

DECLARACION

Nosotros, Christian Daniel Bravo Llanes y Rolando Guillermo Riera Salazar, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional según o estipulado por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Christian Daniel Bravo Llanes

Rolando Guillermo Riera Salazar

CERTIFICACION

Certifico que le presente trabajo fue desarrollado por los señores Christian Daniel Bravo Llanes y Rolando Guillermo Riera Salazar, bajo mi supervisión.

Ing. Germánico Rosero

DIRECTOR

Ing. Jorge Escobar

COLABORADOR

CONTENIDO

CAPITULO I

GENERALIDADES.....	1
1.1 LA COSECHA DE FRUTOS ARBÓREOS.....	1
1.1.1 ARBUSTO O ÁRBOL.....	1
1.1.2 ÁRBOLES FRUTALES.....	1
1.1.3 LA COSECHA O RECOLECCIÓN.....	2
1.1.4 FORMAS DE RECOLECCIÓN.....	2
1.1.4.1 Recolección Manual.....	3
1.1.4.1.1 Descripción de las herramientas utilizadas.....	3
1.1.4.2 Recolección Mecanizada.....	8
1.1.5 DESCRIPCIÓN DE LOS PEDÚNCULOS.....	8
1.1.6 VARIEDADES DE ÁRBOLES FRUTALES.....	9

CAPITULO II

DISEÑO Y CONSTRUCCION.....	13
2.1 PARAMETROS FUNCIONALES.....	13
2.1.1 LONGITUD.....	13
2.1.2 FUERZA DE CORTE.....	13
2.1.3 CAPACIDAD DE CARGA.....	13
2.1.4 CONSIDERACIONES.....	14
2.1.4.1 Ambiente de trabajo.....	14
2.1.4.2 Peso de la herramienta.....	14
2.1.4.3 Costo.....	14
2.2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	15
2.2.1 Alternativas.....	15
2.2.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	17
2.2.2.1 Criterios de comparación.....	17
2.2.2.2 Calificación de alternativas.....	18
2.3 DISEÑO.....	18
2.3.1 DISEÑO DEL BASTIDOR.....	18

2.3.1.1 Consideraciones de diseño	19
2.3.1.2 Análisis de Esfuerzos	19
2.3.1.3 Selección del diámetro de cada tubo.....	23
2.3.1.4 Cálculo de la deflexión del bastidor	23
2.3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE AJUSTE DE LONGITUD.....	27
2.3.2.1 Diseño de Pin	27
2.3.2.2 Diseño De Resorte	32
2.3.2.3 Diseño de Soportes	33
2.3.2.4 Diseño De Palanca	34
2.3.2.5 Holgura de los tubos.....	37
2.3.2.6 Guía.....	37
2.3.3 SISTEMA DE CORTE	37
2.3.3.1 Consideraciones de diseño	37
2.3.3.2 Diseño de la cuchilla móvil	39
2.3.3.3 Diseño de cuchilla fija	42
2.3.3.4 Diseño de guías.....	44
2.3.3.5 Diseño de resorte	44
2.3.4 DISEÑO DE LA PLACA DE SOPORTE	48
2.3.5 DISEÑO DE LA CANASTA DE RECOLECCIÓN	51
2.3.6 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO	53
2.3.6.2 Ejemplos de cálculo.....	56
2.3.6.2.1 Diseño de palanca	56
2.3.6.2.2 Diseño de eslabón transmisor.....	59
2.3.6.2.3 Diseño de eje de polea (Dentro de tubo)	60
2.3.6.2.4 Eje de polea del mecanismo	63
2.3.6.2.5 Pasador de arrastre	63
2.3.6.2.6 Pasador eslabón – palanca.....	64
2.3.6.2.7 Diseño de resorte de potencia	65
2.3.6.3 Selección de cable.....	68
2.4 CONSTRUCCION.....	71
2.4.1 COSTOS.....	71

CAPITULO III

PRUEBAS Y RESULTADOS.....	73
---------------------------	----

3.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	73
3.2 DEFINICIÓN DE LAS PRUEBAS	73
3.2.1 DESCRIPCIÓN DE PRUEBAS	74
3.2.1.1 Prueba 1	74
3.2.1.1.1 Desarrollo.....	74
3.2.1.2 Prueba 2	75
3.2.1.2.1 Desarrollo.....	75
3.3 RESULTADOS	76
3.3.1 RESULTADOS PRUEBA 1	76
3.3.2 RESULTADOS PRUEBA 2	77
CAPITULO IV	
ANALISIS DE RESULTADOS.....	79
4.1 RESULTADOS PRUEBA 1.....	79
4.2 RESULTADOS PRUEBA 2.....	80
4.3 OBSERVACIONES ADICIONALES.....	81
CAPITULO V	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	83
5.1 CONCLUSIONES	83
5.2 RECOMEDACIONES	84
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	85
PAGINAS DE INTERNET.....	85
ANEXO 1.....	86
ANEXO 2.....	88
ANEXO 3.....	89
ANEXO 4.....	90
ANEXO 5.....	93
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1.- Variedades de frutos	10
Tabla 2. 1.- Condiciones de la herramienta.....	14
Tabla 2. 2.- Alternativas	15
Tabla 2. 3.- Criterios de selección	18
Tabla 2. 4.- Calificación de alternativas.....	18
Tabla 2. 5.- Consideraciones de diseño	23
Tabla 2. 6.- Resultados del análisis estático del mecanismo de accionamiento ..	56
Tabla 3. 1.- Resultados prueba 1	76
Tabla 3. 2.- Resultados prueba 2	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1.- Estructura de pedúnculo	9
Figura 2. 1.- Estructura de 1 solo tramo	15
Figura 2. 2.- Tramos montables	16
Figura 2. 3.- Sistema telescópico	17
Figura 2. 4.- Esquema del bastidor	20
Figura 2. 5.- D.C.L. del bastidor	20
Figura 2. 6.- D.C.L. del bastidor cuando $\theta = 0^\circ$	21
Figura 2. 7.- Diagramas de cortante y momento flector del bastidor	23
Figura 2. 8.- Resolución de viga escalonada.....	24
Figura 2. 9.- Sistema de ajuste de longitud	27
Figura 2. 10.- D.C.L. para el pin	27
Figura 2. 11.- Diagramas de cortante y momento flector del pin	28
Figura 2. 12.- Geometría de soportes	33
Figura 2. 13.- Funcionamiento palanca- pin	34
Figura 2. 14.- D.C.L. de palanca de pin.....	34
Figura 2. 15.- Diagramas de cortante y flexión para la palanca	36
Figura 2. 16.- Anillos de deslizamiento.....	37
Figura 2. 17.- Configuración de la guía del tubo interior.....	37
Figura 2. 18.- Mecanismo de corte.....	38
Figura 2. 19.- Geometría de cuchilla móvil.....	39

Figura 2. 20.- Descripción del corte del pedúnculo	42
Figura 2. 21.- D.C.L. de cuchilla fija	42
Figura 2. 22.- Diagrama de normal, cortante y momento de la cuchilla fija	43
Figura 2. 23.- D.C.L de la Placa soporte	49
Figura 2. 24.- Diagrama de cortante y momento para sección crítica 1	50
Figura 2. 25.- Canasta de recolección.....	51
Figura 2. 26.- Geometría de la canasta.....	52
Figura 2. 27.- D.C.L de la canasta.....	52
Figura 2. 28.- Mecanismo de accionamiento.....	53
Figura 2. 29.- Funcionamiento de la palanca de accionamiento	54
Figura 2. 30.- D.C.L. para la palanca (eslabón 2).....	55
Figura 2. 31.- D.C.L para el transmisor (eslabón 3)	55
Figura 2. 32.- Diagramas de cortante y momento flector de la palanca	57
Figura 2. 33.- D.C.L. Eslabón transmisor	59
Figura 2. 34.- D.C.L. del eje de la polea interior del tubo	60
Figura 2. 35.- Diagramas de cortante y momento flector en el eje de polea	61
Figura 2. 36.- D.C.L. Eje de polea (mecanismo)	63
Figura 2. 37.- D.C.L. Pasador de arrastre	63
Figura 2. 38.- D.C.L. Pasador eslabón – palanca.....	64
Figura 2. 38.- Resorte de potencia.....	66
Figura 2. 39.- Geometría de carrete	70
Figura 4. 1.- Músculos de mano que se fatigan.....	82
Figura 4. 2.- Músculos del brazo que se fatigan.....	82

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

Fotografía 1. 1.- Árbol de naranja.....	1
Fotografía 1. 2.- Árbol de mango.....	1
Fotografía 1. 3.- Agricultor cargando herramientas de cosecha.....	3
Fotografía 1. 4.-Herramientas empleadas en la cosecha.....	4
Fotografía 1. 5.- Gancho de acero	5
Fotografía 1. 6.- Cuchilla de acero	5
Fotografía 1. 7.- Horqueta de bambú	6

Fotografía 1. 8.- Escalera hecha de guadúa	7
Fotografía 1. 9.- Lona empleada para aparar los frutos	7
Fotografía 1. 10.- Canasta de bejuco	8
Fotografía 3. 1.- Zona donde se realizaron las pruebas	73
Fotografía 3. 2.- Recolección con canasta	75
Fotografía 3. 3.- Recolección sin canasta	75
Fotografía 3. 4.- Fruto lastimado por la herramienta	76
Fotografía 3. 5.- Condición de frutos cosechados	77
Fotografía 3. 6.- Comparación entre herramientas utilizadas.....	78

RESUMEN

El presente proyecto de tesis tiene como fin el diseño y construcción de una herramienta cosechadora de frutos arbóreos, la selección apropiada de materiales que permitan una fácil operación de la misma, así como las pruebas de la herramienta en la cosecha de distintos frutos donde se puede evaluar su desempeño.

Es necesario estudiar las técnicas y las herramientas empleadas en la cosecha de frutos, para determinar las necesidades que tienen los arboricultores y también las consideraciones que se deben tener en cuenta durante el diseño de la herramienta.

Para el diseño y la construcción, se presentan tres alternativas de las cuáles se selecciona un sistema telescópico con un mecanismo de pin que permite variar la longitud de la herramienta, y el accionamiento por medio de cable; de manera que ésta cuenta con tres partes principales: el mecanismo de corte, el mecanismo de accionamiento y el bastidor (tubos).

La realización de las pruebas tuvo lugar en el sector de Guayllabamba, en una plantación donde se cosecha limón, aguacate y guayaba, dando así el marco perfecto para las pruebas de la herramienta.

Se definen dos pruebas que permiten evaluar la movilidad, efectividad, maniobrabilidad así como comparar el uso de la herramienta con las técnicas actuales de cosecha.

Los resultados obtenidos nos dan un campo amplio de aplicaciones de este producto, facilitando la cosecha.

Este proyecto ha enfocado positivamente al agro, en el cuál la falta de recursos no permite la adquisición de equipos sofisticados, demostrando así que se pueden producir herramientas útiles localmente. Mejorando así las condiciones de trabajo de los arboricultores.

PRESENTACION

La capacidad de un productor para entrar en la dura competencia de conseguir mercado para sus productos radica en la atención y cuidado que haya dedicado a la manera de cómo cosecha sus frutos y los presenta al consumidor, quien tiene a su buen juicio adquirir productos de calidad.

En el caso de nuestro país, la agricultura ha sido uno de los sectores, después del petróleo, que ha permitido el ingreso valioso de divisas. Sin embargo, el agricultor no ha sido beneficiado con el desarrollo de nuevas técnicas de cosecha para mejorar el rendimiento de sus plantaciones, además de que las herramientas que cuenta para la realización de su faena son aún primitivas y no le permiten recolectar de manera segura y eficiente todos sus productos.

Sabemos que con la incursión de la ingeniería agrónoma y el injerto de las frutas, se pueden tener plantaciones en las que los árboles son pequeños y su capacidad de carga es impresionante, donde fácilmente se pueden recoger sus frutos; pero, existen sectores en los que aún se tienen aquellos árboles cuya altura es comparable a una casa de tres pisos y en ellos la única forma de cosechar sus frutos es subirse a los árboles teniendo como única protección su destreza y la resistencia de las ramas.

Es por ello que a través del desarrollo del presente proyecto de titulación se pretende diseñar y construir una herramienta para cosecha de frutos arbóreos, cuyas características satisfagan las necesidades del agricultor así como también sea accesible para su economía, brindándole además seguridad, eficiencia y una buena calidad de productos, ya que el propósito de ésta es el de proteger a los frutos de caídas, cortes, magulladuras, etc.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 LA COSECHA DE FRUTOS ARBÓREOS

1.1.1 ARBUSTO O ÁRBOL

“Se aplica especialmente el nombre de **arbustos**, a los que con tamaño no muy grande ramifican su tallo desde el pie de la planta; y de **árboles**, a los que, cuando alcanzan su completo desarrollo, tienen tamaño grande y un tallo grueso (tronco) que no se ramifica hasta cierta altura del suelo.”¹

1.1.2 ÁRBOLES FRUTALES

“Son todos los vegetales leñosos cuyos frutos utiliza directamente el hombre”²



Fotografía 1. 1.- Árbol de naranja



Fotografía 1. 2.- Árbol de mango

¹ RIVERA GÓMEZ, Emilio, “Manual sobre árboles Frutales”

² Idem. Referencia 1

1.1.3 LA COSECHA O RECOLECCIÓN

En la agricultura el cuidado y mantenimiento del cultivo son actividades de mucha importancia, así es el control de plagas o la limpieza del terreno quitando la mala hierba, etc. Sin embargo, dejaría mucho que desear de aquellos productores que recolectan sus frutos de cualquier forma con tal de tener abundante producto que ofrecer en el mercado, sin importar si van cortados o golpeados, mezclados pequeños con gruesos o verdes con pasados, en lugar de aquellos que prefieren escoger y separarlos por calidades y son éstos quienes al final ganan precio en el mercado.

Considerando esto, el agricultor debe ser muy cuidadoso al recolectar sus frutos, tratando de no golpearlos e impedir que caigan al suelo, ya que el resultado de dichos golpes provoca contusiones que deforman al fruto, haciéndolo más propenso a la putrefacción. Es por ello que la recolección debe hacérsela cuando los frutos han alcanzado una madurez determinada, siendo capaces de resistir maltratos originados por el embalaje y transporte. Si el fruto se lo deja madurar demasiado es susceptible de ataques de pájaros o de desprenderse fácilmente del árbol, tampoco es recomendable cosecharlo demasiado verde puesto que la pulpa no madura bien y adquiere un sabor amargo. Los indicios que dan la pauta para cosechar, dependen del tipo de fruto y de la experiencia del arboricultor; así por ejemplo, en los cítricos, el cambio de color verde oscuro a un verde claro mate es un indicativo adecuado que dice estar listo para la cosecha.

Además se debe tener cuidado en la forma de recolección ya que en algunos frutos se necesita cortar el pedúnculo de una longitud mínima para evitar que este entre en contacto con el látex el mismo que puede producirle daños, en algunos otros se recomienda cortar el pedúnculo y no halar la fruta para evitar que se lastime la corteza de la fruta lo que provocaría que la misma sea mas vulnerable a la putrefacción y pierda valor en el mercado.

1.1.4 FORMAS DE RECOLECCIÓN

Se pueden identificar dos formas de recolección de los frutos:

- ◆ Recolección manual
- ◆ Recolección mecanizada

1.1.4.1 Recolección Manual

Esta técnica es la más utilizada en el país y la misma consiste en tomar el fruto directamente del árbol.

Para lograr el desprendimiento del fruto se da un movimiento de torsión con el fin de quebrar el pedúnculo o a su vez cortándolo a la longitud deseada con una tijera para podar. Esta técnica de cosecha es aplicable cuando se trata de plantaciones jóvenes o cuando los árboles no han desarrollado su copa.

Por otro lado, cuando se tienen plantaciones de varios años de vida o se tienen árboles que han alcanzado una altura considerable, el productor se vale de herramientas rudimentarias, hechas con los materiales que la misma naturaleza le ha brindado y que con su ingenio las ha convertido para su beneficio. Las mismas que le permiten lograr el desprendimiento del fruto por medio de romper el pedúnculo ya sea por torsión o corte como se indica a continuación.

1.1.4.1.1 Descripción de las herramientas utilizadas

Entre las herramientas que el arboricultor lleva consigo para la realización de su faena, se pueden identificar las siguientes:

- ◆ Una pértiga de bambú con gancho
- ◆ Una pértiga de bambú con cuchilla
- ◆ Una escalera
- ◆ Una horqueta de bambú
- ◆ Una lona o costal
- ◆ Una cesta o canasta



Fotografía 1. 3.- Agricultor cargando herramientas de cosecha



Fotografía 1. 4.-Herramientas empleadas en la cosecha

Pértiga de bambú con gancho

Está hecha de caña guadúa de una longitud de aproximadamente unos 6 m y un diámetro de más o menos 30mm en su base y en el otro extremo se encuentra amarrada una varilla doblada a modo de gancho. Esta herramienta la usa desde suelo y enganchando el pedúnculo de la fruta que desea cosechar se da un movimiento de torsión y se la arranca del árbol. Este procedimiento puede perjudicar al árbol porque a dar un tirón no solo se arranca el fruto sino también ramas o a su vez frutos cercanos al cosechado, también presenta dificultad al cosechar frutos maduros ya que el movimiento de las ramas puede provocar la caída de otros frutos.

Una de las ventajas que presenta es acceder al pedúnculo del fruto es relativamente fácil debido a la geometría de la herramienta.



Fotografía 1. 5.- Gancho de acero

Pértiga de bambú con cuchilla

Es de características similares a la anterior, la diferencia radica en que en su extremo en lugar de un gancho se le ha adaptado una especie de cuchilla afilada, con la que de un solo golpe, corta el pedúnculo y la fruta cae. La dificultad de la herramienta es que a veces el corte lo recibe el fruto echándolo a perder o por la altura pierde precisión siendo necesario varios intentos para lograr la cosecha del fruto.



Fotografía 1. 6.- Cuchilla de acero

Horqueta de bambú

Esta es una herramienta también de caña guadua de unos 2 a 3 m de longitud y en su extremo tiene una horqueta que trabaja igual que la pértiga con gancho descrita anteriormente, con la ventaja que al ser más delgada y liviana el arboricultor la puede utilizar maniobrando desde las ramas de los árboles, funciona como una extensión de las extremidades de la persona. Con este gancho de bambú acerca hacia sus manos los frutos y los rompe torsionando el pedúnculo. Es una de las herramientas más útiles ya que permite la recolección del fruto directamente con la mano, la dificultad radica en que por su corta longitud el cosechador deber acceder a las ramas más altas o alejadas del tronco lo que aumenta la posibilidad de una caída.



Fotografía 1. 7.- Horqueta de bambú

Escalera

Cuando ya no es posible alcanzar los frutos con las pértigas con el gancho o la cuchilla, es necesario subirse a los árboles y lo hace por medio de una escalera algunas veces hecha de la misma caña guadúa. Su longitud varía desde los 5 a 10 m y el diámetro varía axialmente desde aproximadamente unos 12 cm en su base hasta unos 5 cm en su parte más alta, y el corte alternado de sus ramas a cada lado a modo de escalones permiten la subida. Esta escalera se apoya entre las ramas y con mucha habilidad el individuo sube al árbol.

Para la recolección en este caso se necesitan dos personas la primera sube al árbol y recoge los frutos y la segunda los atrapa con el costal, o si se desea prescindir de ésta última se puede tender una lona amarrándola en los troncos de los árboles a unos 60 cm del suelo para que al tirar los frutos sobre ésta disminuya la intensidad del golpe.



Fotografía 1. 8.- Escalera hecha de guadúa

Lona o costal

Este implemento es utilizado por una segunda persona y sirve para atrapar la fruta que es recogida con las herramientas anteriores, para evitar que haga contacto directamente con el suelo y se maltrate. Esta lona se la convierte en una especie de camilla al adosarle un par de varas para darle facilidad de manejo.



Fotografía 1. 9.- Lona empleada para aparar los frutos

Canasta

Así mismo está constituida de fibras naturales y sirve para recoger todo el fruto cosechado, es de muy buena capacidad y puede ser transportado al hombro o en el lomo de un cuadrúpedo hacia el lugar de almacenamiento de la fruta.



Fotografía 1. 10.- Canasta de bejuco

1.1.4.2 Recolección Mecanizada

Este tipo de cosecha se lo realiza cuando toda la carga del árbol está bien maduro susceptible de caer el fruto por sí solo con un movimiento dado a las ramas o al árbol; este tipo de recolección se lo considera un tanto eficiente porque puede recolectar más fruto en menos tiempo, pero también acarrea una gran pérdida. Consiste en un motor y un sistema de bandas que abrazan al árbol y lo hacen vibrar haciendo que los frutos caigan sobre una lona tendida alrededor del árbol, sin embargo, los frutos que caen al suelo perecen porque se confunden con los que yacen podridos.

Este tipo de cosecha no es muy empleada en los pequeños y medianos productores entre otras cosas por la dificultad que representaría la movilización del equipo a través de los huertos, por el costo del mismo y por que la mayoría de los árboles frutales no maduran de una sola vez sino que hay una temporada de cosecha por lo que esta técnica no es aplicable.

1.1.5 DESCRIPCIÓN DE LOS PEDÚNCULOS

Para el pedúnculo su histología es similar a la del tallo; pero obviamente su dureza es menor así como todas las otras propiedades mecánicas. Las partes básicas se muestran a continuación:

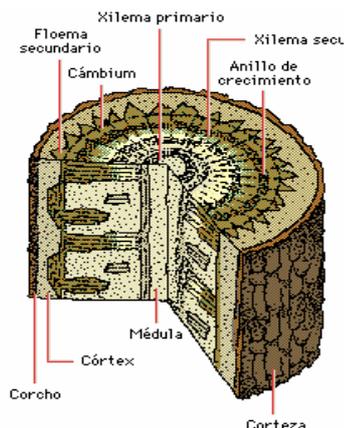


Figura 1. 1.- Estructura de pedúnculo

El pedúnculo leñoso difiere del no leñoso en la consistencia; en que mientras el uno se presenta como una estructura endurecida, el otro tiene una estructura blanda.

Para objetos prácticos se clasifican los pedúnculos de acuerdo a su longitud de la siguiente manera:

Cortos.- cuya longitud no supera los 2 cm, entre estos se tiene la guayaba, algunas especies de guabas, higo.

Medianos.- cuya longitud esta entre los 2 y 10 cm, entre estos se puede encontrar la naranja, mandarina, limón, aguacate, zapote, pera, manzana.

Largos.- son los que superan los 10 cm de longitud entre estos se tiene el mango, la guanábana.

El diámetro y la longitud del pedúnculo dependen de la variedad así como también del grado de madurez del fruto.

1.1.6 VARIEDADES DE ÁRBOLES FRUTALES

El Ecuador es un país con una gran diversidad de climas lo que permite que en el país se cultiven diversas especies de árboles frutales que por su gran variedad sería imposible abarcar todos en una breve descripción, pero a continuación se muestran algunas de las especies más importantes y representativas, lo que permite hacerse una idea de las distintas características que se pueden encontrar en los árboles frutales así como para identificar los requerimientos a la hora de la cosecha.

