



# UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

---

CAMPUS IRAPUATO-SALAMANCA  
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS

Diseño de una máquina cortadora de maleza

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

Gaytán Campos Israel

DIRECTORES:

Dr. Elías Ledesma Orozco

Dr. Israel Martínez Ramírez

Salamanca, Guanajuato, diciembre de 2018

Salamanca, Gto., a 21 de Noviembre Del 2018.

M. en I. HERIBERTO GUTIÉRREZ MARTIN  
JEFE DE LA UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR  
PRESENTE.-

Por medio de la presente, se otorga autorización para proceder a los trámites de impresión, empastado de tesis y titulación al alumno(a) Israel Gaytán Campos del *Programa de Maestría en* Ingeniería Mecánica y cuyo número de *NUA* es: 145782 del cual soy director. El título de la tesis es: Diseño de una Máquina Cortadora de Maleza

Hago constar que he revisado dicho trabajo y he tenido comunicación con los sinodales asignados para la revisión de la tesis, por lo que no hay impedimento alguno para fijar la fecha de examen de titulación.

ATENTAMENTE



Dr. Elías Ledesma Orozco

NOMBRE Y FIRMA  
DIRECTOR DE TESIS  
SECRETARIO



Dr. Elías Ledesma Orozco

NOMBRE Y FIRMA  
DIRECTOR DE TESIS



Dr. Eduardo Aguilera

NOMBRE Y FIRMA  
PRESIDENTE



Dr. Héctor Plascencia Mora

NOMBRE Y FIRMA  
VOCAL

---

# Dedicatoria

---

## **A mi madre, Beatriz Campos de la Cruz:**

No hay palabras suficientes para agradecer cada sacrificio y esfuerzo que me has dado, gracias por siempre velar por mi bienestar, por no rendirte nunca, por tu apoyo e inconmensurable bondad, por cada consejo y tanto amor, porque me has enseñado más que cualquier escuela y por demostrarme el valor de un abrazo sincero en cualquier circunstancia, por ser mi eterna amiga y maestra.

## **A mi padre, J. Guadalupe Gaytán Ruelas:**

Por siempre sacar lo mejor de mí, gracias por tus buenos consejos y atinados regaños, por tu interminable apoyo en todo sentido, y por siempre darme el mejor ejemplo de superación en la vida, por ti sé que cada esfuerzo realizado tiene su merecida recompensa, siempre serás mi más grande maestro.

## **A mi hermana, Elizabeth Gaytán Campos:**

Por mostrarme que no existen límites cuando se tiene un propósito, por soportar a mi lado cada momento, por ser esa compañía que complementa la vida desde cualquier perspectiva, porque siempre tengo presente que las cosas se pueden hacer de una mejor manera gracias a ti.

## **A mis abuelos (as):**

**Baudelina de la Cruz Flores<sup>†</sup>** y **Hermelinda Ruelas Vásquez<sup>†</sup>**, por ser mis ángeles en el cielo, siempre estarán conmigo.

**Erasmus Campos Rodríguez<sup>†</sup>**, algún día tendré la dicha de conocerlo.

**J. Trinidad Gaytán Andrade**, gracias por cada consejo y su gran ejemplo.

## **A mi primo y eterno amigo:**

**Roberto Gaytán Martínez<sup>†</sup>**, por los grandes recuerdos que la infancia dejó, siempre te tengo presente.

## **A mi familia entera:**

Gracias por su interminable cariño, por su apoyo y su siempre gran corazón y buenos tratos.

A **Ariana Thalia Campos Castelán<sup>†</sup>**, porque aún sin saberlo ha sido un ejemplo de fortaleza y esperanza para mí.

Al profesor **Agustín Martínez Ayala<sup>†</sup>**, por confiar y siempre creer en mí.

Con especial dedicatoria a mi novia, **Elizabeth Serrano Ramírez**, quien siempre ha sido un modelo a seguir y una gran inspiración.

---

# Agradecimientos

---

A Dios por permitirme la vida y salud para cumplir mis metas.

A mis padres y familia por su interminable amor y su apoyo incondicional.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo brindado durante el programa de maestría.

Al Departamento de Ingeniería Mecánica de la División de Ingenierías Campus Irapuato Salamanca (DICIS) de la Universidad de Guanajuato.

Al Dr. Elías Ledesma Orozco, por la confianza que depositó en mí, sus enseñanzas, apoyo, paciencia y tiempo otorgado.

Al Dr. Israel Martínez Ramírez, por su colaboración y recomendaciones para el desarrollo del presente trabajo.

Al M.I. Luis David Celaya García, por su amabilidad al compartir sus conocimientos para la solución de ciertos conflictos durante el desarrollo de este trabajo, y por sus buenos deseos.

A mi novia Elizabeth Serrano Ramírez, por su motivación y ejemplo, por su paciencia, comprensión y gran cariño, por ser parte importante de mi vida.

A mi amigo Henry Alfonso Ortiz Maldonado, por su amistad y valiosa ayuda, por ser una gran persona.

A Edgar Hernán Cárdenas Rivera, por toda la ayuda y apoyo, por el buen ejemplo que da siempre.

A mis compañeros de la DICIS, especialmente a William Andrés Urquijo Luengas y Juan Ignacio Valderrama Rodríguez, por las gratas experiencias vividas.

A Carlos Gaytán Ruelas, por todo su apoyo, consejo y ayuda siempre que la necesité.

A la empresa Seredral S.A. de C.V., en concreto al Ing. Carlos Gonzáles, por su tiempo, consejos y asesoría técnica.

A mis profesores en la DICIS, porque de cada uno aprendí algo nuevo.

A todas esas personas que siempre me han acompañado, porque forman importante de lo que soy.



# Índice

<b>Capítulo 1</b> .....	1
<b>Introducción</b> .....	1
<b>1.1 Introducción</b> .....	1
<b>1.2 Objetivos</b> .....	7
<b>Capítulo 2</b> .....	8
<b>Consideraciones en el diseño para la identificación del problema</b> .....	8
<b>2.1 Consideraciones en el diseño</b> .....	8
<b>2.2 El proceso de corte</b> .....	8
2.2.1 Clasificación del proceso de corte .....	9
2.2.2 Efecto del contracorte en el proceso de corte.....	12
2.2.3 Falla del material.....	13
<b>2.3 Componentes del sistema de corte</b> .....	14
2.3.1 Navaja y contracorte .....	14
2.3.2 Formas y dimensiones de la herramienta de corte .....	15
2.3.3 Material de la navaja .....	15
2.3.4 Configuración y dimensiones del contracorte.....	17
2.3.5 Componentes auxiliares y funciones.....	17
<b>2.4 Posiciones relativas y movimientos en el corte</b> .....	18
2.4.1 Sistemas de referencia.....	18
2.4.2 Corte y movimiento de alimentación .....	24
<b>2.5 Fuerzas básicas, esfuerzos y requerimientos de energía</b> .....	25
2.5.1 Fuerza de corte ( $F_{oc}$ ) .....	25



2.5.2	Deformaciones causadas por el corte .....	28
2.5.3	Fuerza de soporte .....	31
2.5.4	Corte con impacto o corte libre .....	31
2.5.5	Fuerza de corte contra desplazamiento .....	32
2.5.6	Fuerza específica de corte .....	34
2.5.7	Fuerza corte para el corte oblicuo .....	34
2.5.8	Fuerza promedio de corte y fuerza promedio específica de corte.....	36
2.5.9	Energía de corte y energía específica de corte .....	38
2.5.10	Otras variables generalizadas de energía de corte .....	39
2.5.11	Relaciones entre variables.....	40
2.5.12	Potencia de corte para segado .....	40
2.5.13	Potencia de un sistema de corte .....	41
2.5.14	Pérdidas de potencia.....	42
<b>2.6</b>	<b>Otros sistemas de corte .....</b>	<b>42</b>
<b>2.7</b>	<b>Material a ser cortado.....</b>	<b>43</b>
2.7.1	Estructura de la planta y esfuerzo .....	43
2.7.2	Propiedades mecánicas de la planta .....	48
2.7.3	Efectos de localización, madurez y humedad .....	51
<b>2.8</b>	<b>Caracterización del material.....</b>	<b>52</b>
<b>2.9</b>	<b>Modelo de elemento finito navaja-fibra .....</b>	<b>54</b>
<b>Capítulo 3</b>	<b>.....</b>	<b>68</b>
<b>Diseño conceptual</b>	<b>.....</b>	<b>68</b>
<b>3.1</b>	<b>Requerimientos y restricciones del diseño .....</b>	<b>70</b>
3.1.1	Identificación del problema .....	72
<b>3.2</b>	<b>Análisis de máquinas y patentes existentes .....</b>	<b>73</b>



3.2.1	Análisis de máquinas existentes.....	73
3.2.2	Búsqueda y análisis de patentes .....	79
3.2.3	Características de las máquinas analizadas .....	94
<b>3.3</b>	<b>Generación de alternativas como posibles soluciones.....</b>	<b>95</b>
<b>3.4</b>	<b>Selección de la mejor solución.....</b>	<b>100</b>
3.4.1	Características de la solución seleccionada.....	107
<b>Capítulo 4.....</b>		<b>108</b>
<b>Diseño Paramétrico .....</b>		<b>108</b>
<b>4.1</b>	<b>Diseño preliminar.....</b>	<b>109</b>
<b>4.2</b>	<b>Desarrollo del diseño.....</b>	<b>110</b>
<b>4.3</b>	<b>Componentes de la máquina .....</b>	<b>111</b>
4.3.1	Sistema de corte .....	111
4.3.2	Trasmisión.....	113
4.3.3	Mecanismo para variar la inclinación del rotor .....	124
4.3.4	Cuerpo Principal de la máquina .....	125
4.3.5	Enganche al tractor.....	126
<b>4.4</b>	<b>Dimensiones y características de la máquina .....</b>	<b>130</b>
<b>4.5</b>	<b>Parámetros de funcionamiento de la máquina.....</b>	<b>132</b>
<b>4.6</b>	<b>Análisis estático: Determinación de cargas, distribución de fuerzas y momentos ante un impacto.....</b>	<b>137</b>
<b>4.7</b>	<b>Modelo de elemento finito: Determinación de zonas críticas ante un impacto....</b>	<b>145</b>
<b>Capítulo 5.....</b>		<b>151</b>
<b>Diseño de detalle.....</b>		<b>151</b>
<b>5.1</b>	<b>Plano general .....</b>	<b>151</b>
<b>Capítulo 6.....</b>		<b>152</b>



<b>Objetivos alcanzados, conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>152</b>
<b>6.1 Objetivos alcanzados.....</b>	<b>152</b>
<b>6.2 Conclusiones .....</b>	<b>153</b>
<b>6.3 Recomendaciones para trabajos futuros para trabajos futuros .....</b>	<b>153</b>
<b>Apéndices .....</b>	<b>ix</b>
<b>A1 Referencias .....</b>	<b>ix</b>
<b>A2 Lista de figuras .....</b>	<b>xii</b>
<b>A3 Lista de tablas .....</b>	<b>xviii</b>



# Simbología

$\alpha$	Parámetro de la ecuación de Newmark
$a_i$	Constantes de la ecuación de Newmark, $i = 0, 1, \dots, 7$
$A_{NC}$	Ángulo de claro
$A_{NCB}$	Ángulo de claro para la hoja de la navaja
$A_{NCC}$	Ángulo de claro del contracorte
$A_{NB}$	Ángulo de cuña de la hoja
$A_{ND}$	El ángulo entre la normal al extremo cortante y el plano XY
$A_{NE}$	Ángulo del extremo cortante
$A_{NEB}$	Ángulo de cuña de la hoja
$A_{NEC}$	Ángulo en el extremo cortante del contracorte
$A_{NK}$	Ángulo de tijera entre el extremo cortante de la navaja y el contracorte
$A_{NO}$	Ángulo oblicuo.
$A_{NOC}$	Ángulo oblicuo del contracorte
$A_{NP}$	Ángulo de cuña
$A_{NPB}$	Ángulo de viruta para la hoja de la navaja
$A_{NPC}$	Ángulo de cuña del contracorte
$A_{NR}$	Ángulo de inclinación
$A_{NRB}$	Ángulo de inclinación para la hoja de la navaja
$A_{NRC}$	Ángulo de inclinación del contracorte
$A_S$	Área del sólido bajo la navaja
$\beta$	Constante del modelo de material bilineal
$C_p$	Coefficiente de amortiguamiento debido a la fricción de coulomb símbolos de Cowper y Symonds
$c_1$	Constante
$C_1$	Constante
$c_2$	Constante
$C_2$	Constante
$C_F$	Coefficiente de fricción



[C]	Matriz de amortiguamiento
D	Diámetro del eje
$\delta$	Parámetro de la ecuación de Newman
$\delta_b$	Deflexión baja la carga
E	Módulo de elasticidad
$E_{NC}$	Energía total de corte
$E_{NC1}$	Energía de corte para un corte
$E_{NCS}$	Energía específica de corte
$E_{NCSA}$	Energía específica de corte por área sólida
$E_{NCSM}$	Energía de corte específica por unidad de material cargado sobre el contracorte
$E_t$	Módulo de Young, zona plástica
$\epsilon_{eff}^p$	Deformación plástica efectiva
$\epsilon_{máx}^p$	Deformación plástica máxima
$\dot{\epsilon}$	Rapidez de deformación
F	Fuerza
$F_b$	Fuerza de carga
$F_{OB}$	Resistencia a la flexión a la altura del corte
$F_{OC}$	Fuerza de corte
$F_{OCAV}$	Fuerza promedio de corte
$F_{OCS}$	Fuerza específica de corte
$F_{OCiS}$	Fuerza específica de corte en la dirección i
$F_{OCMAX}$	Fuerza de corte máxima
$F_{OE}$	Fuerza en el extremo cortante
$F_{Oi}$	Fuerza de corte en la dirección i
$F_{OWN}$	Componente normal de la fuerza de contacto sobre el lado de la hoja
$F_{OWT}$	Componente tangencial de la fuerza de fricción
$\{F_t\}$	Vector de las fuerzas nodales internas que corresponden al estado de esfuerzos para el tiempo t
$F_{ut}$	Carga última
gpm	Gasto en galones por minuto
h	Compactación preliminar
$h_x$	$S_{LK}$ , recorrido de la navaja



Ha	Hectárea
Hp	Potencia en hp
$l_b$	Longitud de la viga
$l_D$	Diámetro del tallo
$L_{CC}$	Claro
$L_{TB}$	Espesor de la hoja
$L_{TE}$	Espesor del extremo cortante o redondez
$L_{TEC}$	Espesor en el extremo cortante del contracorte
$l_{HCU}$	Altura del corte sobre la tierra
$l_{HM}$	Altura del centro de gravedad de la planta
$l_{LP}$	Longitud de la pieza de material removido de la capa
$L_{RE}$	Radio del extremo cortante
$L_{REC}$	Radio del extremo cortante
$l_{TC}$	Espesor de la capa de material removido en el corte
$l_{TS}$	Espesor del material sólido
$L_{WB}$	Ancho de la hoja
$l_{WC}$	Ancho del corte
m	Masa de la navaja
$M_A$	Cantidad de materia seca cortada
$M_{AAE}$	Cantidad de material por unidad de área del contracorte
$M_{AFAE}$	Cantidad de material cortado por unidad de área de campo
$M_{AL}$	Cantidad de material sólido por unidad de longitud de la capa
$M_{AP}$	Masa de la pieza del material de la capa
$M_{AT}$	Cantidad de materia seca cortada por unidad de tiempo
$M_{DB}$	Densidad de masa bulk de la capa del material, en materia seca
$M_{DS}$	Densidad de masa del material sólido
M	Momento en la flecha
[M]	Matriz de masas
N	Newton
$\nu$	Módulo de Poisson
$\phi$	Ángulo entre la normal a la cara inclinada y la resultante de $P_h$ y $P_v$
p	Símbolos de Cowper y Symonds
psi	Presión en lb/in <sup>2</sup>
$P_C$	Potencia requerida para el corte



$P_D$	Potencia total para el sistema de corte
$P_{L1}$	Pérdidas de potencia no usada en el corte
% error	Porcentaje del error
$\{R\}$	Vector de cargas externas
$S_{LK}$	Recorrido de la navaja
$\sigma_0$	Esfuerzo inicial de cedencia
$\sigma_b$	Resistencia a la fluencia del material en el extremo cortante
$\sigma_y$	Esfuerzo de cedencia
$r$	Distancia de la navaja al centro del disco
$T_{m\acute{a}x}$	Torque máximo del motor.
$\tau_d$	Esfuerzo Cortante
$\{u\}$	Vector de desplazamientos nodales
$V_{LK}$	Movimiento de la herramienta de corte
$V_{LF}$	Movimiento de alimentación
X,Y y Z	Sistema cartesiano



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1 Introducción

En México, el sector agrícola y el industrial se han considerado tradicionalmente como dos sectores separados, esto debido tanto a sus características como a la aportación que tienen en el crecimiento y desarrollo de la economía y finanzas públicas del país. En el apartado de desarrollo, la agricultura es el elemento característico de una primera etapa, mientras que el indicador más marcado del avance en el tema de desarrollo económico de un país es la industrialización. Una estrategia correcta de desarrollo, sería la que permitiera pasar de manera gradual de la agricultura a la industria, correspondiendo a la agricultura financiar la primera etapa de ese paso. Es por esto principalmente que tanto al campo mexicano como a la agricultura ha pasado a un segundo término, en consecuencia, se tiene la poca o nula mecanización y automatización del campo.

La agricultura en México ha sido siempre un sector importante en la economía del país, el cual cuenta con un territorio aproximado de 198 millones de hectáreas, de las cuales cerca de 30 millones se utilizan como tierras de cultivo. Más allá de su poca contribución al PIB nacional y de lo que este indicador implica, la agricultura en nuestro país es sector productivo importante, dadas las múltiples funciones que cumple en el desarrollo económico, social y ambiental de la nación, [Corona, 2016].



Figura 1. Agricultura y mecanización del campo agrícola, [Mecanización agrícola sostenible, 2018].



Dentro de la agricultura, el riego juega un rol fundamental, siendo tal vez el apartado más importante en ella, ya que permite elevar la productividad de los cultivos haciéndole llegar los nutrientes necesarios para su desarrollo. Más del 60% de la superficie del territorio nacional es de tipo árida o semiárida; en lo que a la superficie agrícola se refiere, como se muestra en la figura 2, el 74% es cultivada bajo temporal, siendo sólo el 26% de la superficie la que se cultiva con sistemas de riego, [Corona, 2016].

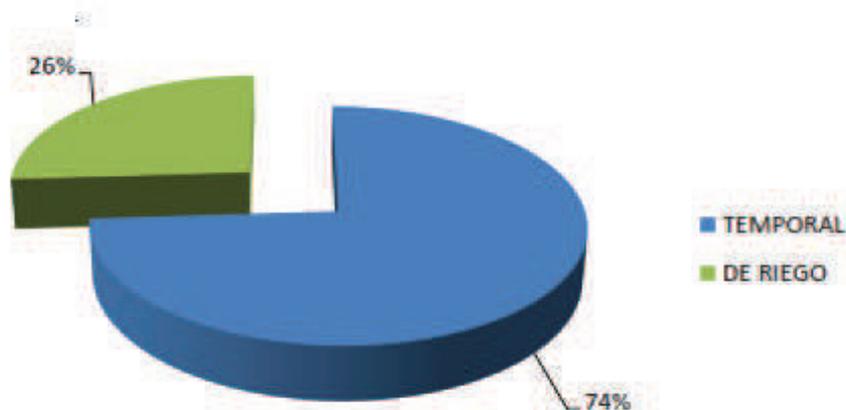


Figura 2. Superficie cultivada en México, [Corona, 2016].

Existen distintos sistemas de riego, en México, el más utilizado es el de riego por gravedad o superficie, el cual se caracteriza por utilizar la diferencia de altura entre el punto de captación y el área de regadío, el agua se mueve por acción de la gravedad; dentro de este sistema de riego se hace uso de redes de conducción para hacer llegar el agua desde un suministro donde se almacena, hasta la parcela de cultivo. Cada red de conducción está formada por canales que constituyen el sistema de distribución completo.

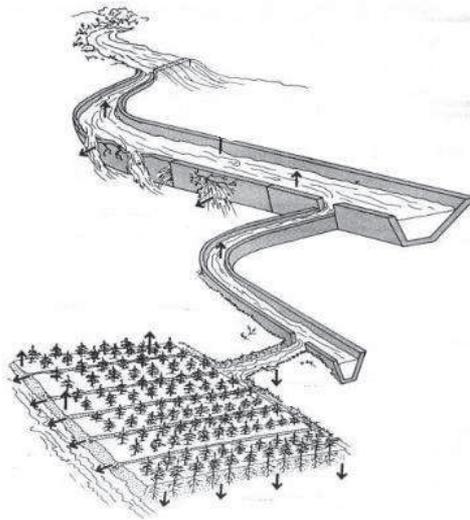


Figura 3. Riego por gravedad o superficie, [MINAGRI, 2015].

El canal principal distribuye el agua a los canales laterales y cubre toda la zona a regar; los canales laterales cubren las divisiones principales de la zona regable; la última ramificación de la red de canales de riego son las regaderas, figura 4, las cuales hacen llegar el agua a la zona a regar, como se ilustra en la figura 3.

Para evitar el exceso de agua en la parcela de cultivo, se utilizan canales de tamaño similar al de las regaderas, el cual conduce el agua sobrante a un sistema de drenes, [Ledesma,2005].

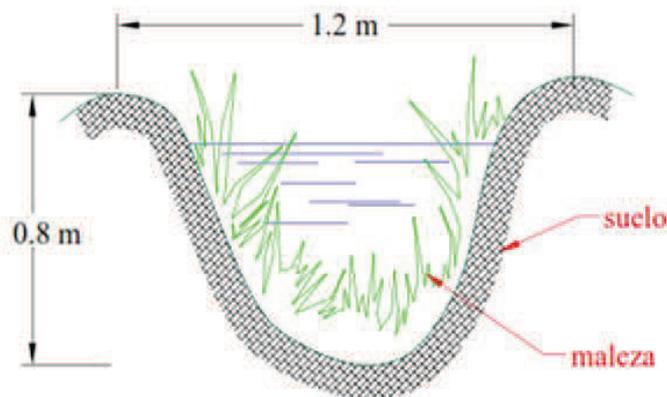


Figura 4. Dimensiones típicas de una regadera, [Ledesma, 2005].



Generalmente los canales de riego, como lo son las regaderas como la que se muestra en la figura 5, están formados del mismo suelo del terreno donde se construyen, esto eventualmente contribuirá con el desarrollo de maleza al interior del canal, por lo que el mantenimiento periódico de dichos canales se vuelve necesario.



Figura 5. Regadera.

En su totalidad, el mantenimiento de los canales se lleva a cabo con operaciones de desazolve de estos, sumado al corte de maleza que pueda crecer en su interior. La operación de desazolve se puede realizar de manera mecanizada utilizando máquinas retroexcavadoras o de manera manual con palas y azadones, figura 6. El corte de maleza se lleva a cabo de manera manual con la utilización de hoces o herramientas de corte como guadañas motorizadas. Generalmente, las herramientas para jardinería, como lo son podadoras o cortadoras manuales, han cobrado gran utilidad en esta operación de post-riego, pero a pesar de presentar un gran ayuda en esta tarea, la inversión de tiempo y energía sigue siendo elevada representando un gasto de tiempo poco conveniente, teniendo en cuenta las labores a cumplir dentro del proceso de producción de un producto agrícola.

Se requieren alrededor de sesenta horas hombre para realizar la operación de corte de maleza en regaderas y desagües de 1 Ha [Ledesma,2005], lo cual, debido a las necesidades, calendario y cambio de cultivo, se realiza por lo menos tres veces durante el año, esto hace evidente que el mecanizado de esta labor reduciría en gran medida los gastos que el mantenimiento de regaderas y desagües generan.

Teniendo en cuenta lo anterior, resulta sumamente conveniente el posible uso de alguna máquina que facilite la realización de esta labor, optimizando el tiempo en que se lleva a



cabo, así como la garantía de la realización de una limpieza más completa de la regadera cubriendo la mayor parte de su perfil.



Figura 6. Desazolve y limpieza de canales.

Con el paso de los años se han desarrollado diversos tipos de máquinas cortadoras con distintos tipos de funcionamiento. Dentro de la consulta bibliográfica para establecer las bases del presente trabajo de tesis, se ha hecho notorio el escaso análisis detallado en el diseño de la maquinaria de corte de material vegetal que actualmente se encuentra en el mercado, siendo el proceso de corte un parámetro importante en el desarrollo de este tipo de maquinaria, como se hace notar en el trabajo de tesis de doctorado “Diseño y construcción de una cortadora de malezas para su uso en regaderas”, realizado en la División de Ingenierías Campus Irapuato-Salamanca (DICIS) de la Universidad de Guanajuato, en el cual se desarrolló una máquina con el fin específico de realizar la limpieza de estos canales de riego cortando la maleza de los mismos, figura 7.



Figura 7. Cortadora de malezas para uso en regaderas, [Ledesma, 2005].



El trabajo anteriormente mencionado, brindará las bases principales a tomar en cuenta en el trabajo actual a desarrollar, tomando ciertos parámetros ya establecidos y desarrollados en este, y utilizando datos recabados obtenidos de la experimentación, con el fin de obtener nuevas soluciones a la necesidad que se tiene.

Partiendo de las bases de lo descrito dentro del proceso del diseño mecánico, el presente trabajo tiene un inicio en el diseño conceptual del proyecto a realizar, teniendo como primer objetivo el establecimiento de la función principal que se requiere realice la máquina a diseñar en base a la necesidad que se tiene; para esto, la consulta bibliográfica y entendimiento del proceso de diseño mecánico, así como sus diversas etapas son necesarios para comenzar.

Tal y como lo marca el proceso del diseño mecánico, para determinar la función principal, se requiere el establecimiento de los requerimientos y restricciones que deberá tener la máquina a diseñar, dando inicio así al diseño de la máquina.

Una vez teniendo determinada la función elemental que se quiere cumplir, así como sus parámetros principales de diseño, como siguiente etapa se tiene el análisis funcional de la máquina a diseñar, determinando de esta forma, la manera en que se pretende que lo que se está diseñando cumpla con los requerimientos establecidos previamente.

La siguiente etapa del diseño conceptual, comprende la generación de ideas como posibles soluciones al problema que se tiene, para esto y evitando caer en posibles violaciones, se debe realizar una exhaustiva revisión de patentes relacionadas con la máquina que se quiere diseñar, así como máquinas comerciales que ataquen el problema que se tiene.

Teniendo ya las posibles soluciones, siguiendo el proceso antes mencionado, es adecuado realizar un filtro de selección en virtud de obtener la mejor opción de cómo solucionar el problema, con esto se realiza una matriz de selección en base a los parámetros establecidos en la fase inicial del diseño conceptual, podría decirse que en esta parte se da el término de la etapa de diseño conceptual.

Al concluir con el diseño conceptual, la siguiente etapa se da en el diseño paramétrico en donde se realizará un modelo CAD y las debidas simulaciones, esto para reafirmar los requerimientos de diseño, obtener y verificar los parámetros deseados.

Después de terminada la fase de diseño paramétrico, se procede a determinar la etapa de diseño de detalle, en la cual se generarán los planos de construcción para visualizar la



manera en que la máquina diseñada se podría construir en trabajos futuros y observar detalles no tan notables en las fases de diseño anteriores.

Todas las etapas mencionadas, parten del proceso que sigue el diseño mecánico, tal como se ilustra en el diagrama de flujo de la figura 8.

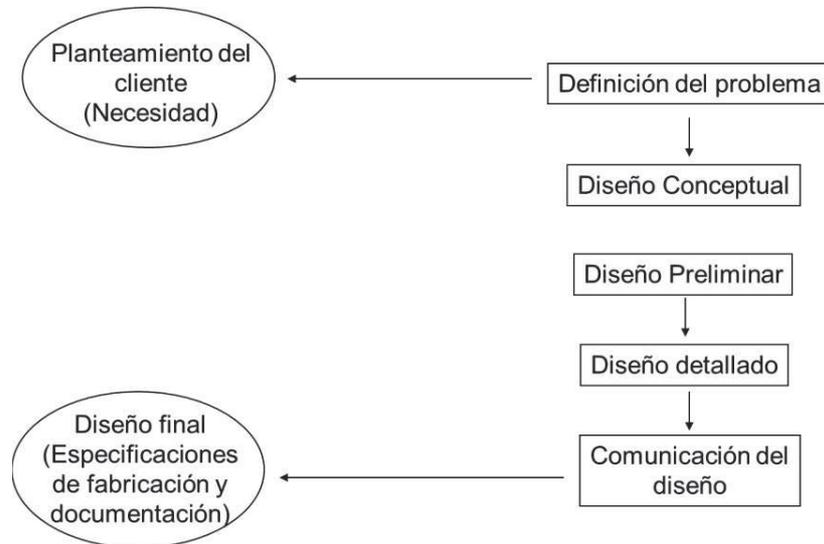


Figura 8. Descripción del proceso de diseño, [Cubillos, 2010].

## 1.2 Objetivos

Objetivo general

- Generar el diseño de una máquina cortadora de maleza para su uso en regaderas.

Objetivos particulares

- Establecer y desarrollar las fases marcadas por el proceso del diseño mecánico.

Así, las aportaciones del presente trabajo son el diseño de una máquina cortadora de maleza para ser usada en regaderas, capaz de cortar en todo el perfil del canal con la posibilidad de modificar la inclinación del rotor, así como la determinación de los componentes críticos ante un posible incidente de impacto; aunado a esto se presentan los planos de detalle y de construcción de la máquina diseñada para la posible comunicación de diseño en busca de poder realizar la construcción de un posible prototipo en trabajos futuros.



---

## Capítulo 2

# Consideraciones en el diseño para la identificación del problema

---

El estudio del proceso de corte de material vegetal, ha sido estudiado con gran profundidad desde años remotos, estableciendo así la posibilidad de generar nuevas máquinas que realicen de manera óptima, en cuestión de gasto energético y tamaño de corte alcanzado, la labor de cortar material vegetal, tal y como lo demuestra [Persson, 1987, como se citó en Ledesma,2005].

### 2.1 Consideraciones en el diseño

Son varios los parámetros que tienen influencia dentro del proceso del corte de material vegetal los cuales inciden directamente al momento de diseñar una herramienta para realizar esta actividad. Debido a esto, entender el proceso de corte y todos los parámetros que tal proceso conlleva, tiene un rol de relativa importancia en la búsqueda del diseño de nuevas herramientas y máquinas de corte de material vegetal.

### 2.2 El proceso de corte

Dentro de los procesos agrícolas, el corte de material vegetal es una de las operaciones más frecuentes, mediante la cual se logra la separación y una subsecuente disminución de los componentes de la planta. El corte, con un consumo de energía considerable, es también la operación principal en la preparación de forraje. Otras operaciones de procesamiento también requieren frecuentemente del corte.

Entendiendo mejor el proceso de corte, se puede definir como la acción de división mecánica de un sólido a lo largo de una línea de acción predeterminada mediante la utilización de una herramienta de corte, como se muestra en la figura 9, la cual se caracteriza por tener un extremo cortante agudo bien definido. Se dice que el inicio del corte se da cuando el extremo cortante de la herramienta hace el primer contacto con el material, logrando penetrar la capa superficial de este, hasta vencer la resistencia que ofrece y logrando



separarlo, en esta separación se ven involucradas ciertas deformaciones del material que están en dependencia de la configuración o forma del extremo cortante de la herramienta y de la cinemática que tenga el proceso, así se hace evidente la relación que existe entre la resistencia al corte que ofrece el material con la forma que se tenga del extremo cortante de la herramienta de corte y de la cinemática de corte. La separación del material se dará en una región predeterminada y bien definida en el material.

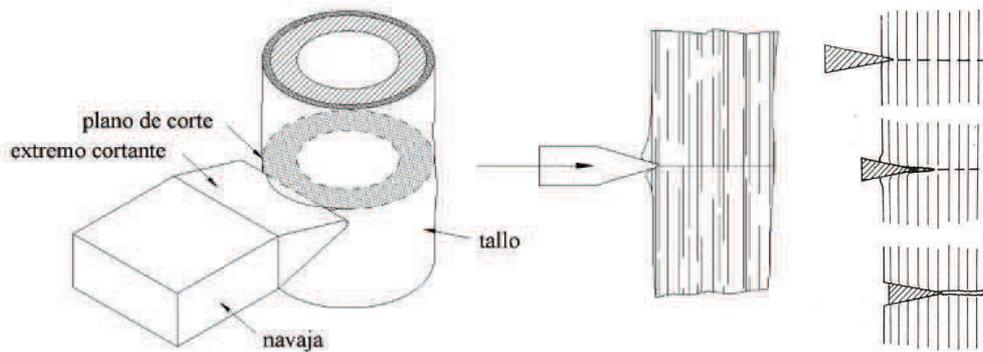


Figura 9. Concepto de corte, [Ledesma, 2005].

Es importante hacer notar, que el proceso de corte, una vez completado, no debe ser considerado como un proceso simple, más bien como una secuencia marcada de procesos de corte, deformación y tipos de falla, procesos que están gobernados cada uno por diferentes principios y parámetros.

Dentro del proceso de corte tienen marcada influencia ciertos factores, como lo son el tipo y condición de material de corte; los ángulos, radios y la configuración del extremo cortante de la herramienta de corte; la forma del contracorte; fuerzas de soporte; velocidad de la herramienta de corte, entre otros, [Ledesma, 2005].

### 2.2.1 Clasificación del proceso de corte

Comúnmente se le conoce como navaja a la herramienta o sistema de corte que realiza el corte primario. En base a la acción principal de la navaja, el proceso de corte se puede clasificar, de la siguiente manera [Persson, 1987]:

- Corte sólido.

Los esfuerzos de cizallamiento en este tipo de corte se desarrollan en toda la sección de corte poco después del contacto inicial, y son lo suficientemente altos para crear fallas



simultáneas en toda la sección. A menudo se asume una tensión de cizalla constante sobre toda la sección. Este tipo de corte se espera principalmente en materiales con un alto módulo de elasticidad en compresión, con igual resistencia al corte en todas las direcciones y con una velocidad de cuchilla relativamente baja. Es un tipo común de falla de corte en metales, granito o suelo duro.

- Corte con viruta, material frágil.

Un caso similar al corte sólido es el corte con viruta, donde el extremo cortante trabaja paralelo y cercano a un lado del material especialmente si el ángulo del extremo cortante es grande. La falla ocurrirá en cortante casi siempre de manera simultánea, pero a lo largo de una superficie curvada y sesgada aproximadamente a un ángulo de  $45^\circ$  con el plano del corte. El proceso se repetirá varias veces durante el movimiento del extremo cortante hasta que el corte se haya realizado en el material. La fuerza de corte presentará entonces picos cíclicos. Tales fallas cíclicas son comúnmente observadas en el corte del suelo y han sido observadas en el suelo bajo ciertas condiciones. De acuerdo a Chancellor [1957, de acuerdo con Persson, 1987], la falla de celdas individuales o fibras en tallos de plantas puede ocurrir de esta forma [Ledesma, 2005].

- Corte plástico.

Especialmente en el inicio del corte, los esfuerzos locales se desarrollan inmediatamente abajo del punto de contacto con el extremo cortante, el cual puede exceder la resistencia del material, resultando en una deformación plástica local o flujo del cuerpo. El tamaño del área afectada dependerá del radio o del filo del extremo cortante.

- Corte sólido después de compresión.

Para tallos con una sección tubular o con un corazón de material suave, el corte de las fibras es normalmente precedido por una fase de compresión, durante la cual estas cavidades internas se colapsan, antes de que cualquier fibra se haya dañado. Las fuerzas de corte se incrementan lentamente durante el trayecto de la navaja.

- Corte en tensión local.

En tallos consistentes de fibras fuertes o formados de colénquima o soportados por un material suave entre las fibras, el corte puede ocurrir en forma de una falla gradual de las fibras en tensión. El punto de carga del extremo cortante empujará a la fibra hacia el material suave debajo de la capa. Las fibras obtienen solo un pequeño soporte de las celdas adyacentes



y pueden soportar la carga en tensión, puesto que los extremos están anclados lejos del extremo cortante. Finalmente se romperá en tensión y la carga se transferirá a la siguiente fibra.

Los esfuerzos paralelos a las fibras y perpendiculares a la dirección del corte se desarrollan en el material sobre ambos lados del corte, creando un resquebrajamiento del tallo. El grado de flexión es influenciado por la posición de la fibra en la capa y por el espesor de la capa. Las fibras de la superficie inicial en capas gruesas experimentan más desplazamiento en flexión que las fibras del fondo. A menudo no es fácil hacer una distinción entre este tipo de corte y el corte sólido después de compresión.

- Corte acuñado.

Si la navaja (o la navaja y el contracorte) está formada como un extremo delgado y la fricción sobre la navaja es baja, se pueden crear fuerzas perpendiculares al movimiento de la navaja sobre el tallo lo suficientemente fuertes al corte para apartar en tensión perpendicular al corte y a la cabeza de la navaja. Este tipo de corte es siempre seguido por alguna otra forma de deformación del tallo.

- Corte con viruta, material dúctil.

Cuando el extremo cortante trabaja paralelo y cerca de un lado del material y el ángulo de la navaja es relativamente pequeño, las fuerzas de acuñamiento flexionarán una viruta en un rollo. La viruta es continua, y su formación es combinada con el crecimiento de un extremo cortante falso.

- Corte flexionante.

Si el claro entre la navaja y el contracorte es grande, la fuerza cortante creará un momento flexionante alrededor del contracorte. La falla final del tallo ocurrirá en flexión, probablemente después de compresión.

- Corte desgarrante (estrujado).

Para grandes claros entre la navaja y el contracorte y tallos u hojas delgados, los tallos no fallarán por flexión sobre los extremos de corte, pero llegarán a ser desgarrados entre ellos por prensado. En el movimiento continuo de la navaja las fuerzas de fricción alrededor de los extremos pueden llegar a ser suficientes para desgarrar los extremos, especialmente si el material ha sido debilitado por el desgarramiento.



- Corte en fragmentos.

Si la navaja tiene un movimiento con un ángulo de viruta pequeño o negativo y el ángulo de inclinación es grande, el resultado será un deslizamiento sobre la superficie en adición a la penetración perpendicular al tallo, es decir un corte con raspado. El corte se inicia donde la fuerza de contacto normal incrementada se combina con un punto suficientemente débil en la superficie. Durante la continuación del corte, las fuerzas sobre la navaja serán todas sobre un lado. La falla final ocurrirá en varias de las formas anteriormente mencionadas.

- Corte deslizante.

Si el movimiento hacia delante del extremo cortante tiene un componente a lo largo del mismo, puede ocurrir un deslizamiento a lo largo del extremo cortante. Cuando el rebano es con una navaja, se piensa que la fricción causa que las fibras o parte de las fibras se adhieran a la navaja. Con el movimiento continuo, estas fibras llegan a separarse del resto del tallo y permanecen unidas a la región de la navaja. Ellas están entonces sujetas a esfuerzos de tensión pura. Así la falla por tensión requiere más energía, pero necesita fuerzas más pequeñas, ya que sólo unas pocas fibras están involucradas al mismo tiempo. Un corte deslizante requiere menos fuerza normal sobre el material que otros tipos de corte.

### **2.2.2 Efecto del contracorte en el proceso de corte**

Durante el proceso de corte, es requerida una fuerza de reacción que balancee la fuerza de corte, esta fuerza de reacción es provista por la resistencia al corte que ofrece el material a cortar, es por esto que muchos sistemas de corte cuentan con un elemento auxiliar para asistir el corte y soportar el cuerpo mejor conocido como contracorte, el cual, en caso de estar presente en el sistema de corte, tiene fuerte influencia dentro del proceso de corte.

Los esfuerzos en el área alrededor de la navaja serán influenciados de manera poco significativa por el contracorte en el caso del inicio del corte, porque las fuerzas son bajas y los esfuerzos son locales, y que el material tenga un respaldo sólido completo sin fricción. Las fibras flexionadas serán pocas y el corte no se afecta.

En otros casos, el contracorte tiene una marcada influencia en el modo de falla cuando:

- El material tiene un respaldo sólido con fricción.
- El material se fija detrás de la navaja.
- Existe un claro entre el material y las fuerzas de apoyo, con o sin soporte.



De igual manera, se puede hacer una clasificación del tipo de corte en base a la configuración de contracorte que se tenga [Persson, 1987], como:

- Corte libre (corte con impacto).
- Corte por pelado o descortezado.
- Corte con navaja de contracorte.
- Corte de tijera.
- Corte con trasquiladora.
- Corte con yunque.

### **2.2.3 Falla del material**

Los distintos procesos de corte mencionados en los apartados anteriores, corresponden a una clasificación en base al tipo de falla a nivel macroscópico, esto desde la falla de una capa entera hasta la falla del tallo completo del material. A nivel microscópico, el número de procesos de corte observados es menor. Para la sección de un material homogéneo, la falla ocurrirá en el punto específico donde la combinación de esfuerzos normal y cortante, alcancen un crítico. En materiales como el acero, se han planteado y formulado, a través de la experimentación y cálculo matemático, una diversidad de hipótesis sobre cuando la combinación de esfuerzos es suficientemente crítica para lograr vencer la resistencia del acero y llevarlo a la falla, no obstante, no es conocida la combinación de esfuerzos necesaria para que ocurra la falla en material de fibra vegetal [Persson, 1987]. De las pocas hipótesis existentes, la más común es que la falla del material comienza cuando los valores de los esfuerzos cortantes sobrepasan su valor crítico; estos esfuerzos cortantes pueden ser generados por la combinación de esfuerzos de tensión en dirección de la fibra y los esfuerzos de compresión en la dirección perpendicular del material. Los esfuerzos de tensión involucrados en la falla de la fibra se originan como consecuencia de la flexión del material, sin embargo, no son suficientes para que la falla de la fibra ocurra. Los esfuerzos de compresión son ocasionados por la presión que ejerce el extremo cortante de la navaja sobre el material. De esta manera, la falla cuando ocurra el máximo esfuerzo cortante, el cual se presenta en un plano de  $45^\circ$  respecto al eje del material, esto se puede observar en la figura 10.

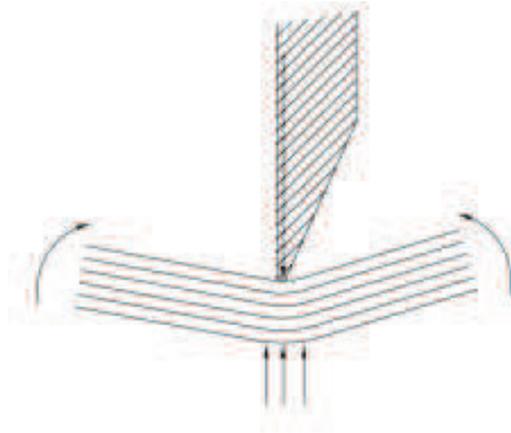


Figura 10. Material en flexión y compresión, [Ledema, 2005].

## 2.3 Componentes del sistema de corte

### 2.3.1 Navaja y contracorte

Como ya se ha mencionado, comúnmente se le da el nombre de navaja a la herramienta o sistema que realiza el corte principal, significando esto una herramienta afilada, con forma de cuña la cual es forzada a penetrar en el material a ser cortado.

La navaja está formada por dos partes: el extremo afilado y la hoja. Se sabe que la resistencia al corte provoca un movimiento lateral del cuerpo, es por eso que en algunos sistemas de corte se hace presente el contracorte para soportar el cuerpo y brindar asistencia durante el corte, figura 11. El contracorte puede estar fijo o moverse en dirección contraria a la navaja, [Persson, 1987].

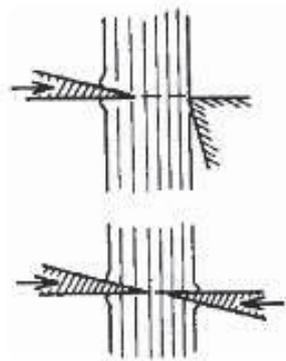


Figura 11. Navaja y contracorte, [Persson,1987].



### 2.3.2 Formas y dimensiones de la herramienta de corte

Las principales dimensiones de una navaja, las cuales se ilustran en la figura 12, son las siguientes:

- $A_{NE}$ : Ángulo del extremo cortante.
- $L_{RE}$ : Radio del extremo cortante.
- $L_{TE}$ : Espesor del extremo cortante o redondez.
- $A_{NB}$ : Ángulo de cuña de la hoja.
- $L_{TB}$ : Espesor de la hoja.
- $L_{WB}$ : Ancho de la hoja.

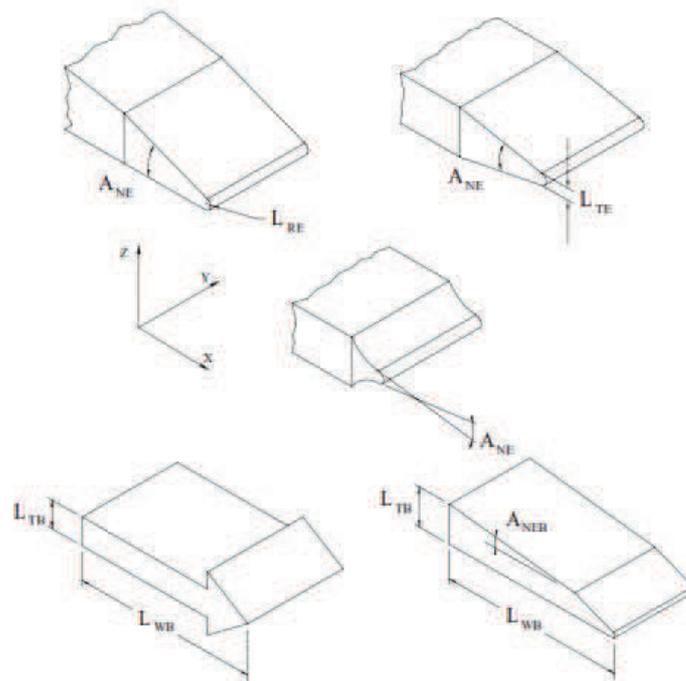


Figura 12. Dimensiones principales de una navaja, [Ledesma, 2005].

La forma del extremo cortante puede ser de varias formas, figura 13, existen configuraciones especiales con el extremo, ya sea superior o inferior, con forma de sierra, con el espacio entre dientes menor al tamaño del tallo del material a ser cortado. Generalmente el extremo cortante de las navajas puede ser recto o en forma curva.

### 2.3.3 Material de la navaja

Debido a la actividad a realizar, y las deformaciones y desgaste que ocurren durante el proceso de corte, las navajas o herramientas de corte, deben ser fabricadas de materiales



suficientemente duros en comparación al material a cortar. El desgaste debido al uso prolongado de la herramienta de corte ocasionará un cambio gradual en las dimensiones de  $L_{RE}$ ,  $L_{TE}$ ,  $A_{NB}$ ,  $L_{WB}$ , entre otras. Para la construcción de herramientas de corte como lo es una navaja, generalmente son usados aceros con un contenido de los siguientes elementos:

- C 0.82%
- Si 0.13%
- Mn 0.51%
- Cr 0.12%

El extremo cortante se encuentra endurecido de 55 a 59 Rc, mientras que el resto del cuerpo de la navaja se encuentra entre 25 a 35 Rc. Es muy común que el extremo cortante de las navajas sea recubierto con materiales extremadamente duros y con alto contenido de carbono para evitar el desgaste excesivo de esa zona y alargar la vida del filo de la navaja, [Ledesma, 2005, de acuerdo con Persson, 1987].

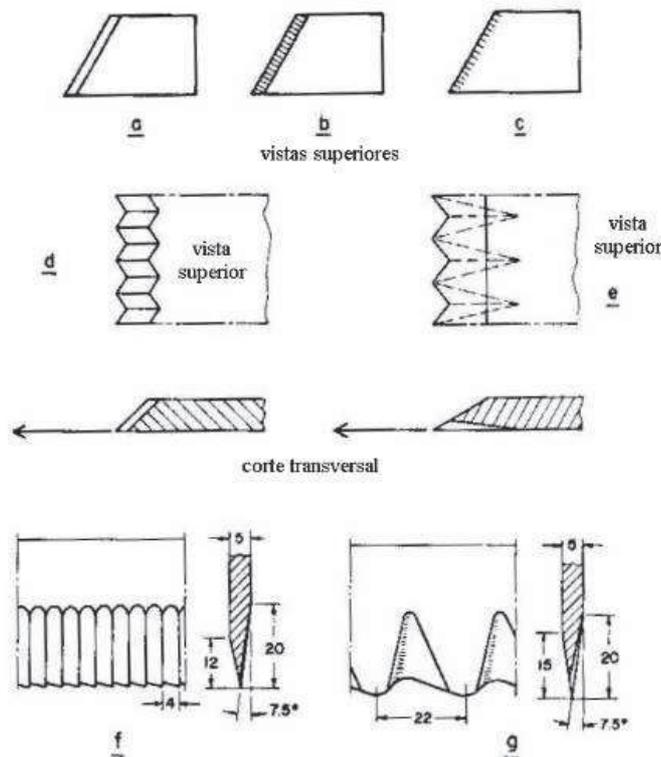


Figura 13. Diferentes tipos de extremo cortante de la: a) Extremo suave, b) Extremo dentado en la parte superior, c) Extremo dentado en la parte inferior, d) Detalle del extremo dentado en la parte superior, e) Detalle del extremo dentado en la parte inferior, f) Navaja dentada configuración especial, g) Navaja dentada configuración especial, navaja [Schulz, 1969, de acuerdo con Persson, 1987].



### 2.3.4 Configuración y dimensiones del contracorte

De la misma manera que para la navaja, la forma del contracorte puede ser recta, curva, suave o con forma de sierra. Por lo general, el contracorte cuenta con un ángulo en el extremo, el cual debe ser mayor que la navaja. El contracorte debe poder mantener cierto espacio o claro con la navaja, por lo cual debe contar con una rigidez perpendicular adecuada para cumplir con esto.

