

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“DISEÑO DE UN MOLINO TRITURADOR PARA CORTES DE
ÁRBOLES”**

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
PROYECTO DE GRADUACIÓN**

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Ronmel Segundo Carchi Parra

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme las fuerzas y convicción de seguir adelante a pesar de cualquier problema que pudiese presentarse.

A mi familia, por su incondicional apoyo y aliento a pesar de las distancias.

Al Ing. Ernesto Martínez por brindar su apoyo incondicional, enseñanzas y guía durante mi carrera universitaria y la realización del presente proyecto.

A todos los maestros que impartieron sus conocimientos y nos brindaron su experiencia en las aulas.

A mi amigo Walter Goya por haber compartido todos estos años esfuerzo, trabajo y dedicación.

A mis amigos que durante la carrera estuvieron siempre dispuestos a dar el hombro para seguir adelante.

Ronmel S. Carchi Parra

DEDICATORIA

Dedicatoria a mi familia que siempre han estado a mi lado y han contribuido constantemente a mi crecimiento personal y profesional.

A todas aquellas personas que me acompañaron durante toda mi carrera universitaria y nunca dejaron de creer que si se podía.

Ronmel S. Carchi Parra

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



M.Sc. Jorge Duque R.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DEL TFG



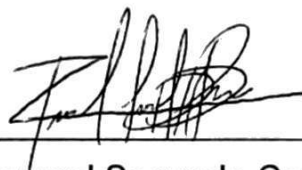
Ing. Jorge Marcial H.

VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Proyecto de Graduación, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



Ronmel Segundo Carchi Parra

RESUMEN

El presente proyecto de graduación surgió con la necesidad de resolver un problema presentado en la cotidianidad del trabajo de una hacienda ubicada en la provincia de El Oro, en donde existen diversos cultivos de productos agrícolas; dentro de los productos que tiene dicha hacienda se encuentra el árbol de teca. La teca, es un árbol maderable que requiere de una constante poda para que el crecimiento de su tallo sea el óptimo para su posterior tala y venta. La poda del árbol se la realiza principalmente a aquellas ramas que crecen adyacentes a la rama principal del árbol; la importancia de la poda radica en que dichas ramas tienden a convertirse en otros árboles que quitan nutrientes y causan un atrofiamiento al crecimiento del árbol principal. De dicho proceso de poda el resultado es un sinnúmero de ramas que son materia orgánica, dichas ramas proceden a triturarlas para poder aplicarlo en el suelo y sirva de abono para sus plantaciones de cacao. La problemática radica en que el proceso de reducción de la materia orgánica suele ser tedioso, de gran carga y empeno de múltiples trabajadores para la consecución de la tarea, por ello surge la necesidad de sugerir una solución que permita realizar el trabajo de manera más fácil, rápido, mejor resultado, con menor impacto y empleo de recursos para los trabajadores de dicha hacienda.

Para plantear una solución, fue necesario el conocimiento pleno de las características del material a triturar, desde sus características físicas hasta principalmente sus propiedades mecánicas. Dentro de las consideraciones previas de diseño se decidió que se tome la especie de árbol maderable en el Ecuador con la mayor resistencia al corte, dando la oportunidad que nuestro diseño tenga mayor versatilidad al momento de realizar la trituración de cierto tipos de materiales, especialmente enfocados en los presentes en dicha hacienda tales como: cacao, teca, árboles frutales, etc.

Con el objetivo planteado fue necesario conocer acerca del tipo de mecanismos empleados para la trituración para diversas actividades, que por el análisis respectivo de variables tales como comportamiento, costo, producción, seguridad y mantenimiento, se decidió realizar el diseño de un molino triturador de cuchillas, que por recomendaciones de fabricantes de este tipo de maquinaria, recomiendan para la madera un molino triturador de 4 ejes.

Siendo la selección de la solución dirigida hacia el molino triturador de 4 ejes, el inicio del diseño fue basado en buscar referencias para guiar nuestro modelo de maquina identificando las partes principales de nuestro diseño. Para el molino triturador se identificó tres secciones, la sección referente a la acción de corte, parte de transmisión de potencia y por supuesto el soporte de la máquina.

El desarrollo de la solución fue realizada bajo los conocimientos adquiridos sobre selección de componentes estándares, diseños de eje, selección de transmisión de potencia, dibujo de planos, entre otros; con ellos haciendo uso de múltiples aptitudes que involucran el ejercicio ingenieril para la consecución del equipo.

Para corroborar los resultados obtenidos, se hizo uso del software de análisis Ansys 14.0. Dicho análisis se lo realizó para los elementos que entran en acción directa al momento del corte, tanto la cuchilla que es la que realiza el corte y el árbol de transmisión que es donde está dispuesta la cuchilla. Los resultados indican que los respectivos cálculos son aceptables bajo la simulación de las condiciones de operación del molino triturador.

Finalmente, el respectivo análisis económico en donde el costo de construcción de todo el molino triturador bordea los \$19766, nos permitió realizar una comparación entre equipos de la misma índole e incluso con máquinas que pudieran obtener similares resultados a los ofrecidos por el molino triturador. Otro resultado importante dentro del desarrollo del proyecto de graduación fue la elaboración de los planos de construcción, dando esto la pauta a que el diseño pueda ser tomado en cuenta para su ejecución. A pesar de las diferencias entre los otros tipos de molinos comparados, el resultado obtenido tanto mecánicamente como

económicamente es una solución perfectamente válida para la resolución del problema planteado con los resultados esperados.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	vi
ABREVIATURAS	ix
SIMBOLOGÍA.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xx
ÍNDICE DE PLANOS.....	xxiii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1.....	5
1. MARCO TEÓRICO.....	5
1.1 Aspectos generales de la madera.....	6
1.2 Árboles maderables en el Ecuador.....	18
1.3 Generalidades de la Teca.....	25
1.4 Características de material a triturar.....	39
1.5 Usos de material triturado.....	43
CAPÍTULO 2.....	45
2. PRINCIPIOS DE TRITURACIÓN DE MADERA.....	45
2.1 Antecedentes.....	46
2.2 Tipos de trituradores.....	48

2.3 Parámetros considerados.....	66
2.4 Selección de alternativa.....	68
CAPÍTULO 3.....	74
3. DISEÑO DE MOLINO DE 4 EJES.....	74
3.1 Introducción.....	74
3.2 Diseño de Forma.....	75
3.3 Diseño del tipo de cuchillas.....	83
3.4 Diseño del eje.....	97
3.5 Selección de Rodamientos.....	132
3.6 Diseño del cuerpo.....	137
3.7 Diseño de la tolva.....	143
3.8 Sistema de transmisión.....	144
3.9 Sistema de alimentación.....	165
3.10 Generalidades de la máquina.....	166
CAPÍTULO 4.....	168
4. ANÁLISIS POR SOFTWARE DE SIMULACIÓN ANSYS.....	168
4.1 Análisis del ensamble.....	168
CAPÍTULO 5.....	192
5. ANÁLISIS FINANCIERO	192
5.1 Costo de equipo.....	192
5.2 Costo de operación.....	195

5.3 Análisis económico.....	208
CAPÍTULO 6.....	216
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	216
6.1 Conclusiones.....	216
6.2 Recomendaciones.....	219
APÉNDICES.....	221
BIBLIOGRAFÍA.....	227

ABREVIATURAS

g	Gramo
kg	Kilogramo
m.s.n.m	Metros sobre el nivel del mar
pH	Potencial hidrógeno
cm³	Centímetro cúbico
ELP	Esfuerzo en el límite proporcional
MOR	Módulo de Ruptura
MOE	Módulo de elasticidad.
m	Metro
cm	Centímetro
m²	Metro cuadrado
km²	Kilómetro cuadrado
cm²	Centímetro cuadrado
mm²	Milímetro cuadrado
SNAP	Secretaría Nacional de Áreas Protegidas
No	Número
FAO	Food and Agriculture Organization of the United Nations
FRA	Forestal Resources Association
DI	Datos insuficientes
AISI	American Iron and Steel Institute
N	Newton
Kgf	Kilogramos fuerza
Kpa	Kilopascal
Mpa	Megapascal
mm	Milímetro

kN	Kilo Newton
rpm	Revoluciones por minuto
rev	Revoluciones
m³	Metro cúbico
kW	Kilo Watts
Hz	Hertz
s	Segundo
min	Minuto
h	Hora
Hp	Horse power
rad	Radianes
ASME	American Society of Mechanical Engineering
ASTM	American Society of Testing Materials
SAE	Society of Automotive Engineers
ANSI	American National Standards Institute
CAD	Computer aided Design
PLC	Programmable Logic Controller

SIMBOLOGÍA

F_c	Fuerza de corte
A	Área
A_{corte}	Área de corte
$A_{aplastamiento}$	Área de aplastamiento
ρ	Densidad
e	Espesor
τ	Esfuerzo cortante
F	Fuerza
F_c	Fuerza de corte
A_x	Reacción en b-eje x
B_x	Reacción en n-eje x
A_y	Reacción en b-eje y
B_y	Reacción en p-eje y
R_a	Resultante primer apoyo
T	Momento Torsor
T_{Total}	Torque del motor
T_c	Torque de la cuchilla
V	Volumen
m	Masa
m_e	Masa del espaciador
m_c	Masa de la cuchilla
W	Peso
w_{eje}	Peso distribuido del eje
$w_{c,e}$	Peso distribuido del conjunto (Cuchillas y separadores)

F_p	Fuerza polea
F_{px}	Fuerza polea en x
F_{py}	Fuerza polea en y
R_{corte}	Radio de corte
M_{XZ}	Momento en el plano XZ
M_{YZ}	Momento en el plano YZ
M_R	Momento flector resultante
S_{ut}	Resistencia última a la tracción
N_f	Factor de seguridad
M_a	Momento flector alternante
M_m	Momento flector medio
T_a	Momento torsor alternante
T_m	Momento torsor medio
S_y	Esfuerzo de fluencia
S_f	Límite de resistencia a la fatiga corregida
S_f'	Límite de resistencia a la fatiga sin corregir
k_f flexión	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión
k_{fs} torsión	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por torsión
$^{\circ}C$	Grado centígrado
%	Porcentaje
q	Sensibilidad a la muesca
k_t	Factor geométrico
d	Diámetro
S	Sección
C_r	Capacidad básica dinámica de carga radial

P	Carga equivalente dinámica
w	Velocidad del árbol de transmisión
L_{10h}	Vida nominal del rodamiento
Pot	Potencia
PotDis	Potencia de diseño
PotNom	Potencia Nominal
TNom	Torque Nominal
i	Relación de reducción
f_s:	Factor de servicio
t	Tiempo
v	Velocidad
\$	Dólar

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1: PARTES DEL TRONCO.....	8
FIGURA1.2: ÁRBOLES DE MADERAS BLANDAS.....	11
FIGURA 1.3: ÁRBOLES DE MADERAS DURAS.....	12
FIGURA1.4: DESCORTEZADO.....	15
FIGURA 1.5: TIPOS DE ASERRADO.....	16
FIGURA 1.6: EFECTOS DE LA PHOMOPSIS EN LA TECA.....	32
FIGURA 1.7: HOJA DE TECA AFECTADA POR HYBLAEA PUERA	34
FIGURA 1.8: HOJA DE TECA PERFORADA POR RABDOPTERUS	35
FIGURA 1.9: ÁRBOL AFECTADO POR CANCRO MÚLTIPLE.....	36
FIGURA 1.10: ÁRBOL AFECTADO POR LA INFECCIÓN DE CORONA DE AGALLAS.....	37
FIGURA 1.11: ÁRBOLES DE TECA MUERTOS POR DECLINE DE LA TECA.....	38
FIGURA 2.1: MECANISMO DE ESFUERZO POR IMPACTO...	49

FIGURA 2.2: MECANISMO DE ESFUERZO POR CORTE.....	50
FIGURA 2.3: MECANISMO DE ESFUERZO POR PRESIÓN.....	51
FIGURA 2.4: MECANISMO DE ESFUERZO POR CIZALLAMIENTO.	52
FIGURA 2.5: MECANISMO DE TRITURADOR DE ABERTURA CONSTANTE.....	55
FIGURA 2.6: TRITURADOR DE SIMPLE EFECTO.....	56
FIGURA 2.7: MECANISMO DE TRITURADOR DE DOBLE EFECTO.	57
FIGURA 2.8: MECANISMO DE TRITURADOR DE EXCÉNTRICA Y LEVA.....	58
FIGURA 2.9: TRITURADOR GIRATORIO DE EJE VERTICAL Y APOYO SUPERIOR.....	60
FIGURA 2.10: TRITURADOR GIRATORIO DE EJE VERTICAL Y APOYO INFERIOR.....	61
FIGURA 2.11: TRITURADOR DE DISCOS.....	62
FIGURA 2.12: TRITURADOR DE CILINDROS.....	63
FIGURA 2.13: TRITURADOR DE CUCHILLAS.....	64

FIGURA 2.14: TRITURADOR DE MARTILLOS CON EJE VERTICAL.	
.....	65
FIGURA 2.15: TRITURADOR DE MARTILLOS DE EJE HORIZONTAL.....	66
FIGURA 3.1: CUCHILLA PARA EJE SECUNDARIO.....	77
FIGURA 3.2: CUCHILLA PARA EJE PRIMARIO.....	77
FIGURA 3.3: MODELO DE CORTE.....	89
FIGURA 3.4: MODELO DE CUCHILLA.....	91
FIGURA 3.5: MALLADO PARA SIMULACIÓN.....	93
FIGURA 3.6: ANÁLISIS TENSIÓN DE VON MISES.....	94
FIGURA 3.7: DESPLAZAMIENTO.....	95
FIGURA 3.8: COEFICIENTE DE SEGURIDAD.....	96
FIGURA 3.9: ESQUEMA DE EJE PRIMARIO.....	106
FIGURA 3.10: DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS SOBRE EJE EN PLANO XZ.....	108
FIGURA 3.11: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR PLANO XZ.....	111
FIGURA 3.12: DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS SOBRE EJE EN PLANO YZ.....	113

FIGURA 3.13: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR PLANO YZ...	116
FIGURA 3.14 DIAGRAMA MOMENTO TORSOR.....	118
FIGURA 3.15: ESQUEMA DE SECCIÓN HEXAGONAL.....	129
FIGURA 3.16: EXTRACTO CATÁLOGO RODAMIENTOS DE RODILLOS SKF.....	135
FIGURA 3.17: CARACTERÍSTICAS GENERALES RODAMIENTO SELECCIONADO.....	136
FIGURA 3.18: ESQUEMA GENERAL DE CÁMARA DE CORTE.	138
FIGURA 3.19: ESQUEMA DEL TAMIZ.....	139
FIGURA 3.20: ENSAMBLE CÁMARA DE CORTE Y TAMIZ.....	140
FIGURA 3.21: ESQUEMA DE ESTRUCTURA DEL MOLINO TRITURADOR.....	141
FIGURA 3.22: CARGAS PRESENTES EN LA ESTRUCTURA...	142
FIGURA 3.23: DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.....	143
FIGURA 3.24: ESQUEMA DE LA TOLVA.....	144
FIGURA 3.25: ESQUEMA MOTORREDUCTOR HELICOIDAL.....	147
FIGURA 3.26: TIPOS DE MONTAJES PARA EL MOTORREDUCTOR.....	152

FIGURA 3.27: DIMENSIONES DE CAJA REDUCTORA Y ENSAMBLE.....	154
FIGURA 3.28: SECCIÓN ACOPLAMIENTOS DE GRILLA SKF	159
FIGURA 3.29: SELECCIÓN DE BANDAS CONVENCIONALES....	162
FIGURA 3.30: SELECCIÓN TRANSMISIÓN EN EXISTENCIA.....	163
FIGURA 4.1: ESQUEMA DE LA CUCHILLA PRINCIPAL.....	170
FIGURA 4.2: FUERZAS Y CONDICIONES EN LA CUCHILLA PRIMARIA.....	171
FIGURA 4.3: COMPROBACIÓN DEL MALLADO PARA LA CUCHILLA PRIMARIA.....	173
FIGURA 4.4 ESFUERZO EQUIVALENTE.....	174
FIGURA 4.5: DEFORMACIÓN DE LA CUCHILLA.....	175
FIGURA 4.6: FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	176
FIGURA 4.7: FACTOR DE SEGURIDAD FATIGA.....	177
FIGURA 4.8: ESQUEMA DEL EJE PRIMARIO.....	179
FIGURA 4.9: FUERZAS Y CONDICIONES EN EL EJE PRIMARIO	180
FIGURA 4.10: VALIDACIÓN DEL MALLADO PARA EL EJE PRIMARIO.....	182

FIGURA 4.11: ESQUEMA REACCIÓN EN A.....	183
FIGURA 4.12: REACCIÓN EN A.....	184
FIGURA 4.13: ESQUEMA REACCIÓN EN B.....	185
FIGURA 4.14: REACCIÓN EN B.....	185
FIGURA 4.15: ESFUERZO EQUIVALENTE EN EJE PRIMARIO...	186
FIGURA 4.16: DEFORMACIÓN TOTAL DE EJE PRIMARIO.....	187
FIGURA 4.17: FACTOR DE SEGURIDAD.....	188
FIGURA 4.18: FACTOR DE SEGURIDAD FATIGA.....	190
FIGURA 5.1: TRITURADORA ELÉCTRICA JK-700 TRAPP.....	210
FIGURA 5.2: TRITURADORA DE 15 HP.....	211
FIGURA 5.3: TRITURADORA DE RAMAS ZEPPELIN. MODELO ESTRE30457.....	212
FIGURA 5.4: TRITURADORA DE 4 EJES.....	213
FIGURA 5.5: TRITURADORA DE 4 EJES SHANGHAI.....	214

INDICE DE TABLAS

TABLA 1.1: ESPECIES MADERABLES DE MAYOR DEMANDA PARA USOS EN LA INDUSTRIA MADERERA ECUATORIANA.....	23
TABLA 1.2: CUBIERTA FORESTAL EN ECUADOR.....	24
TABLA 1.3: PROPIEDADES FÍSICAS DE LA TECA.....	42
TABLA 1.4: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA TECA.....	42
TABLA 2.1: CLASES DE MATERIAL Y TIPO DE TRITURACIÓN	47
TABLA 2.2: COMPARACIÓN ENTRE TIPOS DE TRITURADORES	70
TABLA 2.3: FACTOR DE PESO.....	72
TABLA 2.4: MATRIZ DE DECISIÓN.....	73
TABLA 3.1: ESPECIES MADERABLES DE MAYOR DEMANDA PARA USOS EN LA INDUSTRIA MADERERA ECUATORIANA.....	87
TABLA 3.2: ESFUERZOS MÁXIMOS CORTANTE TANGENCIAL A LA FIBRA DE ÁRBOLES MADERABLES EN EL ECUADOR.....	88
TABLA 3.3: DISTANCIAS DE FUERZAS EN EJE PARA EL PLANO XZ.....	109

TABLA 3.4: REACCIONES EN PLANO XZ.....	110
TABLA 3.5: MOMENTOS A LO LARGO DEL EJE EN EL PLANO XZ.....	112
TABLA 3.6: DISTANCIA DE FUERZAS EN EJE PARA EL PLANO YZ.....	114
TABLA 3.7: REACCIONES EN PLANO YZ.....	115
TABLA 3.8: MOMENTOS A LO LARGO DEL EJE EN EL PLANO YZ.....	117
TABLA 3.9: DESIGNACIÓN DE EJE PARA EL MOTORREDUCTOR.	150
TABLA 3.10: POTENCIAS DE SALIDA PARA ACOPLES.....	157
TABLA 3.11: GENERALIDADES DEL MOLINO TRITURADOR...	166
TABLA 4.1: VALORES DE # ELEMENTOS EN MALLADO VS ESF. CRIT.....	172
TABLA 4.2: VALORES DE # ELEMENTOS EN MALLADO EJE PRIMARIO VS ESF. CRIT.....	182
TABLA 5.1: MATERIALES SECCIÓN DE CORTE.....	193
TABLA 5.2: MATERIALES PARTE MOTRIZ.....	194

TABLA 5.3: MATERIALES PARA ESTRUCTURA.....	195
TABLA 5.4: VALORES PARA TRABAJADORES.....	201
TABLA 5.5: VALORES DE PARTES DEL MOLINO TRITURADOR.	202
TABLA 5.6: VALORES PARA MATERIALES CONSUMIBLES....	203
TABLA 5.7: VALOR PARA HERRAMIENTAS.....	204
TABLA 5.8: COSTO POR EQUIPOS.....	205
TABLA 5.9: COSTO POR TRABAJOS EXTERNOS.....	205
TABLA 5.10: COSTOS POR TRANSPORTE.....	210
TABLA 5.11: RESUMEN COSTOS DIRECTOS.....	207
TABLA 5.12: COSTOS FINALES DE CONSTRUCCIÓN.....	208

INDICE DE PLANOS

Plano1: Cuchilla Primaria, Cuchilla Secundaria, Separadores.

Plano2: Árboles para transmisión.

Plano 3: Estructura soporte

Plano 4: Cámara de Corte

Plano 5: Ensamble eje con cámara de corte

Plano 6: Tolva y tamiz

Plano7: Cámara de corte y transmisión.

Plano 8: Ensamble Molino Triturador

INTRODUCCIÓN

El TFG abarca principalmente lo siguiente:

El Ecuador tiene aproximadamente unos 256.370 km², mismos de los cuales se estiman que 130.002 km² de tierra son de uso preferentemente forestal, se sabe que dada la naturaleza de suelo y la ubicación geográfica, determinan que el Ecuador tenga gran variedad de climas y formaciones vegetales. Dentro de las plantaciones forestales que existen en Ecuador están las de *Pinus spp* y *Eucalyptus spp*, que se la encuentran principalmente en la región sierra; en tanto que en la región amazónica predomina la presencia de árboles en cultivo, finalmente en las región costa, la plantación forestal es principalmente de Teca-*Tectona grandis*, que son maderas de mayor valor comercial en el mercado mundial.

Estando en una época de incentivos hacia la reforestación, estos implicaría un aumento de los árboles en nuestro país, siendo Ecuador un país agrícola, esto asegura que la materia prima para la cual fue diseñada el molino triturador habrá por un buen tiempo. Por el problema de la trituración de los cortes de árboles, en donde involucra a todos los participantes de la cadena de trabajo de esa hacienda, desde el empleo de talento humano, al igual que el empleo de tiempos y esfuerzos; surge una necesidad de facilitar y agilizar los procesos de desintegración.

