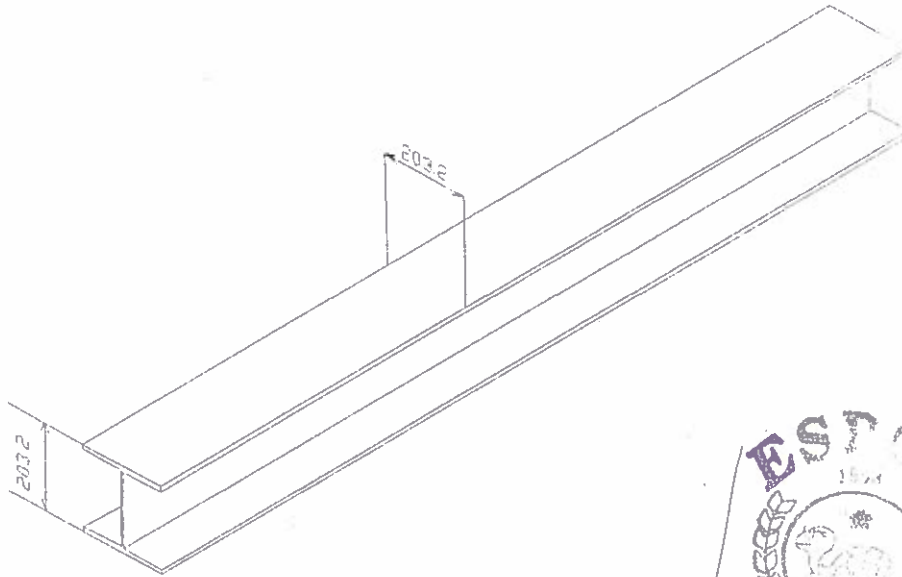


Figura 3.6

Guía del carro.

El perfil que se toma como guía según el manual del AISC (American Institute of Steel Construction) es un W8x31, ya que sus dimensiones son las apropiadas.

A continuación se procederá a hacer un análisis para ver si resiste correctamente.



Como se mencionó anteriormente las cañas a ser procesadas son de 3.25m aproximadamente, por lo que la guía será de 4m.

El peso que soportará la guía es el del carro y el propio.

Se estima que el peso del carro no es mayor a las 500 libras (2223N), y el peso del perfil 407 libras (1809N).

### **Flexión en vigas.**

Se debe cumplir con la siguiente relación

$$f_b = MC/I = M/S \leq F_b$$

Donde:

$f_b$  es el esfuerzo de flexión del perfil

$M$  es el momento flector

$S$  es el módulo de sección

$F_b$  máximo esfuerzo permitido

El momento flector está dado por la siguiente fórmula.

$$M = PL/4 + wL^2/8$$

Donde

$P$  es la carga puntual en este caso sería el peso del carro

$L$  longitud entre apoyos

$w$  es la carga distribuida, en este caso el peso propio del perfil

Entonces reemplazando

$$M = (2223N)(4m) + (452N/m)(4m)^2/8$$

$$M = 9796Nm$$

Para determinar el valor del esfuerzo máximo esfuerzo permitido se debe determinar si la viga es compacta, parcialmente compacta o no compacta, para lo cual debe cumplir con ciertas especificaciones para el alma y las alas.

Especificaciones para el ala.

$$b_f / 2t_f \leq 65 / \sqrt{F_y}$$

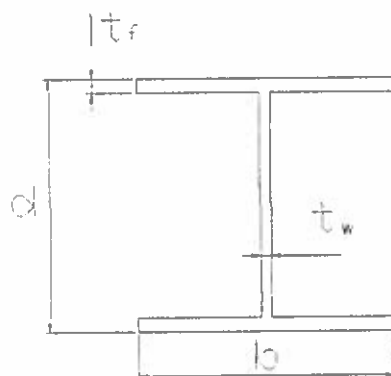


Figura 3.7

Dimensiones del perfil

Del manual del AISC se obtiene

$$b_f = 8" = 0.2032m, \quad t_f = 7/16" = 11.1125mm, \quad F_y = 36kpsi = 248Mpa$$

$$\text{para un acero A36, } d = 8" = 0.2032m, \quad t_w = 5/16" = 7.9365mm,$$

$$S = 27.5 \text{ pg}^3 = 450.64 \text{ cm}^3$$

$$b_f / 2t_f = 8 / 2(7/16) = 9.1428$$

$$65 / \sqrt{F_y} = 65 / \sqrt{36} = 10.83$$

Si cumple

Especificaciones para el alma

$$d/t_w \leq 640/\sqrt{F_y}$$

$$d/t_w = 8/(5/16) = 25.6$$

$$640/\sqrt{F_y} = 640/\sqrt{36} = 106.67$$

Si cumple

En vista de que el perfil cumple con ambas especificaciones se dice que la viga es compacta y por lo tanto

$$F_b = 0.66F_y$$

$$F_b = 0.66(36\text{kpsi}) = 23.76\text{kpsi} = 163.68\text{Mpa}$$

Entonces

$$f_b = M/S = 9796\text{Nm} / 451 \times 10^{-6} \text{m}^3 = 21.72\text{Mpa} \leq 163.68\text{Mpa}$$

Lo que da un factor de seguridad de

$$n = 163.68/21.71 = 7.54$$

**Esfuerzo cortante en vigas.**

Se debe cumplir con la siguiente relación

$$f_v = F_v$$

siendo  $f_v = V/dt_w$  el esfuerzo cortante actual y  $F_v = 0.4F_y$  el esfuerzo admisible.

$$f_v = 1154\text{N} / (0.2032\text{m})(0.0079375\text{m}) = 0.716\text{Mpa}$$

$$F_v = 0.4(248\text{Mpa}) = 99.2\text{Mpa}$$

Si cumple





### 3.3 Diseño del carro porta cañas.

#### 3.3.1 Diseño de la estructura del carro.

El carro, figura 3.8, consta básicamente de dos placas unidas mediante barras y ejes sobre los cuales se hallan ruedas para que el mismo pueda deslizarse por la guía.

En la parte inferior se encuentran dos barras por donde pasan los cables que se encargan de halar el carro ya sea para cortar las cañas o para retornarlo a su posición inicial.

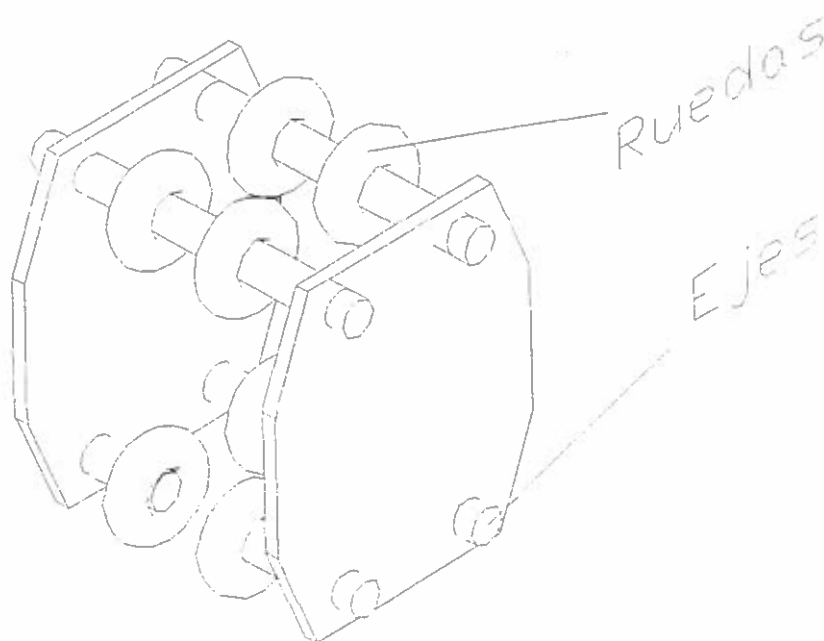


Figura 3.8

Estructura del carro.

### Diseño de placas laterales.

Las placas laterales serán de la misma dimensión que las que sujetan a las cañas, esto es 15mm.

Los ejes de las ruedas tendrán un diámetro que se diseñará a continuación y tendrán un diámetro exterior de 3 $\phi$ g (76.2mm).

Como se mencionó anteriormente existen dos barras inferiores y una de ellas soportará la tensión de los cables. Por seguridad las poleas serán de doble ranura por lo que cada cable soportará aproximadamente 20000N.

A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre para esta barra.

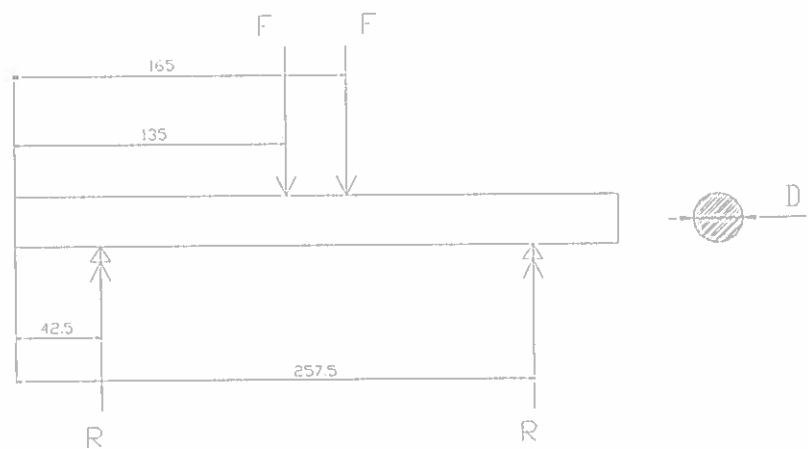


Figura 3.9

Diagrama de cuerpo libre de barra inferior.

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre la reacción en cada apoyo es de

$$R = 20000N$$

Luego se procede a hallar el máximo momento flector

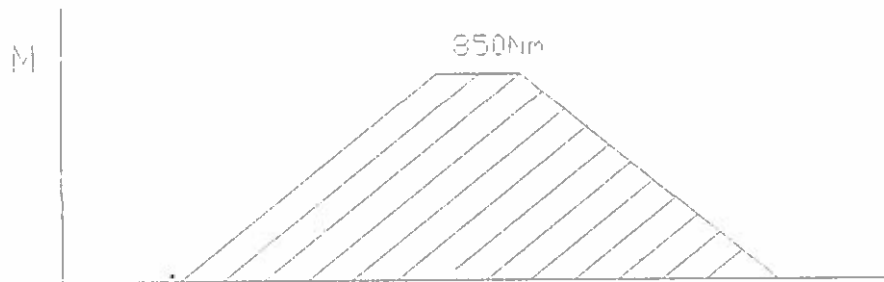


Figura 3.10

Diagrama de momento para barra inferior.

Con los datos obtenidos se procede luego a encontrar el diámetro de dichas barras.

Para este caso se empleará un factor de seguridad  $n = 2$

Con base en la teoría del esfuerzo cortante máximo, entonces el valor admisible de  $\tau_{\max}$  es

$$\tau_{adm} = S_{sy} / n = S_y / 2n$$

Con base en la teoría de la energía de distorsión en la falla, el esfuerzo de von Mises permisible es

$$\sigma'_{adm} = S_y / n$$

Combinando las dos fórmulas anteriores se tiene la siguiente expresión para encontrar el diámetro debido a flexión pura

$$d = [32nM / \pi S_y]^{1/3}$$

$$d = [32(2)(850) / \pi 300 \times 10^6]^{1/3}$$

$$d = 0.0386m$$

Esto es un eje de 4cm de diámetro.

#### **Factor de seguridad por fatiga.**

Se procederá ahora a determinar el factor de seguridad por fatiga.

Se tiene

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e' S_e'$$

Donde  $S_e$  = límite de resistencia a la fatiga del elemento

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga por viga rotatoria

$k_a$  = factor de superficie

$k_b$  = factor de tamaño

$k_c$  = factor de carga

$k_d$  = factor de temperatura

$k_e$  = factor de efectos diversos

El límite de fatiga por viga rotatoria es

$$S'_e = 0.504S_{ut} = 0.504(370)$$

$$S'_e = 186.48 \text{MPa}$$

Factor de superficie  $k_a$

La fórmula para encontrar este factor es

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Los valores de a y b se encuentran en la tabla 3.5, por lo tanto para este caso

$$k_a = 4.51(370)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.94$$

Factor de tamaño  $k_b$

Como se determinó arriba el diámetro del eje es de 40mm, por lo tanto la fórmula para encontrar este factor está dada por

$$k_b = (d/7.62)^{-0.1133}, \text{ donde } d \text{ está en mm.}$$

$$k_b = 0.83$$

Factor de carga  $k_c$ .