Las dimensiones principales del contracorte típicamente son, figura 14:

- $A_{NEC}$ : Ángulo en el extremo cortante del contracorte.
- $L_{TEC}$ : Espesor en el extremo cortante del contracorte.
- $L_{REC}$ : Radio del extremo cortante.

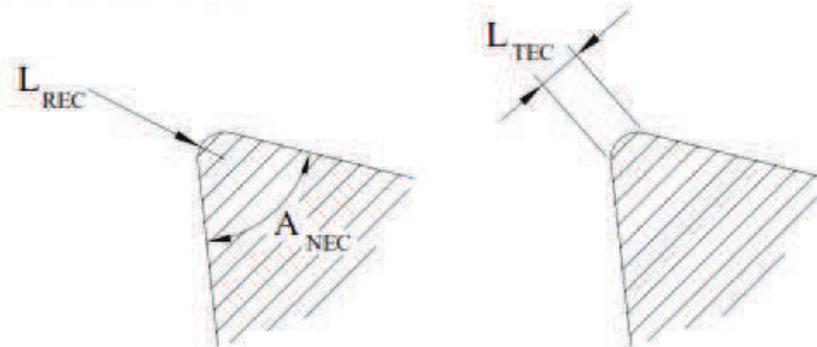


Figura 14. Dimensiones principales del contracorte, [Ledesma,2005].

### 2.3.5 Componentes auxiliares y funciones

Los elementos actuantes en el sistema de corte de una máquina para cortar material vegetal son la navaja y el contracorte, sumados a ellos, se encuentran presentes otros elementos móviles que cumplen con ciertas funciones, como lo son la alimentación de la máquina, la compresión del material y la remoción del mismo, figura 15.

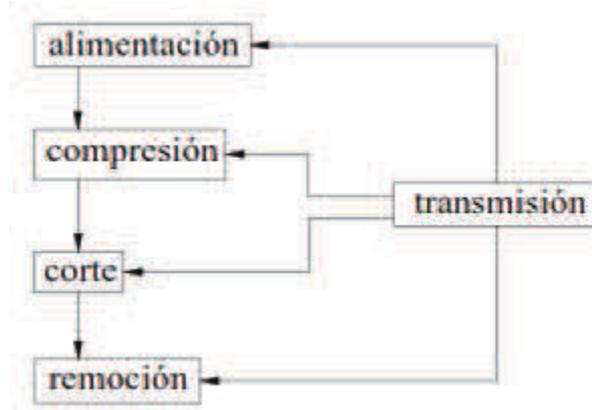


Figura 15. Principales funciones de una máquina de corte de plantas, [Ledesma, 2005].

## 2.4 Posiciones relativas y movimientos en el corte

Las fuerzas de corte, la energía de corte y el efecto del corte en el material son influenciados por cómo se mueve la navaja en relación al material y al contracorte y por la orientación de la navaja en relación con la dirección de su movimiento, [Ledesma, 2005].

### 2.4.1 Sistemas de referencia

Una descripción de la posición de los tres componentes de un dispositivo de corte, la navaja, el contracorte y el material, así como el movimiento de la navaja, deben estar dadas en relación a un sistema de referencia, basado en direcciones y puntos importantes, los cuales preferentemente deben encontrarse fácilmente en el mecanismo de corte. La dirección de movimiento de la navaja y del borde de la navaja son tales direcciones importantes. Se consideran tres sistemas de referencia para el estudio del corte, [Persson, 1987, de acuerdo con Ledesma, 2005].

#### Sistema de referencia 1.

La línea primaria de referencia en este sistema es la dirección de movimiento de la navaja en relativo al material. Esta se define como la dirección X. Para un material estacionario esto es igual a la dirección del movimiento de la navaja relativo al suelo.

El plano básico de referencia es el plano XY que se define como el plano que contiene el borde de la navaja y la dirección de movimiento de la navaja.

El borde de la navaja y el eje Y podrían no ser paralelos en este sistema.

El origen del sistema de referencia puede generalmente ser elegido para ajustarse al propósito del análisis. En este sistema siempre se elegirá fijo relativo al contracorte y el



material, pero su ubicación real se puede elegir para adaptarse a la situación. El eje X pasa a través el centro del material o a través del centro del mecanismo de corte a la misma altura del borde de la navaja, figura 16.

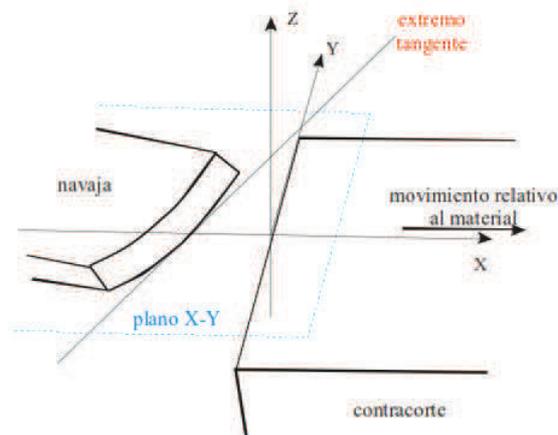


Figura 16. Sistema de referencia 1, [Ledesma, 2005].

### Sistema de referencia 2.

En este sistema los ejes están definidos en el mismo sentido que en el sistema 1, pero el origen está fijo relativo a la navaja como la intersección entre el eje X y el borde de la navaja. Esto significa que este sistema de referencia se mueve relativo a un sistema estacionario y relativo al contra corte y al material. El eje X está en la dirección de movimiento en este sistema también como en el sistema 1, y consecuentemente no necesariamente perpendicular al borde, figura 17.

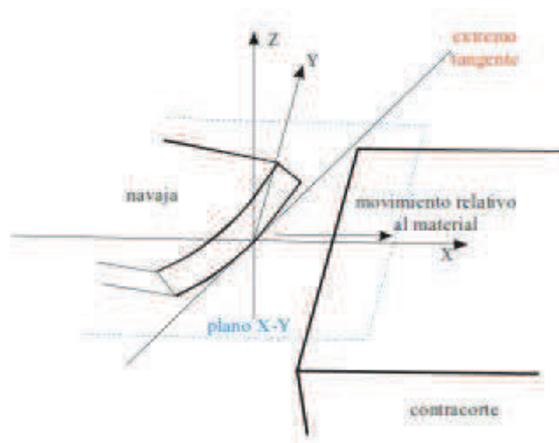


Figura 17. Sistema de referencia 2, [Ledesma, 2005].



### Sistema de referencia 3.

En este sistema, la tangente al borde de la navaja es elegido como el eje Y. El eje X es consecuentemente perpendicular al borde de la navaja. El plano XY puede ser elegido para coincidir con la hoja inferior de la navaja si la navaja cuenta con un lado plano. El sistema está fijo a la navaja como en el sistema 2, y consecuentemente se mueve relativo al sistema fijo y relativo al contracorte y el material.

El movimiento de la navaja puede tener componentes en las direcciones X, Y, y Z en este sistema.

Los sistemas 1 y 2 son llamados como sistemas de referencia efectivos y son normalmente los más usados. El sistema 3 es normalmente conocido como el sistema físico y puede ser usado para describir la forma de la navaja, cuando la navaja es sacada del dispositivo de corte o cuando la cuchilla está en una posición estática.

Los ángulos medidos en los sistemas 1 y 2 son iguales, pero diferentes a los ángulos medidos en el sistema 3, figura 18.

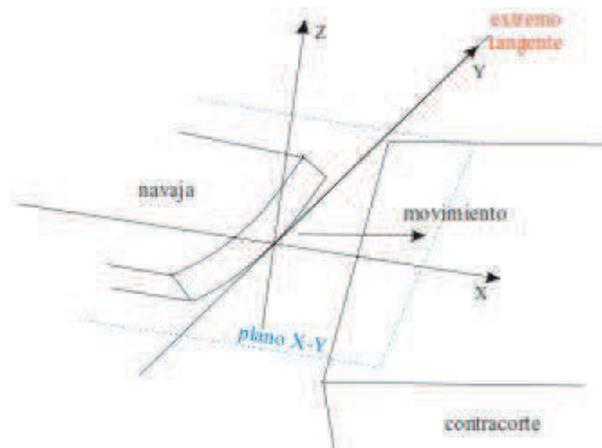


Figura 18. Sistema de referencia 3, [Ledesma, 2005].

### Ángulos básicos en el movimiento de la navaja.

Generalmente se dice que tanto la navaja como el extremo cortante de esta, cuentan con una cara y contracara, [Persson, 1987]. La cara es la superficie activamente más empleada sobre el material en el proceso de corte. La contracara es la otra superficie con la cual se crea el borde cortante, figura 19.

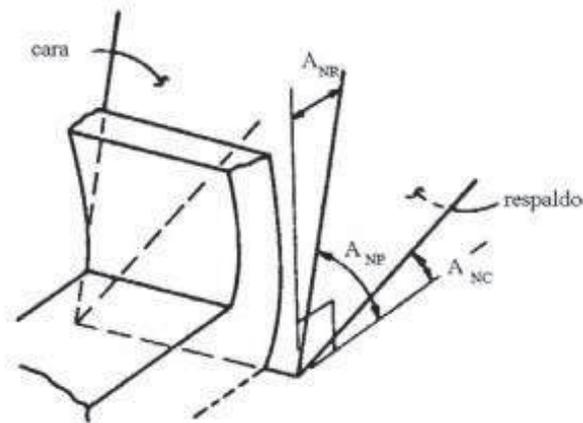


Figura 19. Ángulo de cara y contracara, [Persson, 1987].

Utilizando los sistemas de referencia 1 y 2, los dos ángulos básicos de movimientos son, figura 20:

$A_{NR}$ =Ángulo de inclinación. El ángulo en el plano XZ de la cara del extremo cortante de la navaja, a la normal a la dirección del movimiento de la navaja (eje Z).

$A_{NC}$ =Ángulo de claro. El ángulo en el plano XZ del trayecto de la navaja (eje X) a la contra cara de la navaja.

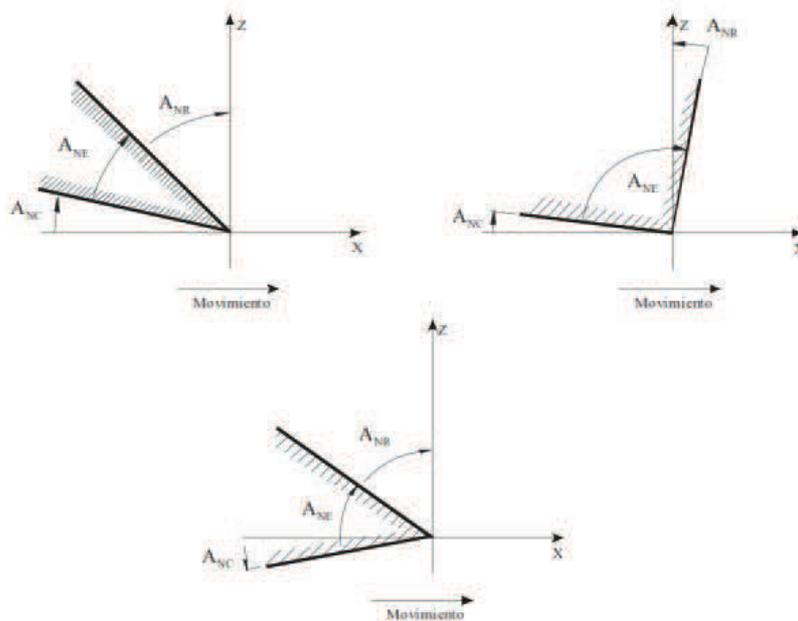


Figura 20. Casos típicos de los ángulos de la navaja, [Ledesma, 2005].

Es evidente la relación con el ángulo de borde  $A_{NE}$ , tal que  $A_{NR} + A_{NE} + A_{NC} = 90^\circ$ .



Estos ángulos son suficientes para describir la acción entre la navaja y el material, y son comúnmente usados en el trabajado de metal y madera. El ángulo de inclinación puede ser reemplazado por  $A_{NP}$  = Ángulo de cuña, el cual es el ángulo en el plano XZ de la cara del extremo cortante de la navaja a la dirección de movimiento, figura 21.

Evidentemente;  $A_{NR} = 90^\circ - A_{NP}$  y  $A_{NP} = A_{NE} + A_{NC}$

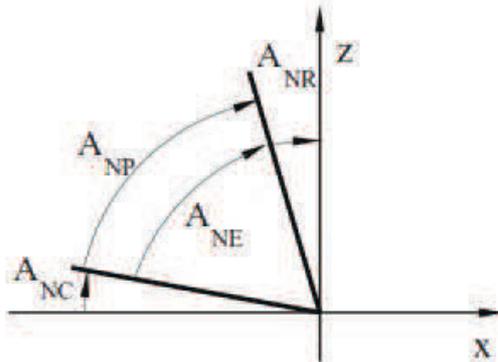


Figura 21. Ángulo de cuña. [Ledesma, 2005].

El afilado de la navaja a menudo cambia el ángulo en el extremo cortante y el ángulo de claro. Estos ángulos están relacionados a las dos superficies que forman el extremo cortante y son generalmente los más importantes en el proceso de corte. Si, por ejemplo, el extremo cortante se ha redondeado, o la hoja llega a interactuar con el material atrás del extremo cortante, aparece un conjunto separado de ángulos para la hoja, en donde se debe notar que estos ángulos están referidos a la hoja de la navaja y no al extremo cortante, figura 22:

$A_{NCB}$  = Ángulo de claro para la hoja de la navaja.

$A_{NPB}$  = Ángulo de viruta para la hoja de la navaja.

$A_{NRB}$  = Ángulo de inclinación para la hoja de la navaja.

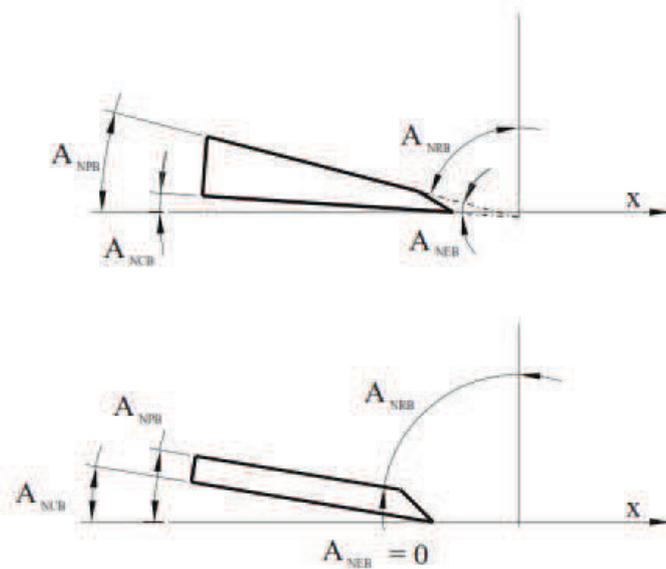


Figura 22. Ángulos de movimiento referidos a la navaja, [Ledesma, 2005].

Para una hoja de espesor constante el ángulo de cuña  $A_{NEB}$  es cero, además el ángulo de viruta de la hoja,  $A_{NPB}$ , es igual al ángulo de claro de la hoja,  $A_{NCB}$ .

La dirección del extremo cortante de la navaja también puede ser dada por el movimiento de la navaja como se ve desde el plano XY, figura 23.

$A_{NO}$  = Ángulo oblicuo.

$A_{ND}$  = El ángulo entre la normal al extremo cortante en el plano XY y la dirección de movimiento de la navaja.

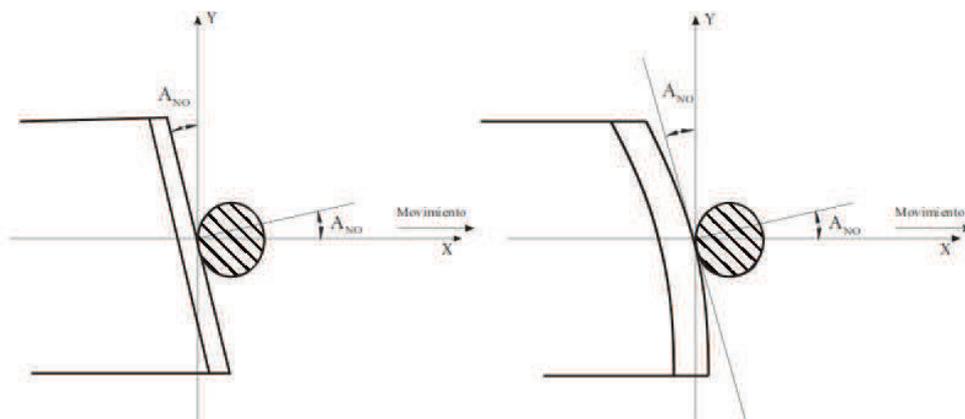


Figura 23. Ángulo oblicuo para navaja recta o curva, [Ledesma, 2005].



Dos casos se pueden presentar:

Corte recto:

$A_{NO} = 0$ , el extremo cortante es perpendicular a la dirección de movimiento o la normal del extremo cortante es paralela a la dirección de movimiento, el eje X.

Corte oblicuo:

$A_{NO} \neq 0$ , la normal al extremo cortante forma un ángulo con la dirección del movimiento.

Para ángulos oblicuos grandes el corte se denomina corte deslizante. La variación de las diferentes orientaciones de la navaja con el material, así como la geometría de la navaja afectan directamente la energía de corte, [Ledesma,2005].

## 2.4.2 Corte y movimiento de alimentación

Comúnmente, el movimiento de la herramienta de corte o navaja, relativo al tallo del material a cortar, es el movimiento que resulta del movimiento de la herramienta de corte relativa a su plano de trabajo, es decir, el movimiento de la navaja,  $V_{LK}$ , y el movimiento de la máquina completa hacia el material, esto es, el movimiento de alimentación,  $V_{LF}$ , figura 24. Se considera también como movimiento de alimentación al movimiento del material dentro de la máquina de corte.

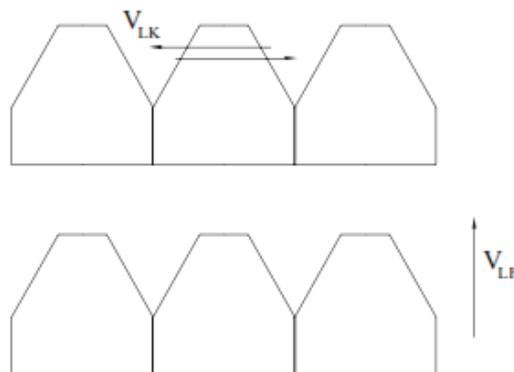


Figura 24. Movimiento de la navaja y movimiento de alimentación, [Ledesma, 2005].

Algunas posibles combinaciones comúnmente usadas entre los movimientos de navaja y alimentación son, [Persson, 1987]:



Barra tipo hoz: La herramienta de corte tiene un movimiento senoidal recíprocante el cual es perpendicular al movimiento de alimentación, figura 24 y 25a.

Cortadores rotatorios, cilíndricos o con forma de disco: Una navaja con movimiento rotatorio con un movimiento de alimentación lineal. El extremo cortante en movimiento puede formar un plano, cono o cilindro. El movimiento de alimentación puede ser generado por el movimiento de la máquina cortadora sobre el material estacionario, figura 25b, o por la alimentación del material a través de la máquina, figura 25c.

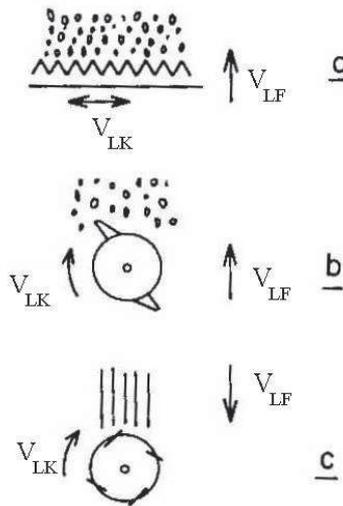


Figura 25. Combinaciones típicas entre movimientos de la navaja y de alimentación, [Persson, 1987].

La energía consumida durante el corte está en dependencia directa con la velocidad de corte y la velocidad de alimentación, [Ledesma, 2005].

## 2.5 Fuerzas básicas, esfuerzos y requerimientos de energía

### 2.5.1 Fuerza de corte ( $F_{OC}$ )

Se define a la fuerza de corte como la fuerza externa que debe ser aplicada por la navaja sobre el material para poder realizar el corte. Con más precisión, la fuerza de corte puede ser definida como la resultante del producto de los esfuerzos aplicados al material por la navaja y el elemento de área sobre el cual los esfuerzos trabajan. La fuerza de corte tiene una componente en dirección del movimiento de la navaja,  $F_{OX}$ , y dos componentes normales y perpendiculares,  $F_{OY}$  y  $F_{OZ}$ . Como la componente  $F_{OX}$  está en la dirección del movimiento de la navaja, es la única que contribuye a la energía de corte, tomando el papel como tal de la



fuerza de corte  $F_{OC}$ . La fuerza de corte es balanceada por las fuerzas de reacción del material, con las cuales el material resiste el corte, [Persson, 1987].

### Fuerzas en el extremo cortante y fuerzas de cuña

Son dos las componentes activas las que forman parte de las fuerzas de reacción del sistema que actúa sobre una navaja, estas son la fuerza en el extremo cortante y la fuerza de cuña. Las fuerzas de cuña actúan en los lados de apertura en el material, esto hace que se mantengan en el corte que realiza el extremo cortante, figura 26. Cuando el corte es muy abierto, más de lo debido, dentro de la fuerza de corte, la componente de fuerza de cuña puede llegar a ser parásita y para nada deseada, en conjunto de las fuerzas tangenciales de fricción perpendiculares a la fuerza de cuña.

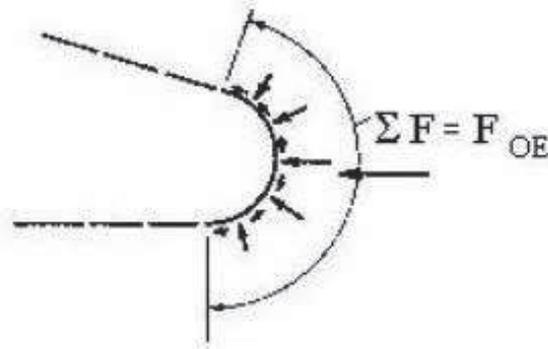


Figura 26. Fuerzas actuantes en el extremo cortante, [Persson, 1987].

Para el caso en el que el extremo cortante sea simétrico, la fuerza de corte se puede tomar como:

$$F_{OC} = F_{OX} = F_{OE} + 2F_{OWN} \left( \sin\left(\frac{A_{NE}}{2}\right) + C_F \cos\left(\frac{A_{NE}}{2}\right) \right)$$

$$F_{OZ} = 0$$

Donde:

$A_{NE}$ =Ángulo del extremo cortante.

$F_{OWN}$ =Componente normal de la fuerza de contacto sobre el lado de la hoja, N.

$F_{OWT}$ =Componente tangencial de la fuerza de fricción, N.

$C_F$ =Coeficiente de fricción= $F_{OWT}/F_{OWN}$ .

$F_{OE}$ =Fuerza en el extremo cortante, N.



Las componentes que actúan en el extremo cortante como componentes de la fuerza de corte se ilustran en las figuras 27, 28 y 29, tanto para el caso general figura 27, como para el caso en el que el extremo cortante es simétrico en su configuración figura 28, así como cuando solo hay contacto en un solo lado de extremo durante el corte figura 29.

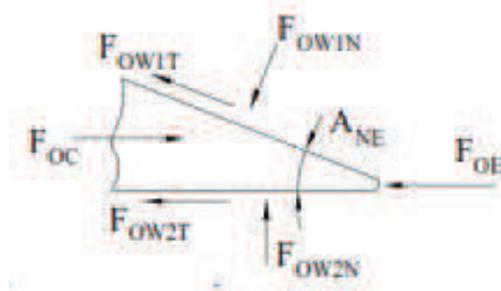


Figura 27. Caso general, [Ledesma, 2005].

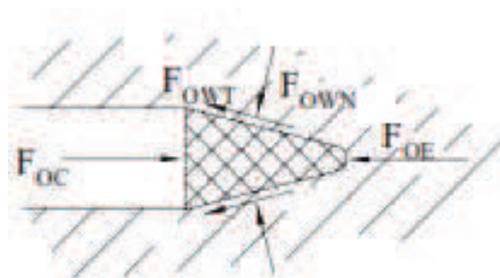


Figura 28. Extremo cortante simétrico, [Ledesma, 2005].

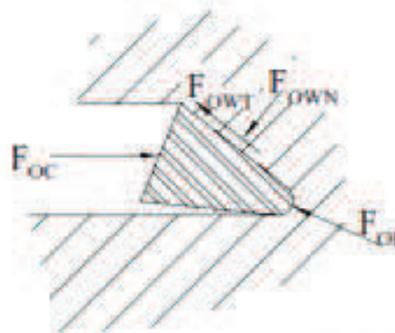


Figura 29. Contacto en un solo lado del extremo cortante, [Ledesma, 2005].

La manera en la que falle el material es la que va a determinar cuál de las fuerzas sobre la herramienta de corte es más importante; en ciertas ocasiones será la fuerza sobre el extremo cortante y en algunas otras las fuerzas de cuña predominarán.



### Fuerzas laterales en el sistema de corte

Las componentes  $F_{OY}$  y  $F_{OZ}$  actúan perpendicularmente a la dirección de la navaja. Estas componentes no contribuyen a los requerimientos de la energía de corte. Para el diseño de un equipo de corte, la componente  $F_{OZ}$  debe ser tomada en cuenta ya que esta componente le causa una deflexión en la navaja, cuya rigidez no es tan alta en esta dirección. Dicha deflexión sumada a una deformación similar que se causa en el contracorte, influenciará un incremento en el claro entre la navaja y el contracorte. La componente  $F_{OZ}$  se ve influenciada por el radio del extremo cortante de la herramienta de corte y el contracorte, así como por los ángulos de ambas partes y las propiedades de material a cortar. En el caso de corte de materiales vegetales o fibrosos, la información en la literatura acerca de  $F_{OY}$  y  $F_{OZ}$  es muy escasa, en comparación de estudios de corte de madera y metal donde son tomadas más en cuenta.

### 2.5.2 Deformaciones causadas por el corte

La penetración de la navaja en el material, causa la deformación de éste, por lo que varias fuerzas actúan sobre la superficie de la navaja, figura 30, [Sitkei, 1986 de acuerdo con Ledesma, 2005]. La fuerza normal actuando en la cara inclinada de la navaja es la suma de la componente horizontal y vertical.

$$F_{OWN} = F_{OX} \sin A_{NE} + F_{OZ} \cos A_{NE}$$

La fuerza tangencial está dada por:

$$F_{OW2T} = C_F F_{OWN} = F_{OWN} \tan \varphi$$

En donde  $C_F$  es el coeficiente de fricción. La fuerza tangencial sobre el lado vertical de la navaja es:

$$F_{OWIT} = C_F F_{OZ}$$

La componente vertical de la fuerza tangencial  $F_{OW2T}$  es:

$$F_{OW2T'} = F_{OW2T} \cos A_{NE} = C_F \left( \frac{1}{2} F_{OX} \sin 2 A_{NE} + F_{OZ} \cos^2 A_{NE} \right)$$

Al momento del corte, se genera la fuerza:

$$F_{OE} = L_{TE} L_{WB} \sigma_B$$

La fuerza  $F_{OE}$  se hace presente en el extremo cortante de la navaja, con  $L_{TE}$  como el espesor del extremo cortante,  $\sigma_B$  es la resistencia de fluencia del material bajo el extremo



cortante y  $L_{WB}$  es el ancho del extremo cortante de la navaja. Realizando la suma de fuerzas en dirección vertical e igualándolas a cero se tiene que:

$$F_{OC} = F_{OE} + F_{OX} + F_{OWIT} + F_{OW2T},$$

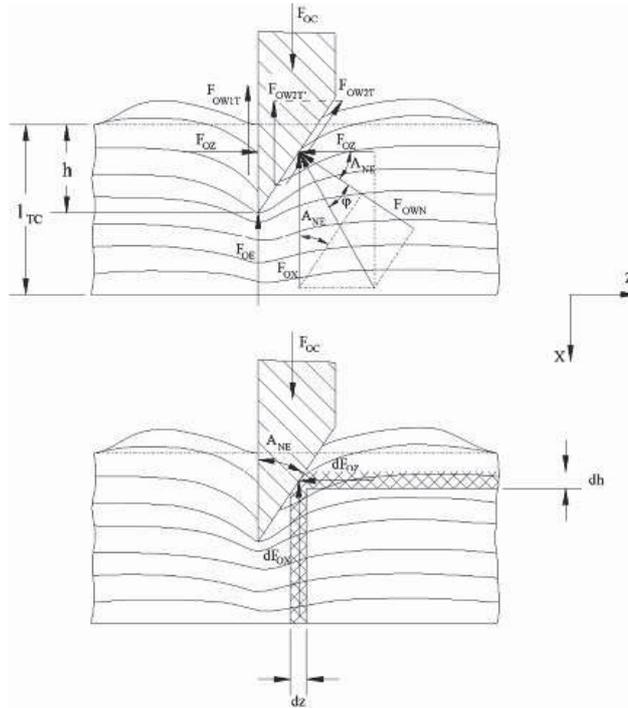


Figura 30. Fuerzas sobre la navaja al penetrar el material de corte, [Ledesma, 2005].

Utilizando la ley de Hooke y bajo el supuesto de que es aplicable al material se tiene que:

$$\varepsilon = \frac{h}{l_{TC}} = \frac{\sigma}{E}$$

Donde E es el módulo de deformación para el intervalo de carga que se tiene. La fuerza ejercida sobre la superficie de ancho dz y de unidad de longitud es la siguiente:

$$dF_{OX} = \varepsilon E dz = \varepsilon E \tan A_{NE} dh$$

Además:

$$F_{OX} = \frac{E}{l_{TC}} \tan A_{NE} \int_0^h h dh = \frac{E}{2l_{TC}} h^2 \tan A_{NE}$$



Teniendo a  $\nu$  como el módulo de Poisson, la fuerza horizontal es:

$$F_{OZ} = \nu \frac{E}{l_{TC}} \int_0^h h dh = \nu \frac{E}{2l_{TC}} h^2$$

La ecuación de equilibrio por unidad de longitud toma la siguiente forma:

$$F_{OC} = L_{TE} \sigma_B + \frac{E}{2l_{TC}} h^2 [\tan A_{NE} + C_F \text{sen}^2 A_{NE} + \nu C_F (1 + \cos^2 A_{NE})]$$

La fuerza de corte efectiva corresponde al primer término de esta ecuación, en tanto que la fuerza necesaria para vencer la resistencia está indicada en el segundo término de la ecuación. El segundo término depende del cuadrado de la compactación preliminar  $h$ , cuyos valores varían linealmente con el espesor de la capa  $l_{TC}$ , consecuentemente la resistencia adicional se incrementa rápidamente con el incremento del espesor de la capa, y la eficiencia del corte disminuye, [Sitkei, 1986 de acuerdo con Ledesma, 2005]. Derivado del proceso que sigue Sitkei, es como se obtiene la ecuación anterior.

Si la navaja es simétrica, la fuerza de corte está dada por:

$$F_{OC} = L_{TE} \sigma_B + \frac{E}{2l_{TC}} h^2 [\tan A_{NE} + C_F (\text{sen}^2 A_{NE} + \nu \cos^2 A_{NE})]$$

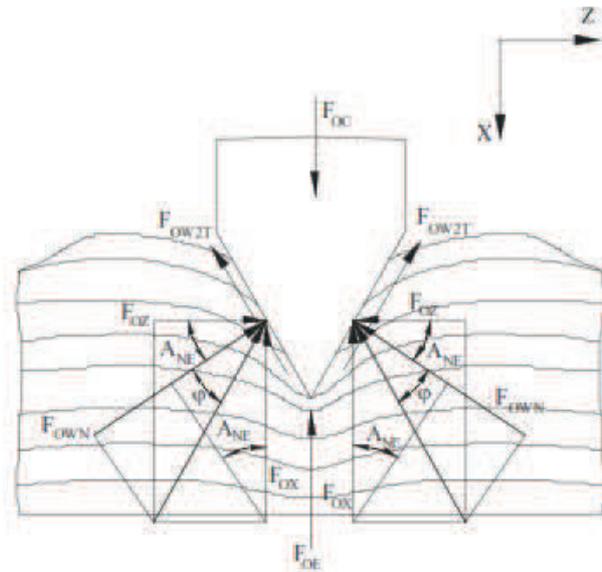


Figura 31. Fuerzas sobre una navaja simétrica penetrando el material de corte, [Ledesma, 2005].



### 2.5.3 Fuerza de soporte

Al momento de efectuarse el corte, el material requiere una fuerza de soporte, la cual debe ser igual a la fuerza que ejerce la navaja. El soporte principal puede ser provisto por el contracorte o por las fuerzas de inercia. Cuando la fuerza de soporte es dada por las fuerzas de inercia, comúnmente se conoce como corte libre o corte con impacto. Sumadas a las fuerzas de inercia, las fuerzas de las raíces en la tierra pueden actuar en contra de la fuerza de corte.

### 2.5.4 Corte con impacto o corte libre

Los sistemas de corte que utilizan el corte con impacto no tienen contracorte para proveer el soporte al material a ser cortado. En este caso, las fuerzas necesarias de reacción son provistas por la inercia de la planta y el soporte de las raíces.

La velocidad mínima de la navaja ha sido calculada, [Wieneke, 1972, de acuerdo con Persson, 1987], tomando en cuenta las siguientes simplificaciones:

- El tiempo para el corte es el tiempo para el viaje de la navaja a través del diámetro del tallo (sin deflexión en la parte inferior del tallo).
- La masa de la planta sobre el corte es acelerada uniformemente hasta la velocidad de la navaja.
- La fuerza de corte es constante durante el corte.
- La resistencia a la flexión tiene un valor constante durante el proceso de corte.

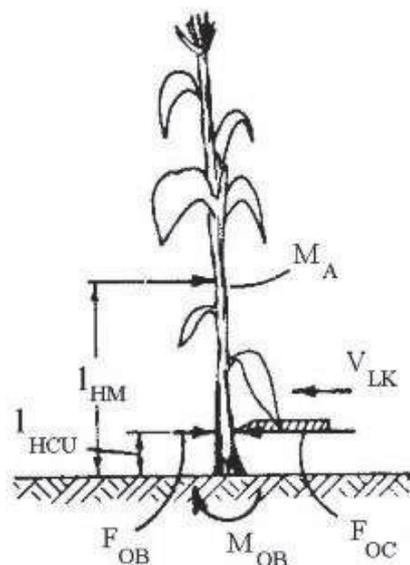


Figura 32. Corte con impacto, [Ledesma, 2005].



Analizando la figura 32, donde se muestran las principales fuerzas involucradas en el corte con impacto, se pueden plantear las siguientes ecuaciones:

$$\frac{M_A V_{LK} l_{HM}}{d_{TI}} + F_{OB} l_{HCU} = F_{OC} l_{HCU}$$

$$d_{TI} = \frac{l_D}{1000 V_{LK}}$$

Donde:

$M_A$ =Masa de la planta, kg.

$V_{LK}$ =Velocidad de la navaja/s.

$d_{TI}$ =Tiempo de corte, s.

$l_{HCU}$ =Altura de corte sobre la tierra, m.

$l_{HM}$ =Altura del centro de gravedad de la planta, m.

$l_D$ =Diámetro del tallo, mm.

$F_{OB}$ =Resistencia a la flexión a la altura del corte, N.

$F_{OC}$ =Fuerza de corte.

Combinando las ecuaciones anteriores, se tiene:

$$V_{LK}^2 = \frac{(F_{OC} - F_{OB}) l_{HCU} l_D}{1000 \cdot l_{HM} M_A}$$

Estas ecuaciones proporcionan información valiosa sobre las variables involucradas en el corte con impacto, a pesar de que se han encontrado que algunas de las suposiciones, como lo es b), no corresponden con lo que realmente sucede, [Persson, 1987].

### 2.5.5 Fuerza de corte contra desplazamiento

La fuerza de corte se ve incrementada de cero, en el momento inicial del corte, cuando se da el primer contacto entre la navaja y el material, hasta un valor máximo para después volver a cero, una vez que el corte ha sido completado en el trayecto de la navaja denotado por  $l_{TC}$ . Una vez realizado el corte, se generan fuerzas de fricción, las cuales son fuerzas que se utilizan para acelerar el material, estas fuerzas no se consideran como fuerzas de corte, sino como fuerzas de transporte.

La distancia  $l_{TC}$ , se puede medir desde que inicia el corte y puede definirse por el incremento inicial de la fuerza  $F_{OX}$ , aunque este no es un punto claramente definido.



Si se conoce la cantidad de material en el contracorte,  $M_{AAE}$ , la densidad,  $M_{DB}$ , se puede calcular inmediatamente después de que la navaja haga contacto con el material, con estos dos parámetros, se puede estimar un espesor teórico del material como, [Persson, 1987]:

$$l_{TC} = \frac{M_{AAE}}{M_{DB}}$$

En esta expresión,  $M_{AAE}$  está expresado como masa por unidad de área de contracorte, de materia seca, en  $\text{mg}/\text{mm}^2$ .

$M_{DB}$ =Densidad bulk de la capa, masa materia seca/volumen,  $\text{mg}/\text{mm}^3$ .

El término bulk, se refiere a considerar las propiedades del cuerpo de manera integral sin excluir ningún componente, [Ledesma, 2005].

La fuerza de corte contra desplazamiento, se ilustra en la figura 33, donde:

$F_{OC}$ =Fuerza de corte.

$S_{LK}$ =Recorrido de la navaja.

$l_{TC}$ =Espesor total de corte.

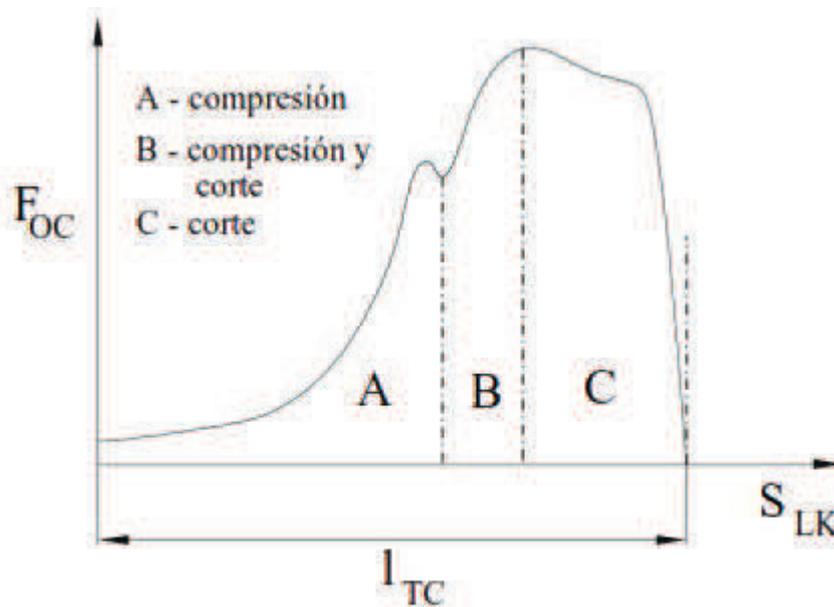


Figura 33. Fuerza de corte contra desplazamiento, [Ledesma, 2005].



### 2.5.6 Fuerza específica de corte

En muchos casos, el corte se lleva a cabo simultáneamente sobre el grosor completo del material, a este tipo de corte se le nombra corte recto. La magnitud de la fuerza, será linealmente influenciada por el ancho del material que se está cortando, de esta manera, el valor más representativo de la fuerza de corte se expresa con la fuerza de corte por unidad de ancho del corte, medidos perpendicularmente a la dirección del viaje de la navaja. Así, la fuerza específica de corte, definida como  $F_{OCS}$ , se expresa en unidades de fuerza por unidad de longitud de la siguiente manera, [Persson, 1987]:

$$F_{OXS} = \frac{F_{OX}}{l_{WC}} = F_{OCS}$$

$$F_{OYS} = \frac{F_{OY}}{l_{WC}}$$

$$F_{OZS} = \frac{F_{OZ}}{l_{WC}}$$

Donde  $l_{WC}$  es el ancho efectivo de la sección de corte del material, el cual es medido de manera perpendicular al movimiento de la navaja en la dirección del eje Y. La fuerza  $F_{OCS}$  depende de la penetración  $S_{LK}$ , de esta forma:

$$F_{OCS}(0) = 0$$

Además:

$$F_{OCS}(l_{TC}) = l_{TC}$$

### 2.5.7 Fuerza corte para el corte oblicuo

Si el extremo cortante de la herramienta de corte no es perpendicular a la dirección del movimiento la navaja, el corte se iniciará en una esquina del material, conocido como corte oblicuo, comenzando de  $y = y_1$ , continuando gradualmente hasta llegar a la esquina opuesta  $y = y_2$ , figura 34. En este caso, y para el caso más general de una configuración irregular del extremo cortante, la definición para la fuerza específica de corte es más amplia, [Persson, 1987].

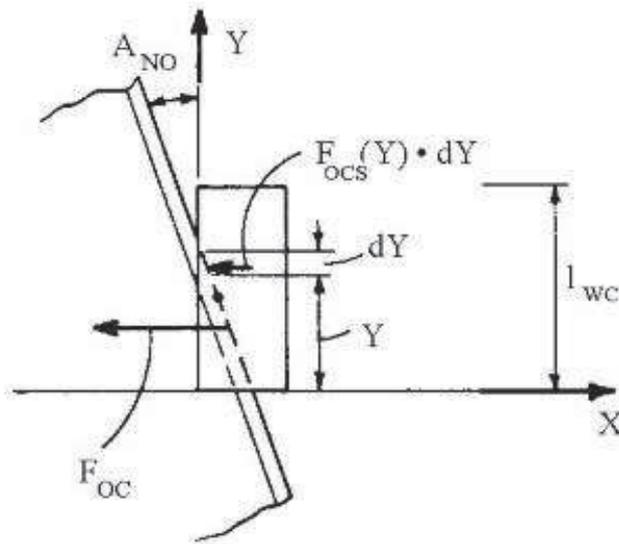


Figura 34. Corte oblicuo, [Ledesma, 2005].

$$F_{OCS}(y) = \frac{dF_{OC}}{dy}$$

Donde  $F_{OCS}$  es función de  $y$ , además de ser función de  $S_{LK}$ . De la integración sobre el ancho se obtiene la fuerza total. En la figura 33 se muestran curvas para  $S_{LK}$  contra  $F_{OCS}$ .

$$F_{OC}(S_{LK}) = \int_{y_1}^{y_2} F_{OCS}(y, S_{LK}) dy$$

En el caso de un extremo cortante recto, se tiene el valor de  $S_{LK} = S_{LK1}$ , de esta manera:

$$S_{LK1} = y \tan(A_{NO})$$

Bajo el supuesto que  $S_{LK1} = 0$  para  $y=0$ :

$$F_{OC}(S_{LK}) = \int_{y_1}^{y_2} F_{OCS}(S_{LK} - y \tan(A_{NO})) dy$$

Suponiendo que la relación entre  $F_{OCS}$  y  $S_{LK}$  se puede simplificar en una relación lineal, se puede calcular el cambio de  $F_{OC}$  en relación con el ángulo oblicuo para un extremo cortante recto, figura 35, [Persson, 1987].

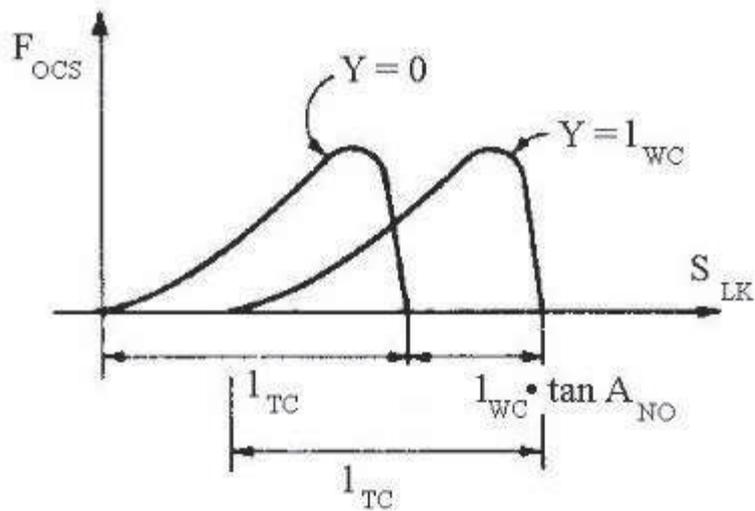


Figura 35. Fuerza específica contra desplazamiento para diferentes valores de Y, [Persson, 1987].

En la figura 36, se muestra un diagrama simplificado de la fuerza de corte, [Ledesma, 2005].

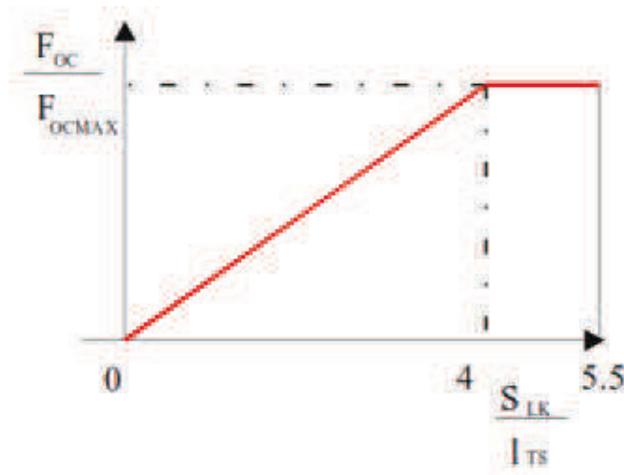


Figura 36. Diagrama simplificado de la fuerza de corte, [Ledesma, 2005].

### 2.5.8 Fuerza promedio de corte y fuerza promedio específica de corte

La energía necesaria para hacer un corte recto simple se puede expresar como, [Persson, 1987]:

$$E_{NCl} = \frac{1}{1000} \int_0^{l_{TC}} F_X dS_{LK}$$



Donde:

$E_{NCl}$ =Energía de corte, J.

$l_{TC}$ =Espesor de la capa de material, mm.

$F_X=F_{OC}$ =Fuerza en la dirección del movimiento de la navaja, N.

Para el caso de corte oblicuo, se puede obtener una ecuación similar al evaluar la integral durante el tiempo en que se lleva a cabo el corte. La fuerza de corte no es influenciada por el corte oblicuo, por lo que es similar a la que se obtiene por el corte recto, dicha fuerza es más pequeña, pero con una distancia más larga. La energía de corte puede ser utilizada para definir una fuerza de corte promedio como, [Persson, 1987]:

$$F_{OCAV} = 1000 \frac{E_{NCl}}{l_{TC}}$$

Donde  $F_{OCAV}$  es la fuerza de corte promedio durante un corte, en N. Para una relación de fuerza contra desplazamiento lineal, se tiene:

$$F_{OCAV} = C_1 F_{OCMX}$$

$$E_{NCl} = \frac{C_2}{1000} F_{OCMX} l_{TC}$$

Con  $C_1$  y  $C_2$  como constantes relacionadas con la figura 37:

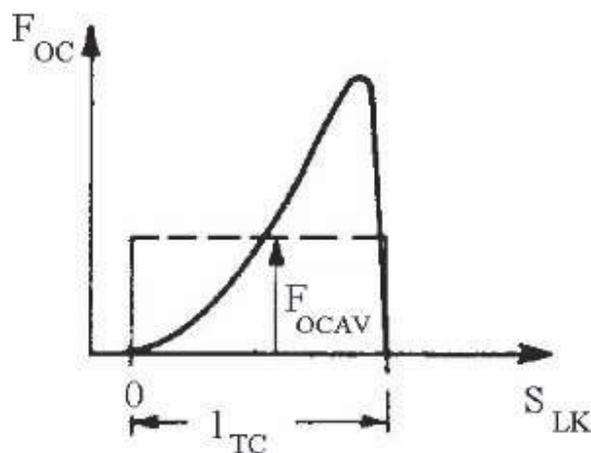


Figura 37. Fuerza promedio de corte, Persson, [1987]



## 2.5.9 Energía de corte y energía específica de corte

La energía para realizar un corte simple,  $E_{NCI}$ , se define y es obtenida de la integral de la fuerza de corte por el desplazamiento de la navaja. Esta energía incluye la energía de compresión provista por la navaja, así como la energía real de corte.

La energía específica de corte, se ha definido como una medida, [Persson, 1987], por su importancia práctica en la relación entre los requerimientos de energía y la cantidad de material que está siendo cortado. Tomando a  $E_{NC}$  como la cantidad de energía utilizada para cortar el total de masa de materia seca  $M_A$ , la energía específica de corte se define como:

$$E_{NCS} = \frac{E_{NC}}{M_A}$$

Donde:

$E_{NCS}$ =Energía de corte específica, kJ/kg.

$E_{NC}$ =Energía total de corte para la cantidad de materia seca, kJ.

$M_A$ =Cantidad de materia seca cortada, kg.

Esta misma relación puede ser aplicada a la potencia de corte,  $P_C$ , relacionando los requerimientos totales de potencia de corte y la cantidad de material cortado por unidad de tiempo  $M_{AT}$ , es decir, la razón de alimentación.

$$E_{NCS} = \frac{P_C}{M_{AT}}$$

En donde:

$P_C$ =Potencia requerida para el corte, kW.

$M_{AT}$ =Capacidad del sistema como materia seca, kg/s.

Para cortes repetidos, se supone que el material es alimentado continuamente en cada capa hacia el sistema de corte y que cada corte remueve un segmento del material de longitud  $l_{LP}$ , que se mide perpendicular al plano de la navaja y en dirección del eje Z. Si la capa tiene una masa de densidad bulk de  $M_{BD}$ , un espesor  $l_{TC}$  y un ancho, la masa  $M_{AP}$  del segmento de material removido es:

$$M_{AP} = \frac{1}{1000} l_{LP} l_{WC} l_{TC} M_{DB}$$



Donde:

$M_{AP}$ =Masa del segmento del material de la capa, g.

$l_{LP}$ =Longitud de la pieza de material removido de la capa, mm.