Al ser un país agrícola, estos residuos pueden ser aprovechados como abonos orgánicos que ayudaran a la conservación del suelo y evitar el deterioro del mismo debido a problemas tales como el monocultivo, etc.

Ahora en estos tiempos, que se vive una conciencia ambiental, mientras más uso se les brinde a cualquier tipo de material, se está contribuyendo o al menos evitando que sigan aumentando dichos problemas ambientales. El resultado que se busca obtener del desarrollo del molino triturador, puede tranquilamente ser reutilizado como aserrín ornamental, dando un nuevo ciclo a un material ya desechado pero que contribuye a reducir el consumo y aumentar la reutilización de materiales.

El desarrollo del diseño del molino triturador de 4 ejes, es una oportunidad de aplicar múltiples disciplinas y aptitudes adquiridas durante el desarrollo de la carrera de Ingeniería Mecánica, demostrado principalmente en los planos de construcción obtenidos para el molino triturador un pequeño compendio de las especialidades y aprendizaje durante la vida universitaria.

En el capítulo 1 se tratará acerca de conocer sobre el material que será parte primordial del desarrollo del proyecto, como es la madera, desde características generales, hasta tipos de árboles en el Ecuador y tratar específicamente el árbol de Teca, que es la materia prima original para el molino triturador.

El capítulo 2 se procederá al conocimiento de la acción de trituración, métodos, sistemas, incluso maquinaria existente y pertinente para la finalidad. Luego con conocimiento de causa, por medio de una matriz de decisión escoger un tipo de molino triturador que se adapte a las condiciones de operación que se requiere y delimite el diseño posterior del molino triturador.

El capítulo 3 enfoca en su totalidad la parte de diseño del molino triturador, partiendo del tipo de máquina seleccionado que cubra las necesidades de operación y así tener bien establecido los grupos que conforman dicho tipo de máquina, al final indicar en resumen los resultados obtenidos en conjunto con los diversos equipos que se seleccionaran para completar el funcionamiento adecuado del equipo.

El capítulo 4 se pretende reforzar por medio del software Ansys 14.0 los resultados que se obtendrán en el capítulo, porque se analizará tanto la cuchilla como su montaje en el eje, tratando de emular las condiciones de operación del molino triturador.

El capítulo 5 obtendrá el costo de fabricación del molino triturador para posteriormente comparar con precios de máquinas similares en el mercado.

El capítulo 6 desarrollará las conclusiones y recomendaciones del proyecto en su totalidad, tratando los resultados obtenidos a través del diseño desarrollado del molino triturador.

CAPITULO 1

1. MARCO TEÓRICO

Este capítulo tratará acerca del material que se desea triturar en la problemática del proyecto. Dentro de este capítulo se enfocarán aspectos referentes a la estructura del árbol, al igual que la clasificación o especies maderables presentes en el Ecuador, debido a que la teca, siendo la especie referente a tratar durante el desarrollo de la problemática del proyecto, es un árbol maderable; además una caracterización de dicho árbol, porque nos brindará conocimiento del material con el cual se debe trabajar y de este modo influirá en el proceso de diseño del molino triturador.

1.1 Aspectos generales de la madera:

La madera tal cual, es la parte primordial de una industria que se ha desarrollado a nivel mundial durante muchos años, ya que la madera fue uno de los primeros materiales usados por el ser humano a lo largo de los tiempos, reconocido principalmente por propiedades tales como facilidad de conformado, agradable apariencia, propiedades térmicas, bajo peso específico, propiedades mecánicas, entre otras.

Sin embargo, dentro del desarrollo de la industria maderera, requiere estrictos controles medioambientales, debido a que si se realiza la explotación de los árboles de manera indebida puede derivar en una sobreexplotación, que acarrea con ello en deforestación, pérdida de bosques primarios, etc.

La madera proviene de los árboles, los árboles se los puede definir como vegetales leñosos que consta de un tallo simple, que en su parte inferior se lo conoce como tronco, posteriormente se ramifica en la parte superior y toma el nombre de copa.[1]

Partes del Tronco: Al hablar de madera, se entiende que es aquella parte sólida que tienen los árboles debajo de su corteza. Bajo esta premisa, se puede definir a la madera como conjunto de tejidos, los cuales cuentan con su dureza característica, que forman la parte principal tanto del tronco como de las ramas.

La madera se caracteriza por ser un material fibroso formado por:

- Celulosa, que representa el 50% de la composición total
- Lignina, conocida como el pegamento de la madera, porque mantiene unidas a las fibras, representa el 30% de la composición de la madera.
- El restante 20% es formado por elementos tales como resina, agua, almidón entre otros.

A continuación se puede distinguir las partes de un tronco de un árbol por medio de un corte transversal al mismo:

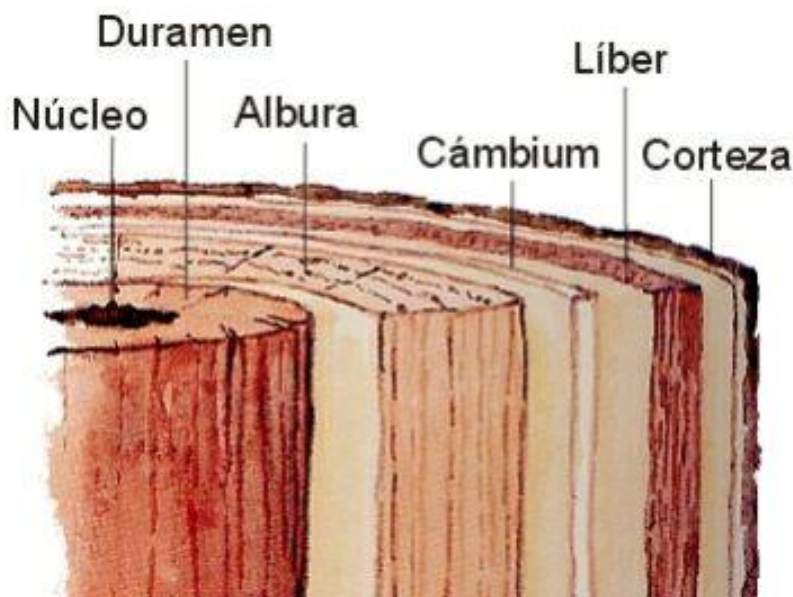


FIGURA 1.1: PARTES DEL TRONCO

Fuente: Tecnoind1surita (Blog-Partes del Tronco)

En la figura 1.1 se diferencian los siguientes segmentos:

- Duramen o Médula.- Esta parte del tronco tiene un aspecto duro y seco, su composición consta de células muertas muy lignificadas.
- Albura o leño.- Esta parte del tronco es la encargada de transportar la savia bruta proveniente de la raíz hasta las partes aéreas. El leño está formado por células vivas en su parte exterior y tiene un aspecto blanquecino. Además tiene la característica que durante el crecimiento del árbol, las células interiores mueren y pasan a formar parte del grosor de la médula.

- **Cámbium.**- Ubicado entre la corteza interna y la albura, son un grupo de células vivas, su función es que durante el crecimiento, da paso a la formación de células de la corteza interna, al igual que a la formación de la albura.
- **Líber o Corteza interna.**- También se la conoce como floema, por esta parte del árbol, es por donde circula la savia elaborada, su composición corresponde a células que se desplazan hacia la corteza externa.
- **Corteza Externa.**- La función de la corteza externa es de ser la protección del árbol ante posibles ataques de parásitos, insectos o incluso defenderlo ante el clima; esta parte del árbol está formada por una capa de células muertas.[1]

Composición Química de la Madera: Al referirse sobre la composición química se diferencian tres grupos de sustancias. Un grupo de sustancia, forma parte de la pared celular, donde podemos encontrar las principales macromoléculas, celulosa, poliosas y ligninas; otro grupo está conformado por sustancias de baja masa molar o sustancias extraíbles; el último grupo de sustancias son las sustancias minerales. La proporción y composición química de las poliosas y la lignina varía para diversos tipos de maderas, en tanto que la celulosa es uniforme para los diversos tipos de madera. [2][3]

Estos componentes y su proporción va cambiando de acuerdo con la especie, varía entre madera de árboles de la misma especie, varía en las diferentes partes del propio árbol, difiere incluso en la madera existente en la albura y duramen, tanto en dirección longitudinal como radial. Además se sabe que los parámetros edafoclimáticos, pueden influir en la composición química de la madera, es decir, que existirán diferencias entre maderas que existen en las zonas tropicales, como las que provienen de zonas templadas. [3]

Clasificación: Para la clasificación de las maderas existen diferentes parámetros para dividirlos, para la siguiente descripción de la clasificación de acuerdo a la dureza o la humedad:

Según su Dureza: La siguiente clasificación es la más usual, tenemos que:

- Maderas Blandas.- Este tipo de madera provienen de árboles resinosos y tienen hoja perenne, se caracterizan por ser maderas de crecimiento rápido, madera ligera, con un color claro, fáciles de trabajar. Este tipo de madera sirve para la construcción de tablas, cajas, embalajes, pasta de papel, aplicaciones en donde no se necesita de gran solidez; ejemplos de este tipo de maderas se tiene

al ciprés, abeto, cedro, etc. A continuación en la figura 1.2 se muestra ejemplos de árboles de maderas blandas:



FIGURA1.2: ÁRBOLES DE MADERAS BLANDAS

Fuente: Blog Ximena Madelin (Entrada-La madera)

- Madera Duras.- Las características de este tipo de madera son que es de poca resina y nudos, compacta, con mayor densidad que la madera blanda, posee diversidad de colores, mayor dificultad para trabajar y de crecimiento lento; esto conlleva a que este tipo de madera sea más apreciada en el mercado por ende tiene una mayor calidad y precio. Puede ser utilizado como material en trabajos de ebanistería, en interior de barcos, instrumentos musicales, etc. Dentro de los ejemplares que proveen de este tipo de madera

está el roble, nogal, olmo, caoba. En la figura 1.3 se muestra ejemplos de árboles de maderas duras [1]:

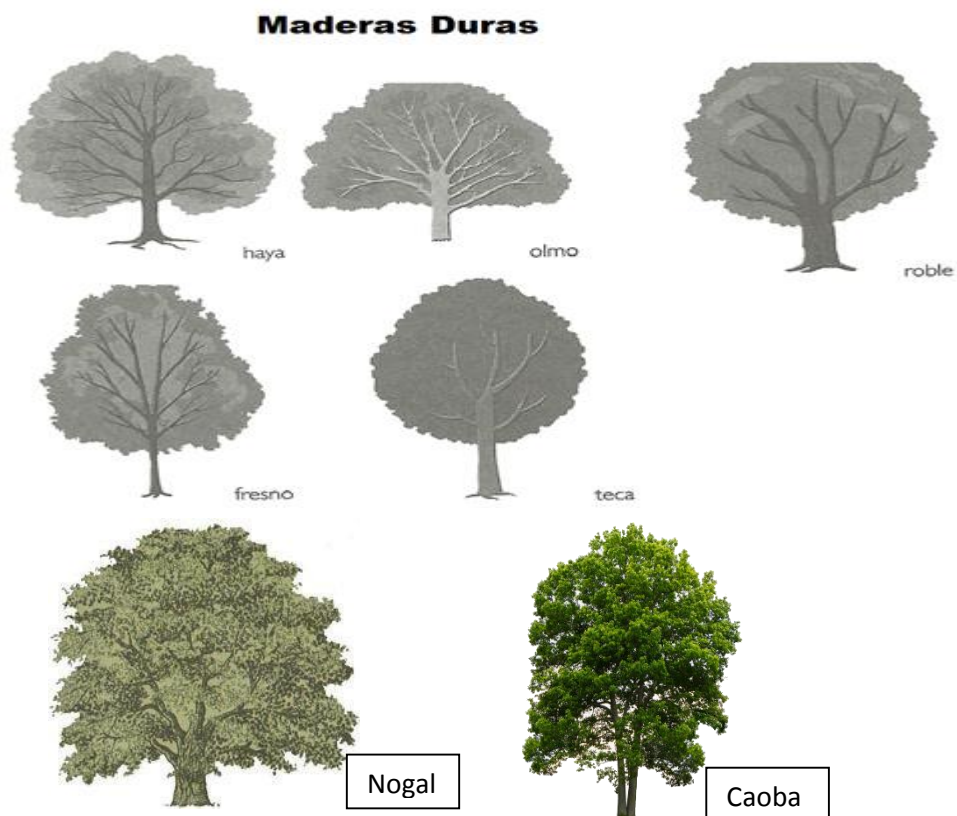


FIGURA 1.3: ÁRBOLES DE MADERAS DURAS

Fuente: Blog Ximena Madelin (Entrada-La madera). Asociación Castaño y Nogal. Mont-Royal Bois Franc Hardwoods.

Según Grado de Humedad: Para la clasificación de acuerdo al grado de humedad, se puede dividir en tres grupos:

- Madera Verdes.- Estas maderas poseen entre un 30 a 35% de humedad, lo que se considera alto, este tipo de maderas recién cortadas no se usan para trabajo, porque por su naturaleza, al momento de secarse, estas se contraen, se encogen y se forman grietas.
- Maderas Desecadas.- Este tipo de madera tiene un porcentaje de humedad entre 10 y 12%, ocurre esta reducción en la humedad debido a procesos naturales, en donde se permita que el aire pueda circular entre las tablas y reducir el exceso de agua.
- Maderas Secas.- La reducción del exceso de agua se la realiza por métodos artificiales, reduciendo la humedad hasta un 3%, estos procesos de secados se los realizan en hornos, en donde además se alcanza la resistencia y la dureza de la madera que se requieren.[1]

Obtención de la Madera: El proceso para la obtención de la madera es el siguiente:

Tala: Este proceso no es más que el corte del árbol por su base, para realizar este proceso dependerá en gran medida del árbol, de su apariencia y naturaleza, que influencia en la calidad final de la madera a obtener. Este proceso reviste gran importancia, para evitar

sobreexplotar un mismo bosque sin esperar el tiempo requerido por la especie para alcanzar su madurez, por ello existen métodos de tala sostenible de las que tenemos:

- Método de los Árboles Sembraderos.- Este tipo de tala, se aplica para aquellos bosques en donde sus árboles tienen semillas que pueden fácilmente desarrollar nuevos árboles; por ello, esto permite realizar una tala del bosque casi en su totalidad, pero dejando algunos árboles diseminados que fungirán como reproductores.
- Método de Talas Parciales.- En este tipo de tala, consiste en dividir por parcelas toda la extensión del bosque, en donde estas parcelas tendrán distintos ciclos de crecimiento, lo que conlleva que se talara rotatoriamente, mientras el resto de superficie sigue en su proceso de crecimiento y madurez.
- Método de la Tala Selectiva.- Tal cual su nombre lo estipula, este tipo de tala engloba toda la superficie del bosque, en donde el criterio de selección para el talado son el tamaño y calidad del árbol, indistintamente de la zona del bosque en donde se encuentre; por ello, este tipo de tala incurre en un alto costo de operación, pero se mantiene el estado del bosque y asegura calidad del producto.

Transporte: La parte más complicado refiriéndose a los métodos de transporte está en el transporte de la madera recién cortada en el

bosque hacia alguna vía de salida, para tal cometido se utiliza maquinaria especializada, que lo deposita en los camiones, que por lo general son los encargados de llevar los árboles a su siguiente etapa; es importante mencionar que en ciertas instalaciones disponen de vías de agua, mismas que sirvan para la transportación de los troncos.

Descortezado: Tal cual su nombre lo indica, es el proceso de remover la corteza que envuelve al tronco, dicho proceso se puede observar en la figura 1.4:



FIGURA1.4: DESCORTEZADO

Fuente: www.aulatecnologia.com

Tronzado: El proceso de tronzado corresponde a cortar los troncos sin corteza en pedazos más pequeños.

Aserrado: Es el conjunto del troceado y despiece, estas operaciones consiste en dividir el tronco en planos paralelos a un eje, todo esto se realiza para obtener piezas de cierta forma y determinada dimensión. En la figura 1.5 se muestran distintos tipos de aserrado existentes:

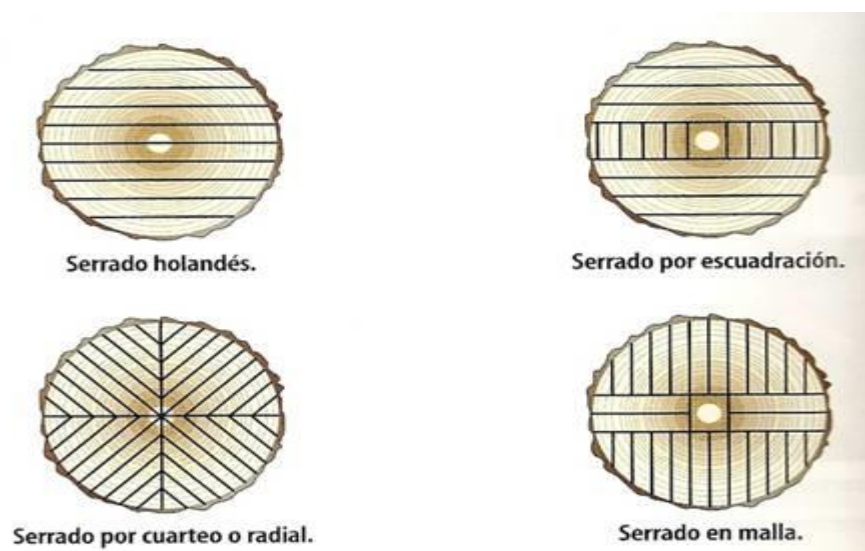


FIGURA 1.5: TIPOS DE ASERRADO

Fuente: www.aulatecnología.com

Secado: Este proceso es trascendental para la utilización de las tablas para posteriores objetivos, durante el secado se busca reducir la humedad a niveles menores a un 15%. El objetivo en sí de este proceso es el de evitar deformaciones posteriores, con menor

contenido de humedad se reduce el peso, incrementar la resistencia a diversos esfuerzos, por último contribuye a que no sea atacada la madera por hongos o insectos, mejorando la calidad de la madera

Cepillado: Este es el proceso final de la elaboración de madera, este proceso busca mejorar el aspecto final de la madera, por ende su calidad final al tratar de eliminar cualquier irregularidad remanente.

[1]

Aplicaciones de la Madera: Al principio la madera representaba uno de los materiales principales en el área de construcción al ser utilizada en el conformado de columnas y vigas, sin embargo con el avance del estudio de materiales ha sido reemplazada por materiales como hormigón y acero. Pero por su estructura y acabado se lo utiliza en:

- Esculturas, muebles de lujo, instrumentos musicales. Incluso se hacen chapas delgadas de 0.4-0.6 mm, utilizadas para revestir tableros de maderas.
- Usado en puertas, ventanas, marcos, muebles.

Tratamientos de la Madera: Como es de conocimiento general, la madera ya en su forma final, con el pasar del tiempo es víctima de

agentes externos que dañan la misma tales como: sol, hongos, polillas, insectos, etc. Por lo que es necesario aplicar un tratamiento que ayude a la protección contra dichos agentes.

Estos tratamientos consisten en la aplicación de pinturas, barnices, tintes, etc. Estas sustancias se aplican durante se realiza el proceso de secado, dentro de las sustancias utilizadas para dicho fin, tenemos al: sulfato de cobre, cloruro de zinc, resinas, aceite de linaza, etc. [1]

1.2 Árboles maderables en el Ecuador.

Para poder distinguir las especies maderables en el Ecuador, es necesario saber la superficie existente en nuestro país. Según los datos se estima una superficie de 256.370 km² en el Ecuador, de los mismos, 130.002 km² se estima son de uso preferentemente forestal, sin embargo de esta extensión, corresponde a plantaciones forestales alrededor de 164.000 hectáreas.

Para este tipo de plantaciones, contribuye en gran medida la naturaleza del Ecuador, factores como la ubicación geográfica, la cordillera de los Andes, influencia de corrientes marinas; por lo que ayuda que existan diversos climas para diversos cultivos vegetales. Ejemplos de estas condiciones favorables, esta que en ciertas zonas

se dispondrá de 12 horas de luz por día, lo que contribuye a un crecimiento más rápido de todas las especies forestales.

Existen diversos tipos de plantaciones forestales en el Ecuador, las principales son las *Pinus spp.* *Eucalyptus spp.* Teca-*Tectona grandis*, son las más representativas debido a que tienen un valor representativo en el mundo; en tanto que para la región oriental es mayor la presencia de árboles en cultivo, los denominados sistemas agroforestales.

Las plantaciones de este tipo de cultivos pueden ser para utilizarlo en producción o protección, ya que tanto bosques naturales como plantados contribuyen a mantener un equilibrio ecológico, por ello su explotación es regulada para poder mantener los respectivos ecosistemas.

En el país, se estima para uso forestal se tiene aproximadamente unos 3 millones de hectáreas, donde la mayoría de la producción de bosques plantados es destinada para cubrir la demanda local tanto para construcciones como para manufactura; en tanto que la parte de la producción destinada a las exportaciones a los principales

mercados como son India, donde se prefiere la exportación de Teca, Japón la exportación de Eucalipto y Estados Unidos en donde se exportan múltiples tipos maderas. [4]

Clasificación de los Bosques Cultivados: Esta clasificación está dada por la legislación ecuatoriana, de acuerdo a la Normativa No. 040 expedida por el Ministerio del Ambiente, donde se define a los bosques cultivados a:

- Los Árboles Plantados.- Este tipo de sistema no constituye una plantación forestal debido a que los ejemplares se encuentran o por unidad o dispersos uno del otro, más se refiere a la composición de pasturas, linderos, sistemas agroforestales, etc.
- Las Plantaciones Forestales.- Se conoce como plantaciones forestales a la masa arbórea, establecida antrópicamente con una o más especies forestales, dentro de este tipo de plantación no entran las palmas.
- Los Árboles de la Regeneración Natural en Cultivos.- Este tipo de árboles provienen de huertos, potreros, plantaciones forestales, en donde se busca el manejo y desarrollo de la regeneración natural, sin embargo es importante diferenciar que dichos árboles no son parte de un bosque nativo.

Las Plantaciones Forestales: Dentro de un concepto marcado, se puede definir a las plantaciones forestales como el resultado de plantar árboles forestales, en zonas donde no se cuenta con dichos ejemplares, siguiendo un plan de forestación y un manejo silvicultural debido, para obtener réditos monetarios.