Tabla 1. 1.- Variedades de frutos

Nombre	Descripción	Pedúnculo	Altura
Mango	Nombre común de un árbol y del fruto que produce, forma numerosas ramas <i>altas y abiertas</i> . La producción de un árbol de mango es muy elevada.	Largo de estructura leñosa	Hasta 15 m
Aguacate	Nombre común de un árbol originario de la América cálida y del fruto de ese árbol. El aguacate, voz azteca, se cultiva desde el Ecuador hasta las zonas de clima mediterráneo.	Mediano con estructura no leñosa.	De 5 a 15m
Peral	Nombre común de un grupo de unas 20 especies de un género de la familia de las Rosáceas que producen un fruto comestible llamado pera. El peral común es nativo de Europa. Las especies se cultivan mucho por su fruto en regiones templadas de clima fresco y húmedo de todo el mundo.	Mediano con estructura leñosa	Hasta 10 m
Naranja	Nombre común de un cítrico que producen diversos árboles. Entre las variedades más comunes cabe citar las naranjas amargas y dulce y la mandarina. El naranjo es árbol de hoja perenne	Mediano con estructura leñosa	Hasta 10 m
Higuera	Nombre común de las plantas de un género de la familia de las Moráceas que producen frutos llamados higos. La higuera común, nativa de Oriente Próximo, se cultiva mucho en países tropicales y subtropicales. Es un árbol bajo, caducifolio, con hojas alternas, profundamente lobadas, ásperas por el haz y suaves por el envés; la corteza que reviste las ramas es verdosa y pubescente.	Corto con estructura no leñosa	De 5 a 8 m
Limonero	Nombre común de un pequeño árbol espinoso, que produce el fruto llamado limón. El limonero se cultiva en todas las regiones tropicales y subtropicales del mundo.	Mediano con estructura leñosa	De 3 a 6 m
Capulín	También llamado capulí, nombre común de un	Corto con	De 12 a 15 m

	<p>árbol de la familia de las Rosáceas. El fruto es rojizo o negro, de 1 cm de diámetro y de olor agradable. La pulpa es dulce y algo astringente.</p>	<p>estructura no leñosa</p>	
Guanábana	<p>La guanábana es originaria de las regiones tropicales de América del Sur. La guanábana tiende a florecer y fructificar en forma más o menos continua.</p> <p>El rendimiento fluctúa entre veinticuatro y sesenta y cuatro frutos por árbol, con pesos que van de <i>0,25 kg a 5 kg</i> por fruto.</p>	<p>Largo con estructura leñosa</p>	<p>De 3 a 8 m</p>
Zapote	<p>El zapote por ser un árbol de gran altura, se recomienda cosechar los frutos con ayuda de una escalera y una vara con una cuchilla y una bolsa en la parte final. De esta manera, se evita que los frutos sufran daños por la caída al suelo.</p>	<p>Mediano con estructura no leñosa</p>	<p>Hasta 20 m</p>

SIMBOLOGÍA

A	Área
b	Ancho de lámina
D	Diámetro de la hélice
D_m	Distancia entre las manos
d	Diámetro, distancia
E	Módulo de elasticidad
e	Excentricidad
F	Fuerza, dimensión fundamental de la fuerza.
f_s	Factor de seguridad
G	Módulo de elasticidad en torsión.
h	Altura de la sección
I	Momento de inercia
K	Factor de concentración del esfuerzo
k	Factor de modificación del límite de fatiga
L	Dimensión fundamental de la longitud
l	Longitud
M	Momento
N	Número de vueltas o espiras
n	Factor de seguridad
P	Fuerza, peso
p	Paso
q	Carga distribuida
R	Radio del eje centroidal
r_i	Radio de la fibra interna
r_n	Radio de eje neutro
r_o	Radio de la fibra externa
S_{ut}	Resistencia última de tracción
S_y	Resistencia a la fluencia
t	Espesor
V	Fuerza cortante
$\Delta\Psi$	Desplazamiento angular [rad].
$[\sigma]$	Esfuerzo admisible

CAPITULO II

DISEÑO Y CONSTRUCCION

2.1 PARAMETROS FUNCIONALES

La herramienta debe presentar características tales que permitan:

- ◆ Acceder al fruto con facilidad; es decir no debe enredarse en el ramaje del árbol.
- ◆ El corte del pedúnculo.
- ◆ Evitar la caída del fruto al piso.
- ◆ Maniobrar la herramienta desde la parte mas baja de la misma.
- ◆ Trabajar evitando causar demasiada fatiga al operador.

Para satisfacer las condiciones antes mencionadas se definen los siguientes parámetros funcionales:

2.1.1 LONGITUD

Este es un parámetro de suma importancia ya que define el alcance de altura que tendrá la herramienta, del capítulo anterior se obtuvo que las herramientas actualmente utilizadas oscilan alrededor de los 4-6 m, pero con esta altura no es fácil maniobrar en el ramaje. De manera que la longitud máxima de herramienta será menor a los seis metros. Obviamente para especies que presenten alturas mayores será necesario el uso de escaleras para subir a las primeras ramas del árbol.

Para definir una longitud mínima se hace referencia a que los frutos que están a una altura menor a los 2 m pueden ser cosechados con la mano, por lo que se define una altura mínima mayor a los 2 m para la herramienta.

2.1.2 FUERZA DE CORTE

Este es un parámetro importante ya que define en sí la fuerza a realizarse sobre el mecanismo de corte a fin de lograr el corte del pedúnculo. Los datos experimentales tomados (VER ANEXO 1) dan como resultado una fuerza máxima aplicada de 20 Kg aproximadamente por lo que se asume este valor como dato funcional de la herramienta.

2.1.3 CAPACIDAD DE CARGA

Este es un parámetro que influye directamente en la fatiga del operador por lo que este debe ser un parámetro considerado dentro del diseño, de los datos

recabados se obtiene que el fruto de mayor peso puede llegar hasta 5 (kg) como es el caso de la guanábana, pero este sería un peso demasiado elevado que sumado a la longitud de la herramienta provocaría una fatiga excesiva del operador, por lo que se define como capacidad de carga máxima de 3 (Kg) cuando la herramienta se encuentra totalmente desplegada.

Tabla 2. 1.- Condiciones de la herramienta

PARAMETRO	CONDICION
Altura máxima	>4 metros
Altura mínima	>2 metros
Capacidad de carga	3 Kg

2.1.4 CONSIDERACIONES

Para el diseño hay que tomar en consideración otros factores tales como el ambiente de trabajo, restricciones de peso, así como también el costo final.

2.1.4.1 Ambiente de trabajo

Este es un factor importante ya que la herramienta esta orientada al campo de la agricultura hay que considerar que puede trabajar en condiciones de humedad, deberá trabajar al aire libre por lo que puede estar expuesta al sol, lluvia, polvo, etc. Por lo que la selección de materiales deberá estar orientada en este sentido.

2.1.4.2 Peso de la herramienta

Como ya se explico anteriormente este es un factor que afecta directamente al operador ya que si es demasiado elevado causaría problemas de maniobrabilidad así como una fatiga excesiva del mismo, de ahí que el peso de la herramienta debe ser el menor posible.

2.1.4.3 Costo

El costo final de la herramienta debe ser el más bajo posible ya que el consumidor final en este caso el agricultor necesita una herramienta que además de ser útil sea barata.

2.2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Para el estudio de alternativas se considera el diseño de la herramienta en tubo redondo ya que se prestaría para un mejor funcionamiento de la misma, de ahí que se plantean las siguientes alternativas:

Tabla 2. 2.- Alternativas

Estructura \ Accionamiento de corte	Cable	Hidráulico	Neumático
	De un solo tramo	X	
Varios tramos desmontables	X		
Telescópica	X		

Se escoge un sistema de accionamiento por cable que es el mas conveniente teniendo en cuenta las restricciones de peso, costo y complejidad.

2.2.1 ALTERNATIVAS

a) Un solo tramo

Esta alternativa consiste en construir una herramienta cuya estructura sea de una misma sección transversal y sobre esta un montaje que permita el accionamiento del mecanismo de corte por medio de cable.



Figura 2. 1.- Estructura de 1 solo tramo

Ventajas.-

- ◆ Estructura más simple
- ◆ Facilidad de construcción
- ◆ Menor costo
- ◆ Facilidad de manejo

Desventajas.-

- ◆ Mayor peso debido a la uniformidad de la sección
- ◆ Dificultad para adaptarse a distintas alturas
- ◆ Si bien su manejo es fácil provocaría problemas al momento de descargar el fruto, así como para transportarla debido a la longitud.

b) Varios tramos desmontables

Esta alternativa consiste en diseñar una herramienta de tal manera que su alcance pueda variarse por medio de montar o desmontar los tramos de una longitud determinada y su accionamiento por medio de cable.

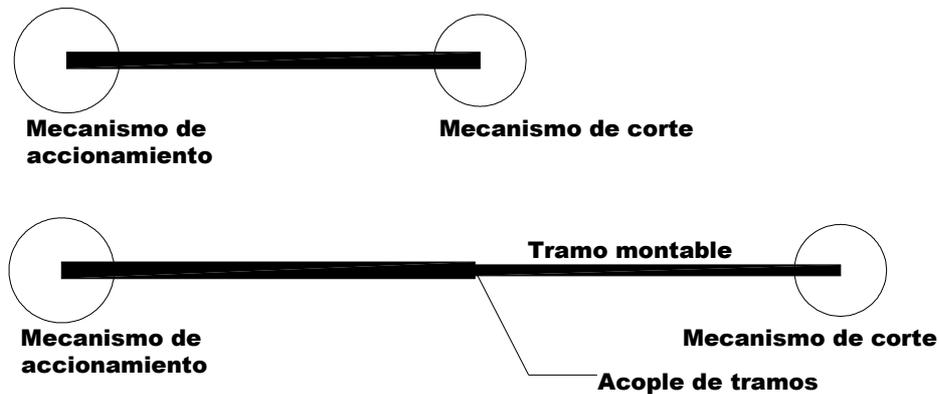


Figura 2. 2.- Tramos montables

Ventajas.-

- ◆ Menor peso si las secciones son variables
- ◆ Adaptable a varias alturas
- ◆ Facilidad de manejo
- ◆ No se requiere cargar todo el peso de la herramienta para alturas mínimas.

Desventajas.-

- ◆ Estructura más compleja
- ◆ Mayor dificultad de construcción
- ◆ Mayor costo
- ◆ Dificultad de transporte por el número de elementos
- ◆ Para variar la altura implicaría tiempo para montar y desmontar los tramos.
- ◆ Al igual que la alternativa anterior presentaría problemas para descargar el fruto.

c) Sistema telescópico

Esta alternativa consiste en diseñar la herramienta de tal modo que para variar su altura se extiende una sección que es solidaria a la primera, y para realizar el corte se acciona por medio de cable.

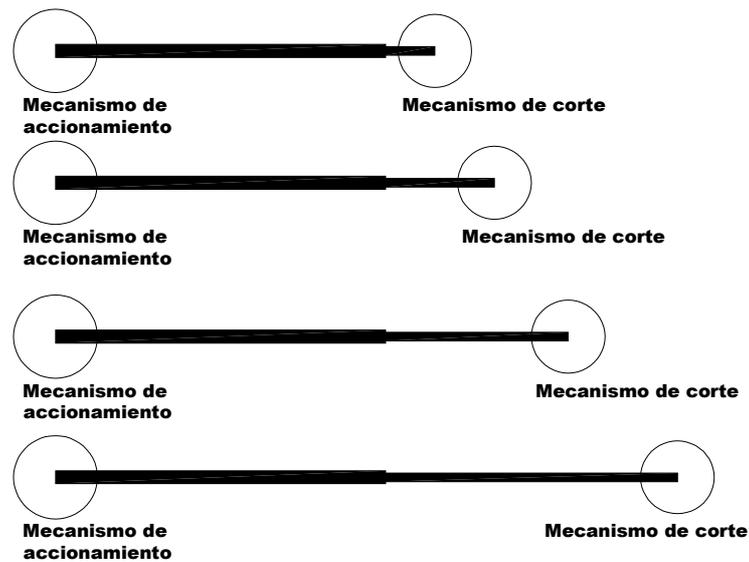


Figura 2. 3.- Sistema telescópico

Ventajas.-

- ◆ Menor peso debido a que la sección va disminuyendo.
- ◆ Por su diseño sería más fácil de transportar
- ◆ Facilidad de manejo
- ◆ Puede adaptarse a varias alturas de forma rápida
- ◆ Permite descargar el fruto de forma fácil

Desventajas.-

- ◆ Hay que cargar todo el peso para alturas mínimas
- ◆ Estructura compleja
- ◆ Mayor dificultad de construcción
- ◆ Mayor costo

2.2.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

2.2.2.1 Criterios de comparación

Se consideran los siguientes parámetros de comparación:

- 1) *Complejidad de construcción.-* ya que este factor afectará directamente al tiempo y costo de construcción.
- 2) *Peso total de la herramienta.-* es un factor de gran importancia ya que afecta directamente al operador.

- 3) *Facilidad de uso.*- este factor define la complejidad del uso de la herramienta ya que entre más difícil su manejo, implicará un mayor tiempo perdido del operador.
- 4) *Costo.*- de vital importancia teniendo en cuenta que uno de los objetivos es conseguir una herramienta útil pero a la vez económica.
- 5) *Versatilidad.*- este factor indica la capacidad de la herramienta para adaptarse a distintas condiciones de altura, ya que como se mencionó en el capítulo 1 los árboles frutales se presentan con una gran variedad de alturas de ahí que se considere este parámetro al momento de seleccionar una alternativa.

Tabla 2. 3.- Criterios de selección

Parámetro	Complejidad	Peso	Facilidad de uso	Costo	Versatilidad
Puntuación	1	1	1	1	1

Nota: La puntuación de uno refiere a la opción que presenta mejores características, así por ejemplo en complejidad 1 se refiere a la opción menos compleja.

El costo se refiere al costo unitario de cada alternativa.

2.2.2.2 Calificación de alternativas

Tabla 2. 4.- Calificación de alternativas

Alternativa	Complejidad	Peso	Facilidad de uso	Costo	Versatilidad	Total
a	1	0.5	0.9	0.9	0.5	3.8
b	0.6	0.7	0.8	0.7	0.7	3.5
c	0.8	0.7	0.8	0.7	0.9	3.9

Por lo tanto se escoge la opción **C** un sistema telescópico con accionamiento del mecanismo de corte por medio de cable.

2.3 DISEÑO

2.3.1 DISEÑO DEL BASTIDOR

De acuerdo a la selección de alternativas, se tiene como bastidor de la herramienta de corte el sistema telescópico. Este consiste en dos tubos de sección diferente en el que el tubo de menor sección desliza dentro del otro y se puede ajustar a la longitud que el agricultor requiera.

2.3.1.1 Consideraciones de diseño

Considerando que el agricultor debe soportar con la fuerza de sus brazos la herramienta y darle un fácil manejo por entre las ramas de los árboles el bastidor debe ser lo más liviano posible y resistente a la corrosión.

Entre los materiales más aptos para este diseño está el aluminio por su bajo peso y buena resistencia a la corrosión; sin embargo, a nivel nacional no se fabrican tubos con los distintos diámetros indicados en catálogo (VER ANEXO 2), sino que para ciertos diámetros específicos se los fabrica solo bajo pedido con un mínimo de 100 kg por cada diámetro, lo cual resulta inconveniente para los fines de éste proyecto de tesis.

Se busca como segunda opción el acero inoxidable, que aunque con mayor peso y costo que el aluminio, se lo puede conseguir en stock con una amplia variedad de diámetros y por venta unitaria (VER ANEXO 3).

La longitud de alcance mínima y máxima es de 2 y 4 metros respectivamente.

El tubo interno (*i*), el de menor sección, tendrá varias perforaciones con el fin de ajustar la longitud que se requiera al trabarse con un pin solidario al tubo externo (*e*).

La holgura entre los tubos debe ser tal que permita un deslizamiento suave, esta selección se hace de acuerdo al stock del fabricante o distribuidor y al respectivo análisis de esfuerzos.

2.3.1.2 Análisis de Esfuerzos

Para el análisis de esfuerzos se considera que:

- ◆ El bastidor o pértiga está abierta a su máximo alcance, es decir longitud de 4 metros.
- ◆ El peso propio de cada tubo
- ◆ La pértiga fuese de una sola pieza con cambios de sección, para facilitar el cálculo.
- ◆ El peso de fruto recolectado está en el extremo del tubo *i*.
- ◆ El agricultor varía la inclinación de la herramienta entre ángulos de 0° y 90° lo que hace variar la dirección de las fuerzas sobre la herramienta, considerándose como crítico la posición horizontal ($\theta = 0^{\circ}$) y en ésta se realizan los cálculos de flexión por el método de secciones.

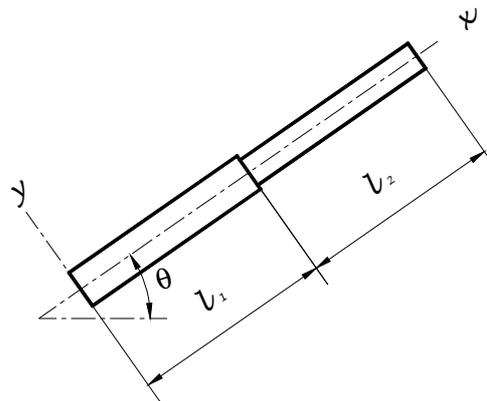


Figura 2. 4.- Esquema del bastidor

$$l_1 = l_2 = l$$

Diagrama de cuerpo libre de los dos tramos considerando que en el cambio de sección forman un solo cuerpo.

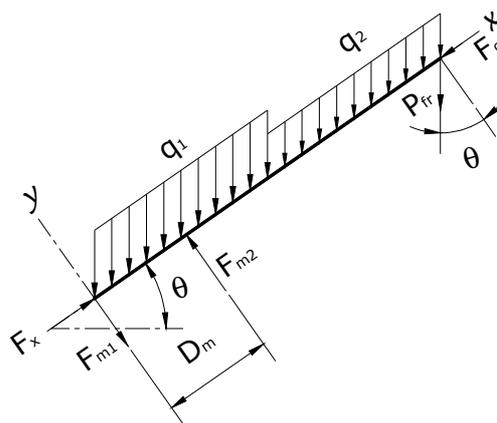


Figura 2. 5.- D.C.L. del bastidor

Planteando las respectivas ecuaciones de equilibrio se tiene:

Ecuación 2. 1.- SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 104

$$\sum F = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x = q_{1x}l + q_{2x}l + P_{frx} + F_c$$

$$F_x = l(q_1 + q_2)\text{sen}\theta + P_{fr}\text{sen}\theta + F_c$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y = F_{m1} + P_{fry} + q_{1y}l + q_{2y}l$$

$$F_{m1} = [F - P_{fr} - l(q_1 + q_2)]\text{cos}\theta$$

Ecuación 2. 2.- SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica pág. 106

$$\sum M = 0$$

Planteando la condición de equilibrio se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{m2}D_m - \frac{1}{2}q_{1y}l^2 - \frac{3}{2}q_{2y}l^2 - P_{fr}L = 0$$

$$F_{m2}D_m = \frac{1}{2}l^2(q_1 - 3q_2)\cos\theta + P_{fr}L\cos\theta$$

Por el método de secciones basado en PISARENKO G. S. Manual de Resistencia de Materiales, se tiene lo siguiente:

Cuando $\theta = 0^\circ$

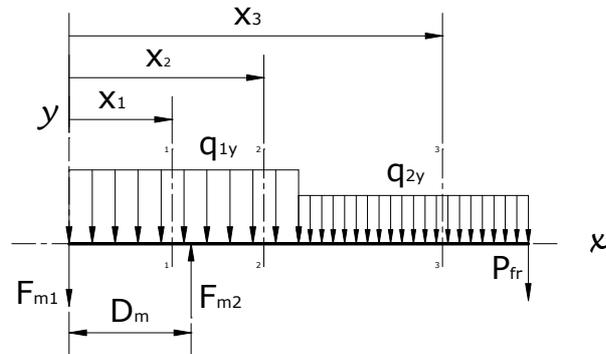
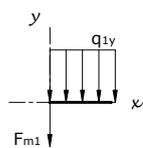


Figura 2. 6.- D.C.L. del bastidor cuando $\theta = 0^\circ$

Sección 1-1

$$0 \leq x_1 \leq D_m$$



$$V_{x1} = -F_{m1} - q_{1y}x_1$$

$$V_{x1} = -F_{m1} - q_1x_1 \cos\theta$$

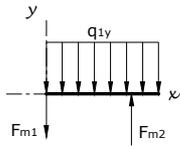
$$M_{x1} = -F_{m1}x_1 - \frac{1}{2}q_{1y}x_1^2$$

$$M_{x1} = -F_{m1}x_1 - \frac{1}{2}q_1x_1^2 \cos\theta$$

$$x = 0 \Rightarrow \begin{cases} V_{x1} = -F_{m1} \\ M_{x1} = 0 \end{cases} \quad x = D_m \Rightarrow \begin{cases} V_{x1} = -F_{m1} - q_1D_m \cos\theta \\ M_{x1} = -F_{m1}D_m - \frac{1}{2}q_1D_m^2 \cos\theta \end{cases}$$

Sección 2-2

$$D_m \leq x_2 \leq l$$



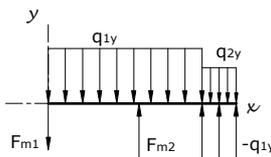
$$V_{x_2} = F_{m_2} - F_{m_1} - q_{1y}x_2$$

$$M_{x_2} = F_{m_2}(x_2 - D_m) - F_{m_1}x_2 - \frac{1}{2}q_1x_2^2 \cos \theta$$

$$x = D_m \Rightarrow \begin{cases} V_{x_2} = F_{m_2} - F_{m_1} - q_1 D_m \cos \theta \\ M_{x_2} = -F_{m_1} D_m - \frac{1}{2} q_1 D_m^2 \cos \theta \end{cases}$$

$$x = l \Rightarrow \begin{cases} V_{x_2} = F_{m_2} - F_{m_1} - q_1 l \cos \theta \\ M_{x_2} = F_{m_2}(l - D_m) - F_{m_1} l - \frac{1}{2} q_1 l^2 \cos \theta \end{cases}$$

Sección 3-3 $l \leq x_3 \leq 2l$



$$V_{x_3} = F_{m_2} - F_{m_1} - q_{1y}x_3 - q_{2y}(x_3 - l) + q_{1y}(x_3 - l)$$

$$M_{x_3} = F_{m_2}(x_3 - D_m) - F_{m_1}x_3 - \frac{1}{2}q_{1y}x_3^2 - \frac{1}{2}q_{2y}(x_3 - l)^2 + \frac{1}{2}q_{1y}(x_3 - l)^2$$

$$x = l \Rightarrow \begin{cases} V_{x_3} = F_{m_2} - F_{m_1} - q_1 l \cos \theta \\ M_{x_3} = F_{m_2}(l - D_m) - F_{m_1} l - \frac{1}{2} q_1 l^2 \cos \theta \end{cases}$$

$$x = 2l \Rightarrow \begin{cases} V_{x_3} = F_{m_2} - F_{m_1} - (q_1 + q_2) l \cos \theta \\ M_{x_3} = F_{m_2}(2l - D_m) - F_{m_1} l - \frac{1}{2} q_2 l^2 \cos \theta \end{cases}$$

Los datos del material y los parámetros de diseño se presentan a continuación:

Material: Acero inoxidable AISI 304

$S_{ut \min}$		$S_{y \min}$		E	
N/mm^2	Kg/cm^2	N/mm^2	Kg/cm^2	N/mm^2	Kg/cm^2
515.00	5150.00	205.00	2050.00	190000	1900000

Tabla 2. 5.- Consideraciones de diseño

D_m	l	P_{fr}	F_c	θ
cm	cm	Kg	Kg	rad
50	200	3	25	0.00

2.3.1.3 Selección del diámetro de cada tubo

La selección del diámetro nominal de cada tubo se hace con la ayuda de la hoja de cálculo de Excel. Esta selección se realiza por tanteo verificando qué pareja de tubos cumplen con la resistencia del material y una holgura no mayor a 3mm.