$l_{WC}$ =Ancho de corte, mm.

$l_{TC}$ =Espesor de la capa de material removido, mm.

$M_{DB}$ =Densidad de masa bulk de la capa del material, en materia seca, mg/mm<sup>3</sup>.

De esta manera, la energía específica basada en un corte simple es calculada como:

$$E_{NCS} = \frac{E_{NC}}{M_A}$$

$$E_{NCS} = \frac{1000E_{NCl}}{l_{LP}l_{WC}l_{TC}M_{DB}}$$

### 2.5.10 Otras variables generalizadas de energía de corte

Existen dos valores característicos de los sistemas de corte que son independientes de la longitud de corte  $l_{LP}$ , [Persson, 1987, de acuerdo con Ledesma, 2005].

$$E_{NCSM} = \frac{1000E_{NCl}}{l_{WC}M_{AAE}}$$

$$E_{NCSM} = \frac{E_{NCl}}{M_{AL}}$$

$$E_{NCSA} = \frac{E_{NCl}}{A_S}$$

$$E_{NCSA} = \frac{E_{NCl}}{l_{WC}l_{TC}}$$

Donde:

$E_{NCSM}$ =Energía de corte específica por unidad de material cargado sobre el contracorte, kJ·mm/kg.

$E_{NCSA}$ =Energía específica de corte por área sólida, J/mm<sup>2</sup>.

$M_{AL}$ =Área de la sección transversal del material, expresada como masa seca por unidad de longitud de material cortado, g/mm.

$E_{NCl}$ =Energía de corte necesaria para un corte, J.

$M_{AAE}$ =Masa por unidad de área de contracorte, mg/mm<sup>2</sup>.

$A_S$ =Área del sólido bajo la navaja, mm<sup>2</sup>.

$l_{TC}$ =Espesor de la capa de material sólido, mm.



La energía específica de corte está relacionada a estas variables como, [Persson, 1987]:

$$E_{NCS} = \frac{E_{NCSM}}{l_{LP}}$$

$$E_{NCS} = \frac{1000E_{NCSA}}{M_{DS}l_{LP}}$$

En donde:

$E_{NCS}$ =Energía de corte específica, kJ/kg.

$l_{LP}$ =Longitud del segmento de material de la capa, mm.

$M_{DS}$ =Densidad de masa del material sólido, mg/mm<sup>3</sup>.

### 2.5.11 Relaciones entre variables

Las dos variables de interés práctico para el diseño, evaluación y uso de los sistemas de corte son la máxima fuerza de corte y la potencia de corte, y se pueden calcular como, [Persson,1987].

$$F_{OC} = F_{OCS}l_{WC}$$

$$F_{OCMX} = F_{OCSMX}l_{WC}$$

$$P_C = E_{NCS}M_{AT}$$

$$P_C = \frac{E_{NCSM}M_{AT}}{l_{LP}}$$

$$P_C = \frac{1000E_{NCSA}M_{AT}}{M_{DS}l_{LP}}$$

Estas ecuaciones se aplican fácilmente cuando el material es alimentado a través de una abertura fija y con una compactación fija.

### 2.5.12 Potencia de corte para segado

En el caso de una segadora o un dispositivo que corte el material directamente, se pueden hacer consideraciones similares. La masa del material, cortada por unidad de tiempo es, [Persson, 1987].

$$M_{AT} = V_{LF}l_{WD}M_{AFAE}$$

Dónde:

$M_{AT}$ =Cantidad de materia seca cortada por unidad de tiempo, kg/s.

$V_{LF}$ =Velocidad de alimentación, m/s.

$l_{WD}$ =Velocidad relativa a la máquina, m/s.



$M_{AFAE}$ =Cantidad de material cortado por unidad de área de campo, kg de materia seca/m<sup>2</sup>.

La potencia teórica del sistema de corte está dada por:

$$P_C = E_{NCS} V_{LF} l_{WD} M_{AFAE}$$

### 2.5.13 Potencia de un sistema de corte

La operación de un sistema de corte requiere potencia para otros propósitos aparte del corte del material vegetal. La diferencia entre la potencia total requerida por el sistema de corte completo,  $P_D$ , y la potencia de corte,  $P_C$ , se le considera como pérdidas de potencia,  $P_L$ . El factor más importante que influye sobre la necesidad de potencia es la cantidad de material cortado por unidad de tiempo,  $M_{AT}$ , presentándose una relación general entre  $P_D$  y  $M_{AT}$ .

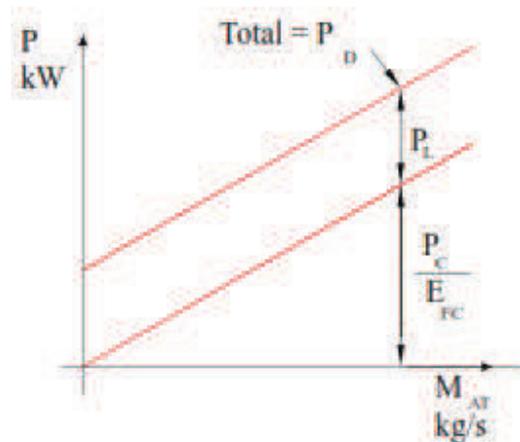


Figura 38. Potencia de corte contra razón de alimentación, [Ledesma, 2005].

Suponiendo un modelo lineal, figura 38, [Persson, 1987]:

$$P_D = P_{Ll} + \frac{P_C}{E_{FC}}$$

En donde:

$P_D$ =Potencia total para el sistema de corte, kW.

$P_{Ll}$ =Pérdidas de potencia no usadas en el corte, kW.

$P_C$ =Potencia utilizada en el corte.

$E_{FC}$ =Eficiencia del proceso de corte.

O también:



$$P_D = P_{LI} + \frac{E_{NCS}}{E_{FC}} M_{AT}$$

Muchas veces,  $E_{FC}$  no puede ser separada de los datos debido a las dificultades para determinar un valor preciso para  $P_C$ . El valor de  $E_{FC}$  depende de las propiedades del material a cortar y de la cinemática del proceso de corte.

### 2.5.14 Pérdidas de potencia

Las pérdidas de potencia,  $P_L$ , se pueden atribuir a diferentes factores, [Persson, 1987]:

- Aceleración del material en la salida.
- Fricción excesiva entre el material y la carcasa mientras es empujado por el sistema de corte.
- Fricción excesiva entre el disco de corte o la navaja y el suelo.
- Movimiento de aire en el sistema de corte.
- Fricción mecánica en el mecanismo de transmisión y en el mecanismo de alimentación, y pérdidas de potencia varias.

En algunos casos el total de las pérdidas de estas fuentes puede ser más grande que la potencia de corte requerida. Se ha encontrado que en el caso de cortadoras de pasto normalmente solo entre el 10 y 15% de la energía consumida en la flecha de la cortadora es utilizada para el corte, [McRandal y McNulty 1978, de acuerdo con Persson, 1987].

## 2.6 Otros sistemas de corte

Actualmente existen sistemas de corte alternativos con los que se busca realizar de manera más efectiva el corte sobre material vegetal. Dentro de estos nuevos sistemas de corte, se puede mencionar el corte con chorro de agua, en el cual se utilizan con chorros de agua a alta presión para cortar metal. Puede ser que, a esta técnica, algunas de las veces se le adicionen partículas abrasivas para hacer más efectivo el corte, a este proceso se le conoce también como AWJ (Abrasive Water Jet). En el apartado de material vegetal, cabe mencionar que se han realizado pruebas con sistemas de corte de este tipo en el corte de lechuga y caña de azúcar, [Ledesma, 2005].

Estos sistemas alternativos, tienen como principal ventaja, la sencillez de sus componentes, así como la no presencia de elementos como las navajas que pueden llegar a sufrir daños debido al impacto con objetos extraños.

Como principal desventaja, se presenta el uso de altas presiones, las cuales contribuirán al pronto desgaste de los componentes del sistema.



## 2.7 Material a ser cortado

El proceso de corte como tal, puede efectuarse sobre diversos materiales, para el desarrollo del presente trabajo, es de especial interés el corte realizado sobre materiales vegetales como lo son los materiales celulares procedentes de las plantas, dado que es el material que se va a cortar al interior de los canales de riego. Debido a esto, es de gran importancia el conocer la estructura de materiales vegetales como las plantas y las propiedades mecánicas desde el punto de vista de la resistencia de materiales de dichas estructuras, al igual que se mostró en el trabajo de Ledesma [2005].

### 2.7.1 Estructura de la planta y esfuerzo

Una planta está formada por material celular, el cual, como su nombre lo dice, está compuesto por células altamente especializadas, cada una con un propósito específico dentro de la estructura de la planta, debido a esto, las propiedades mecánicas de toda la estructura vegetal serán muy diferentes. Tanto la localización, orientación y cantidad de las células que conforman la estructura celular de un tallo vegetal tendrán gran influencia en el proceso de corte.

El estudio y caracterización de la planta desde el punto de vista de resistencia se puede hacer desde tres niveles, [Persson, 1987]:

1. El estudio de la sección entera del tallo.
2. El estudio de cada celda.
3. El estudio de las capas individuales en la pared de la celda.

#### **Estructura del tallo.**

La estructura de los tallos puede llegar a variar dependiendo del tipo de células vegetales que presenten y de sus características fisiológicas en cuestión de su ciclo de vida, los tallos jóvenes y los de las plantas herbáceas poseen una estructura que se denomina primaria, mientras que los tallos leñosos presentan una estructura secundaria. Los tallos con desarrollo primario suelen reconocerse fácilmente porque conservan una epidermis de color verde y suelen ser más flexibles. La estructura primaria suele ser un estado juvenil de los tallos de las plantas leñosas que se sólo se mantiene durante los primeros meses de desarrollo, sin embargo, en las plantas herbáceas se conserva durante toda su existencia. Algunas secciones transversales de tallos se muestran en la figura 39, 40 y 41.

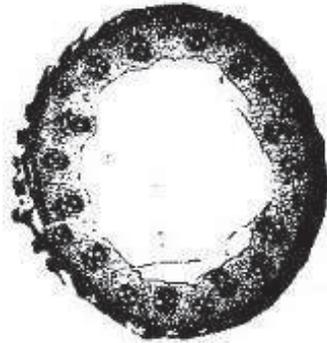


Figura 39. Sección transversal de un tallo de pasto timothy, [Ahlgrimm, 1977, de acuerdo con Persson, 1987].

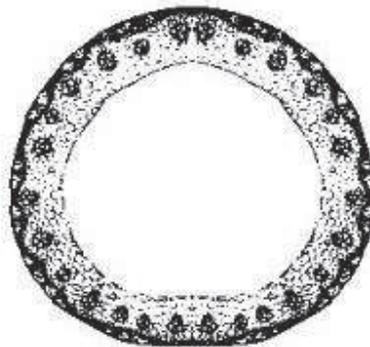


Figura 40. Sección transversal de un tallo de trigo [Hayward, 1950, de acuerdo con Persson, 1987].

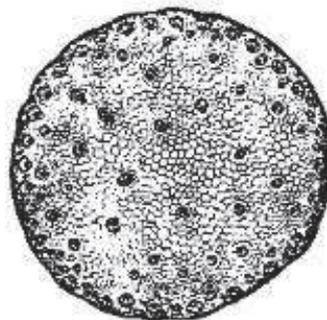


Figura 41. Sección transversal de un tallo de maíz, [Prasad and Gupta, 1975, de acuerdo con Persson, 1987].



Es común que cuando se realiza el corte sobre pastizales, también las hojas sean cortadas, dichas hojas, a menudo crean conflictos en los elementos de los sistemas de corte, ya que más que ser cortadas, tienden a doblarse.

Una caracterización simple de los componentes principales de los tallos sería:

- Fibras.
- Piel.
- Células suaves.
- Cavidades o poros.

Tres tipos principales de células son generalmente reconocidos, [Persson, 1987]:

**Células del parénquima:** Son células con protoplasma activo (celdas vivientes), para realizar las funciones de fotosíntesis, de dimensiones aproximadamente iguales en todas las direcciones y de paredes delgadas.

**Células del colénquima:** Células con protoplasma activo, pero con paredes más fuertes que las células del parénquima; con funciones de soporte, elásticas y no rígidas.

**Células del esclerénquima:** Este tipo de células no tiene protoplasma, pero cuenta con paredes fuertes y rígidas, a manera de fibras, existen dos tipos: fibras del xilema y fibras del floema.

Cada uno de los tipos de células se pueden combinar en la planta en varios tipos característicos de tejido, figura 42.

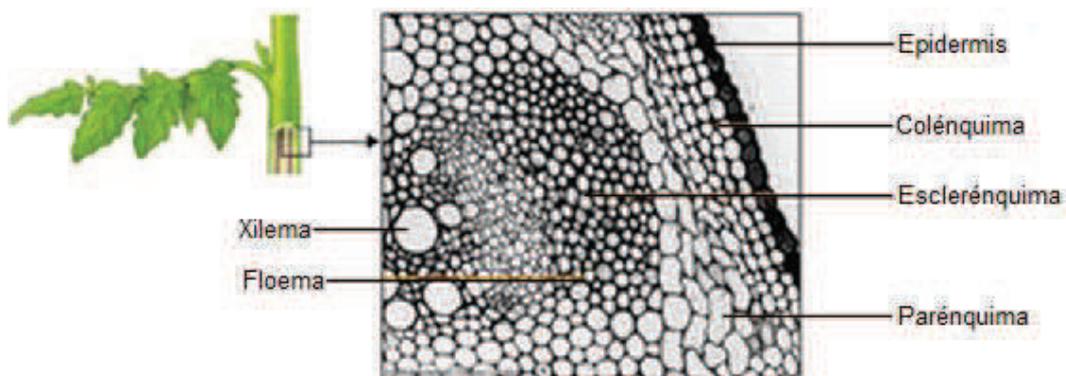


Figura 42. Tipos de células en la estructura de un tallo.

Las fibras son del tipo de hatos o con forma de anillo formando capas de células largas con secciones transversales relativamente pequeñas, pero con paredes gruesas, mientras que



las células suaves son grandes células alrededor de las fibras. Las fibras y la epidermis, son los componentes estructurales de las plantas, los cuales proveen la resistencia del tallo y sirven de conductos para los jugos de la planta. Un hato de fibra puede tener un diámetro de entre 0.1 y 0.2 mm, figura 43, [Ledesma, 2005].

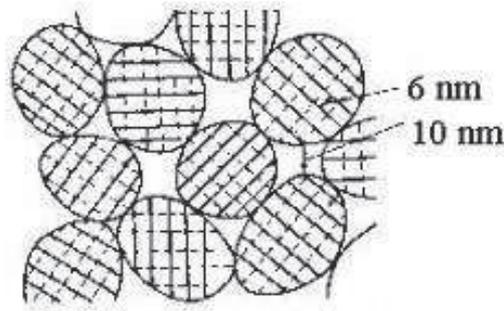


Figura 43. Microfibras en forma de hato, [Preston, 1974, de acuerdo con Persson, 1987].

Se presentan diferencias estructurales a lo largo de las secciones del tallo. Muchos tallos de pastos tienen nodos en intervalos irregulares. Los nodos son sólidos pero elásticos. Los internodos, es decir las secciones entre los nodos, se presentan en mucha mayor proporción a lo largo del tallo. Los internodos tienen una sección transversal tubular, y son más débiles que los nodos, figura 44.

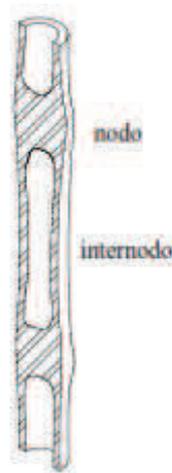


Figura 44. Tallo con nodos, sección longitudinal, [Ledesma, 2005].

En el análisis de la resistencia de los tallos se utilizan modelos simplificados de la estructura real de los mismos, figura 45, [Persson, 1987].

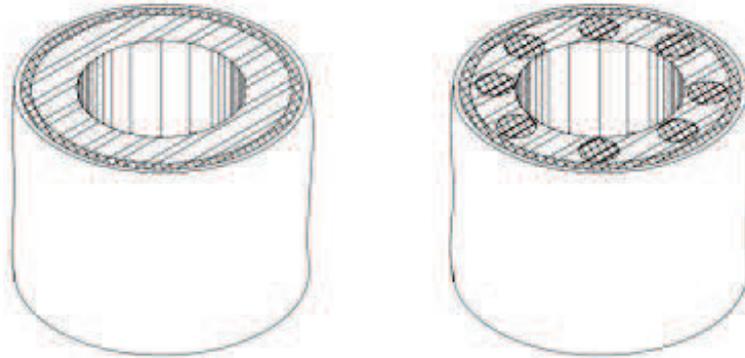


Figura 45. Corte transversal de modelos simplificados del tallo, [Ledesma, 2005].

### Estructura de la pared celular.

Cada célula es separada de la próxima célula por la lamela intermedia, encontrándose en seguida las paredes primaria y secundaria, figura 46. La pared secundaria es determinante en la resistencia y la flexibilidad de la estructura de la planta antes de que falle, mientras que la pared primaria y la lamela intermedia pueden limitar la resistencia a la falla.

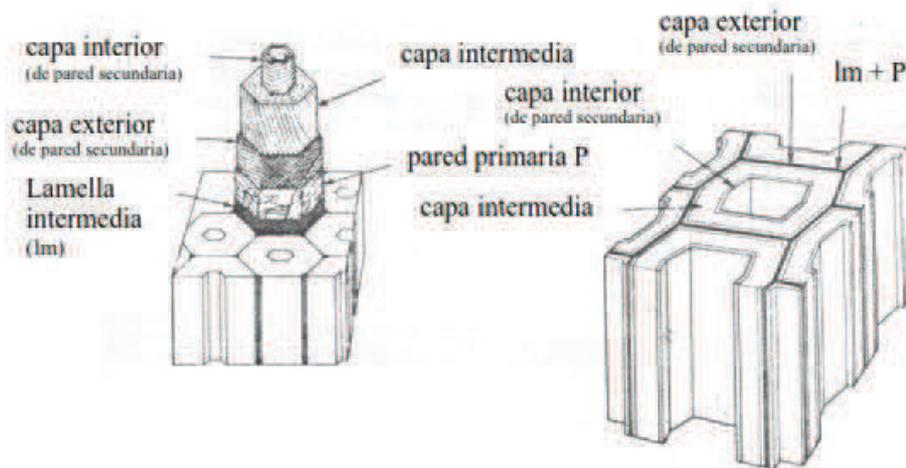


Figura 46. Estructura de la pared celular, [Preston, 1974, de acuerdo con Persson, 1987].

La celulosa es el componente principal de la pared secundaria. Las cadenas de celulosa están organizadas de manera paralela y fuertemente unidas en microfibras, que son estructuras de tipo banda de longitud considerable y con secciones transversales de 20 nm de ancho y de 2.5 a 10 nm de espesor. Entre las microfibras, se tiene la presencia de espacios pequeños, pero de notable importancia. En las capas exterior e interior de la pared secundaria



las microfibras están orientadas en capas y de manera espiral con direcciones alternativas en capas adyacentes. La capa interior es delgada y puede no existir. La capa intermedia de la pared secundaria es la capa más gruesa, y está constituida de lamela con todas las microfibras paralelas y con un ángulo menor de  $30^\circ$  al eje de la celda, proporcionando esta capa una rigidez muy alta en la dirección axial, [Persson, 1987, de acuerdo con Ledesma, 2005].

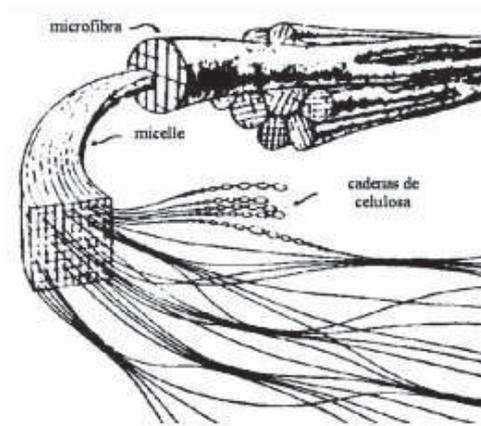


Figura 47. Estructura de la microfibrilla, [Bonner, 1952, de acuerdo con Persson, 1987].

## 2.7.2 Propiedades mecánicas de la planta

### Forma teórica del tallo y direcciones de referencia del material

Analizándolo desde la perspectiva de la resistencia, un tallo se podría describir como un conjunto de elementos concéntricos, con capas o anillos separados. Las características de resistencia en cada cuerpo son razonablemente uniformes, pero existen diferencias considerables en los cuerpos.

Suponiendo un arreglo cilíndrico [Persson, 1987], las tres direcciones principales de referencia están definidas como:

- a. En dirección axial de la fibra.
- b. Radial.
- c. Tangencial

En cuerpos no cilíndricos, la dirección axial puede tomarse perpendicular al plano que contiene dos de los ejes principales del cuerpo. Otra posibilidad es escoger una dirección principal sobre la base de cómo crece el cuerpo.



### Cálculo de esfuerzos en materiales fibrosos

Los esfuerzos y resistencia pueden calcularse relacionando éstos a la sección real del tallo al área sólida, excluyendo las cavidades. Los valores de resistencia expresados a la resistencia del sólido son mucho más grandes que los calculados como resistencia bulk. En algunos casos la resistencia de los sólidos de las fibras de la planta ha sido encontrada mayor o igual a la del acero.

Resistencia a la tensión, a la flexión y al corte que presentan los tallos, [Ahlgrimm 1977, de acuerdo con Persson, 1987], sostiene que las células de las paredes secundarias están sujetas a tensión en su posición natural soportando esfuerzos de tensión arriba de 1,100 MPa. El módulo de elasticidad de las células de la pared está dentro del rango de 10,000 a 100,000 MPa y la deformación última de 0.5 a 5 %.

En cuanto a las células que están en compresión en el crecimiento de la planta, la resistencia es menor pero la elasticidad es más grande.

Existen diferentes pruebas de tensión para determinar la resistencia del tallo. Tratando de eliminar las concentraciones de esfuerzos en los apoyos, la falla se presentará entre ellos, lo que indica una distribución de esfuerzos uniforme.

La resistencia de los cuerpos en tensión está dada por:

$$S_{ut} = \frac{F_t}{A_s}$$

En donde:

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tensión del tallo.

$F_t$  = Fuerza última de tensión.

$A_s$  = Área sólida.

Esta medida del esfuerzo puede ser considerada representativa, debido a la suposición de que la fuerza tensora se distribuye uniformemente sobre todos los miembros estructurales del tallo. Experimentalmente se ha encontrado que la suposición anterior es válida, fundando lo anterior en los desarrollos de McRandal y McNulty [1980] quienes encontraron que la materia seca era el factor más importante para determinar la resistencia de los tallos en pastos y la resistencia de las hojas. Halyk y Hurlbut [1968] determinaron que la resistencia última a la tensión de los tallos de alfalfa es de 8 a 35 MPa para el área total de la sección. Estos



valores corresponden a una resistencia de los sólidos de 180 a 200 MPa, suponiendo que no se toman en cuenta los sólidos no estructurales.

Existe también otra prueba realizada de manera seguida sobre los tallos, es la prueba de tensión, la cual puede ser realizada como la de una viga en cantilever o simplemente apoyada. Suponiendo que la teoría de una viga simple elástica es válida, se pueden aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\delta_b = \frac{c_1 F_b l_b}{EI}$$

$$F_{ut} = \frac{c_2 S_{ub} I}{l_b D}$$

Donde:

$\delta_b$ =Deflexión bajo la carga, mm.

$c_1$ =Constante de la ecuación.

$c_1=1/3$  para viga en cantilever.

$c_1=1/6$  para viga simplemente apoyada con carga en el centro.

$F_b$ =Fuerza de carga, N.

$l_b$ =Longitud de la viga entre la carga y el soporte, mm.

$E$ =Módulo de elasticidad.

$I$ =Momento de inercia de la sección.

$F_{ut}$ =Carga última.

$D$ =Diámetro del tallo en la sección crítica, mm.

$S_{ub}$ =Esfuerzo último de flexión, N/mm<sup>2</sup>.

$c_2$ =Constante en la ecuación.

$c_2=2$  para viga en cantilever.

$c_2=4$  para viga simplemente apoyada.

Se puede obtener una relación para el diámetro de tallos con diferentes diámetros de la relación de la masa específica del tallo  $M_{AL}$  suponiendo que la masa específica del tallo varía con el cuadrado del diámetro de la sección sólida.

Se han realizado varios estudios sobre las propiedades mecánicas y físicas de diversos pastos, es difícil realizar comparaciones entre los estudios debido principalmente a la naturaleza misma del material, McRandal y McNulty [1980], ya que factores tales como



genotipos, humedad, fertilización, madurez, así como la naturaleza de la prueba pueden introducir variabilidad en los resultados. Así mismo, es de más valor práctico obtener la energía necesaria para el corte, que las propiedades mecánicas del material.

### 2.7.3 Efectos de localización, madurez y humedad

La resistencia del tallo varía con la zona entre la raíz y la parte alta del mismo, aunado a esto, la madurez de planta tendrá gran influencia sobre dicha resistencia. Estos efectos tienen que ver en gran medida con la cantidad y tipo de sólidos estructurales.

Ahlgrimm [1977, según Persson, 1987] estudió el cambio en  $M_{AL}$ , materia seca por unidad de longitud, con relación a la zona del tallo y al tiempo de corte para pasto Timothy. El contenido de materia seca en el internodo más bajo del tallo, de al menos 0.5 m de alto, se incrementó de 1.2 mg/mm a 2 mg/mm en nueve semanas. El contenido de materia seca en el cuarto internodo permaneció constante en 1.1 mg/mm. Se encontraron variaciones de año en año de  $\pm 10\%$ .

En los pastos, durante el periodo de crecimiento, el contenido de fibra se ve incrementado, esto influye directamente en el tallo en la reducción de la compresibilidad del material. La resistencia de las hojas de los pastos se incrementa con la edad, pero en algunos casos se reduce [Ahlgrimm, 1970, de acuerdo con Persson, 1987]. La resistencia está a menudo, pero no siempre, relacionada con el porcentaje de celulosa.

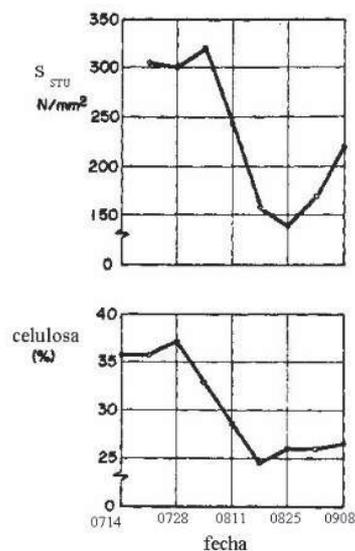


Figura 48. Cambio de la resistencia a la tensión y del contenido de celulosa con el tiempo, [Ahlgrimm, 1970, según Persson, 1987].



Los datos de Ahlgrimm [1977, de acuerdo con Persson, 1987], usados para relacionar los valores de resistencia a la tensión al contenido de humedad en los tallos, no dan una explicación satisfactoria; Ahlgrimm encontró solo un pequeño efecto de la humedad sobre la resistencia a flexión.

Fluck y Busey [1988] realizaron mediciones de energía consumida en el corte con segadoras de pasto, agregando a los factores anteriores, humedad, madurez y localización, las variables de fertilización, genotipo y frecuencia de corte. La implicación más importante de su trabajo es el hecho de que al realizar la operación de corte con más frecuencia, la energía requerida para realizar el corte aumenta considerablemente. En el caso de la variable humedad, encontraron un aumento de hasta 55% en el consumo de potencia, esto debido principalmente al aumento en la masa, mayor contenido de agua en la planta, que es acelerada en el proceso del corte.

Carga normal sobre el extremo cortante, N/mm del extremo cortante	3.7	5.3	6.4
Relación de fuerzas tangencial/normal	0.86	0.63	0.51

Tabla 1. Coeficientes de fricción.

Koegel y Shinnars [1990] encontraron que, al producir una flexión inicial en tallos de alfalfa por medio de un yunque, la fuerza de fricción sobre la navaja era notablemente reducida, [Ledesma, 2005].

## 2.8 Caracterización del material

Ledesma [2005], realizó la caracterización de una fibra vegetal, proveniente de un lazo de fibra de yute, bajo las suposiciones de que el material es homogéneo, el contenido de humedad es el mismo en toda la fibra, la sección transversal de la fibra es la sección sometida a esfuerzo y la fibra es tomada como un sólido estructural.

De la prueba realizada, se obtuvieron curvas de esfuerzo-deformación, y datos sobre el comportamiento mecánico de fibra vegetal bajo estudio, Ledesma [2005]. La deformación se obtuvo de la medida de la sección transversal de la fibra, y de la distancia entre zonas de sujeción de los extremos de la fibra una vez realizada la prueba, así como la longitud final de la fibra.

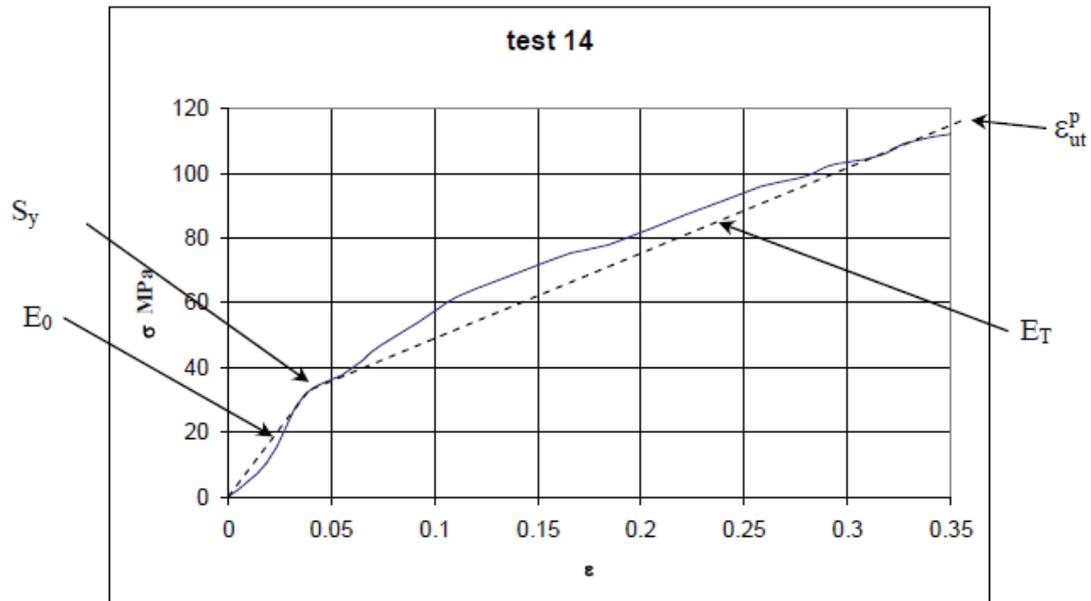


Figura 49. Aproximación de la curva esfuerzo-deformación de la fibra de yute a un material bilineal, [Ledesma, 2005].

Para el trabajo antes mencionado, se realizó un modelo de elemento finito de la navaja y la fibra, en base al análisis de resultados de la prueba de tensión hecha en al caracterizar la fibra de yute, con esto se aproximó el comportamiento del material, al de un material con comportamiento elastoplástico bilineal, obteniendo los siguientes modelos medios, característicos de dicho material:

$$S_Y = 26.2 \text{ MPa}, \sigma = 5.1 \text{ MPa}$$

$$E_0 = 1190 \text{ MPa}, \sigma = 197 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{ut}^p = 0.3, \sigma = 0.07$$

$$E_T = 324 \text{ MPa}, \sigma = 74 \text{ MPa}$$

Donde:

$S_Y$  = Esfuerzo de cedencia.

$E_0$  = Modulo de Young de la zona elástica.

$\epsilon_{ut}^p$  = Deformación plástica de falla.

$E_T$  = Modulo de Young de la zona plástica.



## 2.9 Modelo de elemento finito navaja-fibra

Como parte de la formulación experimental de su trabajo, Ledesma [2005], elaboró un modelo de elemento finito de la acción de la navaja sobre el tallo, este modelo se desarrolló mediante la utilización del software comercial de elemento finito ANSYS para la generación de la malla, en conjunto con el software comercial LS-DYNA para el preproceso, solución y postproceso.

Para tener una forma de validar el modelo de elemento finito, Ledesma [2005] utilizó el péndulo que se usó en el trabajo de Serwatowsky [2003], adaptándolo para realizar el corte sobre la fibra de yute. En el extremo inferior del péndulo se fijó una navaja con las siguientes características:

$$L_{TEC} = 0.88 \text{ mm}$$

$$A_{NE} = 38^\circ$$

$$L_{TB} = 13 \text{ mm}$$

$$A_{NC} = 0^\circ$$

$$A_{NO} = 0^\circ$$

Para la determinación de la energía de corte, la fibra de yute se sujetó de ambos extremos mediante las mordazas antes mencionadas, realizando el corte sin contracorte.

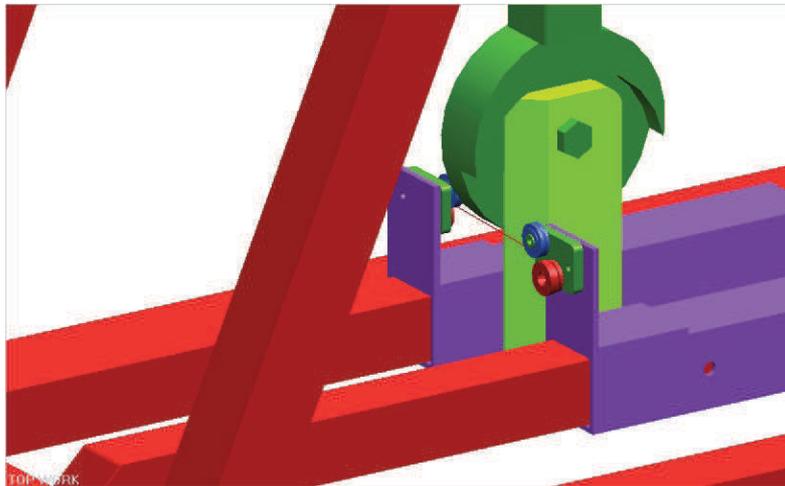


Figura 50. Detalle del péndulo para medir la energía de corte (Mordazas en posición para la prueba), [Ledesma, 2005].

Dentro de lo que se puede decir en cuanto a las pruebas del péndulo, Ledesma [2005], la energía específica por unidad de área media fue de:



$E_{NCSA} = 8.03 \cdot 10^5 \text{ J/m}^2$ , con una desviación de  $\sigma = 4.85 \times 10^4 \text{ J/m}^2$ .

En base al experimento realizado en el péndulo, se modeló la navaja con una velocidad inicial, y una fibra sujeta de ambos extremos, Ledesma [2005].

Para el presente trabajo, y con la finalidad de comprender de manera más precisa el proceso de corte, el modo en que falla la fibra y la determinación de la energía de corte, en el presente trabajo se reprodujo el modelo de elemento finito que Ledesma [2005] plantea, tomando en cuenta los parámetros que toma en cuenta.

Las suposiciones que se hicieron son:

- Se calculó la energía específica de corte,  $E_{NCSA}$ .
- El desplazamiento de la navaja es en la dirección negativa de Y.
- La velocidad inicial de la navaja es de 0.22 m/s.
- El material sigue el modelo elastoplástico bilineal.
- La navaja se modela como un cuerpo rígido, en donde se calculó la densidad necesaria para que la navaja contara con la energía cinética suficiente para cortar la fibra del diámetro del modelo, a una velocidad de 0.22 m/s.

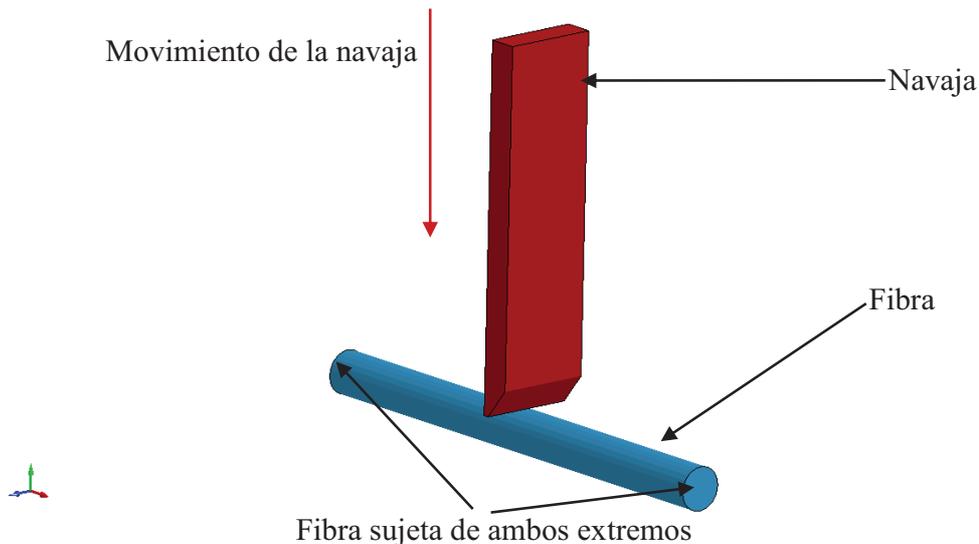


Figura 51. Modelo navaja-fibra.

En cuanto a los elementos del modelo de elemento finito, el modelo 3D de la navaja se creó en un paquete CAD, teniendo así la posibilidad de modificar los parámetros principales de la herramienta de corte, en tanto que el modelo de la fibra se creó directamente en ANSYS.

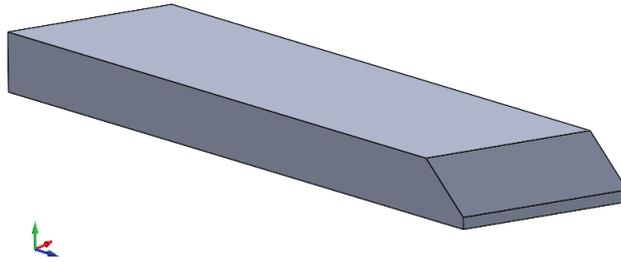


Figura 52. Modelo paramétrico 3D, SolidWorks.

### Elemento

Propiamente para el modelo de elemento finito, se utilizó el elemento SOLID 164 para mallar tanto la navaja como la fibra, elemento característico de la interface de ANSYS con LS-DYNA, el cual cuenta con las siguientes características:

- Elemento sólido definido por 8 nodos.
- Los grados de libertad para cada nodo son: traslaciones, velocidades y aceleraciones en las direcciones X, Y, y Z.
- Un punto de integración.
- Se tomó la opción de elemento tipo ladrillo o brick.
- Se tomó la opción de formulación Lagrangiana.

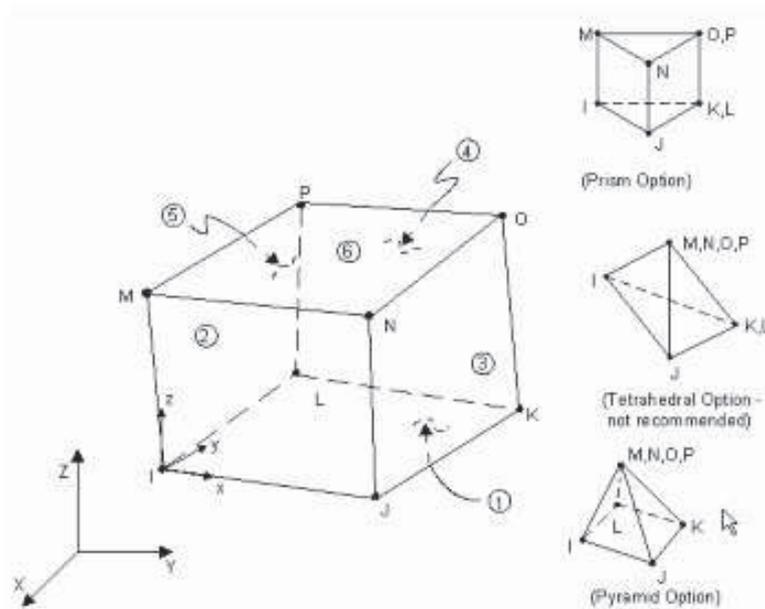


Figura 53. Elemento SOLID164, [ANSYS LS-DYNA User's Guide].



También se utilizó el elemento MESH200, elemento nulo, para poder realizar un mallado mapeado, este elemento se utiliza para sembrar nodos sobre el modelo sólido, pero no forma parte de la solución.

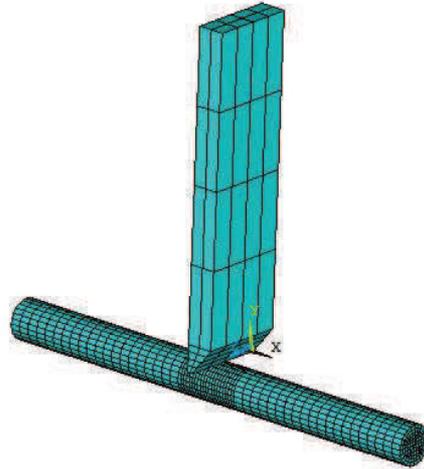


Figura 54. Mallado del modelo, elemento SOLID 164.

### **Materiales**

Para cada componente del modelo, se utilizó un material distinto, es decir, uno para la navaja y otro para la fibra.

#### **Material de la navaja**

La navaja fue modelada como un cuerpo rígido dentro de la interface de ANSYS y LS-DYNA, esto quiere decir que el programa no realiza cálculos de esfuerzos y deformaciones sobre el material de la navaja. Las restricciones se aplican al centro de masa del modelo, Ledesma [2005]. En este caso se restringen los desplazamientos en X y Z, además de todas las rotaciones.

Las propiedades del material son:

$$\text{Densidad } \rho = 2 \times 10^8 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Módulo de Young } E = 0.207 \text{ GPa}$$

$$\text{Relación de Poisson } \nu = 0.3$$

#### **Material de la fibra**

Dado que el comportamiento de la fibra se aproximó a un modelo elastoplástico bilineal, para modelarla se utilizó el material tipo 3 de LS-DYNA, el cual es un modelo



elastoplástico que cuenta con la opción de endurecimiento cinemático. El esfuerzo de cedencia, Ledesma [2005], está dado por:

$$\sigma_y = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{C_p} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \left( \sigma_0 + \beta \epsilon_{\text{eff}}^p \frac{E_t - E}{E - E_t} \right)$$

Donde:

$\sigma_y$  = Esfuerzo inicial de cedencia.

$\dot{\epsilon}$  = Rapidez de deformación.

$C_p$  y  $p$  son los símbolos de Cooper y Symonds.

$\sigma_0$  = Esfuerzo inicial de cedencia.

$\beta = 0$  para endurecimiento cinemático, 1 para endurecimiento isotrópico.

$\epsilon_{\text{eff}}^p$  = Deformación plástica.

$E$  = Módulo de Young en la zona elástica.

$E_t$  = Módulo de Young en la zona plástica.

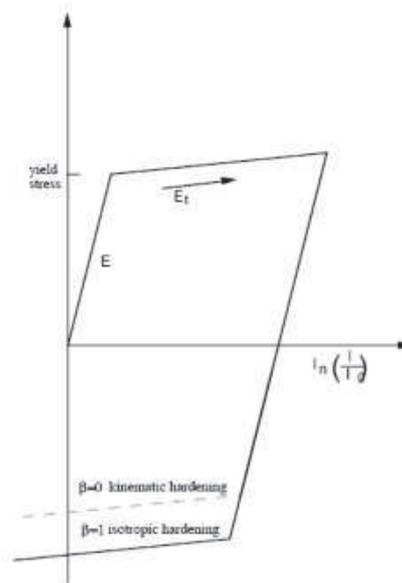


Figura 55. Modelo elastoplástico bilineal, [Ledesma, 2005].

En el presente análisis, se desprecia el efecto por endurecimiento por la rapidez de deformación, Ledesma [2005], por lo que la ecuación descrita antes se resume a:



$$\sigma_y = \sigma_0$$

Que describe un comportamiento muy aproximado al material real.

El material fallará cuando:

$$\epsilon_{\text{eff}}^p > \epsilon_{\text{máx}}^p$$

Donde:

$\epsilon_{\text{máx}}^p$  = Deformación máxima.

De acuerdo a la caracterización ya mencionada que realizó Ledesma [2005], se tiene que las propiedades del material están dadas por:

$$\sigma_0 = 26.2 \text{ MPa}$$

$$E = 1190 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{\text{eff}}^p = 0.3$$

$$E_t = 104 \text{ MPa}$$

$$\rho = 600 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0.15, \text{ de acuerdo con Sitkei [1986]}$$

### Mallado

El mallado de ambos modelos (navaja y fibra), se realizó en ANSYS, se utilizó la técnica de mallado mapeado para ambos modelos. La malla es mucho más densa en la zona de contacto que es donde se supone se tendrá el corte.

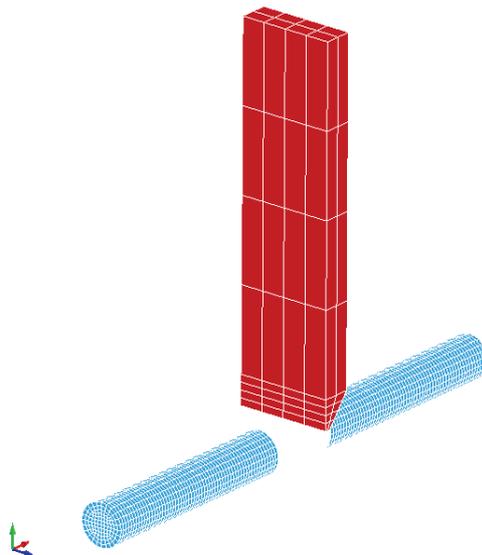


Figura 56. Mallado del modelo navaja-fibra.

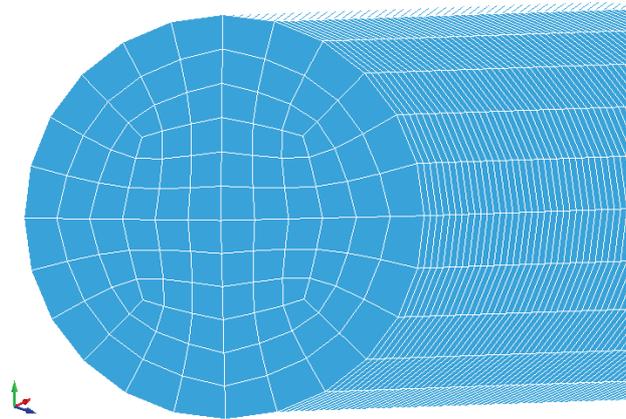


Figura 57. Detalle de mallado de la fibra.

Para la realización del corte, se crearon partes de contacto entre la superficie de la fibra y la superficie de la navaja, con un tipo de contacto que es el adecuado para simular de manera más exacta lo que sucede realmente (eroding contact surface to surface).

Se tomó un coeficiente de fricción de 0.15.

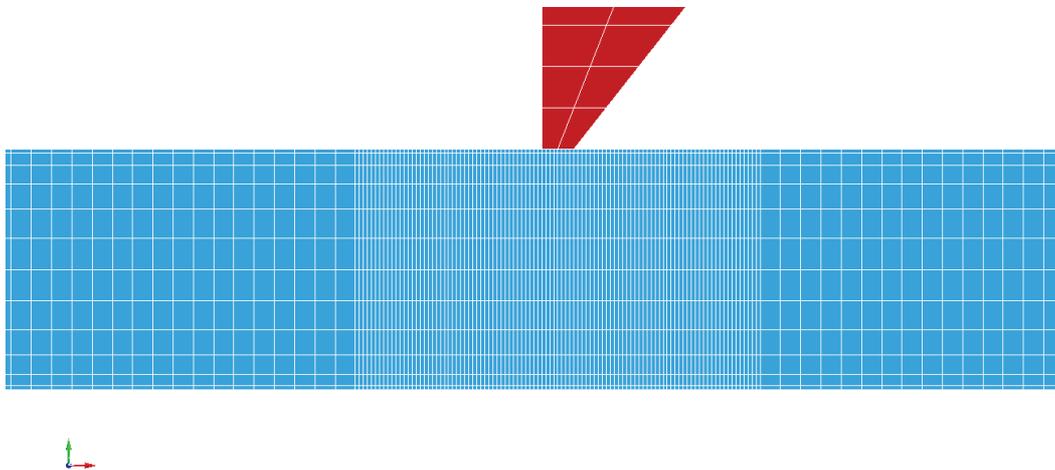


Figura 58. Detalle de mallado en la zona de contacto.

Dentro del entorno de LS-DYNA, ya que éste software, a diferencia de ANSYS, permite modificar ciertos parámetros en el contacto, se tomó la opción SOFT=2, con lo que la formulación del contacto, cambia a revisar contacto entre segmentos en lugar de entre nodo y segmentos, esto para evitar la penetración excesiva entre la fibra y la navaja.

**Solución.**

En este apartado, se aplican cargas y restricciones al modelo. Para el modelo desarrollado, se restringieron las áreas de los extremos de la fibra en todas las direcciones.