La producción de madera en plantaciones forestales, dentro de la actividad silvicultural se siguen los siguientes pasos:

- Determinación del uso de la madera
- Selección de especies
- Recolección de semillas
- Construcción del vivero de árboles (selección de planta)
- Siembra o plantación (preparación del terreno para reforestar, trazado, ahoyado)
- Manejo silvicultural de la plantación (limpia, poda, entresaque, troceado, desrame, etc)
- Producción de madera en Pie (después de 15 o 20 años)

Con la madera en pie, el paso subsecuente es cortar los árboles para la respectiva extracción de la madera en rollo, el tamaño del rollo dependerá del uso que se vaya a hacer a la materia prima, por lo que se le transporta a los diferentes destinos en donde se fabricarán los diversos productos que utilicen la madera dentro de su proceso de producción. [4]

Especies Maderables: El Ecuador, debido a la duración de luz solar durante periodos hasta doce horas por día, las condiciones del clima y agua, son factores que inciden en la velocidad de crecimiento tanto de especies endémicas como exóticas, por ello se debe fijar plazos de acuerdo al manejo silvicultural necesario, demanda en el mercado mundial para el trabajo.[4]

No todas las especies maderables en Ecuador revisten mayor importancia en la industria maderera de nuestro país, según la FAO (Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación) en su Evaluación de los Recursos Forestales Mundiales 2005 (FRA 2005), delimita las especies con mayor demanda dentro de la industria ecuatoriana, aunque la información no es muy explícita con respecto a volúmenes exactos sobre producción, cultivos, cosechas, etc. En la tabla 1.1 se muestran las especies maderables de mayor demanda en la industria de Ecuador [5]:

**TABLA 1.1: ESPECIES MADERABLES DE MAYOR
DEMANDA PARA USOS EN LA INDUSTRIA
MADERERA ECUATORIANA.**

Categoría FRA 2005 / Nombre de las especies		Existencias en formación de los bosques		CICLO VEGETATIVO (AÑOS)*
Nombre Común	Nombre científico	1990	2000	
Sande	Brosimun utile	DI	DI	20
Laurel	Cordia alliodora	DI	DI	18
Cedro	Cedrela odorata	DI	DI	30
Aliso	Alnus acuminata	DI	DI	15
Chanul	Humiriastrum procerum	DI	DI	-
Copal	Trattinickia glaziovii	DI	DI	25
Jacaranda	Jacaranda copaia	DI	DI	18
Pachaco	Schizolobium parahybum	DI	DI	10
Mascarey	Hyeronima chocoensis	DI	DI	25
Chuncho	Cadelina catenacformis	DI	DI	25

Fuente: FRA 2005. [5]

Áreas de Plantaciones Forestales en Ecuador: Procedentes de los datos estadísticos hasta el 2003, del total de la superficie del país, se tiene que aproximadamente 10'877.000 hectáreas son de bosques naturales, de este porcentaje se tiene que de plantaciones forestales se tiene unas 160.000 hectáreas, aproximadamente un 0.62% de la superficie de Ecuador. [4] Dentro de los datos tenemos también

múltiples áreas protegidas, lo cual no es permitido su explotación, tal como se muestra en la tabla 1.2:

TABLA 1.2: CUBIERTA FORESTAL EN ECUADOR

CATEGORÍA MANEJO/USO	SUPERFICIE DE BOSQUE	PORCENTAJE DE BOSQUE	PORCENTAJE DE SUPERFICIE DEL PAÍS
Bosque en el sistema nacional de áreas protegidas (SNAP)	3,297,000	37.27	12.85
Bosque y vegetación protectores	2,390,000	27.91	9.32
Bosques con potencial productivo	3,000,000	33.91	11.7
Bosques plantados	160,000	1.81	0.62
TOTAL	8,847,000	100	34.51
Tierras disponibles para repoblación forestal	2,030,000	22	7.92

Fuente: Vinueza M Abril 2003, Programa de Repoblación Forestal en el Ecuador. [6]

De las 160.000 hectáreas disponibles en el Ecuador, tenemos que se encuentran dispersas por regiones, 60.000 ha en la Región Costa, 80.000 en la Región Sierra y 20.000 ha en la Región Oriental. Dentro de estas hectáreas de cultivo, tenemos como especies representativas en la Costa y en la Amazonia a la Teca-Tectona grandis y en la Sierra a los Pinus spp. Y Eucalyptus spp. [4]

1.3 Generalidades de la Teca:

La palabra teca se deriva de la palabra india “tekka”, “tek”, “teka”. Como se conoce que el árbol de teca es originario desde la zona que se extiende desde India hasta Birmania, Laos, Tailandia y Filipinas, aproximadamente introducida hace 400-600 años. A partir de ahí se ha ido dispersando a otros continentes África, Centroamérica, Sudamérica, a diferencia que para estas nuevas zonas, este árbol fue introducido para crecimiento en plantaciones y tiene una ventaja a su lugar de origen porque crece más rápido, estando listo para la respectiva tala en unos 15 o 20 años.

La madera resultante del árbol de teca tiene buen aspecto, con matices que va entre marrón oscuro, tonos rojizos incluso dorado, su fibra es recta con una textura fina, sus nervios pueden llegar a ser bastante gruesos.

Además, la teca se caracteriza por tener una alta concentración de aceites naturales, que le brinda un aspecto aceitoso, incluso contribuyen a que tenga resistencia a la humedad, a condiciones de sol y de lluvia.

Tiene el apelativo de la Reina de las maderas, principalmente por su resistencia y por su dureza, dentro de su composición tiene resinas que ayudan a combatir las termitas, el aceite existente dentro de sí la hace impermeable, de este modo evita que se deforme, agriete o quiebre.

Morfología: Árbol caducifolio de tamaño grande, donde se tiene un estimado promedio de 45 metros de altura, su tronco en la madurez se desarrolla con contrafuertes.

Científicamente se lo conoce como *Tectona Grandis*, de rangos entre una altura de 20 y 50 metros, en donde en sus primeros metros por lo general no posee ramas. Sus ramas son del tipo tetragonales, sus hojas son deciduas de 25-35 cm de largo, alternadas, opuestas y simples. Las flores de la teca son del tipo bisexual, antinomorfas y pequeñas. Su ovarios ovoides, 2 carpelar, 4 celdas, un óvulo por celda, de estilo terminal con un estigma corto bifido con ramas subyúgales.

El fruto de la teca es ligeramente tetragonal, con una consistencia de madera con un exocarpo subcarnoso fino y grueso, huesudo. Por último tenemos que sus semillas no tienen endosperma.

Adaptación: La teca se puede decir que es muy resistente, ya que podrá resistir condiciones de suelo poco favorables siempre y cuando exista un drenaje adecuado en su plantación. Por ello, para tener una producción favorable de teca se deben tener condiciones adecuadas de suelo, porque existen limitante que no favorecen a un buen crecimiento, dentro de las limitantes tenemos a los suelos de poca profundidad, suelos de capas muy duras, suelos compactados, incluso arcillas densas con un bajo contenido de calcio y magnesio. Otro de los factores que influyen a la teca son alturas de más de 1.000 msnm, no contribuyendo de manera positiva al crecimiento adecuado de la planta.

Dentro de los suelos en donde la teca puede desarrollarse se encuentra la piedra arenisca porosa, sin embargo en este tipo de superficie sufre un contratiempo como es el achaparramiento. Otras superficies para su cultivo son los suelos de granito y otras rocas metamórficas, los suelos de piedra caliza en donde la roca se ha

desintegrado para formar una marga profunda permiten un buen crecimiento del árbol.

La teca se puede adaptar en suelos francos y franco arcillo arenoso que tienen un pH de 6,5 y 7,5, aunque lo más recomendable es tener suelos fértiles para un crecimiento óptimo; por último es importante tener en cuenta que la siembra de teca no se debe realizar en terrenos que tengan pendientes mayores al 25%. [7]

Turno: Como ya se dijo anteriormente, la teca tiene un desarrollo propicio entre 0 y 1000 metros sobre nivel del mar. Para el turno de este tipo de madera se recomiendan tres entresacas, entresaca también se lo conoce como raleo y son cortas que reducen el número de árboles que crecen en un rodal. La primera se la realiza al año 6 y 7 hasta de un 50%, el segundo raleo es en el año 12, la última entresaca es a partir del año 15, para dejar un aproximado de entre 300 a 350 árboles por hectárea, aunque el último raleo sea a este tiempo se suele esperar a la mejor calidad de madera se la obtiene a los 25 años aproximadamente. [8]

Clima: A pesar de que la teca se adapta a diversos climas, se desarrolla mejor en ambientes tropicales, húmedos y calientes moderadamente. Al referirse a los niveles de precipitación admite una precipitación media anual entre 700 y 2800 mm, con una estación seca al año entre 3 y 5 meses, por último la temperatura media debería estar entre los 23 y 27 °C

Rendimientos: Para el crecimiento se tiene varios factores que afectan al resultado final, se debe tomar en cuenta la calidad y procedencia de la semilla, cuidados de la plantación, calidad del sitio, edad, densidad de la plantación, entre otros. El incremento promedio anual se registra entre 10 a 25 m³ por hectárea, la altura promedio esta alrededor de los 30 metros en plantaciones de buenas calidad y 12 metros en plantaciones poco controladas.

Semilla: El tipo de semilla de la teca es ortodoxa, dichas semillas permiten almacenamientos en temperaturas menores a 0 grados y con contenidos de humedad de 6 y 7%, el almacenamiento bajo estas condiciones permite mantener la semillas durante algunos años, pero para mejores resultados en la germinación se debe esperar un tiempo prudencial de 2 años.

Tratamientos Pre germinativos y Germinación: Para la germinación se debe diferenciar si la semilla ha sido o no ha sido escarificada, por lo que el método y los tiempos varían de acuerdo al tipo. Si se encuentran semillas escarificadas, como tratamiento pregerminativo se las sumergen en agua durante 3 días o más, seguido de un secado a la intemperie; la germinación se da después de entre 8 a 10 días, alcanzando la cantidad de 800 a 1100 plántulas por kilogramo de semilla. Si se trabaja con semilla no escarificada, se sumergen nuevamente las semillas en agua, pero la germinación ocurre entre los 16 a 28 días, el rendimiento alcanza desde 200 plántulas por kilo, aunque puede ser mayor.

Luego de esto, para la densidad de siembra existen parámetros para siembra de acuerdo a la finalidad de uso de la planta, sin embargo para una densidad de 1.111 árboles por hectárea se recomienda una separación de 3 x 3 metros.

Fertilización: Entre 15 a 30 días después de la plantación son los recomendados para la fertilización. La dosis recomendada para fertilizar está entre 100 a 150 gramos por planta de nitrógeno, fósforo, potasio (N-P-K). Otra parte importante en la etapa de fertilización es

el estudio de suelo, para saber su exacta composición física química, para poder saber los requerimientos, falencias y dosis adecuadas para ese tipo de suelo.

Dentro del manejo del árbol hay que tomar en cuenta las podas, debido a que la especie requiere de grandes cuidados en el aspecto silvicultural, porque la teca tiene una capacidad de rebrote considerable, estos rebrotes se deben eliminar y tratar adecuadamente para mantener la calidad del ramal principal.

Además tener en cuenta las limpiezas que requiere el cultivo, especialmente en sus etapas iniciales ya que la teca no tiene la altura suficiente ante la competencia de las malezas, por lo que se recomienda que se lo haga hasta el segundo año continuamente, después de este periodo se recomienda una limpieza anual hasta los 4 años, el control de la maleza puede ser manual, química o mixta.

[7]

Problemas Fitosanitarios: Dentro de los problemas más comunes que la teca puede afrontar se encuentran los siguientes:

Phomopsis: La Phomopsis es el nombre de la infección que ocurre en el meristemo apical, ataca a las hojas inmaduras del árbol, las cuales comienzan a tomar un color pardo para finalmente desvanecerse. Este tipo de infección es causada por un hongo que actúa en los corticales del tallo, que finalmente se tornan negras. Si la planta se encuentra en un ambiente de alta humedad, comienzan a surgir estructuras negras localizadas en los tejidos, que son las estructuras reproductivas del hongo.



FIGURA 1.6: EFECTOS DE LA PHOMOPSIS EN LA TECA.

Fuente: thumbs.dreamstime.com

Malla de la Teca: Esta enfermedad denominada “Malla de la Teca” es producida por *Pseudomonas*, se caracteriza porque el árbol comienza a tener un color amarillento y se torna flácido en el follaje,

derivando en una necrosis que comienza por los bordes hasta toda la lámina foliar; esta enfermedad suele ocurrir a aquellos árboles pequeños que tienen una estatura menor a 1.5 metros de altura y que al final de todo produce la muerte del individuo. Es importante tomar en cuenta que la bacteria que produce la muerte del árbol, también está en capacidad de contaminar el suelo, por lo que su erradicación se la realiza desde la raíz, es decir extrayendo al individuo afectado para no afectar la calidad del suelo.

El Esqueletizador: Conocido mundialmente como el “Esqueletizador de la Teca”, científicamente es el *Hyblaea puera*, esta infección suele ocurrir en las plantaciones en donde las mismas están expuestas a periodos de sequias. Es producida por larvas que salen a alimentarse de la lámina foliar, dejando las nervaduras primarias y secundarias. Si el ataque es severo, se producen defoliaciones totales, incluso una cantidad de hasta 12 larvas por hoja, dichas larvas pueden llegar a medir hasta aproximadamente 4 cm de largo con una apariencia suave, apoca y lisa.



**FIGURA 1.7: HOJA DE TECA AFECTADA POR HYBLAEA
PUERA**

Fuente: <http://pikul.lib.ku.ac.th/insect>

El Defoliador: El defoliador es una enfermedad que puede ser ocasionado por diversas plagas, sin embargo se mencionara a unos de sus principales causante como es el *Rabdopterus* sp. Esta es una especie polífaga, que cuando se encuentran en la edad adulta atacan el follaje de la teca alimentándose del mismo, produciendo perforaciones en las hojas, sus huevos se depositan en grietas de la superficie del suelo y se estima que su ciclo de vida va entre 39 y 52 días, son insectos que tienen hábitos alimenticios nocturnos. Además de este tipo de enfermedad puede ser causada por la *Walterianella*

sp. Que tiene similares consecuencias de su presencia en el árbol infectado.



FIGURA 1.8: HOJA DE TECA PERFORADA POR RABDOPTERUS

Fuente: Fucol

Cancro Múltiple: Este tipo de Cancro Múltiple es ocasionado por la *Botryosphaeria*, los cancrios son una especie de abultamiento que oscila entre los 2 a 23 cm de ancho por los 3 a 20 cm a lo largo del fuste. Estos cancrios, producen que la corteza proceda a abrirse en aquellos lugares, por lo general se han contabilizado que un árbol puede llegar a tener hasta 16 cancrios, ubicados



FIGURA 1.9: ÁRBOL AFECTADO POR CANCRO MÚLTIPLE.

Fuente: Fucol

Corona de Agallas: La enfermedad de Corona de Agallar es producida por una bacteria llamada *Agrobacterium tumefaciens*, esta bacteria pertenece a la familia *Rhizobiaceae*. Esta bacteria no ataca exclusivamente a plantaciones de teca sino a múltiples plantas. Inicialmente la enfermedad toma una apariencia de callo, que comienzan a desarrollarse hasta constituirse como protuberancias. Estas protuberancias tienen textura leñosa con la misma apariencia a la de la corteza del árbol, estas agallas pueden romperse y tornarse oscuras o en ciertas ocasiones pueden desintegrarse. En ciertos casos, existen árboles adultos que logran desarrollarse con la

presencia de la enfermedad, pero las agallas no tendrán las mismas defensas que la corteza del árbol, por lo que agentes patógenos pueden ingresar a través de dichas escamas y derivar en otras enfermedades.



FIGURA 1.10: ÁRBOL AFECTADO POR LA INFECCIÓN DE CORONA DE AGALLAS.

Fuente: www.extension.org

Decline de la Teca: Esta enfermedad se presenta en cierto grupo de árboles, que se encuentran en zonas húmedas, además que la plantación debe ser mayor a los 7 años, puede atacar a árboles aislados o a grupos. Este proceso conocido como el decline de la

teca comienza con la necrosis de la corteza de las raíces, por lo general en las raíces principales, la corteza procede a desprenderse fácilmente y los tejidos internos tienen una coloración negra, esto ocurre porque hay un proceso de oxidación apresurada y posibles manchas de hongos de la madera.

Existen diversas hipótesis para poder determinar las causas de esta enfermedad, donde sobresalen como posibles causales, las condiciones del entorno, estructura del suelo, fertilidad del suelos, elevados niveles de lixiviación; además como agraviantes se tiene contemplado un mal manejo silvicultural y drenaje no apropiado, estas son las probables causas que se amalgamen para que se prolifere por el árbol la enfermedad. [7]



FIGURA 1.11: ÁRBOLES DE TECA MUERTOS POR DECLINE DE LA TECA.

Fuente: Fulco

1.4 Características de material a triturar:

El material a triturar son los cortes de árboles de teca, sin embargo se explicará someramente las propiedades de la madera, para luego enfocar un poco más las características de la teca, para conocer su comportamiento como especie principal de estudio.

Propiedades de la Madera: Al existir diversos tipos de especies de donde puede provenir la madera, sus características pueden variar, aspectos como la edad del árbol, tipo de madera, clima, son factores que afectan las propiedades, sin embargo de manera general a la madera se le puede caracterizar por:

- Características estéticas.- Las maderas tienen olor, veteado, color, etc.
- Densidad.- La densidad de la madera se la considera baja en comparación con la del agua, es menor a la densidad patrón.
- Flexibilidad.- Esta tipo de propiedad se encuentra presenta en aquellas maderas consideradas verdes, jóvenes y blandas, esta propiedad se ve reflejada en que este tipo de madera puede ser doblada sin tener algún daño.
- Conductividad térmica y eléctrica.- Si se refiere a la conductividad eléctrica de la madera, las misma resulta baja, en tanto que la

madera con respecto a su conductividad térmica, debido a su baja conductividad la madera es empleada como aislante térmico, sin embargo, dentro de su clasificación las maderas secas son peores conductores en comparación con las maderas ricas en agua.

- Dureza.- Esta característica va ligada con la densidad de la madera, dicha propiedad se refiere a la resistencia que ofrece al corte.
- Resistencia Mecánica.- La madera se caracteriza por tener resistencia al esfuerzo de tracción, también tiene una resistencia considerable al esfuerzo de compresión, incluso resiste a la cortadura, flexión y desgaste aunque en menor proporción.
- Humedad.- Al referirse a esta propiedad, todas las maderas tienen cierta cantidad de agua en sus estructuras, su presencia contribuyen a un mayor peso y otros tipos de propiedades físicas, sin embargo la humedad en la madera siempre se la busca reducir para que permita su utilización para trabajos y tener una madera útil.
- Hendibilidad.- es la facilidad con la que se abren las fibras de la madera en sentido longitudinal. Peor hendibilidad tienen las maderas duras, las secas, las resinosas y las que tienen nudos.
- Contracción.- La madera tiende a retraerse cuando se realiza el proceso de secado, por ello pierde volumen al perder cierta cantidad de agua en su estructura.[1]

Propiedades de la Teca: Dentro de las propiedades existentes se tratarán tres tipos de propiedades representativas en el árbol de teca:

Propiedades Organolépticas de la Madera:

- Color.- La madera de la teca cuando recién pasa el proceso de cortado se torna verde-oliva, posteriormente adquiere un color marrón, esto ocurre porque se seca la albura amarillenta.
- Trabajabilidad.- La trabajabilidad de la teca no reviste mayor dificultad, sin embargo puede existir un poco más de dificultad al existir la presencia de sílice, que en contacto con el hierro de las herramientas no se altera ni altera al otro elemento.
- Veteado.- El veteado del árbol de teca es acentuado, es producido por los anillos de crecimiento.
- Durabilidad.- Hablamos de la durabilidad natural del árbol, la cual es altamente resistente.
- Grano y Textura.- El grano de la Teca es recto y su textura es fina.
- Secado.- Presenta ligeras deformaciones, su secado es rápido y relativamente fácil.
- Preservación.- La preservación de la teca es complicado, el duramen del árbol no se lo puede preservar.[9]

Propiedades Físicas:

En la tabla 1.3 se mostrarán los valores numéricos de las principales propiedades físicas de la teca:

TABLA 1.3: PROPIEDADES FÍSICAS DE LA TECA

	Verde	Seco al aire	Básica
Densidad (g/cm³)	0.8	0.61	0.53
Contracción normal	Tangencial	Radial	Relación
%	2.69	1.61	T/R 1.67

Fuente: Organización Ecuador Forestal. [9]

Propiedades Mecánicas:

En la tabla 1.4 se muestran los valores correspondientes a las propiedades mecánicas de la teca:

TABLA 1.4: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA TECA

Flexión Estática	ELP	633	Kg/cm ²
	MOR	1.005	Kg/cm ²
	MOE	0.108	Ton/cm ²
Compresión Paralela	ELP	336	Kg/cm ²
	MOR	458	Kg/cm ²
Compresión Perpendicular	ELP	75	Kg/cm ²
Dureza Janka	Lados	111	Kg
	Extremos	481	Kg

ELP: Esfuerzo en el límite proporcional; MOR: Módulo de Ruptura; MOE: Modulo de elasticidad.

Fuente: Organización Ecuador Forestal. [9]

1.5 Usos de material triturado:

El material triturado o residuos de madera siguen preservando las propiedades naturales de la madera, por lo que garantiza un buen desempeño en cualquier función en la cual sea aplicada. Este tipo de materiales es utilizado para la fabricación de otros productos, de los que se explica a continuación:

- Los restos triturados de la madera sirven para la fabricación de aglomerado, dicho compuesto está formado de pequeñas virutas, fibras de madera y serrín, mismas que son unidos por cola. Tienen medidas normalizadas y son compactadas hasta que se hayan secado; el aglomerado es utilizado para fondos de cajones, revestir techos, división de interiores, etc. Su composición los hace pesados, aunque son relativamente económicos y se fabrican como un gran tablero, pero no representan mayor esfuerzo para su corte y poder obtener piezas de diferentes medidas.
- Además sirven para la fabricación de los tableros de fibra, estos tableros de fibra son también conocidos como Táblex, aquí su materia prima es el serrín, obtenido por medio de la molienda de la viruta, que es mezclada con resina sintética o cola, para luego ser prensado.