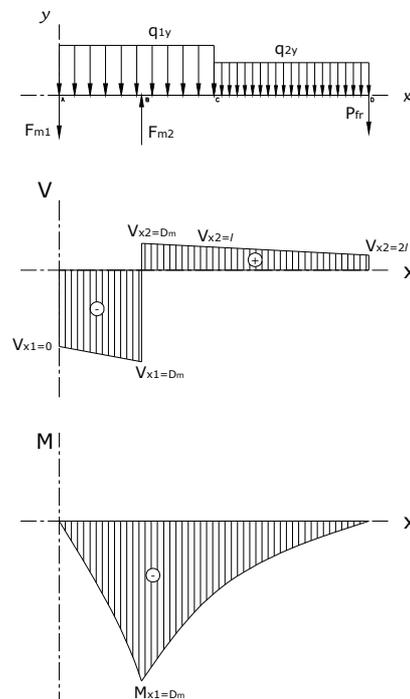


Figura 2. 7.- Diagramas de cortante y momento flector del bastidor

2.3.1.4 Cálculo de la deflexión del bastidor

Además de la resistencia también es importante conocer la deflexión que experimentan los tubos, puesto que la herramienta resultaría incómoda de maniobrar al existir una deflexión exagerada.

El cálculo se basa en el caso de las vigas de sección variada³, donde se multiplican las fuerzas exteriores por un coeficiente de corrección para sustituir la viga escalonada por una viga equivalente de sección constante con un momento de inercia I_0 .

Sea

$$I_0 = I_1 \quad \Rightarrow \quad \beta_1 = \frac{I_0}{I_1} \quad \beta_2 = \frac{I_0}{I_2}$$

β_1 y β_2 son los factores de corrección para que se pueda considerar a la barra como de una sola sección y poder encontrar la deflexión total.

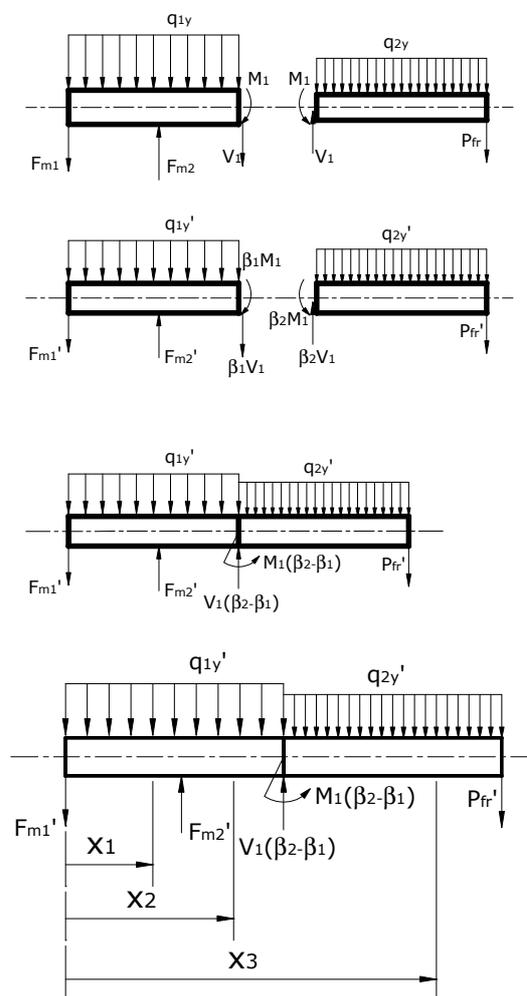


Figura 2. 8.- Resolución de viga escalonada

³ PISARENKO G. S. Manual de Resistencia de Materiales, Ed. Mir Moscú, 1985

Ecuación 2. 3.- SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica pág. 181

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = \pm M(x)$$

Ecuación 2. 4.- SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica pág. 183

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M(x) dx + A$$

Ecuación 2. 5.- SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica pág. 183

$$EIY(x) = \int dx \int M(x) dx + Ax + B$$

Aplicando las ecuaciones 2.3, 2.4 y 2.5 a cada sección se obtiene:

Sección 1-1 $0 \leq x_1 \leq D_m$

$$1) EI_0 \frac{d^2y}{dx^2} = -F_{m1}' x_1 - \frac{1}{2} q_1' x_1^2 \cos \theta$$

$$2) EI_0 \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2} F_{m1}' x_1^2 - \frac{1}{6} q_1' x_1^3 \cos \theta + A_1$$

$$3) EI_0 y_1 = -\frac{1}{6} F_{m1}' x_1^3 - \frac{1}{24} q_1' x_1^4 \cos \theta + A_1 x_1 + B_1$$

Sección 2-2 $D_m \leq x_2 \leq l$

$$4) EI_0 \frac{d^2y}{dx^2} = -F_{m1}' x_2 + F_{m2}' (x_2 - D_m) - \frac{1}{2} q_1' x_2^2 \cos \theta$$

$$5) EI_0 \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2} F_{m1}' x_2^2 + \frac{1}{2} F_{m2}' (x_2 - D_m)^2 - \frac{1}{6} q_1' x_2^3 \cos \theta + A_2$$

$$6) EI_0 y_2 = -\frac{1}{6} F_{m1}' x_2^3 + \frac{1}{6} F_{m2}' (x_2 - D_m)^3 - \frac{1}{24} q_1' x_2^4 \cos \theta + A_2 x_2 + B_2$$

Sección 3-3 $l \leq x_3 \leq 2l$

$$7) EI_0 \frac{d^2y}{dx^2} = -F_{m1}' x_3 + F_{m2}' (x_3 - D_m) - \frac{1}{2} q_1' x_3^2 \cos \theta - \frac{1}{2} q_2' (x_3 - l)^2 \cos \theta + \frac{1}{2} q_1' (x_3 - l)^2 \cos \theta + V_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l) - M_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l)^0$$

$$8) EI_0 \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2} F_{m1}' x_3^2 + \frac{1}{2} F_{m2}' (x_3 - D_m)^2 - \frac{1}{6} q_1' x_3^3 \cos \theta - \frac{1}{6} q_2' (x_3 - l)^3 \cos \theta + \frac{1}{6} q_1' (x_3 - l)^3 \cos \theta + \frac{1}{2} V_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l)^2 - M_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l) + A_3$$

$$9) EI_0 y_3 = -\frac{1}{6} F_{m1}' x_3^3 + \frac{1}{6} F_{m2}' (x_3 - D_m)^3 - \frac{1}{24} q_1' x_3^4 \cos \theta - \frac{1}{24} q_2' (x_3 - l)^4 \cos \theta + \frac{1}{24} q_1' (x_3 - l)^4 \cos \theta + \frac{1}{6} V_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l)^3 - \frac{1}{2} M_1 (\beta_2 - \beta_1) (x_3 - l)^2 + A_3 x_3 + B_3$$

Para el cálculo de las constantes tenemos las siguientes condiciones:

$$x_1 = x_2 = D_m \Rightarrow \begin{cases} \text{Ec. 2} = \text{Ec. 5} \rightarrow A_1 = A_2 \\ \text{Ec. 3} = \text{Ec. 6} \rightarrow B_1 = B_2 \end{cases}$$

$$x_2 = x_3 = l \Rightarrow \begin{cases} \text{Ec. 5} = \text{Ec. 8} \rightarrow A_2 = A_3 \\ \text{Ec. 6} = \text{Ec. 9} \rightarrow B_2 = B_3 \end{cases}$$

$$\therefore A_1 = A_2 = A_3 = A$$

$$\text{y } B_1 = B_2 = B_3 = B$$

Primera condición de borde $x_1 = 0 \rightarrow y_A = 0$

$$3) 0 = -\frac{1}{6} F'_{m1} \cdot 0 - \frac{1}{24} q'_1 \cdot 0 \cdot \cos \theta + A_1 \cdot 0 + B \rightarrow B = 0$$

Segunda condición de borde $x_2 = D_m \rightarrow y_B = 0$

$$6) 0 = -\frac{1}{6} F'_{m1} D_m^3 + \frac{1}{6} F'_{m2} (D_m - D_m)^3 - \frac{1}{24} q'_1 D_m^4 \cos \theta + A D_m$$

$$A = \frac{1}{6} F'_{m1} D_m^2 + \frac{1}{24} q'_1 D_m^3 \cos \theta$$

$$\rightarrow A = \frac{D_m^2}{24} [4F'_{m1} + q'_1 D_m]$$

Este sistema de ecuaciones sirve para ver cuánta deflexión presentan los tubos en la situación más crítica: extendidos completamente a su longitud máxima de alcance, en posición horizontal y con un peso de fruto de 3kg en su extremo. Con este cálculo, que también es iterativo, además de verificar la resistencia se tiene la deflexión máxima que alcanzará el bastidor.

El proceso arroja los siguientes resultados:

Tubo fijo (de mayor sección)

Diámetro: 4,22cm

Espesor: 1,2mm

Peso: 1,21kg/m

Tubo móvil (de menor sección)

Diámetro: 3,18cm

Espesor: 1,2mm

Peso: 0,91kg/m

Holgura: 3,7mm

Peso total: 4,22 kg

(ANEXO 4 resultados de cálculo de tubos)

2.3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE AJUSTE DE LONGITUD

Para el sistema de ajuste de longitud se considera un mecanismo que permita fijar la posición de los tubos de manera que se pueda lograr distintas alturas, el sistema consiste en un pin de fijación el mismo que mediante la acción de un resorte permitirá el trabe automático de los tubos ya que el tubo interno tiene una serie de perforaciones que permiten la variación de la longitud total de la herramienta; pero para el destrabe se necesita la acción del operador. El sistema se describe a continuación:

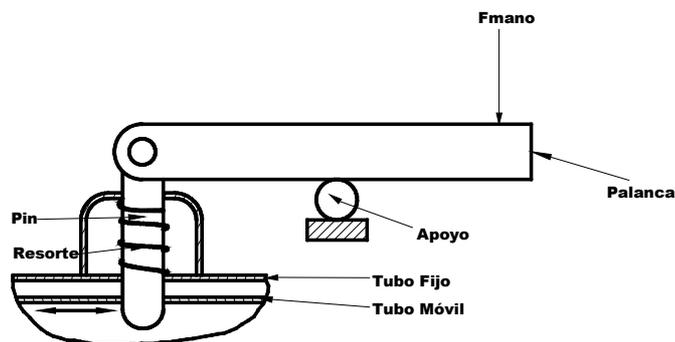


Figura 2. 9.- Sistema de ajuste de longitud

De manera que se procede al diseño de los distintos elementos.

2.3.2.1 Diseño de Pin

Debido a las condiciones de trabajo el pin se lo diseña para carga estática como una viga sometida a flexión y como el peor de los casos soportando el peso del tubo interior y la canasta de fruto.

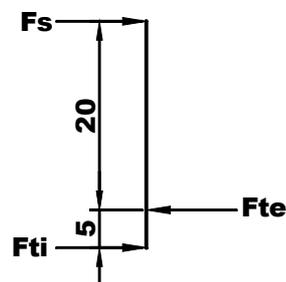


Figura 2. 10.- D.C.L. para el pin

Las fuerzas actuantes son F_s = fuerza del soporte; F_{ti} , F_{te} son las fuerzas de los tubos interior y exterior respectivamente.



$F_{ti} = \text{Tensión del cable} + \text{Peso del tubo} + \text{Peso del fruto}$

$$F_{ti} = 25[\text{kg}] + 1,82[\text{kg}] + 3[\text{kg}]$$

$$F_{ti} = 29,82[\text{kg}] \approx 30[\text{kg}]$$

Según la ecuación 2.1

$$\sum F_y = 0$$

$$F_s + F_{ti} - F_{te} = 0$$

$$F_s + F_{ti} = F_{te}$$

Según la ecuación 2.2

$$\sum M_o = 0$$

$$20F_{te} - 25F_{ti} = 0$$

$$F_{te} = \frac{25}{20} F_{ti} = 37,5[\text{kg}]$$

$$F_s = F_{te} - F_{ti} = 37,5 - 30 = 7,5[\text{kg}]$$

$$0 \leq X \leq 20$$

$$V_x = 7,5[\text{kg}]$$

$$M_x = 7,5 \cdot x$$

$$x = 0 \rightarrow M_x = 0$$

$$x = 20 \rightarrow M_x = 150[\text{kg} - \text{mm}]$$

$$20 \leq X \leq 25$$

$$V_x = -30[\text{Kg}]$$

$$M_x = 7,5 \cdot x - 37,5(x - 20)$$

$$x = 30 \rightarrow M_x = 150[\text{Kg} - \text{mm}]$$

$$x = 35 \rightarrow M_x = 0$$

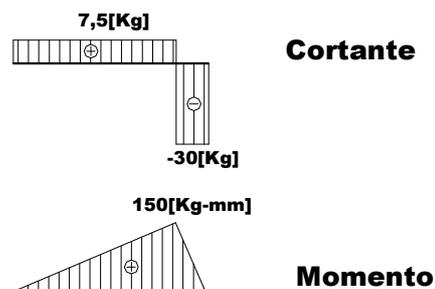


Figura 2. 11.- Diagramas de cortante y momento flector del pin

El esfuerzo máximo se considera el de flexión ya que el de cortante resulta pequeño comparado con este valor por lo tanto se procede a diseñar para el esfuerzo de flexión, se diseña el pin con acero A36 con las siguientes características:

$$S_y = 25 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

$$S_{ut} = 41 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Ecuación 2. 6.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 24

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{f_s}$$

De dónde $f_s = 1,67$ lo que da como resultado:

$$\sigma_{adm} = \frac{25}{1,67} = 15 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right) \text{ o que es lo mismo } \sigma_{adm} = 0,6S_y$$

Ecuación 2. 7.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 114

$$\sigma = \frac{M.c}{I}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi.d^3}$$

$$\sigma = \frac{32.150}{\pi.d^3} = \sigma_{adm} = 15 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.150}{\pi.15}} = 4,67[\text{mm}] \approx 5[\text{mm}]$$

Debido a que el pin trabaja con un resorte, se construye la parte mas baja con un diámetro mayor de manera que permita el asentamiento del resorte y por tanto su trabajo, se construye de 8 [mm].

Se realiza una comprobación a fatiga considerando que el pin debe tener una vida infinita de manera que se tiene:

Ecuación 2. 8.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 393, Tabla 7-13

$$S_e = 0,506.S_{ut}$$

La resistencia ala fatiga se ve afectada por una serie de factores que en este caso son:

Ecuación 2. 9.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág.393, Tabla 7-13

$$S_e = k_a . k_b . k_c . k_d . k_e . S_e^*$$

donde; K_a = factor de modificación de la condición superficial.

K_b = factor de modificación del tamaño.

K_c = factor de modificación de carga

k_d = factor de modificación de la temperatura.

k_e = factor de modificación de efectos varios.

S_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Se = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y la condición de uso.

Para el caso del pin se tiene:

$$S_e = 0,506 \cdot (41 \text{ kg/mm}^2)$$

$$S_e = 20,75 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Ecuación 2. 10.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 393, Tabla 7-13

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,45 \cdot 410^{-0,265}$$

$$k_a = 0,9$$

$$k_b = 1^4$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

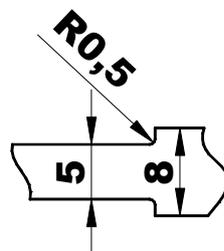
$$k_e = 1$$

Según la ecuación 2.9 se obtiene:

$$Se = 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 20,75 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$Se = 18,68 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Debido a que el pin tiene un cambio de sección se procede a calcular un factor de concentración de esfuerzos a fatiga de la siguiente manera:



⁴ SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 380.

Ecuación 2. 11.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 393, Tabla 7-13

$$k_f = \frac{k_t}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \frac{k_t - 1}{k_t} \sqrt{a}}$$

$$k_t = 2,107^5$$

Ecuación 2. 12.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 389, Tabla 7-12

$$\sqrt{a} = \frac{139}{S_{ut}}$$

$$\sqrt{a} = 0,34$$

De manera que según la ecuación 2.11 se tiene:

$$k_f = \frac{2,107}{1 + \frac{2}{\sqrt{0,5}} \frac{2,107 - 1}{2,107} 0,34} = 1,4$$

El pin debe soportar un esfuerzo de flexión fluctuante entre 0 y 12,2 [kg/mm²] (ver ecuación 2.7), y se encontrará el valor del factor de seguridad a fatiga según la teoría de la energía de distorsión de Gerber descrita en SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, págs. 404-409.

Ecuación 2. 13.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 402

$$\sigma_{m0} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{m}n}}{2}$$

Ecuación 2. 14.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 402

$$\sigma_{a0} = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{m}n}}{2} \right|$$

De acuerdo las ecuaciones 2.13 y 2.14 se tienen:

$$\sigma_{m0} = 6,1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right] = \sigma_{a0}$$

Tomando en consideración el factor de concentración:

Ecuación 2. 15.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 389

$$\sigma_m = k_f \cdot \sigma_{m0}$$

Ecuación 2. 16.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 389

$$\sigma_a = k_f \cdot \sigma_{a0}$$

⁵ SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 1203, Tabla E-15-7

Para el caso del pin se tiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = 1,4 \times 6,1 = 8,54 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

De manera que el factor de seguridad a fatiga se encuentra mediante la siguiente relación:

Ecuación 2. 17.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en ingeniería mecánica, pág. 408, Tabla 7-15

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m \cdot S_e}{S_{ut} \cdot \sigma_a} \right)^2} \right]$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{41}{8,54} \right)^2 \frac{8,54}{18,68} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 8,54 \cdot 18,68}{41 \cdot 8,54} \right)^2} \right] = 1,86$$

De manera que el pin tiene vida infinita a fatiga.

2.3.2.2 Diseño De Resorte

Para el diseño del resorte se toma en cuenta las restricciones geométricas, además se debe tomar en cuenta que la fuerza aplicada al mismo no sea muy elevada de modo que represente un gran esfuerzo para del operador al momento de destrabar los tubos.

Restricciones de espacio.-

$$Dl > 5 \text{ (mm)}$$

$$Lo \approx 20 \text{ (mm)}$$

$$Ls < 10 \text{ (mm)}$$

Consideraciones de diseño.-

$$4 \leq C \leq 12$$

$$3 \leq Na \leq 15$$

$$n_s \geq 1.2$$

$$Lo \leq (Lo)_{cr} = 5,26 D$$

Decisiones a priori.-

Material: AISI 1085 (Alambre de piano)

$$A = 2211 \text{ (Mpa} \cdot \text{mm}^m)$$

$$m = 0,145$$

$$G = 8000 \text{ (Kg/mm}^2)$$

Extremos a escuadra y esmerilados

$$n_s = 1,2$$

$$d = 0,8 \text{ (mm)}$$

$$C = 8$$

Siguiendo un procedimiento similar al descrito en el numeral 2.3.3.5 se obtienen las siguientes características:

$$N_t = 12,5 \text{ espiras}$$

$$N_a = 10,5 \text{ espiras}$$

$$d = 0,8[\text{mm}]$$

$$DI = 5,6[\text{mm}]$$

$$DE = 7,2[\text{mm}]$$

$$D = 6,4[\text{mm}]$$

$$Lo = 27,5[\text{mm}]$$

$$Fs = 2,58[\text{Kg}]$$

$$p = 2,45[\text{mm}]$$

$$n_f = 1,5$$

2.3.2.3 Diseño de Soportes

Para el diseño de los soportes se toma en consideración la geometría, ya que estos deben estar solidarios al tubo exterior y deben permitir el movimiento de la palanca y del pin.

Para la construcción de los mismos se emplea una pletina de 13x2 [mm] de acero A36, con la siguiente geometría:

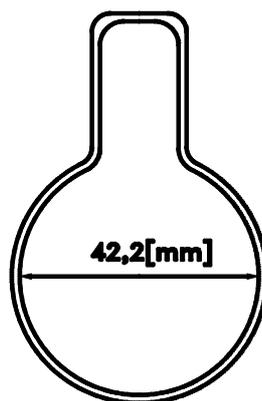


Figura 2. 12.- Geometría de soportes

Para la sujeción se emplean remaches de aluminio en el caso del soporte fijo ya que los esfuerzos son muy pequeños, y para el soporte del pin en si se sujeta con tornillos para que este pueda montarse y desmontarse con facilidad.

2.3.2.4 Diseño De Palanca

Se la diseña de manera que permita un movimiento vertical del pin de alrededor de 10 [mm] por medio de ejercer una fuerza en el extremo de la misma de la siguiente manera:

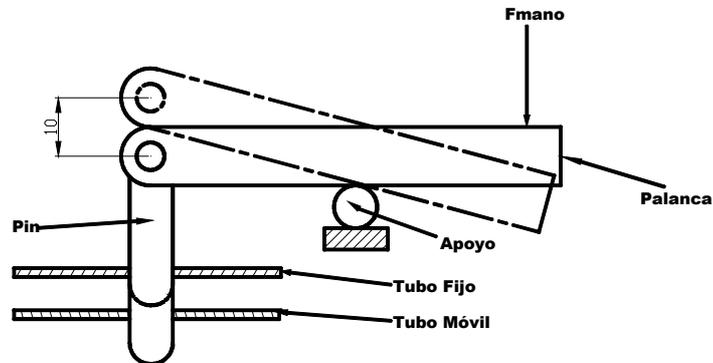


Figura 2. 13.- Funcionamiento palanca- pin

De manera que sobre la palanca actúa la fuerza del resorte (2,6 Kg) en el un extremo, mientras que en el otro se realiza una fuerza con la mano, y la palanca gira sobre un apoyo.

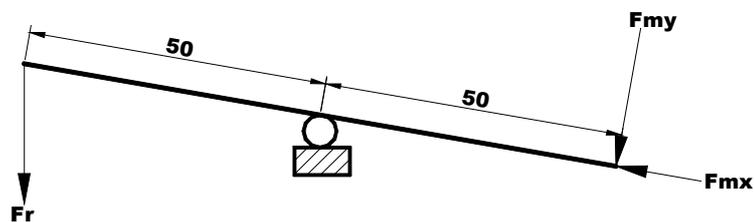
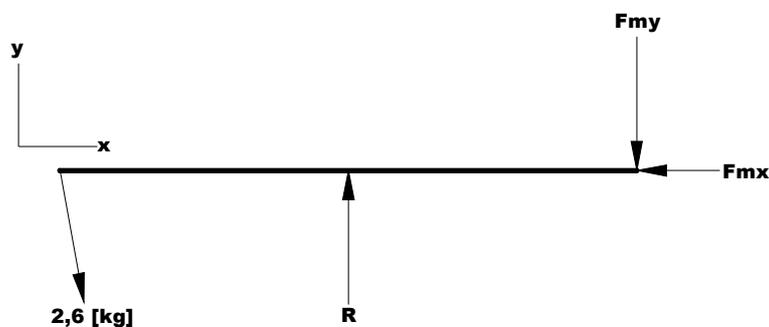


Figura 2. 14.- D.C.L. de palanca de pin

De manera que aplicando las ecuaciones de equilibrio 2.1 y 2.2 se obtienen los valores de las fuerzas de la siguiente manera:



$$\sum F_x = 0$$

$$2,6 \cdot \cos 80^\circ - F_{mx} = 0$$

$$F_{mx} = 0,45 [kg]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-2,6 \cdot \sin 80^\circ + R_1 - F_{my} = 0$$

$$R_1 - F_{my} = 2,56 [kg]$$

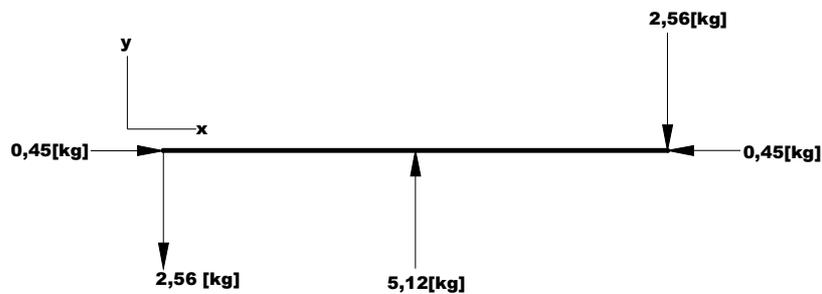
$$\sum M_o = 0$$

$$2,6 \cdot \sin 80^\circ \cdot 50 - F_{my} \cdot 50 = 0$$

$$F_{my} = 2,6 \cdot \sin 80^\circ = 2,56 [kg]$$

De manera que :

$$R_1 = 5,12 [kg]$$



$$0 \leq X < 50$$

$$N_x = -0,45 [kg]$$

$$V_x = -2,56 [kg]$$

$$M_x = -2,56 \cdot x$$

$$x = 0 \rightarrow M_x = 0$$

$$x = 50 \rightarrow M_x = -128 [kg - mm]$$

$$50 \leq X < 100$$

$$N_x = -0,45 [kg]$$

$$V_x = 2,56 [kg]$$

$$M_x = -2,56x + 5,12(x - 50)$$

$$x = 50 \rightarrow M_x = -128 [kg - mm]$$

$$x = 100 \rightarrow M_x = 0$$

Realizando las gráficas de esfuerzo se tiene:

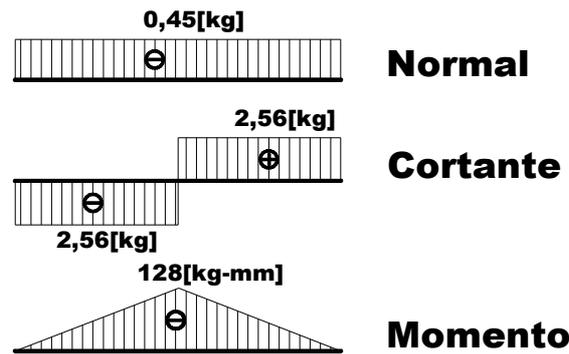


Figura 2. 15.- Diagramas de cortante y flexión para la palanca

Los esfuerzos normales y de cortante son muy pequeños por lo que se los puede despreciar de manera que se dimensiona la palanca con los esfuerzos de flexión, se emplea el mismo material acero A36 con las características:

$$S_y = 25 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

$$S_{ut} = 41 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = 15 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

De acuerdo a la ecuación 2.6 se tiene:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{6M}{bh^2} = 15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Donde $b = 2 \text{ mm}$ (espesor de la pletina)

$$h = \sqrt{\frac{6M}{15b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 128}{15 \cdot 2}} = 5 \text{ [mm]}$$

Se la construye con el mismo material de los soportes de manera que resulta $h = 13 \text{ mm}$ de modo que el factor de seguridad de acuerdo a la ecuación 2.6 resulta:

$$fs = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{25}{\frac{6M}{bh^2}}$$

$$fs = \frac{(2 \cdot 13^2) 25}{6 \cdot 128} = 11$$

El factor de seguridad resulta elevado de manera que los esfuerzos que actúan sobre el elemento resultan ser pequeños.