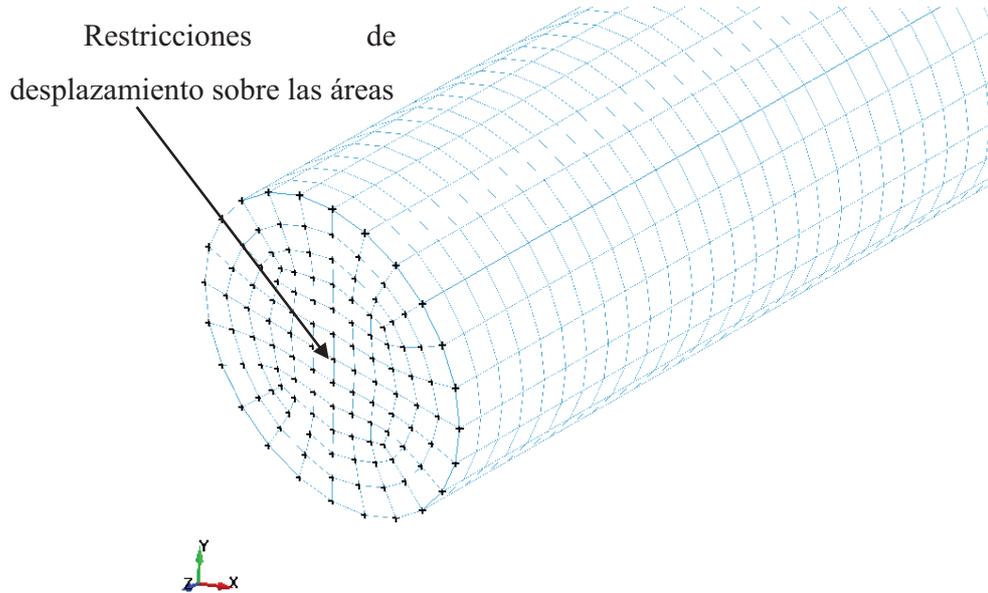


Figura 59. Restricciones de movimiento de los extremos de la fibra en todas las direcciones.

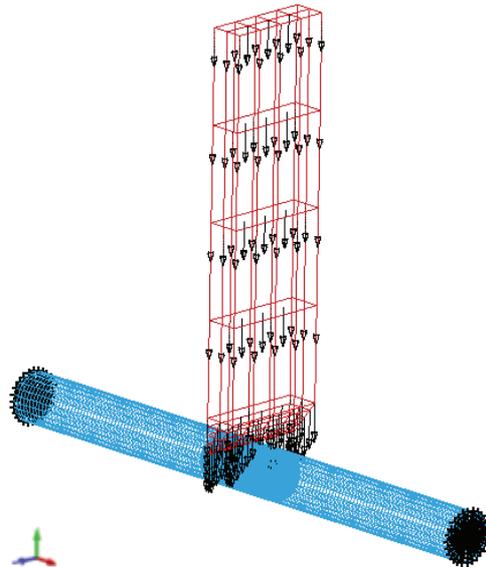


Figura 60. Velocidad inicial de la navaja.



Al igual que el modelo que desarrolló Ledesma [2005], para el análisis de resultados en el post proceso se utilizó la interface del programa LS-DYNA prepost, obteniendo los siguientes resultados los parámetros de esfuerzo de Von Misses y deformación plástica para diferentes tiempos.

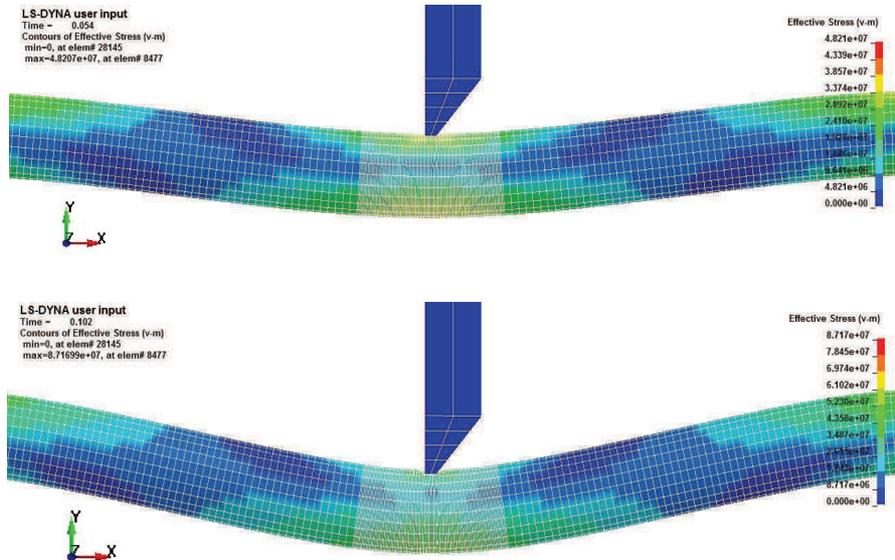


Figura 61. Esfuerzo de Von Misses para t= 0.05 y t=0.1 s.

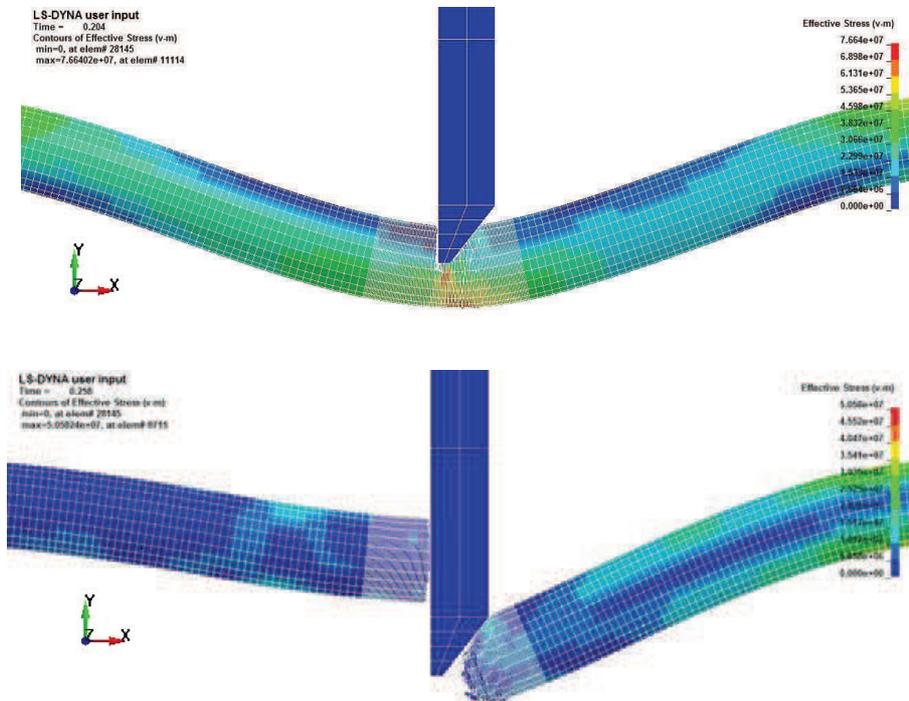


Figura 62. Esfuerzo de Von Misses para t= 0.2 y t=0.25 s.



En el caso de la deformación plástica, se tuvieron los siguientes resultados, comparables a lo que Ledesma [2005] obtuvo con su simulación.

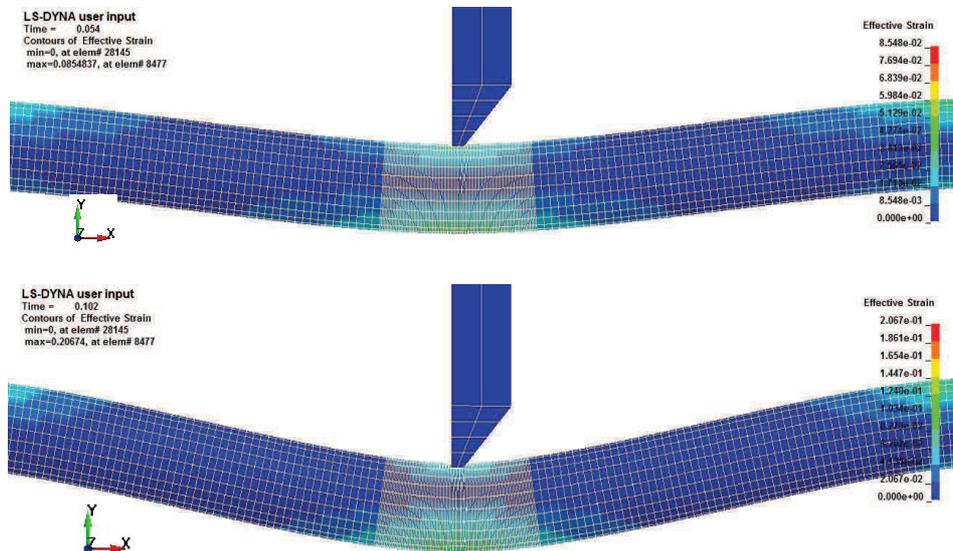


Figura 63. Deformación plástica para  $t=0.05$  y  $t=0.1$  s.

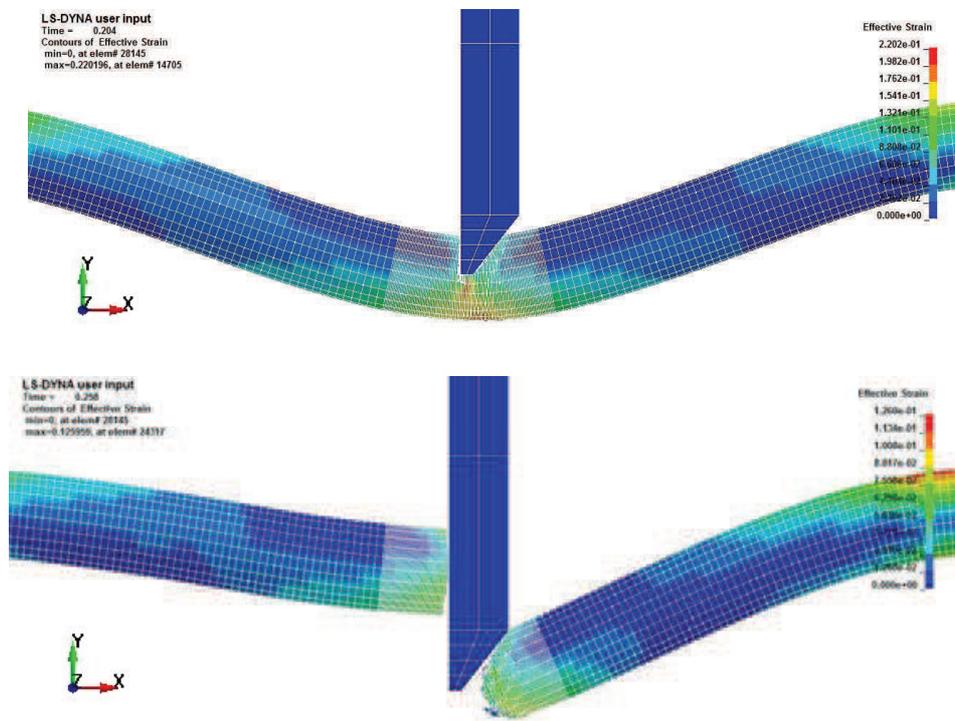


Figura 64. Deformación plástica para  $t=0.2$  y  $t=0.25$  s.



Como se describió en la teoría del proceso de corte según Persson [1987], la falla de la fibra se presenta por compresión en un inicio, y después es una combinación de compresión a los lados de la navaja, y compresión en la parte frontal de la misma, así como tensión en el lado opuesto del corte, Ledesma [2005].

Analizando los resultados obtenidos del modelo, por medio de superficies de esfuerzo constante, se puede apreciar mejor el proceso de falla de la fibra.

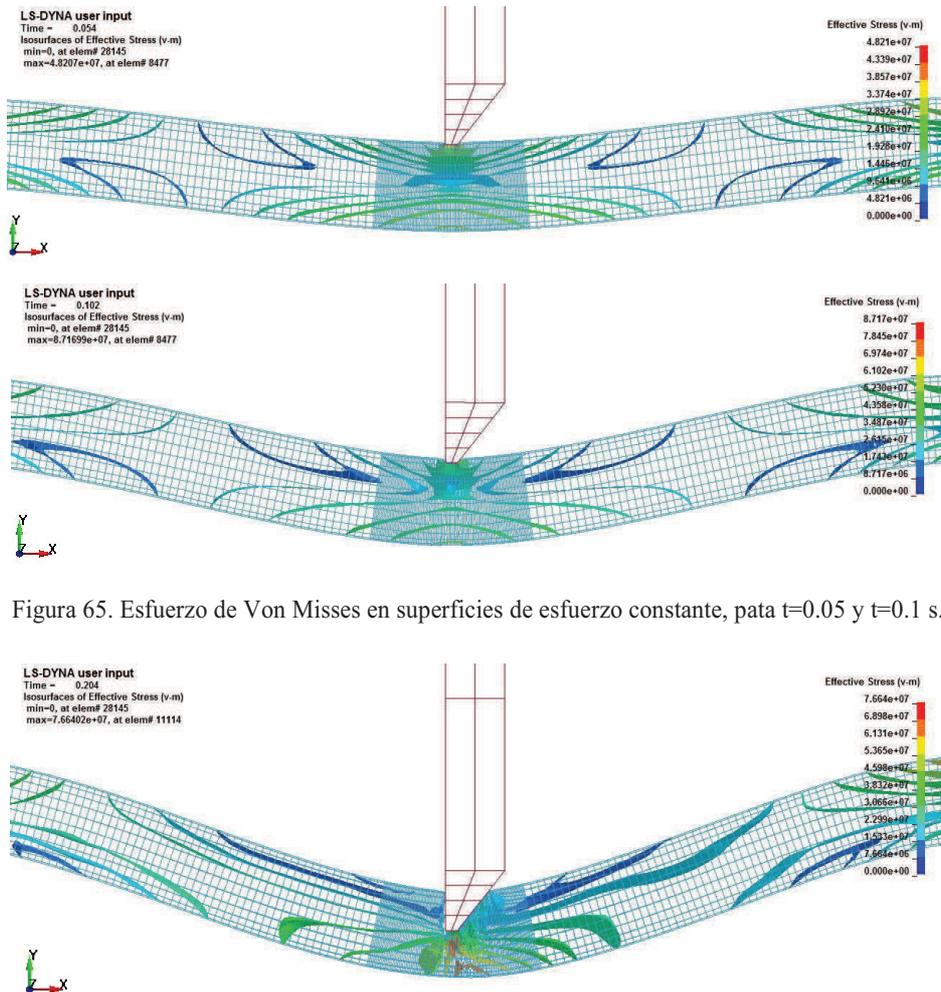


Figura 65. Esfuerzo de Von Mises en superficies de esfuerzo constante, pata  $t=0.05$  y  $t=0.1$  s.

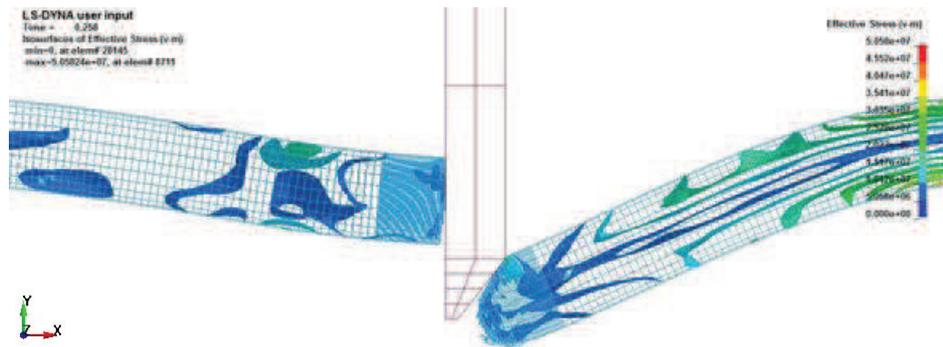


Figura 66. Esfuerzo de Von Mises en superficies de esfuerzo constante, pata  $t=0.2$  y  $t=0.25$  s.

Se observa que la falla ocurrirá del lado opuesto del corte, cuando el esfuerzo en esta zona es máximo.

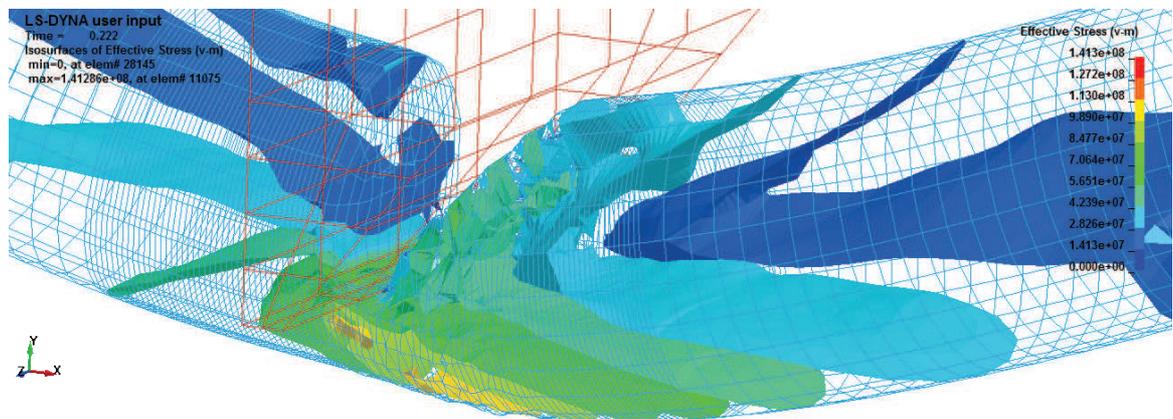


Figura 67. Zona de falla y esfuerzo máximo.

De acuerdo con el modelo de elemento finito desarrolló Ledesma [2005], los datos arrojados por la simulación que se reprodujo en este trabajo son adecuados ya que se asemejan mucho.

A partir del modelo de elemento finito, Ledesma [2005], cálculo la energía específica de corte por unidad de área transversal, tomando los datos obtenidos de la simulación y específicamente para la navaja, utilizando la energía cinética de esta durante el proceso de corte de la simulación. De esta manera:

$$E_{\text{NCSA}} = 7.56 \times 10^5 \text{ J/m}^2$$

Este valor queda respaldado a su vez, por el obtenido en la prueba del péndulo, donde Ledesma [2005], registro para la energía específica de corte el siguiente valor que es muy



cercano al anterior,  $E_{NCSA} = 8.03 \cdot 10^5 \text{ J/m}^2$ , pudiendo así el autor calcular un porcentaje de error:

$$\%error = \frac{E_{NCSALS-DYNA} - E_{NCSAPéndulo}}{E_{NCSAPéndulo}} \cdot 100$$

$$\%error = -5.85\%$$

Debido a las suposiciones hechas en cuanto a las propiedades del material, el porcentaje calculado por Ledesma [2005] es aceptable.

En concordancia con la literatura y de la simulación realizada, Ledesma [2005], también obtuvo gráficas que muestran la fuerza requerida para realizar el corte en la simulación del modelo de elemento finito, la cual es de aproximadamente 7740 N. Comparando las curvas que el autor obtuvo a partir de su modelo de elemento finito, con el comportamiento que sigue el proceso de corte en la literatura como lo menciona Srivastava [1993], se observa que guardan estrecha semejanza, permitiendo así validar de manera más concreta el modelo.

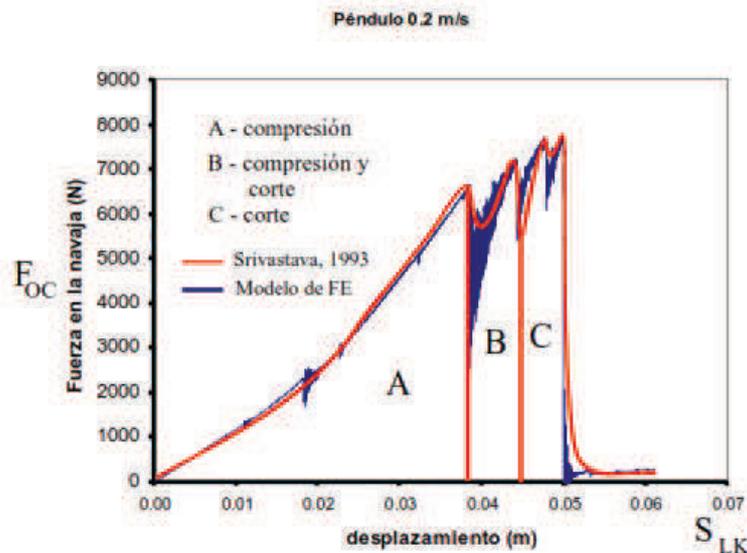


Figura 68. Fuerza requerida para efectuar el corte comparación teórica y modelo de elemento finito, [Ledesma, 2005].

En gran medida, los resultados que Ledesma [2005] obtuvo para el proceso de corte en base al resultado del modelo de elemento finito, variaran en función de las principales dimensiones de la navaja, es por esto, que es un apartado importante al momento de diseñar



la herramienta de corte, buscando una configuración adecuada para llevar a cabo un proceso de corte óptimo, es decir, buscando gastar los menores recursos energéticos teniendo un proceso completo adecuado.



## Capítulo 3

# Diseño conceptual

---

El diseño conceptual es la parte del proceso de diseño donde, identificando los problemas esenciales a través de la abstracción, estableciendo estructuras de funciones, buscando principios de trabajo apropiados y combinándolos en una estructura de trabajo, la solución básica se establece mediante la elaboración de un principio de solución. El diseño conceptual especifica la solución principal.

De la figura 69 se observa que la fase conceptual está precedida por una decisión. El propósito de esta decisión es responder las siguientes preguntas basadas en la lista de requisitos acordada durante la clarificación de la tarea:

- ¿Se ha aclarado la tarea lo suficiente como para permitir el desarrollo de una solución en la forma de diseño?
- ¿Es realmente necesaria una elaboración conceptual, o las soluciones conocidas permiten el progreso directo a las fases de diseño de detalle y realización?
- Si la etapa conceptual es indispensable, ¿cómo y en qué medida debería desarrollarse sistemáticamente?

De acuerdo con el plan de procedimiento descrito, la fase de diseño conceptual sigue a la clarificación de la tarea.

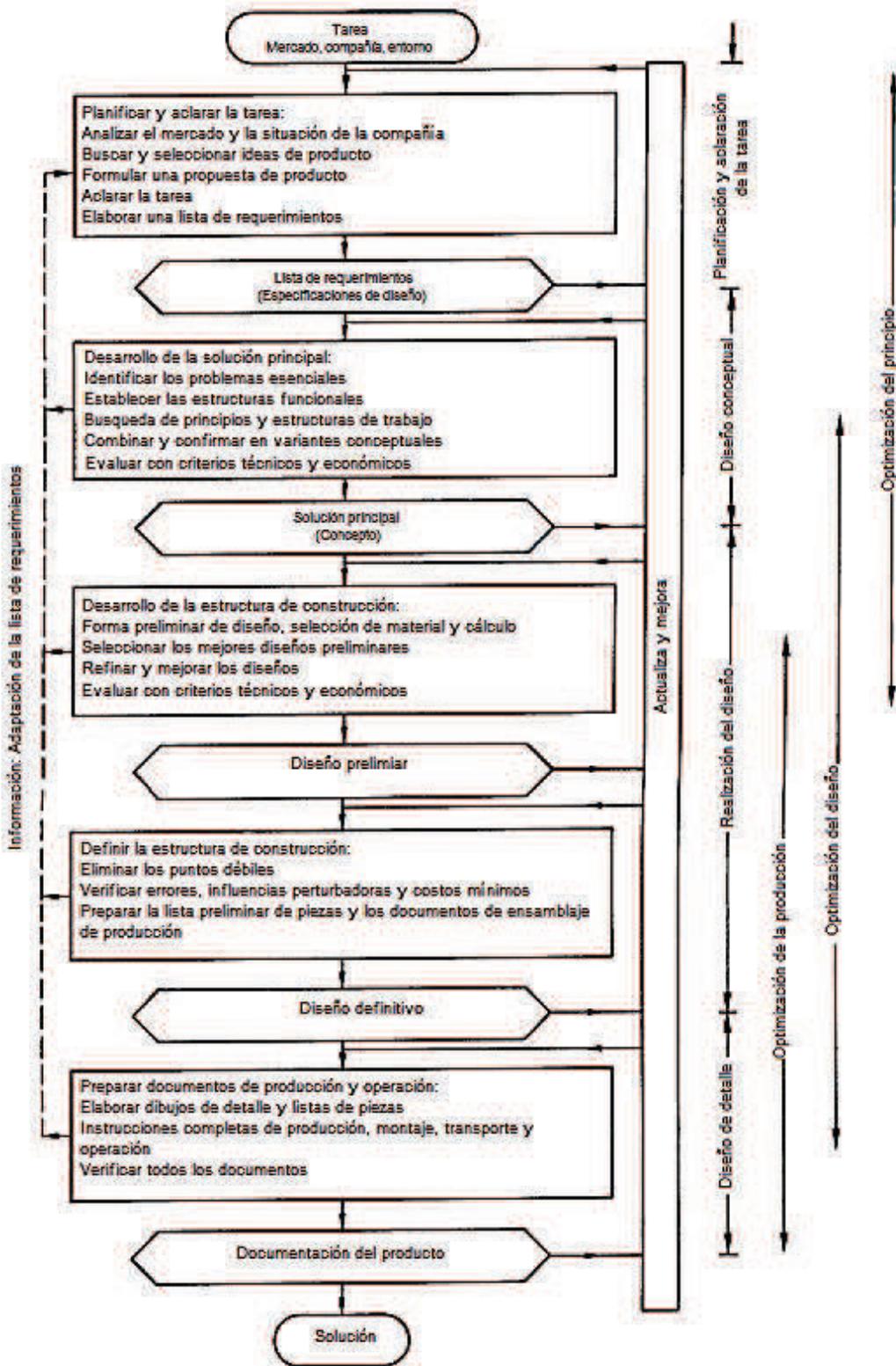


Figura 69. Pasos en el proceso de planificación y diseño, [Phal, 2007].



### 3.1 Requerimientos y restricciones del diseño

En la industria, por lo general, la tarea de desarrollo del producto se le da al departamento de ingeniería por parte del departamento de marketing o un departamento especial responsable de la planificación del producto. Independientemente de si la tarea se basa en una propuesta de producto, derivada de un proceso de planificación de producto o de un pedido específico del cliente, es necesario aclarar la tarea determinada con más detalle antes de comenzar el desarrollo del producto. El objetivo de esta aclaración de tarea es recopilar información sobre los requisitos que debe cumplir el producto, así como sobre las limitaciones existentes y su importancia. Esta actividad da como resultado la especificación de información en la forma de la lista de requisitos que se enfoca y se ajusta a los intereses del proceso de diseño y los pasos de trabajo posteriores, [Phal, 2007].

La fase de diseño conceptual y las fases posteriores se deben basar en este documento, que debe actualizarse continuamente.

Existen otros parámetros a tomar en cuenta para el diseño de un equipo agrícola. Estos criterios van más enfocados en la parte socioeconómica del agricultor mexicano promedio, tal como lo menciona Ledesma [2005], es necesario tomar en cuenta las necesidades de los agricultores para plantear las bases de los requerimientos y restricciones del desarrollo del diseño en cuestión. Para el equipo que se diseñó en el presente trabajo, estos requerimientos y restricciones están dadas como sigue:

Geometría y dimensiones:

- Adaptación a las dimensiones y perfiles del canal o regadera.

Accionamiento y propulsión:

- Facilidad para acoplarse a un tractor de uso general en la región (80 hp al motor y de 60 a 70 hp a la toma de fuerza).

Energía de accionamiento:

- Proporcionada por el tractor directamente de la toma de fuerza (mecánica) o de las válvulas hidráulicas.

Materiales:

- Resistente a impactos.
- Accesibles económicamente y existentes en el mercado.
- De fácil manufactura y manejo.

**Manejo y operación:**

- Capacidad de ser transportada en una configuración segura.
- Movilidad en configuración de trabajo para poder evitar obstáculos.
- Evitar el daño al perfil, forma y dimensiones de la regadera.

**Mantenimiento:**

- Sencillo y con periodos establecidos en dependencia de las horas de trabajo.
- Refacciones de bajo coste y fáciles de conseguir.
- Facilidad para limpiar y cambiar los componentes del sistema de corte.
- Protección en los componentes móviles ante posible desgaste.

**Eficiencia en el funcionamiento:**

- Cortar maleza verde y seca.
- El corte de la hierba dentro de la regadera debe ser el suficiente para posibilitar el paso del agua.
- Posibilidad de cortar en trozos pequeños.
- Capacidad de cortar varios tipos de maleza y con diferentes dimensiones de tallo.
- Debe hacer más eficiente la operación de corte manual.
- El canal debe ser limpiado en todo el perfil (de ser posible en solo una pasada de la máquina).

**Sistema de corte:**

- Puede ser implementado por navajas, cuchillas, dedos flexibles, hilos o cadenas, el que mejor eficiente el corte.

**Velocidad del sistema de corte:**

- Debe tener la velocidad suficiente para realizar el corte.

**Peso:**

- Debe poder ser acoplada de manera sencilla por una o dos personas.
- Que pueda ser soportado por el sistema hidráulico o de la toma de fuerza del tractor agrícola a utilizar.

**Seguridad:**

- Para el operador en caso de posibles objetos proyectados.
- Para la máquina en caso de impactos con objetos demasiado duros.

**Manufactura:**

- Sencilla, debe poder realizarse en algún taller mecánico con un costo bajo.



- Debe contar con componentes desarmables.

Impacto ambiental:

- Debe ser amigable con el ambiente sin necesidad de contaminar.

### 3.1.1 Identificación del problema

La aclaración de la tarea con la ayuda de una lista de requisitos ayudará a centrar la atención en los problemas involucrados y habrá aumentado considerablemente el nivel particular de información. Se puede decir que la elaboración de la lista de requisitos ha preparado el camino de los pasos a seguir, [Phal,2007].

En este punto, la tarea es analizar la lista de requisitos con respecto a la función requerida y las restricciones esenciales para confirmar y refinar el meollo del problema. De acuerdo con Phal [2007], se aconseja que las relaciones funcionales contenidas en la lista de requerimientos se formulen explícitamente y se ordenen por orden de importancia.

Este análisis, junto con la abstracción paso a paso de los requisitos y las restricciones, revelará los aspectos generales y los problemas esenciales de la tarea, de la siguiente manera:

**Paso 1.** Eliminar preferencias personales.

**Paso 2.** Omitir requerimientos que no tengan relación directa con la función o las restricciones esenciales.

**Paso 3.** Transformar los datos cuantitativos en cualitativos y reducirlos a enunciados esenciales.

**Paso 4.** Hasta donde se proponga, generalizar los resultados del paso anterior (3).

**Paso 5.** Formular el problema en términos neutros en la solución.

Dependiendo de la naturaleza de la tarea o del tamaño de la lista de requisitos (o ambos), se pueden omitir ciertos pasos. Este análisis conduce a una definición del objetivo en un plano abstracto sin establecer ninguna solución particular.

En principio, todas las rutas deben dejarse abiertas hasta que quede claro qué solución es la más adecuada. Por lo tanto, los solicitantes deben pedir las restricciones que se les conceden y trabajar con el cliente o el proponente independientemente de si deben o no mantenerse como restricciones genuinas. Además, los diseñadores deben aprender a descartar restricciones ficticias que ellos mismos han llegado a aceptar, y con ese fin hacer preguntas críticas y poner a prueba todas sus presuposiciones. La abstracción ayuda a identificar limitaciones ficticias y a eliminar todas las restricciones excepto las genuinas.



Resultado de los pasos 1 y 2:

- Dimensiones: Dependiente del tamaño de la regadera.
- Accionamiento y propulsión: Acoplamiento a tractor de 80 hp.
- Material: Resistente a impactos.
- Funcionamiento: Corte de maleza en trozos pequeños.
- Sistema de corte: Navaja, hilo, cadena, o cuchilla.
- Manejo y operación: Fácil con posibilidad de ser transportada en una configuración segura.
- Seguridad: Tanto para el operador como para la misma máquina.

Resultado del paso 3.

- Dimensión adaptable.
- Accionada por un tractor.
- Material resistente.
- Cortar maleza.
- Varios sistemas de corte.
- Fácil de operar.
- Segura.

Resultado del paso 4.

- Dimensión adaptable.
- Accionada por un tractor.
- Resistente.
- Cortar maleza.
- Fácil de usar.
- Segura.

Resultado del paso 5 (**Formulación del problema**).

- Cortar maleza en regaderas para permitir el adecuado flujo de agua.

## **3.2 Análisis de máquinas y patentes existentes**

### **3.2.1 Análisis de máquinas existentes**

Con la finalidad de evitar caer en violaciones a posibles mecanismos patentados y principalmente para observar el principio de funcionamiento de algunos sistemas de corte, se llevó a cabo una búsqueda de máquinas comerciales existentes utilizadas para el corte de maleza en canales de dimensiones pequeñas, así como máquinas enfocadas en el corte de maleza en general.



Actualmente existen varios fabricantes de máquinas desmalezadoras para la limpieza de canales, siendo SPEARHEAD, TRITURADORAS SERRAT y ALAMO los principales, todos los fabricantes mencionados tienen diversidad en los diseños de máquinas en dependencia de la aplicación y capacidades del tractor. Se presentan algunos modelos que se analizaron, enfocándose principalmente en el movimiento y configuración del sistema y herramienta de corte.

### **Spearhead.**

**Twiga Compact.** Segadora articulada con acción paralela del brazo que la hace fácil de usar, ya que la geometría del brazo mantiene el mismo ángulo del cabezal de corte a medida que se mueve hacia adentro y hacia afuera. Protección en forma de ariete de seguridad hidráulico instalado dentro del brazo del balancín de la máquina que levanta el cabezal de corte en caso de algún obstáculo y lo devuelve una vez librado.

Características:

- Opciones de alcance de 3,2 a 4,2 metros.
- 25hp requisito mínimo del tractor.
- Montaje en tres puntos o montaje en placa DIN.
- Sistema hidráulico completamente independiente.
- Capacidad de aceite de 60 litros.
- Fuga hidráulica de seguridad.
- Bajo consumo de energía.



Figura 70. Twiga Compact, [Spearhead, 2017].



**Twiga Orbital.** Segadora flexible con acción del brazo paralelo que permite mantener el mismo ángulo del cabezal de corte en movimiento tanto lateral como en la dirección de avance del tractor. Puede girar 180° permitiendo cortar en ambos lados del tractor sin detener el movimiento. Seguridad de ariete hidráulico similar al de la Twiga Compact.

Características:

- Opciones de alcance de 6,0, 6,8, 7,2 y 8,3 metros.
- Requisito mínimo del tractor de 120 CV.
- Montaje de tres puntos o soporte del eje.
- Geometría del brazo paralelo.
- Sistema hidráulico totalmente independiente 80 hp.
- Capacidad de aceite de 230 litros.
- Fuga hidráulica de seguridad.
- Capacidad para cortar a ambos lados de la máquina.



Figura 71. Twiga Orbital, Spearhead, 2017].

**Ditch Cleaner.** Desbrozadora rotativa compuesta por un disco sobre el cual van montadas cierto número de cuchillas de corte. El sistema en conjunto se mueve en la dirección de avance del tractor y es accionado por el sistema hidráulico del mismo.

Características:

- Disco de corte de 600mm.
- 4 cuchillas de corte.
- 4 hojas de lanzar.
- Rotación hidráulica de la cabeza.
- Caudal de salida ajustable.



Figura 72. Ditch Cleaner, [Spearhead, 2017].



Figura 73. Ditch Cleaner, sistema de corte, [Spearhead, 2017].

### **Alamo Industrial.**

**Machete.** Desbrozadora rotativa de brazo flexible con cortador del tipo barra de hoz y cepillo. El sistema de corte está compuesto por mayales o martillos de alta resistencia. Accionamiento hidráulico mediante la bomba del tractor.

#### Características:

- Operación: Control con joystick estándar.
- Sistema hidráulico: Circuito de control de la segadora con bomba de pistones y motor, con depósito de aceite.
- Marco duradero - El bastidor de tubos de acero de 4 "x 6".
- Disponible longitud de pluma de 17 ', 21' y 24 '.
- Compatible con los tractores New Holland 9030, TV140, TV145 y TV6070.



Figura 74. Machete, [Alamo Industrial, 2017].

**Boom-Axe.** Cortadora de maleza de tipo rotativo, capaz de cortar maleza de diversos tamaños. Se puede acoplar a una pluma o brazo flexible para proporcionar alcance a lugares complejos de llegar.

Características:

- Capacidad de corte: hierba, malezas de hasta 5 "de diámetro.
- Barra de la cuchilla: Acero A514 T1 de tres hojas, apilado y atornillado.
- Cuchillas: Láminas de acero de doble filo y de doble filo, de balanceo completo, instaladas en juegos combinados.
- Peso: 50 "modelo: 870 libras. 60 "modelo: 975 libras.
- Dimensiones: Modelo de 50 ": 64" de ancho x 65 "de ancho x 33" de ancho  
60: modelo: 69 "W x 74" D x 33 "H.



Figura 75. Boom-Axe, [Alamo Industrial, 2017].



### Trituradoras Serrat.

**Angular Evolution.** Trituradora lateral, para el mantenimiento de caminos, cunetas, arcenes y canales, implementado con transmisión directa, sin correas (sistema Serrat). Enganche al tractor frontal y trasero, con sistema de seguridad al centro de la máquina.

Características:

- Rotor POLSER de 450 mm. de diámetro.
- Angulación de  $+90^\circ$  a  $-70^\circ$ .
- Sistema de seguridad contra accidentes.
- Martillos garantizados contra rotura.
- Sistema GIROSTOP.
- Doble sentido de giro en el rotor.
- Rodillo trasero regulable en altura.
- Toma de fuerza 1000 rpm.



Figura 76. Angular evolution, [Trituradoras Serrat, 2017].

**Dap Evolution.** Desbrozadora polivalente, lateral y posterior, para trabajos agrícolas, taludes, autovías, canales y carreteras. Compatible con tractores de 70 a 120 CV. Válvula de seguridad contra accidentes. Rotor de martillos de alto filo.

Características:

- Rotor POLSER de 450 mm. de diámetro.
- Angulación de  $+90^\circ/-65^\circ$
- Transmisión lateral por correas 3 SPCX.
- Martillos contra rotura.
- Sistema GIROSTOP.
- Rodillo trasero regulable en altura.



- Tdf de 1000 rpm.
- Desplazamiento hidráulico.
- Válvula de seguridad.



Figura 77. Dap evolution, [Trituradoras Serrat, 2017].

### 3.2.2 Búsqueda y análisis de patentes

La búsqueda de patentes se realizó por medio de los buscadores y servidores de patentes Espacenet, Global Dossier, Discuss y Google Patents, encontrando diversas máquinas con sistemas de corte de diferentes diseños, así como sistemas y herramientas de corte alternativos para el corte de maleza. Se realizó un pequeño resumen de los resultados encontrados.

**Cortadora de hierba.** (Solicitud de patente) José Serrat Alcay, Raúl Serrat Alcay, Pedro Serrat Alcay. [2009].

La solicitud de patente propone una máquina cortadora de hierba la cual permite un corte integral del suelo realizando un corte total de la maleza existente aún a pesar de la existencia de postes o árboles en el trayecto. La máquina está construida a partir de un soporte (1), destinado al acople con el tractor, en el que se establece un eje vertical (2), que permite la basculación lateral de una horquilla (3), que se establece en un eje (4) que permite la basculación vertical a un brazo (5) generada por un cilindro (6), establecido en una horquilla (7) que remata la extremidad superior del eje (2) y una segunda horquilla (8) que está también en el brazo (5), dicho brazo recibe al cabezal (9), en forma de estrella de tres brazos,



rematados cada uno en un plato (10) portador de cuchillas de corte (11) y/o cables (12) de nylon, acero u otro material propicio para realizar el corte de maleza existente.

El cabezal (9) se une al brazo (5) por medio del eje (13). El movimiento para las cuchillas (11) es generado por un motor (14) que a través de las correas (15) transmiten el movimiento desde la polea de salida (16) del motor (14) a una segunda polea (17) situada en el eje (12) en el que se establece una polea distribuidora (18) que mediante correas (19) transmite el movimiento a cada una de las poleas (20) de cada plato porta cuchillas (10). El faldón (21) protege al brazo (5) y mantiene una perpendicularidad a la alineación de los árboles con ayuda de un resorte (22).

El movimiento giratorio del cabezal (9) se adapta al tronco del árbol, está controlado por un par de imanes permanentes (23).

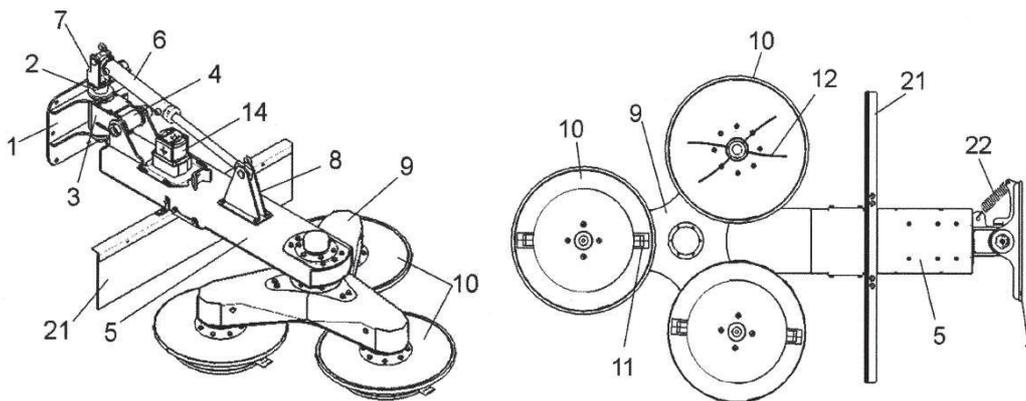


Figura 78. Cortadora de hierba, ES 2321361 A1.

### **Cortadora de vegetación.** Jonas Carlsson [2012].

La cortadora de vegetación (1) separa la vegetación (4), como las malas hierbas (2) o vegetación no deseada de los cultivos (19) deseados en una superficie de tierra (3). La cortadora de vegetación (1) se mueve en una dirección (6), comprende varios dispositivos (5) de cuchillas, dispuestos a una distancia (7) entre sí.

Cada dispositivo (5) de cuchillas comprende un dispositivo (22) de corte. Los tallos (8) de vegetación (4) tienen en sección diferentes espesores (9) y espesores (10) y (11) más gruesos de menor espesor respectivamente. Cada dispositivo (5) de cuchilla está formado como un cuerpo (16) largo y estrecho con lados (24) alargados, los cuales proporcionan



próximos entre sí en una mayor cantidad de más de 10 piezas, de tal manera que forman un dispositivo (15) a modo de peine. El cuerpo (16) largo y estrecho tiene una parte (17) más estrecha en su extremo (20) frontal. Un espacio (18) entre los extremos (20) frontales es más grande que las distancia (7). La función de corte (22) está constituida por hojas (14) de cuchilla que cortan la vegetación (4) con un ángulo (23) en relación con la dirección (6) de movimiento.

Los dispositivos (5) de cuchilla están dispuestos en puntos (12) de fijación a través de soportes (21), de modo que un extremo (26) de los sopores (21) se proporciona en la estructura (13) de soporte y su otro extremo (27) constituye el punto (12) de fijación para los dispositivos (5) de cuchilla. Lo soportes (21) giran alrededor de sus propios ejes (25).

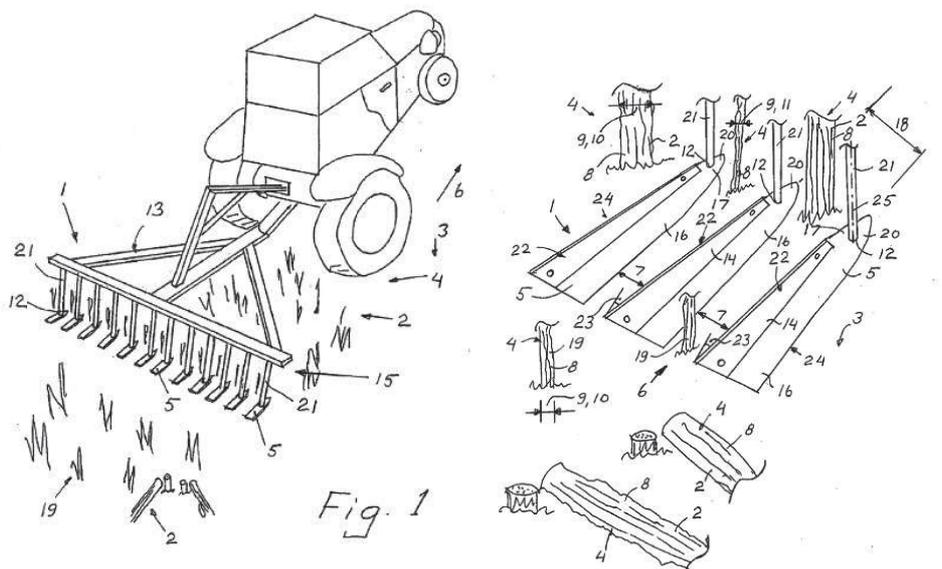


Figura 79. Cortadora de vegetación, ES 2391505 T3.

### **Filo de corte flexible del tipo de cadena.** Michele Piccolo. [2011].

El objeto de esta patente es proporcionar un filo de corte flexible del tipo de cadena que sea más flexible en relación a los ya existentes.

Con referencia a la figura 1, el filo de corte flexible del tipo de cadena (1) es de uniones articuladas, de acuerdo con la configuración de cadena de tracción, de al menos dos eslabones diferentes; el filo de corte flexible del tipo de cadena (1) comprende al menos un eslabón de corte y conexión lineal (3) y al menos un eslabón de corte y conexión dentado (5) conectados mutuamente de forma articulada.

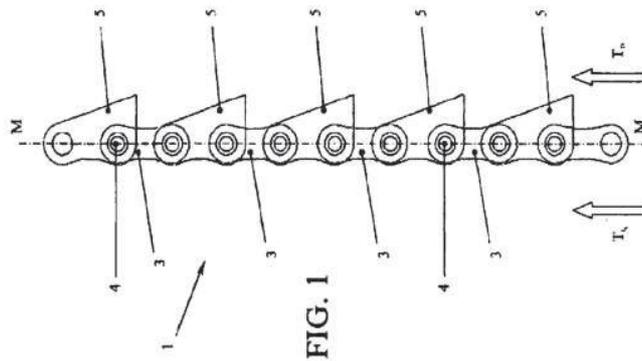


Figura 80. Extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.

Con referencia a la figura 2a, es posible notar que un eslabón de corte y conexión lineal (3) se compone de una placa 3a equipada con al menos un taladro de conexión 3b para la conexión articulada con al menos un eslabón contiguo. La placa 3a está equipada con un filo perimetral 3c con un comportamiento lineal.

Con referencia a la figura 2b, se observa que un eslabón de corte y conexión dentado (5) se compone de una placa 5a equipada con al menos un taladro de conexión 5b para la conexión articulada con al menos un eslabón contiguo. La placa 5a está equipada con un primer filo perimetral 5c con comportamiento lineal y con un segundo filo equipado con al menos un diente de corte 5d.

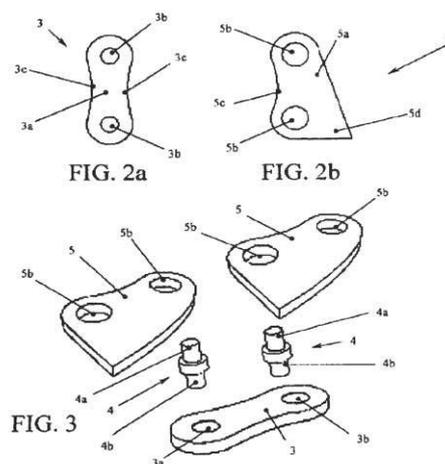


Figura 81. Componentes de extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.

Con referencia en la figura 3, se puede notar que la conexión articulada entre los elementos (3) y (5) tiene lugar a través de pasadores (4), teniendo cada pasador un primer



extremo 4a adaptado para insertarse en un taladro de conexión 5b de un eslabón de corte y conexión dentado (5) y un segundo extremo 4b adaptado para insertarse en un taladro de conexión 3b de un eslabón de corte y conexión lineal 3. Para la sujeción móvil de los extremos 4a, 4b de los pasadores 4 dentro de los taladros de conexión respectivos 3b, 5b. La disposición de los eslabones (3) y (5) a lo largo del filo de corte flexible del tipo de cadena (1) tienen los dientes de corte 5d del mismo lado.

La cabeza de segadora (10) se compone de un cuerpo central (11) al que se conecta perimetral mente un extremo de al menos un filo de corte flexible (1). La cabeza (10) tiene una dirección de giro (R), durante la cual el filo de corte (1) dispone durante el corte del filo de corte inicial suave ( $T_L$ ). Mediante la inversión del giro de la cabeza (10), el filo de corte (1) dispone durante el corte del filo de corte inicial dentado ( $T_D$ ).

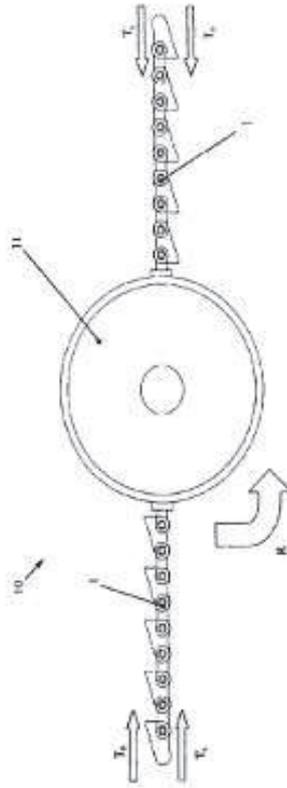


Figura 82. Extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.

**Máquina para limpieza de canales. Obras OTLA. [2009].**

Se presenta una máquina (1) para el uso de limpieza de canales abiertos, la cual está compuesta por una estructura metálica la cual puede adaptarse a la parte trasera de un tractor (2), provista de distintos elementos tubulares articulados para permitir distintas posiciones operativas. Se dispone horizontalmente el elemento tubular (3) de sección transversal rectangular, asociado a sus extremos dos tubos de desplazamiento longitudinal (4 y 4a) que presentan secciones transversales ligeramente menores que las del elemento (3). El movimiento de (4) se realiza por medio de un pistón hidráulico (5) asociado al elemento (3) y al tubo (4), en este último se puede observar una segunda parte de la estructura asociada en las proximidades del borde extremo por medio de la unión articulada (6), con la colaboración de dos pletinas (7) solidarizadas por la zona intermedia del brazo (8) que sostiene un rodillo (9). El brazo (8) comprende un tubo de sección transversal cuadrangular, que por cada extremo presenta un elemento de enlace (10) solidarizados y dispuestos en ángulo recto con orientación descendente, guardando relación de paralelismo, para sostener al rodillo (9), además cuenta con dos ruedas dimensionadas, (11a) de menor diámetro y dispuesta en el extremo interior del rodillo (9) con relación al eje longitudinal de (1), (11) con mayor diámetro asociada al otro extremo del rodillo y desplazada lateralmente respecto al eje de este, dicha rueda se sostiene por medio del elementos de enlace (12), los cuales han sido provistos de piezas de transmisión con ayuda de una cadena (13) para el giro del rodillo. El movimiento de (13) es transmitido por medio de una barra de transmisión (14) que comunica el movimiento desde un mecanismo diferencial (15) sostenido por medio de unas pletinas (16) solidarizadas a (3).