- El aserrín resultante de la molienda puede ser utilizado para cubrir los pisos de las pesebreras, para rellenar los jardines y como producto para el compost.
- Mucha madera reciclada es utilizada para la fabricación de biomasa, donde esta energía renovable puede generar electricidad o calor. Si residuos de madera son utilizados para la producción de energía, contribuyen al medio ambiente porque reducen uso de combustibles fósiles y con ello se emite menos gases de efecto invernadero.[1]

CAPITULO 2

2. PRINCIPIOS DE TRITURACIÓN DE MADERA

En el presente capítulo se desarrollará la temática correspondiente a la trituración de madera, los principios empleados, maquinaria existente, parámetros de análisis de vital importancia para la selección y determinación de algún tipo de triturador y por último la selección del tipo de molino triturador para madera que sea más conveniente para realizar el respectivo diseño para cortes de madera, elemento de estudio del presente trabajo. El método empleado para la finalidad del capítulo, es tener una visión general de las características y capacidades de los diferentes tipos de molinos trituradores existentes, no necesariamente solo enfocados en la destrucción de madera, sino que enfocado en todos los mecanismos y sistemas de trituración, para escoger el sistema más acertado que

pueda adaptarse a nuestras condiciones de trabajo, material de trabajo, alimentación, requerimientos de productos, entre otras características a tomar en cuenta, para poder delimitar el posterior diseño y los capítulos subsecuentes del presente trabajo.

2.1 Antecedentes:

Desde el inicio de los tiempos, ha existido la necesidad de triturar o moler diversos materiales, ya sea para tener una masa uniforme u obtener la materia prima de algún producto o para preparar alimentos.

Es posible que dentro del desarrollo de los primeros métodos de moler sea el empleo de dos piedras, para proceder con la desintegración del material que se requiera, sin embargo, con el desarrollo de las sociedades y culturas, sus herramientas fueron cambiando y se puede identificar molinos que consistían en las mismas piedras, pero que ya tenían una forma definida como una forma cóncava que se hacía girar sobre una pieza del mismo material para poder obtener la molienda.

Sin embargo, estos métodos quedaron obsoletos por los requerimientos, materiales a triturar, rapidez de resultados por ello, la necesidad de que surjan otras herramientas, y máquinas que contribuyan a la solución de dicho inconveniente, ante ello tenemos a los molinos, trituradoras, etc.

Ante esto, se procede a definir el concepto de trituración, que se lo puede tomar como la acción de convertir en pequeños pedazos de determinado material, dependiendo de lo que se quiera obtener, esta reducción de tamaño se lo puede obtener por un proceso de corte, molienda o machacado. Los métodos a utilizar van de acuerdo a las características físicas del compuesto, fragilidad, dureza, resistencia, de acuerdo a su naturaleza se recomienda el tipo de trituración a emplear, tal como se muestra en la tabla 2.1 [11]:

TABLA 2.1: CLASES DE MATERIAL Y TIPO DE TRITURACIÓN.

CLASE DE MATERIAL	TIPO DE TRITURACIÓN
Material Tenaz	Escisión, corte
Material Frágil	Fractura
Material Duro	Presión, impacto

Fuente: Hopp (1984) [11]

Ante las diferencias existentes entre los tipos de materiales, entonces se puede derivar una diferencia entre molino y trituradoras; el primer tipo de máquina sirve para obtener partículas finales finas de aproximadamente 1 mm por el método de impacto o por fricción, en tanto que las trituradoras, se encargan de reducir el tamaño de grandes piezas de material, las trituradoras por lo general se basan en esfuerzos de compresión.

El proceso de fragmentación y la eficacia del resultado final, debe tomarse en cuenta dos factores en conjunto, como son el mecanismo de esfuerzo de la máquina para la fragmentación y el comportamiento del material ante dicho sistema, esto implica para diferentes mecanismo el material se puede comportar de manera distinta, por ende el resultado no será igual; del mismo modo para diferente material un mecanismo puede como no puede ser el más apto, porque aquí intervienen factores como la densidad del material, consistencia, dureza e incluso la forma geométricas del material a triturar, por ello para diferente tipos de material, incluso con similares características, pueden corresponder diferentes sistemas de trituración.

2.2 Tipos de trituradores:

Existen diversidad de equipos para trituración, que satisfacen las necesidades presentes en diversas actividades, para cada equipo, detrás existe un mecanismo de esfuerzo que rige la mecánica del equipo, además influye el comportamiento mecánico del material a triturar, por ello, se puede hablar de los tipos de esfuerzos ejercidos para la trituración, los cuales se emplean en los tipos de trituradores existentes, donde los más representativos son los siguientes:

Esfuerzo por impacto.- Este tipo de esfuerzo ocurre sobre una superficie sólida, esta superficie sólida puede ser otra partícula o la parte del equipo de molienda, este esfuerzo es dado por la aceleración unilateral o recíproca de partículas. Como ejemplo de este esfuerzo tenemos a los pulverizadores por impacto de chorro, molinos por impacto, etc.

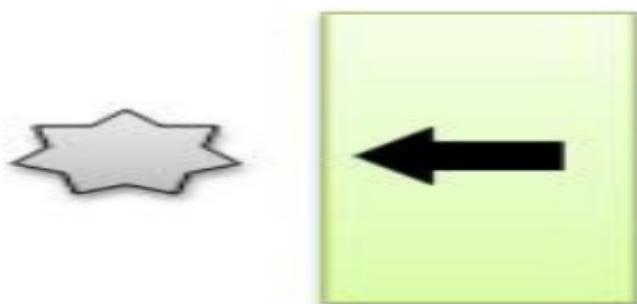


FIGURA 2.1: MECANISMO DE ESFUERZO POR IMPACTO.

Fuente: <http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda> [10]

Esfuerzo por un medio rodante.- Este tipo de molienda tiene efectos en materiales que tengan baja resistencia, cuando hay altos gradientes de cizallamiento, ejercido el esfuerzo por el medio que rodea al material, los medios circundantes pueden ser gas o líquido. Este mecanismo suele utilizarse con sustancias viscosas; dentro de las máquinas ejemplos tenemos a agitadores altamente revolucionados, como Ultraturraz, Bender, etc.

Esfuerzo por presión y fricción.- Este tipo de mecanismo, requiere de dos superficies sólidas; su movimiento ocurre por la presión ejercida por una superficie y mientras tanto ocurre un movimiento circular que se dispone en sentido horizontal, excéntrico o en el centro en una manera circular de la superficie restante. Este tipo de mecanismo es usado por los molinos de mortero, también en morteros manuales.

Esfuerzo por corte.- Este tipo de mecanismo dispone de superficies que cuentan con un filo. Estos filos actúan perpendicularmente, puede que la disposición sea de un filo fijo y un filo móvil. Ejemplo: molinos de corte, trituradoras, etc.

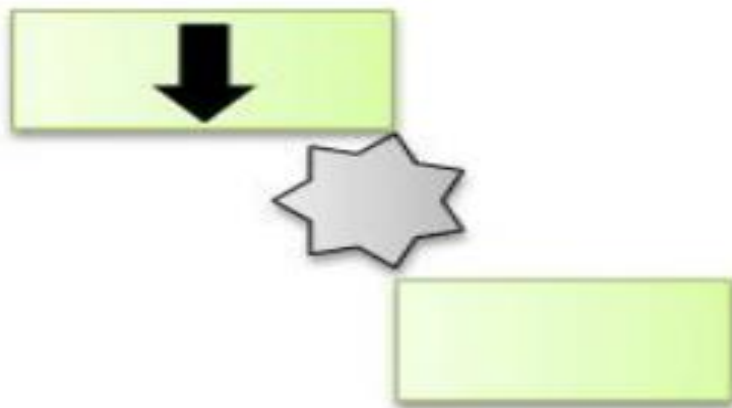


FIGURA 2.2: MECANISMO DE ESFUERZO POR CORTE.

Fuente: <http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda>[10]

Esfuerzo por presión.- Para el siguiente método, incluye dos partes, por un lado las herramientas del triturador, es decir, la herramienta de corte; por otro lado, se encuentra la superficie de las partículas a mover, el movimiento entre las superficies puede ser tangencial o paralelo. Como ejemplo tenemos las trituradoras de mandíbulas.

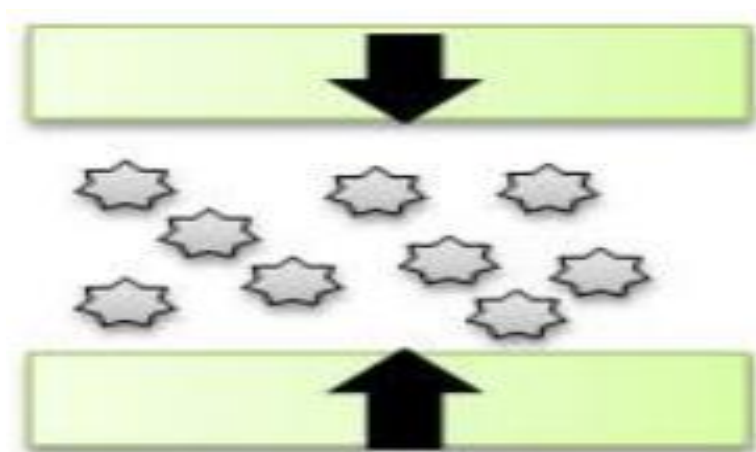


FIGURA 2.3: MECANISMO DE ESFUERZO POR PRESIÓN.

Fuente: <http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda> [10]

Esfuerzo por cizallamiento.- La molienda o la fragmentación ocurre porque el material o la partícula es triturada por el movimiento de dos superficies que van en direcciones opuestas, o incluso el movimiento de una parte móvil contra una parte fija. Este tipo de mecanismo puede tener otro efecto como es el impacto y percusión. Los molinos

que representan este mecanismo de trituración son los molinos de aspas batientes, molinos ultracentrífugas, entre otros. [10] [12]

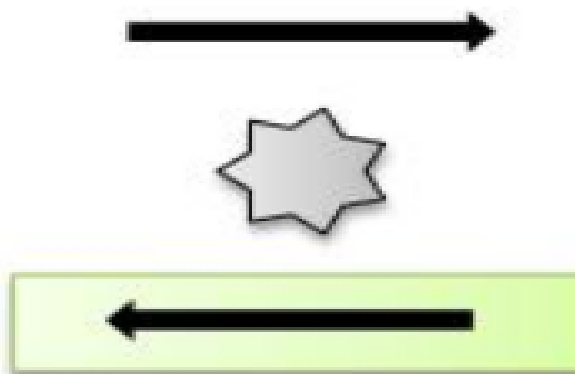


FIGURA 2.4: MECANISMO DE ESFUERZO POR CIZALLAMIENTO.

Fuente: <http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda> [10]

Luego de describir algunos de los mecanismos empleados para la molienda o trituración de los diversos equipos existente en el mercado, es decir el principio de funcionamiento de los mismos. A continuación de hablará sobre los tipos de trituradores existentes, un poco de manera más específica.

Dentro de la diversidad existente para la trituración de diversos tipos de materiales, se distinguen algunos tipos de maquinaria como son las desintegradoras, trituradoras, machacadoras, cortadoras,

quebrantadoras y los conocidos molinos. La aplicación de estas máquinas es en la industria minera, industria alimenticia, química, metalúrgica, etc.

Dentro de los trituradores podemos subdividirlos en:

- Triturador de mandíbulas.
- Triturador de discos.
- Triturador de cilindros.
- Triturador de cuchillas.
- Triturador de martillos.

Triturador de Mandíbulas:

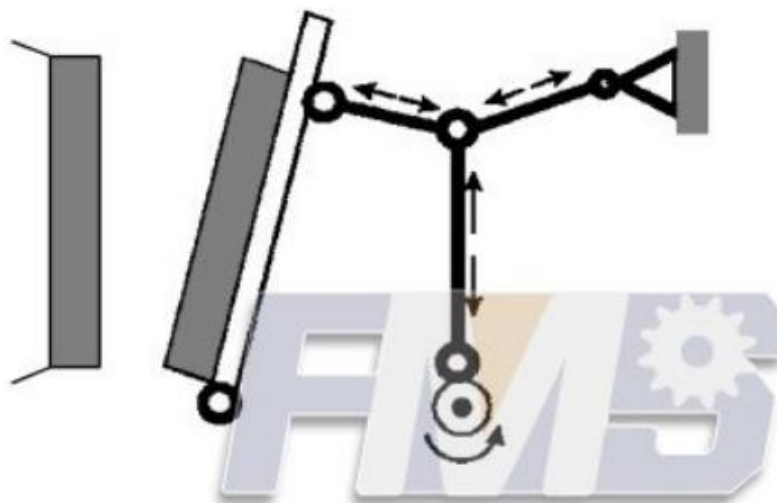
Para este tipo de triturador se puede subdividir en dos tipos, los denominados como trituradores de mandíbula de acción periódica y las trituradoras cónicas, estas últimas se refieren a mandíbulas de acción continua. El mecanismo de esfuerzo de este tipo de triturador es por aplastamiento. Este triturador es usado para la trituración de minerales y rocas. A continuación se muestra la clasificación de los trituradores de mandíbulas:

Trituradores de mandíbulas de acción periódica:

Dentro de la clasificación de acción periódica podemos distinguir cuatro clases que incurren en el mismo tipo de mecanismo:

- Triturador de abertura constante.
- Triturador de simple efecto.
- Triturador de doble efecto.
- Triturador de excéntrica y leva.

Triturador de abertura constante.- Este tipo de triturador de acción periódica también es conocido como triturador tipo Dodge. Este tipo de maquina se caracteriza porque la abertura permanece constante en su parte inferior, esto ocurre debido a que el eje correspondiente a la mandíbula móvil se encuentra en la parte inferior, además como efecto de dicha disposición, la parte superior estará apta para un mayor desplazamiento.



**FIGURA 2.5: MECANISMO DE TRITURADOR DE
ABERTURA CONSTANTE.**

Fuente: Formats Construction Machinery Co., Ltd.

Triturador de simple efecto.- El triturador de simple efecto es más conocido por el nombre de triturador tipo Dalton. La característica del triturador es que posee un balancín acoplado a una placa riostra, por la que la mandíbula, que para el cometido será móvil estará unida a un apoyo fijo, la posición del balancín es en la parte superior por el eje de transmisión. [10]

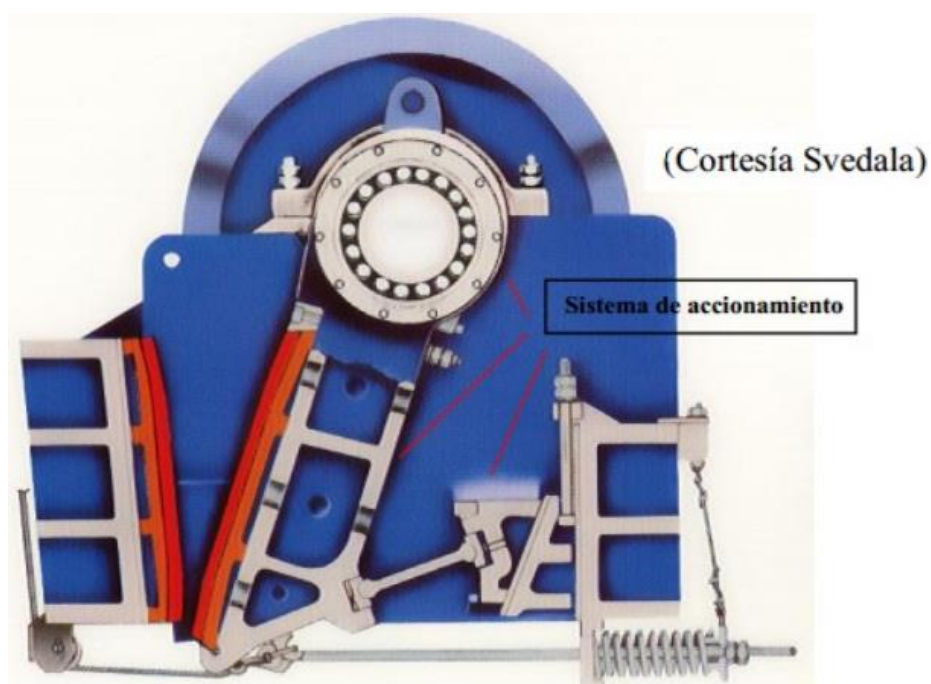


FIGURA 2.6: TRITURADOR DE SIMPLE EFECTO.

Fuente: Svedala

Triturador de doble efecto.- Este tipo de triturador de lo conoce como triturador tipo Blake, a diferencia del triturador de efecto simple, el mecanismo usado por esta máquina es un poco más complejo desde sus partes, hasta su posición. Cuenta con mandíbula fija y móvil. La mandíbula móvil tiene su movimiento gracias que un eje se acopla a un motor, dicho eje está unido a una biela colocada excéntricamente, la biela en su parte inferior está articulada y se le acoplan dos riostras, lo que nos permite tener tanto mandíbula fija como la móvil. Este

mecanismo tiene un accionar tal, que en funcionamiento puede emular el proceso de masticación, este tipo de triturador es usado para trituración de materiales de construcción, rocas, minerales, etc.

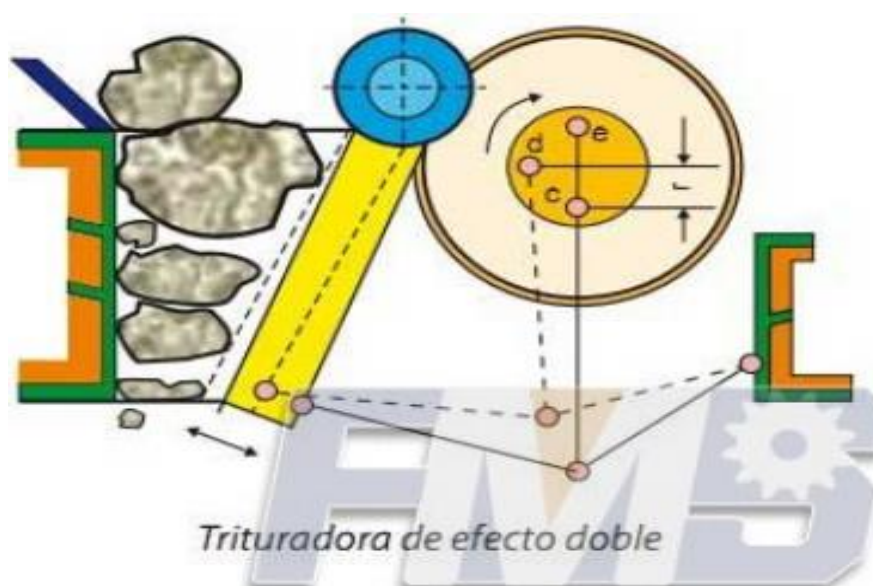


FIGURA 2.7: MECANISMO DE TRITURADOR DE DOBLE EFECTO.

Fuente: Formats Construction Machinery Co., Ltd.

Triturador de excéntrica y leva.- El mecanismo empleado en este tipo de triturador, es parecido al triturador de doble efecto, lo que varía con respecto al triturador tipo Blake, es que ahora la biela excéntrica está conectada a una leva, al moverse la biela se mueve la leva, lo que deriva en que un eslabón unido a la leva también se mueva, este

eslabón representa el movimiento de la mandíbula móvil de manera periódica. Este tipo de triturador también es conocido como triturador tipo Lyon.



**FIGURA 2.8: MECANISMO DE TRITURADOR DE
EXCÉNTRICA Y LEVA.**

Fuente: www.trituradoras-de-piedra.org

Trituradores de mandíbulas de acción continua:

Esta es la otra clasificación de los trituradores de mandíbulas, son del tipo cónicos o giratorios, de los cuales se tiene dos clases como son:

- Triturador giratorio de eje vertical y apoyo superior.
- Triturador giratorio de eje vertical y apoyo inferior.

Triturador giratorio de eje vertical y apoyo superior.- Por lo anteriormente descrito, este tipo de triturador tiene forma cónica, la forma viene dada por la mandíbula móvil, misma que se encuentra asentada en la parte inferior. La estructura de este equipo consta de un eje vertical, tal como su nombre lo indica, articulado en la parte superior y acoplado con la mandíbula cónica, además cuenta con una corona dentada unida al eje de forma excéntrica, la excentricidad permite el avance y retroceso de la mandíbula móvil con respecto a la mandíbula fija.

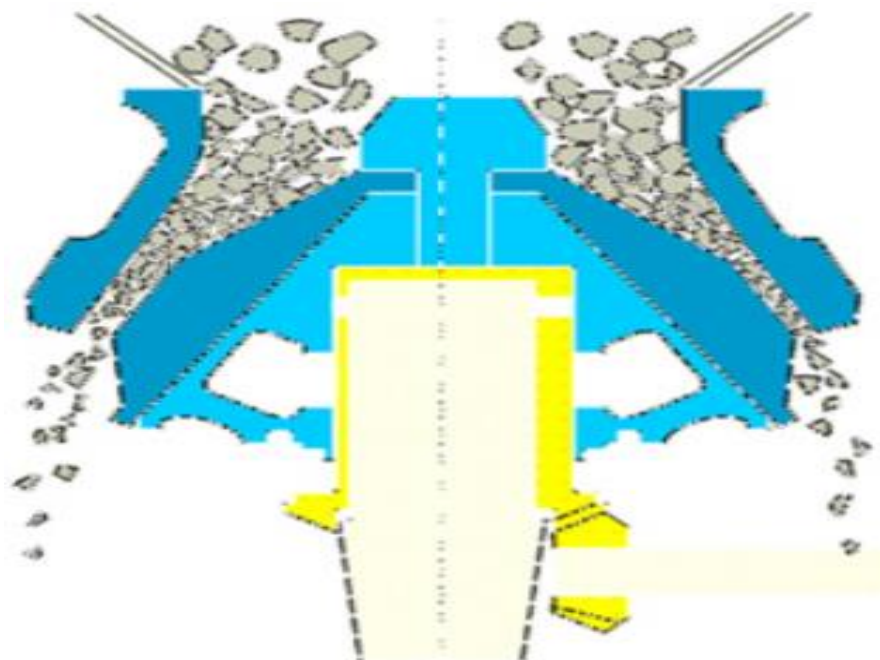


FIGURA 2.9: TRITURADOR GIRATORIO DE EJE VERTICAL Y APOYO SUPERIOR.

Fuente: Henan Hongji Mine Machinery Co., Ltd.