2.3.2.5 Holgura de los tubos

Para mantener concéntricos a los tubos se construyen dos anillos a partir de aluminio de 15x3mm. Estos están dispuestos de manera tal que permitan un deslizamiento suave entre los dos tubos.

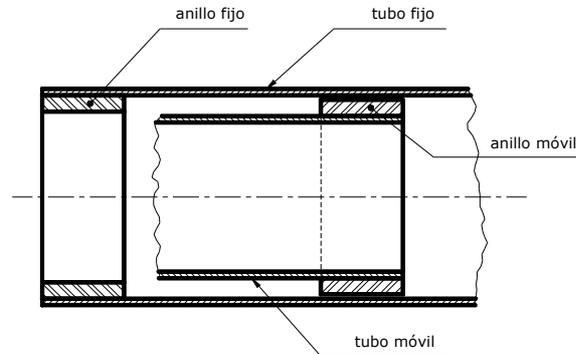


Figura 2. 16.- Anillos de deslizamiento

2.3.2.6 Guía

El sistema de ajuste de longitud funciona siempre que el pin de trabe caiga en uno de los agujeros del tubo2 y si éste rota alrededor de su eje axial, la variación de longitud queda completamente inútil.

Para resolver este problema se piensa en la geometría mostrada en la siguiente figura.

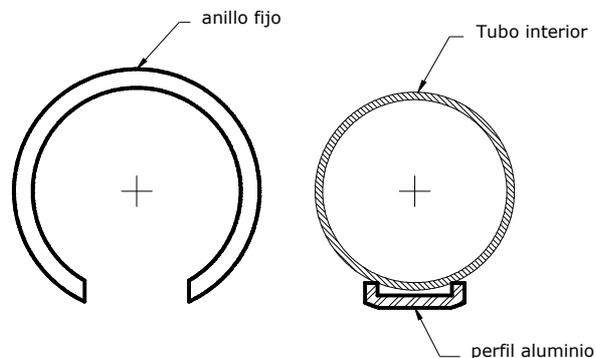


Figura 2. 17.- Configuración de la guía del tubo interior

Una guía formada por un perfil de aluminio sujetado en el lado contrario a los agujeros de ajuste de longitud del tubo móvil que deslizará por entre la abertura hecha en el anillo fijo, evitando de esta forma la rotación del tubo interior.

2.3.3 SISTEMA DE CORTE

2.3.3.1 Consideraciones de diseño

Para el mecanismo de corte se presentan las siguientes consideraciones:

- ◆ No se debe permitir el deslizamiento del pedúnculo

- ◆ Lograr una fuerza de corte de 20 kg (VER ANEXO 1)
- ◆ Tamaño del mecanismo debe ser reducido
- ◆ Facilidad para moverse dentro del ramaje
- ◆ Accionamiento a través de cable

Se plantea un mecanismo con las siguientes características:

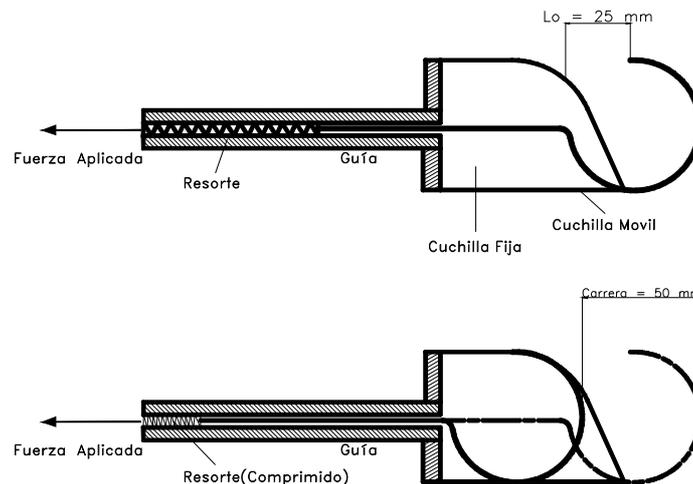


Figura 2. 18.- Mecanismo de corte

En el esquema anterior se muestra el bosquejo del mecanismo el mismo que cuenta con.

- ◆ Cuchilla móvil.- el movimiento de esta permite el corte del pedúnculo, su velocidad de avance es igual a la velocidad con la que se mueva el cable; es decir; dependerá del mecanismo de accionamiento.
- ◆ Cuchilla fija.- esta permitirá que el corte del pedúnculo se produzca al actuar de manera simultánea con la cuchilla móvil, debe ser de tal forma que permita asegurar el pedúnculo así como evitar que este deslice.
- ◆ Guía.- permitirá el movimiento rectilíneo de la cuchilla móvil
- ◆ Resorte.- permite que la cuchilla móvil regrese a su posición inicial cuando se deja de traccionar mediante el cable.
- ◆ Abertura inicial (L_o).- esta abertura es la que permitirá el ingreso del pedúnculo para poder ser cortado, esta distancia debe ser lo suficiente para permitir la entrada sin dificultad del pedúnculo, de las muestras obtenidas se tiene que el mayor diámetro de los pedúnculos está alrededor de los 20 mm por lo que esta distancia debe ser mayor o igual a este valor.

- ◆ Carrera.- debe ser tal que permita llegar desde una posición inicial con las condiciones antes mencionadas hasta lograr el traslape de las cuchillas para de este modo asegurar el corte del pedúnculo.

2.3.3.2 Diseño de la cuchilla móvil

Su geometría debe ser tal que impida que esta se enrede fácilmente en el ramaje de ahí que se opta por una forma de gancho, de geometría similar a una de las herramientas descritas en el capítulo anterior (VER APARTADO 1.3.1.1) que además permitirá asegurar el pedúnculo de forma fácil así como su accionamiento a través de un cable.

Cálculo.-

Se calcula la cuchilla como una viga curva en la cuál actuará una carga máxima de 20 kg.

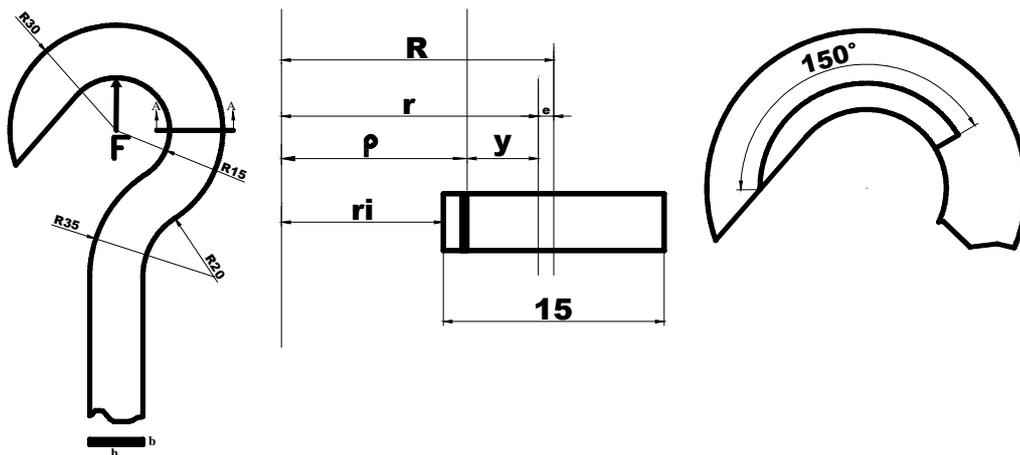


Figura 2. 19.- Geometría de cuchilla móvil

Donde la sección A-A es la crítica de manera que:

Ecuación 2. 18.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 139

$$r_n = \frac{A}{\int \frac{dA}{r}}$$

$$r_n = \frac{bh}{\int_{r_i}^{r_o} \frac{bdr}{r}} = \frac{bh}{b \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r}} = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} = \frac{15}{\ln\left(\frac{30}{15}\right)} = 21,64(mm)$$

Ecuación 2. 19.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 141

$$e = R - r_n$$

$$e = 22,5 - 21,64 = 0,86(mm)$$

Ecuación 2. 20.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 141

$$M = F.R$$

$$M = 20(kg) \times 22,5(mm) = 562,5(kg - mm)$$

Esfuerzo de Tracción:

Ecuación 2. 21.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 141

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_t = \frac{25}{A} \left(\frac{Kg}{mm^2} \right)$$

Esfuerzos en la viga curva:

Fibra interna.-

Ecuación 2. 22.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 140

$$\sigma_i = \frac{M(r_n - r_i)}{Ae r_i}$$

$$\sigma_i = \frac{562,5(21,64 - 15)}{A \times 0,86 \times 15} = \frac{289,53}{A} \left(\frac{kg}{mm^2} \right)$$

Fibra externa.-

Ecuación 2. 23.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 141

$$\sigma_e = \frac{M(r_n - r_o)}{Ae r_o}$$

$$\sigma_e = \frac{562,5(21,64 - 15)}{A \times 0,86 \times 30} = \frac{182,3}{A} \left(\frac{kg}{mm^2} \right)$$

Esfuerzos totales en la sección crítica A-A

Ecuación 2. 24.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 141

$$\sigma_T = \sigma_t + \sigma_{fibra}$$

Fibra interna.-

$$\sigma_T = \sigma_t + \sigma_i$$

$$\sigma_T = \frac{25}{A} + \frac{289,53}{A} = \frac{314,53}{A} \left(\frac{kg}{mm^2} \right)$$

Fibra externa.-

$$\sigma_T = \sigma_i + \sigma_e$$

$$\sigma_T = \frac{25}{A} - \frac{182,3}{A} = -\frac{157,3}{A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)$$

Entonces el esfuerzo máximo es 314,53/A (Kg/mm²)

Un acero A36 podría cumplir con las condiciones de tensión, pero para la herramienta exige un acero que tenga mayor resistencia al desgaste. Un acero recomendado para herramientas de agricultura es el ASSAB760 (VER ANEXO 5) que es equivalente a un acero AISI 1045 que posee las siguientes características:

$$S_y = 320 \text{ (MPa)} \quad [32 \text{ kg/mm}^2]; \quad S_{ut} = 570 \text{ (Mpa)} \quad [57 \text{ kg/mm}^2]$$

El espesor mínimo que se puede obtener es de 1,5 (mm) por lo que este será el espesor del gancho (h).

Entonces:

$$A = 15 \text{ (mm)} \times 1.5 \text{ (mm)} = 22.5 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{314.53}{22.5} = 14 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)$$

Teniendo un esfuerzo admisible según la ecuación 2.6:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{S_y}{f_s} = \frac{32}{f_s} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right) = \sigma_{\text{máx}}$$

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{32}{14} = 2,28$$

Siguiendo un procedimiento análogo al descrito en el numeral 2.3.2.1 se comprueba este elemento a fatiga de manera que se obtiene:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m \cdot S_e}{S_{ut} \cdot \sigma_a} \right)^2} \right]$$

Dados: $S_{ut} = 57 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$

$$\sigma_a = \sigma_m = 7 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$S_e = 16,9 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

De manera que

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{57}{7} \right)^2 \frac{7}{16,9} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 7 \times 16,9}{57 \times 7} \right)^2} \right] = 2,23$$

Por lo que la cuchilla tiene vida infinita a fatiga.

2.3.3.3 Diseño de cuchilla fija

La cuchilla fija debe tener una geometría tal que permita el corte con la acción de la cuchilla móvil así como impedir el deslizamiento del pedúnculo.

Se considera que un ángulo de 120 grados y un radio de curvatura permitiría atrapar los pedúnculos de forma fácil como se muestra en la figura; el ancho de la cuchilla deberá ser igual al de la cuchilla móvil de este modo se evitaría la presencia de aristas que provocarían una mayor posibilidad de que la herramienta se enrede en las ramas.

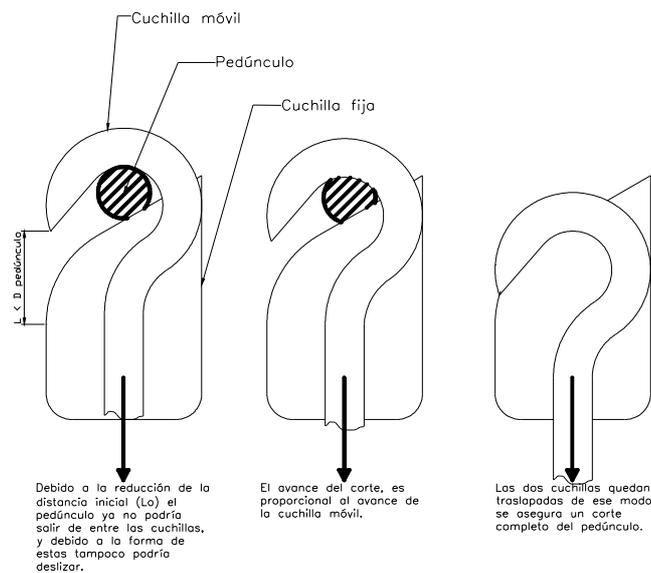


Figura 2. 20.- Descripción del corte del pedúnculo

De manera que sobre la cuchilla actúa una fuerza provocada por el pedúnculo y su extremo está fijo al mecanismo de manera que se lo considera como empotrado.

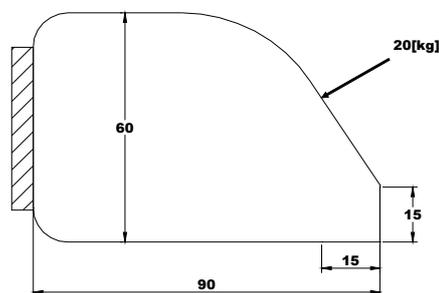
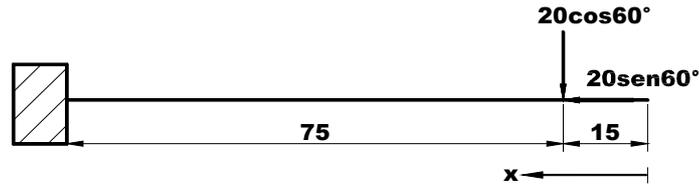


Figura 2. 21.- D.C.L. de cuchilla fija

Ahora se resuelve esta cuchilla como una viga sometida a flexión de la siguiente manera:



Al resolver se obtiene:

$$0 \leq X < 15$$

$$N_x = 0$$

$$V_x = 0$$

$$M_x = 0$$

$$15 \leq X < 90$$

$$N_x = -17,3[\text{kg}]$$

$$V_x = 10[\text{kg}]$$

$$M_x = -10(x - 15)$$

$$x = 15 \rightarrow M_x = 0$$

$$x = 90 \rightarrow M_x = -750[\text{kg} - \text{mm}]$$

Graficando resulta:

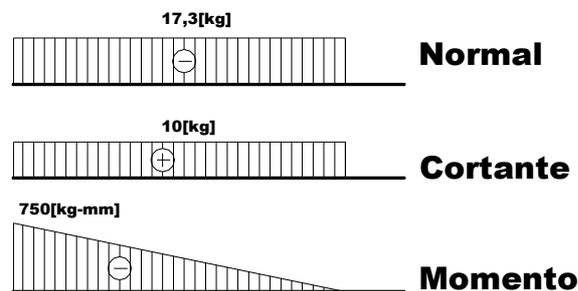


Figura 2. 22.- Diagrama de normal, cortante y momento de la cuchilla fija

Con estas cargas se calcula los esfuerzos de manera que la sección se ve sometida a esfuerzos de compresión debido a la normal, cortante y esfuerzos por flexión.

$$\sigma_c = \frac{N}{A} = \frac{17,3[\text{kg}]}{1,5 \times 60[\text{mm}^2]} = 0,19 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{750[\text{kg} - \text{mm}] \cdot 30[\text{mm}]}{1,5 \times 60^3} = 0,77 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Ecuación 2. 25.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 122

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A} = \frac{10[\text{kg}]}{1,5 \times 60[\text{mm}^2]} = 0,11 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Se observa que los esfuerzos a los que está sometida la cuchilla fija resultan muy bajos.

2.3.3.4 Diseño de guías

Las guías garantizan un movimiento rectilíneo de la cuchilla móvil, pero en sí no van a estar sometidas a grandes esfuerzos de ahí que su diseño se centre mayormente en la geometría de las mismas.

El material seleccionado es el aluminio que además de su bajo peso tiene una buena resistencia a la corrosión.

2.3.3.5 Diseño de resorte

Para el diseño del resorte se toma en cuenta las restricciones geométricas, además se debe tomar en cuenta que la fuerza aplicada al mismo no sea muy elevada de modo que no represente un gran esfuerzo para el operador.

Restricciones de espacio.-

$$DE \leq 15 \text{ (mm)}$$

$$70 \leq Lo \leq 80 \text{ (mm)}$$

$$Ls \leq 20 \text{ (mm)}$$

Consideraciones de diseño⁶.-

$$4 \leq C \leq 12$$

$$3 \leq Na \leq 15$$

$$n_s \geq 1.2$$

$$Lo \leq (Lo)_{cr} = 5,26 D$$

Decisiones a priori.-

Material: AISI 1085 (Alambre de piano)

$$A = 2211 \text{ (Mpa}\cdot\text{mm}^m)$$

$$m = 0,145$$

$$G = 8000 \text{ (Kg/mm}^2)$$

Extremos a escuadra y esmerilados

$$n_s = 1,2$$

⁶ SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta edición pág. 619

$$d = 1,25 \text{ (mm)}$$

$$C = 11,4$$

Cálculos.-

Ecuación 2. 26.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 599

$$D = C.d$$

$$D = 11,4 \times 1,25$$

$$D = 14,25 \text{ (mm)}$$

Ecuación 2. 27.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 621

$$DE = D + d$$

$$DE = 14,25 + 1,25 = 15,5 \text{ (mm)}$$

Ecuación 2. 28.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 621

$$DI = D - d$$

$$DI = 14,25 - 1,25 = 13 \text{ (mm)}$$

Cálculo de la resistencia del material.-

Ecuación 2. 29.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 606

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = \frac{2211}{(1,25)^{0,145}} = 2140,6 [\text{Mpa}] \times \frac{1 [\text{N/mm}^2]}{1 [\text{Mpa}]} \times \frac{1 [\text{Kg}]}{9,8 [\text{N}]} = 218,4 [\text{kg/mm}^2]$$

Ecuación 2. 30.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 612

$$S_{sy} = 0,45 S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0,45 \times 218,4 [\text{Kg/mm}^2] = 98,28 [\text{Kg/mm}^2]$$

Ecuación 2. 31.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 619

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{n_s}$$

$$\tau_{adm} = \frac{98,28}{1,2} = 81,9 [\text{Kg/mm}^2]$$

Ecuación 2. 32.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 599

$$K_s = 1 + \frac{1}{2C}$$

$$K_s = 1 + \frac{1}{2 \cdot 11,4} = 1,044$$

Ecuación 2. 33.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 619

$$F_s = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot d^3}{8 K_s \cdot D}$$

$$F_s = \frac{81,9 [Kg/mm^2] \cdot \pi \cdot (14,25)^3 [mm^3]}{8 \cdot 1,044 \cdot 14,25 [mm]} = 4,22 [Kg]$$

Ecuación 2. 34.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 600

$$y/Na = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot D^2}{K_s \cdot G \cdot d}$$

$$y/Na = \frac{81,9 [Kg/mm^2] \cdot \pi \cdot (14,25)^2 [mm^2]}{1,044 \cdot 1000 [Kg/mm^2] \cdot 1,25 [mm]} = 5 [mm]$$

Ecuación 2. 35.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 600

$$k \cdot Na = \frac{F_s}{y/Na}$$

$$k \cdot Na = \frac{4,22 [Kg]}{5 [mm]} = 0,844 [Kg/mm]$$

$$Na = \frac{k \cdot Na}{Na}$$

$$Na = \frac{0,844}{0,075} = 11,25 \text{ espiras}$$

Ecuación 2. 36.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 603 Tabla 10-2

$$Nt = Na + 2$$

$$Nt = 11,25 + 2 = 13,25 \text{ espiras}$$

Ecuación 2. 37.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 603

$$p = y/Na + d$$

$$p = 5 [mm] + 1,25 [mm] = 6,25 [mm]$$

Ecuación 2. 38.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 603 Tabla 10-2

$$Lo = p \cdot Na + 2d$$

$$Lo = 6,25 [mm] \cdot 11,25 + 2 \cdot 1,25 [mm] = 72,8 [mm]$$

Ecuación 2. 39.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 603 Tabla 10-2

$$Ls = d \cdot Nt$$

$$Ls = 1,25 [mm] \cdot 13,25 = 16,56 [mm]$$

Ecuación 2. 40.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 605

$$(Lo)_{cr} = 5,56 \cdot D = 5,56 \cdot 14,25 [mm] = 75 [mm] ;$$

Se cumple que $Lo \leq (Lo)_{cr}$.

Debido al funcionamiento del mecanismo el resorte debe efectuar un trabajo a fatiga ya que soporta una precarga y un ciclo de trabajo, sus ciclos de vida útil que en este caso se asumirá vida finita 10^7 ciclos.