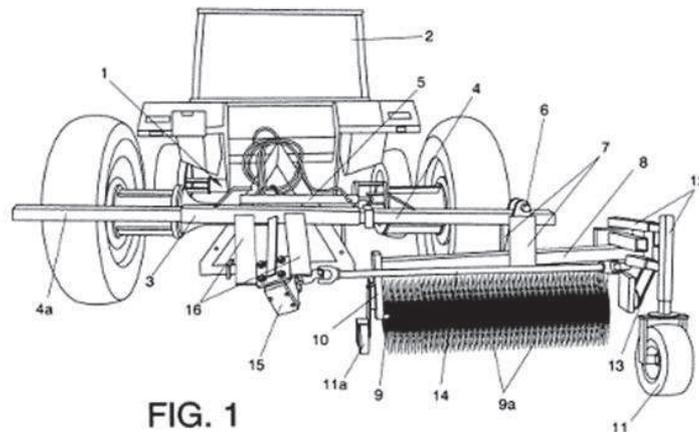


Figura 83. Máquina para limpieza de canales, ES 1069665 U.

**Segadora circular.** Manuel Vázquez Díaz. [2003].

Segadora circular dispuesta para efectuar la siega de hierbas altas, alfalfa, cereales entre otras cosas, se caracteriza porque comprende una cierra circular y flexible (1) y un peine fijo con púas (3), el cual forma parte de un bastidor (4) en cuyos extremos va montada una olea motriz (5) y dos poleas extremas (6) y (7) entre las que discurre la propia cierra circular, de manera que el desplazamiento axial de esta, en combinación con (3), realiza el corte de la hierba sin necesidad de orientar ésta ni de retirarla después del corte.

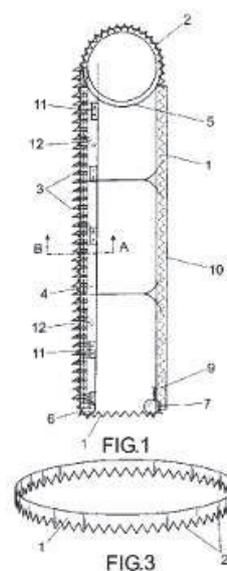
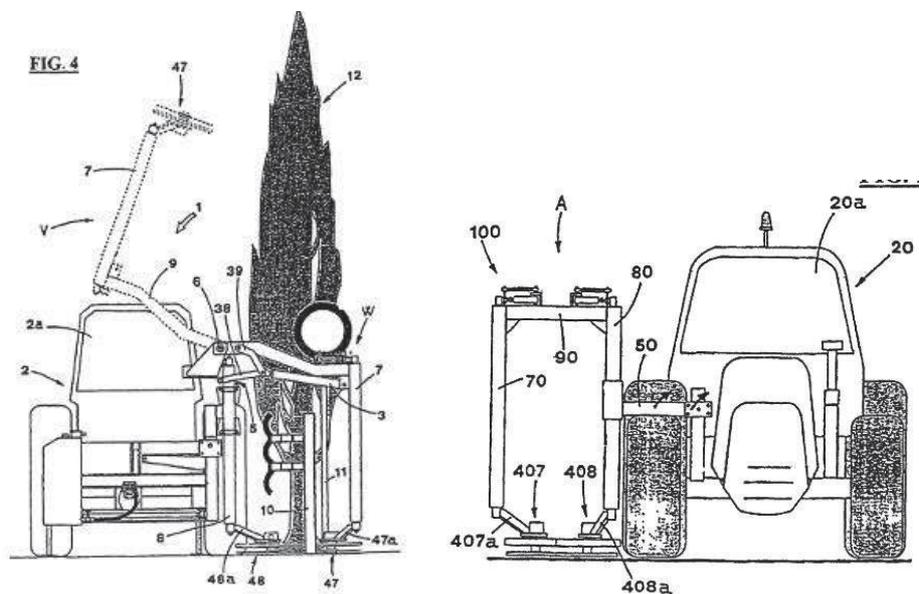


Figura 84. Segadora rotativa, ES 2244285 B1.



### Segadora de arcén. PROCOMAS S.R.L. [2007].

Dispositivo cortacésped para máquinas operativas, del tipo compuesto por un bastidor en forma de “U” invertida, formado por un par de montantes, respectivamente externo (7) e interno (8) soportando rotativamente respectivos grupos de corte (47,48) ajustados para cortar la hierba en correspondencia con los bordes de la calzada, a los cuales se asocia en la parte superior de un travesaño de unión (9) con montante interno (8) soportado, con opción de desmontaje, por la estructura de dicha máquina operativa (2) y los grupos de corte mencionados anteriormente soportados por los brazos pivotantes (47a,48a) sostenidos por los ejes operativos relacionados posicionados dentro de los montantes (7,8), estando dicho dispositivo por proporcionar una articulación operativa (6) que tiene un eje ortogonal al plano, elementos actuantes (3) asociados con (8) y (9), para girar rígidamente y adquirir una configuración operativa en forma de “W”, en los cuales los montantes (8) y (7) se encuentran lado a lado casi paralelos y los correspondientes grupos de corte (47 y 48) cortan la hierba en correspondencia con los bordes de la calzada, hasta una configuración elevada “V” en la cual (7) se posiciona sobre (8) en la parte opuesta del mismo.



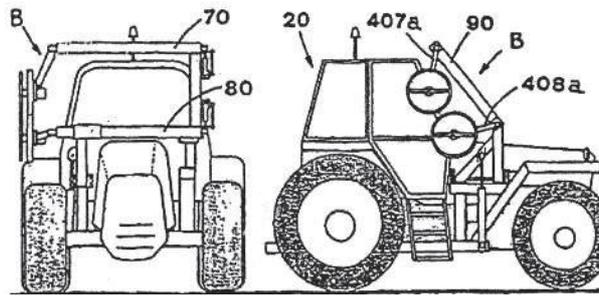


Figura 85. Segadora de arcén, ES 2275797 T3.

**Máquina agrícola, en particular del tipo segadora rotativa, que comprende un dispositivo de corte mejorado.** KUHN S.A. [2008].

Máquina agrícola provista de un dispositivo de corte (4), comprendiendo dicho dispositivo de corte un cárter (9), por lo menos tres órganos de corte (7a,7b,7c,7d,7e) dispuestos encima de dicho cárter (9) y ligados a el mismo de forma pivotante alrededor de un eje respectivo (8a,8b,8c,8d,8e) dirigido hacia arriba, comprendiendo órganos de corte unos elementos de corte (11a,11b,11c,11d,11e) que describen, cuando se está realizando el trabajo, círculos (18a,18b,18c,18d,18e) alrededor de los ejes de rotación del órgano de corte respectivo, teniendo dichos círculos los mismos diámetros. Unos elementos de transmisión que arrastran en rotación a los órganos de corte alrededor de sus respectivos ejes, y entre los dichos órganos de corte (7a,7b,7c,7d,7e), por lo menos dos órganos de corte adyacentes (7b,7c;7d,7e) que tienen sentidos de rotación (10b,10c;10d,10e) opuestos y convergentes hacia adelante, caracterizada porque la distancia (12) que separa los ejes de rotación (8b,8c;8d,8e) de dos órganos de corte adyacentes (7b,7c;7d,7e) con sus respectivos sentidos de rotación, opuestos y convergentes hacia adelante, es superior a la distancia (13,22) que separa los ejes de rotación (8a,8b;8c,8d) de dos órganos de corte adyacentes (7a,7b;7c,7d) que tienen sentidos de rotación (10a,10b;10c,10d) que no convergen hacia adelante.

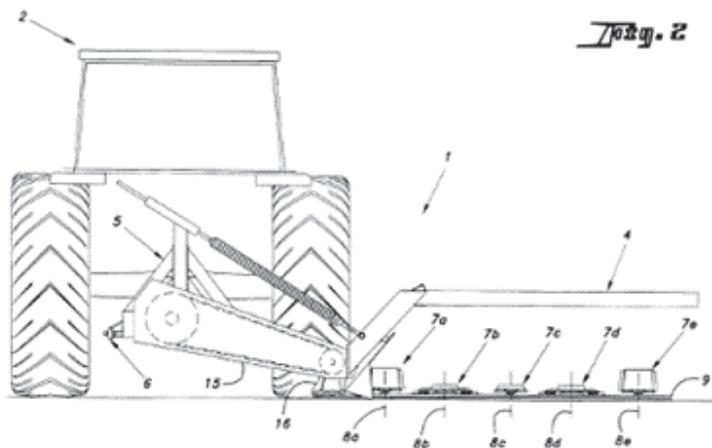
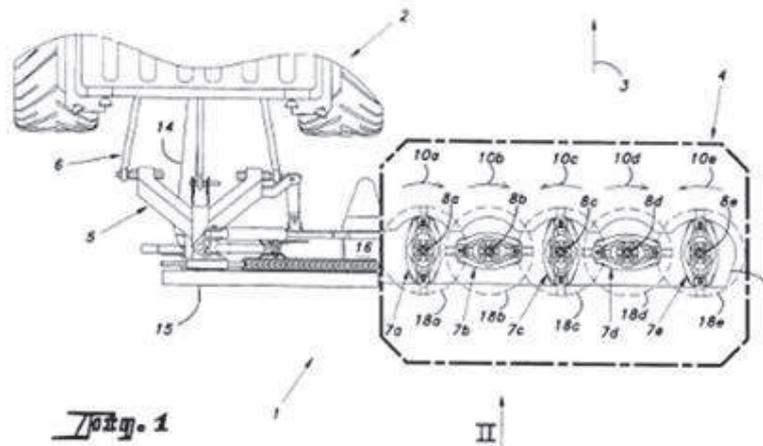


Figura 86. Máquina agrícola, en particular del tipo segadora rotativa, que comprende un dispositivo de corte mejorado, ES 2298426 T3.

Cortadora para hierba, arbustos, zarcillos y similares. BERTI Machine Agricole S.p.A. [2009].

Cortadora (1) formada por un armazón (2) para engancharse a un vehículo de remolque (T) desmontable; una unidad de corte (3); un par de brazos (4,5) que se extienden en dirección longitudinal y se colocan uno a lado del otro, cada uno de ellos provisto de un primer extremo (4a, 5a) unido al armazón, a través de elementos articulados (6) con un segundo extremo (4b,5b) unido a la unidad de corte a través de los elementos de articulación (7); elementos móviles (8) adecuados para desplazar la unidad de corte y el par de brazos.



Adecuada para superficies que requieran adaptabilidad. La unidad de corte está conformada por un rotor de cuchillas que va cortando conforme avanza la máquina. El rotor se acciona mediante la energía del vehículo que arrastra la máquina.

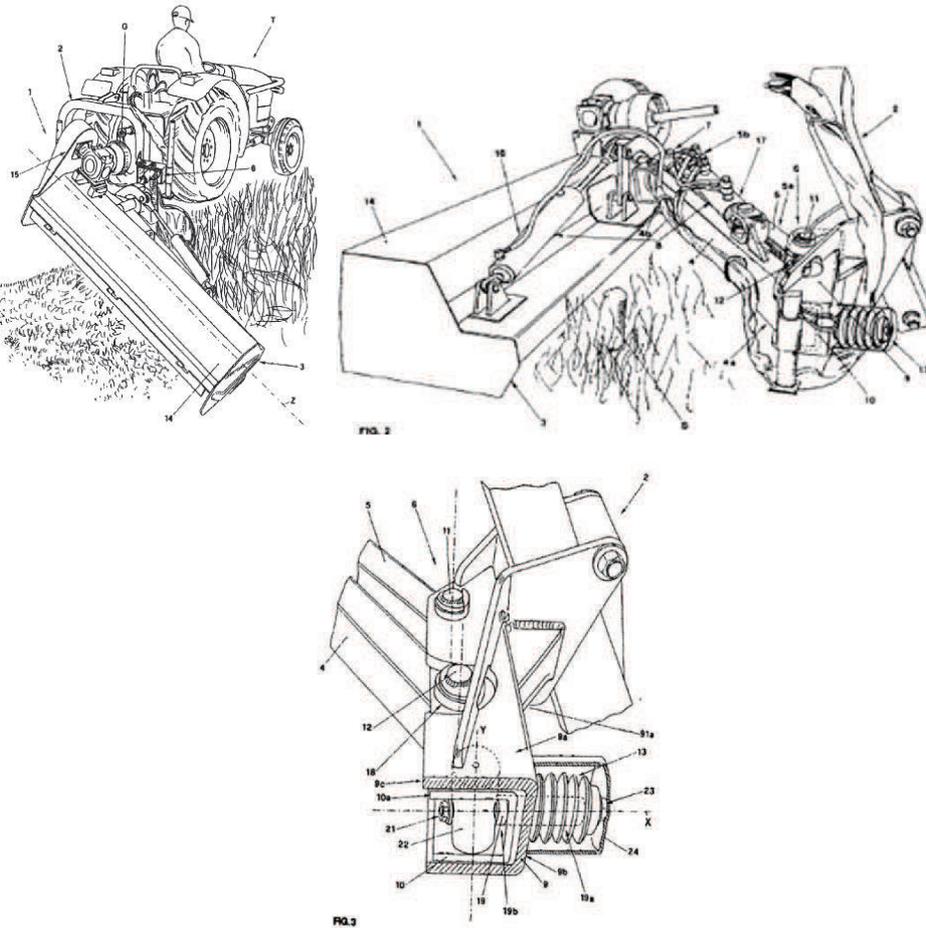


Figura 87. Cortadora para hierba, arbustos, zarcillos y similares, ES 2320027 T3.

### **Cortador circunferencial multi hoja.** Eugene J. Liebrecht. [2001].

Se trata de un sistema de corte de 360 grados de rotación (10) montado a un lado de un tractor tradicional para césped (12) teniendo un gran número de miembros de corte (26,92) montados en una plataforma (70) que está conectada a un eje giratorio motorizado (50) mediante un gran número de cinturonas (32) y poleas (34). Un anillo protector de parachoques (28) Proporcionado por encima de cada elemento de corte para actuar como una guía alrededor de los obstáculos tales como árboles y postes (16). Se proporciona un miembro de leva lobulado múltiple (56) que tiene un rodillo de leva de comunicación (78) para



reposicionar adecuadamente la plataforma después de la rotación de la plataforma alrededor y del objeto. Un motor de gasolina (24) y alternativamente un motor hidráulico (104) son para proveer la potencia al eje giratorio.

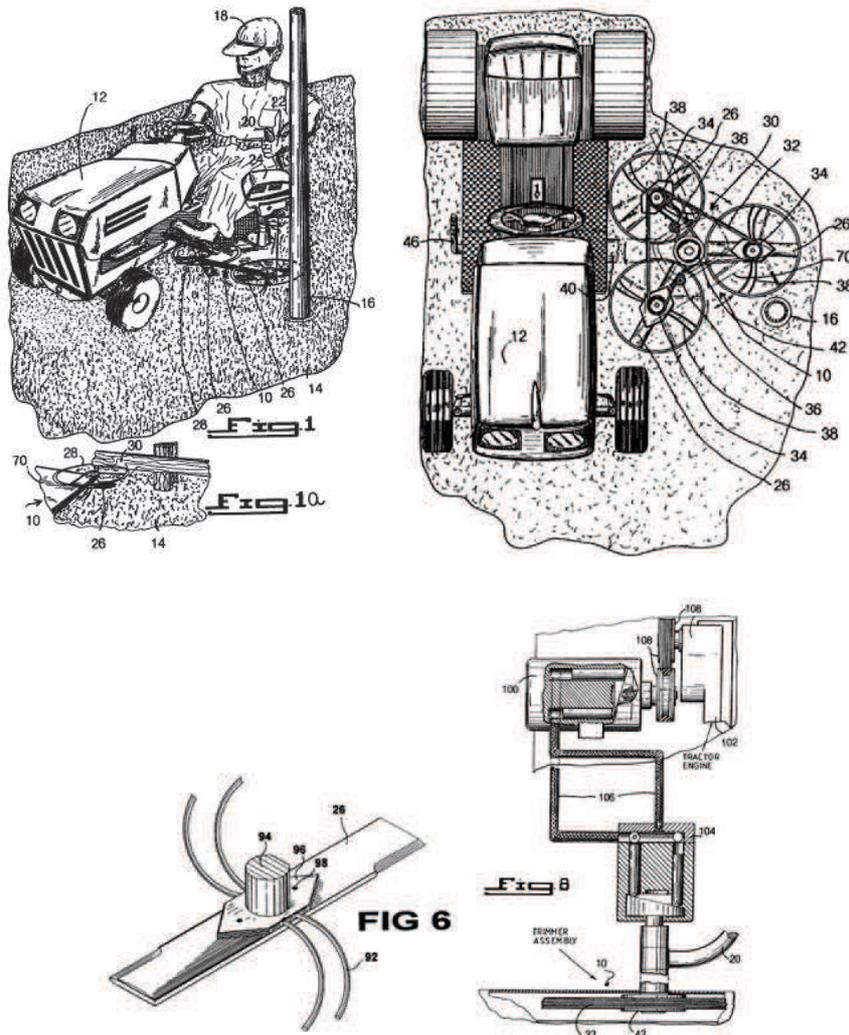


Figura 88. Multi-blade circumrotational trimmer, US 6301863 B1.

**Aparato para triturar material.** NOBILI S.P.A. [2015].

Un aparato (10) para triturar un material, en particular material vegetal, especialmente material herbáceo, comprendiendo el aparato un rotor (18) con una pluralidad de elementos de trituración (32) montados de forma articulada en el rotor (18) y que cooperan con respectivos medios de trituración (34) para triturar el material, estando el aparato caracterizado porque el cuerpo (32) del elemento de trituración comprende una porción de



articulación (40) estrecha y una porción de extremo (42) ancha que tienen respectivos extremos transversales (42a,42b) que se extienden transversalmente más allá de los respectivos bordes laterales (40a, 40b) de la porción de articulación (40) estrecha del elemento de trituración; porque la porción de articulación estrecha del elemento de trituración (32) tiene un orificio (38) por el cual el elemento de trituración pivota alrededor de un eje que es sustancialmente perpendicular al cuerpo (32) del propio elemento de trituración; y porque dicha porción de extremo (42) ancha presenta un borde (36) que se extiende transversalmente para acoplar y triturar el material previsto en el propio extremo del cuerpo (32).

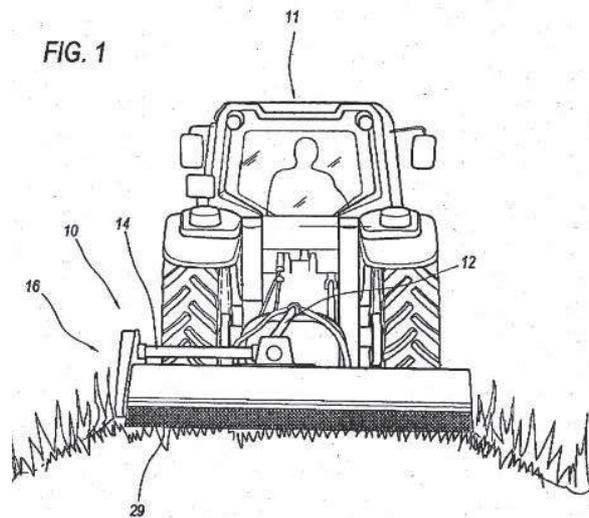


Figura 89. Aparato para triturar material, ES 2552160 T3.

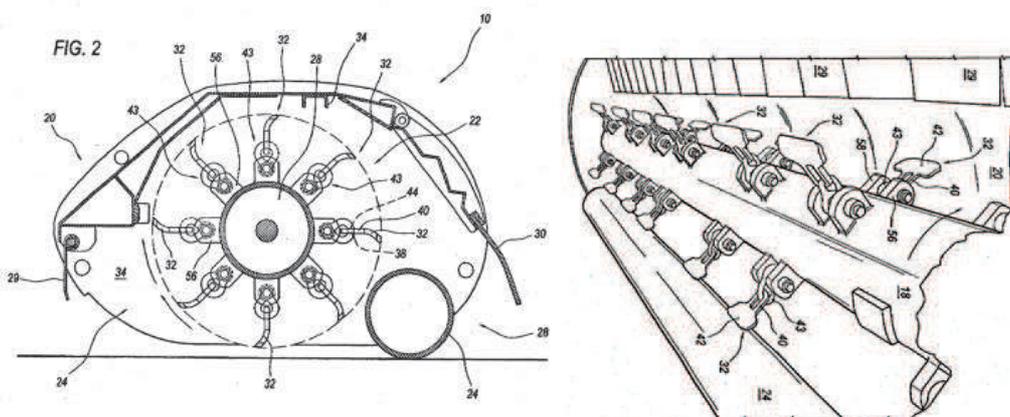


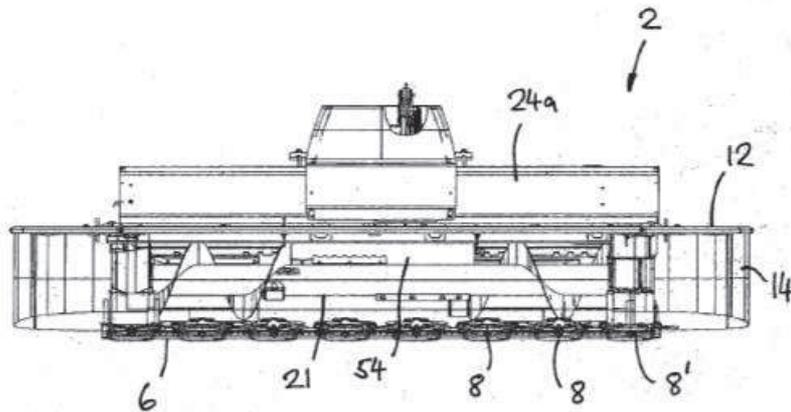
Figura 90. Rotor de aparato para triturar material, ES 2552160 T3.



**Segadora y unidad de alineamiento.** KVERNELAND GROUP KERTEMINDE AS. [2015].

Se refiere a una segadora y una unidad de alineamiento. En particular, pero no exclusivamente se refiere a una segadora normal que tiene una pluralidad de cabezales de corte giratorios para cortar un cultivo y una unidad de alineamiento para formar el cultivo cortado en una franja para la recolección.

Una segadora (2) que tiene una pluralidad de cuchillas giratorias (8) para cortar un cultivo y una unidad de alineamiento (15) para formar un cultivo cortado en una franja, en donde la unidad de alineamiento (15) incluye un tornillo sin fin (16) y un alojamiento (35) que se extiende alrededor de al menos parte del tornillo sin fin y proporciona una abertura de alineamiento (54) a través de la cual el material de cultivo cortado se expulsa para formar una franja; caracterizada porque el tornillo sin fin (16) se configura de manera que una parte frontal del tornillo sin fin gira hacia abajo y el cultivo cortado pasa debajo del eje giratorio del tornillo sin fin, y el alojamiento (35) incluye al menos una placa guía (36) localizada por debajo y detrás de tornillo sin fin (16) que sujeta el cultivo cortado en contacto con el tornillo sin fin (16), en donde dicha al menos una placa guía (36) puede ajustarse para ajustar el ancho de la abertura de alineamiento (54).



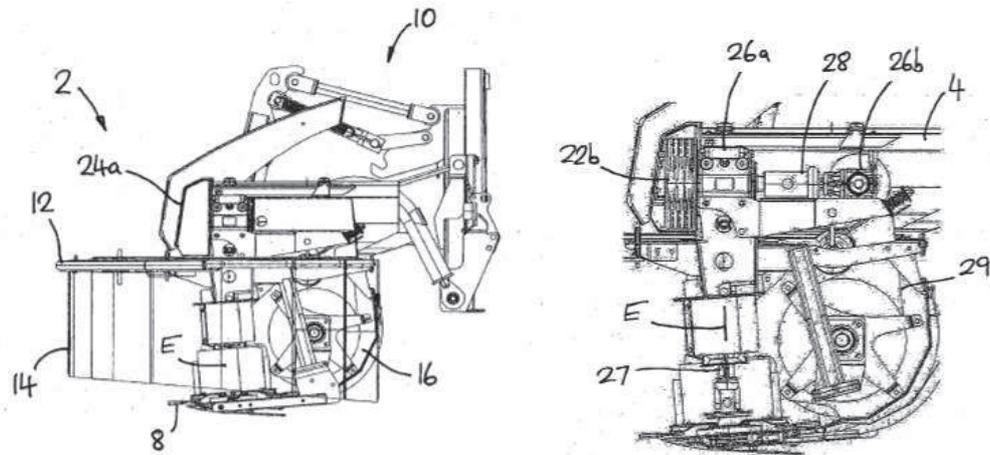


Figura 91. Segadora y unidad de alineamiento, ES 2539808 T3.

Desbrozadora plegable que tiene una estructura plegable para deshierbar malas hierbas en la circunferencia de un barandal y reducir el tiempo de deshierbe. PIL SUNG LEE. [2007].

Permite el trabajo de deshierbe de manera fácil en un espacio donde se presentan obstáculos, dejando una primera parte del corte de la mala hierba en un área interior y una segunda parte de mala hierba en un área fuera.

Comprende una varilla de fijación (10), una parte plegable (20), un marco (30), un primer miembro de estiramiento (40), un segundo miembro de estiramiento (50), una parte de corte (60), y una parte de control (70). La parte plegable (20) está acoplado de forma giratoria a la varilla de fijación (10). El marco (30) incluye un primer marco (32) acoplado de forma giratoria a la parte plegable y a un segundo marco (34) acoplado de manera giratoria al primer marco (32). Ambos extremos del primer miembro de estiramiento (40) están acoplados por una bisagra. Un extremo del primer miembro de estiramiento (40) está acoplado a la parte plegable (20), y el otro extremo está acoplado al primer marco.

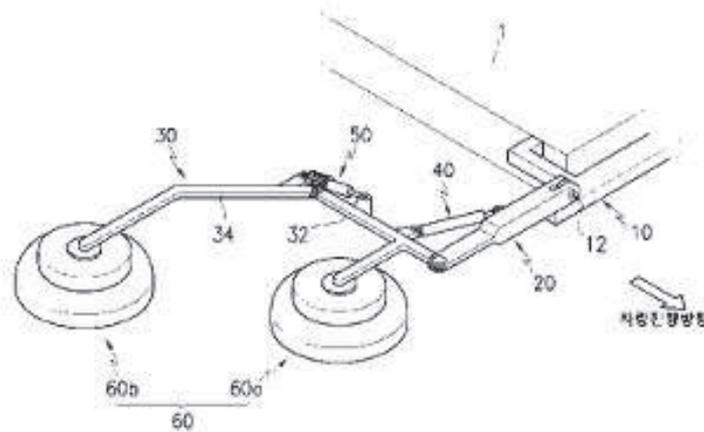


Figura 92. Máquina desmalezadora plegable para cortar malas hierbas en la circunferencia de una barandilla y reducir el tiempo de escarda, KR 100764605 B1.

### 3.2.3 Características de las máquinas analizadas

Al igual que Ledesma [2005], para poder referir las características de las máquinas anteriores, se puede hacer un breve análisis gráfico del análisis sobre dichas máquinas en base a los siguientes parámetros:

- Plano de corte referido al tractor.
  - Plano de corte horizontal.
  - Plano de corte vertical.
  - Plano de corte inclinado de un plano.
- Herramienta de corte.
  - Navajas planas.
  - Navajas anguladas.
  - Martillos.
  - Elementos flexibles.
- Movimiento de la herramienta de corte.
  - Reciprocante.
  - Rotativo.
- Tipo de rotor.
  - Disco sólido.
  - Elemento estructural prismático.



Solución Característica	1	2	3	4
Plano de corte				
Herramienta de corte				
Movimiento de la herramienta de corte				
Tipo de rotor				

Tabla 2. Clasificación gráfica de las características de las máquinas analizadas.

### 3.3 Generación de alternativas como posibles soluciones

Después de completar la fase de clarificación de tareas, en la fase de diseño conceptual, se determina la solución principal. Esto se logra abstrayendo los problemas esenciales, estableciendo estructuras de funciones, buscando principios de trabajo adecuados y luego combinando esos principios en una estructura de trabajo. El diseño conceptual resulta en la especificación de una solución principal (concepto).

A menudo, sin embargo, una estructura de trabajo no se puede evaluar hasta que se transforma en una representación más concreta. Esta concreción implica seleccionar materiales preliminares, producir un diseño dimensional aproximado y considerar las posibilidades tecnológicas. Solo entonces, en general, es posible evaluar los aspectos esenciales de un principio de solución y revisar los objetivos y las limitaciones. Es posible que haya varias variantes principales de soluciones.



Una vez teniendo los requisitos que atienden al presente diseño y el problema principal bien planteado, se procedió a la generación de ideas para buscar una solución adecuada. Las ideas generadas, proceden del seguimiento del proceso de diseño antes mencionado. Es importante tomar en cuenta varios parámetros al momento de considerar las ideas generadas, así como para su clasificación.

A continuación, se describirán brevemente algunas de las características de las ideas de soluciones generadas, enfocándose principalmente en el rotor de la máquina, es decir el sistema de corte que se utilizará.

### Opción 1.

La idea principal de la opción 1 contempla un sistema de tres rotores en conjunto que cubran en su totalidad el perfil del canal, buscando seguir el funcionamiento de una afeitadora para barba, las cuales se adaptan al contorno del rostro, en donde la estructura del conjunto de los tres rotores sea flexible cubriendo así tanto las paredes laterales como el fondo de la regadera.

Cada rotor tiene dos navajas planas siendo así el movimiento de alimentación rotatorio, el tipo de corte que realizará la herramienta de corte será corte libre o por impacto.

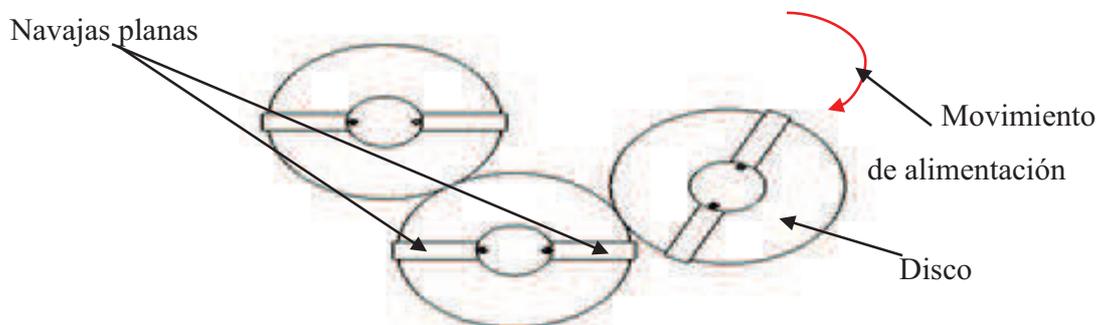


Figura 93. Rotor de la idea de solución 1.

### Opción 2.

Esta idea de solución contempla un rotor en forma de marco, sobre el cual se buscaría adaptar un mecanismo de corte en forma de dientes de sierra, la cual estaría tanto en el centro como en los laterales del marco buscando cubrir en su totalidad el perfil de la regadera. El rotor avanzaría en la misma dirección del tractor, mientras que los elementos de corte alimentarían al sistema mediante movimiento recíprocante. La herramienta de corte estaría



constituida por navajas dentadas, con elementos de soporte que brindarían la función de contracorte, en este caso, dedos flexibles, presentes en cada extremo de cada navaja, como se ilustra en la figura 96.

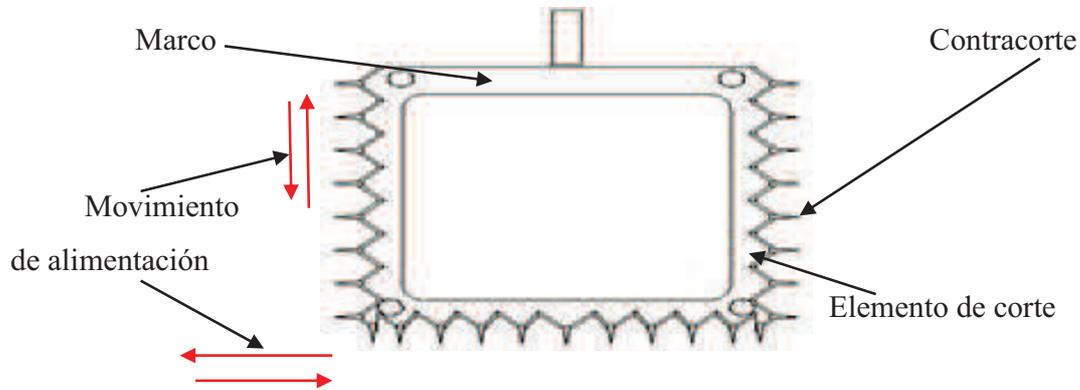


Figura 94. Sistema de corte de la opción de solución 2.

### Opción3.

Esta opción propone una herramienta de corte, navaja, con extremos encontrados formando una letra Z, este elemento de corte mantendrá un filo constante en toda la geometría de los extremos, buscando así que las dimensiones de la misma, sean las adecuadas para poder cortar la maleza tanto en los laterales como en el fondo del canal. Al estar trabajando en dos planos al mismo tiempo, esta opción busca poder, por la inercia y fuerza del proceso de corte, expulsar el material cortado al exterior del canal. La navaja iría montada sobre un disco móvil que buscaría evitar los posibles obstáculos que se presenten. El tipo de corte que realizaría este tipo de rotor sería corte libre o corte por impacto y el movimiento de alimentación sería rotativo.

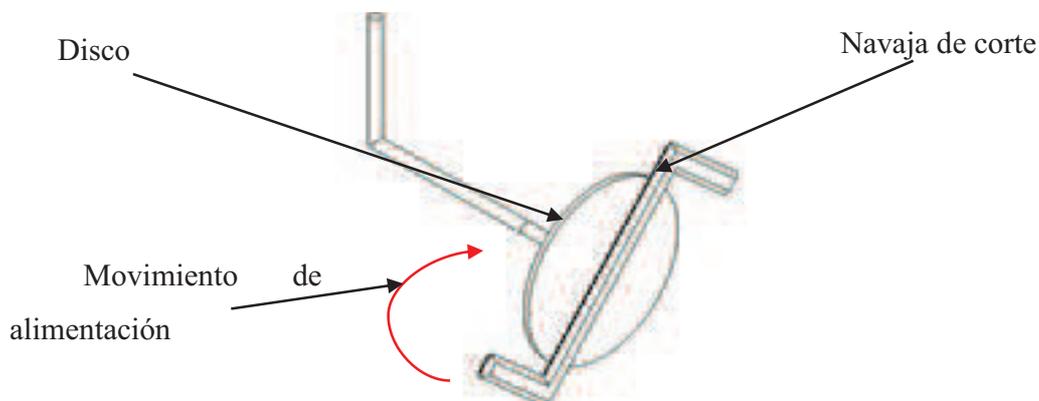


Figura 95. Rotor de la opción 3.



#### Opción 4.

Se presenta como opción de solución un sistema de corte el cual lo conforman dos rotores constituidos cada uno por un disco y un par de navajas planas. Esta propuesta tiene como objetivo cortar la maleza en el extremo y en el fondo de la regadera, dependiendo esto de las dimensiones del disco y las herramientas de corte. Cada rotor ira ligeramente inclinado, de acuerdo al perfil del canal, para de esta manera poder cortar maleza tanto en el fondo como en los laterales. Los rotores irían conectados entre sí, pero con un ligero desfase a lo largo del canal. El tipo de corte que realizaría este sistema sería corte libre o por impacto, con movimiento de alimentación rotativo.

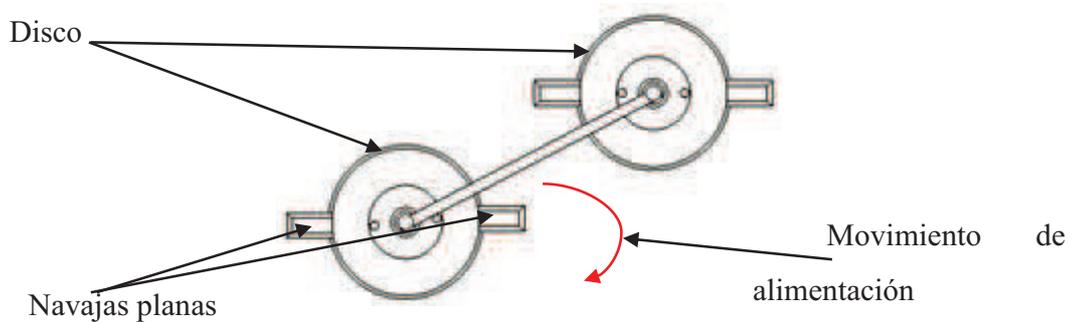


Figura 96. Sistema de corte de la opción 4.

#### Opción 5.

Esta opción corresponde a un rotor en forma de cono, buscando asemejarse a la sección interna del canar o regadera, como se observa en la figura 99, en ambos lados del bastidor en forma de cono, irían montadas las herramientas de corte, al igual en al centro del cono, buscando así poder realizar el corte en todo el perfil del canal.

La herramientas de corte para esta opción se propone que sean martillos o mayales, los cuales irían pivotados o excéntricos al bastidor del rotor, el cual girará a cierta velocidad angular, con la cual, debido a la inercia del movimiento, los martillos adquirirán la rigidez o tensión necesaria para que al momento de impactar la maleza realice el corte de esta. El tipo de corte que se realizaría con este sistema de corte sería corte libre o por impacto y el movimiento de alimentación sería rotativo.

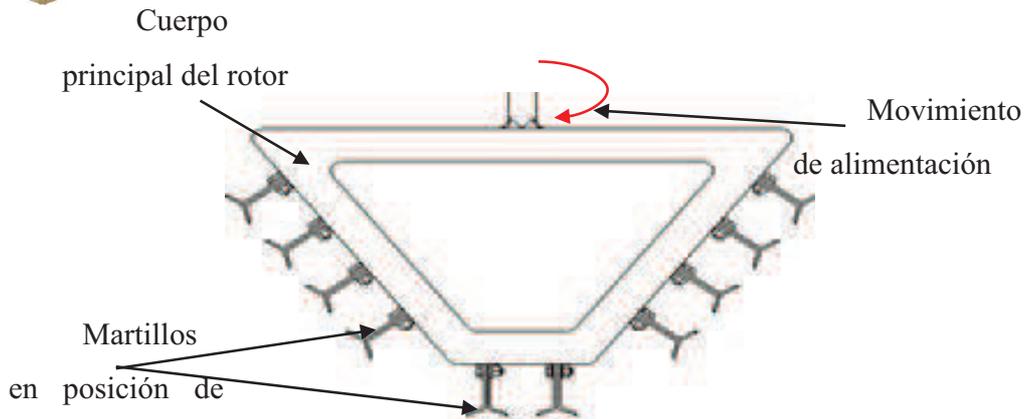


Figura 97. Rotor de la opción 5.

### Opción 6.

Esta opción contempla dos rotores, con dos tipos de herramientas de corte, ambas navajas, con la distinción de que una será del tipo de navaja plana y la otra navaja angularada. Para cada rotor se tendrá un par de cada tipo de navajas, es decir 4 navajas por rotor. Las navajas planas buscarán cortar la parte lateral del perfil del canal y las navajas angulares parte del centro del canal. Las navajas irán pivotadas o excéntricas respecto al cuerpo del rotor, el cual será un disco sólido plano. Cada rotor llevará la inclinación de la parte lateral del canal. El movimiento buscará ser transmitido a los rotores mediante un eje motriz. El tipo de corte que se realizará con este sistema será corte libre o por impacto y el movimiento de alimentación será rotativo.

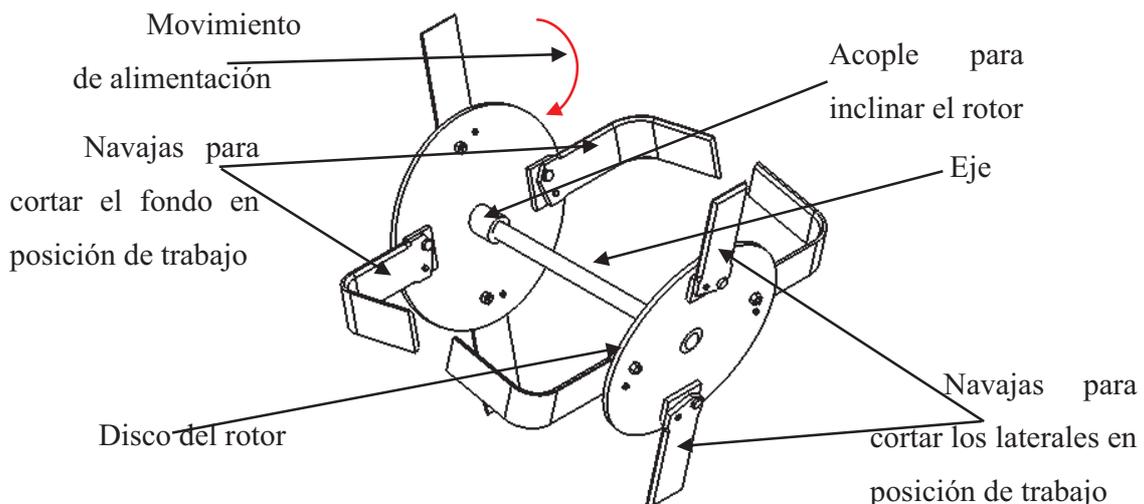


Figura 98. Sistema de corte de la opción 6.



### 3.4 Selección de la mejor solución

Los requisitos determinan la función que representa la relación general prevista entre las entradas y las salidas de una planta, máquina o conjunto. Por lo tanto, una vez que se ha formulado la esencia del problema general, es posible indicar una función global que, en función del flujo de energía, material y señales, puede, con el uso de un diagrama de bloques, expresar la relación de solución neutral entre entradas y salidas. Esa relación debe especificarse de la manera más precisa posible, [Phal,2007].

#### **Desglosando una función en subfunciones.**

Dependiendo de la complejidad del problema, la función global resultante a su vez será más o menos compleja. Por complejidad se habla de que la transparencia de las relaciones entre las entradas y los productos es relativamente pobre, que los procesos físicos requeridos son relativamente intrincados y que el número de ensambles y componentes involucrados es relativamente grande, [Phal, 2007].

Del mismo modo que un sistema técnico se puede dividir en subsistemas y elementos, entonces una función compleja o general se puede dividir en funciones secundarias de menor complejidad. La combinación de subfunciones individuales da como resultado una estructura de función que representa la función general.

Los objetivos de desglosar funciones complejas son:

- Determinar subfunciones que faciliten la búsqueda posterior de soluciones
- Combinar estas subfunciones en una estructura de función simple e inequívoca.

Es útil comenzar determinando el flujo principal en un sistema técnico, si esto es claro. Los flujos auxiliares solo deben considerarse más adelante. Cuando se ha encontrado una estructura básica de funciones, incluidos los enlaces más importantes, es más fácil emprender el siguiente paso; es decir, considerar los flujos auxiliares con sus subfunciones y lograr una subdivisión adicional de subfunciones complejas. Para este paso, es útil crear una estructura de trabajo temporal o una solución para la estructura básica de funciones, sin perjuicio de la solución final.

El método óptimo para descomponer la función general, es decir, el número de niveles de subfunción y también el número de subfunciones por nivel, está determinado por la novedad relativa del problema y también por el método utilizado para buscar soluciones.



Además de ayudar en la búsqueda de soluciones, las estructuras funcionales o sus subfunciones también se pueden usar para fines de clasificación.

El grado de detalle utilizado depende en gran medida de la novedad de la tarea y la experiencia de los diseñadores. Además, debe recordarse que las estructuras funcionales rara vez están completamente libres de presupuestos físicos o formales, lo que significa que el número de soluciones posibles está inevitablemente restringido en cierta medida. Por lo tanto, es perfectamente legítimo concebir una solución preliminar y luego abstraerla desarrollando y completando la estructura de funciones de un proceso de educación.

#### **Desarrollo de estructuras de trabajo.**

Se deben encontrar principios de trabajo para las diversas funciones secundarias, y estos principios deben eventualmente combinarse en una estructura de trabajo. La concreción de la estructura de trabajo conducirá a la solución principal. Un principio de funcionamiento debe reflejar el efecto físico necesario para el cumplimiento de una función determinada y también sus características geométricas y materiales. En la búsqueda de una solución, a menudo es difícil establecer una distinción mental clara entre el efecto físico y las características del diseño formulado. Por lo tanto, se suelen buscar principios de trabajo que incluyan el proceso físico junto con las características geométricas y materiales necesarias, y combinarlos en una estructura de trabajo. Las ideas teóricas sobre la naturaleza y la forma de los portadores de función se presentan generalmente a modo de diagramas o bocetos a mano alzada.

Cuando se necesitan soluciones para varias subfunciones, es conveniente seleccionar las funciones como criterios de clasificación; es decir, las subfunciones se convierten en los encabezados de las filas y los posibles principios de trabajo se ingresan en las columnas. La figura 99 ilustra la estructura de dicho esquema de clasificación, donde las subfunciones están representadas por  $F_i$  y los elementos de solución por  $S_{ij}$ . Dependiendo del nivel de concreción, estos elementos de solución pueden ser efectos físicos o incluso principios de funcionamiento con detalles geométricos y materiales, [Phal, 2007].



		Soluciones						
		1	2	...	$j$	...	$m$	
1	Subfunciones	$F_1$	$S_{11}$	$S_{12}$		$S_{1j}$		$S_{1m}$
	2		$F_2$	$S_{21}$	$S_{22}$		$S_{2j}$	
$\vdots$		$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$		$\vdots$		$\vdots$
$i$		$F_i$	$S_{i1}$	$S_{i2}$		$S_{ij}$		$S_{im}$
$\vdots$		$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$		$\vdots$		$\vdots$
$n$		$F_n$	$S_{n1}$	$S_{n2}$		$S_{nj}$		$S_{nm}$

Figura 99. Estructura básica de un esquema de clasificación con las subfunciones de una función general y soluciones asociadas, [Phal, 2007].

De esta manera, clarificando las funciones y subfunciones del presente diseño, figura 100, y de manera similar que se hizo el análisis de máquinas comerciales y patentes existentes, se realiza el siguiente esquema de clasificación con algunas de las posibles soluciones mencionadas anteriormente. Cabe mencionar que esta clasificación se basa, como lo cita la literatura, en los principios de trabajo que cada opción presenta.

Para cumplir la función general, es necesario generar soluciones globales combinando los principios de trabajo en una estructura de trabajo, es decir, la síntesis del sistema. La base de tal combinación es la estructura de función establecida, que refleja lógicamente y físicamente posibles o asociaciones útiles de las subfunciones. El desarrollo de estructuras de trabajo es la etapa más importante en la creación de diseños originales. Como consecuencia, varios enfoques pueden emplearse en esta etapa y el elegido depende de la novedad de la tarea (la cantidad de problemas nuevos que se deben resolver), y las ideas de productos de planificación de productos o clientes.

De acuerdo con Phal [2007], se propone que, el esquema de clasificación de matriz morfológica es particularmente adecuado para combinar sistemáticamente soluciones.

En este esquema de clasificación, las subfunciones y las soluciones apropiadas (principios de trabajo), como ya se ha mencionado, se ingresan en las filas del esquema. Combinando sistemáticamente un principio de funcionamiento que cumple una subfunción específica con el principio de funcionamiento para una subfunción vecina, se obtiene una



solución global en la forma de una posible estructura de trabajo. En este proceso, solo deben combinarse los principios de funcionamiento que sean compatibles.

En la figura 101, se ilustra la matriz morfológica elaborada para el presente diseño, en donde se muestran las posibles combinaciones entre las funciones y subfunciones técnicas y deseables que se pretende cumpla el diseño establecido; siendo para esta matriz el factor más importante la adaptación de las dimensiones de la máquina a la forma del canal de riego con una puntuación de 10, y con relativa menor importancia el peso total de la máquina con una puntuación de 1.

Las combinaciones con relación más fuerte son aquellas que tienen que ver con las dimensiones de los elementos de la máquina y su adaptabilidad a las dimensiones y formas de las regaderas.

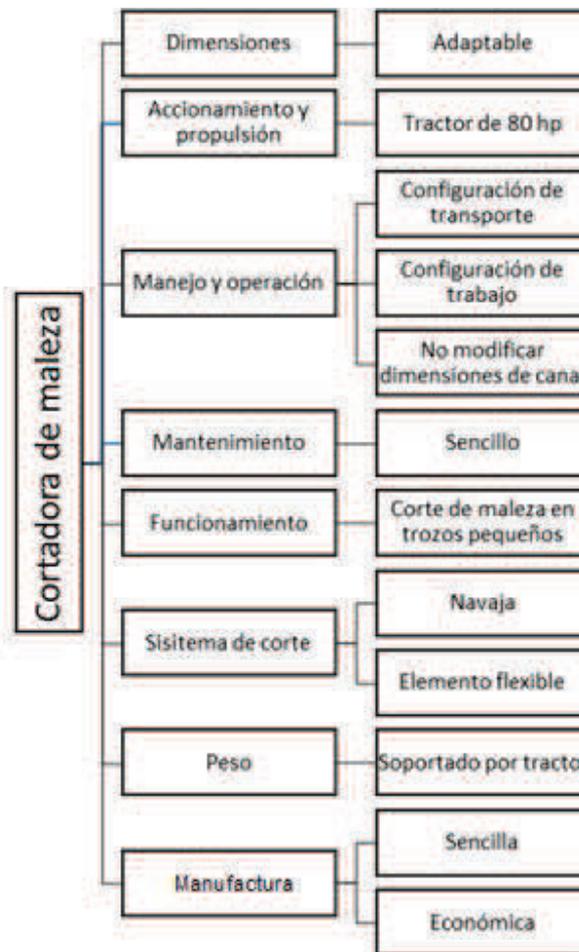


Figura 100. Diagrama funcional de necesidades del presente diseño.