Para este caso el factor de carga es



$k_c = 1$  por flexión.

Factor de temperatura  $k_d$ ,

En vista de que la máquina va a trabajar a temperatura ambiente, este factor es

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos  $k_e$ .

Este factor está dado por

$$k_e = 1/k_f$$

donde  $k_f$  es el factor de reducción de la resistencia a la fatiga y que para nuestro caso es 1.5, según la tabla 3.6.

Tabla 3.6

Factores de reducción de la resistencia a la fatiga

TIPO DE JUNTA	$k_f$
A tope con refuerzo	1.2
De filete transversal	1.5
De filetes paralelos	2.7
A tope en T <sub>1</sub> con esquinas agudas	2

Entonces,

$$k_e = 1/1.5$$

$$k_e = 0.667$$

Así, tenemos un límite de resistencia a la fatiga corregido de

$$S_e = (0.94)(0.83)(1)(1)(0.67)(186.48)$$

$$S_e = 97.48M$$

Debido a flexión pura el esfuerzo normal es

$$\sigma_a = 32M_a / \pi d^3$$

$$\sigma_a = 32(850) / \pi(0.04)^3$$

$$\sigma_a = 135.28MPa$$

Por lo tanto los esfuerzos

$$\tau_a = \tau_b = 135.28 / 2 = 67.64Mpa$$

El factor de seguridad por fatiga por Goodman será

$$n = S_{se} S_{su} / (\tau_a S_{su} + \tau_m S_{se})$$

donde

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 0.67(370) = 247.9Mpa$$

Entonces,

$$n = (186.48)(247.9) / ((67.64)(247.9) + (67.64)(186.48))$$

$$n = 1.57$$

### **Diseño de cojinetes en eje de ruedas.**

Los ejes de las ruedas se seleccionarán también de 40mm, pero se hará un análisis para determinar si los cojinetes son los adecuados o no.

El material para estos cojinetes es bronce al fósforo, que contiene hasta 11% de estaño y pequeñas cantidades de fósforo es especialmente resistente a la corrosión. Tiene gran resistencia a la tensión y muy buena capacidad de absorción de energía, también es resistente al desgaste. Estas propiedades lo hacen el material más útil para la fabricación de los cojinetes.

La fuerza que soportarán los cojinetes es baja.

Para el bronce el  $S_y = 290\text{Mpa}$

$$n = 2$$

$$e = 40\text{mm}$$

$$d = 40\text{mm}$$

$$F = 5000\text{N}$$

$$\sigma = F / A$$

$$\sigma = S_y / n = 290 / 2 = 145\text{Mpa}$$

$$A = 2te = 2t(40 \times 10^{-3}) = 80 \times 10^{-3} t$$

$$145 \times 10^6 = 5000 / 80 \times 10^{-3} t$$

$$t = 5000 / (80 \times 10^{-3})(145 \times 10^6)$$

$$t = 4.31 \times 10^{-4} \text{m}$$

$t$  será igual a 3mm para mayor seguridad.

### 3.3.2 Diseño de placa porta caña.

Los sujetadores de las cañas son en si placas que irán soldadas al carro.

#### Diseño de las placas

Cada placa, de acuerdo a los resultados de laboratorio soportará no más de 20000N. La carga estará aplicada en el centro de la placa tal como lo indica la figura 3.11.

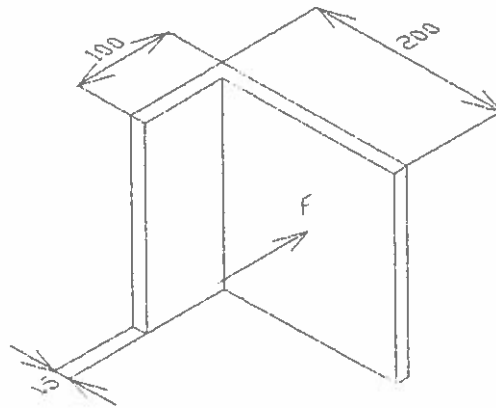


Figura 3.11

#### Placa porta caña

Se empleará un factor de seguridad de  $n = 1.2$  debido a carga estática.

La placa soportará principalmente un momento flector

$$M = Fl/2 = 20000N(0.2m)/2 = 2000Nm$$

El material a usarse será acero AISI 1010. Del apéndice C se obtiene las propiedades del mismo.

$$S_{ut} = 370Mpa$$

$$S_y = 300Mpa$$

Por o tanto el esfuerzo máximo permisible será

$$\sigma_{perm} = S_y / n = 300/1.2 = 250Mpa$$

Este esfuerzo está dado por la fórmula

$$\sigma_{perm} = Mc/I$$

$$\text{siendo } c = e/2 \quad \text{e} \quad I = be^3/12$$

Se deberá encontrar el espesor de la placa, por lo tanto

$$250 = 2000(e/2)/((0.2)e^3/12)$$

Lo que da como resultado un espesor de

$$e = 0.015m = 15mm$$

### **Cálculo de la soldadura.**

La placa porta caña irá soldada a la placa del carro en sus cuatro bordes tal como lo indica la figura 3.12.



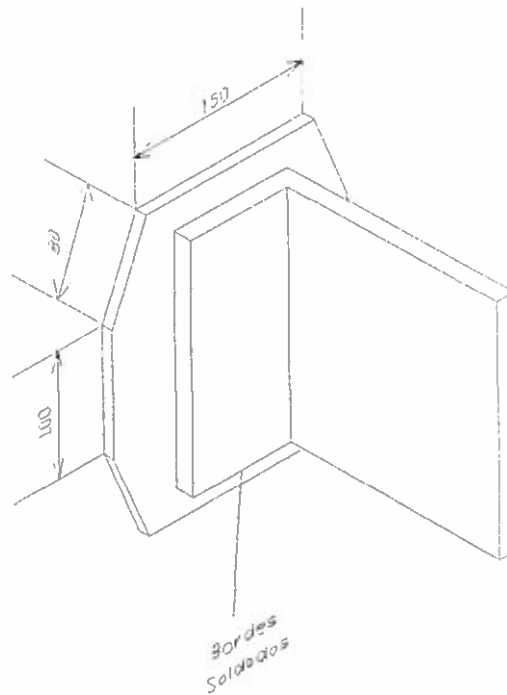


Figura 3.12

Placa porta caña soldada a placa de carro.

Como se determinó anteriormente se producirá una fuerza cortante y un momento flector de

$$V = 20000N$$

$$M = 2000Nm$$

Como se mencionó anteriormente se diseñará con acero AISI 1010 cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 370Mpa$$

$$S_y = 300Mpa$$

Se producen dos esfuerzos cortantes perpendiculares entre si, el primero,  $\tau_1$ , ocasionado por la fuerza cortante y el segundo,  $\tau_2$ , por el momento.

El área y el segundo momento de área de la soldadura, de acuerdo al apéndice D, es

$$A = 1.414h(b + d) \qquad I = 0.707hd^2(3b + d)/6$$

donde la garganta será igual al espesor de la placa, esto es 15mm, entonces

$$A = 1.414(15(50 + 200))$$

$$A = 5302.5\text{mm}^2 \text{ y}$$

$$I = 0.707(15)(200)^2(3(50) + 200)/6$$

$$I = 24.75 \times 10^6 \text{mm}^4$$

Los esfuerzos son:

$$\tau_1 = V/A$$

$$\tau_1 = 20000\text{N}/5302.5 \times 10^{-6} \text{m}^2$$

$$\tau_1 = 3.77\text{Mpa} \text{ y}$$

$$\tau_2 = Mc/I$$

$$\tau_2 = 2000\text{Nm}(0.1\text{m})/24.75 \times 10^6 \text{m}^4$$

$$\tau_2 = 8.10\text{Mpa}$$

### **Factores de seguridad para carga estática.**

Unión soldada.

La resultante de los esfuerzos cortantes es

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{1/2}$$

$$\tau = ((3.77)^2 + (8.10)^2)^{1/2}$$

$$\tau = 8.93 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad que previene contra la fluencia estática es

$$n = S_y / \tau$$

$$n = 0.577(300) / 8.93$$

$$n = 19$$

Metal base o primario.

El área sujeta a cortante vale

$$A = bd = 50 \times 200$$

$$A = 10000 \text{ mm}^2$$

Así que el esfuerzo de corte en el metal base es

$$\tau = V / A = 20000 \text{ N} / 0.01 \text{ m}^2$$

$$\tau = 2 \text{ Mpa}$$

Luego se halla el esfuerzo debido al momento

$$\sigma = Mc / I = 12(2000 \text{ Nm}(0.1 \text{ m})) / (0.05 \text{ m})(0.2 \text{ m})^3$$

$$\sigma = 6 \text{ Mpa}$$

Usando la ecuación de Von Mises resulta

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2} = (6^2 + 3(2)^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 6.93 \text{ Mpa}$$

De modo que el factor de seguridad contra falla estática en el metal base en la junta es

$$n = S_y / \sigma' = 300 / 6.93$$

$$n = 43$$

### Factor de seguridad para falla por fatiga.

Metal soldante.

De la sección anterior tenemos,

$$S_e' = 186.48 \text{ Mpa} \quad \text{Límite de resistencia a la fatiga.}$$

Debemos determinar el límite de resistencia a la fatiga corregido totalmente para el metal de soldadura en cortante mediante la fórmula

$$S_{se} = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Para encontrar este límite debemos hallar los valores de las "k"

Utilizando las tablas y fórmulas de la sección 3.1.4 resulta

$$k_a = 0.94 \quad \text{Factor de superficie}$$

$$k_b = 0.67 \quad \text{Factor de tamaño.}$$

$$k_c = 1 \quad \text{Factor de carga}$$

$$k_d = 1 \quad \text{Factor de temperatura.}$$

$$k_e = 0.37 \quad \text{Factor de efectos diversos.}$$

Entonces el límite de resistencia a la fatiga, corregido totalmente, para el metal de soldadura en cortante es

$$S_{su} = (0.94)(0.67)(1)(1)(0.37)(186.48)$$

$$S_{su} = 43.45 \text{ Mpa}$$

Ahora se aplica la teoría de falla de Goodman.

Determinamos los esfuerzos alternante y medio.

$$\tau_a = 8.93/2 = 4.47 \text{ Mpa} \quad \tau_m = 4.47 \text{ Mpa}$$

$$S_{su} = 0.67S_{ur} = 0.67(370) = 247.9 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad del metal soldante debido a fatiga está dado por

$$n = S_{su}S_{su} / (\tau_a S_{su} + \tau_m S_{su})$$

$$n = 43.45 \times 247.9 / (4.47 \times 247.9 + 4.47 \times 43.45)$$

$$n = 8.27$$

### 3.3.3 Diseño de transmisión de movimiento.

#### 3.3.3.1 Selección del cable.

Cables metálicos.

Los cables metálicos se fabrican según dos tipos de torcido o torzal, siendo los números de alambres usados comúnmente 4, 7, 12, 19 y 37.



El torzal regular, que es el de uso común, tiene los alambres torcidos en un sentido para formar los torones (o cordones), y éstos se tuercen en sentido contrario para formar el cable. Los cables de torzal regular no se retuercen (forman cocas) o destuercen, y son fáciles de manejar.

Los cables con torzal Lang tienen los alambres de cada torón y los torones que forman el cable, torcidos en el mismo sentido y, por tanto, los alambres se ven exteriormente en dirección diagonal según el eje del cable. Este tipo de cables es más resistente al desgaste por abrasión y a la falla por fatiga que los de torzal regular, pero tienen más tendencia a formar cocas y a destorcerse.

El cable que se escoge es el extraflexible 6x37 y alma de fibra por tratarse de un cable resistente y puede trabajar sobre garruchas pequeñas.

Para una mayor seguridad se emplearán poleas de doble ranura por lo tanto el cable soportará una tensión de aproximadamente 20000 N (2041 Kg).