La fuerza mínima viene dada por la precarga que se le da al resorte al alojarlo en una ranura de 70 (mm), y la fuerza máxima se consigue cuando se alcanza la carrera de 50 (mm), con estas consideraciones se tiene que:

Ecuación 2. 41.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 626

$$F = y.k$$

$$F_{mín} = (72,8 - 70)[mm] \times 0,075[Kg / mm] = 0,21[Kg]$$

$$F_{máx} = (72,8 - 20)[mm] \times 0,075[Kg / mm] = 3,96[Kg]$$

Ecuación 2. 42.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 841

$$Fa = \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2}$$

$$Fa = \frac{3,96 - 0,21}{2} = 1,855[Kg]$$

Ecuación 2. 43.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 841

$$Fm = \frac{F_{máx} + F_{mín}}{2}$$

$$Fm = \frac{3,96 + 0,21}{2} = 2,085[Kg]$$

Ecuación 2. 44.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 845

$$\tau_{mín} = K_s \frac{8.F_{mín}.D}{\pi.d^2}$$

$$\tau_{mín} = 1,044 \frac{8.0,21[Kg].14,25[mm]}{\pi.(1,25)^3[mm^3]} = 4,07[Kg / mm^2]$$

Ecuación 2. 45.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 845

$$\tau_m = K_s \frac{8.Fm.D}{\pi.d^3}$$

$$\tau_m = 1,044 \frac{8.2,085[Kg].14,25[mm]}{\pi.(1,25)^3[mm^3]} = 40,44[Kg / mm^2]$$

Ecuación 2. 46.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 845

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

$$K_w = \frac{4,11,4 - 1}{4,11,4 - 4} + \frac{0,615}{11,4} = 1,126$$

Ecuación 2. 47.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 845

$$\tau_a = K_w \frac{8.Fa.D}{\pi.d^3}$$

$$\tau_a = 1,126 \frac{8.1,855[Kg].14,25[mm]}{\pi.(1,25)^3[mm^3]} = 38,8[Kg/mm^2]$$

Resistencia a la fatiga del material.-

Ecuación 2. 48.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 830, Tabla 13-7

$$S_{fw} = 0,3S_{ut}$$

$$S_{fw} = 0,3.218,4[Kg/mm^2] = 65,52[Kg/mm^2]$$

Ecuación 2. 49.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 831

$$S_{us} = 0,67S_{ut}$$

$$S_{us} = 0,67.218,4[Kg/mm^2] = 146,328[Kg/mm^2]$$

Ecuación 2. 50.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 844

$$S_{es} = 0,707 \frac{S_{fw} \cdot S_{us}}{S_{us} - 0,707S_{fw}}$$

$$S_{es} = 0,707 \frac{65,52.146,328}{146,328 - 0,707.65,52} = 67,78[Kg/mm^2]$$

Factor de seguridad a fatiga.-

Ecuación 2. 51.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág. 846

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us} \cdot \tau_a}$$

$$N_{fs} = \frac{67,78(146,328 - 4,07)}{67,78(40,44 - 4,07) + 146,328.38,8} = 1,2$$

2.3.4 DISEÑO DE LA PLACA DE SOPORTE

Esta placa es el nexo entre el sistema de corte y el tubo2 del bastidor así como también constituye el soporte de la canasta donde se almacena el fruto recolectado.

Se la construye con un acero inoxidable igual al de los tubos (AISI 304) con un espesor de 1,5 mm y la geometría que se muestra a continuación

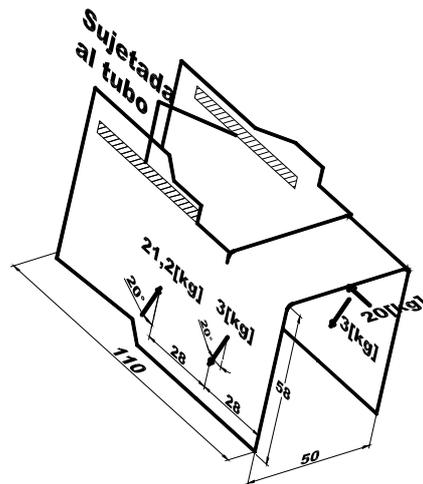
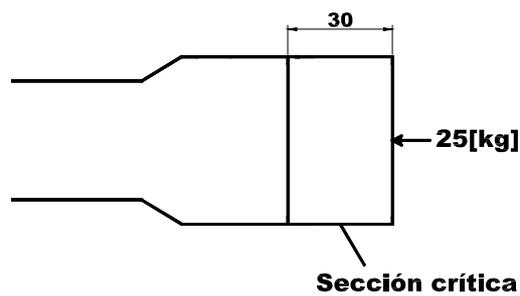
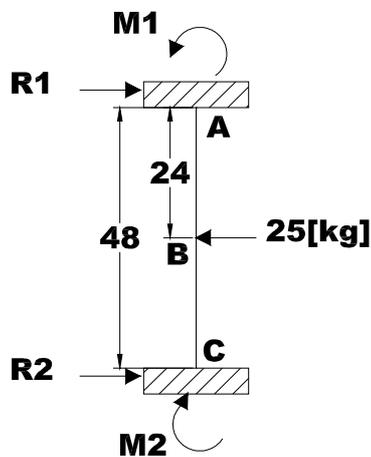


Figura 2. 23.- D.C.L de la Placa soporte

De manera que sobre la placa actúa la fuerza debido al accionamiento del mecanismo de corte [25 kg], además las fuerzas producidas por la canasta de fruto, de manera que se identifican las secciones críticas de la siguiente manera:



En este caso se determinan los valores de las reacciones en los apoyos y el momento máximo, considerando como un doble empotramiento con carga central:



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{25}{2} = 12,5[\text{kg}]$$

$$M_1 = M_2 = -\frac{Fl}{8} = -\frac{25 \times 48}{8} = -150[\text{kg} \cdot \text{mm}]$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2} = 12,5[\text{kg}]$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l)$$

$$M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$

Graficando el estado de carga resulta:

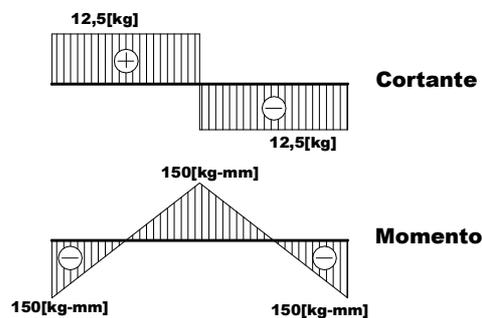


Figura 2. 24.- Diagrama de cortante y momento para sección crítica 1

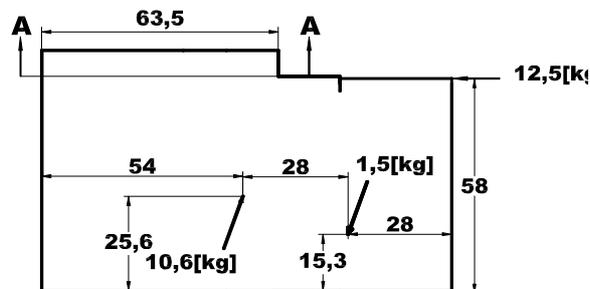
De manera que los esfuerzos en la sección resultan:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A} = \frac{37,5}{2 \times 1,5 \times 30} = 0,42 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

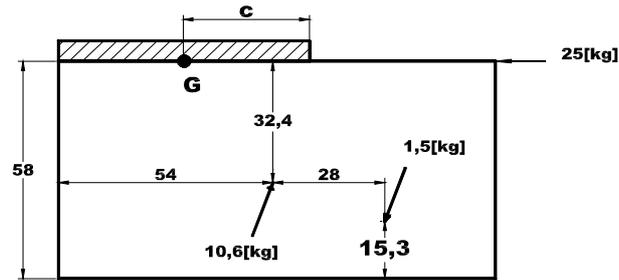
$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{150 \times 15}{\frac{1,5 \times 30^3}{12}} = 0,67 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Los esfuerzos resultantes son pequeños comparados con el esfuerzo de fluencia del material en este caso $27,6[\text{kg}/\text{mm}^2]$.

Otra sección crítica que se identifica se muestra a continuación:



En este caso la sección se ve sometida a esfuerzos de flexión y cortante, el momento máximo se lo determina respecto al centroide de la sección G.



$$\sum M_G = 10,6 \cos 20^\circ \times 22 + 10,6 \sin 20^\circ \times 32,4 - 1,5 \cos 20^\circ \times 50,2 - 1,5 \sin 20^\circ \times 42,7$$

$$\sum M_G = 244 [\text{kg} - \text{mm}]$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{244 \times 31,75}{\frac{1,5 \times 63,5^3}{12}} = 0,242 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Los esfuerzos resultantes son pequeños.

2.3.5 DISEÑO DE LA CANASTA DE RECOLECCIÓN

La canasta de recolección es un aditamento que puede montarse y desmontarse de la herramienta, puesto que existirán ocasiones en las que no sea necesario o sea imposible su utilización, así por ejemplo: en árboles con un ramaje denso que provocaría enredos a la herramienta; en cosecha donde se utiliza una segunda persona que atrapa el fruto o existe algún medio que impida su caída al suelo.

La canasta está conformada por un aro de acero que será el soporte del recipiente, el mismo que puede ser una cesta hecha de tela o de hilo tejido como se muestra en la figura siguiente:

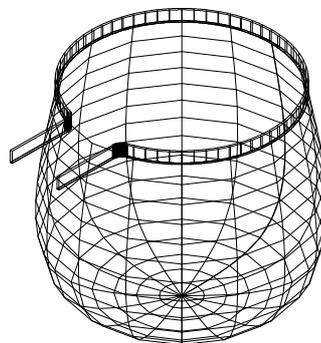


Figura 2. 25.- Canasta de recolección

La geometría y diagrama de cuerpo libre del anillo se describe como sigue:

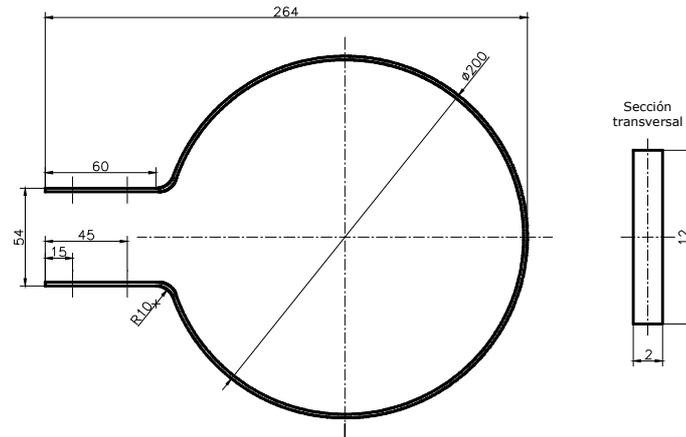


Figura 2. 26.- Geometría de la canasta

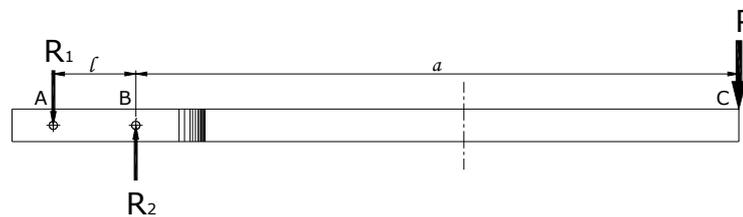


Figura 2. 27.- D.C.L de la canasta

Se necesita comprobar la resistencia de la pletina de acero, mediante la consideración de una viga de apoyos simples cargada en voladizo⁷.

Material acero A36

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 36 \text{ ksi} = 25.31 \text{ kg/mm}^2$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

$$a = 212 \text{ mm}$$

$$P = 3 \text{ kg}$$

Cálculos.-

$$R_1 = -\frac{Pa}{l} = -21.2 \text{ kg}$$

$$R_2 = \frac{P}{l}(l+a) = 3 \text{ kg}$$

$$V_{\max} = V_B = -\frac{Pa}{l} = -21.2 \text{ kg}$$

$$M_{\max} = M_B = -Pa = -636 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

⁷ SHIGLEY, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica, sexta edición, Tabla E-9, p. 1193

Según ecuación 2.6 se tiene

$$\sigma_{adm} = 0.60S_y \text{ flexión}$$

$$\sigma_{adm} = 15 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = \frac{Mc}{I} = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma_{adm} = 13.25 \text{ kg} / \text{mm}^2 \leq 15 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Por tanto, el diseño es aceptable.

2.3.6 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

A continuación se presenta un bosquejo del mecanismo de acción el mismo que será accionado a través de una palanca por medio de una fuerza de apriete de la mano y que a su vez traccionará el cable cuyo extremo esta sujeto a la cuchilla móvil en el sistema de corte.

Además el cable se recoge en un carrete sobre el cual actuará un resorte de potencia que permita recoger automáticamente el cable cuando se cambie la longitud de la herramienta.

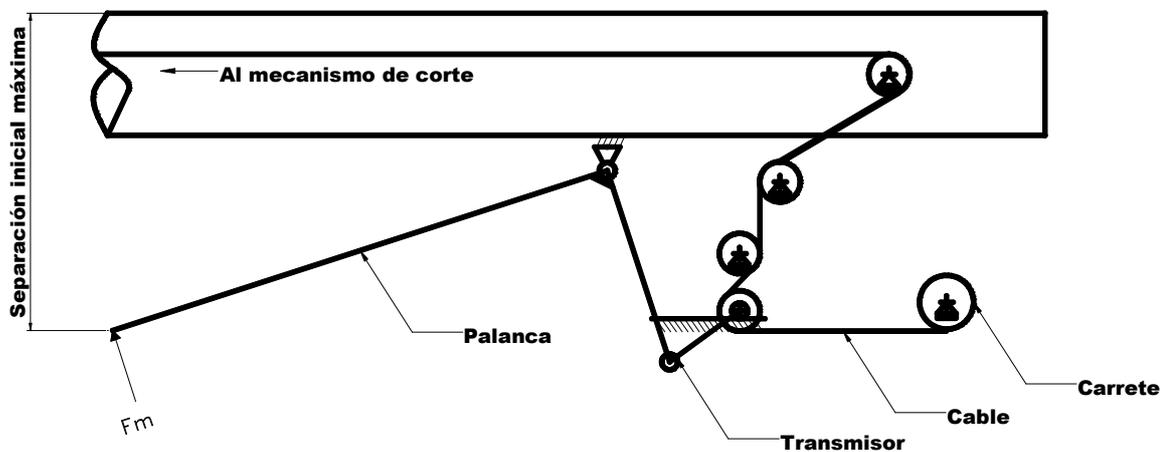


Figura 2. 28.- Mecanismo de accionamiento

Datos iniciales

- ◆ La mano promedio ejerce apretones de una fuerza de alrededor de 267 N [27 kg] en la posición de cierre del mecanismo.⁸ (*Análisis de carga de la palanca del freno de bicicleta*).
- ◆ Las aceleraciones son despreciables. Todas las fuerzas son en dos dimensiones; por lo que un análisis estático es aceptable.
- ◆ Como peor de los casos se utilizará la carga aplicada más elevada.

Consideraciones

- ◆ La separación entre los mangos de fuerza debe estar entre 50 y 85 mm, si los mangos se mueven aproximándose entre sí, la separación inicial máxima debe estar alrededor de los 100 mm, y la separación final mínima alrededor de 50 mm. Si la separación es demasiado grande los dedos no se superponen, no habrá cierre y el esfuerzo aumenta marcadamente.
- ◆ La tensión máxima en el cable es de 25 kg que es la carga máxima que soportará el mecanismo.
- ◆ Se debe lograr que el mecanismo traccione el cable y provoque que este se recoja una distancia igual a la carrera del mecanismo de corte que es de 50 mm.

2.3.6.1 Análisis estático⁹

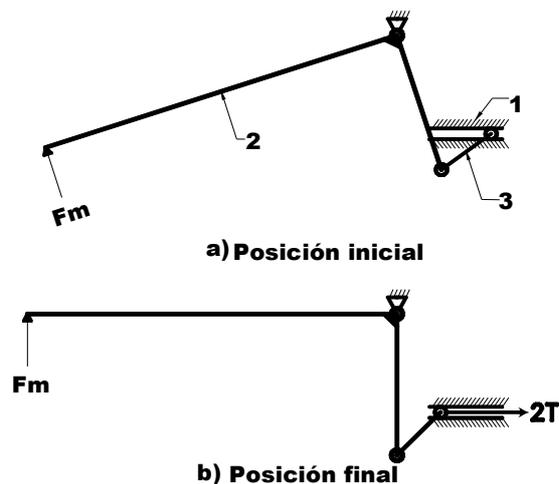


Figura 2. 29.- Funcionamiento de la palanca de accionamiento

⁸ NORTON ROBERT. Diseño de Máquinas, pág. 107.

⁹ NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, págs. 107-111

La mayor sollicitación se presenta cuando el mecanismo llega a su posición final con una fuerza aplicada de dos veces la tracción del cable es decir 50 kg.

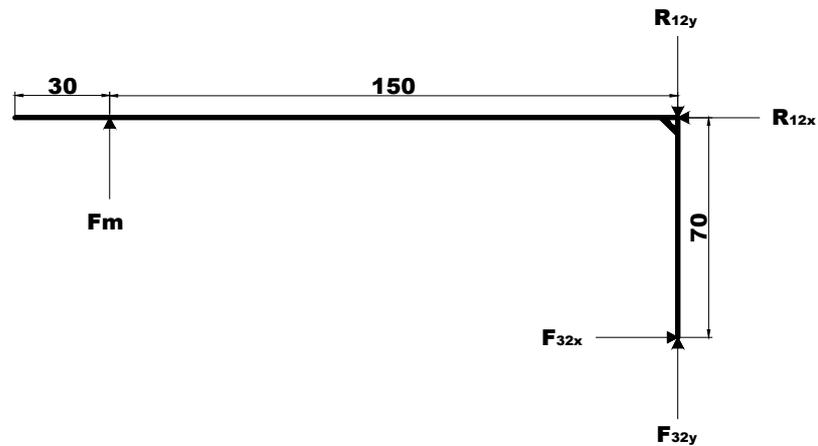


Figura 2. 30.- D.C.L. para la palanca (eslabón 2)

Aplicando ecuaciones 2.1 y 2.2 a cada eslabón se tiene:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{32x} - R_{12x} = 0 \quad F_{32x} = R_{12x}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Fm + F_{32y} - R_{12y} = 0$$

$$\sum MO_{12} = 0$$

$$-Fm \cdot 150 + F_{32x} \cdot 70 = 0 \Rightarrow Fm = F_{32x} \cdot \frac{70}{150}$$

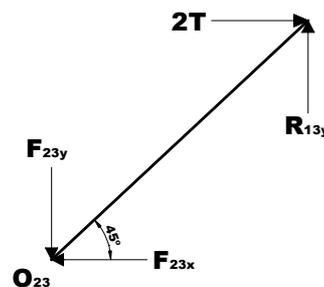


Figura 2. 31.- D.C.L para el transmisor (eslabón 3)

$$\sum F_x = 0$$

$$2T - F_{23x} = 0 \Rightarrow F_{23x} = 2T = 50[\text{kg}]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{13y} - F_{23y} = 0 \Rightarrow R_{13y} = F_{23y}$$

$$\sum MO_{23} = 0$$

$$R_{13y} \cdot \text{sen}45^\circ \cdot l_2 - 2T \cdot \text{sen}45^\circ \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_{13y} = 2T = 25[\text{kg}]$$

Hasta ahora se tienen más incógnitas que ecuaciones pero con las ecuaciones correspondientes a la 3ª ley de Newton entre elementos de contacto se tiene:

Ecuación 2. 52.- NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, pág 110

$$F_{23x} = F_{32x}$$

$$F_{23y} = F_{32y}$$

Resolviendo las ecuaciones se tienen los siguientes resultados:

Tabla 2. 6.- Resultados del análisis estático del mecanismo de accionamiento

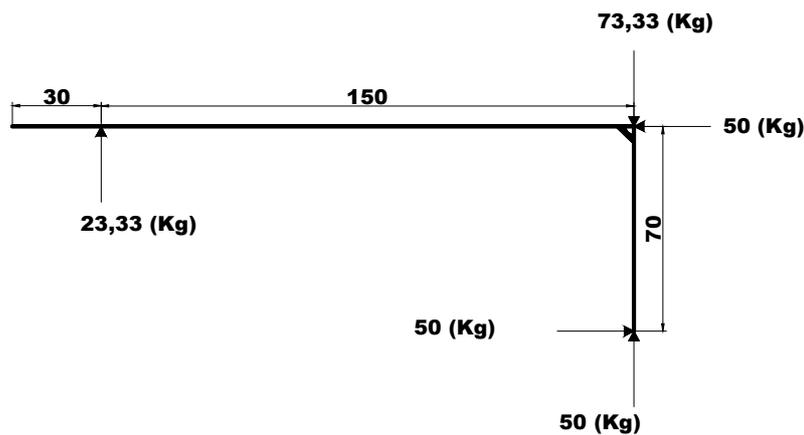
Incógnita	Valor
F _m	23,33 (kg)
R _{12x}	50 (kg)
R _{12y}	73,33 (kg)
F _{23x} =F _{32x}	50 (kg)
F _{23y} =F _{32y}	50 (kg)
R _{13y}	50 (kg)
V _m	2,14

Con estos datos se calculan los distintos elementos del mecanismo.

2.3.6.2 Ejemplos de cálculo

2.3.6.2.1 Diseño de palanca

D.C.L



$$0 \leq X_1 \leq 30$$

$$N_x = 0$$

$$V_x = 0$$

$$M_x = 0$$

$$30 \leq X_1 \leq 180$$

$$N_x = 0$$

$$V_x = 23,33[\text{kg}]$$

$$M_x = 23,33(x - 30)$$

$$X_1 = 30 \rightarrow M_x = 0$$

$$X_1 = 180 \rightarrow M_x = 3500[\text{kg} - \text{mm}]$$

$$0 \leq X_2 \leq 70$$

$$N_x = -50[\text{kg}]$$

$$V_x = 50[\text{kg}]$$

$$M_x = 50x$$

$$X_2 = 0 \rightarrow M_x = 0$$

$$X_2 = 70 \rightarrow M_x = 3500[\text{kg} - \text{mm}]$$

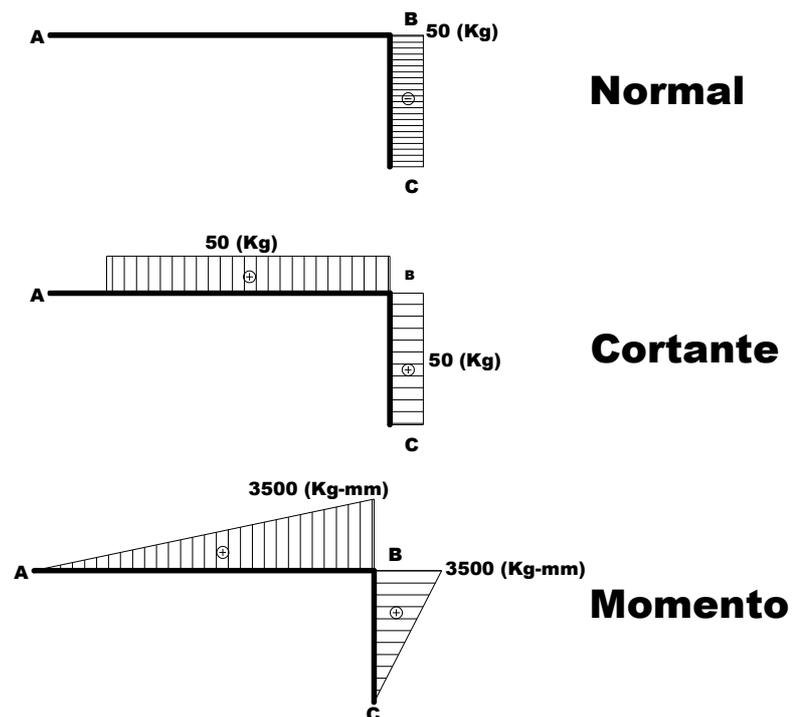


Figura 2. 32.- Diagramas de cortante y momento flector de la palanca

Como se observa en las gráficas el punto con mayor sollicitación es el B de modo que este es el punto crítico.