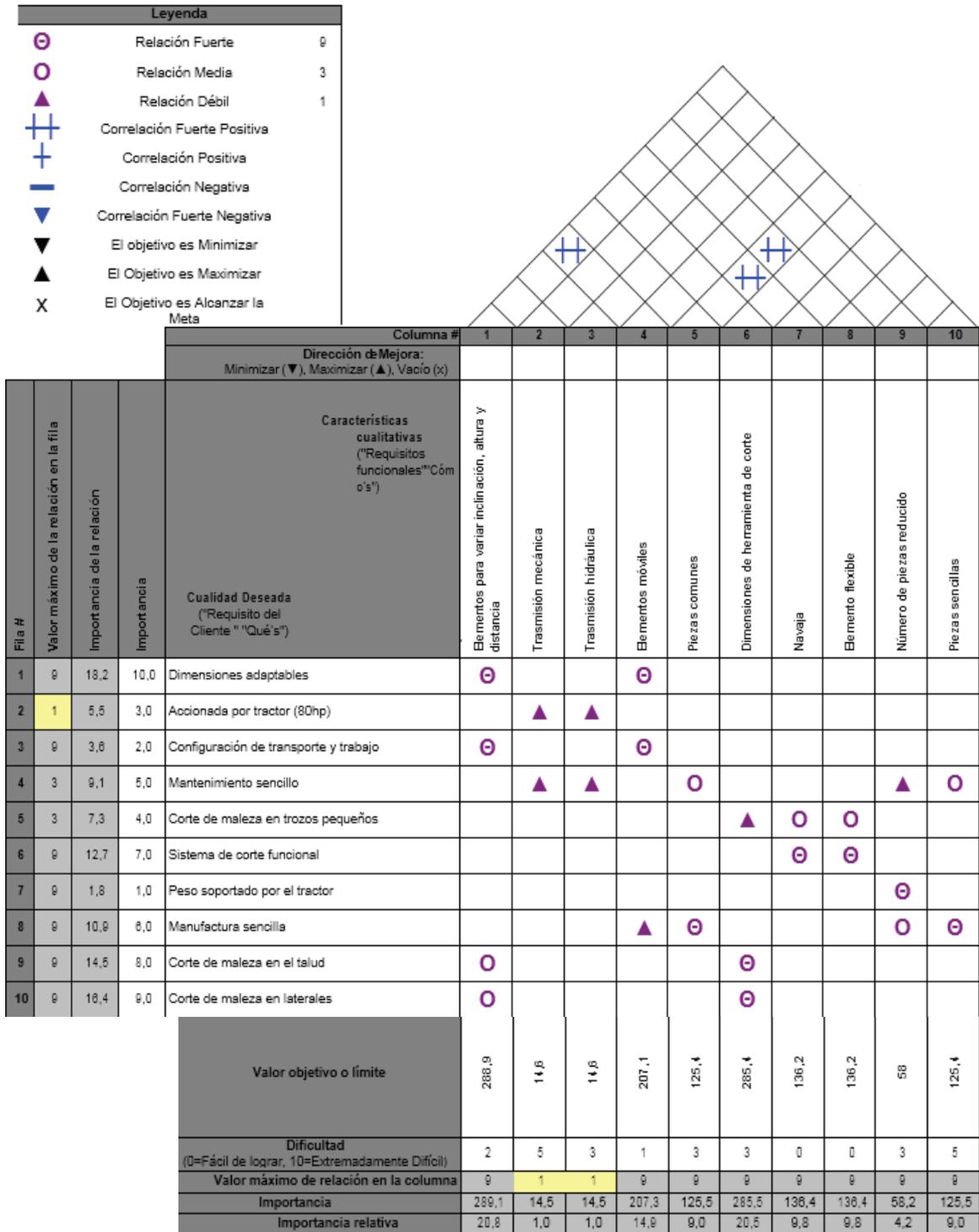


Figura 101. Matriz morfológica para selección de soluciones.



### **Identificación de criterios de evaluación.**

Este paso se basa, en primer lugar, en la matriz morfológica o de calidad precedente a la elección de la mejor solución. El procedimiento de selección consiste en analizar qué tan factible es que cada una de las opciones de solución propuestas puedan cumplir con las combinaciones y criterios establecidos en la matriz morfológica, los cuales se enlistan con un factor de importancia, como se mencionó anteriormente, y que pueden distinguirse en la figura 101.

En la figura 102, se muestra la matriz de decisión, mediante la cual se analizó la fuerza entre la relación e interacción de conjuntos técnicos y deseables de cada opción propuesta como solución. Para determinar el peso o nivel de satisfacción que tiene el cumplimiento de cada factor y combinación por parte de las opciones de solución, se asigna el valor de 5 (mejor) a una alta posibilidad de realización, y un 0 (peor) a aquella opción que no cumpla con lo que se requiere. Posteriormente, para cada opción de solución, se realiza una multiplicación entre el valor de importancia de cada factor por el valor del nivel de satisfacción de dicho factor, para después sumar todos los valores obtenidos por factor, siendo la mejor solución la que obtenga el valor más alto de esta sumatoria. Para el presente caso, en la matriz de decisión de la figura 102, se muestra en rojo la opción con mayor puntuación, así como la tendencia de la puntuación de cada opción, siendo la opción 6 la solución más apta.

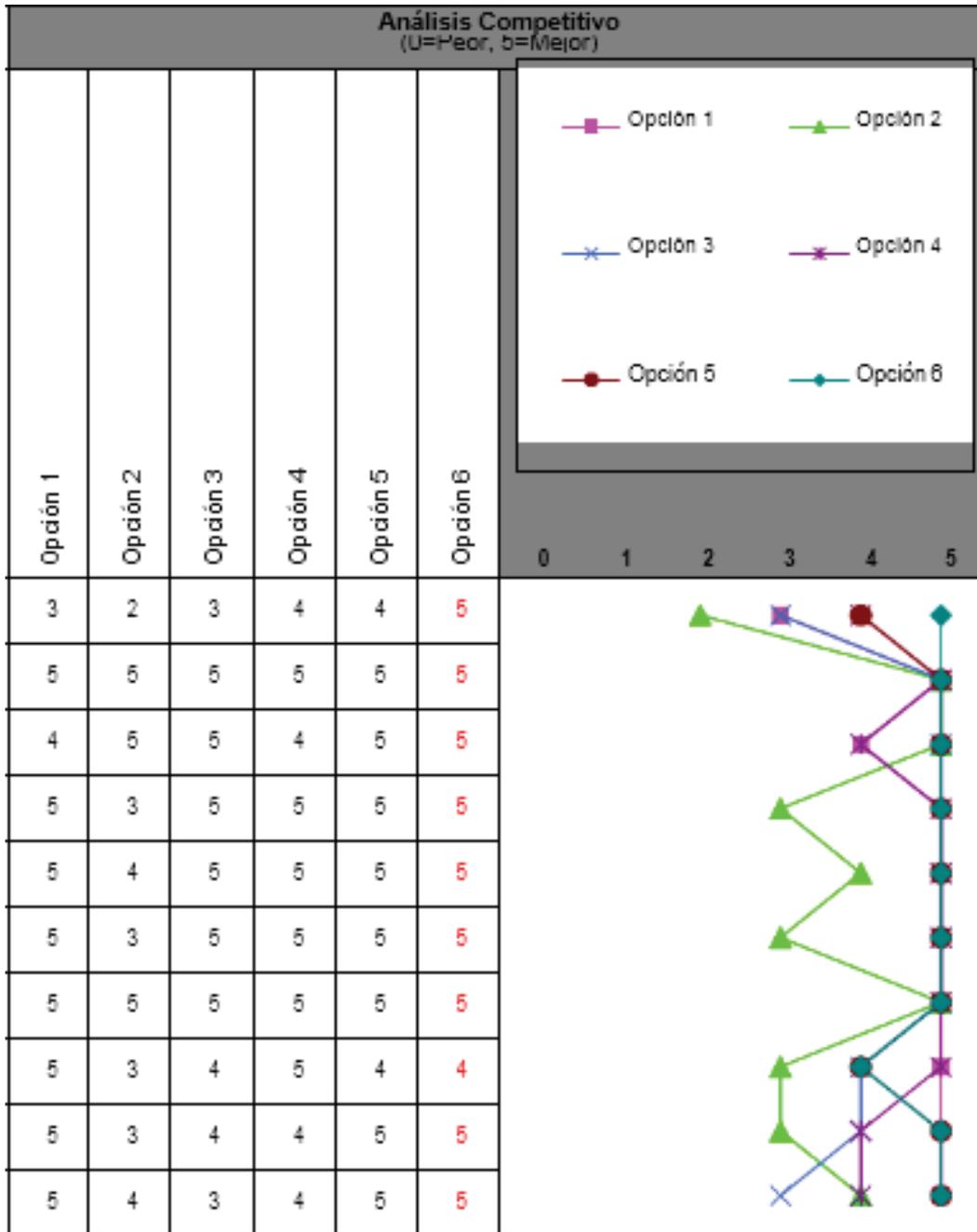


Figura 102. Matriz de decisión.



### 3.4.1 Características de la solución seleccionada

Tomando los parámetros utilizados para la clasificación de las máquinas comerciales y patentes analizadas en la sección 3.2.3, se realiza una descripción de la solución seleccionada, tabla 3, haciendo notar que el rotor es del tipo de disco sólido, y como herramienta de corte se utilizan navajas anguladas y planas, logrando con esto la posibilidad de actuar en dos planos de corte, vertical y horizontal.

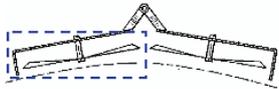
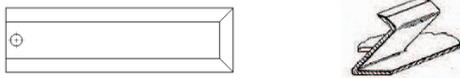
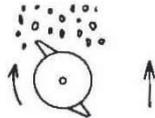
Característica	Solución
Plano de corte	
Herramienta de corte	
Movimiento de la herramienta de corte	
Tipo de rotor	

Tabla 3. Principales características de la solución seleccionada.



## Capítulo 4

# Diseño Paramétrico

---

El diseño de realización es la parte del proceso de diseño en el que, a partir de la solución o concepto principal de un producto técnico, el diseño se desarrolla de acuerdo con criterios técnicos y económicos y a la luz de más información, hasta el punto en que el diseño detallado posterior puede conducir directamente a la producción.

Habiendo elaborado la solución principal durante la fase conceptual, las ideas subyacentes ahora pueden ser confirmadas. Durante la fase de incorporación, se deben determinar el diseño de disposición general (disposición general y compatibilidad espacial), los diseños de forma preliminares (formas de componentes y materiales) y los procesos de producción, así como proporcionar soluciones para cualquier función auxiliar. Durante todo esto, las consideraciones tecnológicas y económicas son de suma importancia. El diseño se desarrolla con la ayuda de dibujos a escala, se revisa críticamente y se somete a una evaluación técnica y económica, [Phal, 2007].

A diferencia del diseño conceptual, el diseño de la realización implica una gran cantidad de pasos correctivos en los que el análisis y la síntesis se alternan y complementan constantemente. Esto explica por qué los métodos familiares subyacentes a la búsqueda de soluciones y evaluación deben complementarse con métodos que faciliten la identificación de errores (fallas de diseño) y la optimización. La recopilación de información sobre materiales, procesos de producción, partes repetidas y estándares implica un esfuerzo considerable.

Básicamente, el proceso procederá de lo cualitativo a lo cuantitativo, de lo abstracto a lo concreto y de los diseños detallados. Es importante prever controles y, si es necesario, correcciones.



## 4.1 Diseño preliminar

En muchos casos, se necesitan varios diseños de realización antes de que pueda emerger un diseño definitivo apropiado para la solución deseada. En otras palabras, el diseño definitivo debe desarrollarse hasta el punto donde se pueda realizar una comprobación clara de la función, durabilidad, producción, montaje, operación y costos. Solo cuando esto sea posible es posible preparar los documentos finales de producción.

Una vez seleccionada la opción de solución ha sido seleccionada, se analiza la factibilidad de la realización del diseño tomado en cuenta.

Esta propuesta sostiene el cumplimiento de manera adecuada de la mayoría de los requisitos tenidos, principalmente el de corte de maleza dentro del perfil completo del canal. La concepción de la idea no tiene en cuenta ciertos errores que la propuesta pueda llegar a tener, sin embargo, la fase actual del diseño que se plantea en este trabajo y siguiendo el procedimiento general del diseño mecánico, permite la identificación de posibles errores o violaciones a principios y leyes de la física, factores económicos o de manufactura.

El diseño propuesto, plantea dos rotores conformados por un disco sólido sobre los cuales, van montadas y de manera pivotada dos pares de dos tipos distintos de navajas. Cada rotor lleva cierto grado de inclinación para adaptarse al perfil del canal. El movimiento es transmitido de la fuente de energía (tractor) a los rotores, mediante un eje motriz o flecha horizontal.

El principal obstáculo fue representado por el movimiento que adquieren los rotores al ser accionados por el eje motriz, figura 103, ya que debido a la inclinación que se les otorga, la trayectoria que dibujan, es decir, el plano de trabajo que cubrirían con su movimiento, no describe una circunferencia perfecta, ya que, a mitad del giro completo del rotor, el disco en conjunto con las navajas realiza un ligero movimiento lateral, haciendo que el plano que traza la trayectoria sea irregular. Esto representa un problema que influenciaría el proceso de corte ya que, en varias zonas de trabajo, las herramientas de corte no alcanzarían a cortar, además que el movimiento realizado por ambos rotores podría desestabilizar a la máquina en conjunto; por lo que se buscaron posibles soluciones a esto, lo cual se explicará en el desarrollo del diseño.

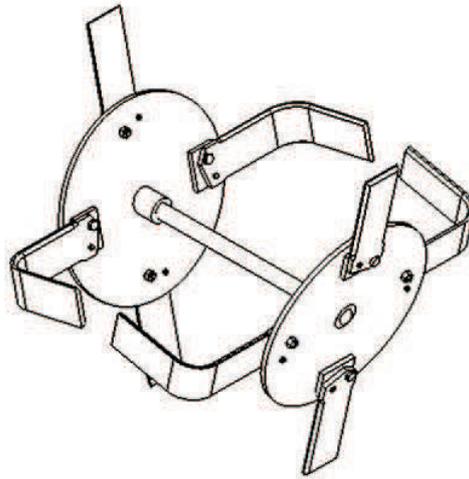


Figura 103. Solución seleccionada.

## 4.2 Desarrollo del diseño

Una vez tomadas en cuenta las posibles mejoras o nuevas adaptaciones del modelo seleccionado para cumplir con los requisitos marcados desde un inicio, de esta manera, en el desarrollo del diseño se verá el proceso seguido para concebir de manera más formal y completa la máquina que este trabajo busca diseñar.

El presente apartado de este trabajo ilustrará las principales características técnicas, morfológicas y de manufactura del diseño desarrollado, basándose principalmente en las medidas que usualmente tienen las regaderas agrícolas y la fuente de energía y accionamiento con el que se piensa propulsar el funcionamiento de la máquina, en este caso, un tractor de mediana potencia, esto debido a que es el tractor promedio usado en la región.

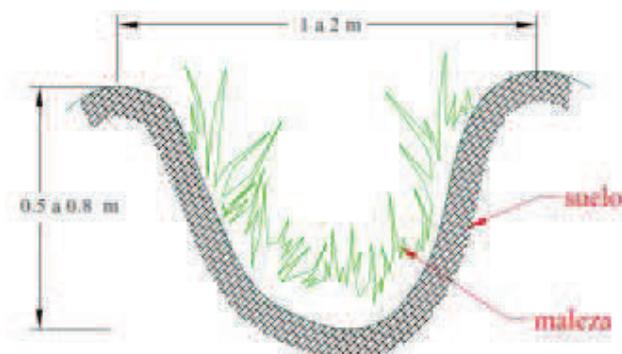


Figura 104. Sección transversal y medidas típicas de una regadera, [Ledezma, 2005].



## 4.3 Componentes de la máquina

Este apartado, busca explicar de manera más detallada, el papel que cada componente o pieza tiene dentro del presente diseño, explicando de manera clara el funcionamiento que deben tener y un tanto la elaboración de aquellas que requieran ser creadas a partir de un proceso de manufactura.

Se comenzará por el sistema de corte, pasando por la transmisión, la manera en que se busca poder variar el ángulo de inclinación de los rotores, completando así el cuerpo principal de la máquina y la manera en que se podrá acoplar al tractor.

### 4.3.1 Sistema de corte

Como se ha mencionado, la principal idea del rotor es la de tener un disco sólido el cual soporte a dos pares de dos tipos de navajas de corte, un par para cortar la maleza en el fondo del canal y el otro para cortar en el lateral, figura 105.

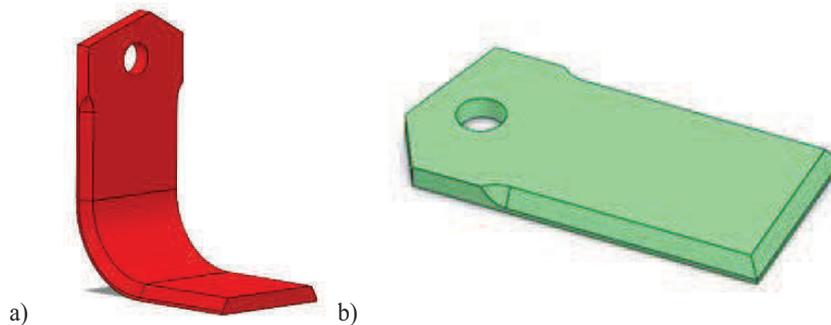


Figura 105. a) Navaja para cortar el fondo, b) Navaja para cortar los laterales.

Para el diseño de las navajas, se decidió utilizar una herramienta con dos planos de corte, esto para auxiliar el corte. De los datos generados mediante diseño de experimentos y las pruebas experimentales por Ledesma [2005], se seleccionan los parámetros más adecuados para las dimensiones generales de la navaja.

Se tomó un ángulo del extremo cortante  $A_{NE}$  de  $30^\circ$ , y un ancho del extremo cortante de 0.001 m,  $L_{TEC}$ . Se seleccionó un acero AISI 4140, el cual tiene una resistencia a la cedencia mayor que un acero cero de bajo contenido de carbón, sin sacrificar ductilidad. Así, las características principales de la navaja son:

$$L_{TEC} = 1 \text{ mm}$$

$$A_{NE} = 30^\circ$$



$A_{NO}=0^\circ$

Las navajas irán montadas sobre un par de placas que se soldarán al disco, las navajas se acoplan con dichas placas por medio tornillería, figura 106.

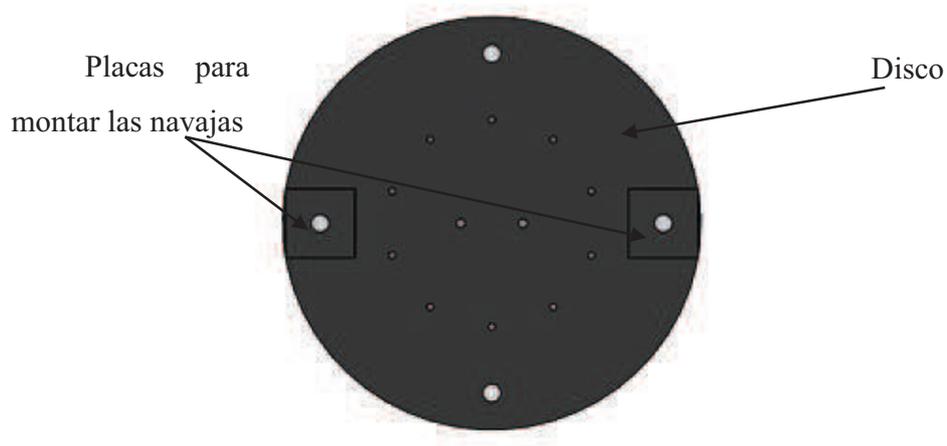


Figura 106. Disco y placas para montar las navajas.

La idea principal es que las navajas vayan pivotadas o excéntricas respecto al disco que las soportan, de esta manera con la inercia del giro del disco adquirirán la tensión necesaria para realizar el corte sobre la maleza de las regaderas. Al pivotar las navajas, se busca reducir el riesgo de daño sobre los componentes del rotor ante un posible impacto contra un objeto no deseado.

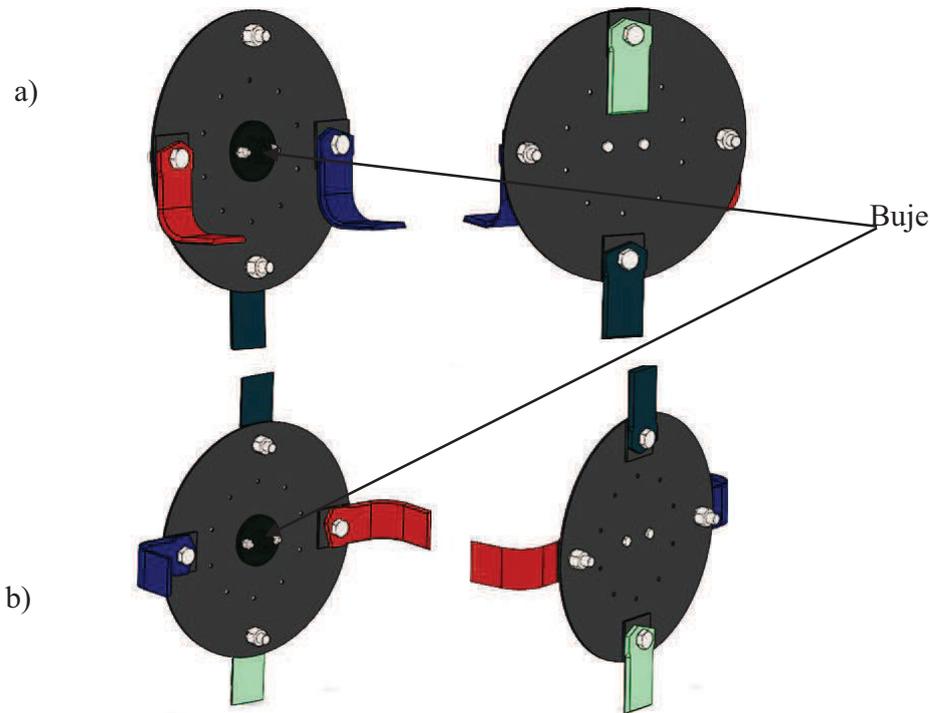


Figura 107. a) Configuración del rotor con las navajas pivotadas, b) Configuración del rotor en posición de trabajo.

Sobre el disco, se atornilla un buje o mamelón que posibilite el posterior acople con el elemento que transmitirá el movimiento al rotor completo, figura 107. La manera en que el buje se acople al eje puede ser de manera atornillada o por medio de soldadura.

El diámetro del disco contempla la distancia total del perfil lateral del canal, para las medidas contempladas en la figura 104, dichas medidas se obtienen por geometría y en conjunto con las dimensiones de ambos tipos de navaja, buscar cortar en toda la sección de la regadera.

### 4.3.2 Trasmisión

La trasmisión de movimiento contempla un eje motriz o flecha, el cual transmitirá el movimiento al sistema de corte por medio de energía hidráulica, provista por un motor hidráulico el cual se accionará con la bomba hidráulica del tractor. A continuación, se describen más a detalle los componentes de este sistema, figura 108.

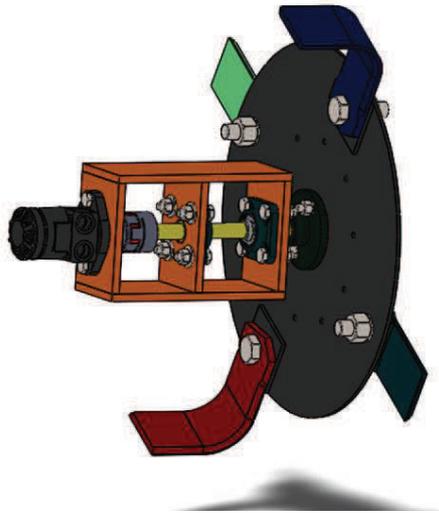


Figura 108. Trasmisión del sistema de corte.

El sistema de transmisión contempla fundamentalmente un eje motriz o flecha, el cual adquirirá movimiento por medio de la acción de un motor hidráulico. Este motor hidráulico propulsará a la flecha por medio de un cople flexible, el cual aparte de transmitir el movimiento, cumple con una función de seguridad para la flecha y para el eje del motor en caso de algún impacto dentro del sistema corte.

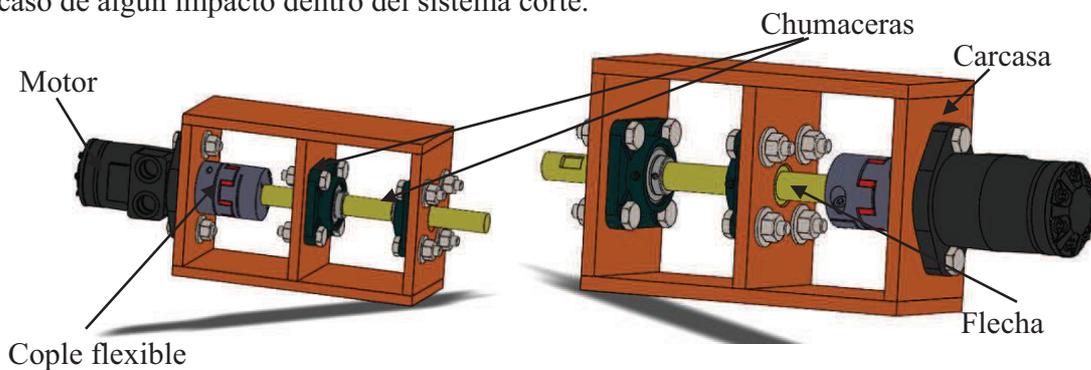


Figura 109. Sistema de transmisión.

La flecha debe ir soportada sobre dos chumaceras de pared, las cuales cuentan con rodamientos de contacto angular, figura 109. Estas chumaceras van a su vez montadas sobre una carcasa o estructura la cual se construye a partir de placas de metal soldadas. A su vez, el motor hidráulico de cada rotor también irá montado sobre esta estructura.



Una vez tenida armada la carcasa de soporte de la transmisión, lo primero que se montaría serían las dos chumaceras de pared, seguido por la flecha, el cople flexible y el motor hidráulico al final, figura 110.

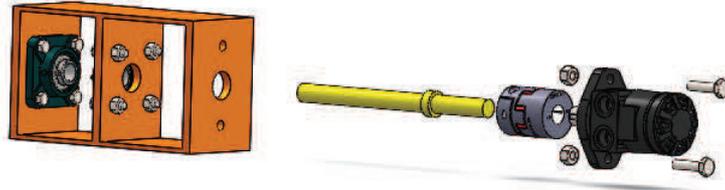


Figura 110. Montaje de la transmisión.

La flecha tiene en su constitución un tope para evitar que pueda tener un movimiento axial exagerado y para contribuir al soporte del sistema.

#### **Cálculo y diseño de la flecha.**

Para poder garantizar el correcto funcionamiento del sistema de transmisión y el adecuado cumplimiento de los elementos que no serán seleccionados, es importante estimar los valores críticos de dichos componentes, tal es el caso de la flecha motriz, la cual se diseña y calcula a continuación.

Analizando el eje como una viga para determinar la fuerza cortante y el momento de flexión sobre éste, como carga, se utiliza la fuerza de trabajo la cual está determinada en base al tipo de motor hidráulico. El motor seleccionado es un tipo de motor comercial en existencia con las características de la tabla 4.

<b>Velocidad máxima</b>	<b>1021 rpm</b>
<b>Velocidad a 22.7 L/min (6 gpm), 13.8 MPa (2000 psi)</b>	450 rpm
<b>Torque máximo</b>	389 N·m
<b>Presión de trabajo máxima</b>	17.22 MPa (2500 psi)

Tabla 4. Datos del motor hidráulico seleccionado.

Tomando ciertos datos de las características del motor hidráulico, se procedió a calcular la fuerza de trabajo del rotor en conjunto, para esto se utiliza el torque máximo que puede entregar el motor, y la distancia de las navajas al centro del disco del rotor.



De esta manera la fuerza se calcula como:

$$F = \frac{T_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}}{r} = \frac{389 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.417576 \text{ m}}$$

$$F = 931.57 \text{ N}$$

Donde:

F=Fuerza de trabajo.

$T_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$ =Torque máximo del motor.

r=Distancia de la navaja al centro del disco.

De esta manera, se procede a realizar el cculo o flecha motriz, en base a los principios de la resistencia de materiales, para esto primero se determinan las reacciones sobre la pieza. La fuerza se coloca actuante sobre el extremo al cual va sujeta la flecha al rotor, y tomando como apoyos las chumaceras de pared que la soportan, los cuales están a 0.126 y 0.211 m respecto del inicio de la pieza que es el extremo que se encuentra unida al cople flexible, figura 111.

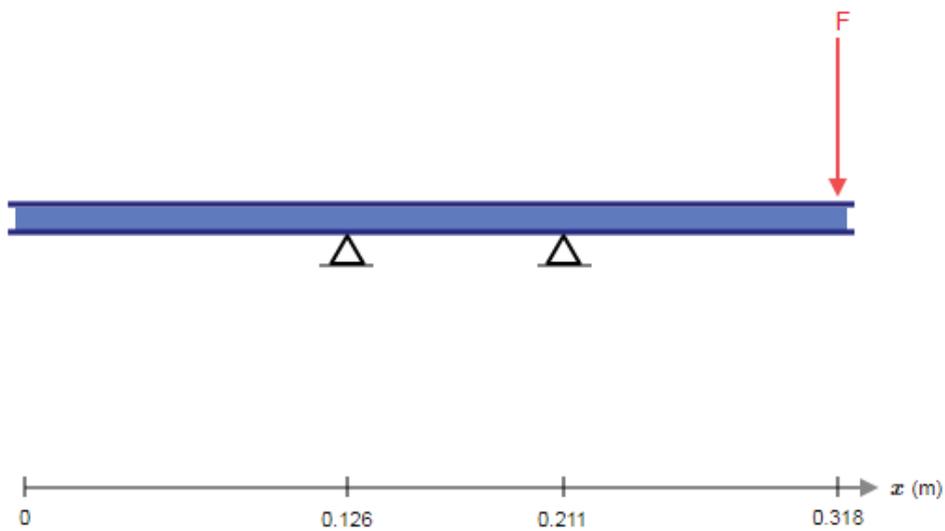


Figura 111. Diagrama de cuerpo libre de la flecha.



De esta manera y por medio de la estática, realizando equilibrio se determinaron las reacciones en los apoyos de la pieza, la cuales están dadas por  $R_A = -1172.7 \text{ N}$  y  $R_B = 2104.252 \text{ N}$ , figura 112.

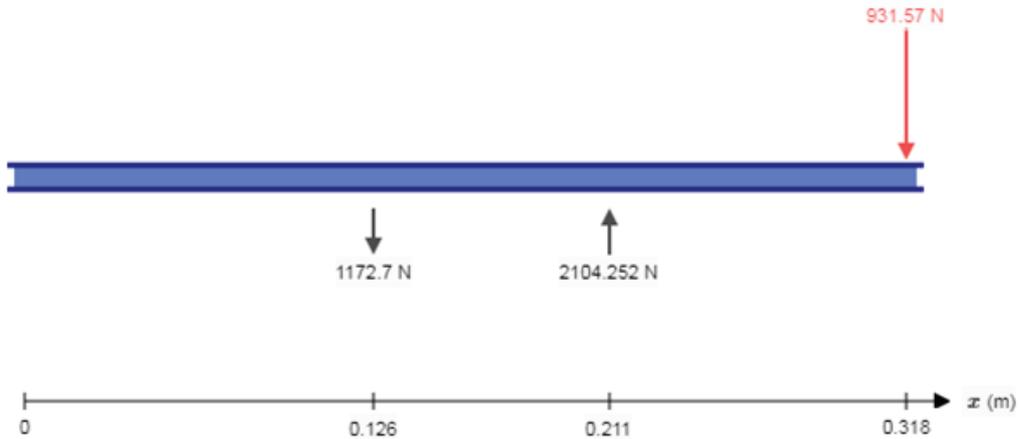


Figura 112. Reacciones y fuerza aplicada sobre la flecha.

Siguiendo con el análisis de la flecha y con cálculos elementales de la resistencia de materiales se obtiene la fuerza cortante crítica sobre la pieza, figura 113.

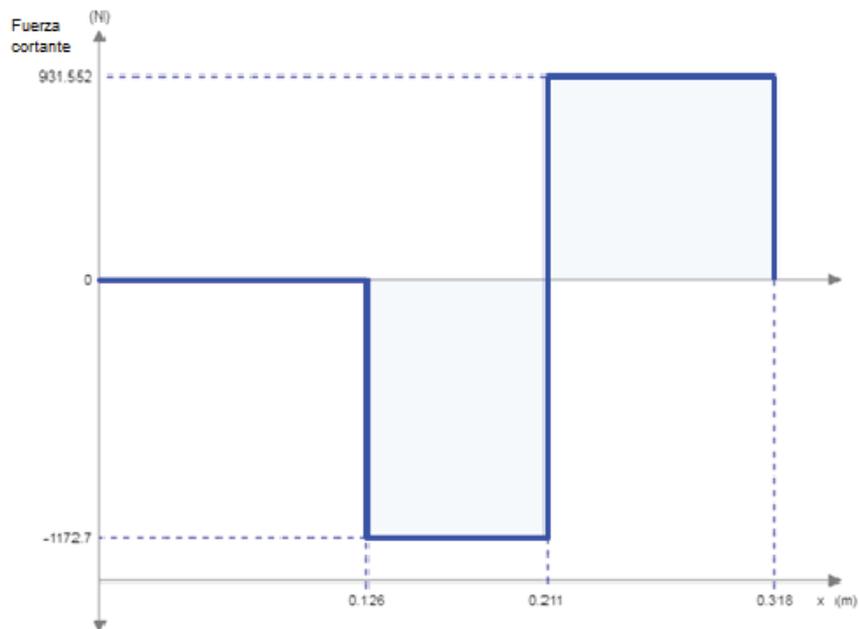


Figura 113. Diagrama de fuerza cortante en la flecha.



Se observa que como es de esperarse, las zonas más críticas son aquellas localizadas en los apoyos que soportan al eje.

Del diagrama de fuerza cortante se obtiene el diagrama de momento, así como también el valor del momento máximo de flexión que se genera sobre la pieza, figura 114.

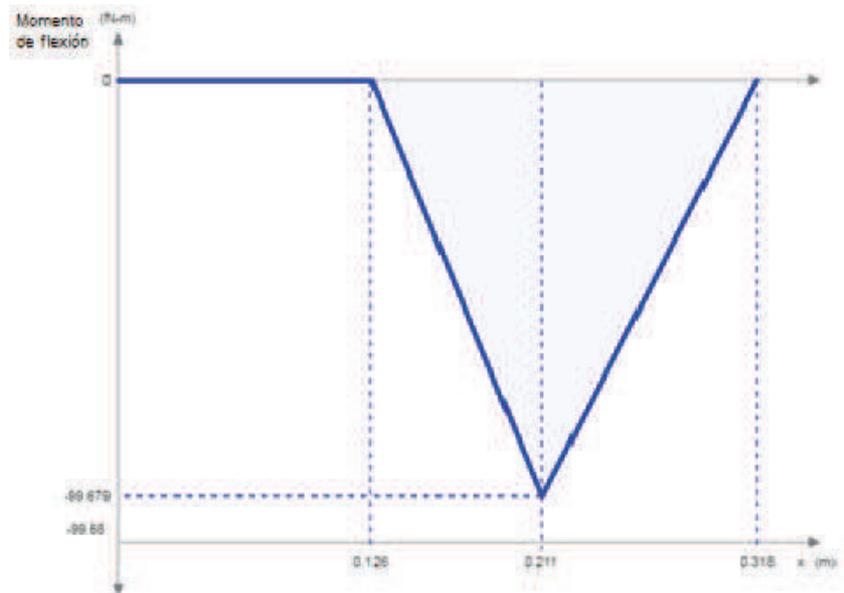


Figura 114. Diagrama de momento flexionante en la flecha.

Se observa que el momento máximo de flexión se encuentra sobre el apoyo más cercano a la fuerza de trabajo actuante, representando esta una zona crítica de importancia.

Continuando con el diseño y cálculo de la flecha, se toma como material de construcción de esta pieza, un acero del tipo AISI 1045, el cual cuenta con las siguientes características, tabla 5.

Propiedades mecánicas (aprox. temperatura ambiente)	Resistencia a la tensión MPa(Lb/in <sup>2</sup> )	Limite elástico MPa(Lb/in <sup>2</sup> )	%Elongación en 2"	%Reducción de área
		630 (91,000)	530 (77,000)	12

Tabla 5. Propiedades del material para diseñar la flecha.

Con estos datos, y siguiendo los pasos trazados en el libro Diseño de elementos de máquinas de Mott, se continua con el cálculo de la flecha.



Resistencia a la tensión ( $S_u$ ) = 630 [MPa] o bien 91000  $\left[\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right]$

Limite elástico ( $S_y$ ) = 530 [MPa] o bien 77000  $\left[\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right]$

La ecuación que se utilizará para calcular el diámetro del eje será la siguiente:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{k_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Dónde:

$N$  = Factor de diseño = 2

$k_t$  = Factor de concentración de esfuerzos para cuñeros en trineo = 1.6

$S_n$  = Resistencia a la fatiga real estimada

$M$  = Momento = 99.68 [N · m] = 882.24 [lb · in]

$T$  = Torque que será transmitido, torque del motor hidráulico = 389 [N · m]  
= 3442.94 [lb · in]

Dónde:

$S_n$  = Resistencia a la fatiga, la cual se puede estimar de tablas a partir de la resistencia a la tensión  $S_u$  del material del eje. Utilizando la tabla de la figura 5-8 del libro Diseño de elementos de máquinas de Mott, se tiene que para el acero AISI 1045 estirado en frío, figura 115:

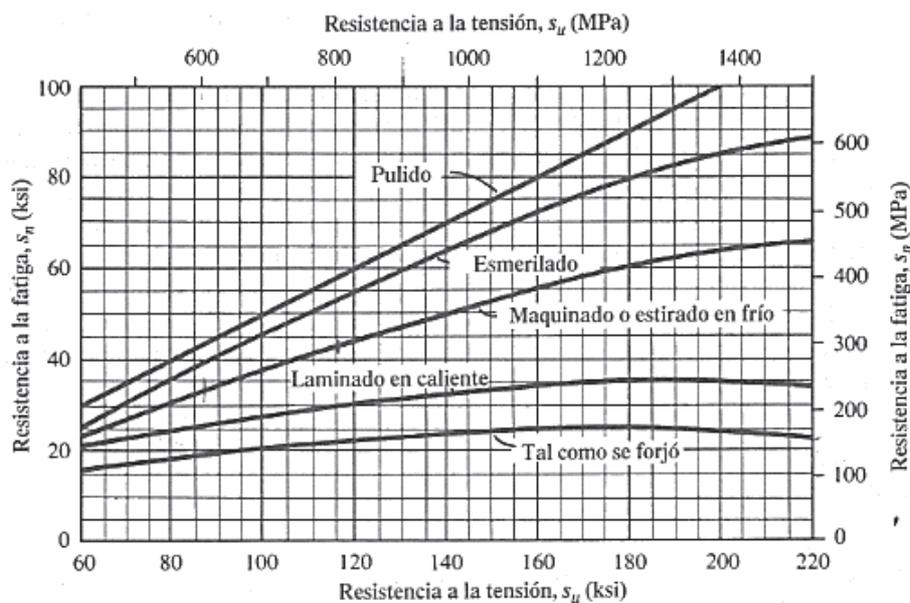


Figura 115. Determinación de resistencia a la fatiga, [Mott, 2006].



$$S_n = 243.33[\text{MPa}] \text{ o bien } 35292.03 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right].$$

$C_m$  = Factor de material, para un acero forjado,  $C_m = 1$ .

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo, Para esfuerzo flexionante,  $C_{st} = 1$ .

$C_R$  = Factor de confiabilidad, de la tabla 5-1, para una confiabilidad de 0.99,

$C_R = 0.81$ , tabla 6.

Factores de confiabilidad aproximados $C_R$	
Confiabilidad deseada $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 6. Factor de confiabilidad, [Mott, 2006].

$C_s$  = Factor de tamaño, de la tabla 5-2 y de la figura 5-9 del libro de Mott, para un diámetro propuesto de 1 pulgada,  $C_s = 0.88$ , tabla 7.

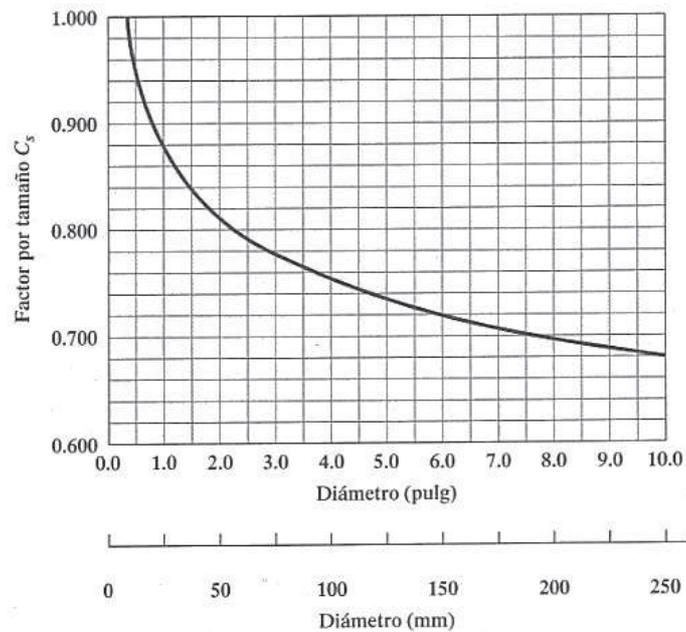


Figura 116. Factor por tamaño, [Mott, 2006].



Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para $D$ en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Tabla 7. Factor por tamaño, [Mott, 2006].

De esta manera:

$$S_n = (243.33)(1)(1)(0.81)(0.88)$$

$$S_n = 173.45 [\text{MPa}] \text{ o bien } 25156.16 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right]$$

De esta manera:

$$D = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{(1.6)(882.24)}{25156.16} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{3442.94}{77000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Diámetro mínimo del eje:

$$\mathbf{D = 1.043[in]}$$

El esfuerzo cortante de diseño está dado por:

$$\tau_d = (0.577S_y)/N$$

$$\tau_d = 251 [\text{MPa}] \text{ o bien } 22214.5 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right]$$

El esfuerzo de tensión de diseño es:

$$\sigma_d = S_n/N$$

$$\sigma_d = 199.37 [\text{MPa}] \text{ o bien } 17646.015 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right]$$

Las cuñas y cuñeros sobre el eje se diseñan a partir del diámetro del eje. De la tabla 10-1 del libro de Mott, se seleccionan los valores para una flecha que va de 7/8 de pulgada hasta



1 ¼ de pulgada, para el ancho (W) y altura de la cuña (H). Para el presente diseño se seleccionó una cuña rectangular con los siguientes valores, tabla 8.

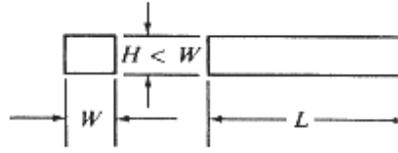


Figura 117. Cuña rectangular.

Espesor (w) [in]	Altura cuadrada [in]	Altura rectangular (H) [in]
¼	¼	3/16

Tabla 8. Parámetros para el diseño de la cuña, [Mott, 2006].

El esfuerzo cortante sobre la cuña está dado por:

$$\tau_d = 0.5(S_y/N)$$

$$\tau_d = 132.5 \text{ [MPa]} \text{ o bien } 1172.71 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right]$$

La longitud de la cuña en base al esfuerzo cortante es:

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW}$$

$$L = 36.40 \text{ [mm]} \text{ o bien } 1.4 \text{ [in]}$$

El esfuerzo por compresión en la cuña está dado por:

$$\sigma_d = S_y/N$$

$$\sigma_d = 265 \text{ [MPa]} \text{ o bien } 2345.43 \left[ \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2} \right]$$

La longitud de la cuña en base al esfuerzo de compresión queda dada como:

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH}$$

$$L = 48.5 \text{ [mm]} \text{ o bien } 1.9 \text{ [in]}$$

De esta manera, queda calculado y determinada la flecha que se utilizará para transmitir el movimiento al rotor, figura 118.

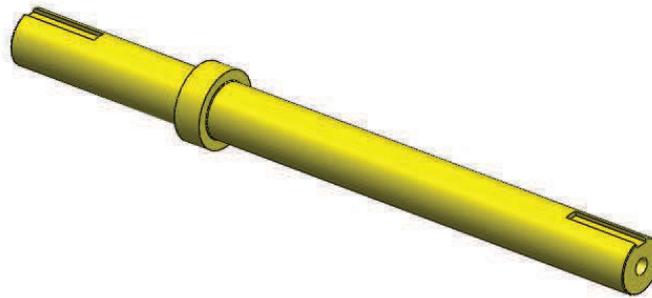


Figura 118. Flecha de la transmisión.

Las chumaceras, como se mencionó, serán de pared, figura 119.

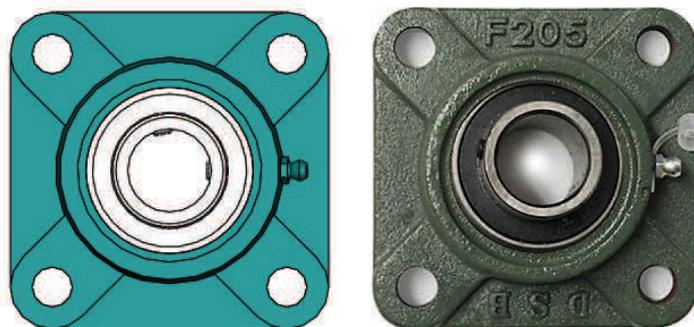


Figura 119. Chumacera de pared.

Por su parte el diámetro del cople flexible dependerá directamente de las dimensiones de la flecha y su cuña, figura 120.



Figura 120. Cople flexible.



### 4.3.3 Mecanismo para variar la inclinación del rotor

La parte central del presente diseño se basa en la posibilidad de adaptar los rotores de la máquina a las dimensiones y geometría de las regaderas, siendo así este apartado importante para especificar la manera en que se buscara dar la inclinación adecuada a los rotores.

A la carcasa de la transmisión irán ancladas por medio de soldadura, dos placas que abrazarán la pieza que soportara al sistema de transmisión respecto al bastidor principal de la máquina, figura 121.

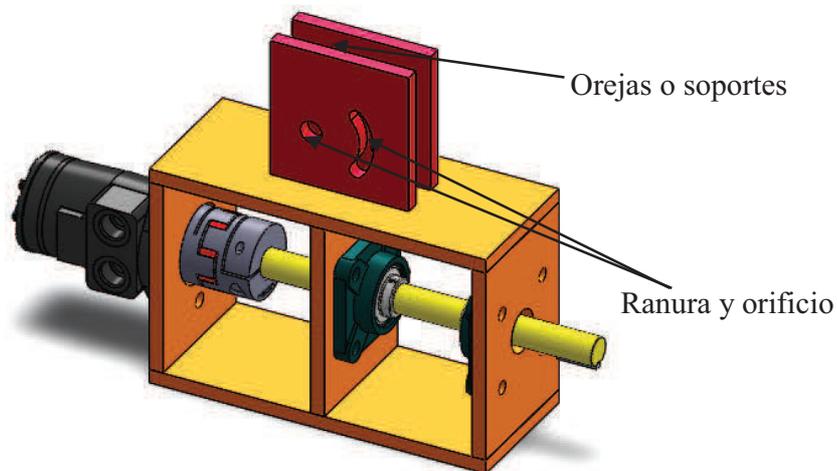


Figura 121. Placas para variar inclinación montadas sobre la transmisión.

La inclinación se adquirirá en base al movimiento de la placa respecto a los elementos que soporte y unen el bastidor principal con la transmisión, la pieza con la que se acople las placas de la transmisión deberán llevar también el orificio y la ranura, figura 122, los cuales posibilitaran el correcto acople y movimiento para lograr la inclinación deseada. Las piezas se unen por medio de tornillería con la debida tolerancia y estandarización.

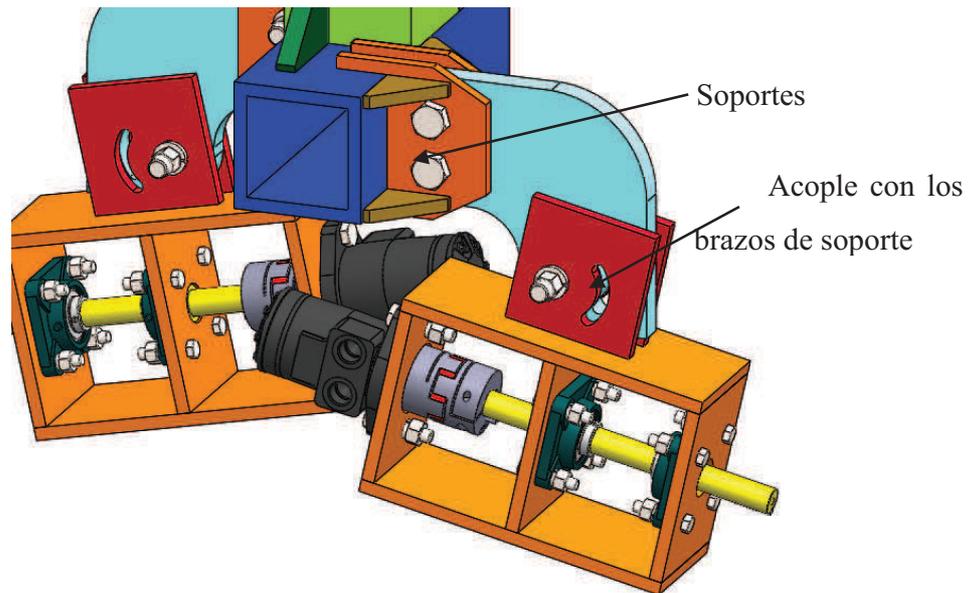


Figura 122. Sistema de transmisión acoplado al cuerpo de la máquina y con cierta inclinación.