El cable a usarse está hecho de acero de arado y el material es un acero al carbono estirado duro AISI 1070, o bien 1080.

Cuando un cable cargado se flexiona o dobla sobre una polea, tal elemento se estira como un resorte, roza contra la garganta de aquella y origina así el desgaste del propio cable y de su polea. La magnitud de tal efecto depende de la presión del cable sobre la ranura de la roldana. Esta presión se denomina presión de apoyo  $p$ ; una estimación adecuada de su magnitud es

$$p = 2F / dD$$

donde  $F$  = tensión en el cable

$d$  = diámetro del cable

$D$  = diámetro de la polea

Para determinar el diámetro del alambre y por consiguiente del cable y de la polea se tiene que hallar la resistencia última del alambre mediante la fórmula.

$$S_u = A / d_w^m$$

donde  $A$  y  $m$  son constantes y  $d_w$  es el diámetro del alambre en pulgadas.

Del apéndice E podemos determinar que dicho material se encuentra entre el alambre para resortes estirado duro y el alambre para cuerda musical.

De la tabla 3.7 obtenemos los valores para A y m

Tabla 3.7

Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes.

MATERIAL	ASTM Núm	EXP. m	INTERCEPCION	
			A, kpsi	A, Mpa
Alam. para cuerda musical	A228	0.163	186	2060
Alam. revenido en aceite	A229	0.193	146	1610
Alambre estirado duro	A227	0.201	137	1510
Al cromo-vanadio	A232	0.155	173	1790
Al cromo-silicio	A401	0.091	218	1960

Entonces,

$$S_u = 186 / d_w^{0.163}$$

Para garantizar que el cable tendrá duración prolongada de la aplicamos la relación

$$p / S_u = 0.002$$

De la tabla 3.8 podemos obtener la máxima presión de apoyo de cables sobre poleas.

Tabla 3.8

Presión de apoyo máxima de cables sobre poleas (en psi)

Cable	MATERIAL				
	Madera	Hierro Fundido	Acero Fundido	Hierros Fundidos en frío	Aceros al Manganeso
Torzal regular					
6 x 7	150	300	550	650	1470
6 x 19	250	480	900	1100	2400
6 x 37	300	585	1075	1325	3000
8 x 19	350	680	1260	1550	3500
Torzal Lang					
6 x 7	165	350	600	715	1650
6 x 19	275	550	1000	1210	2750
6 x 37	330	660	1180	1450	3300

Para este caso escogemos a manera de prueba una polea de hierro fundido, con una  $p = 660 \text{ psi} = 4.55 \text{ Mpa}$ .

Aplicando la relación anterior se puede encontrar la resistencia última del alambre

$$660 / S_u = 0.002$$

$$S_u = 330 \text{ kpsi}$$

Con este valor nos vamos a la ecuación de la resistencia última para determinar el diámetro del alambre.

$$330 = 186 / d_w^{0.163}$$

$$d_w = 0.0296 \text{ pg} = 0.75 \text{ mm}.$$

De la tabla 3.9 se tiene para un cable 6x37 que  $d = 22d_w$

y  $D = 18d$

Tabla 3.9

Datos de cables metálicos de acero.

Cable	Peso por pie, lb	Diám. mín. de polea, pg	Material	Tamaño de alambres exteriores
6 x 7 de arrastre	$1.50d^2$	42d	Ac. Monitor Ac. de arado Ac. de arado dúctil	d/9 d/9 d/9
6 x 19, de izaje normal	$1.60d^2$	26d-34d	Ac. monitor Ac. de arado Ac. de arado dúctil	d/13-d/16 d/13-d/16 d/13-d/16
6 x 37, flexible especial	$1.55d^2$	18d	Ac. monitor Ac. de arado	d/22 d/22
8 x 19, flexible extra	$1.45d^2$	21d-26d	Ac. monitor Ac. de arado	d/15-d/19 d/15-d/19
7 x 7, para avión	$1.70d^2$		Ac. resistente a la corrosión Ac. al carbono	
7 x 9, para avión	$1.75d^2$		Ac. resistente a la corrosión Ac. al carbono	
De 19 alambres, para avión	$2.15d^2$		Ac. resistente a la corrosión Ac. al carbono	

Por lo tanto el diámetro del cable será

$$d = 22(0.0296)pg$$

$$d = 0.6528pg = 16.58mm.$$



Este valor corresponde a un cable de 5/8".

### 3.3.3.2 Selección de las poleas.

De la sección anterior tenemos la relación.

$$D = 18d$$

Siendo  $D$  = diámetro de la polea

$d$  = diámetro del cable

Entonces

$$D = 18(0.6528)pg$$

$$D = 11.75pg = 29.85cm.$$

#### Material de la polea.

Como se dijo anteriormente el material de la polea de acuerdo a la tabla 3.8 es de hierro fundido.

De la fórmula

$$p = 2F / dD$$

Debemos verificar que se cumpla dicha presión de apoyo.

Siendo,  $F = 40000N$ ,  $d = 0.0166m$  y  $D = 0.299m$ .

$$p = 2(40000N) / (0.0166m)(0.299m)$$

$$p = 16.12Mpa = 2339.3psi.$$

que es un valor muy por encima al estimado, para disminuirlo se emplearán poleas de doble ranura, por lo tanto la tensión en el cable se reduce a la mitad y de la misma manera la presión de apoyo.

$$p = 8.06\text{Mpa} = 1170\text{psi}$$

De acuerdo a la tabla 3.8 el material de la polea que debe usarse es acero fundido para cable Torzal Lang 6x37 y que tiene una presión máxima permisible de 1180 psi

#### **Factores de seguridad.**

##### **Carga estática.**

Como se analizó anteriormente el cable soportará una tensión de 20000N (2041Kg). De acuerdo a tablas para cables el que se escogió soporta una carga máxima de 12400 kg (121520N).

Por lo tanto el factor de seguridad es de.

$$n = F_u / F_t$$

Donde  $F_u$  es la carga última del alambre y  $F_t$  es la mayor tensión de trabajo, entonces

$$n = 12400 / 2041$$

$$n = 6.075$$

### 3.4 Diseño del sistema de corte.

El sistema de corte estará constituido básicamente por una pequeña estructura en la que estarán montadas los porta cuchillas y en éstos las cuchillas.

#### 3.4.1 Diseño de estructura de sistema de corte.

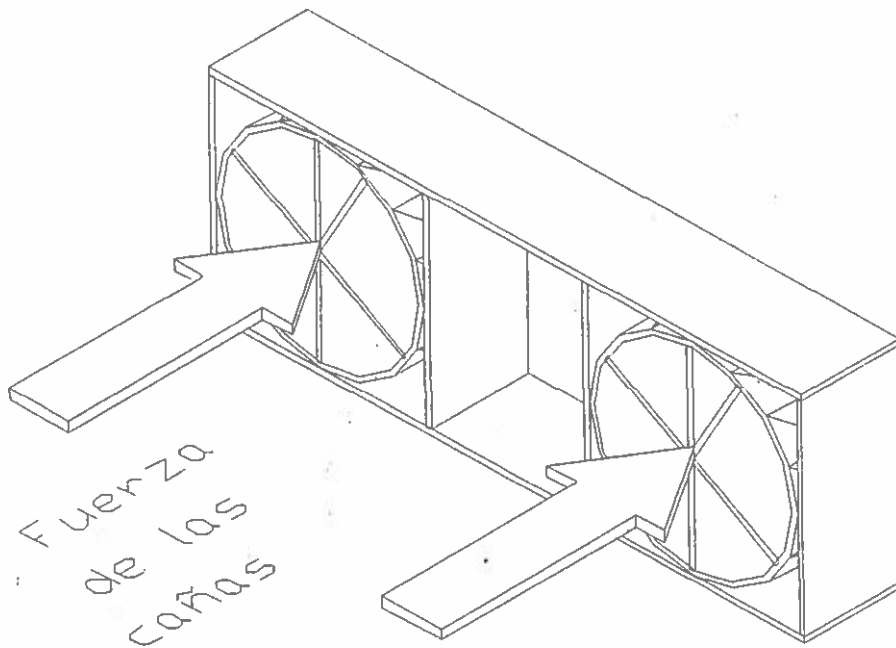


Figura 3.13

Estructura del sistema de corte.

Como se aprecia en la figura 3.13 los porta cuchillas irán soldados a una pequeña estructura, la misma que irá soldada a

su vez al perfil por la parte del medio tanto arriba como abajo, de tal manera que las cañas son procesadas por las cuchillas que se encuentran a los lados.

La fuerza ejercida por las dos cañas es de máximo 40000N, por lo que 20000N son soportados en la parte superior y los 20000N restantes por la parte inferior.

La fuerza de las cañas producirán en la unión soldada un cortante  $V$  y un momento flector  $M$  en el centroide (punto G).

En la figura 3.14 se muestra la disposición de la parte superior

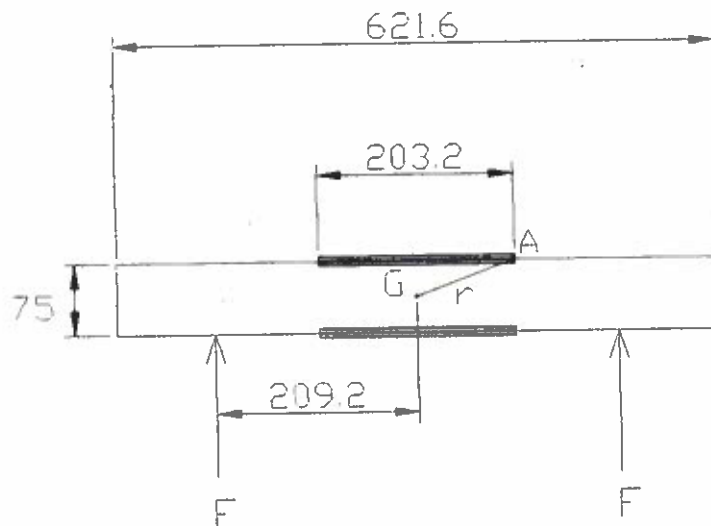


Figura 3.14

Unión soldada de sistema de corte.

La fuerza produce cortante primario en las juntas, este esfuerzo tiene la misma dirección pero sentido contrario a  $F$  y su magnitud es

$$\tau' = V / A$$

Donde  $A$  es el área de la garganta (apéndice D), entonces

$$\tau' = 20000N / 1.414(5 \times 10^{-3}m)(203.2 \times 10^{-3}m)$$

$$\tau' = 13.92Mpa$$

El momento en el soporte produce cortante secundario o torsión en las juntas soldadas, y este momento se determina por la ecuación

$$\tau'' = Mr / J$$

siendo  $r$  la distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada, en tanto que  $J$  es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de éste. Este esfuerzo es perpendicular a  $r$ .

El momento es

$$M = Fl = 20000N(209.2 \times 10^{-3}m) = 4184Nm$$

el valor de  $r$  es

$$r = (\sqrt{(203.2)^2 + (75)^2}) / 2 = 108.30mm$$

de acuerdo al apéndice D en la parte de propiedades a la torsión

$$J = 0.707hd(3b^2 + d^2) / 6$$

$$J = 0.707(0.005)(0.2032)(3(0.075)^2 + (0.2032)^2) / 6$$



$$J = 6.96 \times 10^{-6} m^4$$

Entonces, el cortante secundario es

$$\tau'' = 4184 Nm(0.1083m) / 6.96 \times 10^{-6} m^4$$

$$\tau'' = 65.10 Mpa$$

Aplicando suma de vectores el cortante resultante será

$$\tau = 78.31 Mpa$$

Con este valor se puede determinar el factor de seguridad

$$n = S_{xy} / \tau = 0.577(300) / 78.31$$

$$n = 2.21$$

### 3.4.2 Diseño de porta cuchillas.

La máquina tendrá dos porta cuchillas, figura 3.15, uno a cada lado de la guía para el procesamiento de dos cañas a la vez.