Triturador giratorio de eje vertical y apoyo inferior.- La configuración de este tipo de triturador de acción continua difiere de la anteriormente descrita, como corresponde el triturador dispone de una mandíbula móvil y fija, la mandíbula móvil para este caso viene representado por un cono que está un poco inclinado, inclinación que permite el movimiento relativo entre mandíbula móvil y fija, el cono es quien hace de triturador, el soporte es en su parte inferior una corona.

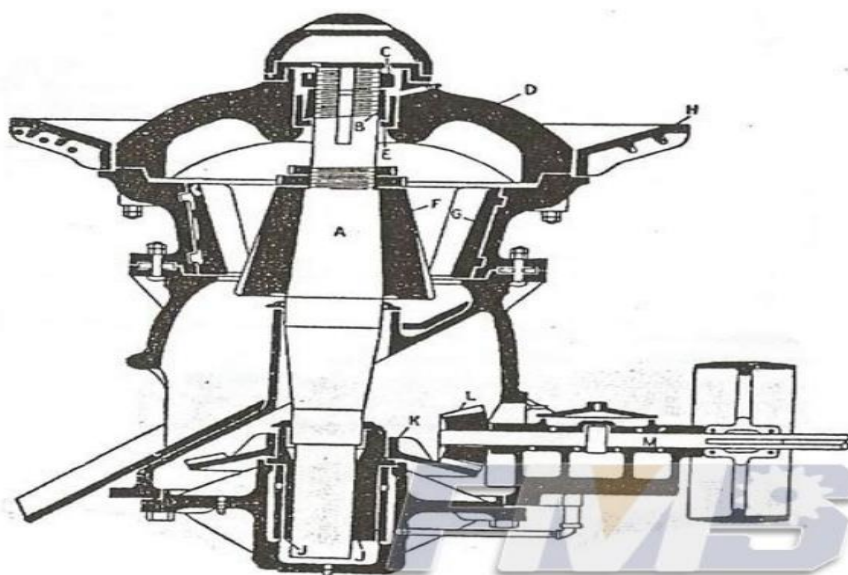


FIGURA 2.10: TRITURADOR GIRATORIO DE EJE VERTICAL Y APOYO INFERIOR.

Fuente: Formats Construction Machinery Co., Ltd

Triturador de Discos:

Los trituradores de discos son altamente aplicados cuando se requiere una molienda fina. Los mecanismo de trituración para este tipo de triturador son los esfuerzos por fuerzas de frotamiento o esfuerzo por cizalla. Por lo general estas máquinas están compuestos por dos discos o uno solo, estos discos tienen una hilera de dientes concéntricos, cuando se tiene dos discos como herramienta, pueden tener dos configuraciones, puede ser que los dos discos giren en sentido contrario o puede que uno de los discos sea estático; se caracteriza este triturador por trabajar a grandes

velocidades, son ampliamente utilizado en la industria de los alimentos.



FIGURA 2.11: TRITURADOR DE DISCOS.

Fuente: Direct Industry.

Triturador de Cilindros:

Este tipo de triturador posee dos o más cilindros pesados de acero, los cuales giran uno hacia otro, dichos cilindros pueden ser estriados, lisos o dentados, esta composición depende del material que los rodillos vayan a triturar. El proceso que aplica esta máquina implica que las partículas son retenidas entre los rodillos, donde están expuestas a una fuerza de compresión, misma que realiza la trituración. Las variables principales en la producción de este tipo de maquina son el diámetro y longitud de los rodillos, al igual que por la

velocidad de rotación. Gran parte de este tipo de trituradores disponen de un resorte de compresión para exceso de carga a fin de proteger la superficie de los cilindros.

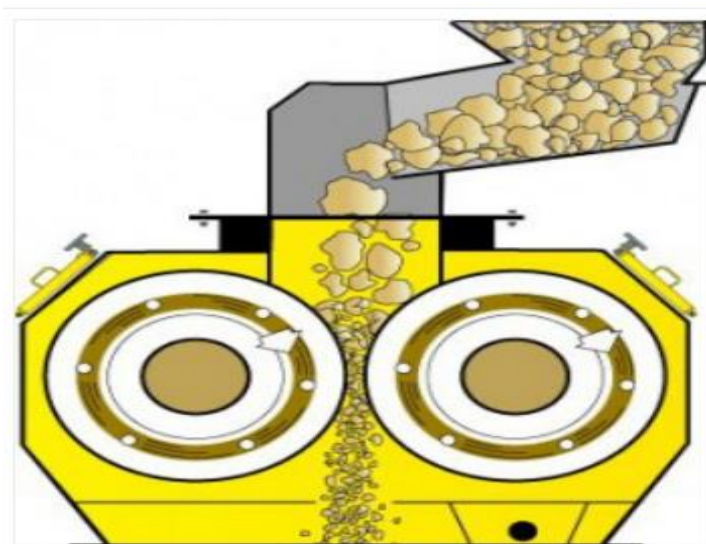


FIGURA 2.12: TRITURADOR DE CILINDROS.

Fuente: Formats Construction Machinery Co., Ltd.

Triturador de cuchillas:

Este tipo de triturador tiene sus respectivos ejes con una serie de elementos cortantes constituidos por discos con bordes filosos, los cuales son provistos de garfios. Dichos garfios, son los que se encargan de agarrar el producto y llevarlo hasta las cuchillas montadas sobre los ejes motores contra giratorios, realizando el corte del material; el número de cuchillas dispuestas a lo largo del eje

depende del material que se procederá a triturar. A veces este tipo de máquinas se regulan por medio de pistones o resorte. [13]

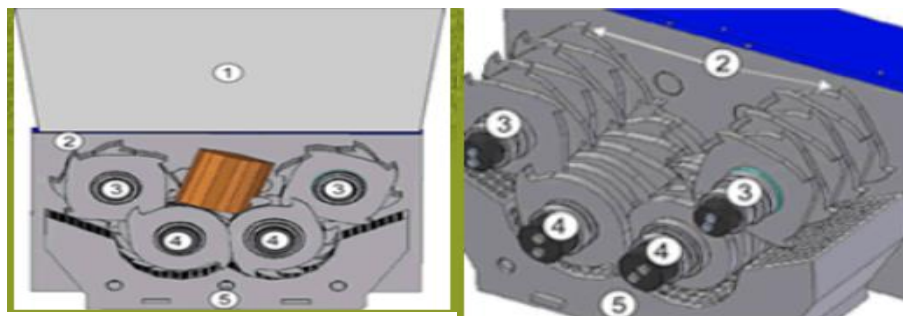


FIGURA 2.13: TRITURADOR DE CUCHILLAS.

Fuente: TRITTON.

Triturador de martillos:

Este tipo de triturador de martillos se lo conoce también como de impactos, ya que es la acción por la cual ocurre la reducción de la partícula, su uso en general es para materiales duros, de este tipo de triturador tenemos dos subdivisiones:

- Triturador de martillos de eje vertical.
- Triturador de martillos de eje horizontal.

Triturador de martillos de eje vertical.- El tipo de triturador de martillo de eje vertical, se caracteriza porque su eje es hueco, que actúa a gran velocidad, tal como indica su nombre, está dispuesto de forma

vertical. Se encuentra protegido por una carcasa, protegida en su interior para el desgaste.

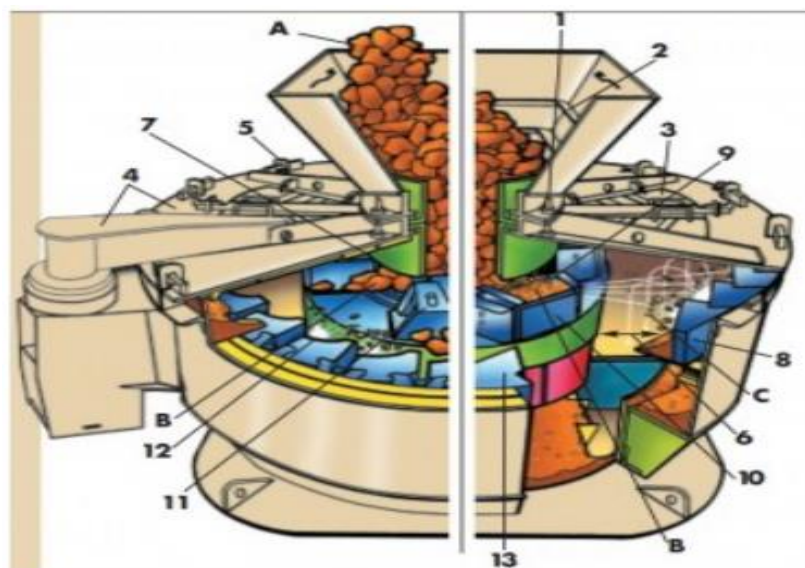


FIGURA 2.14: TRITURADOR DE MARTILLOS CON EJE VERTICAL.

Fuente: Formats Construction Machinery Co., Ltd

Triturador de martillos de eje horizontal.- La composición del triturador de martillos de eje horizontal es similar a la disposición del triturador de eje vertical, cuenta con la carcasa en la parte exterior, el recubrimiento interno está dado por placas de desgaste, el eje de igual manera opera a grandes velocidades, la gran diferencia radica en la posición del eje, ya que el mismo se encuentra de forma horizontal. La desintegración del material se da por impacto de los martillos cuando desciende la materia prima.

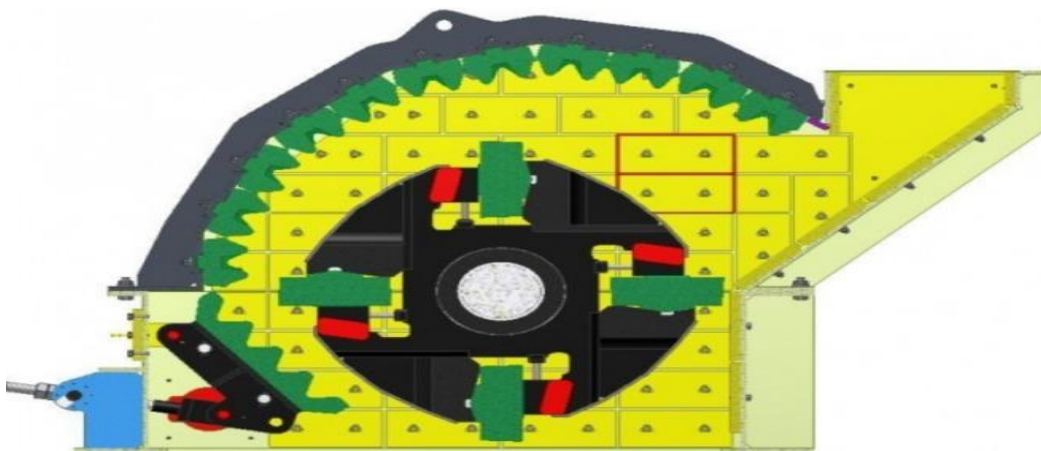


FIGURA 2.15: TRITURADOR DE MARTILLOS DE EJE HORIZONTAL.

Fuente: Guris Industry.

2.3 Parámetros considerados:

En esta parte del capítulo nos referiremos a las necesidades que deberá cumplir el molino triturador a diseñar y deberá cumplir dichos parámetros bajo condiciones normales de funcionamiento, los parámetros que direccionan el diseño son los siguientes:

- **Materia prima.**- Esta característica es importante porque por ella se conoce la dureza a la cual el triturador debe vencer, para el presente proyecto el material a triturar son los cortes de árboles de teca, sin embargo se considerará la mayor dureza existente en los árboles maderables del Ecuador para el diseño.

- Producción.- La capacidad de producción estará determinada para una jornada de 8 horas diarias y la capacidad será desarrollada en el capítulo posterior sobre diseño del molino triturador.
- Alimentación.- Por lo que se tomó en cuenta en puntos anteriores de los parámetros, sabemos que los cortes de árbol son irregulares, ya que principalmente vendrán de las ramas, las cuales son de diversos tamaños y formas, por lo que se recomienda una alimentación regulable con una velocidad baja, la alimentación será directa sin sobrepasar la capacidad de almacenamiento del triturador mientras procesa el material para triturar.
- Condiciones de operación.- El molino triturador deberá estar ubicado en donde su funcionamiento y ruido generado no moleste a sus alrededores, el resultado será una especie de serrín que será almacenado en diversos sacos para su posterior uso.
- Medio de trabajo.- Si la máquina se encontrará bajo condiciones climáticas variables, es decir bajo precipitaciones y condiciones de humedad alta, son factores principales que pueden afectar a ciertos componentes del equipo, como corrosión, por lo que es

recomendable que se ubique bajo techo para ayudar a prevenir cualquier problema futuro.

- **Mantenimiento.-** El mantenimiento se enfocará principalmente en las herramientas que sean empleadas por el triturador para lograr el cometido de la trituración, es decir, las cuchillas, los martillos, etc. Además se deberá tomar en cuenta cada vez el desempeño de la máquina, debido a que puede que una merma en su desempeño puede estar ocasionado por falta de filo de la herramienta o algún otro causal.
- **Costo.-** Este parámetro estará determinado por pautas principales como son el costo de la materia prima, costo de mano de obra, costo de maquinaria, diseño, horas de trabajo, etc.
- **Vida útil.-** El análisis de costo del producto será analizado en capítulos posteriores, sin embargo para el diseño se considerará una vida de operación de 10 años aproximadamente.

2.4 Selección de alternativa:

Esta parte del capítulo, primero enfocará algunos tipos de trituradores empleados para la trituración de madera, exponiendo ciertas ventajas y desventajas de los mismos, seguido se estimaran las características

más primordiales para la selección del tipo de triturador, seguido por la respectiva ponderación. A continuación se muestran ventajas y desventajas de diferentes tipos de trituradores:

TABLA 2.2: COMPARACIÓN ENTRE TIPOS DE TRITURADORES.

COMPARACIÓN ENTRE TIPOS DE TRITURADOR		
Tipo	Ventajas	Desventajas
Triturador de Rodillos	➤ Rodillos no se desgastan excesivamente. ➤ Producto final es homogéneo. ➤ Mayor vida útil.	➤ Trituración lenta en comparación con otros tipos de trituradores. ➤ Para operarlo requiere personal capacitado.
Triturador de Martillos	➤ Mantenimiento es relativamente sencillo.	➤ Resultados no tan finos en comparación en comparación con otros equipos. ➤ Requiere balanceamiento de cargas por las vibraciones ➤ Separación entre martillos y carcasa, reviste importancia para evitar atascamiento.
Triturador de Discos	➤ Trabajan con productos secos o húmedos. ➤ Mantenimiento del triturador es fácil	➤ El resultado del triturador no es homogéneo. ➤ Su construcción es de cierta complejidad.
Triturador de Cuchillas	➤ Cuchillas intercambiables. ➤ Trabajo silencioso	➤ Montaje minucioso para correcto funcionamiento.

Fuente: Propia del autor.

Con el análisis comparativo realizado, nos da la pauta para poder realizar una matriz de decisión, misma que es una herramienta que contribuirá a la elección de la mejor opción dentro de los tipos de triturador expuestos, para ello se hará uso de factores que van a incidir en la selección.

Dichos factores, estarán sometidos a una ponderación, dicha ponderación tendrá entre todos los factores una suma de igual a la unidad, lo que ese valor determinara la relevancia e importancia del factor dentro del diseño, esta ponderación se la conoce como factor de peso, los factores a analizar dentro de esta matriz de decisión son los siguientes:

- Comportamiento con el material.
- Costo.
- Capacidad de producción.
- Seguridad del operario.
- Mantenimiento.

A continuación se muestra la tabla de cálculo del factor peso correspondiente a los factores de análisis:

TABLA 2.3: FACTOR DE PESO

Parámetro	Comportamiento	Costo	Producción	Seguridad	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Peso
Comportamiento	-	1	1	1	1	5	0,33
Costo	0	-	1	1	1	4	0,27
Producción	0	0	-	1	1	3	0,2
Seguridad	0	0	0	-	1	2	0,13
Mantenimiento	0	0	0	0	-	1	0,07
Suma						15	1

Fuente: Propia del autor.

Por otro lado a los diferentes tipos de triturador se les dará valores con respecto a los factores analizados, la escala será de 1 a 5, distinguiendo estos valores como: 1 malo, 2 regular, 3 bueno, 4 muy bueno y 5 excelente. La calificación es de acuerdo al desempeño en cada área, luego este valor se multiplicara con el respectivo factor de peso con lo que se obtendrá la matriz de decisión:

TABLA 2.4: MATRIZ DE DECISIÓN.

	Comportamiento	Costo	Producción	Seguridad	Mantenimiento	Rango
Factor de peso	0.33	0.27	0.2	0.13	0.07	1
Rodillos	4	4	3	4	3	
	1.32	1.08	0.6	0.52	0.21	3.73
Martillos	5	4	4	3	2	
	1.65	1.08	0.6	0.39	0.14	3.86
Discos	3	3	3	4	3	
	0.99	0.81	0.6	0.52	0.21	3.13
Cuchillas	5	4	4	4	4	
	1.65	1.08	0.8	0.52	0.28	4.33

Fuente: Propia del autor.

De acuerdo a la matriz de decisión de la tabla 2.4, el mayor valor lo obtiene el triturador de cuchillas, por lo que por el empleo de esta herramienta se decide que dicha alternativa es la más aceptable para el desarrollo de la máquina , por ello, en capítulos siguientes se trabajará en el diseño del mismo.

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE MOLINO DE 4 EJES

3.1 Introducción:

El desarrollo del capítulo 3, estará enfocado en sí en el diseño del tipo de máquina seleccionada en el capítulo anterior, donde como primer paso se elaborará el diseño de forma de la máquina, diseño de forma que describe los componentes y partes del molino triturador, incluso incurre en pautas previas que direccionan el posterior diseño en detalle; además se tratará sobre las capacidades de operación que desarrollará la máquina. El presente capítulo mostrará el diseño y las respectivas consideraciones en el mismo para cada una de las partes principales que componen el molino triturador, del mismo modo se seleccionarán los elementos mecánicos estándares necesarios que complementen la acción requerida para el funcionamiento correcto de

la máquina y así cumpla con los requerimientos de producción. Por último, se resumirá las capacidades del molino triturador, en conjunto con sus principales características, componentes, donde se podrá observar de manera breve los resultados finales obtenidos durante el proceso de diseño de la máquina.

3.2 Diseño de Forma:

En esta parte del proceso de diseño se definirá conceptos previos del molino triturador, de cada uno de los principales componentes de la máquina en general, incluyendo datos como geometría en cierta sección de un componente, además de definir el sistema de transmisión, soporte en breves rasgos, que en partes posteriores del capítulo serán desarrolladas de manera detallada; por último se delimitará la capacidad aproximada de producción del molino aplicado para la plantación de la cual se tomó la problemática para el desarrollo del presente proyecto.

Se pueden diferenciar dentro del molino triturador partes encargadas de realizar el corte, además la parte motriz y la estructura donde estará sostenida la máquina en sí. Dentro de la parte de la máquina encargada de realizar el corte, las parte principales tenemos al eje,

luego se tiene a las cuchillas, tanto las primarias como las secundarias y los separadores.

Eje.- En lo referente al eje, el molino triturador dispondrá de cuatro ejes, estos ejes serán dispuestos como pares, dichos pares giraran en sentido contrario uno con otro. La separación ente ejes será aproximadamente de 220 mm, esto incluye la separación de cada eje que conforma el par, dicha distancia será la misma pero la localización de un eje con respecto al otro será de 45° . Al tener los cuatro ejes, se diferencias dos tipos de ejes, los principales o primarios, que son los ejes donde serán soportadas las cuchillas que realizarán el corte y serán los ejes conductores, estos ejes están ubicados más hacia el centro en la cámara de corte; el otro tipo de eje existente en el molino triturador son los ejes exteriores o secundarios, estos ejes serán los correspondientes ejes conducidos. Es importante mencionar que en cada uno de los ejes, la parte en donde estarán colocadas las cuchillas y los separadores será de una forma hexagonal, permitiendo dicha sección tener un desfase entre cuchillas, desfase en el mismo eje y para el traslape en la acción en conjunto con los otros ejes.

Cuchillas.- En la parte de cuchillas al igual que en los ejes podemos diferenciar dos tipos, que serán utilizadas para realizar el corte del material que ingresará en el molino triturador. En los ejes secundarios, el tipo de cuchilla a utilizar será el siguiente:



FIGURA 3.1: CUCHILLA PARA EJE SECUNDARIO.

Fuente: Servo International

De la cuchilla a analizar, podemos observar que tiene un filo plano, el mismo filo se utilizará para el análisis en nuestro caso, sin embargo es importante diferenciar que en la cuchilla mostrada en la figura 3.1, la parte hueca es de tipo cuadrada, en nuestro caso esa parte será de tipo hexagonal; la cuchilla usada en el eje secundario, tendrá una función de atrapar el producto y llevarlo a las cuchillas montadas en el eje primario.

Con respecto a las cuchillas utilizadas en el eje primario, la forma de dichas cuchillas será la siguiente:



FIGURA 3.2: CUCHILLA PARA EJE PRIMARIO.

Fuente: REMU Blade Designs

La forma de la cuchilla mostrada en la figura 3.2 será la que se utilizará para los ejes primarios, la diferencia se encuentra en la parte hueca, que al igual como la cuchilla para el eje secundario será de forma hexagonal, la función de las cuchillas montadas en el eje primario será la de recibir el material a triturar y realizar el corte neto del material.

Separadores.- Estos elementos en cada uno de los cuatro ejes serán iguales, ellos también tendrán la parte hexagonal a la cual ya se le ha hecho mención, la utilidad de estas partes del molino triturador es que separan las cuchillas en el mismo eje, además con referencia al otro eje que se encuentra aledaño también contribuye a la posición de las cuchillas, porque no pueden estar a la misma altura dos cuchillas, porque esto no permitiría el principio de corte y funcionamiento del molino triturador, entonces cuando este una cuchilla en un eje, en el subsecuente estará un espaciador, así con respecto entre los cuatro ejes, no solo con referencia entre los pares.

La otra parte a tratar dentro del diseño de forma, es la parte conductora o motriz. La potencia entregada a un par de ejes será por medio de un motorreductor; la otra parte componente será la

transmisión entre ejes, que se la realizará por polea y banda, debido a que el giro entre eje conducido y conductor debe ser en el mismo sentido, esto solo refiriéndonos a un par, el otro par tendrá el giro en sentido contrario, es decir dos ejes girando en sentido horario y los otros dos ejes girando en sentido anti-horario; por ello para la transmisión total de potencia para la máquina se requerirán de dos motorreductores.