#### 4.3.4 Cuerpo Principal de la máquina

El elemento que une el sistema de transmisión al cuerpo principal de la máquina, consiste en un brazo o timón, similar al que utilizan los arados de vertederas para soportar a los elementos de las vertederas específicamente. Estos brazos, van a su vez acoplados a un par de placas u orejas por medio de tornillería. Las placas se acoplan al chasis principal por medio de soldadura, tal y como se observa en la figura 123.

La parte principal del bastidor principal es un perfil cuadrado de acero estructural, este tipo de material es típicamente utilizado en la maquinaria agrícola.



Figura 123. Perfiles cuadrados utilizados en la maquinaria agrícola, [Ministerio de Agricultura Pesca y Alimentación, 2018].



Al perfil cuadrado utilizado como bastidor principal, se le suelda otro perfil del mismo tipo, este segundo perfil será el acople entre el enganche y el bastidor de la máquina. En dicho perfil se encuentran cuatro orificios, esto para buscar el movimiento vertical del bastidor y poder tener un ajuste de altura para la máquina. Los primeros dos orificios fijan una posición y los siguientes dos otra; cabe mencionar que la altura de la máquina variara mediante el levante hidráulico del tractor, posibilitando con esta configuración del presente diseño, cubrir un mayor rango de movimiento dentro del canal para tener un mayor alcance. Al perfil de acople se le sueldan a su vez dos refuerzos por lado para brindar mayor solidez a la máquina. A su vez, los soportes u orejas van soldadas al bastidor principal a cierta distancia del perfil de acople, figura 124.

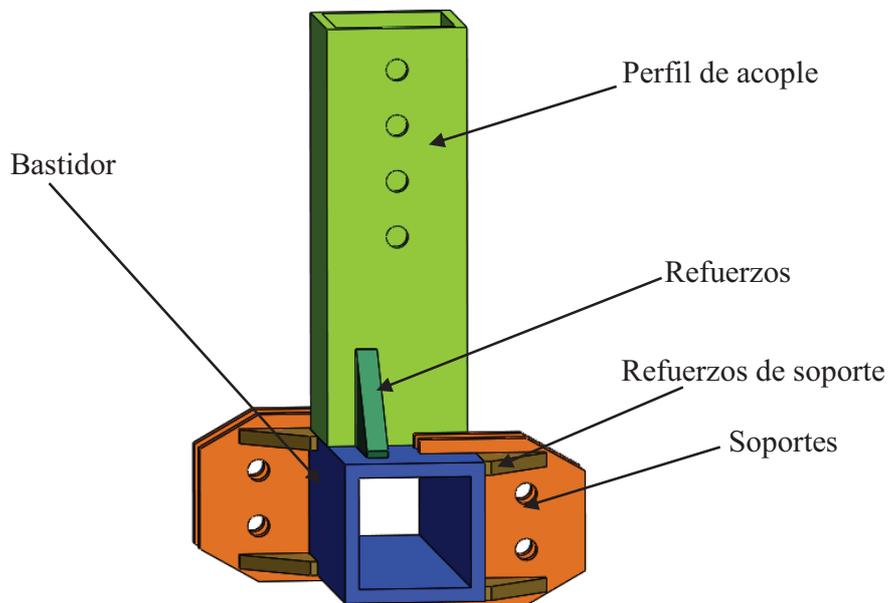


Figura 124. Bastidor principal de la máquina.

#### 4.3.5 Enganche al tractor

Esta parte de la máquina, debe relacionarse de manera estrecha con ciertas dimensiones con referencia al tractor, estas dimensiones son consideradas de la norma de ASABE (American Society of Agricultural and Biological Engineers) y sus equivalencias, ASAE S217.12 DEC2001, ISO 730-1:1994, R2007, “Three-Point Free-Link Attachment for Hitching Implements to Agricultural Wheel Tractors”, la cual expone las siguientes



dimensiones características para varios tipos de enganche de acuerdo al tipo de implemento y tractor. En base a estos criterios, las medidas de la torre de enganche con respecto al tractor utilizado, así como las distancias al centro del mismo y el tamaño de los orificios para los pernos de enganche también se verán bajo el seguimiento de esta norma.

Pensando en la región del bajío y las necesidades típicas del agricultor mexicano, se toma en cuenta un tractor de 60-80 hp, de 44.742 a 59.656 kW, para lo que, de acuerdo a la norma mencionada anteriormente, se requiere de un enganche tipo 2, tabla 9, tomando en cuenta esto, las medidas y parámetros fundamentales quedan claramente de finidos, en base a esto se elaboró el diseño del enganche completo de la máquina.

Categoría	Potencia de la toma de fuerza a la frecuencia de rotación nominal del motor <sup>1)</sup> kW
1	Hasta 48
2	Hasta 92
3	80 a 185
4	150 a 350

Tabla 9. Categorías de enganche, <sup>1)</sup> Determinado de acuerdo con ISO 789-1.

Considerando el cuerpo completo de la máquina y los criterios del tipo de categoría del enganche, se seleccionó un enganche robusto y con la resistencia suficiente para equilibrar el implemento completo. Contemplando la opción de poder modificar la distancia del cuerpo principal de máquina al tractor, buscando que este último avance al costado del canal a limpiar, se propuso un enganche conformado principalmente por perfiles estructurales, con un perfil móvil que corre dentro de otro perfil, que es la estructura principal, pudiendo tener varias configuraciones horizontales respecto al neumático del tractor. Aunado a esto y a sabiendas que la altura de la máquina se puede variar con la ayuda de los brazos y el sistema hidráulico, se eligió la posibilidad de tener varias configuraciones en cuanto a la posición vertical teniendo como referencia al tractor.

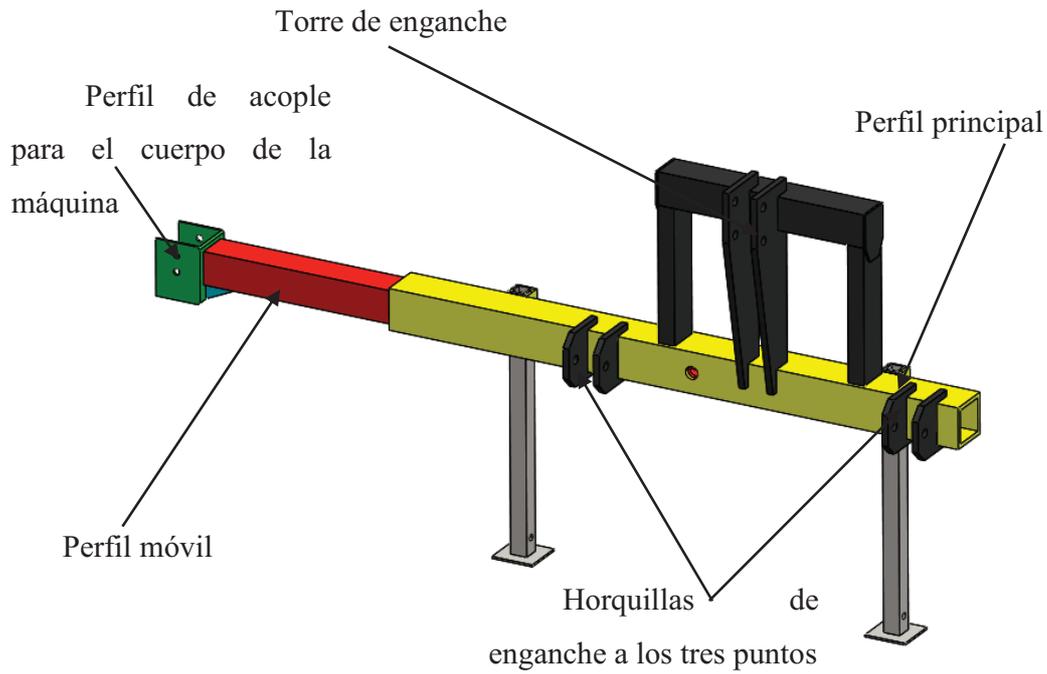


Figura 125. Enganche al tractor.

El perfil móvil, tiene la posibilidad de moverse en once posiciones diferentes, figura 126, modificando así la distancia relativa de la máquina con respecto al canal y el tractor.

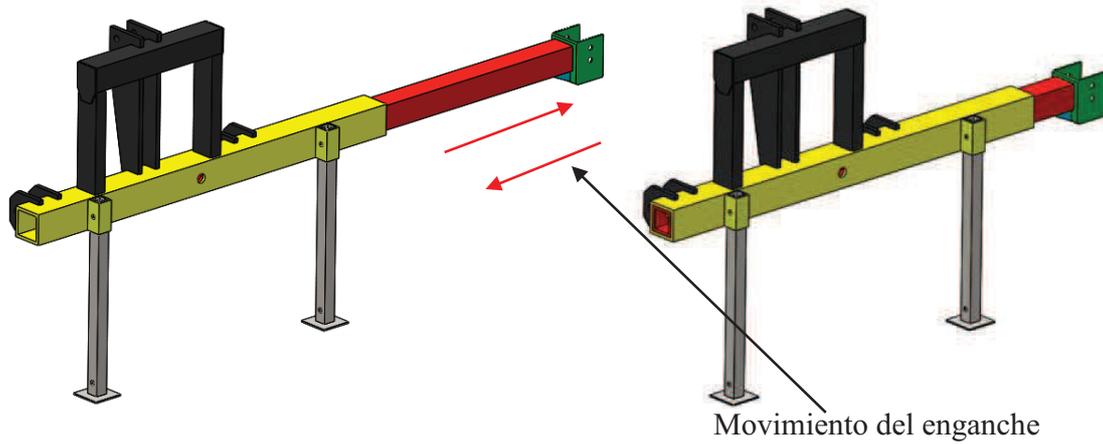


Figura 126. Posiciones en los extremos del enganche.

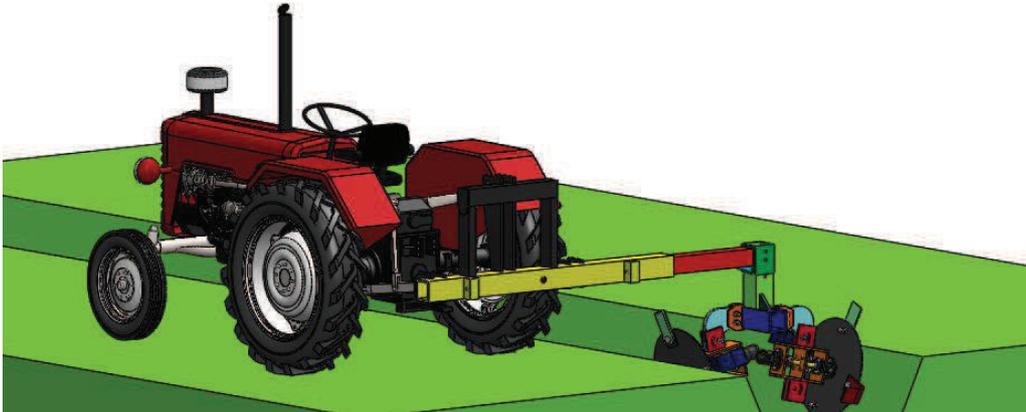


Figura 127. Cortadora de maleza en posición de trabajo.

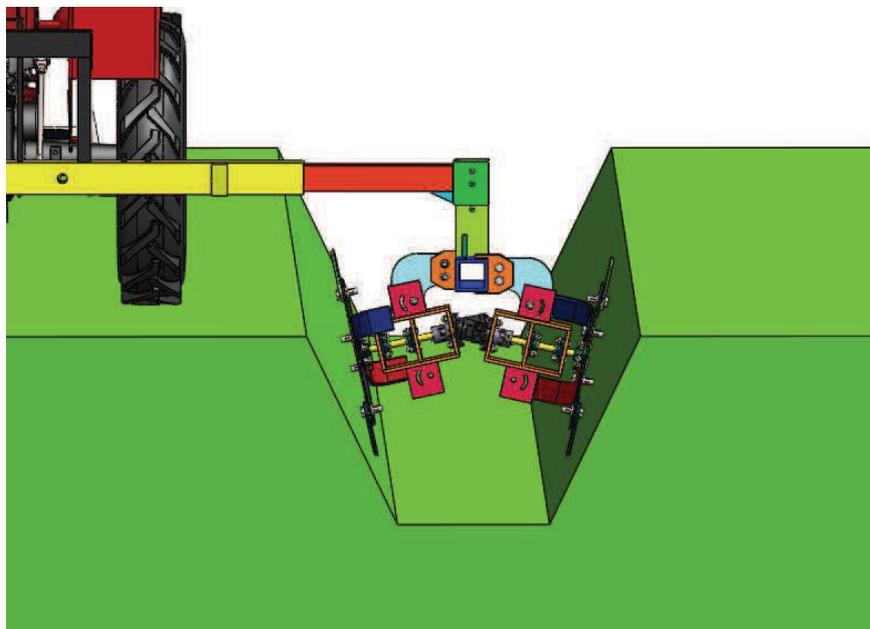


Figura 128. Detalle de cortadora de maleza en posición de trabajo.

La torre de enganche, figura 129, en su mayoría, al igual que todo el conjunto de enganche, es su totalidad esta conformado por perfiles estructurales y placas de cierto espesor, tomando la medidas planteadas por ASABE para esta categoría de enganche.

Las medidas y dimensiones generales e importantes para establecer la torre de enganche, son tomadas principalmente relativas al tractor.

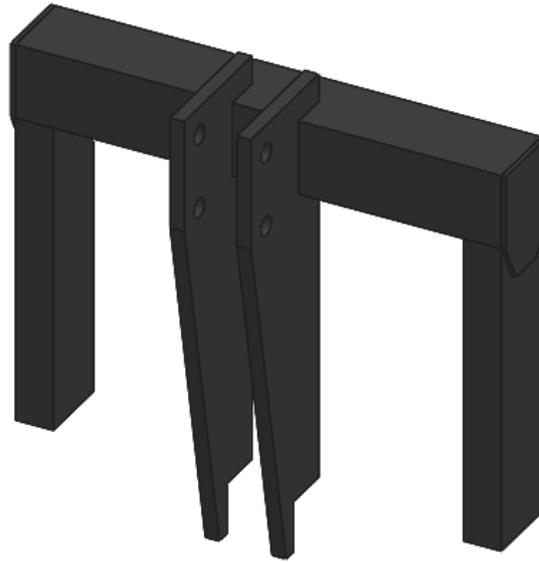


Figura 129. Torre de enganche.

Las horquillas de enganche, donde se acoplan los brazos del sistema de tres puntos del tractor, son placas metálicas de cierto espesor, las cuales se sueldan al perfil principal del enganche completo.

#### 4.4 Dimensiones y características de la máquina

En su conjunto, la máquina debe contemplar ciertas dimensiones particulares, como lo son las medidas típicas del perfil de la regadera, la distancia de la máquina al tractor, entre otras. Es importante saber que en el presente diseño se buscó la posibilidad de poder adaptar la máquina y sus componentes a estos parámetros dimensionales tomados en cuenta, para así posibilitar la mejor realización de limpieza dentro de las regaderas agrícolas.

Para una inclinación establecida por geometría, de las medidas típicas de las regaderas; la distancia horizontal entre el centro de los rotores es de aproximadamente 0.90 metros, considerando las dimensiones del canal y que, de acuerdo a su geometría, estas van a cambiar, la distancia manejada entre rotores es aceptable, tomando en cuenta también que la inclinación de los rotores se puede modificar, así como la longitud y alcance de los pares de navajas, figura 130.

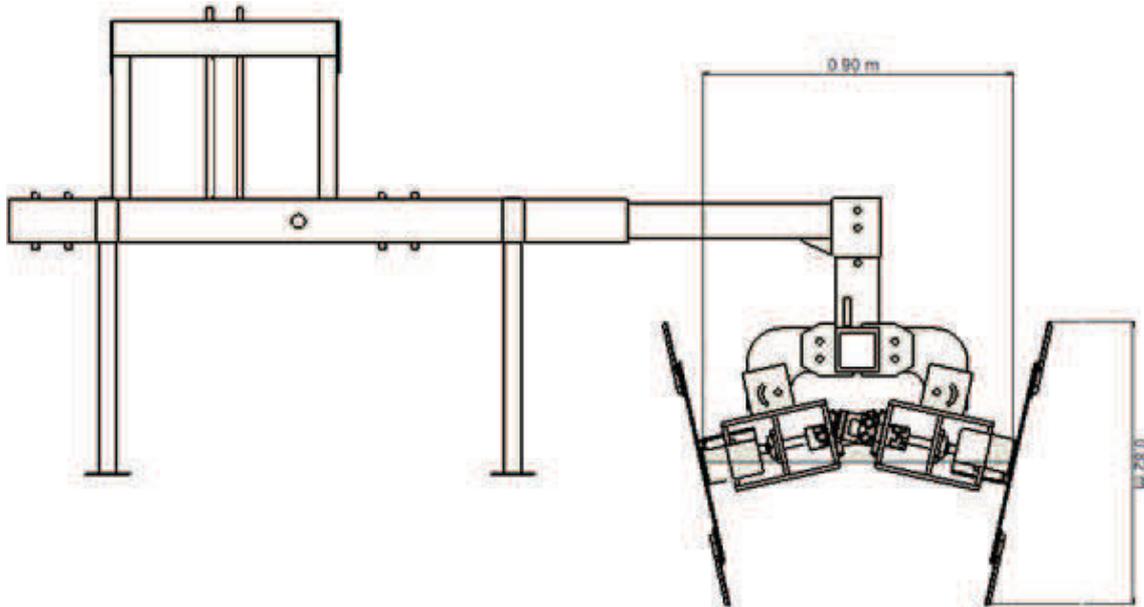


Figura 130. Distancia horizontal entre rotores.

La distancia vertical entre las navajas encargadas de cubrir el corte en la parte de las paredes laterales del canal es de alrededor de 0.82 m, tomando en cuenta las medidas típicamente encontradas para esta sección de las regaderas, esta distancia es aceptable para cubrir los requisitos deseados, aunado a esto, la posibilidad de variar la inclinación y la posición vertical y horizontal de la máquina, figura 131.

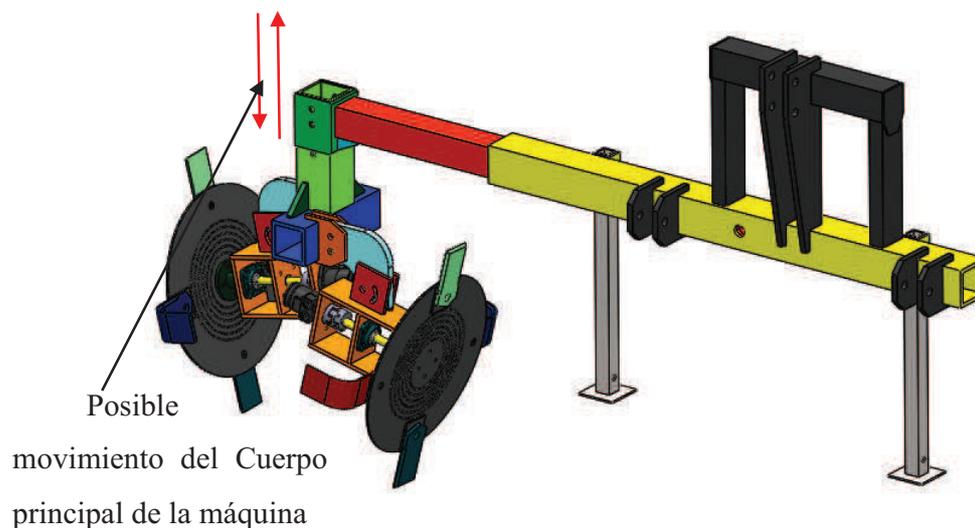


Figura 131. Máquina cortadora de maleza.



## 4.5 Parámetros de funcionamiento de la máquina

Como se mencionó en la lista de requisitos previa al desarrollo del diseño, se requiere que la máquina que se planteó sea accionada por medio de un tractor de entre 60 y 80 hp, esto, como ya se ha mencionado, debido a que es la gama de potencia más común en el país y en la región. De acuerdo a la clasificación del INEGI (2009), los agricultores utilizan principalmente tractores de 60-85 caballos de fuerza (hp), según la potencia del tractor, el 37% de los tractores destinados a la actividad agropecuaria o forestal están dentro de este rango, figura 132.

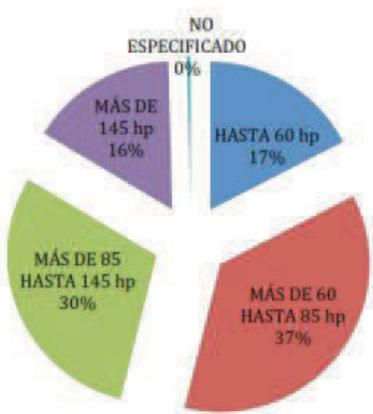


Figura 132. Porcentaje de tractores utilizados en relación a su potencia, [Ayala, 2011].

De acuerdo con datos de OCIMA y CENEMA, hasta el 2011, se tenían 66 modelos de tractores, de diversas marcas y potencias, certificados en México, tabla 10.

Potencia (hp)	Fotón	Harvest King	McCormick	Case	John Deere	Massey Ferguson	New Holland	YTO	Kubota	Total
20-40		1				1				2
40-50		1			3	1				5
50-70	1		4	1	4	5	1		1	17
70-80		1	1		3	4	1	3		13
80-90			2	1	2	2	2	1		10
90-110					4	5	2	2		13
110-120					1	1	1			3
>120					2			1		3
Total	1	3	7	2	19	19	7	7	1	66

Tabla 10. Tractores certificados en México al 2011, [Ayala, 2011].



Los principales comercializadores son John Deere (JD), New Holland (NH) Massey Ferguson (MF), McCormick(McC). John Deere es considerado como el principal productor y distribuidor de maquinaria agrícola, con una presencia importante en el mercado mexicano (38%); New Holland es su más cercano competidor en este rubro; cabe resaltar que éste y Case forman una sola empresa y juntos acaparan el 29% del mercado, mientras que Massey Ferguson tiene 27%, figura 133.

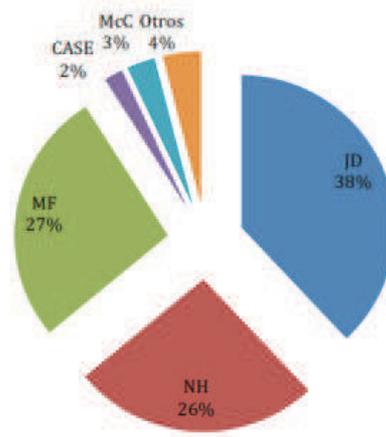


Figura 133. Principales comercializadores de tractores en México, [Ayala, 2011].

En la tabla 11 se listan algunos modelos de tractores para la gama de potencia ya especificada, destacando la capacidad de levante del enganche de 3 puntos a 610 (mm), que es donde mejor se considera la acción de algún implemento.

Es importante observar los valores tanto de la capacidad de levante como la de caudal de la bomba hidráulica, ya que para el presente diseño desempeñan parte fundamental para el correcto funcionamiento de la máquina. La potencia a la toma de fuerza es un parámetro que pese a ser parte elemental de lo que un tractor puede ofrecer, debido a la configuración establecida de la máquina, no se aprovechará en gran medida, para el presente caso, será de más relevancia las características que el sistema hidráulico ofrezca.

Debido a la forma de transmitir movimiento a los rotores de la máquina propuesta, hay que centrarse principalmente en el sistema hidráulico del tractor en cuanto al funcionamiento de la máquina en sí.



Marca y Modelo	Potencia al volante del motor hp(Kw)	Potencia a la TDF hp(Kw)	Velocidad Nominal (RPM)	Caudal de bomba principal L/min (GPM) Presión MPa(Psi)	Capacidad de levante (610 mm) en Kg (lb)
Jhon Deere-5065E	65 hp (48 Kw)	63hp (46.1 Kw)	2400	46 L/min (12.15 GPM) 19.5 MPa (2828.23 psi)	1450 Kg (3196.703 lb)
Jhon Deere-5075E	75 hp (55 Kw)	73hp (53.8 Kw)	2400	46 L/min (12.15 GPM) 18.99 MPa (2755 psi)	1450 Kg (3196.703 lb)
Jhon Deere 5415	77 hp (57.4 Kw)	67 hp (50 Kw)	2400	56.9 L/min (15 GPM) 18 MPa (2610.68 psi)	1472.40 Kg (3246.08 lb)
Jhon Deere-5615	81 hp (60.4 Kw)	70.3hp (52.4Kw)	2400	56.9 L/min (15 GPM) 18 MPa (2610.68 psi)	1527.4 Kg (3367.34 lb)
NewHollan-TT4.80	80 hp (59.6 Kw)	68 hp (50.7 Kw)	2400	54 L/min (14.2 GPM) 18 MPa (2610.68 psi)	1850 Kg (4078.55 lb)
New Holland-5610S	80 hp (60 Kw)	70.9hp (52.9Kw)	2300	51 L/min (13.4 GPM) 18 MPa (2610.68 psi)	1774 Kg (3911 lb)

Tabla 11. Características de tractores de diversas marcas vendidas en México.

Al hacer referencia del sistema hidráulico de un tractor, se hace referencia al sistema de transmisión de fuerza y movimiento a través de un fluido, casi siempre aceite. El principio de funcionamiento del sistema se basa en la transmisión de una energía, en este caso la proveniente del motor del tractor, a una bomba hidráulica y está a su vez a los actuadores motrices, cilindros o motores, conectados a ella.



Los tractores comerciales pueden presentar un circuito hidráulico de centro abierto, figura 134, eso quiere decir que el caudal en el sistema es constante, pero con presión variable, o también un circuito de centro cerrado, en donde el caudal es variable pero la presión constante.

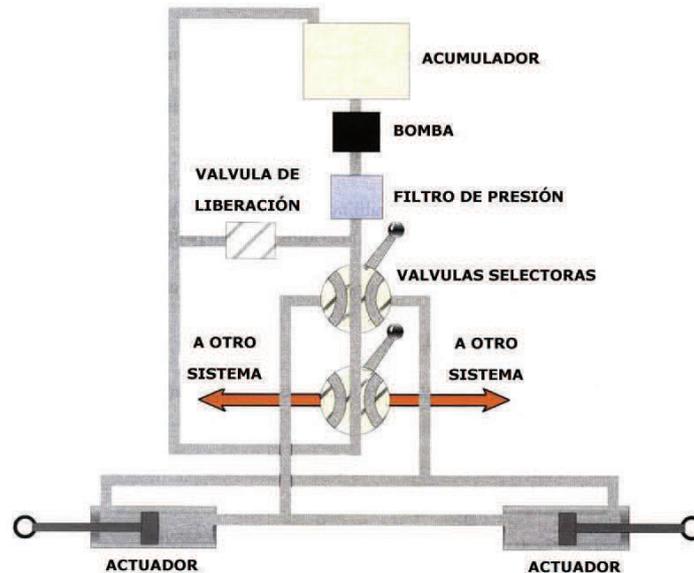


Figura 134. Esquema del circuito hidráulico de centro abierto, [M.M.A., 2018].

Con el sistema de centro abierto, la bomba es de cilindrada, y por lo tanto el caudal, constante. El sistema se implementa con bombas de tipo engranajes que están accionadas de forma continua. Debido a que la bomba envía de forma permanente un caudal constante, se necesita una válvula que limite la presión ya sea para que el aceite retorne a depósito o bien cuando llega el final del requerimiento hidráulico. Es decir, si no se requiriese caudal entonces el flujo de aceite se desvía al depósito por la línea de retorno. En el caso de accionar un distribuidor (servicios externos, elevador...) la válvula de control orienta el caudal hacia la demanda, siendo la velocidad de respuesta directamente proporcional al caudal de la bomba. La presión subirá entonces hasta alcanzar el valor requerido para la función exigida en el actuador y tras realizar ese trabajo la bomba vuelve a funcionar bajo condiciones de baja presión.

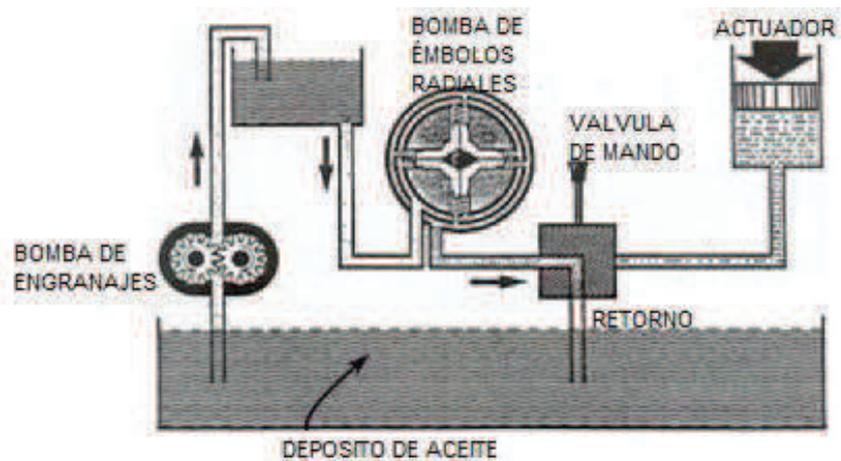


Figura 135. Esquema del circuito hidráulico de centro cerrado.

El sistema de centro cerrado, figura 135, suministra aceite a la demanda capaz de suplir operaciones simultáneas y con una sola bomba. La implementación de estos circuitos se hace con bombas de caudal variable, pero manteniendo la presión. Cuando el circuito no requiere caudal la bomba está en cierto reposo y el aceite no retorna continuamente al depósito mientras que mantiene la presión del aceite en un margen estrecho de variación.

La cilindrada de la bomba varía en función de la carga del sistema proporcionando el caudal a la demanda y siempre manteniendo la presión dentro de límites estrechos. En el caso de necesitarse alimentar varios actuadores en paralelo con demandas diferentes entonces se controla el caudal bien por tubos de diferente diámetro o bien por válvulas dosificadoras calibradas. En la práctica esto significa que el accionamiento de un actuador no interfiere en el trabajo de los demás cuando se accionen de forma simultánea.

El centro abierto es muy utilizado en tractores agrícolas ya que es de gran simplicidad en la disposición de los componentes y porque es un sistema que se adapta perfectamente a la normal operación del sistema hidráulico en un tractor, es decir, de forma intermitente y con un número limitado de actuadores.



Figura 136. Válvulas remotas del sistema hidráulico de un tractor.

En México, la mayor parte de los tractores comercializados, son vendidos con un conjunto de dos cajas de válvulas remotas, figura 136, y en dado caso de solo contar con una sola, este aditamento es vendido como un kit de complementos adicionales al vehículo por lo que no es difícil contar con las dos cajas de válvulas, que para el diseño que se presenta, hace posible el accionamiento de los dos motores hidráulicos presentes en los rotores.

#### **4.6 Análisis estático: Determinación de cargas, distribución de fuerzas y momentos ante un impacto**

Ya que varios elementos de la máquina que se está diseñando soportan cargas, es de importancia observar el comportamiento de estos elementos, aunado de cómo soportarían el posible impacto de algún miembro de la máquina. Para poder obtener las posibles cargas de impacto, así como las cargas dinámicas que actúan sobre los componentes críticos de la máquina, se buscó la realización de un modelo 3D de la máquina diseñada, en el software de simulación dinámica ADAMS, para el modelo en esta simulación se hacen los siguientes supuestos:

- Los elementos de la máquina se toman como cuerpos rígidos.
- El rotor gira a una velocidad de 450 rpm.
- La velocidad de la navaja es  $V_{LK} = 28$  m/s.
- alguna de las navajas encargadas de cortar el talud del canal impacta con un objeto de madera, de tamaño considerable, cuya densidad es de  $438 \text{ Kg/m}^3$ .

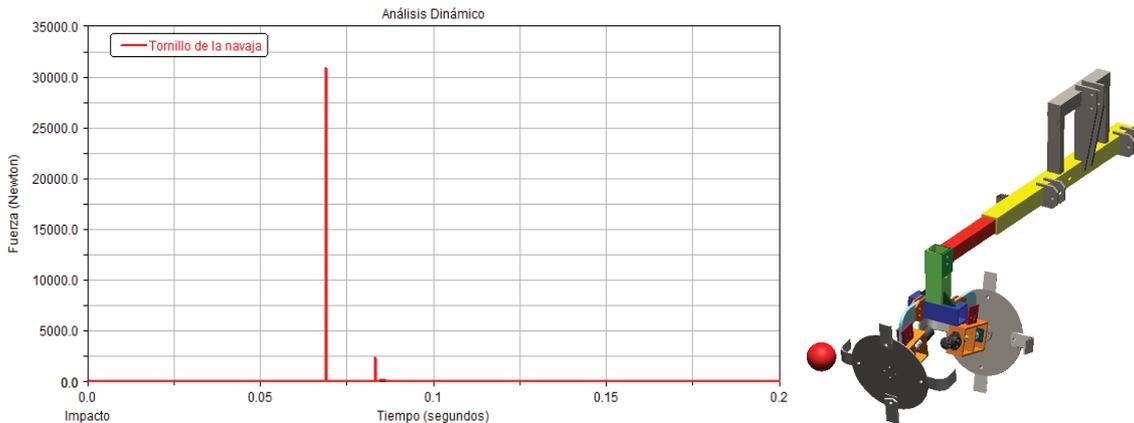


Figura 137. Carga generada sobre los soportes del chasis principal ante un posible impacto.

Una vez determinada la carga que genera el impacto, se procede a trasladar esa carga sobre la navaja hacia los soportes que van acoplados al bastidor principal, los cuales sujetan a los brazos que soportan al conjunto del sistema de transmisión.

La fuerza de impacto tendrá, primeramente, un efecto sobre la navaja con la que impacte, para el análisis realizado una cuchilla de talud, esta fuerza generará a su vez ciertas reacciones sobre los apoyos del eje, que para el presente diseño se encuentran en las chumaceras de pared, y estas reacciones a su vez repercutirán en ciertos elementos de la máquina.

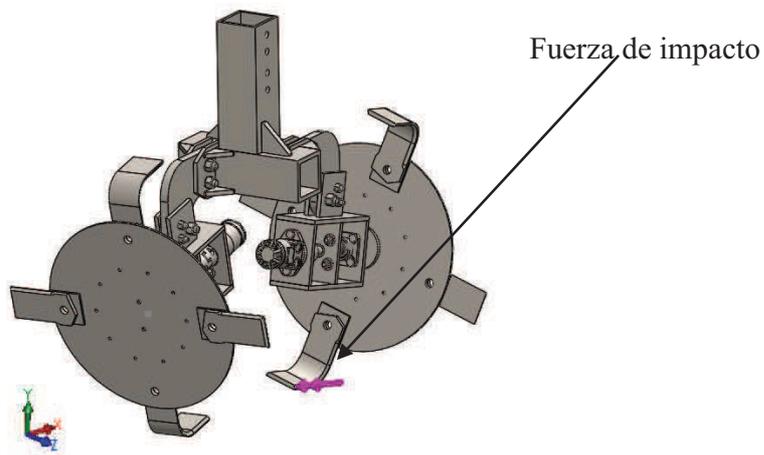


Figura 138. Dirección de la fuerza de impacto sobre la navaja.

Como se muestra en la figura 138, la dirección de la fuerza resultante en el impacto, tendría dirección contraria al sentido de giro del rotor, recayendo esta fuerza sobre la superficie de la navaja.

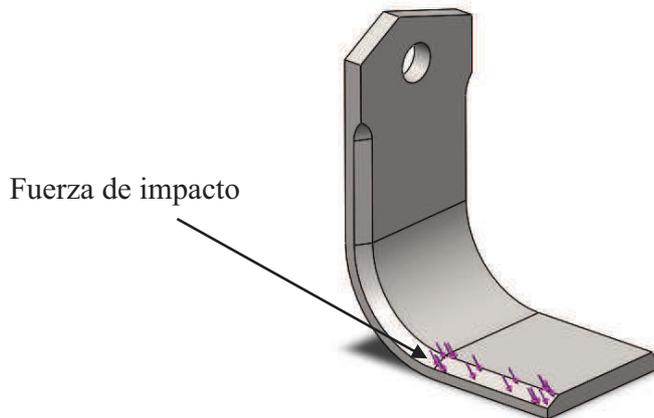


Figura 139. Fuerza de impacto sobre la navaja.

La figura 139 ilustra de manera más detallada la influencia que tendría la fuerza de impacto sobre la navaja y la superficie en la que está impactaría con el objeto en cuestión, en dependencia de la zona en que impacte; dicha fuerza se considera como una fuerza puntual y no una fuerza distribuida como hace apreciar la figura anterior, las flechas solamente buscan detallar de manera más clara como incidiría la fuerza sobre la superficie sobre la navaja de corte.

A partir de la dirección y magnitud de la fuerza, esta se traslada en conjunto con los efectos y reacciones que genere, a algún punto de interés, en este caso los elementos críticos de la máquina, figura 140, que para el presente diseño serán los soportes que sujetan y cargan a los brazos que soportan al sistema de transmisión.

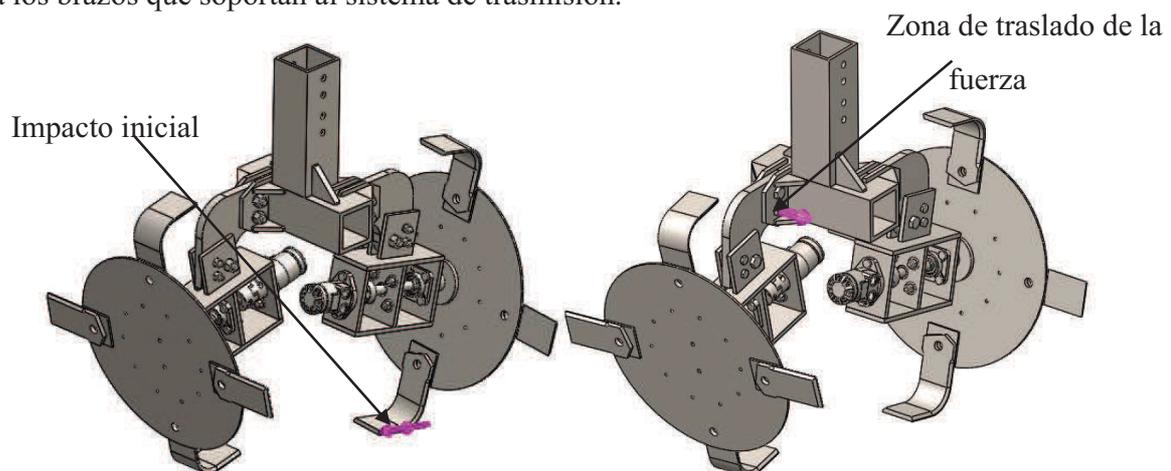


Figura 140. Traslado de la fuerza de impacto.

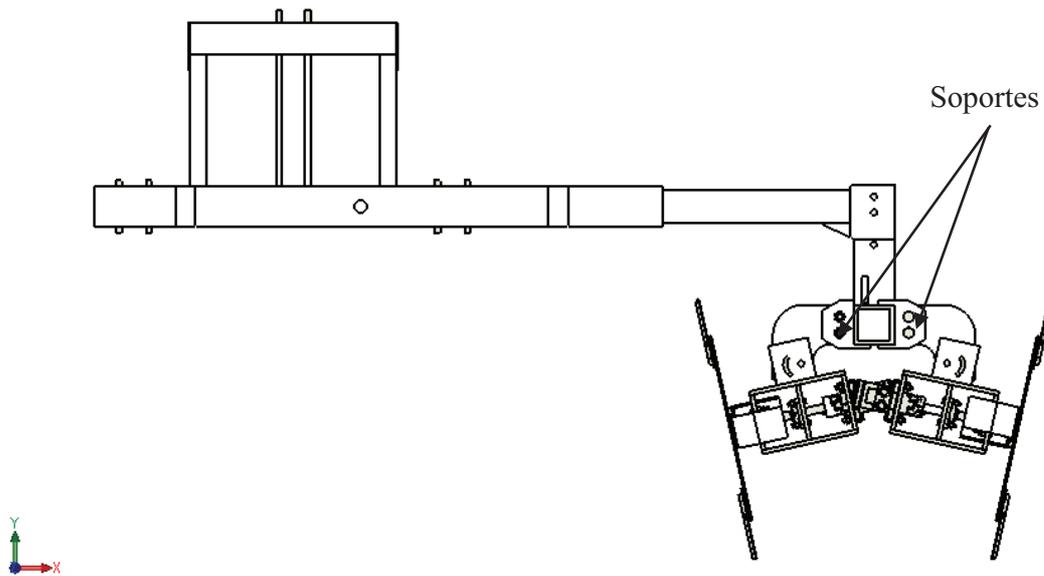


Figura 141. Componentes críticos de la máquina.

Para trasladar la carga de impacto desde la navaja hasta los soportes, se hace uso de la estática, para comprender de mejor manera esto, se muestran los diagramas de cuerpo libre (DCL) de los componentes involucrados desde la navaja hasta los soportes, los cuales se utilizaron para realizar este traslado e identificar y calcular los efectos del impacto y poder realizar un análisis estructural más detallado. Para esto, se toma la consideración representar a toda la máquina como un cuerpo rígido.

Primeramente, la fuerza se traslada al centro del rotor, en donde se encuentra un extremo de la flecha, figura 142. Sobre este extremo estará actuando la fuerza de impacto, la cual, debido a los apoyos de la flecha en las chumaceras, tendrá un par de reacciones.

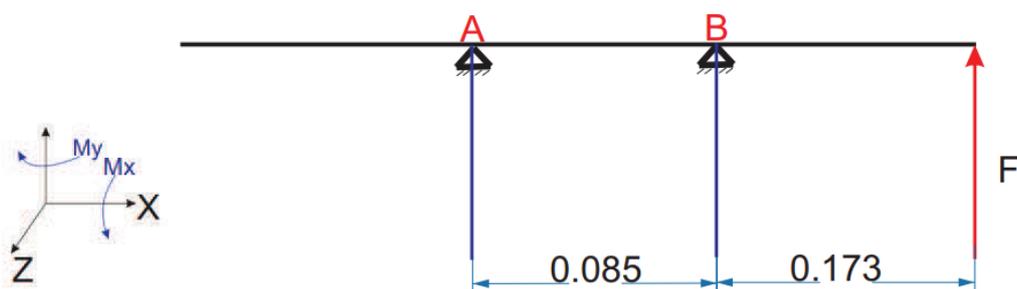


Figura 142. DCL de la flecha, medidas en metros.



Realizando equilibrio y con ello sumatoria de fuerzas, se obtienen las reacciones A y B, las cuales serán los puntos de partida para el traslado de fuerzas y cálculo de momentos, figura 143.

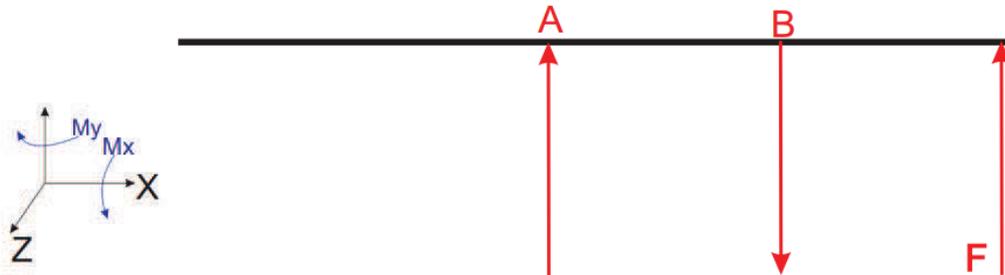


Figura 143. Reacciones sobre la flecha.

Trasladando la reacción de A,  $R_A$ , hasta el punto de los soportes, se tienen en consideración la distancia entre cada componente, encontrando así los momentos que se generan en este punto debido a esta reacción, figura 144.

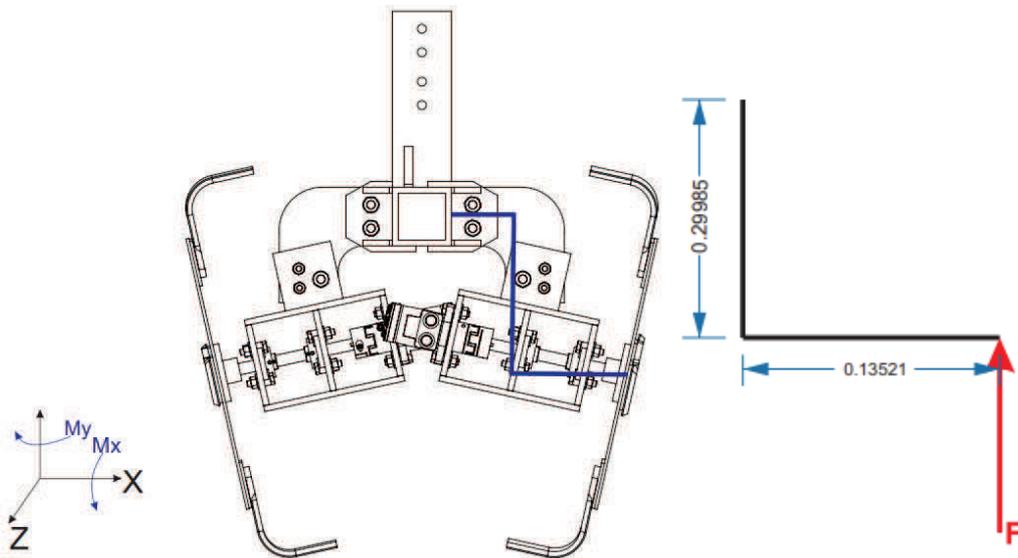


Figura 144. Traslado de la reacción  $R_A$  a los soportes.

De igual manera que para B, se traslada la reacción  $R_B$  hasta los soportes, calculando de esta manera los momentos generados por esta fuerza en este punto, figura 145.

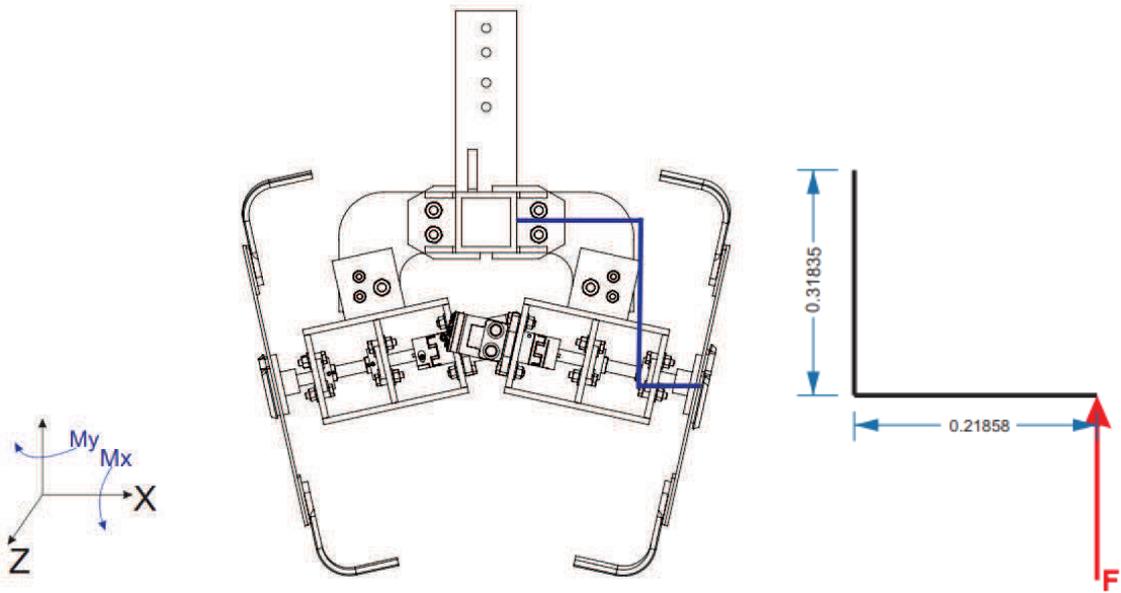


Figura 145. Traslado de la reacción  $R_B$  a los soportes.

Una vez obtenidos los efectos que cada reacción genera en los soportes, momentos sobre el eje X y Y, se realiza la suma para ambas reacciones, encontrando la magnitud total para cada momento en cada reacción. Así, en los soportes se generan dos momentos en dos direcciones debido a la fuerza de impacto, dicha fuerza también debe ser tomada en cuenta en estos componentes de interés, figura 146.

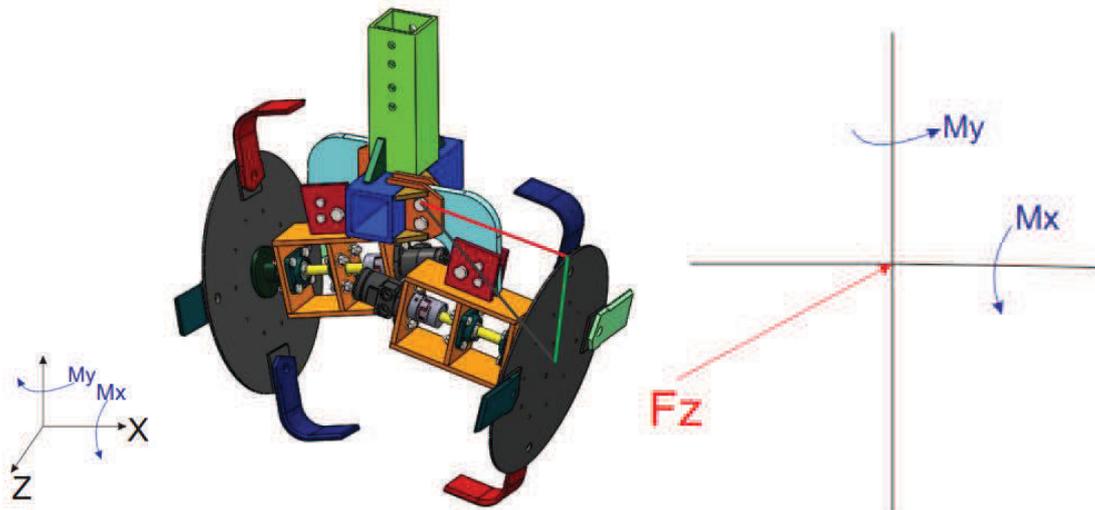


Figura 146. Fuerza de impacto y momentos sobre el soporte.