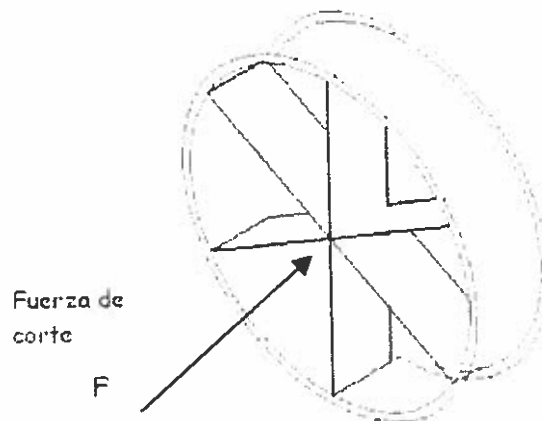


Figura 3.15

Porta cuchilla.

Los porta cuchillas tendrán forma de anillo y estarán debidamente soldados a la estructura del sistema de corte, la misma que estará soldada a su vez a la guía del carro.

Cada porta cuchilla deberá soportar una fuerza de corte de 20000 N (2041 kg) de acuerdo a las pruebas realizadas, estará compuesto de 5 cuchillas: una diametral y cuatro radiales, las mismas que estarán soldadas en el centro.

La caña debe ser cortada en seis partes, por lo tanto la fuerza que soportará la cuchilla en su parte soldada es de:

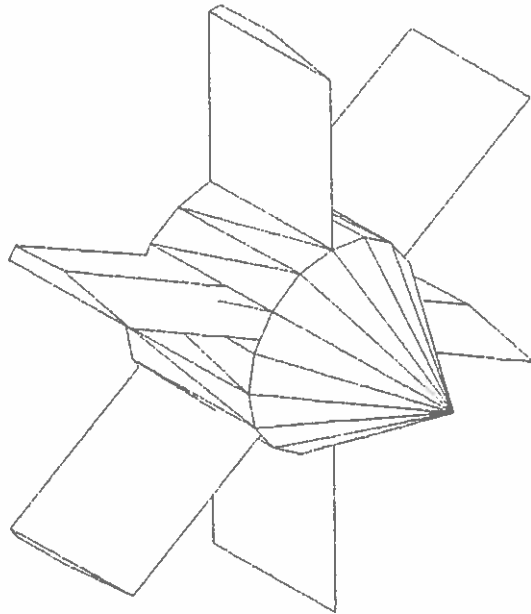
$$F = 20000 / 6$$

$$F = 3333.33N$$

Los porta cuchillas están formados por aros de 203.2mm de diámetro exterior y de un espesor de 5mm.

### **3.4.3 Diseño de elemento saca nudo.**

El saca nudo es en sí un elemento que irá ubicado en el centro y soldado a las cuchillas. La función de este elemento es el de "volar" el nudo de la caña que está siendo procesada en ese instante. La figura 3.16 muestra dicho elemento.



**Figura 3.16**

**Elemento saca nudo.**

Este elemento estará compuesto de un cono macizo de 70mm de diámetro y de 50mm de altura, el mismo que va soldado a un cilindro hueco de 70mm de diámetro exterior y 50mm de interior y 50mm de altura.

Esta altura del cono es muy importante ya que se encarga primero de volar el nudo para inmediatamente las cuchillas proceder a la labor de cortar las cañas.

El cilindro hueco estará provisto de seis ranuras por donde pasarán las cuchillas, las cuales irán soldadas al mismo.

### 3.4.4 Diseño de cuchillas.

El máximo diámetro de las cañas a cortar es de 15 cm, por lo tanto las cuchillas deben diseñarse para que corten cañas de hasta esas dimensiones.

La fuerza promedio que ejerce la cuchilla para realizar un corte diametral, de acuerdo a las pruebas de laboratorio, es de 6550N (668.3 Kg), por lo tanto el primer paso es encontrar las reacciones para proceder al diseño.

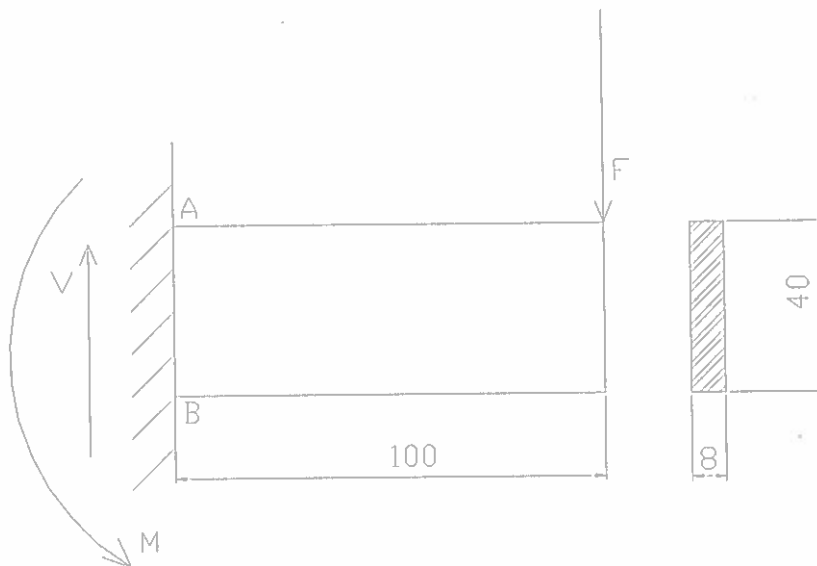


Figura 3.17

Diagrama cuerpo libre de cuchilla.

De acuerdo a la figura 3.17, cada extremo de la cuchilla resistirá una fuerza de

$$V = 6550/2$$

$$V = 3275N$$

Además tenemos también un momento de

$$M = Fxd$$

$$M = 3275N \times 0.1m$$

$$M = 327.5Nm$$

El material de la cuchilla es acero K100, que es un acero al carbón vegetal, sin aleación, de la más alta calidad, que en estado templado tiene una superficie de dureza vítrea y un núcleo tenaz, tiene una resistencia a la fluencia de  $S_y = 460Mpa$ . Este acero es sumamente útil para una gran variedad de aplicaciones. Fácil de trabajar mecánicamente. Amplio límite de temple. Temple al agua 760-800°C.

Para este caso aplicamos la teoría del esfuerzo cortante máximo.

$$S_{sv} = 0.5S_y = 0.5(460Mpa)$$

$$S_{sv} = 230Mpa$$

Se aplicará un factor de seguridad  $n = 2$  para determinar el esfuerzo de trabajo.



$$\tau = 230 \text{ Mpa} / 2$$

$$\tau = 115 \text{ Mpa}$$

Con este valor determinamos el área transversal de la cuchilla.

$$\tau = V / A$$

$$115 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 3275 \text{ N/A}$$

De donde

$$A = 28.48 \text{ mm}^2$$

La cuchilla empleada en las pruebas tenía una sección de aproximadamente 40x8 mm, lo que da 320 mm<sup>2</sup>, siendo apropiada para el trabajo requerido.

#### **Cálculo de la soldadura.**

El tipo de soldadura a emplear será el electrodo E6011, cuyas propiedades son:

$$S_u = 427 \text{ Mpa} \quad \text{y} \quad S_y = 345 \text{ Mpa}$$

#### **Esfuerzos en la soldadura**

De acuerdo al apéndice D el área de la junta soldada es

$$A = 1.414hd$$

$$A = 1.414(8 \text{ mm})(40 \text{ mm})$$

$$A = 452.48 \text{ mm}^2$$

Con este valor del área encontramos luego el esfuerzo cortante

$$\tau = V / A$$

$$\tau = 3275 \text{ N} / 452.48 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\tau = 7.24 \text{ Mpa}$$

además tenemos un momento flector

$$\sigma = Mc / I$$

$$\text{siendo } I = 0.707 h I_u \quad \text{e} \quad I_u = d^3 / 6$$

$$\text{entonces } I = 0.707(8 \text{ mm})(40 \text{ mm})^3 / 6$$

$$I = 60331 \text{ mm}^4$$

por lo tanto el esfuerzo de tensión en A y compresión en B es

$$\sigma = 327.5 \text{ Nm}(20 \times 10^{-3} \text{ m}) / (60331 \times 10^{-12} \text{ m}^4)$$

$$\sigma = 108.57 \text{ Mpa}$$

### **Factores de seguridad para carga estática.**

Unión soldada.

En el extremo A se produce un esfuerzo cortante debido a F y además un esfuerzo cortante en la soldadura debido a M.

En vista de que ambos esfuerzos son perpendiculares entre si debemos hallar la resultante. Por lo tanto

$$\tau = ((7.24)^2 + (108.57)^2)^{1/2}$$

$$\tau = 108.81 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad que previene contra la fluencia estática en la unión soldada es

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

$$\text{siendo } S_{sv} = 0.577S_y$$

entonces

$$n = 0.577(300) / 108.81$$

$$n = 1.59$$

**Metal base**

Determinamos el área transversal del metal base

$$A = bxd$$

$$A = (8mm)(40mm)$$

$$A = 320mm^2$$

Con este valor del área procedemos a determinar el esfuerzo cortante en el metal base

$$\tau = F / A$$

$$\tau = 3275N / 320 \times 10^{-6} m^2$$

$$\tau = 10.23Mpa$$

También debemos hallar el esfuerzo debido al momento

$$\sigma = Mc / I$$

$$\sigma = (327.5Nm)(20 \times 10^{-3} m) / (1/12)(8 \times 10^{-3} m)(40 \times 10^{-3} m)^3$$

$$\sigma = 153.52Mpa$$

Luego se aplica la fórmula para determinar los esfuerzos de Von Mises

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)$$

$$\sigma' = ((153.52)^2 + 3(10.23)^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 154.54 \text{ Mpa}$$

de modo que el factor de seguridad contra falla estática en el metal base en la junta, es

$$n = S_y / \sigma'$$

$$n = 300 / 154.54$$

$$n = 1.94$$

### Factores de seguridad para fallas por fatiga

Metal soldante.

El límite de resistencia a la fatiga está dado por

$$S'_e = 0.504 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.504(370 \text{ Mpa})$$

$$S'_e = 186.48 \text{ Mpa}$$

Debemos determinar el límite de resistencia a la fatiga corregido totalmente para el metal de soldadura en cortante mediante la fórmula

$$S_{se} = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

Para encontrar este límite debemos hallar los valores de las "k"

De las tablas y fórmulas de la sección 3.1.4.

Factor de superficie

$$k_s = 0.94$$

Factor de tamaño  $k_b$

Por tratarse de una sección rectangular  $h \times b$  debemos encontrar el diámetro efectivo

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2}$$

$$d_e = 0.808(8\text{mm} \times 40\text{mm})^{1/2}$$

$$d_e = 14.45\text{mm}$$

Entonces este factor está dado por

$$k_b = (d/7.62)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = (14.45/7.62)^{-0.1133}$$

$$k_b = 0.930$$

Factor de carga  $k_c$ .

Para este caso el factor de carga es

$$k_c = 1 \text{ por flexión.}$$



Factor de temperatura  $k_d$ ,

En vista de que la máquina va a trabajar a temperatura ambiente, este factor es

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos  $k_e$ .

Este factor está dado por

$$k_e = 1/k_f$$

$$k_e = 0.667$$

Así, tenemos un límite de resistencia a la fatiga corregido igual

a

$$S_{se} = (0.94)(0.93)(1)(1)(0.667)(186.84)$$

$$S_{se} = 108.94 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos de corte alternante y medio en la junta son

$$\tau_a = 108.81/2 = 54.41 \text{ Mpa} \quad \tau_m = 54.41 \text{ Mpa}$$

Aquí se usará la teoría de falla de Goodman para encontrar el factor de seguridad

$$n = S_{se} S_{su} / (\tau_a S_{su} + \tau_m S_{se})$$

donde

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 0.67(370) = 247.9 \text{ Mpa}$$

$$n = (108.94)(247.9) / ((54.41)(247.9) + (54.41)(108.94))$$

$$n = 1.4$$

## CAPITULO 4

### DETERMINACION DE COSTOS DE CONSTRUCCION.

#### Costo de materiales.

Descripción	Costo (dólares)
Motor reductor 7.5 HP	2,400
2 Piñones (D140B13 Y D140B26)	240
Cadena doble N° 140 (3 mts.)	430
4 Rodamientos (3 NTN6317 Y 1 NTN6210)	270
2 Canales 200x50x5	60
2 Angulos 75x75x6	50
2 Poleas doble ranura de 12"	350
10 kilos de soldadura 6011	25
Cable de acero de 5/8" (20 mts.)	60
Plancha de hierro negro (15mm)	140
Plancha de hierro negro(6 mm)	80

Costo de mano de obra.