El último grupo representativo a tratar en el diseño de forma es la parte de la estructura, de donde podemos diferenciar el soporte, la tolva, la cámara de corte y el tamiz o criba. La parte primordial dentro de este grupo es la cámara de corte, debido a que va a almacenar los cuatro ejes y a partir de su dimensionamiento se podrá realizar el dimensionamiento de la tolva y el soporte. En tanto que el tamiz se realizara refiriéndose a la disposición de los cuatro ejes y los agujeros serán estimados de acuerdo al tamaño final de partícula que se requiera, ya que si no pasa en una primera pasada por la criba el mecanismo de los cuatro ejes hará que retorne y sea nuevamente cortado.

En este diseño de forma se hablará también de las capacidades de procesamiento necesarias para que cumplan con las necesidades para el problema planteado, por ello se referirá la plantación en la cual se podría trabajar.

En términos generales para las plantaciones de teca se tiene una densidad común entre 200 y 300 árboles por hectárea; para nuestro caso la plantación se tiene unos 10000 árboles plantados a través de todo el terreno, sin embargo eso fue la tasa original de siembra, pero por tasa de poda se tienen entonces unos 8000 árboles plantados. Se tiene que por cada árbol que necesita realizarle poda de ramas, se tienen que retirar aproximadamente 12 ramas, con medidas promedio de diámetro de 4cm y un largo de 50 cm, estas serán las medidas que se consideraran de las ramas obtenidas en los cortes de árbol.

Debemos calcular el volumen promedio de la rama del árbol de teca, en donde la fisiología de la rama es irregular, entonces se tomará para facilidad de diseño la forma cilíndrica de los datos promedios de las ramas para poder obtener la capacidad a procesar.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (0.04^2)}{4}$$

$$A = (1.256 * 10^{-3})m^2$$

Donde:

D, es el diámetro aproximado de la rama.

Volumen

$$V = A * L$$

$$V = (1.256 * 10^{-3}m^2) * (0.5m)$$

$$V = (6.28 * 10^{-4})m^3$$

Donde:

A, área calculada de la rama.

L, longitud aproximada de la rama.

Ahora se procede al cálculo de la masa por cada rama, para ello se necesita del dato de la densidad de la teca que es de 800 kg/m³, entonces tenemos que:

$$m = \rho * V$$

$$m = \left(800 \frac{kg}{m^3}\right) * (6.28 * 10^{-4}m^3)$$

$$m = 0.5024 \text{ kg por rama}$$

Donde:

ρ , densidad de la teca.

V , volumen calculado por rama.

Para el estimulado de 12 ramas por árbol a podar, tenemos entonces la masa por ramas en un árbol:

$$M_{Ramas} = \#_{Ramas\ a\ podar} * m_{rama}$$

$$M_{Ramas} = 12 * 0.5024\ kg$$

$$M_{Ramas} = 6.0288\ kg$$

Para el total de la plantación:

$$Total_{Plantación} = \#_{Árboles} * M_{ramas}$$

$$Total_{Plantación} = 8000 * 6.0288\ kg$$

$$Total_{Plantación} = 48230.4\ kg\ total$$

Estos serán los resultados aproximados de los cortes de árbol para esta plantación, para lo cual se estimará que se completa la producción en 3 semanas laborales, por ellos de la masa total de plantación, nos da un total de 14276.67 kg por semana; por los 5 días laborales nos da 2855.33 kg por día. Ahora tomando en cuenta una jornada laboral de ocho horas, se obtiene el siguiente resultado de 356.92 kg por hora que se aproxima a una producción de 360 kg por hora para capacidad de procesamiento.

3.3 Diseño del tipo de cuchillas

Como ya se señaló en el diseño de forma en el presente capítulo, el molino triturador a diseñar va a contar con dos diferentes tipos de cuchillas, como se observa en la figura 3.1 ese será el tipo de cuchilla utilizada en el eje secundario, importante mencionar que el corte no será realizado por este tipo de cuchillas, su función es en mayor parte de traslado y colocación; en la figura 3.2 se puede observar la cuchilla empleada para el eje primario, que serán las encargadas de realizar el desgarre de los cortes de árbol a colocar en la máquina.

Dentro del diseño de la cuchilla se debe tomar en cuenta aspectos como su forma y por supuesto el material del cual será hecha la cuchilla porque debe ser apto y adecuado para las condiciones de trabajo bajo las cuales se encuentre y opere la máquina, observando además su comercialización y disponibilidad en el mercado local. Con respecto a la geometría, tanto la forma de la cuchilla en el eje primario, como la cuchilla en el eje secundario, se tomaron referencias de fabricantes de molinos trituradores de 4 ejes para considerar las formas de cuchillas a utilizar, de las referencias que se tomaron en consideración tenemos a UNTHA Shredding Technology, esta empresa está enfocada en dar soluciones de trituración de

madera; la otra referencia es SERVO INTERNATIONAL, empresa dedicada a dar soluciones de trituración para diversos tipos de material, además dentro de su gama de productos se encuentra la producción de cuchillas para dichos trituradores y su venta. Por último, se tomó como referencia a REMU blade designs, esta empresa si se dedica exclusivamente para el diseño de las cuchillas para su venta.

Selección de material.- Para el material del cual van a estar hechas las cuchillas, se debe considerar las propiedades necesarias del material para las condiciones de trabajo bajo las cuales las cuchillas estarán expuestas, por el principio de corte y por el funcionamiento del molino triturador a diseñar el trabajo de las cuchillas será en frío, lo que implica que debe tener entre otras propiedades tales como la dureza, templabilidad, tenacidad y tener resistencia al desgaste. Para ello se ha decidido seleccionar un acero para trabajo en frío.

Se ha tomado como referencia a la empresa de aceros BOHLER, dentro de los productos de aceros BOHLER K340, que es de fabricación y formulación de la empresa, dentro de las características de este acero tenemos que es un acero al 8% de cromo con una

composición modificada de la aleación. BOHLER recomienda como campos de aplicación como lo son herramientas de corte y estampación, herramientas conformación en frío, herramientas para doblar, útiles de estampación, componentes de máquinas, cuchillas industriales y de máquinas, este último, campo de aplicación pertinente para la conformación del molino de triturador; además para la presentación de este acero, tenemos que una de sus presentaciones es de chapas con espesor de 18 mm, factor que coincide por consideraciones previas de diseño con el espesor de las cuchillas de corte, lo cual beneficia por consideraciones de fabricación de dichas cuchillas.

Fuerza de Corte.- El parámetro de fuerza de corte, es muy importante no solo para el diseño de la cuchilla, sino para el diseño del respectivo eje para transmisión y por ende la selección, dimensionamiento y determinación de otras partes componentes del molino triturador. Al momento de hablar sobre fuerza de corte, se refiere a la fuerza necesaria para vencer la resistencia del material a cortar o triturar. Para su determinación debemos conocer las propiedades mecánicas de la madera, en el capítulo 1 del presente trabajo se expuso acerca de los tipos de árboles maderables en el Ecuador, además se trato acerca de las propiedades del árbol de

Teca, que es el árbol maderable objeto del problema planteado en el presente proyecto, sin embargo, para el diseño de las cuchillas y el resto de partes del molino triturador, se utilizará el árbol maderable que tenga mayores propiedades mecánicas, en este caso el árbol que sus fibras presenten un mayor esfuerzo máximo de corte.

Como se mostró en el capítulo 1, existen diversos árboles maderables en el país, sin embargo nos guiaremos según los datos de la Organización de las Naciones Unidas para la alimentación y la agricultura conocida como FAO para la determinación de las especies maderables de mayor demanda para usos en la industria maderera ecuatoriana, esta información fue presentada en la Evaluación de los Recursos Forestales Mundiales 2005 conocido como FRA 2005, es importante recalcar que se comparará las especies maderables mostradas en el FRA 2005 en conjunto con la Teca para escoger el árbol con mayor resistencia.[5]

**TABLA 3.1: ESPECIES MADERABLES DE MAYOR
DEMANDA PARA USOS EN LA INDUSTRIA MADERERA
ECUATORIANA.**

Categoría FRA 2005 / Nombre de las especies		Existencias en formación de los bosques		CICLO VEGETATIVO (AÑOS)*
Nombre Común	Nombre científico	1990	2000	
Sande	Brosimum utile	DI	DI	20
Laurel	Cordia alliodora	DI	DI	18
Cedro	Cedrela odorata	DI	DI	30
Aliso	Alnus acuminata	DI	DI	15
Chanul	Humiriastrum procerum	DI	DI	-
Copal	Trattinickia glaziovii	DI	DI	25
Jacaranda	Jacaranda copaia	DI	DI	18
Pachaco	Schizolobium parahybum	DI	DI	10
Mascarey	Hyeronima chocoensis	DI	DI	25
Chuncho	Cadelina catenacformis	DI	DI	25

Fuente: FAO-FRA 2005[5]

De las especies de árboles observados en la tabla 3.1 y las propiedades de la teca, tenemos que:

**TABLA 3.2: ESFUERZOS MÁXIMOS CORTANTE
TANGENCIAL A LA FIBRA DE ÁRBOLES MADERABLES EN
EL ECUADOR.**

Nombre común	Nombre científico	Esfuerzo máximo cortante tangencial a la fibra (kg/cm ²)
Sande	Brosimun utile	55
Laurel	Cordia alliodora	73
Cedro	Cedrela odorata	86.78
Aliso	Alnus acuminata	48
Chanul	Humiriastrum procerum	110
Copal	Trattinickia glaziovii	103
Jacaranda	Jacaranda copaia	80
Pachaco	Schizolobium parahybum	52
Mascarey	Hyeronima chocoensis	81
Chuncho	Cadelina catenacformis	87
Teca	Tectona grandis	76

Fuente: Propia del autor.

De acuerdo a los datos obtenidos sobre los esfuerzos máximos de los árboles maderables más representativos en la industria ecuatoriana, tenemos entonces que el Chanul será aquel que se utilizará para el diseño con 110 kg/cm² de esfuerzo máximo cortante tangencial a la fibra.

Para la determinación de la fuerza de corte, tenemos que asumir el modelo de corte que se dará en la cuchilla para la rotura o cizallamiento de la madera o en el caso de los cortes de árbol, el modelo se estima de la siguiente manera:

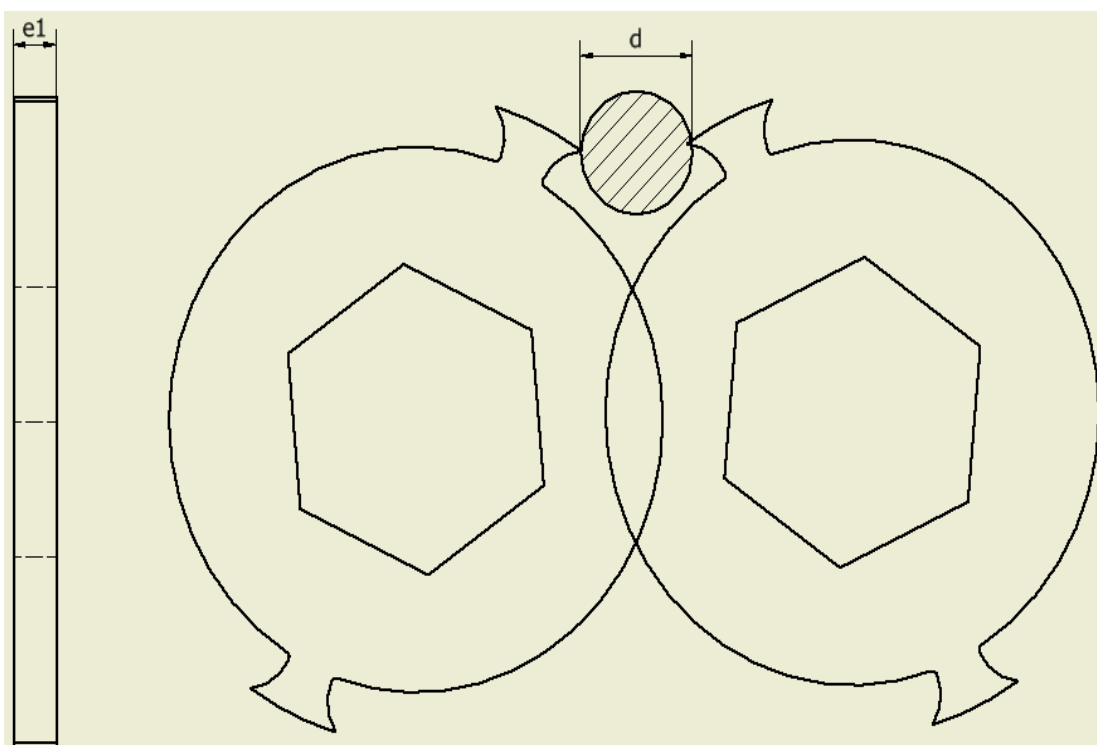


FIGURA 3.3: MODELO DE CORTE.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.3 podemos observar el modelo de corte a simular con el accionar del molino triturador, además se puede diferenciar que en nuestro modelo de corte están las cuchillas dispuestas en el eje primario, que serán la cuchillas responsables de realizar el corte

principal, por ello dichas cuchillas son las que estarán sometidos a mayores esfuerzos. De la figura 3.3 podemos identificar a e_1 como el espesor de la cuchilla, este dato es estimado por el diseñador, el otro dato d corresponde al diámetro de rama a cortar, que de acuerdo a lo medido se tomará un promedio de 40 mm.

En conjunto con el valor correspondiente al esfuerzo máximo cortante podemos proceder a calcular la fuerza de corte necesaria para el cizallamiento de la madera:

$$\tau = 110 \frac{kg}{cm^2} * \frac{9.8067 N}{1 kgf} * \frac{(100 cm)^2}{1 m^2}$$

$$\tau = 10787370 Pa$$

Donde:

τ , esfuerzo máximo cortante tangencial a la fibra.

$$Fc = \tau * A_c$$

$$Fc = \tau * e_1 * d$$

$$Fc = (10787370 Pa) * (0.018m) * (0.04m)$$

$$Fc = 7766.9064 N$$

Donde:

F_c , fuerza de corte (N)

A_c , área de corte (m^2)

Esta será la fuerza de corte que se debe aplicar para vencer la resistencia del material a triturar, por ello se estima un modelo de cuchilla principal para el corte, modelo que será analizado posteriormente.

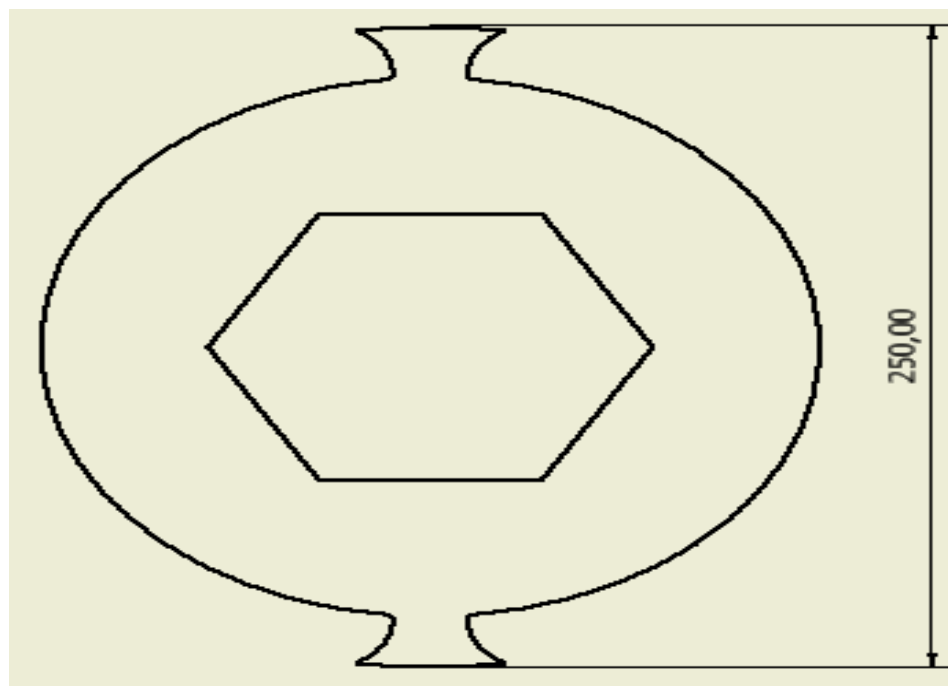


FIGURA 3.4: MODELO DE CUCHILLA

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.4 se encuentra el modelo de cuchilla estimado, como sabemos el espesor de la cuchillas es de 18mm, dicha cuchilla por su forma tiene dos frentes de corte, la forma es recomendada y usada por fabricantes de trituradores de 4 ejes, por último el radio de corte de la cuchilla es de 125mm.

Análisis de modelo.- El modelo de cuchilla para ser utilizado en el molino triturador será analizado con el software Autodesk INVENTOR Professional 2014, con el empleo de dicha herramienta se realizarán los respectivos análisis, que nos ayudarán a la validación del modelo estimado para nuestro molino triturador.

Es importante saber que para la simulación a realizar debemos considerar los valores obtenidos sobre fuerza de corte, en tanto que para el material de la cuchilla ya se ha seleccionado, sin embargo dentro del software se tendrá que seleccionar un tipo de material que en cierto grado caracterice las propiedades del material seleccionado para la cuchilla, por ello dentro de la biblioteca de Inventor se escogió un acero de baja aleación y alta resistencia. En conjunto con el material y la aplicación de la fuerza de corte en una dirección a 45° , emulando una situación crítica de aplicación al momento del corte de los cortes de los árboles, entonces el modelo para el análisis será el siguiente:

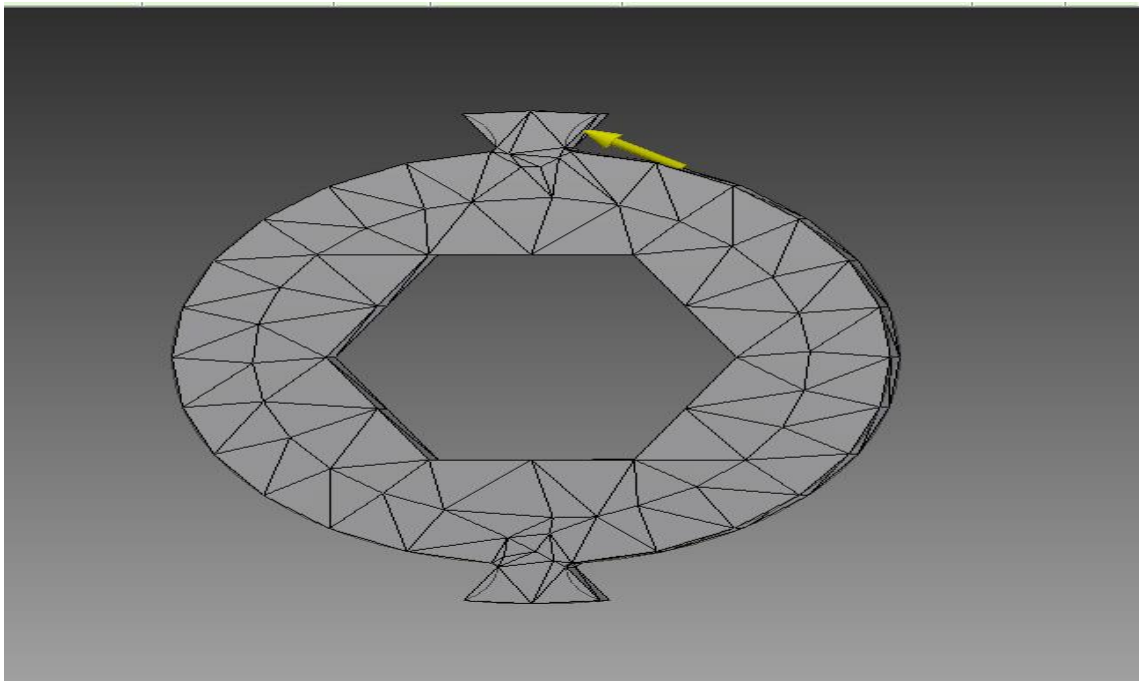


FIGURA 3.5: MALLADO PARA SIMULACIÓN.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.5, se observa el mallado que se generó para el análisis de la cuchilla, además se puede observar la disposición de la fuerza de corte, que asemeja la resistencia de los cortes de madera, con esto se podrá obtener los resultados de la simulación.

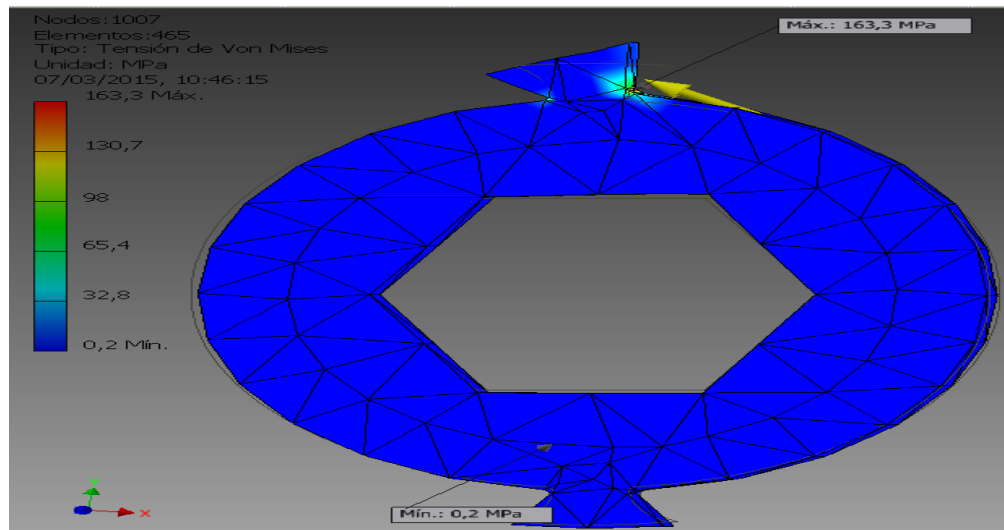


FIGURA 3.6: ANÁLISIS TENSIÓN DE VON MISES.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.6, está el análisis de tensión de Von Mises, donde se puede observar que tenemos un máximo esfuerzo de 163.3 Mpa, la fuerza que se muestra está un poco distorsionada para mostrar el efecto que la misma tendrá en la cuchilla.