Ecuación 2. 53.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág 213

$$\sigma_c = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{23,33}{A} \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_f = \frac{M.c}{I}$$

$$\sigma_f = \frac{3500.c}{I} \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{75}{A} \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Como los valores de esfuerzo normal y de cortante son pequeños se dimensiona la sección con el esfuerzo de flexión.

Se diseña con acero A36 con las siguientes características:

$$S_y = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$S_{ut} = 41 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = 0,6S_y = 15 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Se plantea el utilizar una sección cuadrada de h [mm] de lado por lo tanto el esfuerzo a flexión es:

$$\sigma_f = \frac{3500 \cdot \frac{h}{2}}{\frac{h^4}{12}} = \frac{21000}{h^3} \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$\frac{21000}{h^3} \leq \sigma_{adm}$$

$$\frac{21000}{h^3} = 15 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{21000}{15}} = 11,2 \text{ [mm]}$$

En el mercado se encuentra una varilla de $\frac{1}{2}$ " (11 mm) de modo que se selecciona esta para la construcción del elemento. De manera que el factor de seguridad según la ecuación 2.6 resulta:

$$fs = \frac{Sy}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{25}{\frac{21000}{h^3}}$$

$$fs = \frac{25}{\frac{21000}{11^3}} = 1,58$$

Siguiente el procedimiento descrito anteriormente se evalúa la palanca a fatiga de manera que se tiene:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{Sut}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m \cdot S_e}{Sut \cdot \sigma_a} \right)^2} \right]$$

$$Sut = 41 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 7,9 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$S_e = 15,4 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

De manera que:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{41}{7,9} \right)^2 \frac{7,9}{15,4} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 7,9 \times 15,4}{41 \times 7,9} \right)^2} \right] = 1,73$$

De modo que tiene vida infinita.

2.3.6.2.2 Diseño de eslabón transmisor

Este elemento es el encargado de transmitir la fuerza de la palanca al pasador de arrastre de manera que se ve sometido a las fuerzas descritas en la siguiente figura:

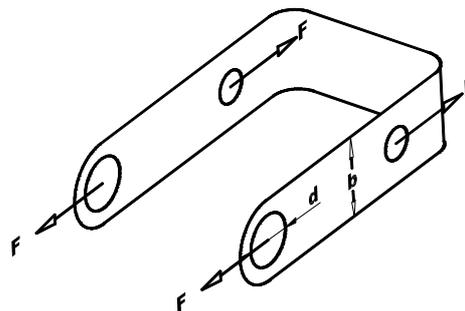


Figura 2. 33.- D.C.L. Eslabón transmisor

Donde la sección crítica es la situada en el agujero, está sometida a tracción de manera que se la dimensiona de la siguiente manera:



El transmisor debe contener al pasador de arrastre cuyo diámetro es de 8mm (VER apartada 2.3.6.5), además el espesor de la sección es de 2mm. El material acero A36.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \sigma_{adm}$$

$$A = (b - d)h$$

$$A = (b - 8)2 = 2b - 16$$

$$\sigma = \frac{33,35}{2b - 16} = 15$$

$$b = \left(\frac{33,35}{15} + 16 \right) / 2 = 9,1 [mm]$$

En el mercado se encuentra una pletina de $\frac{1}{2}$ " [13 mm], de manera que se lo construye con este dando como resultado:

$$\sigma = \frac{33,35}{2 \times 13 - 16} = 3,35 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Según ecuación 2.6

$$fs = \frac{15}{3,35} = 4,47$$

2.3.6.2.3 Diseño de eje de polea (Dentro de tubo)

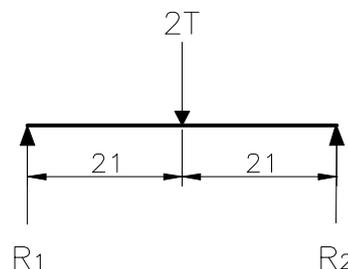
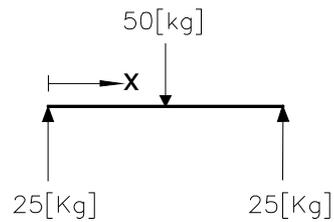


Figura 2. 34.- D.C.L. del eje de la polea interior del tubo

La tensión en el cable es de 25 Kgf por lo que:



$$R_1 = R_2 = 25[Kg]$$

$$0 \leq X \leq 21$$

$$N_x = 0$$

$$V_x = 25[Kg]$$

$$M_x = 25.X$$

$$X = 0 \rightarrow M_x = 0$$

$$X = 21 \rightarrow M_x = 525[kg - mm]$$

$$21 \leq X \leq 42$$

$$N_x = 0$$

$$V_x = -25[kg]$$

$$M_x = 25.X - 50(X - 21)$$

$$X = 21 \rightarrow M_x = 525[kg - mm]$$

$$X = 42 \rightarrow M_x = 0$$

De modo que los esfuerzos se presentan de la siguiente manera:

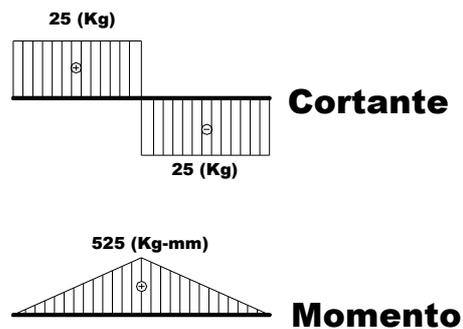


Figura 2. 35.- Diagramas de cortante y momento flector en el eje de polea

Esfuerzo de flexión:

$$S_{ut} = 41 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = 0,6S_y = 15 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Según ecuación 2.6

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi \cdot d^3} = \sigma_{adm}$$

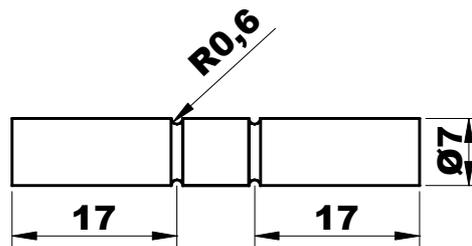
$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 525}{\pi \times 15}} = 7 \text{ [mm]}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \times 525}{\pi \cdot (7)^3} = 15,6 \text{ [kg - mm]}$$

$$f.s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{25}{15,6} = 1,6$$

Para la comprobación a fatiga se emplean las fórmulas descritas en el numeral 2.3.2.1 de forma que resulta:



En este caso las secciones críticas resultan las ranuras que sirven para la sujeción de las poleas mediante seguros RS dando lugar a un factor de concentración de esfuerzos a fatiga por lo que se comprueba precisamente en estas zonas.

Según la ecuación 2.9.

$$S_e = 0,9 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,506 \times 41 \text{ [kg/mm}^2\text{]} = 18,67 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

Según ecuaciones 2.13 y 2.14.

$$\sigma_a = \sigma_m = 6,31 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$k_f = 1,5$$

Según ecuación 2.17

$$n_f = 1,67$$

Para el diseño de los demás ejes del mecanismo se realiza un procedimiento análogo al descrito anteriormente. De manera que se obtienen los siguientes ejes.

2.3.6.2.4 Eje de polea del mecanismo

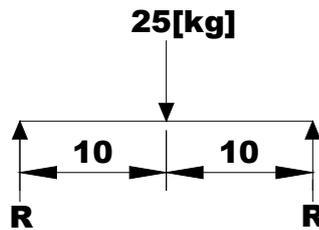


Figura 2. 36.- D.C.L. Eje de polea (mecanismo)

Donde:

La carga 25 kg se debe a la tensión del cable que en este caso forma un ángulo entre sí de 120° aproximadamente.

Realizando el procedimiento similar al descrito anteriormente se obtiene.

$$R = 12,5[\text{kg}]$$

$$V_{\text{máx}} = 12,5[\text{kg}]$$

$$M_{\text{máx}} = 125[\text{kg} - \text{mm}]$$

Según ecuación 2.6

$$d = 5[\text{mm}]$$

$$fs = 1,5$$

Según ecuación 2.13 y 2.14

$$\sigma_m = \sigma_a = 5,1[\text{kg}]$$

Según ecuación 2.9

$$Se = 18,67 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según ecuación 2.17

$$n_s = 2,2$$

2.3.6.2.5 Pasador de arrastre

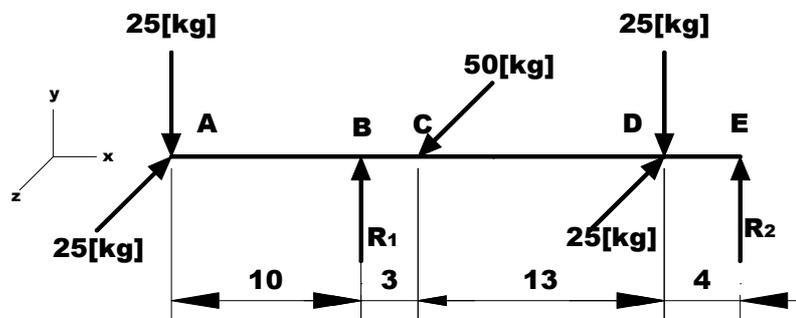


Figura 2. 37.- D.C.L. Pasador de arrastre

Según las ecuaciones 2.1 y 2.2

$$R_1 = 42,5[\text{kg}]$$

$$R_2 = 7,5[\text{kg}]$$

El momento máximo se encuentra en el punto C donde se tiene:

Según ecuación 2.6

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(325)^2 + (197,5)^2} = 380,3[\text{kg} - \text{mm}]$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \sigma_{\text{adm}}$$

$$d = 8[\text{mm}]$$

$$fs = 2,5$$

Según ecuaciones 2.13 y 2.14

$$\sigma_a = \sigma_m = 5,7 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según ecuación 2.9

$$Se = 18,67 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según ecuación 2.17

$$n_f = 2,8$$

2.3.6.2.6 Pasador eslabón – palanca

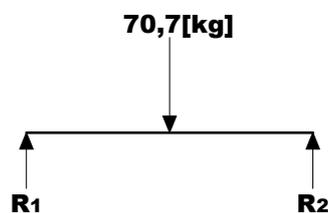


Figura 2. 38 .- D.C.L. Pasador eslabón – palanca

La carga de 70,7[kg] se debe a la fuerza que sobre este realiza la palanca al estar bajo la acción de la fuerza de la mano (Ver figura 2.29)

Según ecuaciones 2.1 y 2.2

$$R_1 = 30,35[\text{kg}]$$

$$R_2 = 30,35[\text{kg}]$$

$$V_{m\acute{a}x} = 30,35[\text{kg}]$$

$$M_{m\acute{a}x} = 495[\text{kg} - \text{mm}]$$

Según ecuación 2.6

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

$$f_s = 1$$

Según ecuación 2.13 y 2.14

$$\sigma_m = \sigma_a = 6[\text{kg}]$$

Según ecuación 2.9

$$S_e = 18,67 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según ecuación 2.17

$$n_s = 1,36$$

El factor de seguridad para este elemento es de 1, de manera que este se diseña como elemento fusible, ya que si llegara a fallar, no comprometería otros elementos ya que simplemente dejaría de transmitir la fuerza de la palanca al mecanismo de accionamiento.

2.3.6.2.7 Diseño de resorte de potencia¹⁰

Dentro de este tipo de resortes se encuentran una gran variedad pero a nivel local no se consigue el material para la fabricación de los mismos de manera que se debe seleccionar un resorte que además de cumplir los requerimientos de la herramienta se lo pueda construir, tal es el caso de los resortes espirales.

Este tipo de resorte produce un torque porque las espiras del mismo normalmente no entran en contacto entre sí. No hay ninguna pérdida de torque por consiguiente, debido a fricción.

El resorte debe trabajar dentro de la caja del mecanismo de acción, el mismo será torsionado a través del eje y estará empotrado en el extremo exterior, de modo que el diámetro mayor deberá ser menor a 100 [mm], una vez instalado.

El ancho de la lámina debe ser menor al espacio donde se va a contener el resorte.

¹⁰ SANDVICK STEEL COMPANY SPRING PRODUCT'S DIVISION, Power Springs Catalogue Scranton, 1997

Además el resorte debe ser capaz de dar tantas vueltas sean necesarias para lograr alcanzar la carrera de la herramienta tomando en cuenta que el cable esta siendo almacenado en el carrete.

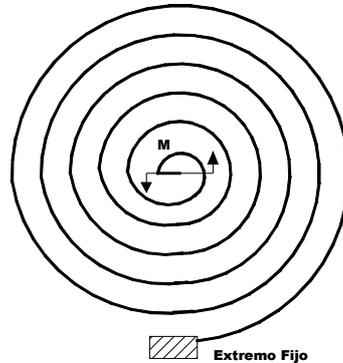


Figura 2. 39.- Resorte de potencia

El momento máximo del resorte debe ser tal que no provoque el cierre de la herramienta de corte, de manera que se lo establece en 1,5 [Kg]

Restricciones de espacio.-

$$D \leq 100 \text{ [mm]}$$

$$b \leq 10 \text{ [mm]}$$

Decisiones a priori.-

Material: Acero SAE 1075 ($E = 20713 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$, $S_{ut} = 14270 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$) $t = 0,5 \text{ [mm]}$

Extremo forma de gancho hacia fuera.

Cálculos.-

Teniendo en cuenta el diámetro del carrete de 50 [mm], se debe lograr una tensión máxima en el cable de 1,5 [Kg], de manera que el momento máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = T \times \frac{D}{2} = 1,5 \text{ [Kg]} \times \frac{50}{2} \text{ [mm]} = 37,5 \text{ [kg - mm]}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 37,5 \approx 40 \text{ [kg - mm]} \quad (3,46 \text{ (lb - in)})$$

Con el valor de momento máximo evaluamos b y t con la siguiente relación.¹¹

$M_{m\acute{a}x} = 20000bt^{1,81}$; donde $M_{m\acute{a}x}$, b y t están expresados en libra-pulgada, y pulgadas respectivamente.

¹¹ Jacqueline del Carmen Quillupangui Llumigusín, RESORTES ESTUDIO TEÒRICO-PRACTICO, Pág. 121-147, Capítulo 5.

$$b = \frac{M_{\text{máx}}}{20000.t^{1,81}}$$

$$b = \frac{3,46}{20000\left(\frac{0,5}{25,4}\right)} = 0,2117[\text{in}]$$

$$b = 0,2117[\text{in}] \times \frac{25,4[\text{mm}]}{1[\text{in}]} = 5,4[\text{mm}] \approx 6[\text{mm}]$$

Para evaluar la longitud de la lámina se emplea la siguiente relación:

$\Delta\psi = M \frac{L}{EI}$; donde $\Delta\Psi$ es el desplazamiento angular expresado en radianes, L la longitud de la lámina, E el módulo de elasticidad del material e I el momento de inercia.

$$I = \frac{bt^3}{12} = \frac{6[\text{mm}] \times (0,5)^3 [\text{mm}^3]}{12} = 0,0625[\text{mm}^4]$$

Para evaluar $\Delta\Psi$ se toma en cuenta la carrera de la herramienta ya que el carrete deberá dar las vueltas necesarias a fin de desenrollar la cantidad suficiente de cable. La carrera de la herramienta es 1650 [mm], por lo tanto:

$$\text{Carrera} = N \cdot \pi \cdot D_{\text{carrete}}$$

$$N = \frac{\text{carrera}}{\pi \cdot D_{\text{carrete}}} = \frac{1650}{\pi \cdot 50} = 10,5$$

$$\Delta\psi = N \cdot 2\pi = 10,5 \times 2\pi = 21\pi[\text{rad}]$$

Reemplazando y despejando L se tiene que:

$$L = \frac{\Delta\psi \cdot E \cdot I}{M} = \frac{21\pi \times 20713 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right] \times 0,0625 [\text{mm}^4]}{40 [\text{Kg} - \text{mm}]} = 2135 [\text{mm}]$$

Para definir el diámetro interior de la primera espira se tiene que la relación recomendada entre el espesor de la lámina y el diámetro del eje es de 20¹².

$$\frac{d}{t} = 20$$

$$d = 20.t$$

$$d = 20 \times 0,5 [\text{mm}] = 10 [\text{mm}]$$

¹² SANDVICK STEEL COMPANY SPRING PRODUCT'S DIVISION, Power Springs Catalogue Scranton, 1997

Donde d es el diámetro del eje ya que este va a trabajar en esta espira del resorte.

El esfuerzo máximo se calcula mediante la siguiente relación¹³.

$$\sigma = \frac{6T}{bt^2}$$

$$\sigma = \frac{6.40[kg - mm]}{6[mm]0,5^2[mm^2]}$$

$$\sigma = 160 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

De manera que el factor de seguridad resulta:

$$\sigma \leq \frac{S_y}{fs}$$

$$160 = \frac{173}{fs}$$

$$fs = \frac{173}{160} = 1,1$$

De manera que el resorte espiral tiene las siguientes características.

$$t = 0,5[mm]$$

$$b = 6[mm]$$

$$L = 2135[mm]$$

$$De = 100[mm] \quad (\text{instalado})$$

$$d = 10[mm]$$

MATERIAL Acero SAE 1075

2.3.6.3 Selección de cable

Para asegurar un funcionamiento adecuado del mecanismo de accionamiento es fundamental que el cable tenga las siguientes características:

- ◆ Buena resistencia mecánica
- ◆ Pueda doblarse en radios pequeños
- ◆ No se afecte por la corrosión
- ◆ Sea liviano
- ◆ No tenga un costo elevado

¹³ Idem., Referencia 6

Dentro de las posibilidades se encuentran el cable de poliamida (Nylon) y el cable de acero. La poliamida es muy barata 4 USD/100 m, lo cual es una ventaja lamentablemente esta tiene un elongación demasiado elevada lo que la hace inconveniente para transmitir tensión. De manera que se escoge el cable de acero galvanizado, el menor diámetro que se puede conseguir con facilidad es de 1.2 mm, de manera que sus propiedades¹⁴ son:

Diámetro (mm)	Carga de rotura (kg)	Peso (g/m)	Costo (USD/m)
1.2	105	6	0,25

La construcción del cable es 1x12, lo que implica un torón compuesto de 12 hilos, provoca que el cable sea muy flexible y se pueda adaptar a diámetros pequeños.

Ecuación 2. 54.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 1100

$$n = \frac{F_u}{F_t}$$

$$n = \frac{105}{25} = 4,2$$

Las poleas del mecanismo sirven para direccionar el cable de manera que se escoge aquellas con un diámetro pequeño a fin de reducir el tamaño del mecanismo. Ahora hay que comprobar que estas soporten la presión del cable sobre las mismas.

Ecuación 2. 55.- SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 1101

$$p = \frac{2F}{dD}$$

$$p = \frac{2 \times 25 [\text{kg}]}{1,2 \times 10 [\text{mm}^2]} = 4,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Las poleas son de fundición de hierro y la presión máxima considerando fatiga es 10 [kg/mm²]¹⁵. De manera que aplicando la ecuación 2.6.

$$n_f = \frac{10}{4,2} = 2,38$$

¹⁴ ENMOCABLES, Catálogo de Productos, Guayas, Ecuador.

¹⁵ SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 1221.

El carrete se dimensiona de manera que pueda acoplarse con el eje cuyo diámetro es igual a 10 mm, y que a su vez permita contener la cantidad de cable necesaria su geometría se indica a continuación:

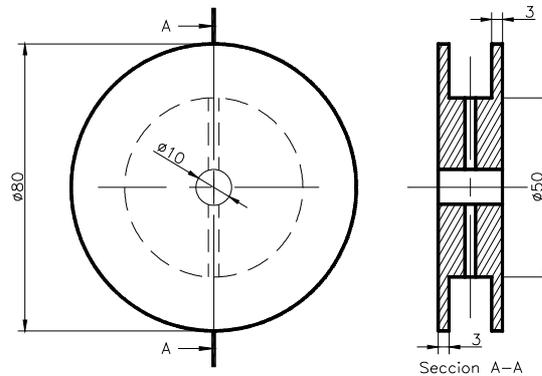


Figura 2. 40.- Geometría de carrete

El carrete está sometido a esfuerzos de torsión, flexión y aplastamiento. Los esfuerzos de torsión se deben a la transmisión de potencia través del resorte, estos esfuerzos son pequeños y despreciables porque el carrete tiene un diámetro grande.

Los esfuerzos de flexión también resultan pequeños ya que la longitud es corta. De manera que el principal esfuerzo que soporta es aplastamiento que es lo que hay que comprobar en este caso.

Los esfuerzos de aplastamiento están dados según la ecuación 2.54.

$$\sigma_a = \frac{F}{hxd}; \text{ donde } h \text{ es el espesor del carrete}$$

$$\sigma_a = \frac{25[\text{kg}]}{20 \times 1,2 [\text{mm}^2]} = 1,04 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Este esfuerzo resulta por lo tanto muy pequeño.

$$n_f = \frac{6,9}{1,04} = 6,63$$

2.4 CONSTRUCCION

2.4.1 COSTOS

Los distintos costos se los presentan a continuación, en todos los casos son costos totales; es decir que incluyen impuestos (IVA) en caso que así lo amerite el rubro. Las medidas de los materiales están expresadas en mm.

	Descripción	Cantidad	Costos (USD)	
Materiales	Acero AISI 1045	200x200x1,5	3,50	
	Tubo ø 42,2	2 m	15,50	
	Tubo ø 32	2 m	9,50	
	Aluminio	600x500x3	8,00	
	Aluminio	ø 80x40	3,00	
	Aluminio (perfil)	2 m	1,50	
	Acero A36 (Varilla ø 12)	2 m	1,00	
	Acero A36 (Platina 13x2)	2 m	1,00	
	Acero inox. (AISI 304)	200x200x1,5	2,00	
	Cable ø 1,2	5 m	1,25	
	Electrodo 6011	1	0,20	
	Accesorios	Polea ø 12	4	3,00
		Polea ø 25	1	1,20
		Resorte helicoidal	3	8,00
Resorte espiral		1	12,00	
Grillete		1	0,30	
Mango de caucho		1	1,50	
Anillo de caucho		1	1,00	
Tornillo M3x10		4	0,10	
Tornillo M3x15		10	0,25	
Tornillo M5x40		2	0,10	
Tornillo M5x50		6	0,30	
Tornillo M5x60		4	0,25	
Arandela plana (M3)		8	0,20	
Arandela plana (M5)		14	0,40	
Arandela elástica (M3)		10	0,25	
Arandela elástica (M5)		10	0,40	
Seguro RS5	10	0,50		
Seguro RS6	5	0,50		
Seguro RS7	10	0,70		
Seguro RS8	10	0,90		

	Seguro RS10	4	0,60
	Remaches \varnothing 3x10 (Aluminio)	50	0,70
	Pintura anticorrosiva	1 litro	3,50
TOTAL			83,10

Para la construcción es necesario el uso de algunas máquinas herramientas, a continuación se muestra el tiempo empleado y el costo de la mano de obra.

Máquina	USD/hora	Tiempo empleado	Costo USD
TORNO	6,00	4 horas	24,00
FRESADORA	8,00	1,5 horas	12,00
TALADRO	2,00	3 horas	6,00
SOLDADORA (SMAW)	1,90	1 horas	1,90
MANO DE OBRA	3,00	9,5 horas	28,50
TOTAL			72,40
COSTO TOTAL DEL PROYECTO			155,50

CAPITULO III

PRUEBAS Y RESULTADOS

3.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS

El objetivo principal de las pruebas es verificar el funcionamiento de la herramienta, de manera que esta debe ser capaz de:

- ◆ Tener un alcance mayor a los 4 metros.
- ◆ Cumplir con su función de corte de manera satisfactoria y sin falla durante la recolección del fruto en la posición extrema esto es, cuando se encuentra totalmente desplegada.
- ◆ Capaz de moverse dentro del ramaje con y sin canasta.
- ◆ La herramienta debe permitir recolectar una cantidad de frutos en un tiempo determinado.
- ◆ El operador debe tener el control suficiente para maniobrar la herramienta.
- ◆ La herramienta debe poder ser manipulada por la persona más débil, que en este caso sería una mujer; pero debido al peso del prototipo no es factible por lo que se comprobará con un varón de contextura normal.