Mano de obra	500
--------------	-----

Costo de montaje.

Montaje	100
---------	-----

Subtotal	4705
Costo por beneficio (25%)	1176
Total	5881

### Recuperación de inversión.

Esta máquina retaciadora contará con el trabajo de dos operarios y el único consumo que tendrá es el de la energía eléctrica.

El sueldo de un operador para esta máquina es de más o menos \$80.00 mensuales.

Actualmente el kilowatio-hora está a razón de \$0.04; la máquina trabajará unas 8 horas diarias de Lunes a Sábado, esto es 192 horas al mes.

$$7.5hp = 5.6kw$$

El costo por energía eléctrica será por lo tanto

$$(\$0.04 / kwh)(192h)(5.6kw) = \$43$$

El costo de operación de la máquina al mes es \$203 aproximadamente.

De acuerdo a los cálculos esta máquina procesará dos cañas a la vez por 30 segundos. Los operarios se encargarán de colocar nuevas cañas y de apartar las latillas recién hechas. Se estima que este ciclo durará no más de dos minutos, lo que significa que se trabajarán 480 cañas al día.

Manualmente una persona tarda unos 8 minutos en convertir en latillas una caña, es decir a lo mucho 60 al día; esto puede interpretarse que la máquina realiza el trabajo de  $480 / 60 = 8 \text{ hom } res$ .

El sueldo básico de estos 8 hombres sería de \$640.

La máquina gastaría mensualmente \$203, por lo que el ahorro es de \$437.

Con este valor se procede a determinar el tiempo de recuperación de inversión propiamente dicho.

$$T = 5881 / 437 = 13.46$$

En un año y dos meses aproximadamente se recupera la inversión.

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

A continuación se listan una serie de conclusiones y recomendaciones para un mejor uso y aprovechamiento de la máquina para hacer latillas de caña guadua.

### **Conclusiones.**

1. La caña guadua es un recurso que crece en gran medida y rápidamente en el Ecuador, por lo que puede y debe ser aprovechado como materia prima para la fabricación de viviendas y de gran variedad de productos debido a sus excelentes propiedades y características, tales como: alta resistencia, flexibilidad, dureza.
2. Esta máquina de acuerdo a los cálculos y pruebas realizadas en laboratorio puede procesar cañas de hasta 15 cm de diámetro y de una longitud de 3.20 m y no mayores a estas dimensiones ya que requeriría de un motor reductor de mayor potencia.
3. Con esta forma de convertir la caña guadua en latillas se ahorra bastante tiempo, mano de obra y dinero que realizando el procedimiento manual.

4. De las observaciones y valores obtenidos en el laboratorio se puede afirmar que las cañas procesadas o empezadas a cortar en su parte hueca requiere menos fuerza que las que se cortan por el nudo.
5. Debido a las consideraciones hechas en el diseño, esta máquina tendrá una vida útil larga siempre y cuando se tomen las correctas medidas de seguridad.
6. Se calculó que la máquina empleará medio minuto en cortar cada caña y se estima que tardará un minuto con manipulación y cambio. Debido a esto se estarían procesando aproximadamente 480 cañas diarias a razón de 8 horas de trabajo.



## Recomendaciones.

- 1.- No emplear cañas de más de 15 cm de diámetro ya que ocasionaría riesgos de daños y accidentes.
2. Colocar la caña correctamente antes de encender el motor reductor y asegurarse de que todo esté debidamente ajustado y en orden.
3. Colocar las cañas preferiblemente con su parte hueca frente a las cuchillas, ya que así la máquina estaría sometida a menores esfuerzos.
4. Observar con cierta frecuencia el estado de las poleas y del cable. En vista de que es finita la duración de un cable metálico que trabaja sobre poleas, se debe inspeccionar periódicamente y además llevar a cabo procedimientos de lubricación y mantenimiento adecuado durante todo el tiempo de servicio de estos elementos.
5. Como todos sabemos la caña guadua tiene múltiples aplicaciones en el campo de la construcción, pero en nuestro país son pocas las investigaciones técnicas que se han realizado y las que se han hecho no han tenido trascendencia ni aplicación masiva; por lo tanto se

recomienda a los centros de investigación de las universidades preocuparse más sobre el estudio de nuestra caña guadua.

6. Para mayor seguridad se aconseja acoplar un embrague al motor reductor con la finalidad que cuando la caña haya sido cortada el carro móvil se detenga automáticamente.

## **APENDICES**

## APENDICE A

### Tipo de carga y factor de servicio de una cadena Martin.

**Clasificación de Servicio - Tabla I**

<b>Carga Uniforme</b>	
Agitadores, Líquido	Generadores
Sopladores, Centrífugos	Ejes de Línea, Carga Uniforme
Transportadores, Carga Uniforme	Máquinas, Carga Uniforme No-Reversible
Elevadores, Carga Uniforme	Bombas, Centrífugas
<b>Carga de Choque Moderado</b>	
Agitadores	Ejes de Línea, Carga Irregular
Compresores, Centrífugos	Máquinas, Carga Pulsante, No-Reversible
Transportadores, Carga Irregular	Bombas, Recíprocas, Carga Uniforme
Elevadores, Carga Irregular	Pantallas, Rotativas, Carga Uniforme
Molinos, Hornos Pulpa y Secadoras	Maquinaria para trabajo en Madera
Lavandería, Lavadoras y Secadoras	
<b>Carga de Choque Pesado</b>	
Máquinas para Ladrillos	Molinos, Martillo, Laminador o Tirante
Compresores Recíprocos	Preñas
Trituradores	Bombas, Recíprocas, Simplex o Duplex
Máquinas, Cargas Reversibles o de Impacto	

**Factor de Servicio - Tabla II**

CLASIFICACION DE SERVICIO	TIPO DE PODER DE ENTRADA		
	Motor de Combustión Interna con Transmisión Hidráulica	Motor Eléctrico o Turbina	Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecánica
Carga Uniforme	1.0	1.0	1.2
Carga de Shock Moderado	1.2	1.3	1.4
Carga de Shock Pesado	1.4	1.5	1.7

**Condiciones Desfavorables de Operación**

que puedan presentarse deben compensarse añadiendo .2 al Factor de Servicio por cada condición desfavorable. Algunas de estas condiciones se enlistan a continuación:

1. Rangos excesivos de velocidad - excediendo 7 a 1
2. Cargas pesadas de arranque con arranques y paros constantes
3. Condiciones de altas temperaturas, condiciones inusuales abrasivas, o bien circunstancias que reduzcan la efectividad de la lubricación o que no permitan el uso de los procedimientos de lubricación recomendados.

## APENDICE B

### Diámetros de eje para rodamiento y piñón (fig. 3.2)

Teoría de esfuerzo cortante máximo.

$$d = \left[ 2 \left( (8M + Fd)^2 + (8T)^2 \right)^{1/2} / \pi \tau_{adm} \right]^{1/3}; \tau_{adm} = 75 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Diámetro para rodamiento en A.

$$R = 30000 \text{ N} \quad M = 1800 \text{ Nm} \quad T = 0$$

$$d_0 = 0.05$$

$$d = 0.051294641$$

$$d_2 = 0.051336373$$

Rodamiento en C.

$$R = 40000 \text{ N} \quad M = 5600 \text{ Nm} \quad T = 0$$

$$d_0 = 0.05$$

$$d_1 = 0.073511435$$

$$d_2 = 0.074000583$$

Piñón en D.

$$F = 40000 \text{ N} \quad M = 0 \quad T = 7854 \text{ Nm}$$

$$d_0 = 0.05$$

$$d_1 = 0.081109778$$

$$d_2 = 0.081132107$$

## APENDICE C

### Propiedades de los aceros.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NUM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ULTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	ELONGACION EN 2 in, %	REDUCCION EN AREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	171 (24)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	172 (24)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	301 (44)	28	50	101
		CD	390 (56)	302 (44)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	303 (44)	25	50	116
		CD	440 (64)	304 (44)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	305 (44)	25	50	111
		CD	470 (68)	306 (44)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	307 (44)	20	42	137
		CD	520 (76)	308 (44)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	309 (44)	18	40	143
		CD	550 (80)	310 (44)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	311 (44)	18	40	149
		CD	590 (85)	312 (44)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	313 (44)	16	40	163
		CD	630 (91)	314 (44)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	315 (44)	15	35	179
		CD	690 (100)	316 (44)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	317 (44)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	318 (44)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	319 (44)	10	25	248

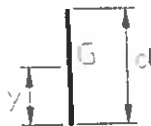
Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.



## APENDICE D

### Propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete.

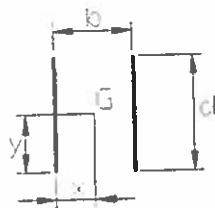
FORMA DE UNION	AREA DE GARGANTA	UBICACION DE G	SEGUNDO MOMENTO DE AREA UNITARIO
----------------	------------------	----------------	----------------------------------



$$A = 0,707hd$$

$$\begin{aligned} x &= 0 \\ y &= d/2 \end{aligned}$$

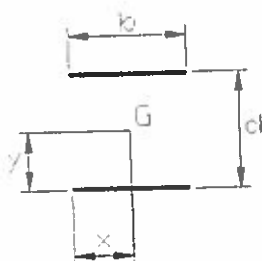
$$I_u = d^3/12$$



$$A = 1,414hd$$

$$\begin{aligned} x &= b/2 \\ y &= d/2 \end{aligned}$$

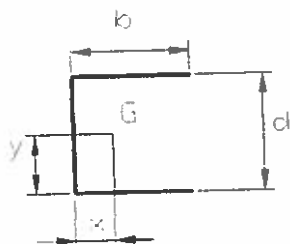
$$I_u = d^3/6$$



$$A = 1,414hb$$

$$\begin{aligned} x &= b/2 \\ y &= d/2 \end{aligned}$$

$$I_u = bd^3/2$$

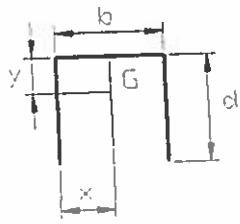


$$A = 0,707h(2b+d)$$

$$\begin{aligned} x &= b^2 / (2b+d) \\ y &= d/2 \end{aligned}$$

$$I_u = d^2(3b+d)/12$$

Continuación Apéndice D

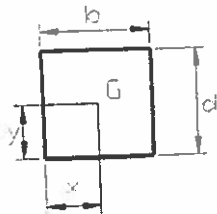


$$A = 0.707h(b + 2d)$$

$$x = b/2$$

$$y = d^2 / (b + 2d)$$

$$I_u = 2d^3/3 - 2d^2y + (b + 2d)y^2$$



$$A = 1.414h(b + d)$$

$$x = b/2$$

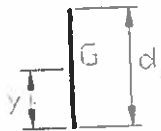
$$y = d/2$$

$$I_u = d^2(3b + d)/6$$

Tabla II

Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete

FORMA DE UNION	AREA DE GARGANTA	UBICACION DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE AREA UNITARIO
----------------	------------------	----------------	----------------------------------------