Debe hacerse notar que el análisis anterior se realiza bajo un efecto de diseño altamente conservador, es decir, no se toma en cuenta el efecto que tendría el que las navajas son abatibles y van pivotadas respecto al disco del rotor, además de que la función que cumple de cople flexible de seguridad, que forma parte de la transmisión, es evitar el daño de este sistema ante cualquier choque o impacto. Aunado a esto, es de gran importancia señalar que al utilizar energía del sistema hidráulico del tractor para el funcionamiento de los rotores, se tiene una importante opción de seguridad para la máquina ante cualquier daño debido a un impacto, se trata de una válvula de seguridad presente en el sistema hidráulico, que, al tener lugar el impacto del rotor contra cualquier objeto no deseado, dicha válvula se activaría evitando que la presión interna del fluido supere cierto valor crítico, impidiendo así el movimiento de la flecha y propiciando el paro del rotor, evitando así cualquier posible daño de consideración sobre algún componente de la máquina. Con esto se quiere decir que los soportes son considerados como componentes críticos de la máquina ante cualquier incidente, ya que sostienen la parte esencial de la máquina, pero debido a las opciones de seguridad presentes en el diseño, el daño o los efectos de algún choque o impacto, no tendría un efecto tan grande sobre estos soportes.

#### **Válvula de seguridad.**

La válvula de seguridad o sobrecarga están diseñadas para abrir y aliviar un aumento de la presión interna del fluido, por exposición a condiciones anormales de operación o a emergencias, figura 147.

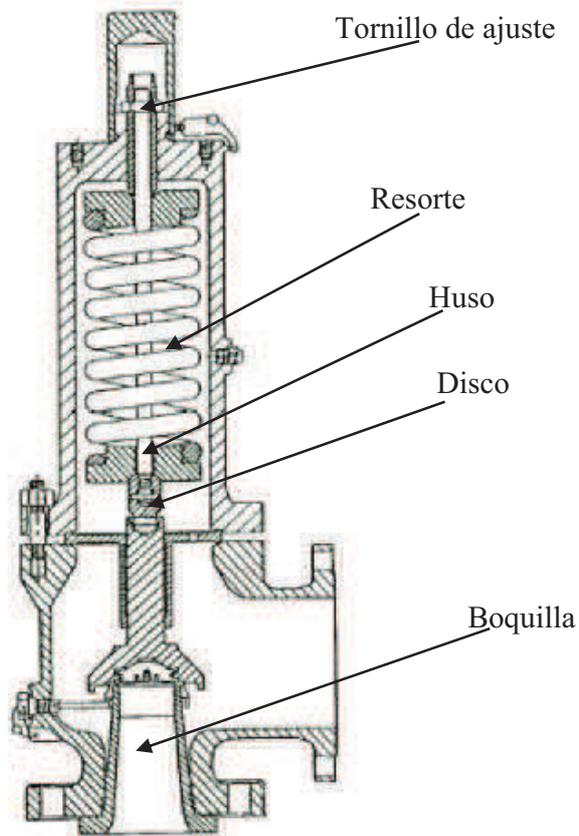


Figura 147. Válvula de seguridad, [Cejalvo, 1993].

La válvula de sobrecarga va montada en la línea de alta presión de la bomba y es activada por la energía de la presión estática. Cuando en el recipiente o sistema protegido por la válvula la presión sobrepase su límite, la válvula se abre contra la fuerza de su resorte, la fuerza ejercida por el muelle es equilibrada por la fuerza producida por la presión sobre el área del disco de cierre, como se muestra en la figura 143. Una vez activada la válvula, un pequeño aumento de presión producirá el levantamiento del disco de cierre y el aceite escapará por la línea de retorno al depósito, figura 148.

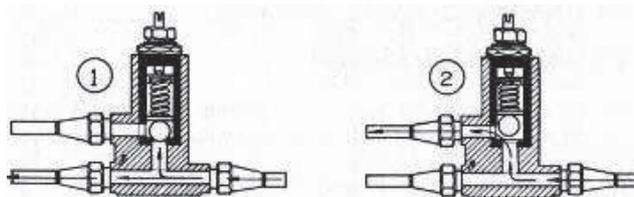


Figura 148. Flujo del aceite en la válvula de seguridad, 1) Válvula cerrada, 2) Válvula abierta, [SEP, 1982].



La válvula cierra a una presión ligeramente inferior a la presión límite como consecuencia de la energía cinética del fluido en el escape. A diferencia de otros dispositivos de alivio, las válvulas de seguridad son diseñadas para cerrar cuando la presión haya sido restablecida, quedando en disposición de actuar y prevenir un nuevo alivio del fluido.

#### **4.7 Modelo de elemento finito: Determinación de zonas críticas ante un impacto**

Una vez obtenida la carga generada por el impacto en ADAMS, y ya calculadas las cargas que esta fuerza generaría sobre los componentes de la máquina, se elaboró un modelo de elemento finito para realizar un análisis estructural estático, referente al chasis o bastidor principal, analizando principalmente a los soportes y la parte de acople con el enganche, para así poder calcular los esfuerzos sobre cada uno de los elementos involucrados. Este análisis permitió, de manera iterativa, establecer las medidas y geometrías adecuadas de cada componente analizado. Para la flecha de la transmisión, se supone que la carga máxima se presentará en el momento en que la navaja del rotor impacte con el objeto de madera.

El análisis estático de una pieza o ensamblaje permite simular los desplazamientos, las fuerzas de reacción, los esfuerzos y las deformaciones unitarias que se producen sobre un modelo tridimensional bajo condiciones previamente establecidas. La simulación, entre otras cosas, permite evaluar y rediseñar el modelo para evitar la falla en las zonas donde se presenten elevadas tensiones. Además de lo anterior, con la simulación es posible adecuar y optimizar los diseños sin necesidad de hacer prototipos físicos y pruebas de campo.

En el análisis estático se realizan dos suposiciones que se deben tener en cuenta. La primera considera que dicho análisis se realizará en condiciones estáticas, y la segunda establece que el análisis es del tipo lineal, en donde las deformaciones son proporcionales a las cargas aplicadas.

Para la primera suposición, las cargas que actúan sobre el modelo se aplican gradualmente hasta llegar a un valor máximo establecido. Dichas cargas no tienen en cuenta fuerzas inerciales ni de amortiguamiento.

En la segunda suposición, la respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. La respuesta del modelo sometido a un esfuerzo estático es lineal, siendo así las deformaciones unitarias y los esfuerzos proporcionales a las cargas aplicadas.



El Método de Elemento Finito lineal, basado en desplazamientos, es una extensión del método de análisis de desplazamientos, el cual se ha utilizado para analizar estructuras formadas por barras y vigas, en el cual el proceso básico es que la estructura completa es idealizada como un ensamble de elementos estructurales individuales. Las matrices de rigidez del elemento correspondientes a los grados de libertad globales de la estructura idealizada son calculadas y se forma la matriz de rigidez global. La solución de las ecuaciones de equilibrio de los elementos ensamblados resulta en los desplazamientos de los elementos, los cuales son usados para calcular los esfuerzos de estos. Finalmente, los desplazamientos y esfuerzos de los elementos deben ser interpretados como una estimación del comportamiento de la estructura real, tomando en cuenta la idealización. Las ecuaciones de equilibrio para una estructura son, [Bathe, 1996]:

$$[K]\{u\} = \{R\}$$

En donde:

$[K]$  = Matriz de rigidez.

$\{R\}$  = Vector de cargas externas.

$\{u\}$  = Vector de desplazamientos nodales.

Esta formulación, dentro de las variantes que ofrece el Elemento Finito, es la más básica de este tipo de análisis.

Este tipo de análisis se realiza mediante la aplicación de un sistema de ecuaciones lineales de equilibrio en cada uno de los elementos establecidos en el mallado del modelo. El cálculo inicial determina los desplazamientos de cada uno de los nodos, después se calcula la deformación unitaria y los esfuerzos para cada uno de los puntos.

Inicialmente, para comenzar con el análisis, es necesario mallar el modelo y definir las propiedades mecánicas del material, aplicar las restricciones de movimiento y las cargas a las que se someterá el modelo, siguiendo el flujo del diagrama de la figura 149.



Figura 149. Proceso de análisis estático, [Gómez, 2010].

### **Preproceso.**

El modelo paramétrico en 3D de la máquina, se realizó en un paquete CAD, posteriormente de exporto a ANSYS en donde se malló y se establecieron las restricciones y cargas pertinentes para la simulación requerida.

### **Tipo de elemento.**

Para el análisis realizado en el presente trabajo, el modelo paramétrico se importó a ANSYS, y se malló con el elemento SOLID 285, figura 150, utilizando elementos tetraédricos cuadráticos. El elemento utilizando cuenta con las siguientes características:

- Elemento sólido definido por 4 nodos.
- Cuatro grados de libertad en cada nodo: traslaciones en las direcciones X, Y, y Z.
- Un punto de presión hidrostática.

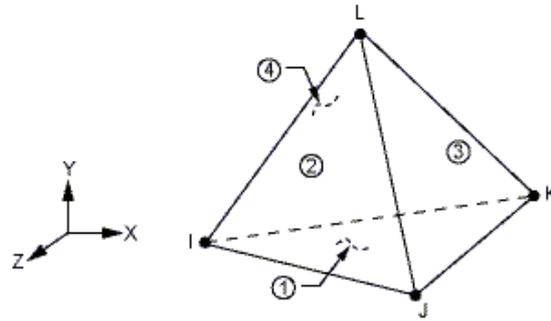


Figura 150. Geometría del elemento SOLID 285, [ANSYS User's Guide].

### Postproceso.

Una vez aplicadas las restricciones de movimiento sobre el modelo y las fuerzas sobre él, se obtuvieron esfuerzos de Von Mises para el diseño final del bastidor principal en general, figuras 151 y 152.

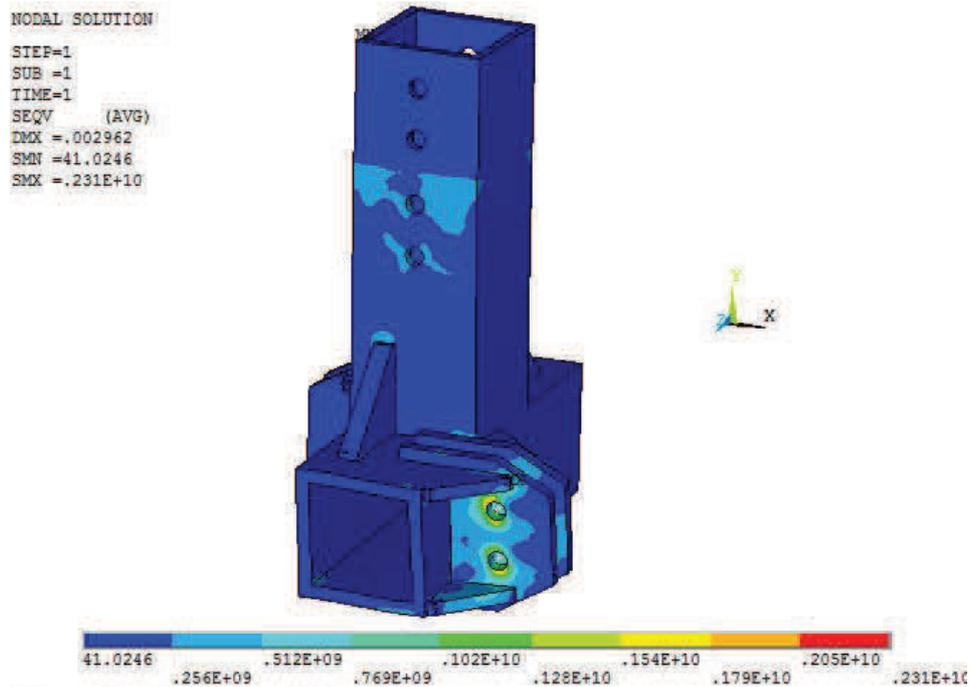


Figura 151. Esfuerzo de Von Mises sobre el bastidor principal.

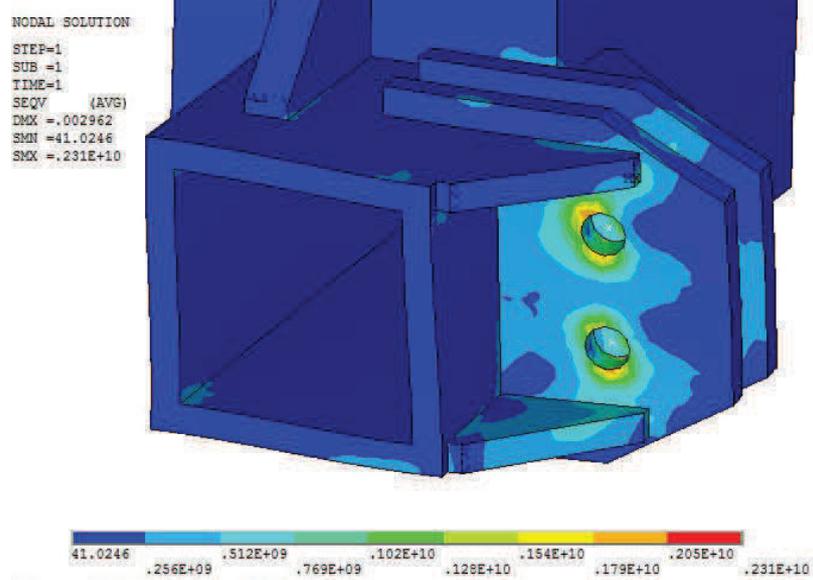


Figura 152. Esfuerzo de Von Mises sobre los soportes.

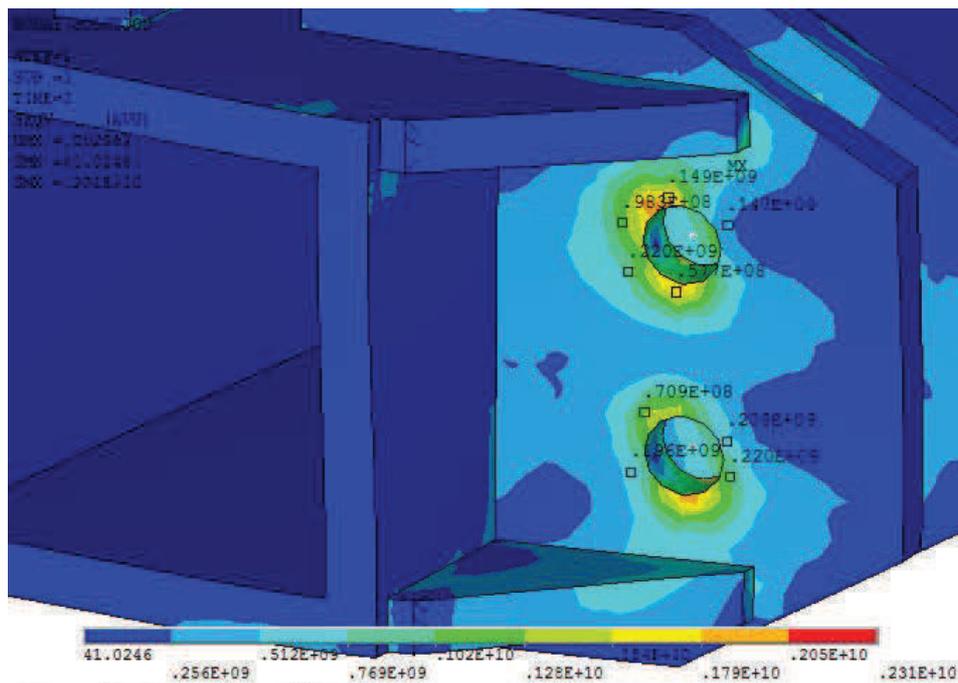


Figura 153. Detalle de esfuerzo de Von Mises sobre los orificios de los soportes.

Debido al modo de colocación de las fuerzas actuantes sobre el modelo, y por las restricciones de posición del modelo y los elementos utilizados para establecer las cargas, se presenta una concentración de esfuerzos sobre los orificios de los soportes, esto puede



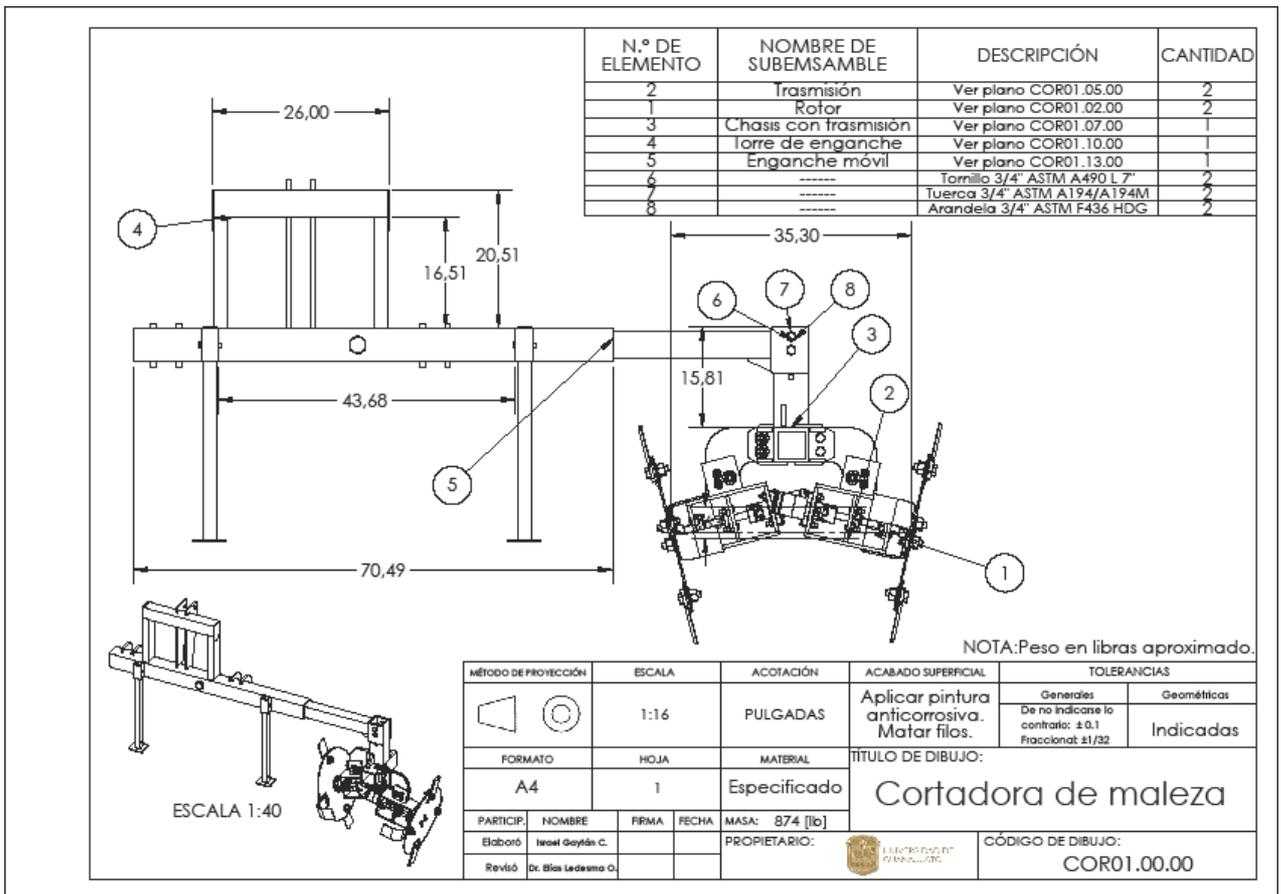
considerarse como una posible singularidad, debido a esto se tomaron los valores cercanos a esta zona, figura 153.



# Capítulo 5

## Diseño de detalle

### 5.1 Plano general





---

## Capítulo 6

# Objetivos alcanzados, conclusiones y recomendaciones

---

### 6.1 Objetivos alcanzados

Para el diseño de la máquina cortadora de maleza, el cual fue desarrollado en el presente trabajo, se plantearon objetivos tanto generales como particulares, dentro de los cuales estaba el desarrollo del diseño de una máquina para cortar maleza en el interior de regaderas agrícolas a partir de la metodología que establece el proceso del diseño mecánico, a lo cual los resultados al momento se pueden plantear como satisfactorios de la siguiente manera:

- Se generó un diseño viable de una máquina para la necesidad requerida.
- Se establecieron pautas iniciales de requisitos de diseño.
- El trabajo se basó de parámetros y datos ya validados en diseños de máquinas fabricadas para una función similar.
- El desarrollo del trabajo fue guiado por el proceso de diseño mecánico el cual cuenta con cierta metodología y pasos para el desarrollo de un producto.
- Las normas existentes para maquinaria agrícola se aplicaron para el desarrollo del enganche al tractor de la máquina.
- Se obtuvieron datos de maquinaria agrícola del país y de la región.
- La simulación de corte realizada en LS-DYNA permitió la clarificación del modo de falla de un material vegetal sometido al corte por impacto.
- El análisis dinámico realizado en ADAMS determinó la magnitud de la carga ante un posible impacto.
- El análisis estático estructural realizado por el Método de Elemento Finito, determino los esfuerzos en los componentes críticos, permitiendo así modificar medidas y geometrías evitando la falla de dichos elementos.



## 6.2 Conclusiones

El diseño desarrollado, toma en cuenta muchos de los parámetros tenidos en la realidad, teniendo sus principales cimientos en el desarrollo de un diseño anterior, para el cual se realizaron pruebas experimentales en el desarrollo de sus componentes, y pruebas de campo para evaluar su funcionamiento.

Cabe recalcar que para maquinaria agrícola, el diseño detallado y a fondo de las máquinas es muy limitado, elevando así el costo de dichos productos, o generando productos de baja calidad.

El seguimiento marcado por las etapas de diseño es elemental para el desarrollo de productos de calidad, identificar los parámetros importantes, así como los requisitos principales son la base de todo.

El presente diseño, contempla la posibilidad de realizar el corte dentro del perfil completo de una regadera agrícola, de la forma de su sección, pudiéndose adaptar de ciertas maneras y realizar así una labor eficiente y logrando así aportar a manera de solución, una reducción en los tiempos del corte de maleza de manera manual.

## 6.3 Recomendaciones para trabajos futuros para trabajos futuros

-Se recomienda, para trabajos futuros, el diseño y colocación de una guarda de protección o seguridad en las periferias del rotor, para evitar que algún objeto pequeño que impacte con el rotor sea proyectado hacia el tractor o las cercanías del operador. Además de servir para garantizar que el material cortado sea expulsado a las afueras del canal.

A manera de sugerencia, se propone la geometría mostrada en la figura 154, como el posible diseño para la guarda de protección.

La idea principal del diseño sugerido es que las guardas se posicionen detrás de los rotores a manera que, por medio de la energía cinética que al momento del corte le imprime la navaja al material cortado, este llegue a la guarda y que siga la trayectoria de la geometría de la guarda, la cual desemboca en un cuello que debe apuntar a la parte lateral del canal por la parte externa del mismo.



Figura 154. Posible geometría de la guarda de protección.

-Se recomienda, para trabajos futuros, el probar diferentes configuraciones de las navajas propuestas para corte de talud y perfil lateral de las regaderas.

-Se recomienda, el diseño de un circuito hidráulico para el posicionamiento de actuadores hidráulicos que permitan la modificación de la posición del enganche, tanto en dirección vertical como horizontal, así como en los brazos de soporte para poder variar la inclinación de los rotores, evitando así realizar esta operación de manera manual.

-Se recomienda, generar un nuevo modelo navaja-tallo que describa de mejor manera el comportamiento de la fibra y que considere a la navaja como un cuerpo deformable para analizar los esfuerzos en ella.

-Se recomienda, para trabajos futuros, la posibilidad de construir el diseño generado en el presente trabajo para la realización de pruebas experimentales con el objetivo de optimizar dicho diseño.

-Se recomienda, en caso de la construcción del presente diseño, que la experimentación se realice con diferentes tipos de maleza.

-Se recomienda, para trabajos futuros, realizar análisis de hatos de fibras, tanto experimentales como de elemento finito.

-Se recomienda, realizar pruebas sobre la fibra de yute para incluir el efecto de la rapidez de deformación en el material  $\dot{\epsilon}$ .

-Se recomienda, realizar un diseño de experimentos tomando en cuenta el ángulo de inclinación  $A_{NR}$ .



# Apéndices

## A1 Referencias

1. ANSYS, Inc., 2013. ANSYS LS-DYNA User's Guide. USA: ANSYS, Inc.
2. ASABE, 2005. Three-Point Free-Link Attachment for Hitching Implements to Agricultural Wheel Tractors. ASABE, consultado 13 de marzo de 2018, obtenido de <https://www.sae.org>.
3. Ayala, A. V.; Audelo, M. A.; Aragón, A., 2011. La situación del mercado de tractores en México, perspectivas y retos en la certificación. México: Revista Textual, (58), 91 – 111.
4. Bathe, K. J., 2014. Finite Element Procedures. Second Edition. USA: Prentice Hall, Pearson Education, Inc.
5. Beer, F. P.; Johnston, E. R.; DeWolf, J. T., 2007. Mecánica de Materiales. Cuarta edición. USA: Mc Graw Hill.
6. Budynas, R. G.; Nisbett, J. K., 2008. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Novena edición. USA: Mc Graw Hill.
7. Cejalvo, A., 1993. Válvulas de seguridad: Características técnicas. España: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
8. Chandupatla, T.; Belegundu, A., 1999. Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería. Segunda Edición. USA: Pearson Education.
9. Chevalier, A., 1979. Dibujo industrial. España: Editorial Montaner y Simón.
10. Clarke, J., 2006. The Design of a Three Point Linkage Implement Height Control System. Australia: University of Southern Queensland.
11. Colón, M.; Del Castillo, J.; Covarrubias, M. Técnica Sistemática de Análisis Funcional (FAST). México: Instituto Tecnológico de Estudios Superiores de Monterrey.
12. Corona, I., 2016. El desarrollo de la agricultura y el impacto que tendría en las finanzas públicas de México. Premio Nacional de las Finanzas Públicas. México: Centro de Estudios de las Finanzas Públicas, 36.
13. Cubillos, A., 2010. El Proceso de Diseño en Ingeniería. Colombia: Universidad de Ibagué, apuntes de clase.
14. Dym, C.; Little, P., 2009. Engineering Design. USA: Wiley.
15. Dym, C.; Little, P.; Navarra, R., 2002. El Proceso de Diseño en Ingeniería: Como Desarrollar Soluciones Efectivas. México: Limusa Wiley.
16. Erdman, A. G.; Sandor, G. N., 1997. Diseño de mecanismos. Tercera edición. USA: Prentice Hall.
17. Ernst, W.; Hosndl S., 2008. Design Engineering a Manual for Enhanced Creativity. USA: CRC Press.



18. Ewanochko, T. W.; Nelson, D.; Esaki, M.; Pesheck, E., 2002. Integrated Durability Analysis Using ANSYS, ADAMS and FE–Fatigue. European Mechanical Dynamics User Conference.
19. Smith, D. W.; Sims, B. G.; O’Neil, D. H., 1994. Testing and evaluation of agricultural machinery and equipment, principles and practices. FAO.
20. Gardea, H., 2007. Hidráulica de Canales. Tercera edición. México: UNAM. Facultad de Ingeniería, Fundación ICA.
21. Giesbers, J.;2012. A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams. Netherlands: University of Twente.
22. Giesecke, F. E.; Mitchell, A.; Hill, I; Spencer, H. C.; Dygdon, J. T.; Lockhart, S.; Novak, J. E., 2006. Dibujo y comunicación gráfica. Tercera edición. México: Editorial Pearson Educación.
23. Grech, P., 2015. Diseño en Ingeniería I. Colombia: Pontificia Universidad Javeriana de Cali, apuntes de clase.
24. Gómez, O.,1994. La política agrícola en el nuevo estilo de desarrollo latinoamericano.FAO.675.
25. Gómez, S., 2010. SolidWorks Simulation.Primera edición. México: Editorial Alfaomega.
26. Gutiérrez, C.; Serwatoski, R.; Martínez, O. A.; Cabrera, J. M.; Saldaña, N. y Flores; A., 2013. Determinación de las características de las cuchillas de corte para mecanizar la cosecha de agave. México: Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas, vol.4. 159-166.
27. Hernández, C.; Pinto, E., 2007. Diseño y montaje de una máquina trituradora de eje horizontal para el centro recreacional CATAY. Bucaramanga, Colombia: Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería Mecánica.
28. Hibbeler, R. C., 1992. Mecánica para Ingenieros. Sexta edición. USA: Macmillan inc.
29. Johnson, C. P., 2012. Energy requirements and productivity of machinery used to harvest herbaceous energy crops. USA: University of Illinois.
30. John Deere, 2018. Tractores John Deere. Recuperado de: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/>.
31. Johansson, S., 2008. Design of a three-point hitch. Suecia: Linköping University.
32. Juvinall, R. C., 1996. Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica. México: Editorial Limusa.
33. Ledesma, E., 2005.Diseño y construcción de una máquina cortadora de maleza para su uso en regaderas. México: Universidad de Guanajuato, Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica, Departamento de Ingeniería Mecánica.
34. León, N. 2004. TRIZ: Innovación Estructurada para la Solución de Problemas y el Desarrollo de Productos Creatividad como una Ciencia Exacta. México:Instituto Tecnológico de Estudios Superiores de Monterrey, Second LACCEI International Latin American and Caribbean ConferenceforEngineering and Technology.



35. Más que máquinas agrícolas, M. M. A. (s.f.). El Detalle Importa. Sistema Hidráulico ¿Centro Abierto o Centro Cerrado? Recuperado 13 de julio, 2018, de <http://www.masquemaquina.com/2013/04/sistema-hidraulico-centro-abierto-o.html>
36. Massey Ferguson, 2018. Massey Ferguson tractores. Recuperado de: <https://www.masseyferguson.mx/>.
37. Medina, J. P., 2015. Diseño de un motocultor de labores agrícolas para la parroquia de San Joaquín de la ciudad de Cuenca. Colombia: Universidad Salesiana, sede Cuenca.
38. Ministerio de Agricultura Pesca y Alimentación, G.E. (s.f.). Arado de discos. Recuperado 20 julio, 2018, de <https://www.mapama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/plataforma-de-conocimiento-para-el-medio-rural-y-pesquero/observatorio-de-tecnologias-probadas/maquinaria-agricola/arado-discos.aspx>
39. Mott, R. L., 2004. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. USA: Pearson Education-Prentice Hall.
40. New Holland. 2018. New Holland Agriculture equipos y máquinas. Recuperado de: <http://agriculture1.newholland.com/nar/es-mx>.
41. Orlov, P., 1974. Ingeniería de diseño 1. URSS: Editorial Mir.
42. Orlov, P., 1975. Ingeniería de diseño 2. URSS: Editorial Mir.
43. Phal, G.; Beitz, W., 2007. Engineering Design a Systematic Approach. London, UK: Springer.
44. Persson, S., 1987. Mechanics of cutting material. USA: American Society of Agricultural Engineers.
45. Rode, H., 2011. The energy of a cutting process of a selected energy plant. Faculty of Civil Engineering, Mechanics and Petrochemistry Department of Mechanical Systems Engineering and Automatization. Plock, Poland. OL PAN, 2011, 11, 326–334.
46. Sakun, V.; Popov, I.; Klenin, N., 1986. Agricultural Machines: Theory of Operation, Computation of Controlling Parameters and the Conditions of Operation. New Delhi, India: A.A.Balkema Rotterdam.
47. Saldaña, A.; Reveles, F; Serwatowski, R.; Gutierrez, C.; Saldaña, N.; Ledesma, E.; y Cabrera, J. M., 2013. Modelo de elemento finito para el corte de la fibra de Agave Tequilana Weber. México: Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, vol. 22. 15-21.
48. Savransky, S., 2000. Engineering of Creativity, Introduction to TRIZ Methodology of Inventive Problem Solution. USA: CRC Press.
49. Secretaria de Educación Pública, 1982. Manual para la educación agropecuaria, tractores agrícolas. Primera edición. México: Editorial Trillas.
50. Serviacero, 2018. Acero AISI 1045. Recuperado de: [www.serviacero.com](http://www.serviacero.com).
51. Sitkei, G., 1986. Mechanics of Agricultural Materials. Hungary: Elsevier.
52. Sosa, B. L., 2010. Métodos y técnicas de diseño. México: Universidad Autónoma de Nuevo León.



53. Srivastava, A.; Goering, C.; Rohrbach, R.; Buckmaster, D., 2006. Engineering Principles of Agricultural Machines. Segunda edición. USA: publicado por ASABE.
54. Szymanek, M., 2007. Analysis of cutting process of plant material. Lublin, Poland: Departmet of Agriculture Machine Theory, Faculty of Production Engineering. OL PAN, 2007, 7A, 107–113.
56. Thoma, J., 1964. Hydrostatic Power Transmission. England: Trade and Technical Press.
57. Thompson, M. K.; Thompson, J. M., 2017. ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis. USA: Butterworth-Heinemann, Elsevier.
58. Vegad, G. M.; Yadav, R.; Jakasanla, R. G., 2016. Structural Analysis of Hatchet Type Rotavator Blade in CAD Software. India: Junagadh Agricultural University.
59. Wood, K.; Otto, K., 2001. Product Design Techniques in Reverse Engineering and New Product Development. USA: Prentice Hall.

## A2 Lista de figuras

<b>Figura 1.</b> Agricultura y mecanización del campo agrícola, [Mecanización agrícola sostenible, 2018].	1
<b>Figura 2.</b> Superficie cultivada en México, [Corona, 2016].	2
<b>Figura 3.</b> Riego por gravedad o superficie, [MINAGRI, 2015].	3
<b>Figura 4.</b> Dimensiones típicas de una regadera, [Ledesma, 2005].	3
<b>Figura 5.</b> Regadera.	4
<b>Figura 6.</b> Desazolve y limpieza de canales.	5
<b>Figura 7.</b> Cortadora de malezas para uso en regaderas, [Ledesma, 2005].	5
<b>Figura 8.</b> Descripción del proceso de diseño, [Cubillos, 2010].	7
<b>Figura 9.</b> Concepto de corte, [Ledesma, 2005].	9
<b>Figura 10.</b> Material en flexión y compresión, [Ledesma, 2005].	14
<b>Figura 11.</b> Navaja y contracorte, [Persson,1987].	14
<b>Figura 12.</b> Dimensiones principales de una navaja, [Ledesma, 2005].	15
<b>Figura 13.</b> Diferentes tipos de extremo cortante de la: a) Extremo suave, b) Extremo dentado en la parte superior, c) Extremo dentado en la parte inferior, d) Detalle del extremo dentado en la parte superior, e) Detalle del extremo dentado en la parte inferior, f) Navaja dentada configuración especial, g) Navaja dentada configuración especial, navaja [Schulz, 1969, de acuerdo con Persson,1987].	16
<b>Figura 14.</b> Dimensiones principales del contracorte, [Ledesma,2005].	17



<b>Figura 15.</b> Principales funciones de una máquina de corte de plantas, [Ledesma, 2005].	18
.....	
<b>Figura 16.</b> Sistema de referencia 1, [Ledesma, 2005].	19
<b>Figura 17.</b> Sistema de referencia 2, [Ledesma, 2005].	19
<b>Figura 18.</b> Sistema de referencia 3, [Ledesma, 2005].	20
<b>Figura 19.</b> Ángulo de cara y contracara, [Persson, 1987].	21
<b>Figura 20.</b> Casos típicos de los ángulos de la navaja, [Ledesma, 2005].	21
<b>Figura 21.</b> Ángulo de cuña. [Ledesma, 2005].	22
<b>Figura 22.</b> Ángulos de movimiento referidos a la navaja, [Ledesma, 2005].	23
<b>Figura 23.</b> Ángulo oblicuo para navaja recta o curva, [Ledesma, 2005].	23
<b>Figura 24.</b> Movimiento de la navaja y movimiento de alimentación, [Ledesma, 2005].	24
.....	
<b>Figura 25.</b> Combinaciones típicas entre movimientos de la navaja y de alimentación, [Persson, 1987].	25
<b>Figura 26.</b> Fuerzas actuantes en el extremo cortante, [Persson, 1987].	26
<b>Figura 27.</b> Caso general, [Ledesma, 2005].	27
<b>Figura 28.</b> Extremo cortante simétrico, [Ledesma, 2005].	27
<b>Figura 29.</b> Contacto en un solo lado del extremo cortante, [Ledesma, 2005].	27
<b>Figura 30.</b> Fuerzas sobre la navaja al penetrar el material de corte, [Ledesma, 2005].	29
.....	
<b>Figura 31.</b> Fuerzas sobre una navaja simétrica penetrando el material de corte, [Ledesma, 2005].	30
<b>Figura 32.</b> Corte con impacto, [Ledesma, 2005].	31
<b>Figura 33.</b> Fuerza de corte contra desplazamiento, [Ledesma, 2005].	33
<b>Figura 34.</b> Corte oblicuo, [Ledesma, 2005].	35
<b>Figura 35.</b> Fuerza específica contra desplazamiento para diferentes valores de $Y$ , [Persson, 1987].	36
<b>Figura 36.</b> Diagrama simplificado de la fuerza de corte, [Ledesma, 2005].	36
<b>Figura 37.</b> Fuerza promedio de corte, Persson, [1987]	37
<b>Figura 38.</b> Potencia de corte contra razón de alimentación, [Ledesma, 2005].	41



<b>Figura 39.</b> Sección transversal de un tallo de pasto timothy, [Ahlgrimm, 1977, de acuerdo con Persson, 1987].	44
<b>Figura 40.</b> Sección transversal de un tallo de trigo [Hayward, 1950, de acuerdo con Persson, 1987].	44
<b>Figura 41.</b> Sección transversal de un tallo de maíz, [Prasad and Gupta, 1975, de acuerdo con Persson, 1987].	44
<b>Figura 42.</b> Tipos de células en la estructura de un tallo.	45
<b>Figura 43.</b> Microfibras en forma de hatos, [Preston, 1974, de acuerdo con Persson, 1987].	46
<b>Figura 44.</b> Tallo con nodos, sección longitudinal, [Ledesma, 2005].	46
<b>Figura 45.</b> Corte transversal de modelos simplificados del tallo, [Ledesma, 2005].	47
<b>Figura 46.</b> Estructura de la pared celular, [Preston, 1974, de acuerdo con Persson, 1987].	47
<b>Figura 47.</b> Estructura de la microfibrilla, [Bonner, 1952, de acuerdo con Persson, 1987].	48
<b>Figura 48.</b> Cambio de la resistencia a la tensión y del contenido de celulosa con el tiempo, [Ahlgrimm, 1970, según Persson, 1987].	51
<b>Figura 49.</b> Aproximación de la curva esfuerzo-deformación de la fibra de yute a un material bilineal, [Ledesma, 2005].	53
<b>Figura 50.</b> Detalle del péndulo para medir la energía de corte (Mordazas en posición para la prueba), [Ledesma, 2005].	54
<b>Figura 51.</b> Modelo navaja-fibra.	55
<b>Figura 52.</b> Modelo paramétrico 3D, SolidWorks.	56
<b>Figura 53.</b> Elemento SOLID164, [ANSYS LS-DYNA User's Guide].	56
<b>Figura 54.</b> Mallado del modelo, elemento SOLID 164.	57
<b>Figura 55.</b> Modelo elastoplástico bilineal, [Ledesma, 2005].	58
<b>Figura 56.</b> Mallado del modelo navaja-fibra.	59
<b>Figura 57.</b> Detalle de mallado de la fibra.	60
<b>Figura 58.</b> Detalle de mallado en la zona de contacto.	60
<b>Figura 59.</b> Restricciones de movimiento de los extremos de la fibra en todas las direcciones.	61



<b>Figura 60.</b> Velocidad inicial de la navaja.....	61
<b>Figura 61.</b> Esfuerzo de Von Misses para $t= 0.05$ y $t=0.1$ s.....	62
<b>Figura 62.</b> Esfuerzo de Von Misses para $t= 0.2$ y $t=0.25$ s.....	62
<b>Figura 63.</b> Deformación plástica para $t= 0.05$ y $t=0.1$ s.....	63
<b>Figura 64.</b> Deformación plástica para $t= 0.2$ y $t=0.25$ s.....	63
<b>Figura 65.</b> Esfuerzo de Von Misses en superficies de esfuerzo constante, pata $t=0.05$ y $t=0.1$ s.....	64
<b>Figura 66.</b> Esfuerzo de Von Misses en superficies de esfuerzo constante, pata $t=0.2$ y $t=0.25$ s.....	65
<b>Figura 67.</b> Zona de falla y esfuerzo máximo.....	65
<b>Figura 68.</b> Fuerza requerida para efectuar el corte comparación teórica y modelo de elemento finito, [Ledesma, 2005].....	66
<b>Figura 69.</b> Pasos en el proceso de planificación y diseño, [Phal, 2007].....	69
<b>Figura 70.</b> Twiga Compact, [Spearhead, 2017].....	74
<b>Figura 71.</b> Twiga Orbital, Spearhead, 2017].....	75
<b>Figura 72.</b> Ditch Cleaner, [Spearhead, 2017].....	76
<b>Figura 73.</b> Ditch Cleaner, sistema de corte, [Spearhead, 2017].....	76
<b>Figura 74.</b> Machete, [Alamo Industrial, 2017].....	77
<b>Figura 75.</b> Boom-Axe, [Alamo Industrial, 2017].....	77
<b>Figura 76.</b> Angular evolution, [Trituradoras Serrat, 2017].....	78
<b>Figura 77.</b> Dap evolution, [Trituradoras Serrat, 2017].....	79
<b>Figura 78.</b> Cortadora de hierba, ES 2321361 A1.....	80
<b>Figura 79.</b> Cortadora de vegetación, ES 2391505 T3.....	81
<b>Figura 80.</b> Extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.....	82
<b>Figura 81.</b> Componentes de extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.....	82
<b>Figura 82.</b> Extremo cortante flexible de tipo cadena, ES 2351 262 T3.....	83
<b>Figura 83.</b> Máquina para limpieza de canales, ES 1069665 U.....	85
<b>Figura 84.</b> Segadora rotativa, ES 2244285 B1.....	85
<b>Figura 85.</b> Segadora de arcén, ES 2275797 T3.....	87



<b>Figura 86.</b> Máquina agrícola, en particular del tipo segadora rotativa, que comprende un dispositivo de corte mejorado, ES 2298426 T3.....	88
<b>Figura 87.</b> Cortadora para hierba, arbustos, zarcillos y similares, ES 2320027 T3... 89	89
<b>Figura 88.</b> Multi-blade circumrotational trimmer, US 6301863 B1. ....	90
<b>Figura 89.</b> Aparato para triturar material, ES 2552160 T3. ....	91
<b>Figura 90.</b> Rotor de aparato para triturar material, ES 2552160 T3. ....	91
<b>Figura 91.</b> Segadora y unidad de alineamiento, ES 2539808 T3.....	93
<b>Figura 92.</b> Máquina desmalezadora plegable para cortar malas hierbas en la circunferencia de una barandilla y reducir el tiempo de escarda, KR 100764605 B1. ....	94
<b>Figura 93.</b> Rotor de la idea de solución 1. ....	96
<b>Figura 94.</b> Sistema de corte de la opción de solución 2.....	97
<b>Figura 95.</b> Rotor de la opción 3.....	97
<b>Figura 96.</b> Sistema de corte de la opción 4. ....	98
<b>Figura 97.</b> Rotor de la opción 5.....	99
<b>Figura 98.</b> Sistema de corte de la opción 6. ....	99
<b>Figura 99.</b> Estructura básica de un esquema de clasificación con las subfunciones de una función general y soluciones asociadas, [Phal, 2007]. ....	102
<b>Figura 100.</b> Diagrama funcional de necesidades del presente diseño. ....	103
<b>Figura 101.</b> Matriz morfológica para selección de soluciones.....	104
<b>Figura 102.</b> Matriz de decisión. ....	106
<b>Figura 103.</b> Solución seleccionada. ....	110
<b>Figura 104.</b> Sección transversal y medidas típicas de una regadera, [Ledesma, 2005]. .....	110
<b>Figura 105.</b> a) Navaja para cortar el fondo, b) Navaja para cortar los laterales. ....	111
<b>Figura 106.</b> Disco y placas para montar las navajas. ....	112
<b>Figura 107.</b> a) Configuración del rotor con las navajas pivotadas, b) Configuración del rotor en posición de trabajo. ....	113
<b>Figura 108.</b> Trasmisión del sistema de corte.....	114
<b>Figura 109.</b> Sistema de trasmisión. ....	114
<b>Figura 110.</b> Montaje de la trasmisión.....	115
<b>Figura 111.</b> Diagrama de cuerpo libre de la flecha. ....	116



<b>Figura 112.</b> Reacciones y fuerza aplicada sobre la flecha. ....	117
<b>Figura 113.</b> Diagrama de fuerza cortante en la flecha. ....	117
<b>Figura 114.</b> Diagrama de momento flexionante en la flecha. ....	118
<b>Figura 115.</b> Determinación de resistencia a la fatiga, [Mott, 2006].....	119
<b>Figura 116.</b> Factor por tamaño, [Mott, 2006]. ....	120
<b>Figura 117.</b> Cuña rectangular.....	122
<b>Figura 118.</b> Flecha de la transmisión. ....	123
<b>Figura 119.</b> Chumacera de pared. ....	123
<b>Figura 120.</b> Cople flexible. ....	123
<b>Figura 121.</b> Placas para variar inclinación montadas sobre la transmisión. ....	124
<b>Figura 122.</b> Sistema de transmisión acoplado al cuerpo de la máquina y con cierta inclinación. ....	125
<b>Figura 123.</b> Perfiles cuadrados utilizados en la maquinaria agrícola, [Ministerio de Agricultura Pesca y Alimentación, 2018].....	125
<b>Figura 124.</b> Bastidor principal de la máquina. ....	126
<b>Figura 125.</b> Enganche al tractor. ....	128
<b>Figura 126.</b> Posiciones en los extremos del enganche. ....	128
<b>Figura 127.</b> Cortadora de maleza en posición de trabajo. ....	129
<b>Figura 128.</b> Detalle de cortadora de maleza en posición de trabajo. ....	129
<b>Figura 129.</b> Torre de enganche. ....	130
<b>Figura 130.</b> Distancia horizontal entre rotores. ....	131
<b>Figura 131.</b> Máquina cortadora de maleza. ....	131
<b>Figura 132.</b> Porcentaje de tractores utilizados en relación a su potencia, [Ayala, 2011]. .....	132
<b>Figura 133.</b> Principales comercializadores de tractores en México, [Ayala, 2011].	133
<b>Figura 134.</b> Esquema del circuito hidráulico de centro abierto, [M.M.A., 2018]....	135
<b>Figura 135.</b> Esquema del circuito hidráulico de centro cerrado. ....	136
<b>Figura 136.</b> Válvulas remotas del sistema hidráulico de un tractor. ....	137
<b>Figura 137.</b> Carga generada sobre los soportes del chasis principal ante un posible impacto. ....	138
<b>Figura 138.</b> Dirección de la fuerza de impacto sobre la navaja. ....	138



<b>Figura 139.</b> Fuerza de impacto sobre la navaja.....	139
<b>Figura 140.</b> Traslado de la fuerza de impacto.....	139
<b>Figura 141.</b> Componentes críticos de la máquina.....	140
<b>Figura 142.</b> DCL de la flecha, medidas en metros.....	140
<b>Figura 143.</b> Reacciones sobre la flecha.....	141
<b>Figura 144.</b> Traslado de la reacción $R_A$ a los soportes.....	141
<b>Figura 145.</b> Traslado de la reacción $R_B$ a los soportes.....	142
<b>Figura 146.</b> Fuerza de impacto y momentos sobre el soporte.....	142
<b>Figura 147.</b> Válvula de seguridad, [Cejalvo, 1993]. .....	144
<b>Figura 148.</b> Flujo del aceite en la válvula de seguridad, 1) Válvula cerrada, 2) Válvula abierta, [SEP, 1982].....	144
<b>Figura 149.</b> Proceso de análisis estático, [Gómez, 2010]. .....	147
<b>Figura 150.</b> Geometría del elemento SOLID 285, [ANSYS User's Guide].....	148
<b>Figura 151.</b> Esfuerzo de Von Mises sobre el bastidor principal. ....	148
<b>Figura 152.</b> Esfuerzo de Von Mises sobre los soportes.....	149
<b>Figura 153.</b> Detalle de esfuerzo de Von Mises sobre los orificios de los soportes..	149
<b>Figura 154.</b> Posible geometría de la guarda de protección. ....	154

## A3 Lista de tablas

<b>Tabla 1.</b> Coeficientes de fricción.....	52
<b>Tabla 2.</b> Clasificación gráfica de las características de las máquinas analizadas. ....	95
<b>Tabla 3.</b> Principales características de la solución seleccionada.....	107
<b>Tabla 4.</b> Datos del motor hidráulico seleccionado. ....	115
<b>Tabla 5.</b> Propiedades del material para diseñar la fleca. ....	118
<b>Tabla 6.</b> Factor de confiabilidad, [Mott, 2006]. .....	120
<b>Tabla 7.</b> Factor por tamaño, [Mott, 2006]. .....	121
<b>Tabla 8.</b> Parámetros para el diseño de la cuña, [Mott, 2006]. .....	122
<b>Tabla 9.</b> Categorías de enganche, <sup>1)</sup> Determinado de acuerdo con ISO 789-1.....	127
<b>Tabla 10.</b> Tractores certificados en México al 2011, [Ayala, 2011]. .....	132
<b>Tabla 11.</b> Características de tractores de diversas marcas vendidas en México. ....	134