3.2 DEFINICIÓN DE LAS PRUEBAS

El prototipo construido es puesto a prueba en una plantación ubicada en el sector de Guayllabamba productora de limón, guayaba y aguacate.



Fotografía 3. 1.- Zona donde se realizaron las pruebas

Esta plantación se caracteriza por ser joven especialmente los limoneros cuya altura no sobrepasan los 4m; en cuanto a la guayaba y al aguacate la altura de sus árboles alcanzan de 5 a 8 metros siendo éstos aptos para realizar las pruebas con la herramienta construida en el presente proyecto de tesis.

3.2.1 DESCRIPCIÓN DE PRUEBAS

Para obtener los parámetros de comparación durante las pruebas se realiza un muestreo, la muestra será de un tamaño que permita realizar la comparación y obtener conclusiones referentes a los parámetros que se está verificando.

3.2.1.1 Prueba 1

Consiste cosechar en árboles de diferentes alturas con el fin de comprobar la facilidad de maniobrar la herramienta; es decir la facilidad para llegar a los frutos, se la realiza de las dos siguientes maneras:

- a) Con la canasta ensamblada
- b) Sin la canasta

También durante esta prueba se verifica la capacidad de corte del pedúnculo, para lo cual se plantean las siguientes fases:

Fase 1.- en el aguacate es decir con pedúnculos largos

Fase 2.- en el limonero, para pedúnculos medianos

Fase 3.- en la guayaba, para pedúnculos cortos

También se analiza la calidad de los frutos, de manera que se verifica si la herramienta produjo lastimaduras a los mismos.

3.2.1.1.1 Desarrollo

Para esta prueba se prepara la herramienta para el trabajo, (montar o desmontar la canasta y seleccionar una longitud de herramienta), para tener una idea de la facilidad de la herramienta para moverse dentro del ramaje, el operador trabaja de manera normal con la herramienta mientras se verifica si ésta se enreda, que parte de la herramienta es la que produce los mayores problemas, además en qué tipo de árboles se tienen mayores dificultades.

Esta misma operación se realiza en los diferentes tipos de árboles, con una muestra de 30 frutos se cuantifica la cantidad de frutos sanos así como los dañados, que tipo de lastimaduras se producen.



Fotografía 3. 2.- Recolección con canasta



Fotografía 3. 3.- Recolección sin canasta

3.2.1.2 Prueba 2

Consiste en comparar las técnicas de cosecha es decir, la manual y con la herramienta de manera que se pueda comparar en cuanto a cantidad y calidad del fruto recolectado.

3.2.1.2.1 Desarrollo

Para esta prueba se procede a la cosecha de manera manual durante un tiempo determinado es este caso se consideró 30 minutos, y luego se procede a la cosecha con la herramienta, obviamente se debe procurar que los árboles cosechados por las dos maneras tengan características similares de altura y cantidad de frutos, se cuentan los frutos recolectados de las dos maneras y se compara la cantidad de frutos en buen estado.

3.3 RESULTADOS

3.3.1 RESULTADOS PRUEBA 1

a) Con la canasta.-

Se observa que la herramienta tiene buena movilidad, especialmente en árboles con ramaje abierto como es el caso del aguacate y de la guayaba.

La movilidad se ve limitada cuando el árbol es de ramaje tupido siendo la canasta el principal inconveniente ya que esta se enreda en las ramas y por su geometría dificulta el avance.

b) Sin la canasta.-

La movilidad es muy buena no se producen enredos, la herramienta es capaz de moverse incluso dentro del ramaje espeso.

Capacidad de corte.-

La herramienta realiza sin problemas el corte de los pedúnculos, es mas dificultoso alcanzar los pedúnculos que se encuentran a mayor altura.

De los frutos cosechados se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 3. 1.- Resultados prue4ba 1

	Aguacate	Limón	Guayaba
Frutos en buen estado	42	50	45
Frutos lastimados	8	0	5
Total recolectados	50	50	50

Pedúnculo cortado muy
cerca del fruto

Lastimadura en la
corteza



Fotografía 3. 4.- Fruto lastimado por la herramienta

3.3.2 RESULTADOS PRUEBA 2

Tabla 3. 2.- Resultados prueba 2

Recolección	Frutos recolectados (60 min)	Frutos en buen estado	Frutos lastimados	Frutos golpeados
Manual	120	90	14	16
Con herramienta	80	72	6	2



Fotografía 3. 5.- Condición de frutos cosechados

Los golpes de los frutos se producen principalmente contra el suelo, especialmente los frutos que se encuentran a mayor altura, con la herramienta se evita este problema pero también se producen caídas debido a malas maniobras de la herramienta.

Mientras que en la cosecha manual el trabajador se ve obligado a trepar hasta alturas de 8 [m], y la cantidad de frutos que puede recoger desde el suelo es pequeña, lo que implica que en la mayoría de casos se ve en la necesidad de subir al árbol.

Mediante el uso de la herramienta no implica sino alturas de máximo 3[m], la cantidad de fruto que se puede recoger desde el suelo es mucho mayor que de forma manual.



Fotografía 3. 6.- Comparación entre herramientas utilizadas

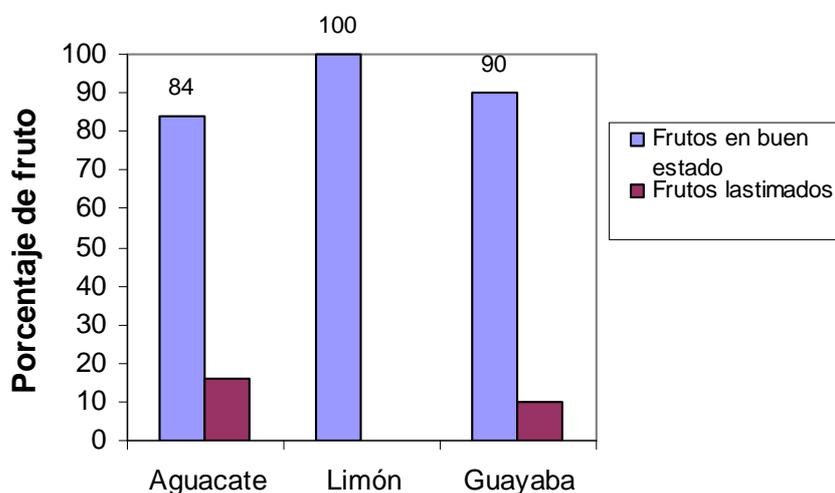
CAPITULO IV

ANALISIS DE RESULTADOS

4.1 RESULTADOS PRUEBA 1

La herramienta presenta una movilidad buena pero hay problemas para trabajar con la canasta en árboles con ramaje abundante. De ahí que la canasta debería emplearse solo en los casos en que esta sea necesaria es decir para frutos delicados al golpe o cuando no se tiene manera de evitar el golpe de los mismos.

Comparación de efectividad



La efectividad de la herramienta es buena ya que no se produce un porcentaje elevado de frutos dañados, este porcentaje depende de las condiciones que presente tanto el árbol (altura y frondosidad) como los pedúnculos (largo de los mismos).

Altura.- este parámetro afecta directamente a la efectividad, ya que a mayor altura se pierde precisión y hay mayor posibilidad de daños en los frutos, tal es el caso del aguacate en el que se produce un 16% de frutos dañados en su mayoría por lastimaduras, las lastimaduras principalmente se dan en frutos que se encuentra a mayor altura; hay que tomar en cuenta que el operador no ha adquirido destreza con la herramienta ya que está en una etapa de adaptación.

En cambio en el limón donde la altura promedio es mucho menor a la del aguacate se producen menos daños 0%, principalmente debido a que la

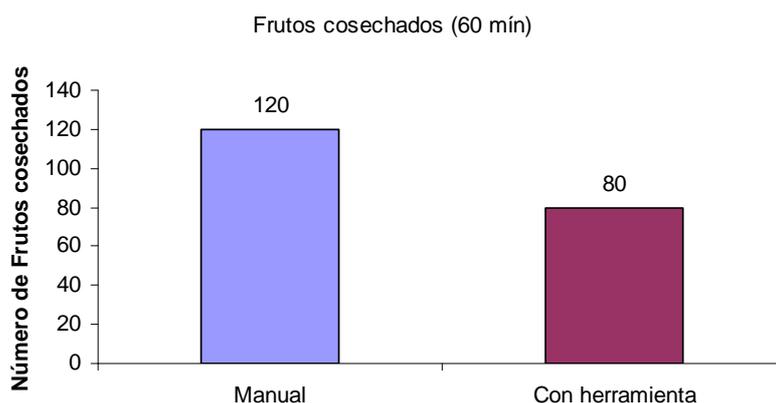
herramienta trabaja en una posición intermedia lo cual permite un mayor control al momento de atrapar y realizar el corte de los pedúnculos.

Longitud de pedúnculo.- se encuentra que a mayor longitud de pedúnculo es más fácil el atraparlos dentro de la herramienta, esto también depende de la ubicación de los frutos, para el caso del aguacate los frutos se encuentra separados unos de otros y no hay mayor interferencia de las ramas al momento de alcanzarlos. A diferencia de la guayaba que presenta mayor problema al momento de alcanzar los pedúnculos, ya que las ramas representan un obstáculo para alcanzarlos, esto produce que se tengan frutos dañados, ya que en el afán de alcanzarlos el forcejeo produce que estos caigan al suelo.

Frondosidad.- el hecho de que los árboles se presenten frondosos causa problemas al momento de trabajar con la canasta es decir una movilidad regular, esta principalmente causa enredos, mientras que la movilidad de la herramienta es buena sin la canasta en los árboles frondosos. En los árboles con ramaje abierto no hay problemas de movilidad, la herramienta cumple a cabalidad su función.

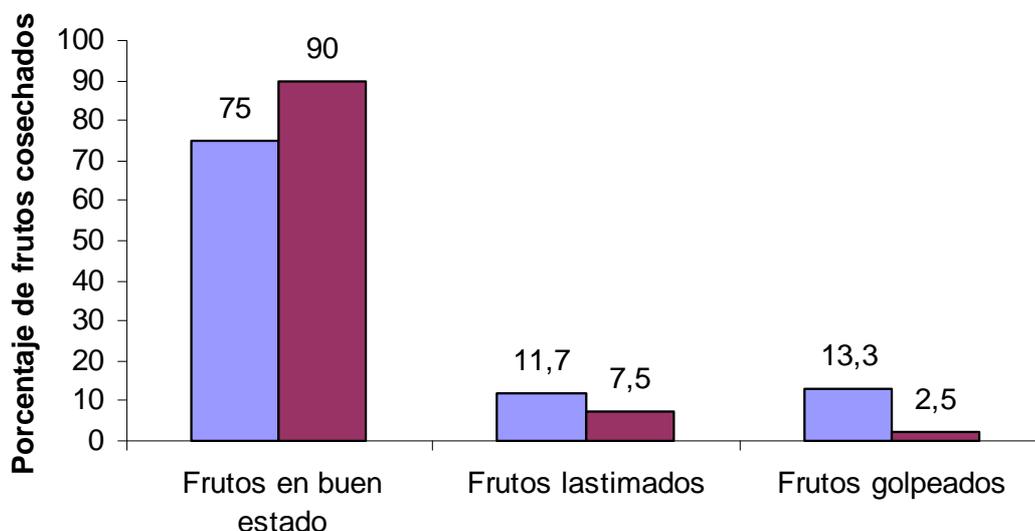
4.2 RESULTADOS PRUEBA 2

De estos resultados se desprende que



La cosecha manual permite un mayor número de frutos cosechados un 33,3% más. Este es una comparación a priori ya que hay que tomar en cuenta que en la cosecha manual el cosechador tiene mayor experiencia que con la herramienta.

De ahí que la cantidad de fruto recolectado pueda mejorarse ostensiblemente con la utilización de la herramienta de forma habitual.



Durante la cosecha manual se presentan mayor cantidad de frutos dañados 25% comparado con el 10% que se produce con la herramienta.

La cosecha con la herramienta resulta más eficiente ya que sólo se presenta un 7,5% de frutos lastimados directamente por la herramienta.

Comparativamente la cosecha manual se presentaría un 15% menos eficiente que con la herramienta por lo que esta cumple el propósito de mejorar la calidad y condiciones de la cosecha.

4.3 OBSERVACIONES ADICIONALES

La herramienta produce mayor agotamiento del operador cuando esta trabaja en posición horizontal o con ángulos de elevación muy pequeños, de ahí que en lo posible se debe procurar trabajar con la herramienta a ángulos cercanos a los 90°, esto permite a más de lograr un mayor alcance vertical, menos fatiga al operador. De igual manera cuando se trabaja con la canasta se tiene mayor cansancio como es lógico, por eso el operador debe estimar la cantidad de fruto en la canasta que no le cause demasiada fatiga.

La fatiga principalmente se produce en el brazo de soporte produciendo cansancio en los músculos del brazo, antebrazo y la muñeca. Mientras que en la mano con la que se acciona la herramienta se producen un agotamiento de los músculos aductores y oponentes.

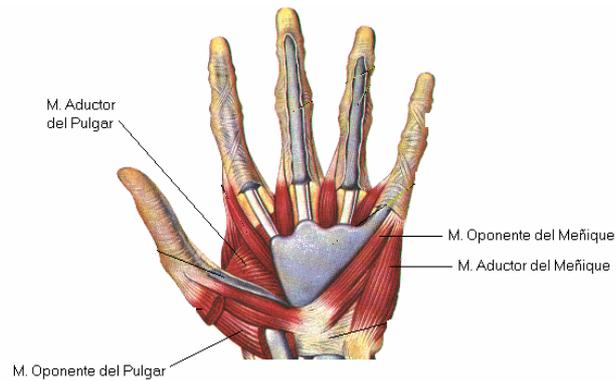


Figura 4. 1.- Músculos de mano que se fatigan

Una ventaja que se encuentra es que la herramienta puede ser operada indistintamente con las dos manos, es decir se puede intercambiar el brazo soporte con el de accionamiento, lo cual permite trabajar mayor tiempo, así como equilibrar el cansancio de las extremidades.

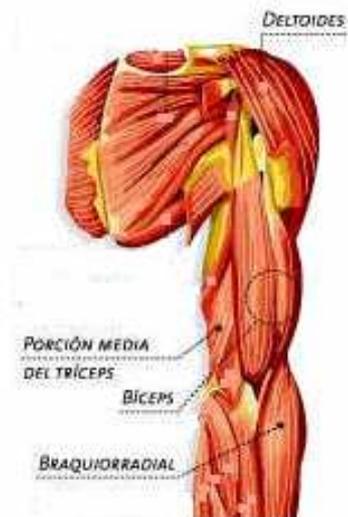


Figura 4. 2.- Músculos del brazo que se fatigan

De manera que la herramienta permite trabajar un tiempo no muy prolongado, a fin de evitar el cansancio excesivo.

Esto sin embargo no es un inconveniente ya que como se indicó en el capítulo 1 los arboricultores durante sus faenas de cosecha, prefieren empezar recolectando los frutos que presentan menor dificultad; es decir; puedan alcanzarlos fácilmente, y dejan los demás para el final, esto obviamente reduce el tiempo de trabajo con la herramienta.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- ◆ La herramienta resulta útil para las faenas de cosecha.
- ◆ Se concluye que la cosechadora cumple con los requerimientos de movilidad, maniobrabilidad, y corte del pedúnculo.
- ◆ El empleo de la canasta dificulta la movilidad en árboles con ramaje espeso, así como también implica mayor esfuerzo por parte del operador.
- ◆ Al emplear la canasta se reduce considerablemente la cantidad de frutos golpeados por lo que su empleo debe ser evaluado de acuerdo al fruto cosechado, así como a la altura de los árboles y condiciones del terreno.
- ◆ Una desventaja de la herramienta frente a las utilizadas artesanalmente es el peso que en comparación resulta mayor, lo que implica que el cosechador no puede trabajar el mismo tiempo con los dos tipos de herramientas.
- ◆ La cantidad de fruto cosechado con la herramienta resulta menor que el cosechado de forma manual (sin la herramienta) pero se consigue reducir el porcentaje de frutos dañados.
- ◆ Los resultados obtenidos son relativos ya que el operador no está totalmente adaptado a la herramienta, de manera que las características de trabajo con la misma pueden mejorar ostensiblemente conforme se adquiera destreza con la herramienta.
- ◆ El cambio de longitud de la herramienta es un proceso que resulta incómodo para el operador ya que por las dimensiones de la misma no puede manipular todos los mecanismos de trabe desde una misma posición, sino que debe operarlos en secuencia.
- ◆ Debido al peso de la herramienta, las pruebas se realizaron con un operador masculino, aunque un requerimiento esencial de la herramienta es que pueda ser utilizada por una mujer, ya un buen número de ellas se dedican a las faenas de cosecha.

5.2 RECOMEDACIONES

- ◆ Se recomienda lubricar los distintos mecanismos de la herramienta, para esto se deben emplear aceite de engrase general.
- ◆ Debido a las condiciones en las que trabaja la herramienta se recomienda una limpieza de los mecanismos después de usarla. De esta manera se evita que el polvo y otras impurezas trabajen como abrasivos dentro de los mecanismos.
- ◆ El afilado de las cuchillas se lo debe realizar con lima de forma manual, para evitar que las mismas pierdan forma así como alargar su vida útil.
- ◆ Durante el funcionamiento de la herramienta, principalmente durante el cambio de longitud puede suceder que el cable se salga de las poleas, y, para solucionarlo se debe: 1) trabar el carrete, 2) recoger la herramienta hasta que la tensión del cable permita volver a montarlo sobre las poleas.
- ◆ En caso de que el mecanismo de corte no cierre completamente se debe revisar la unión del cable en el grillete, de la manera siguiente: 1) trabar el carrete en una posición intermedia, 2) desarmar la placa de soporte, 3) retraer el tubo interior hasta que el grillete quede a la vista, 4) recobrar o aflojar el cable de acuerdo a la necesidad, 5) comprobar si la herramienta de corte cierra adecuadamente, en caso que no sucediera así volver a realizar el procedimiento.
- ◆ Revisar el ajuste de los elementos de sujeción periódicamente.
- ◆ Evitar realizar movimientos que puedan implicar torsión elevada a la herramienta al momento de trabajar, por cuanto en su diseño no se contempla esta acción.
- ◆ Para una construcción en serie se recomienda construir la herramienta con aluminio, ya que en este caso los costos de fabricación se reducirían a la vez que se obtiene una herramienta de menor peso.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ◆ SHIGLEY JOSEPH E. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial McGraw-Hill, Sexta edición, México, 2002.
- ◆ NORTON ROBERT. Diseño de Máquinas, Editorial Prentice-Hall, México, 1999.
- ◆ ZINOVIEV V. Teoría de los Mecanismos y Máquinas. Editorial MIR, Moscú, 1969.
- ◆ DEUTSHMAN AARON, Diseño de Máquinas: Teoría y práctica. Editorial Continental. México, 1985.
- ◆ PISARENKO G. S. Manual de Resistencia de Materiales, Editorial Mir, Moscú, 1985.
- ◆ PECHINEY ALUMINIUM COGEDUR, Sociedad de Transformación del aluminio, Paris, 1981.
- ◆ PARETO LUIS. Formulario de elementos de Máquinas. Ediciones CEAC, Perú, 1981.
- ◆ JAQUELINE DEL CARMEN LLUMIGUSIN, Tesis Previa a la Obtención del Título de Ingeniero Mecánico, Resortes Estudio Teórico – Práctico, EPN, Noviembre, 1997.
- ◆ SANDVICK STEEL COMPANY SPRING PRODUCT'S DIVISION, Power Springs Catalogue Scranton, 1997.
- ◆ INEN, Código de Dibujo Técnico – Mecánico, Quito, 1989.

PAGINAS DE INTERNET

- ◆ <http://www.conduit.com.ec/inoxidab304.html>
- ◆ http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/SandvikMaterialsTechnology/Spring_Designers_Guide/12562/0

ANEXO 1

DETERMINACION DE LA FUERZA DE CORTE

La cosecha de los frutos se la realiza cortando los pedúnculos de los mismos a una longitud adecuada, de manera que se debe diseñar en la herramienta un mecanismo de corte que permita realizar esta función.

Para el diseño de los elementos de corte y el accionamiento del mismo se presenta un inconveniente, ya que no se cuenta con los datos referentes a la resistencia al corte o la fuerza necesaria a aplicar sobre la herramienta al momento de cortar, por lo que se ve la necesidad de experimentar con los distintos tipos de frutos para evaluar esta fuerza, ver el de mayor requerimiento para con estos valores proceder al diseño de los distintos elementos.

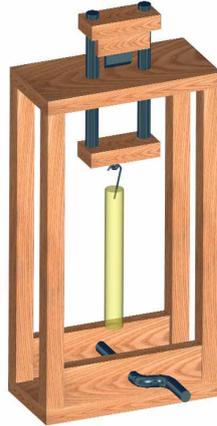
Primero se miden los diámetros de los distintos pedúnculos para tener valores promedios.

Tabla 1.- Resultados obtenidos

Especie	D(mm)
Limón	3,7
Guayaba	4,3
Mandarina	3
Chirimoya	5,7
Aguacate	6,7
Zapote	18
Naranja	4,2
Limón (costa)	4

ENSAYO PARA CORTE CON CUCHILLA

El siguiente esquema explica el procedimiento seguido para determinar la fuerza necesaria a aplicar sobre la herramienta al momento de realizar el corte con una cuchilla.



Esquema de pruebas

Entonces para medir la fuerza aplicada es necesario colocar el pedúnculo debajo de la cuchilla y aplicar la fuerza mediante el cable y el dinamómetro de manera que se puede verificar la fuerza necesaria para cortar los pedúnculos.

Hay que observar la mayor fuerza que registra el dinamómetro durante el proceso de corte.

Resultados Obtenidos

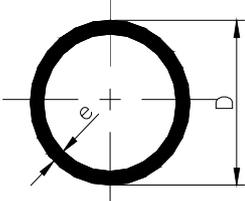
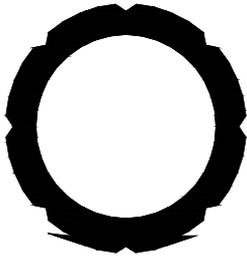
Tabla 2.- Resultados obtenidos de ensayo con cuchilla

Especie	Diámetro (mm)	Fuerza(Kgf)
Zapote	17	20
Zapote	17	20
Zapote	17	20
Zapote	20	20
Zapote	20	18
Zapote	19	18
Promedio	18	19

Por lo que se procede a diseñar los distintos elementos con una fuerza sobre el mecanismo de corte de 20 kg.