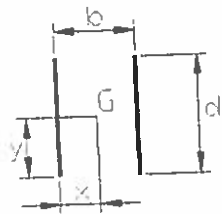


$$A = 0.707hd$$

$$x = 0$$

$$y = d/2$$

$$J_u = d^3/12$$



$$A = 1.414hd$$

$$x = b/2$$

$$y = d/2$$

$$J_u = d(3b^2 + d^2)/6$$

$$I = 0.707hI_u$$

$$J = 0.707hJ_u$$

## APENDICE E

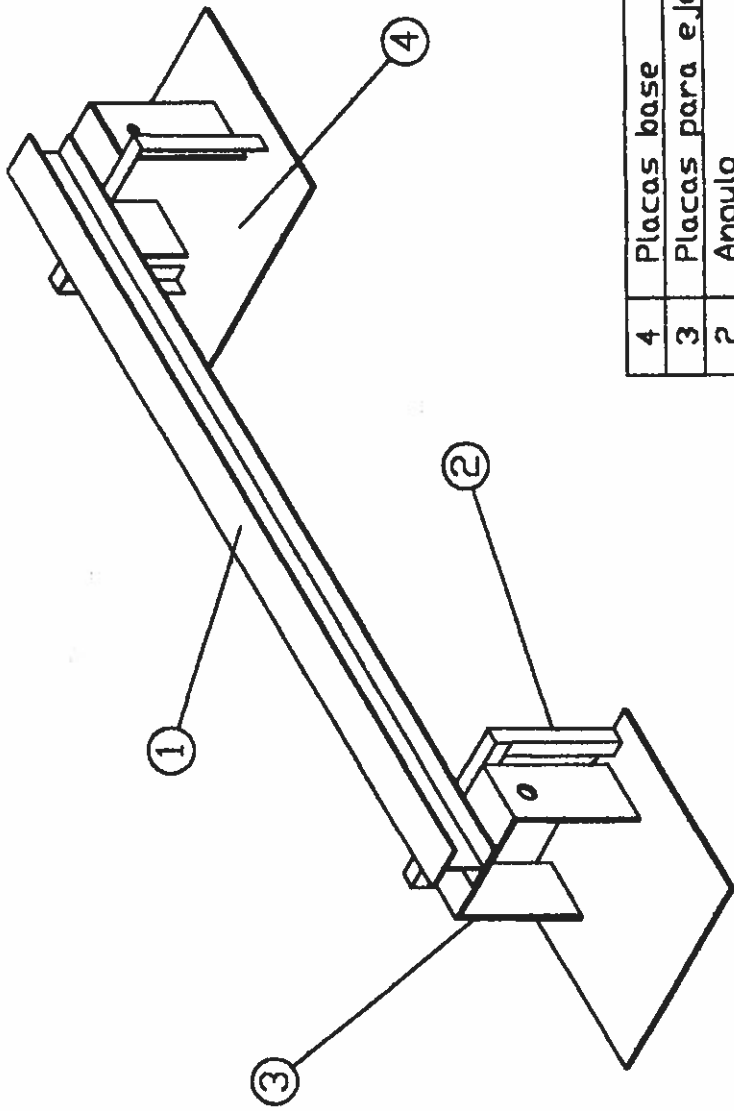
### Aceros de alto carbono y de aleación para resortes

NOMBRE DEL MATERIAL	ESPECIFICACIONES SIMILARES	DESCRIPCION
Alambre para cuerda musical 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el mejor material, el más tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetro de 0.12 a 3mm (0.005 a 0.125 in). No se emplee a más de 120° C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12mm (0.125 a 0.500 in), pero es posible obtener tamaños mayores o menores. No se use a más de 180°C (350°F) ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este es el acero para resorte de uso general de menor costo, y debe utilizarse sólo donde la duración (o vida), la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12mm (0.31 a 0.500 in). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Este es el acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos más elevados de los que pueden emplearse con aceros al alto carbono, y donde son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases de recocido y prerrevenido, con 0.8 a 12mm (0.031 a 0.500 in) de diámetro.
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieran larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta con temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12mm (0.31 a 0.500 in).

## BIBLIOGRAFIA.

1. CORDOVA HOLGER, Perspectiva: Breve reseña política urbana, el problema de la vivienda en América Latina, el caso Guayaquil.
2. DREHER A. DOUGLAS, Residencia con guadua en Guayaquil, Simposio Nacional de bambú-gadua, 1991.
3. EDWARD V. KRICK, Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la
4. HIDALGO LOPEZ OSCAR Arq., Bambú. Su cultivo y aplicaciones, Estudios Técnicos Colombianos Ltda., Colombia 1974.
5. HIDALGO LOPEZ OSCAR Arq., Manual de construcción con bambú, Estudios Técnicos Colombianos Ltda., Colombia 1981.
6. Ingenieria, Limusa, México D.F., 1994.
6. McCLURE F. A., Bamboo as a building material, Housing and home financy agency, Washington 1964.
7. MORAN UBIDIA JORGE, Uso del bambú en el Ecuador, Universidad Laica Vicente Rocafuerte, Guayaquil.
8. ROBERT L. NORTON, Diseño de maquinaria, McGraw-Hill, México 1995.
9. SHIGLEY JOSEPH EDWARD, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, México 1996.
10. VERGARA ALCIVAR JUAN, El bambú o guadua y su identidad manabita, Universidad Técnica de Manabí, 1991.

# PLANOS

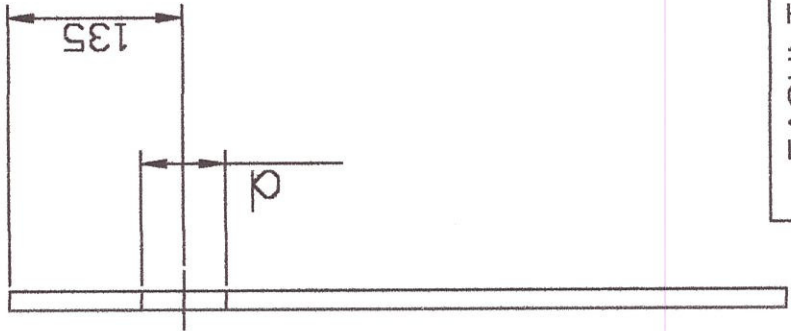
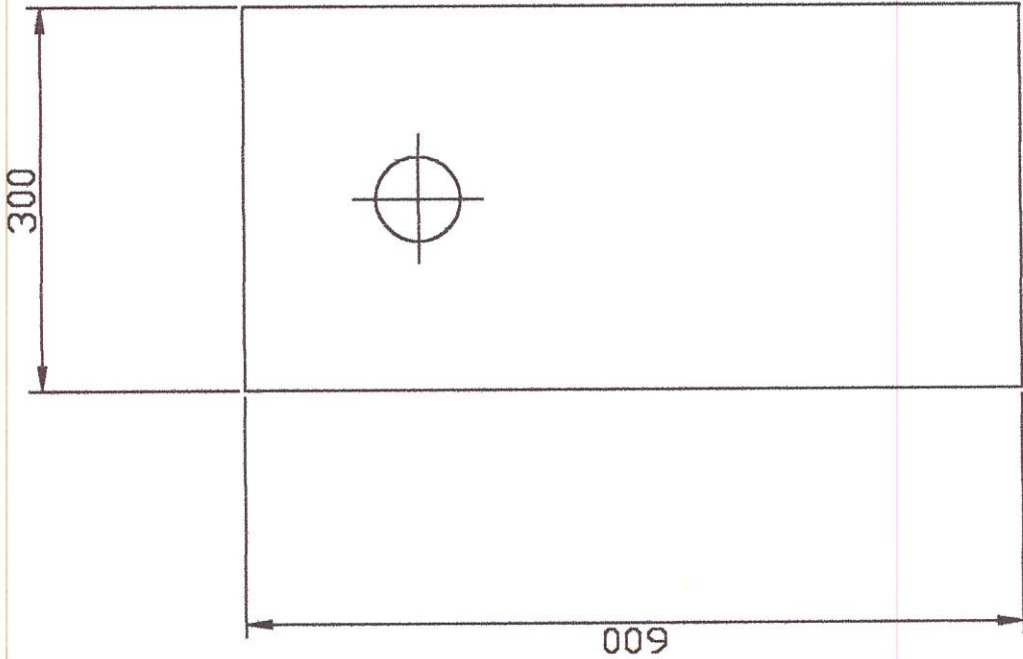


4	Placas base	2	1000x1000x15
3	Placas para eje	6	
2	Angulo	1	75x6
1	Canal	2	200x50x5
ITEM	DENOMINACION	Cant	OBSERVACIONES

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Subconjunto	E 1:25
Rev.	E. VILLACIS	Estructura de la máquina	
Apr.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No 01	
		MATERIAL: Acero AISI 1010	

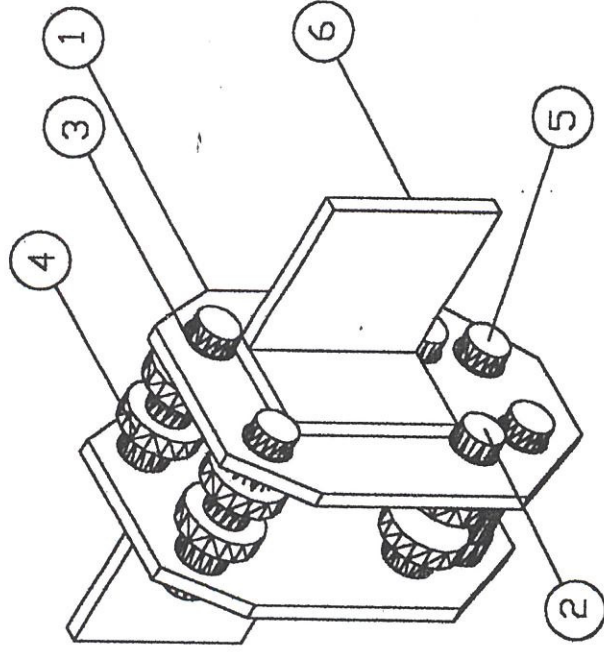




Cant	3	50
	1	81
	Diámetro d	

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Placas para Eje	E 1:6
Rev.	E. VILLACIS		
Apro.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No: 02	
		MATERIAL: Acero AISI 1010	

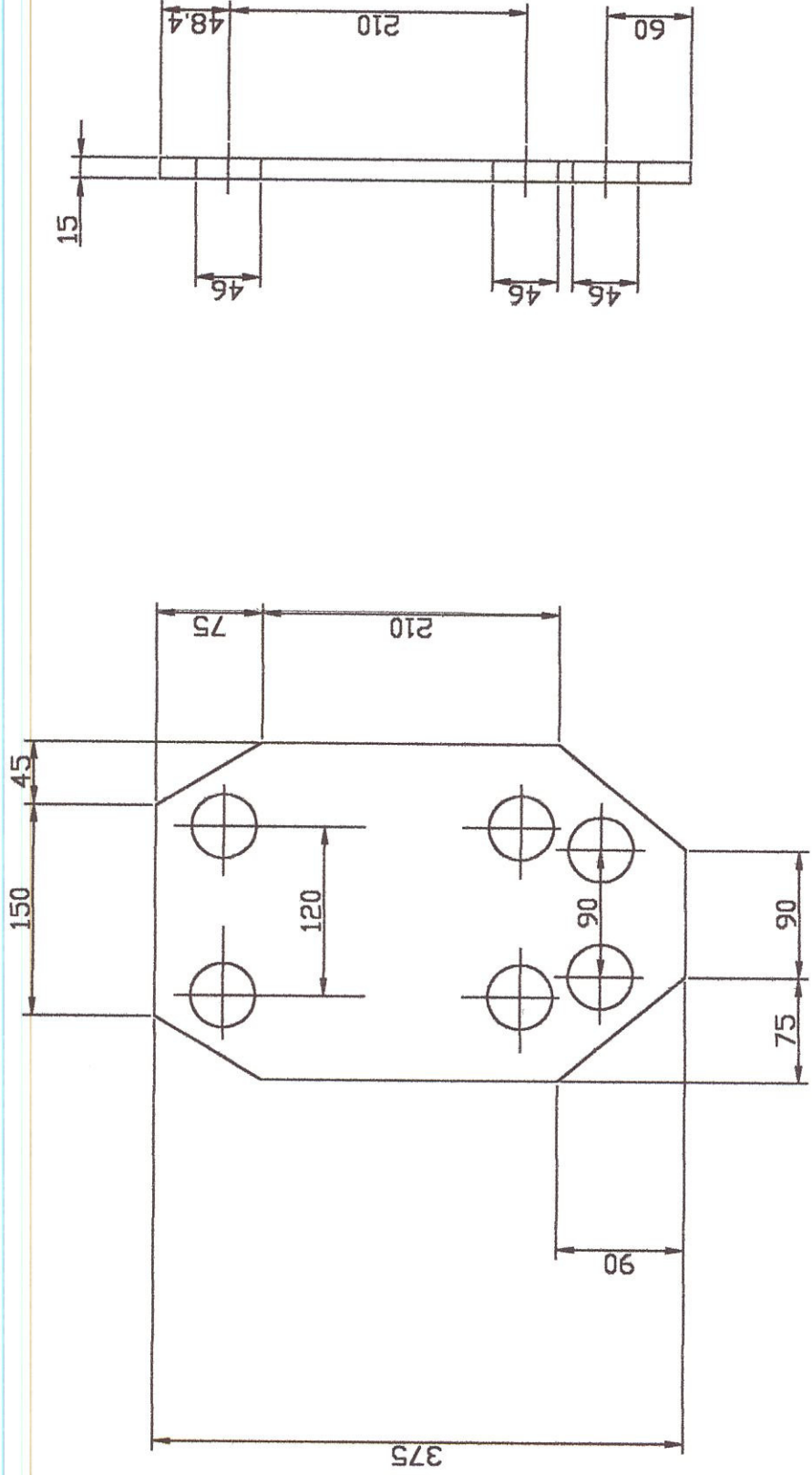


6	Placa portacaña	2	
5	Ejes largos	4 d=40 L=190	
4	Ruedas	8 de=75 dl=40 L=20	
3	Bocín	8 Bronce	
2	Ejes cortos	4 d=40 L=60	
1	Placas laterales	2	
ITEM	DENOMINACION	Cant	OBSERVACIONES


FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

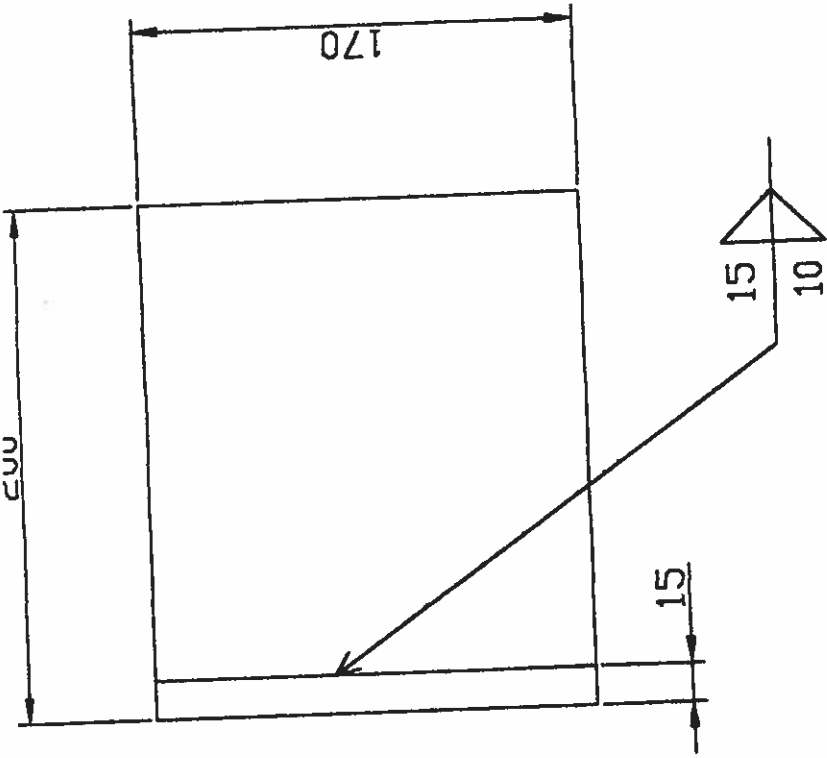
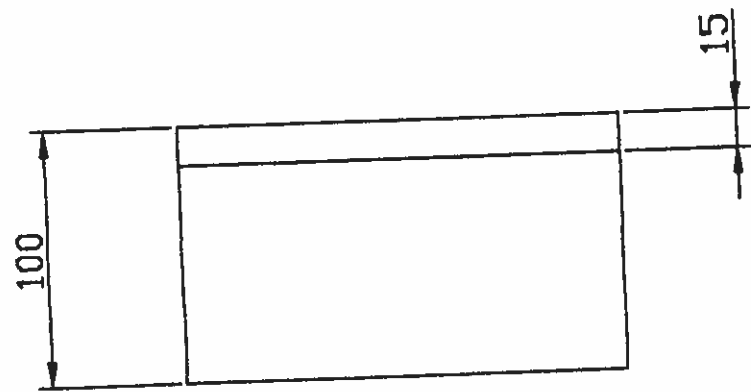
FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Subconjunto	E 1:4
Rev.	E. VILLACIS	Carro Porta Caña	
Apro.	E. VILLACIS	PLANO No. 03	
MATERIAL: Acero AISI 1010			

ESPOL




FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

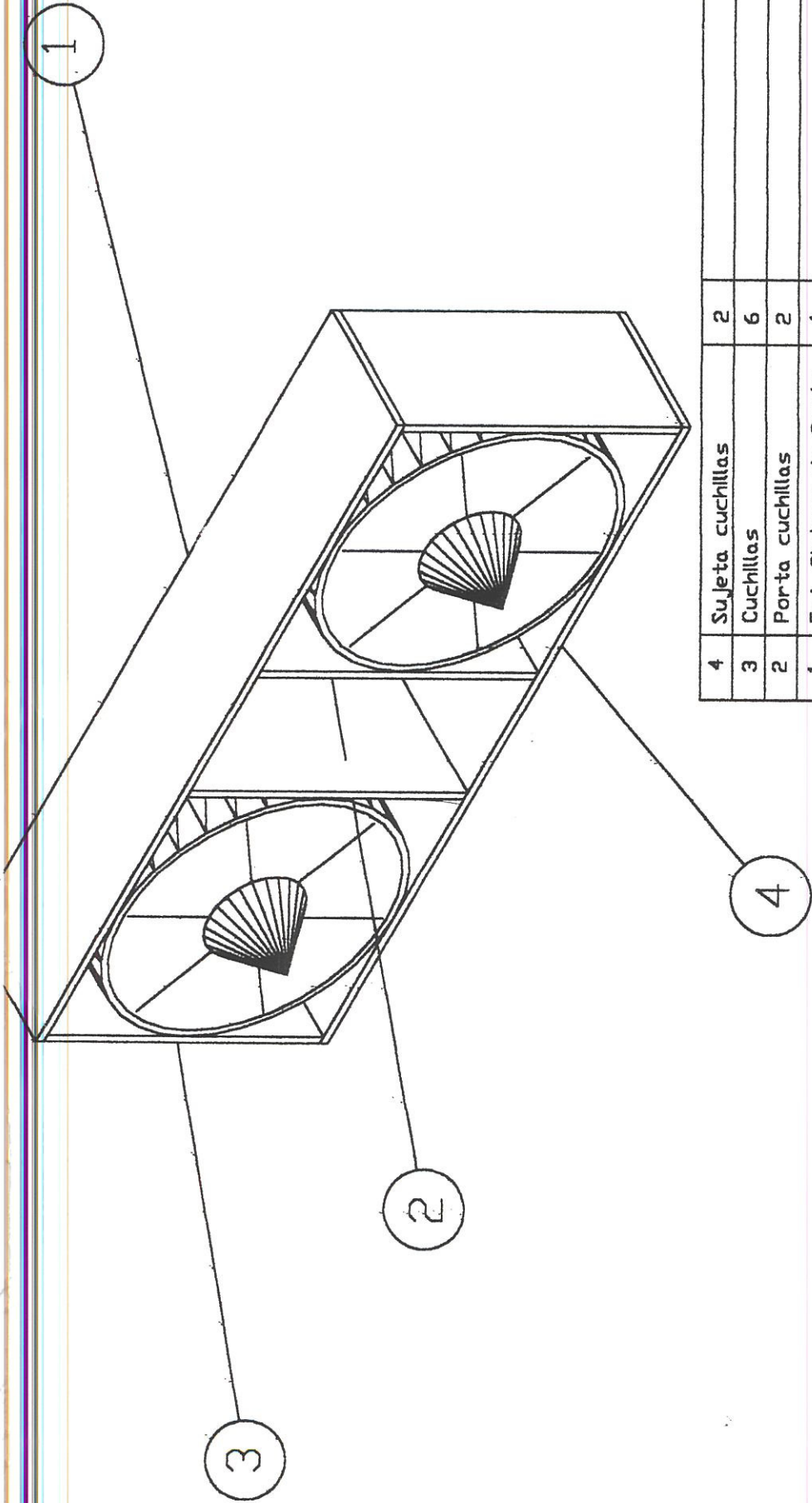
FECHA		NOMBRE		DENOMINACION:	ESCALA		
Dib.	1-10-00	J. RODRIGUEZ				Placas laterales	E 1:5
Rev.		E. VILLACIS					
Apr.		E. VILLACIS		PLANO No: 04			
ESPOL				MATERIAL: Acero AISI 1010			



FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA		NOMBRE		DENOMINACION:		ESCALA	
Dib.	1-10-00	J. RODRIGUEZ		Placa porta caña		E 1:3	
Rev.		E. VILLACIS					
Apr.		E. VILLACIS		PLANO No: 05			
ESPOL				MATERIAL: Acero AISI 1010			





4	Sujeta cuchillas	2
3	Cuchillas	6
2	Porta cuchillas	2
1	Est. Sistema de Corte	1
ITEM	DENOMINACION	Cant
OBSERVACIONES		


FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

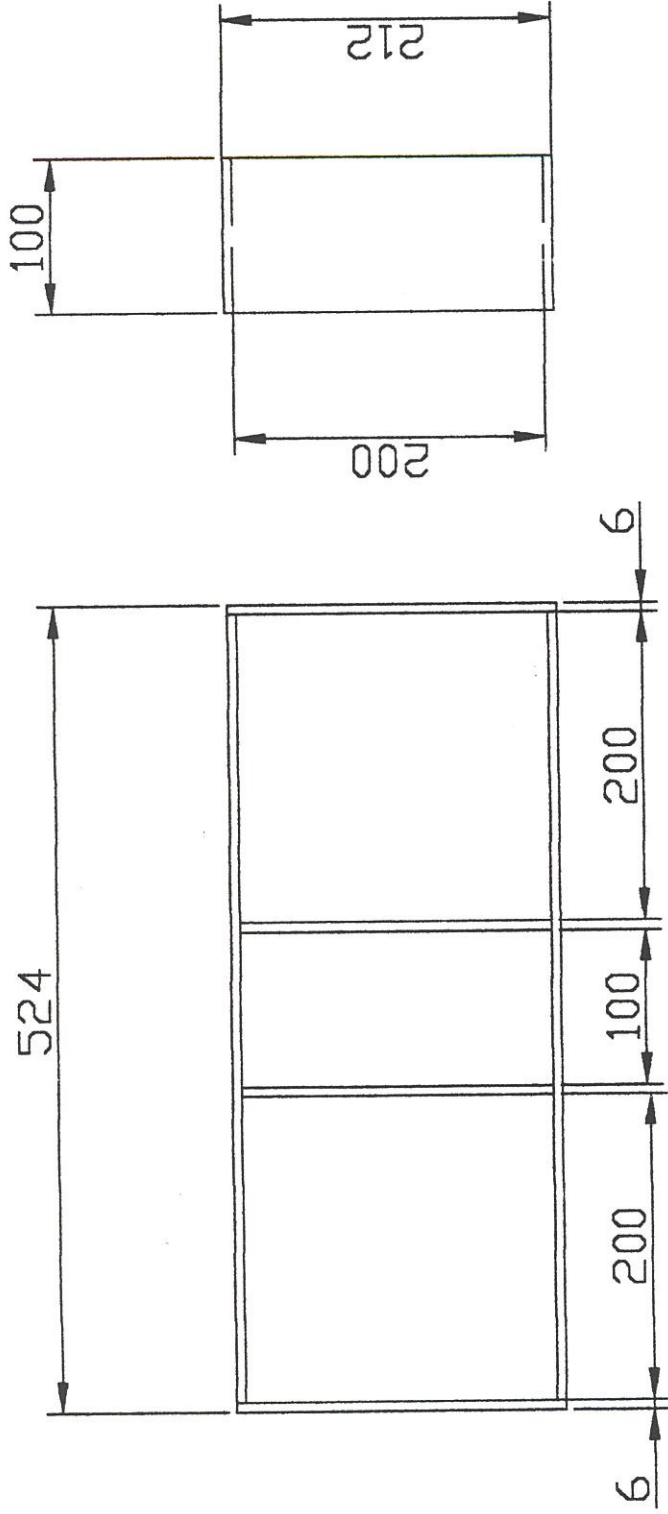
FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Subconjunto	E 1:4
Rev.	E. VILLACIS	Sistema de Corte	
Apro.	E. VILLACIS		