ANEXO 2



TUBOS REDONDOS	No. Referencia	D mm	D Pulg.	e mm	PESO Kg/ml	USO
  ACANALADO	1148	9.52	3/8	1.14	.0082	Antenas
	1149	7.92	5/16	1.20	0.070	Antenas
	1157	17.90	45/64	1.07	0.153	Conduit
	1158	23.40	59/64	1.24	0.234	Coduit
	1204	25.40	1	2	0.398	Varios
	1205(*)	31.75	11/4	2.66	0.642	Varios
	1254	32.00	11/4	2.10	0.534	Varios
	1470(*)	31.80	11/4	2.40	0.402	Varios
	1479	22.23	7/8	1.83	0.318	Varios
	1664	38.10	11/2	11.50	4.725	Estructural
	1665	48.23	157/64	2.75	1.067	Estructural
	1666	48.23	157/64	3.67	1.392	Estructural
	1668	19.10	3/4	1.50	0.225	Estructural
	1669	63.50	21/2	2.39	1.244	Estructural
	1670	63.50	21/2	3.96	2.007	Estructural
	1720	29.25	15/32	1.45	0.346	Varios
	1721	38.35	11/2	1.65	0.516	Varios
	1722	44.20	13/4	1.65	0.598	Varios
	1723	55.80	213/16	1.65	0.761	Varios
	1908	50.80	2	1.65	0.690	Estructural
	1940	76.20	3	1.52	0.969	Varios
	1942	101.60	4	2.03	1.723	Varios
	2138	12.70	1/2	1.10	0.108	Varios
	2450	19.05	3/4	1.10	0.168	Varios
	2151	15.87	5/8	1.20	0.150	Varios
	2152	12.70	1/2	1.10	0.109	Varios
	2185	9.50	3/8	1.10	0.079	Varios
	2186	7.90	5/16	1.10	0.064	Varios

ANEXO 3

PARA USO ESTRUCTURAL Y DECORATIVO PRODUCIDO BAJO NORMA ASTM A 554		1.- DIMENSIONES Y PESOS				
Los Tubos se producen en longitudes de 6m. Diferentes medidas previa consulta a fábrica.		DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO NOMINAL (mm)	ESPESOR NOMINAL (mm)	PESO xMETRO DE TUBO (Kg)	TUBOS X ATADO
2.- MATERIA PRIMA						
Acero laminado en frío. CALIDAD AISI 304, FINISH 2B						
Norma : ASTM A 240						
3.- PROPIEDADES MECANICAS						
Resistencia a la tracción:	Mínima 515 N/mm ²					
Resistencia a la fluencia:	Mínima 205 N/mm ²					
Elongación:	Mínima 40%					
Doblamiento:	Radio mínimo de curvatura= 2,3 Ø del tubo					
Dureza:	Brinel max 192 Rocwell B max 90					
4.- TOLERANCIAS						
Diámetro:	± 0,13mm					
Espesor:	± 10,00%					
Longitud:	+ 12,7mm					
Peso:	± 10%					
5.- ACABADOS						
Rugoso:	RF					
Medio Decorativo:	No 3					
Súper Fino:	SF					
		5/8 "	15,90	0,80 1,00 1,20 1,50	0,30 0,37 0,44 0,53	1 1 1 1
		3/4 "	19,10	0,80 1,00 1,20 1,50	0,36 0,45 0,53 0,65	1 1 1 1
		7/8 "	22,20	1,00 1,20 1,50	0,52 0,62 0,77	1 1 1
		1 "	25,40	1,00 1,20 1,50 2,00	0,60 0,72 0,88 1,15	1 1 1 1
		1 1/4 "	31,80	1,00 1,20 1,50 2,00	0,76 0,91 1,12 1,47	1 1 1 1
		1 1/2 "	38,10	1,20 1,50 2,00	1,09 1,35 1,78	1 1 1
		1 2/3 "	42,20	1,20 1,50 2,00	1,21 1,51 1,98	1 1 1
		1 3/4 "	44,20	1,20 1,50 2,00	1,27 1,58 2,08	1 1 1

ANEXO 4

DATOS

Sut min		Sy min		E		l	P	Fc	Diam ext	t	q	A	c = R	I	Mmax	Smax	β_n	fs
N/mm2	kg/cm2	N/mm2	kg/cm2	N/mm2	kg/cm2	cm	kg	kg	cm	cm	kg/cm	cm2	cm	cm4	kg.cm	kg/cm2	I0 = I1	
515,00	5150,00	205,00	2050,00	190000,00	1900000,00	200,00	3,00	25,00	4,220	0,120	0,0121	1,546	2,110	3,541	1641,13	977,79	1,0000	2,10
Sperm	Dm	A	Dfru	θ														
kg/cm2	cm		cm	rad	deg													
1230,000	50,00	13613,02	20,00	0,00	0,00													

Holg = 4,00 > δ = 2,4 mm ymax = 15,77
Ph = 4,24

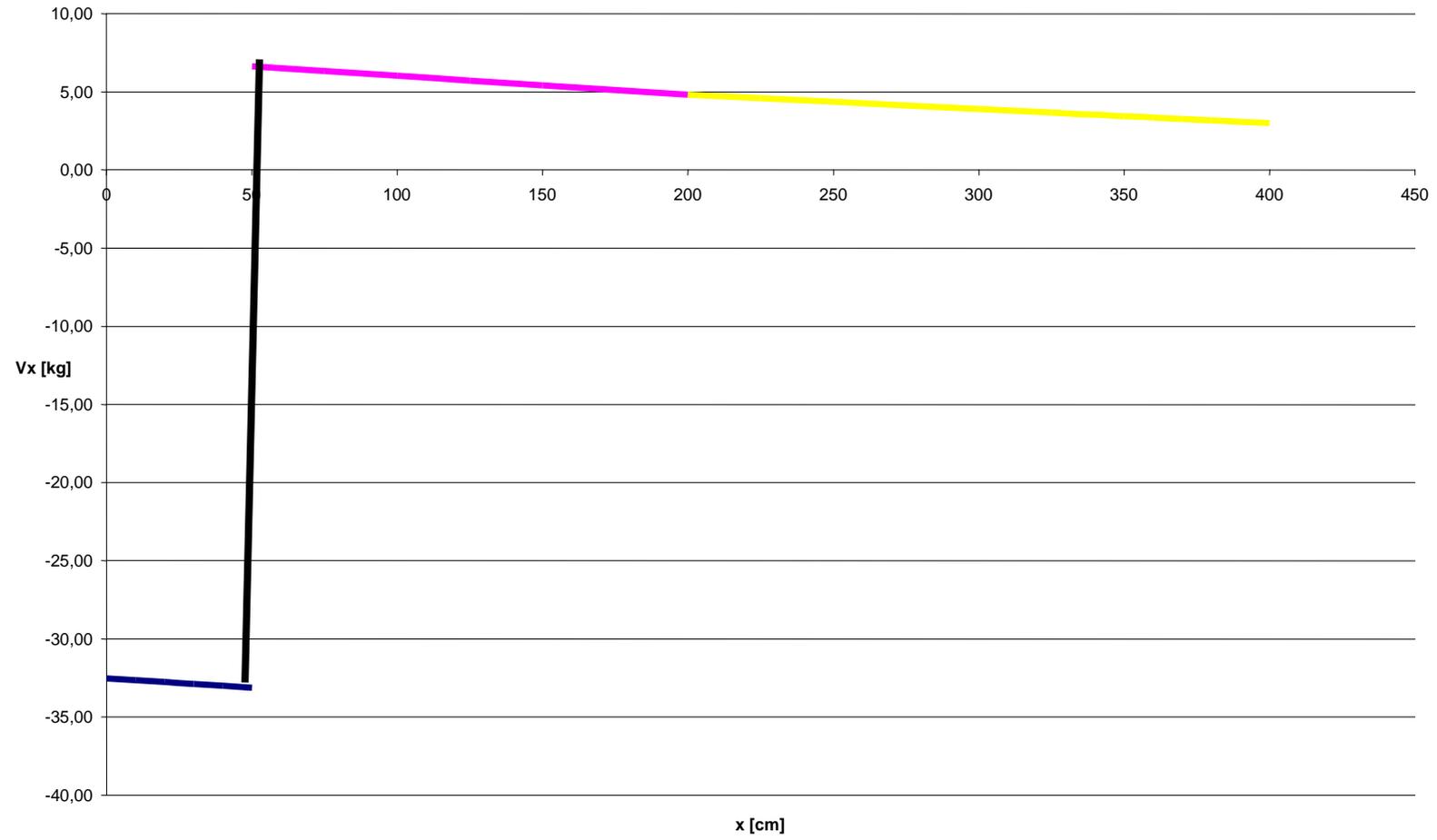
Fx	Fm1	Fm2	Mfru	x	V1	V2	V3
25,00	32,52	39,76	0,00	0	-32,52		
				10	-32,64		
				20	-32,76		
Fx'	Fm1'	Fm2'	Mfru'	30	-32,88		
25,00	32,52	39,76	0,00	40	-33,00		
				50	-33,13	6,64	
P'	q1'	q2'	ΔM	75		6,33	
7,01	0,0121	0,02127	2194,2	100		6,03	
				125		5,73	
				150		5,43	
				175		5,12	
				200		4,82	4,82
				225			4,59
				250			4,37
				275			4,14
				300			3,91
				325			3,68
				350			3,46
				360			3,36
				370			3,27
				380			3,18
				390			3,09
				400			3,00

ΔV
6,444

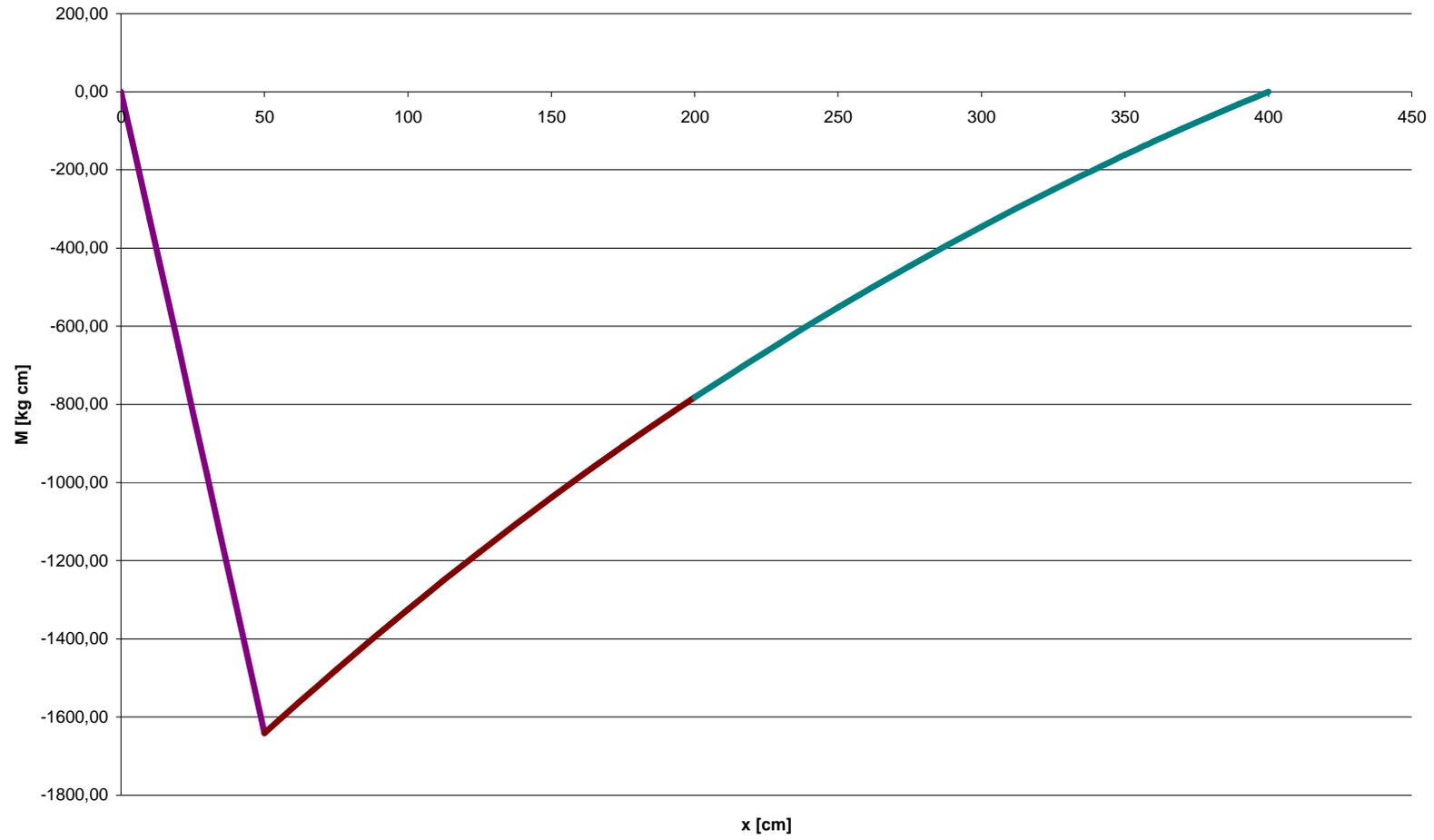
M1	M2	M3
0,00		
-325,81		
-652,82		
-981,05		
-1310,48		
-1641,13	-1641,13	
	-1479,03	
	-1324,50	
	-1177,53	
	-1038,13	
	-906,28	
	-782,00	-782,00
		-664,34
		-552,37
		-446,09
		-345,50
		-250,59
		-161,37
		-127,28
		-94,09
		-61,82
		-30,45
		0,00

y1	y2	y3
0,00		
0,02		
0,03		
0,04		
0,03		
0,00	0,00	
	-0,18	
	-0,49	
	-0,92	
	-1,47	
	-2,11	
	-2,84	-2,84
		-3,73
		-4,88
		-6,26
		-7,84
		-9,60
		-11,52
		-12,33
		-13,16
		-14,01
		-14,88
		-15,77

Cortante



momento flector



ANEXO 5

ASSAB
 ASSOCIATED SWEDISH STEELS AB
 ESTOCOLMO · SUECIA



Acero para Herramientas

Guía de Selección

Al seleccionar acero para la hechura de una herramienta, la primera consideración debe ser *adecuación*. El acero debe ser el adecuado precisamente para la herramienta para la cual será usado. Sugestiones útiles a ese respecto son ofrecidas en páginas 3-15 de este folleto. Vale la pena tener presente que dos – o varios – aceros pueden ser de análisis diferentes y sin embargo ser igualmente adecuados para un cierto propósito, y de que un análisis sencillo en ocasiones puede ser tan adecuado como lo es un análisis complicado.

También se debe de considerar la fórmula del *tratamiento térmico* del acero. El usuario debe preguntarse: ¿Mi equipo para tratado térmico es el adecuado para el acero que he seleccionado? Sería, por ejemplo, imprudente seleccionar un acero que requiera una temperatura de temple de 1100°C, si el horno con que se cuenta y el pirómetro no son adecuados para temperaturas mayores de 900–950°C. Un acero con un rango correspondientemente menor para templar debe en ese caso, de ser posible, ser seleccionado.

La *uniformidad* es de gran importancia. El usuario debe tener la seguridad hasta cierto punto, de que el acero que compra no vaya a variar en calidad o en su tratamiento de vez en vez, sino que debe ser consistentemente uniforme y confiable. La uniformidad no es meramente una cuestión de análisis. Está afectada también por el proceso y el cuidado que se haya

puesto al manufacturar el acero. Mayormente, ésta es la principal diferencia entre un "buen acero" y un "mal acero" y es de particular importancia al tratarse de herramientas de diseño intrincado, que presuponen costos elevados de mano de obra.

El precio también debe ser tomado en consideración. Es anti-económico usar un acero de alto precio si se puede usar sin peligro un acero de bajo precio, pero es aun más anti-económico seleccionar un acero barato para herramientas sólomente con la mira de ahorrarse algo en la compra del acero.

Los auténticos aceros suecos ASSAB para herramientas son fabricados de materias primas seleccionadas y de acuerdo con métodos especiales que han dado renombre mundial a los aceros suecos para herramientas debido a su alta calidad y uniformidad. Son manufacturados en las plantas siderúrgicas de BOFORS, FAGERSTA y UDDEHOLM.

Se ha publicado un catálogo especial con los auténticos aceros suecos ASSAB de Alta Velocidad.

Índice de Aplicaciones

Uno o varios tipos standard de acero ASSAB para herramientas pueden, en lo general, hacerse cargo adecuadamente de las aplicaciones que se mencionan en este índice. Estos aceros ofrecen la ventaja de que en lo general pueden ser obtenidos con mayor facilidad que los no-standard. Sin embargo, en algunos casos se ha creído necesario indicar también algunos de los aceros especiales, ya sea por su nombre o sencillamente por la palabra "especial". Cualquier información con respecto a estos aceros será suministrada a petición del interesado.

Una lista especial para aplicaciones respecto a herramientas para trabajar aceros inoxidables, se encontrará en la página 15.

<i>Aplicación</i>	<i>Sugestión de acero</i>
ACUÑAR (clavar), dados para dados para clavar moldes para plásticos y herramientas para fundición a presión	
formas sencillas, alta presión	XW-5, XW-41
formas intrincadas, tensiones por doblaje	M-4, M-14A
dados para monedas y medallas, perforadoras,	
tamaños mayores	DF-2, XW-5
idem, tamaños menores o tensiones ligeras	K-100
AGRICULTURA, herramientas e implementos para la	760, K-100
BARRENAS para perforar pozos	760
BARRENAS PARA ROCA	Acero ASSAB para roca
herramientas para forjar las mismas.	Véase Herramientas para forjar
BRIQUETAS, herramientas para prensar	XW-41 o XW-5
BROCAS	
para acero y metales no ferrosos	K-100, DF-2, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para hierro, acero y metal	K-100, DF-2, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para madera	Véase Herramientas para trabajar madera
para roca	Véase Barrenas para roca
para vidrio	XW-5
BROQUEROS	K-100
CABECEAR y Punzones, dados para cabecear en frío, pernos, tornillos y remaches de tamaño pequeño	K-100, K-95X, M-4
idem, en tamaños mayores	M-4, M-14A
cabecear en caliente	HWT-5, 8407, HWT-11

<i>Aplicación</i>	<i>Sugestión de acero</i>
CALIBRES	DF-2, XW-5
CEPILLAR, herramientas para	
hierro y acero en general	K-100, DF-2, <i>Acero Alta Velocidad</i>
fundiciones dulces y metales no ferrosos	K-100, DF-2, <i>Acero Alta Velocidad</i>
madera	Véase Herramientas para trabajar madera
piedra	K-100, DF-2
CERAMICA, dados para	XW-5 o XW-41
CILINDROS, herramientas para perforar	<i>Acero Alta Velocidad</i>
CINCELES	
barretones	K-100, M-4
de mano	K-100, M-2, M-4
neumáticos	M-2, M-4, <i>Especial</i>
para calafatear	M-2, M-4
para descantillar	M-2, M-4
para engargolar	K-100
para escoplear en caliente	M-4
para escoplear en frío	M-2, M-4
para grabar	K-100
para rieles	M-4
para romper concreto	M-2, M-4, <i>Especial</i>
para romper pavimento	M-2, M-4, <i>Especial</i>
para trabajar madera	Véase Herramientas para trabajar madera
para trabajar piedra	760, K-100, M-2
tajaderas, trabajo en caliente	M-4
tajaderas, trabajo en frío	M-4, M-2
CLAVAR, herramientas para	Véase Acuñar
CONFORMAR, herramientas para	Véase Doblar, Estirar, Rechazar

Aplicación

Sugestión de acero

CORTADORES

circulares	Véase Cuchillas
de formas y perfiles	K-100, DF-2, <i>Acero Alta Velocidad</i>
de tubo	K-100, DF-2, XW-41 o XW-5
fresas	Véase fresas
hierro y metales	DF-2 o DF-1, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para clavos	Véase Herramientas para la manufactura de clavos
para engranes	<i>Acero Alta Velocidad</i>
para trabajos en torno	<i>Acero Alta Velocidad</i>
verticales	K-100, DF-1 o DF-2, XW-5 o XW-41, <i>Acero Alta Velocidad</i>

Véase también Rimas

CUBIERTOS, dados para

acuñar, trabajo en caliente	K-100, M-14A, XW-41, HWT-19
idem, trabajo en frío	M-14A, K-100

CUCHILLAS

calibres ligeros, en acero y metales, en frío	K-100, DF-1 o DF-2, XW-5
idem, para gruesos mayores	M-4, M-14A
de mano en general	K-100
circulares	M-4, XW-5, XW-41, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para acero para sierras en estado revenido	XW-5, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para cortes en caliente	M-4, M-14A, 8407, HWT-11, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para láminas al Silicio	XW-5, XW-41, 6120
para madera	<i>Especial</i>
para máquinas	<i>Especial</i>
para máquinas para manufacturar cla- vos	XW-5, <i>Acero Alta Velocidad</i>
para papel	K-100, DF-1 o DF-2, XW-5
Véase también Papel	
para perfilar y rebarbear	M-4, M-14A



Auténtico Acero Sueco

ASSAB 760

al carbón

El ASSAB 760 es un acero al carbón de aprox. .50% C. La dureza de suministro es de aprox. 180-220 Brinell, de acuerdo con la medida. Este acero es fácil de maquinar.

El acero ASSAB 760 es manufacturado en una planta productora de aceros para herramientas y tiene, por lo tanto, la precisión de un acero para herramientas.

Se usa principalmente el acero ASSAB 760 para herramientas de mano y complementos sencillos, porta-herramientas, guías, espaciadores, varias clases de modelos y accesorios, herramientas sencillas para rechazar en torno, dados para forjar, refuerzos para dados para fundición a presión, etc. También algunas herramientas que se usan sin temprar, como son martillos, mazos, herramientas para herreros, etc., son hechas de este acero.

Además, se usa el acero ASSAB 760 para ciertas partes de maquinaria, que deben tener cierta resistencia al desgaste, pero que no están expuestas a tensiones fuertes, como p. e. guías o barras corredizas, cuñas, carretillas, etc.

El acero ASSAB 760 se usa generalmente en el estado de suministro, sin ningún tratamiento térmico, pero se puede temprar siguiendo las recomendaciones que figuran al reverso.

ASSOCIATED SWEDISH STEELS AB
ESTOCOLMO · SUECIA

Propiedades mecánicas en estado de suministro

Límite de fluencia	35-45 kg/mm ² = 50.000- 64.000 PSI
Resistencia a la ruptura	65-80 kg/mm ² = 92.500-114.000 PSI

Estos datos se refieren a 25 mm (1") \varnothing .

Tratamientos térmicos recomendados

Este es un acero de temple superficial y la dureza de la superficie depende en cierto grado de la dimensión y del método de templado. Una dureza de más de 60 R_C se puede obtener sólo en piezas muy delgadas, templando en aceite, v. g. filos delgados. A piezas de mayor tamaño no se les puede dar dureza de lima.

Forja:	1100-800°C = 2000-1500°F	Enfríese libremente
Para quitar tensiones:	550-650°C = 1025-1200°F	Enfríese libremente
Recocido dulce:	aprox. 720°C = 1325°F	Enfríese lentamente
Normalizado:	aprox. 850°C = 1560°F	Enfríese lentamente
Templado:		
en agua	800-830°C = 1470-1530°F	
en aceite	820-850°C = 1510-1560°F	
Revenido:	100-250°C = 210- 480°F	Dureza de la superficie 600-250 Brinell
	550-650°C = 1020-1200°F	Dureza de la superficie 270-230 Brinell

Existencias

El acero ASSAB 760 puede ser suministrado de existencias en un gran número de medidas en secciones redonda, cuadrada y plana, en acabados laminado o forjado en caliente. Información sobre medidas obtenibles se pueden conseguir de nuestros representantes o directamente de nosotros.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Agro.- significa 'campo'. *Referente a la agricultura*

Arbóreo.- perteneciente o relativo al árbol

Arboricultor.- persona que se dedica al cultivo de los árboles.

Bambú.- es una planta de la familia de las Gramíneas, originaria de la India, con tallo leñoso que llega a más de 20 m de altura, y de cuyos nudos superiores nacen ramitos muy cargados de hojas grandes de color verde claro, y con flores en panojas derechas, ramosas y extendidas. Las cañas, aunque ligeras, son muy resistentes.

Corteza.- parte exterior y dura de ciertos frutos y algunos alimentos.

Cosecha.- ¹Temporada en la que se recogen los frutos. ² Ocupación de recoger los frutos de la tierra.³ Conjunto de frutos generalmente de un cultivo que se recogen al llegar la sazón.

Guadúa.- especie de bambú muy alto, con púas y canutos de cerca de medio metro.

Histología.- estructura de los tejidos orgánicos

Holgura.- espacio vacío que queda entre dos piezas que han de encajar una en otra.

Horqueta.- palo terminado en uno de sus extremos por dos puntas

Leñoso.- dicho de un arbusto, de una planta, o de un fruto: Que tiene dureza y consistencia como la de la madera.

Pedúnculo.- rama pequeña que sostiene el fruto en algunas plantas.

Pértiga.- palo largo y delgado.