ESPOL

PLANO No 06

MATERIAL: Acero AISI 1010

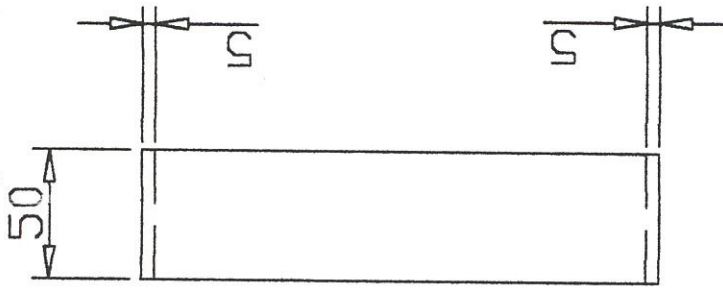
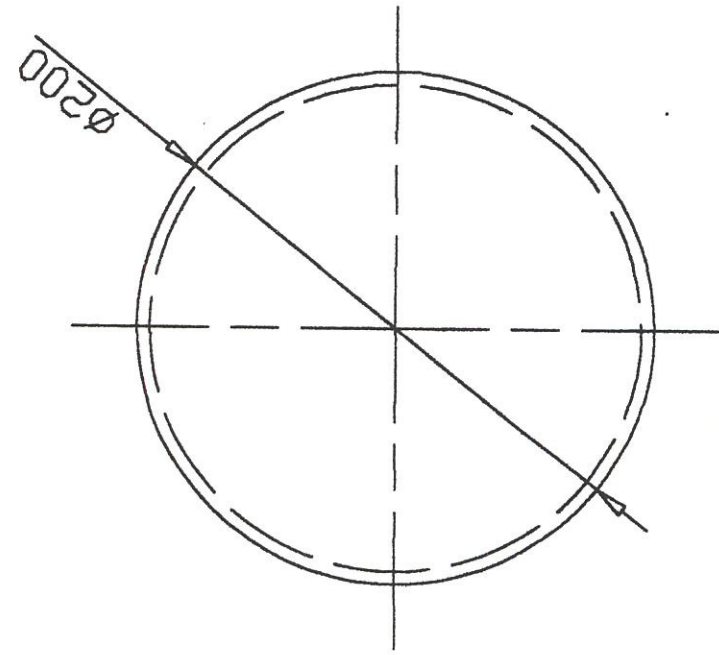




FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA
Dib. J-10-00	J. RODRIGUEZ	Estructura del sistema de corte	E 1:5
Rev.	E. VILLACIS		
Apro.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No: 07	
		MATERIAL: Acero AISI 1010	

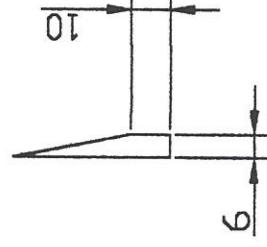
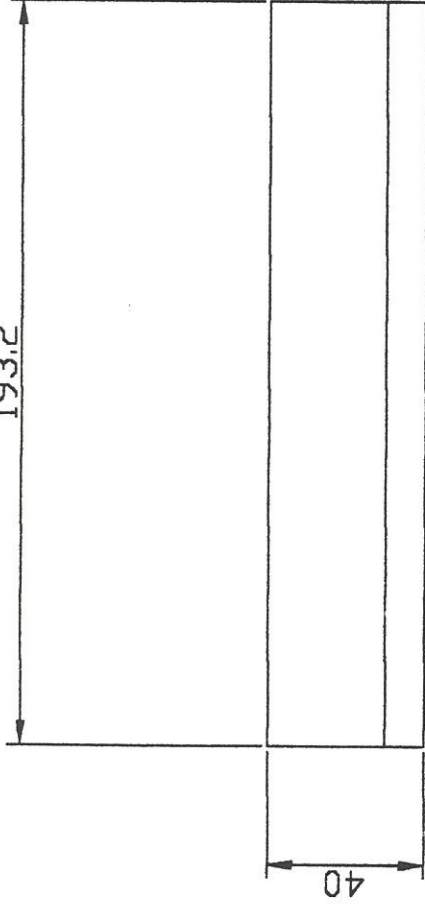




FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

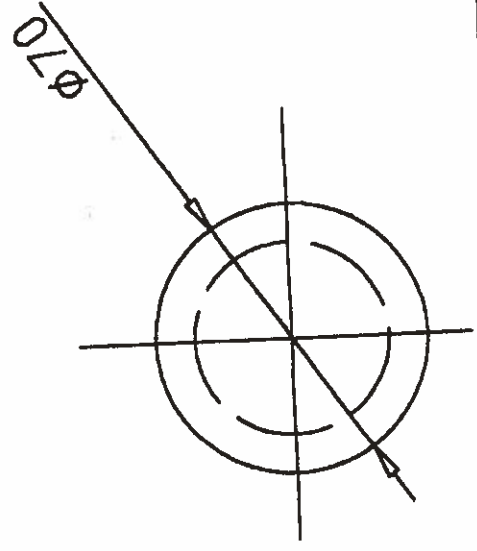
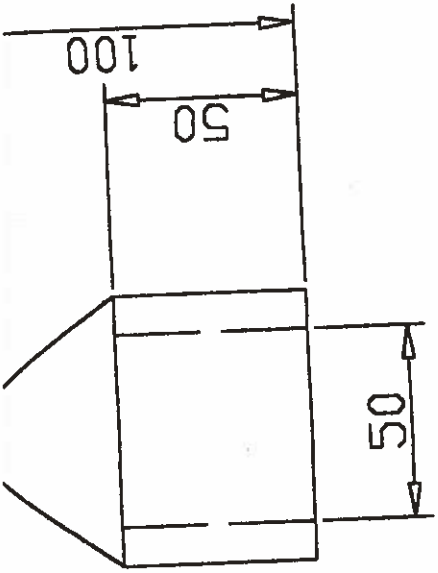
FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Porta cuchilla	E 1:3
Rev.	E. VILLACIS		
Apr.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No:	
		08	
		MATERIAL:	Acero AISI 1010

193.2

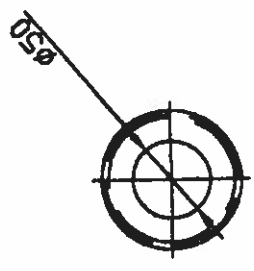
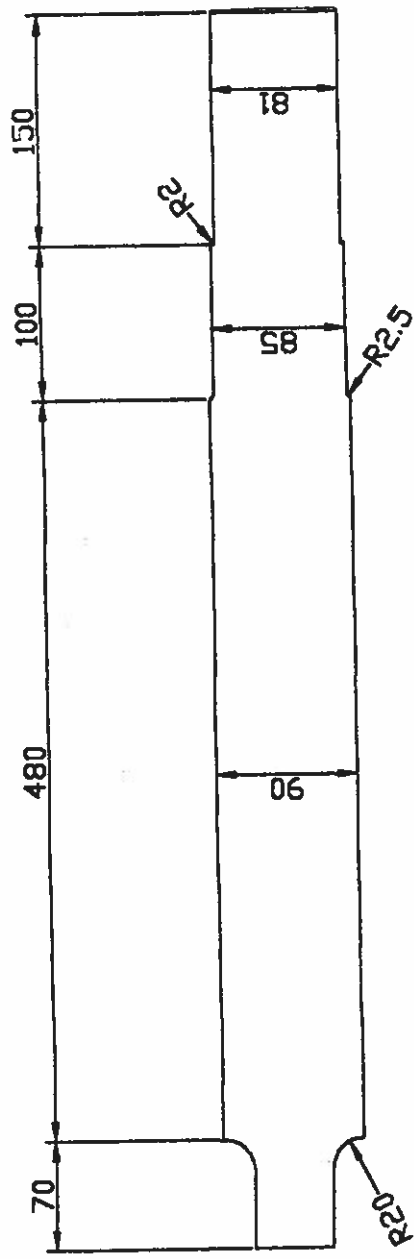


FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Cuchilla	E 1:2
Rev.	E. VILLACIS		
Apro.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No 09	
		MATERIAL: Acero AISI 1010	

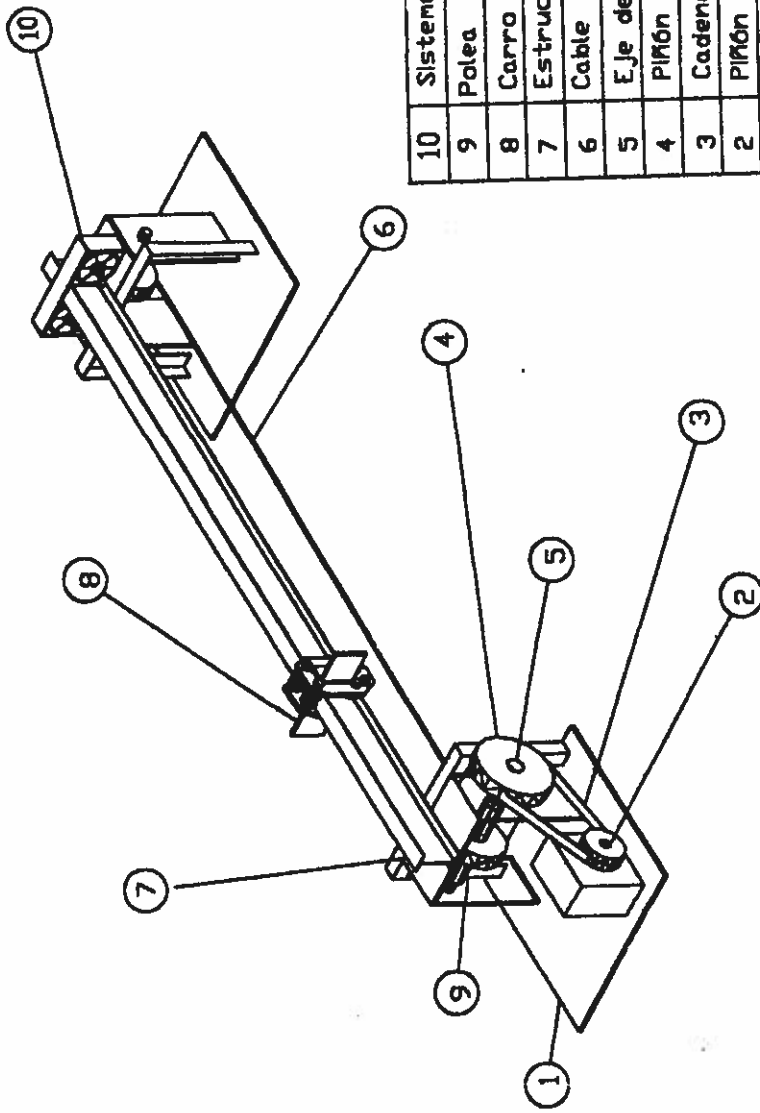


FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION			DENOMINACION:		ESCALA
			Sujeta cuchilla		
FECHA	NOMBRE	PLANO No:		MATERIAL: Acero AISI 1010	
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	10			
Rev.	E. VILLACIS				
Appro.	E. VILLACIS			ESPOL	



FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA		NOMBRE		DENOMINACION		ESCALA
Dib.	1-10-00	J. RODRIGUEZ		Eje de polea-piñón		E 1:5
Rev.		E. VILLACIS				
Apr.		E. VILLACIS				
ESPOL				PLANO No:		11
				MATERIAL:		Acero AISI 1010



10	Sistema de corte	1	Ver plano 6
9	Polea	2	d=300, Tipo C-2 canales
8	Carro porta caña	1	Ver plano 3
7	Estructura de la máquina	1	Ver plano 1
6	Cable		d=16mm, L=20mts
5	Eje de polea-piñón	1	Ver plano 11
4	PIñón	1	D140B26
3	Cadena doble		N° 140, L=3mts
2	PIñón	1	D140B13
1	Motor Reductor	1	7.5hp @17.5rpm
ITEM	DENOMINACION	Cant	OBSERVACIONES

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA  
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA
Dib. 1-10-00	J. RODRIGUEZ	Conjunto	E 1:25
Rev.	E. VILLACIS		
Apro.	E. VILLACIS		
ESPOL		PLANO No: 12	
		MATERIAL: Acero AISI 1010	