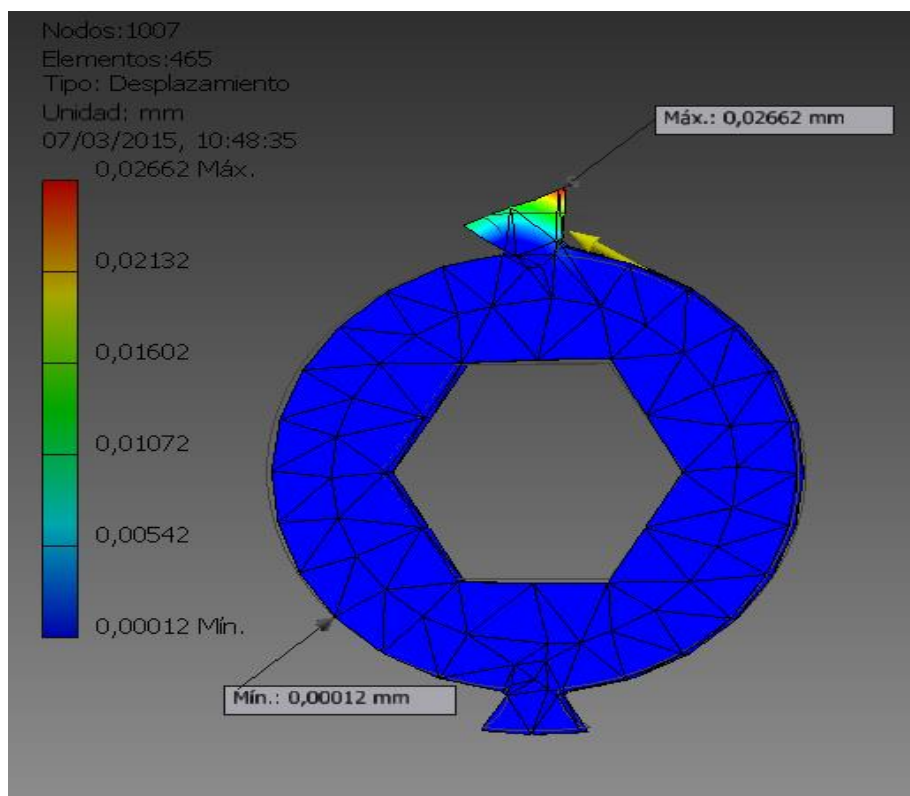


FIGURA 3.7: DESPLAZAMIENTO.

Fuente: Propia del autor

En la figura 3.7 se muestra el desplazamiento de la cuchilla al momento del corte, el mayor desplazamiento ocurre en la esquina de la cuchilla, dicho desplazamiento tiene un valor aproximado de 0.026 mm.

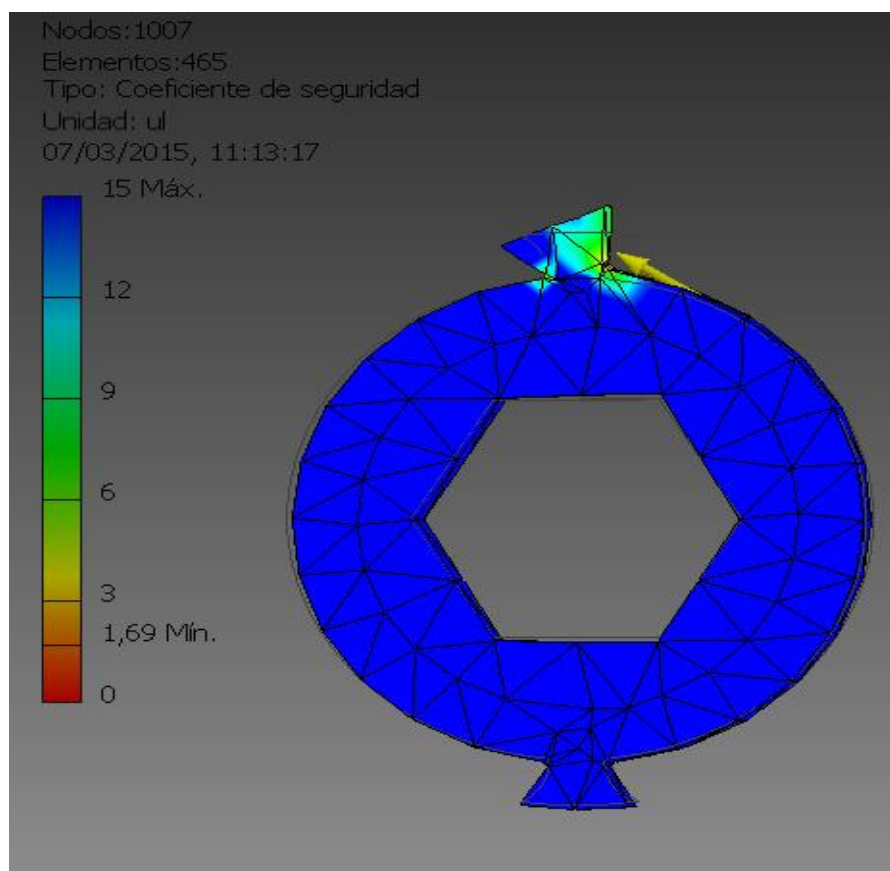


FIGURA 3.8: COEFICIENTE DE SEGURIDAD.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.8 se muestra el resultado del coeficiente de seguridad, es importante mencionar que el mayor impacto dentro de la geometría de la cuchilla es en el interior de la cuchilla, donde el rango de factor de seguridad mínimo esta entre 1.69 y 3, factor que se localiza en la región de curvatura de la cuchilla. Se sabe que nuestro molino triturador tendrá dos clases de cuchillas, sin embargo se realiza el análisis en el tipo de cuchillas que estarán sometidas a

mayor carga, por ellos se tienen los resultados para la cuchilla del eje primario, misma que realizará el corte en el triturador.

3.4 Diseño del eje

Esta sección del capítulo se referirá a una de las partes primordiales del diseño de la máquina, se enfoca esta parte en el diseño del eje conductor porque será quien reciba el torque necesario para la trituración de la madera, el mismo será el conductor para el eje conducido correspondiente, para el diseño se selecciona el eje más crítico el otro eje, seguirá las mismas configuraciones del eje diseñado y será similar en sus diámetros, mas no en su longitud total.

Disposición de cuchillas de corte.- La disposición de las cuchillas determinará la longitud total de la sección hexagonal a utilizar para la base de las mismas. Es importante decir que de los cuatro ejes que cuenta la máquina, estos vendrán en pares, es decir 2 giran en sentido horario y dos en sentido anti horario, por ello, correspondientemente un eje será el encargado de conducir al otro, tema que será tratado a fondo en secciones posteriores del proyecto.

Como se conoce de la parte de diseño de cuchilla, tenemos una cuchilla con un diámetro exterior de 250mm, el espesor de la cuchilla es de 18mm, además se tiene que cada cuchilla dispondrá de 2 frentes de corte. Con respecto a la cuchilla, incluso en conjunto estarán los separadores, que se estiman para futuros cálculos con un diámetro exterior de 180mm, los separadores tendrán un espesor de 20mm.

Los números de discos y espaciadores para el eje conductor serán 16 Discos de 18 mm de espesor y 15 espaciadores de 20mm de espesor. En el eje conductor al inicio dejaremos 1mm antes de colocar la primera cuchilla, seguida la misma por un espaciador, así sucesivamente hasta que se complete el número deseado de cuchillas y espaciadores para la cámara de corte, al final se dejará en el eje 1mm al final para el eje conductor.

En tanto que para el eje conducido varía un poco la disposición, porque en dicho eje, la formación de las cuchillas comenzarán en este caso por un espaciador, seguido por una cuchilla así sucesivamente hasta completar la longitud establecida por el eje conductor, es decir terminará con un espaciador; es importante mencionar, que esta diferenciación entre la disposición del eje conductor y eje conducido nos brindará la

separación para la realización del corte, incluso determinará el tiempo cuando cada cuchilla actuará o podrá realizar un corte.

Como ya se mencionó, en la parte de las cuchillas se tendrá un eje hexagonal, sección que permitirá prescindir de cuña para la transmisión de potencia en esa parte, incluso permite diferentes posiciones del frente de corte, que vendrán dados por los lados de la sección hexagonal.

Fuerzas que actúan en el eje.- Para el diseño del eje es necesario determinar las fuerzas que están involucradas en conjunto con el eje, dentro de ellas están las cargas distribuidas de las cuchillas y espaciadores, además la carga del propio eje y el torque que requiere el molino triturador.

Por la disposición de las cuchillas desfasadas angularmente, además por tener 2 frentes de corte por cuchilla, entonces implica que en funcionamiento en el molino triturador estarán actuando 6 cuchillas a la vez. De cálculo anterior en el diseño de la cuchilla tenemos que la fuerza de corte es:

$$F_c = 7766.9064 \text{ N}$$

Con el diámetro de cuchilla de 250mm, podemos calcular el torque de cuchilla:

$$T_c = F * r_{corte}$$

$$T_c = 7766.9064 * 0.125$$

$$T_c = 970.8633 \text{ Nm}$$

Para el eje se sabe que actuarán a la vez 6 cuchillas, incluso se necesitará el torque para que se pueda mover a 2 ejes, entonces se tiene que el torque total es el siguiente:

$$T_{Total} = T_c * \#_{Ejes \text{ a mover}} * \#_{Discos \text{ actuando}}$$

$$T_{Total} = 970.8633 * 2 * 6$$

$$T_{Total} = 11650.3596 \text{ Nm}$$

$$T_{Total} = 11651 \text{ Nm}$$

Se estima un valor superior para el torque total de 11651Nm, torque que deberá entregado por parte del motorreductor, por lo que el torque para cada eje se estima aproximadamente en unos 5825.5Nm y para cada disco que trabaja en simultáneo tendrá un torque de 970.916Nm, pero se lo estimará en un valor superior de 972Nm.

Del mismo modo se tiene la fuerza en la cuchilla, misma que actuará en el eje, se toma además que la fuerza actuará con un ángulo de 45° , por ello se tiene que los componentes de la fuerza del disco serán los siguientes:

$$F_x = \left(\frac{T_c}{r_{corte}} \right) * (\cos(\alpha))$$

$$F_x = \left(\frac{972}{0.125} \right) * (\cos(45^\circ))$$

$$F_x = 5498.462331 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_x = F_y}$$

Donde:

F_x , fuerza de la cuchilla en X.

$T_{cuchilla}$, torque en la sección de cuchillas.

α , ángulo de acción de la fuerza.

F_y , fuerza de la cuchilla en Y.

Para la transmisión de movimiento entre ejes, se tomará la problemática en otros puntos del capítulo, pero dicha parte del eje también incurrirá y afectará el comportamiento del eje, por ello debe ser tomado en cuenta para su diseño.

La transmisión que se supondrá actuará en el eje será de polea y banda, sin embargo se estima con este tipo de transmisión entre ejes de manera aproximada para poder tener una fuerza actuante en el eje y de este modo el diseño del eje para transmisión sea más apegado a los requerimientos finales del molino triturador.

Entonces para la consideración de la fuerza ejercida por la transmisión de polea banda, se la toma a partir del torque que se tendrá en aquella sección del eje, el torque a través de la banda que es de 5825.5Nm, además para diseño estimamos el diámetro de la polea que se tendrá, el mismo que se lo tomará como 165mm, tomando además en consideración que la separación entre ejes es de 220mm por lo que la dimensión estimada será menor a la máxima que existe entre separación de eje conductor y conducido, con estos parámetros procedemos al cálculo de la fuerza actuante:

$$F_p = \frac{T_p}{r_p}$$

$$F_p = \frac{5825.5Nm}{0.0825m}$$

$$F_p = 70612.121 \text{ N}$$

Esta será la fuerza ejercida por la polea hacia el eje, dicha fuerza se la toma que actúa a 45°, por lo que tendrá sus componentes, que tendrán el valor de:

$$F_{Px} = F_P * \cos(45^\circ)$$

$$F_{Px} = 70612.121 * \cos(45^\circ)$$

$$F_{Px} = 49930.30974N$$

$$F_{Px} = F_{Py}$$

Siguiendo con la definición de las fuerzas actuantes en el eje tenemos de igual manera a las cargas distribuidas por concepto de las cuchillas, espaciadores y por ende también la carga distribuida por concepto del peso del eje.

Por ello, para la masa total de las cuchillas que se colocaran en el eje, como datos entrada esta que el diámetro exterior de la cuchilla será de 250mm, el diámetro interno se estima de 65mm y un espesor conocido de 18mm, además tenemos el valor de la densidad del acero $\rho=7860\text{kg/m}^3$, entonces tenemos que:

$$V_{Cuchilla} = \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)e}{4}$$

$$V_{Cuchilla} = \frac{\pi(0.250^2 - 0.065^2) * 0.018}{4}$$

$$V_{Cuchilla} = 0.0008238\text{m}^3$$

$$m_{Cuchilla} = \rho * V$$

$$m_{Cuchilla} = 7860 * 0.0008238$$

$$m_{Cuchilla} = 6.5kg$$

$$m_{TotalCuchillas} = \#_{Cuchillas} * m_{Cuchilla}$$

$$m_{TotalCuchillas} = 16 * 6.5$$

$$m_{TotalCuchillas} = 104kg$$

Continuamos con el cálculo correspondiente a los espaciadores, los datos se estiman en que el diámetro exterior del espaciador es de 180mm, el diámetro interno es de 65mm y el espesor del espaciador es de 20mm, con un total de 15 espaciadores, por lo que el resultado es:

$$V_{Espaciador} = \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)e}{4}$$

$$V_{Espaciador} = \frac{\pi(0.180^2 - 0.065^2) * 0.020}{4}$$

$$V_{Espaciador} = 0.0004426m^3$$

$$m_{Espaciador} = \rho * V$$

$$m_{Espaciador} = 7860 * 0.0004426$$

$$m_{Espaciador} = 3.48kg$$

$$m_{TotalEspaciadores} = \#_{Espaciadores} * m_{Espaciador}$$

$$m_{TotalEspaciadores} = 15 * 3.48$$

$$m_{TotalEspaciadores} = 52.2kg$$

Con los cálculos respectivos sobre las masas totales tanto de las cuchillas como de los espaciadores, se procede a calcular la carga distribuida en la sección donde van a estar dispuesta tanto cuchillas

como espaciadores, que en su totalidad cubren una longitud de 588mm, con lo que se realiza el cálculo:

$$m_{Total\ Cuchillas\ y\ Espaciadores} = m_{TotalCuchillas} + m_{TotalEspaciadores}$$

$$m_{Total\ Cuchillas\ y\ Espaciadores} = 104 + 52.2$$

$$m_{Total\ Cuchillas\ y\ Espaciadores} = 155.7858kg$$

$$Peso = m_{TotalCuchillas\ y\ Espaciadores} \cdot g$$

$$Peso = 155.7858 \cdot 9.81$$

$$Peso = 1528.258397\ N$$

Para la longitud en cámara de corte se calcula que la carga distribuida de cuchillas y espaciadores es:

$$w_{c,e} = Peso/L$$

$$w_{c,e} = 1528.258397/0.588$$

$$w_{c,e} = 2599.078906\ N/m$$

Siguiendo con la determinación de las fuerzas actuantes sobre el eje, es necesario incluir la carga distribuida del eje por concepto de su propio peso, para ello es necesario estimar tanto su posible diámetro, que será el objeto de nuestro cálculo, al igual que la longitud aproximada del mismo, con las dimensiones respectivas para cada sección que forman parte en su totalidad del eje, el esquema aproximado es el siguiente:

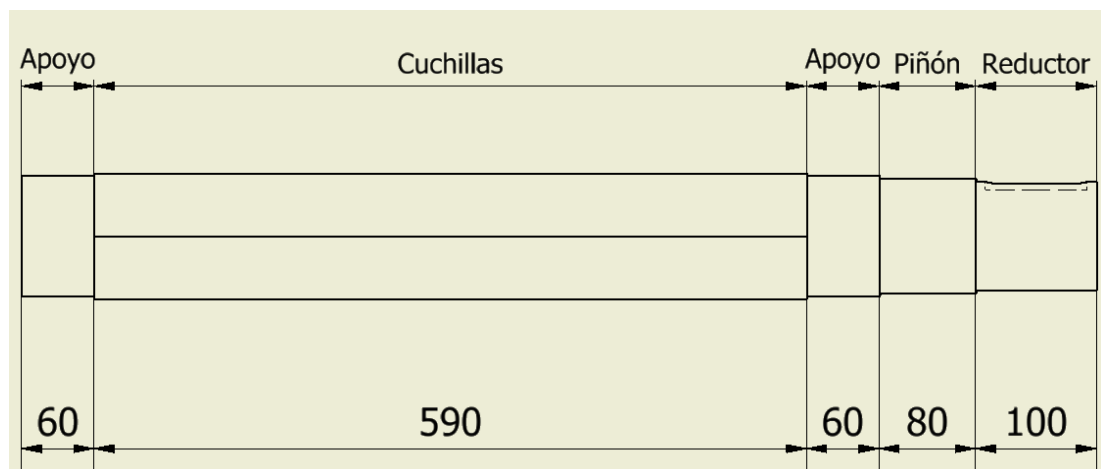


FIGURA 3.9: ESQUEMA DE EJE PRIMARIO.

Fuente: Propia del autor.

Para el cálculo de la carga distribuida, se requiere estimar el diámetro del eje, por ello, se estima un valor de 65mm como diámetro de eje; del mismo modo ocurre con la longitud del eje, tal como se observa la figura 3.9, la longitud final del eje se encuentra en 890mm, además en dicha figura se observa las secciones que forman el eje, cada una de las partes que lo conformaran en particular para el eje primario, la carga distribuida es la siguiente:

$$V = \frac{\pi D_{eje}^2}{4}$$

$$V = \frac{\pi * 0.065^2}{4}$$

$$V = 0.003318m^3$$

$$m_{eje} = \rho * V$$

$$m_{eje} = 7860 * 0.003318$$

$$m_{eje} = 26.1 \text{ kg}$$

$$P_{eje} = m_{eje} * g$$

$$P_{eje} = 26.1 * 9.81$$

$$P_{eje} = 255.8634 \text{ N}$$

$$w_{eje} = \frac{P_{eje}}{L_{eje}}$$

$$w_{eje} = \frac{255.8634}{0.89}$$

$$w_{eje} = 287.486954 \text{ N/m}$$

Diagramas momento flector.- El eje del molino triturador estará sometido a fuerzas tanto en X como en Y, por ello es necesario definir en ambos planos los esfuerzos y obtener los puntos críticos para nuestra configuración.

Para el plano XZ se tiene la siguiente distribución de fuerzas con sus respectivas distancias a las cuales actúan dichas fuerzas:

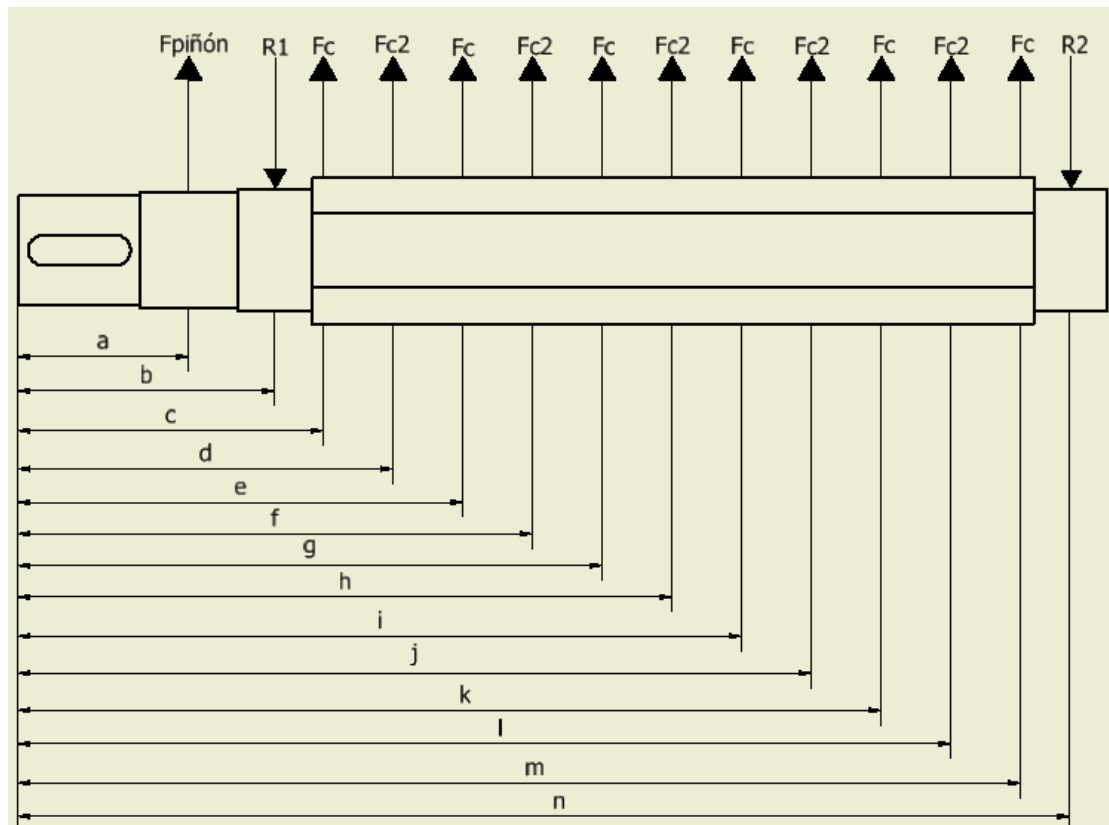


FIGURA 3.10: DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS SOBRE EJE EN PLANO XZ

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.10 se muestra la distribución para el plano XZ, donde tanto R_1 y R_2 son las reacciones en la sección de apoyos, la F_p , es la fuerza por la transmisión de movimiento entre eje primario y secundario, las F_c corresponden a las fuerzas de las cuchillas que

actúan en el eje simultáneamente, en tanto que F_{c2} , son la fuerza que ejercen las cuchillas sobre el eje al mismo tiempo debido a la coordinación que existe en el molino triturador entre ejes. Las distancias correspondientes a la figura 3.10 son las siguientes:

TABLA 3.3: DISTANCIAS DE FUERZAS EN EJE PARA EL PLANO XZ

PLANO XZ	
F (Fuerza en Cuchillas)	5498,462331 (N)
F_p (Fuerza polea)	49930,30974 (N)
a (distancia)	0,14 (m)
b (distancia)	0,21 (m)
c (distancia)	0,25 (m)
d (distancia)	0,307 (m)
e (distancia)	0,364 (m)
f (distancia)	0,421 (m)
g (distancia)	0,478 (m)
h (distancia)	0,535 (m)
i (distancia)	0,592 (m)
j (distancia)	0,649 (m)
k (distancia)	0,706 (m)
l (distancia)	0,763 (m)
m (distancia)	0,82 (m)
n (distancia)	0,86 (m)

Fuente: Propia del autor

Las reacciones en los apoyos corresponden a los puntos b y n, los valores correspondientes a dichos puntos son:

TABLA 3.4: REACCIONES EN PLANO XZ

PLANO XZ	
Ax (Reacción en b)	85548,96284 (N)
Bx (Reacción en n)	27864,43254 (N)

Fuente: Propia del autor

Con los valores correspondientes de las distancias de las fuerzas actuantes en el plano XZ en conjunto con los valores correspondientes a las reacciones, se utilizará el método de ecuaciones singulares para la elaboración de los diagramas de momento flector para la determinación de los puntos críticos en el eje primario, la ecuación singular correspondiente a la configuración del eje primario es la siguiente:

$$M_{xz} = F_p < z - a > -A_x < z - b > +F < z - c > +F < z - d > +F < z - e > +F < z - g > +F < z - h > +F < z - i > +F < z - j > +F < z - k > +F < z - l > +F < z - m > -B_x < z - n >$$

Con los valores de las reacciones en los apoyos, distancias de las fuerzas aplicadas con su respectivo valor de fuerzas actuantes en el plano XZ se procede a realizar el diagrama de momento flector:

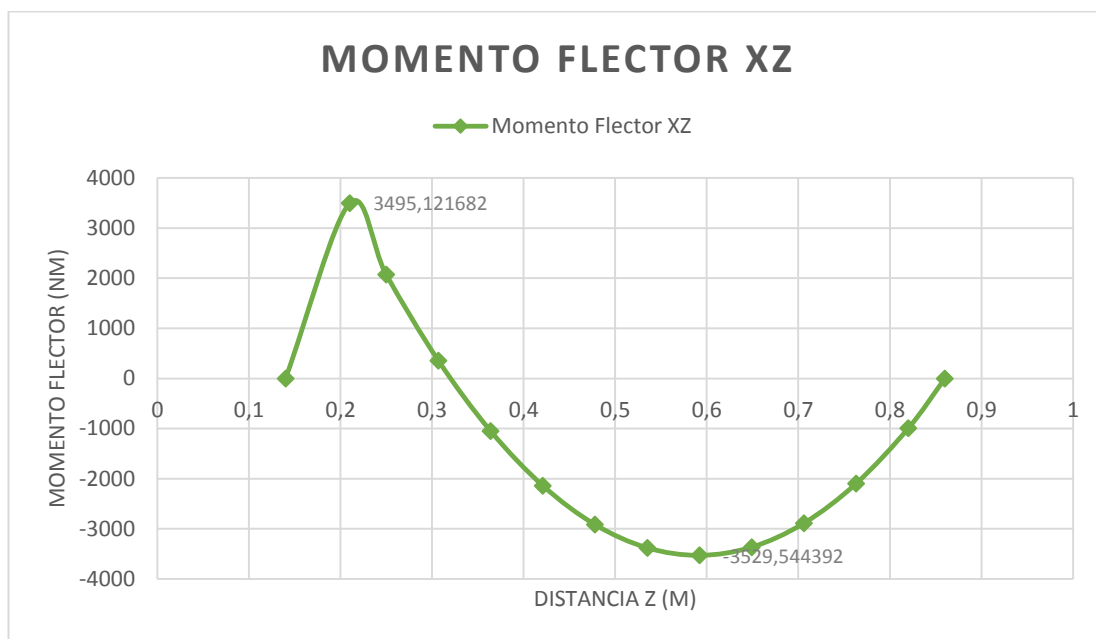


FIGURA 3.11: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR PLANO XZ

Fuente: Propia del autor

Los valores correspondientes a los momentos en cada uno de los puntos a lo largo del eje son los siguientes:

TABLA 3.5: MOMENTOS A LO LARGO DEL EJE EN EL PLANO XZ

M XZa	0 (Nm)
M XZb	3495,121682 (Nm)
M XZc	2070,375558 (Nm)
M XZd	353,5246844 (Nm)
M XZe	-1049,913837 (Nm)
M XZf	-2139,940005 (Nm)
M XZg	-2916,55382 (Nm)
M XZh	-3379,755282 (Nm)
M XZi	-3529,544392 (Nm)
M XZj	-3365,921148 (Nm)
M XZk	-2888,885552 (Nm)
M XZl	-2098,437603 (Nm)
M XZm	-994,5773015 (Nm)
M XZn	-1,02887E-11 (Nm)

Fuente: Propia del autor.

Para el plano YZ se tiene la siguiente distribución de fuerzas con sus respectivas distancias a las cuales actúan dichas fuerzas:

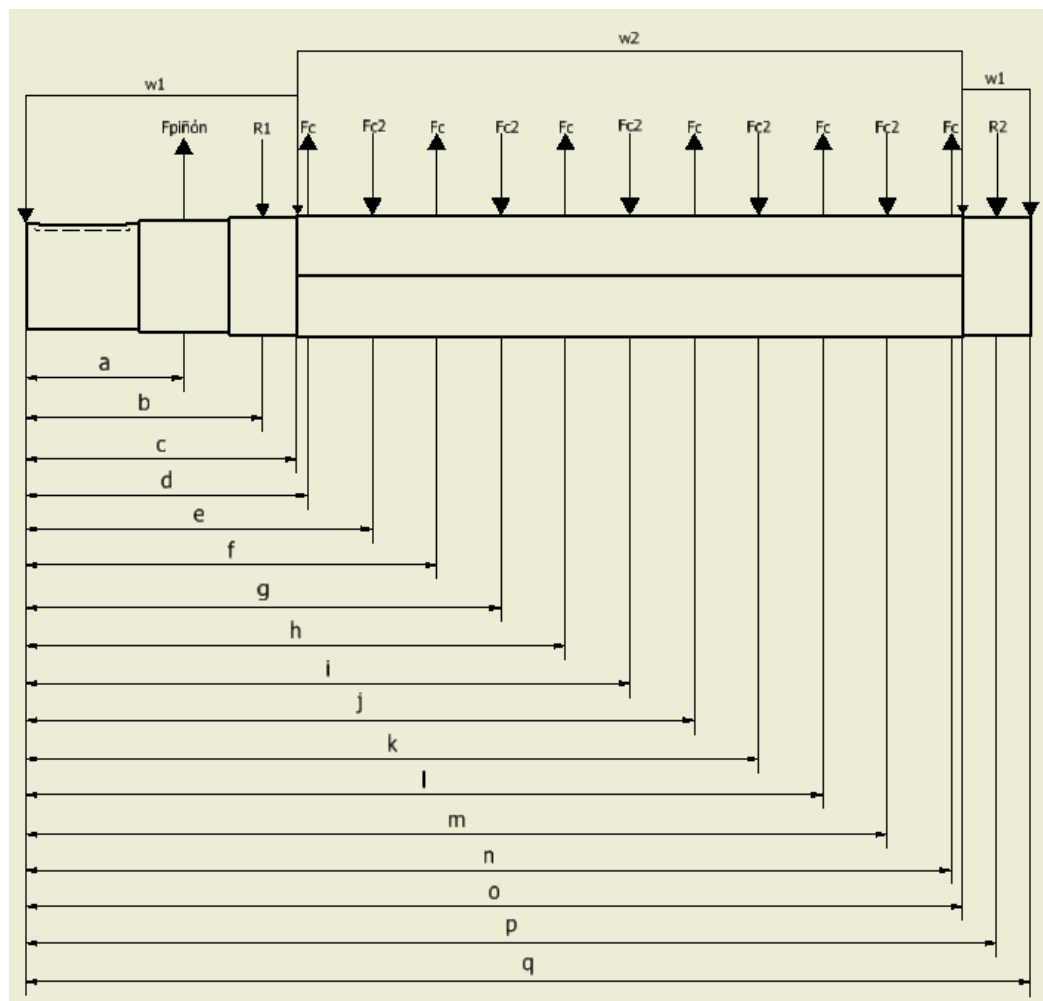


FIGURA 3.12: DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS SOBRE EJE EN PLANO YZ.

Fuente: Propia del autor

En la figura 3.12 se muestran las fuerzas actuantes en el plano YZ, la mayoría de fuerzas que se encuentran en la gráfica son similares a las mostradas en la figura 3.10; sin embargo se diferencia, que en la figura 3.12 aparecen las cargas distribuidas con respecto a eje, cuchillas y espaciadores, entonces se tiene que w_1 es la carga

distribuida por el peso del eje, en tanto que w_2 es la carga distribuida por peso de eje, cuchillas y espaciadores juntos. Las distancias correspondientes a las fuerzas mostradas en la figura 3.12 son las siguientes:

TABLA 3.6: DISTANCIA DE FUERZAS EN EJE PARA EL PLANO YZ

PLANO YZ	
Fp (Fuerza polea)	49930,30974(N)
w1 (carga distribuida eje)	287,486954(N/m)
w2 (Carga distribuida eje, espaciador, cuchilla)	2886,56586(N/m)
a (distancia)	0,14(m)
b (distancia)	0,21(m)
c (distancia)	0,241(m)
d (distancia)	0,25(m)
e (distancia)	0,307(m)
f (distancia)	0,364(m)
g (distancia)	0,421(m)
h (distancia)	0,478(m)
i (distancia)	0,535(m)
j (distancia)	0,592(m)
k (distancia)	0,649(m)
l (distancia)	0,706(m)
m (distancia)	0,763(m)
n (distancia)	0,82(m)
o (distancia)	0,829(m)
p (distancia)	0,86(m)
q (distancia)	0,89(m)

Fuente: Propia del autor

Las reacciones correspondientes a los apoyos ubicados en los puntos b y p, los valores de las reacciones son los siguientes:

TABLA 3.7: REACCIONES EN PLANO YZ

PLANO YZ	
Ay (Reacción en b)	57129,16306 (N)
By (Reacción en p)	-5484,512769 (N)

Fuente: Propia del autor

Con los valores conocidos de las reacciones con respecto al eje YZ, en conjunto con las distancias a las cuales actuarán las fuerzas para este plano, por ello por medio del método de ecuaciones singulares se puede proceder a la elaboración del diagrama de momento flector, para obtener los valores numéricos de los momentos flectores en los puntos críticos de nuestro eje. Para el esquema de nuestro eje la ecuación singular aplicable para el eje en el plano YZ es:

$$\begin{aligned}
 M_{YZ} = & F_p < z - a > - A_y < z - b > - w_1 \frac{< z >^2}{2} + F < z - d > - F < z - e > + F \\
 & < z - f > - F < z - g > + F < z - h > - F < z - i > + F < z - j > - F \\
 & < z - k > + F < z - l > - F < z - m > + F < z - n > \\
 & > w_2 \frac{< z - c >^2}{2} - B_y < z - p > \\
 & > - w_1 \frac{< z - o >^2}{2} + w_2 \frac{< z - o >^2}{2} + w_1 \frac{< z - c >^2}{2}
 \end{aligned}$$

Con la ecuación precedente, en conjuntos con valores conocidos de reacciones y distancias se elabora el diagrama de momento flector mostrado a continuación:

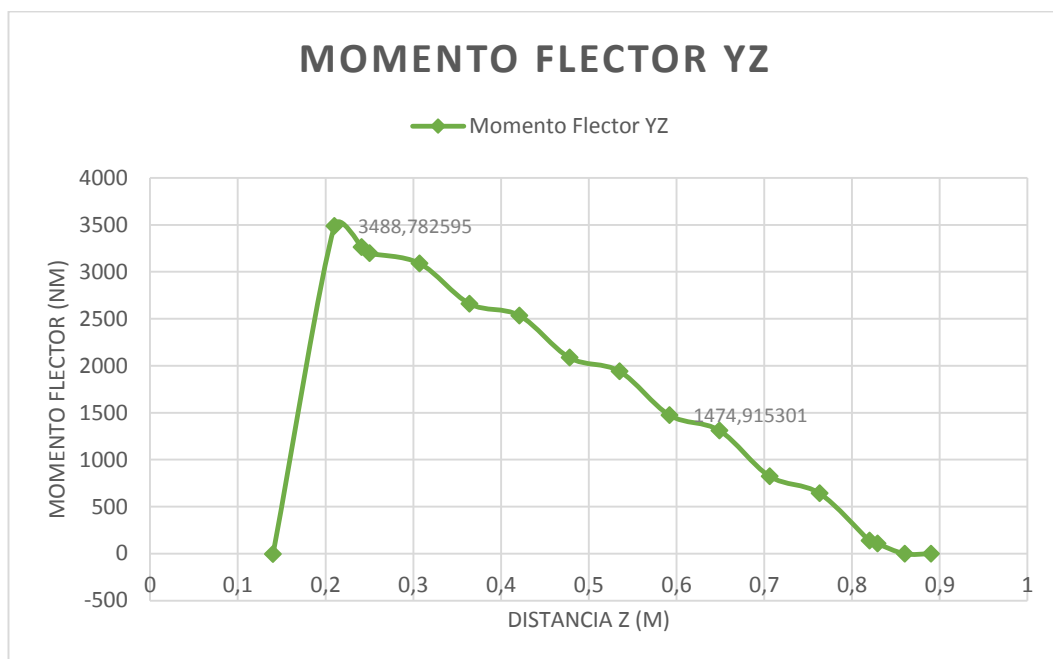


FIGURA 3.13: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR PLANO YZ

Fuente: Propia del autor.

Los valores correspondientes a los momentos en cada uno de los puntos a lo largo del eje son los siguientes:

TABLA 3.8: MOMENTOS A LO LARGO DEL EJE EN EL PLANO YZ

M YZa	-2,817372149 (Nm)
M YZb	3488,782595 (Nm)
M YZc	3263,608464 (Nm)
M YZd	3198,078319 (Nm)
M YZe	3091,036791 (Nm)
M YZf	2661,204456 (Nm)
M YZg	2535,406023 (Nm)
M YZh	2086,816783 (Nm)
M YZi	1942,261445 (Nm)
M YZj	1474,915301 (Nm)
M YZk	1311,603057 (Nm)
M YZl	825,5000078 (Nm)
M YZm	643,4308591 (Nm)
M YZn	138,570905 (Nm)
M YZo	107,4850264 (Nm)
M YZp	-0,129369129 (Nm)
M YZq	5,2367E-12 (Nm)

Fuente: Propia del autor

Se muestra el momento torsor que se distribuye a través del árbol para transmisión a continuación:

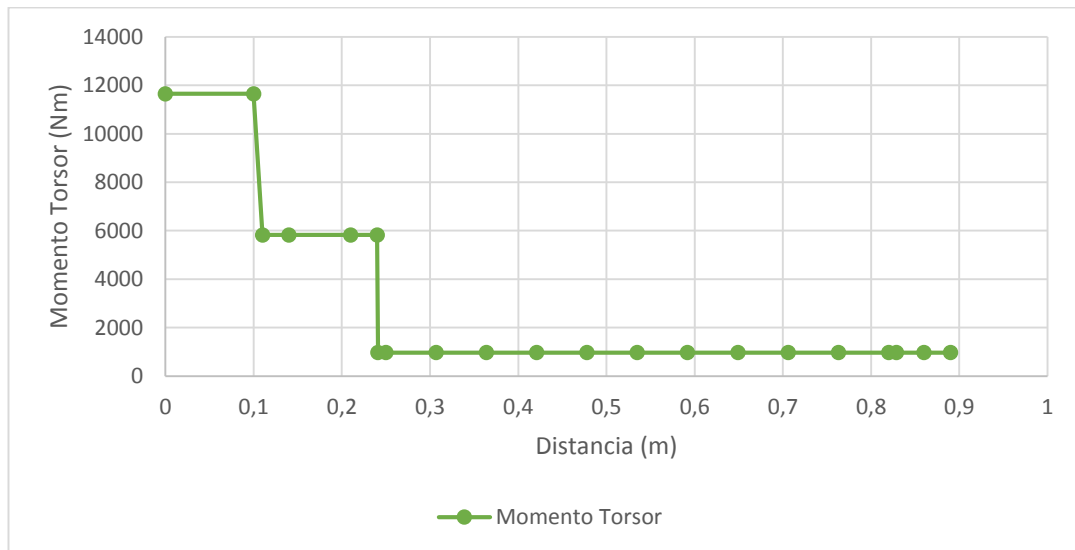


FIGURA 3.14 DIAGRAMA MOMENTO TORSOR

Fuente: Propia del autor.

En la figura 3.14 se muestra el diagrama del momento torsor, que en un inicio el torsor es brindado por el motorreductor, este momento se reparte en la sección en donde se distribuye el movimiento al eje conducido, y se reparte para la sección de las cuchillas que actúan simultáneamente, mostrando en el diagrama como se distribuye el momento torsor a lo largo del árbol para transmisión.

Selección de material.- Analizadas las fuerzas que actúan en el eje, antes de seguir con el diseño total del eje, se debe considerar el material a utilizar para el mismo, el material seleccionado será el ASSAB 705.

Como generalidades del ASSAB 705 se tiene que es un acero bonificado al cromo-níquel, tiene alta resistencia al desgaste con una mejor tenacidad. Es suministrado templado y revenido a una dureza entre 270-330 Brinell, por lo que no requiere un tratamiento térmico posterior. Recomendado para toda clase de partes para maquinaria. Tiene como resistencia a la tracción entre 90 a 100 kgf/mm².

Para la consideración de ciclos dentro del diseño del molino triturador, se toma en cuenta las 20 RPM a las que girará el molino, las ocho horas diarias de trabajo, por 5 días de trabajo a la semana y por un plazo de 10 años como ciclo de vida, se tiene que el molino triturador tendrá aproximadamente unas $2.5 \cdot 10^7$ rev por los 10 años, entonces que para ciclos mayores de 10^6 la resistencia del acero ASSAB 705 es de 450 MPa, siendo este valor la resistencia a la fatiga del material seleccionado.

Diámetro del eje.- Con los pasos precedentes en este punto del capítulo, se tienen los datos para el cálculo respectivo del diámetro del eje. Para el cálculo a fatiga del eje, se utiliza la expresión 6.8 del libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton [14], la ecuación es la siguiente:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

En donde:

N_f , factor de seguridad.

M_a , momento flector alternante.

M_m , momento flector medio.

T_a , momento torsor alternante.

T_m , momento torsor medio.

S_f , límite de resistencia a la fatiga corregida.

S_{ut} , resistencia última a la tensión.

k_f y k_{fm} , factores de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión.

k_{fs} y k_{fsm} , factores de concentración de esfuerzos de fatiga por torsión.

De acuerdo a los resultados obtenidos en los diagramas de momento flectores del eje, se diferencia que existen máximos en dos secciones, un máximo se encuentra en la zona del primer apoyo, en tanto que el otro punto de la sección crítica es aquel en la zona de

las cuchillas, para estos dos puntos se realizará el respectivo cálculo para el diámetro mínimo requerido.

Para la configuración del eje, el límite de resistencia a la fatiga se lo calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$S_f = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

Para flexión y torsión se tiene que:

$$C_{carga}: 1$$

Para nuestro diámetro estimado de 65mm se trabaja con el rango entre $8\text{mm} < d < 250\text{mm}$, se tiene que:

$$C_{tamaño}: 1,189(d)^{-0,097} = 0,793$$

Para el factor de superficie, se sabe que nuestro eje es maquinado y de la tabla 4.3 del libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton se obtienen los índices $A=4.51$ y $B=0.265$, el cálculo correspondiente es el siguiente [14]:

$$C_{superficie}: A(S_{ut})^{-b} = 0,743$$

El factor de temperatura, para $T \leq 450^\circ\text{C}$, se tiene que:

$$C_{temperatura}:1$$

Se considera una confiabilidad de 99%, lo que el factor de confiabilidad es:

$$C_{confiabilidad}:0,814$$

Con los factores determinados se procede a determinar S_f :

$$S_f = (1)(0,793)(0,743)(1)(0,814)(450)$$

$$S_f = 216,007 \text{ Mpa}$$

Según los diagramas de momento flector se tienen dos puntos críticos, uno de ellos se encuentra en la sección de las cuchillas, el otro punto es el correspondiente a la sección de los apoyos, lugar en donde se ubicaran los rodamientos en el eje.

En la sección de rodamiento, justo en el cambio de sección realizamos el análisis de los concentradores de esfuerzos, por ello se estiman ciertos valores para la determinación de los factores. Se encuentran los valores correspondientes para flexión y torsión, la fórmula para poder determinar ambos factores se asemeja tal que:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

La fórmula se aplica para encontrar los respectivos valores tanto para flexión como para torsión. El valor correspondiente a q se lo obtiene con el uso de la figura 4.36 del libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton. Además se estima un radio de muesca de 2mm. [14]

Con ello, además se debe tener en cuenta que para carga por flexión se requiere aplicar S_{ut} próximo que es de $S_{ut} = 965$ MPa, en conjunto con el valor del radio de muesca, en la gráfica obtenemos un valor de q , el valor para flexión $q = 0.88$.

Para el cargo de torsión, se recomienda el uso de S_{ut} que sea 20 kpsi mayor a la del material del eje, por ello se aplica 1103 Mpa, junto con el valor de la muesca en la gráfica el valor de $q = 0.9$.

Para el valor de k_t se hace uso de los anexos del libro de Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, los anexos son los gráficos G2 para flexión y G3 para torsión. [14]

En el caso de flexión se puede considerar una reducción de 65 a 60mm en el diámetro por lo que se calcula:

$$\frac{D}{d} = 1,08$$

De la relación D/d, en la tabla en el anexo G2, se puede obtener los coeficientes A y b, para el cálculo de k_t :

$$k_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$k_t = (0,95120) \left(\frac{2}{60} \right)^{-0,23757}$$

$$k_t = 2,134$$

Para el caso de torsión se considera una reducción de 65 a 60mm, el cálculo es el siguiente:

$$\frac{D}{d} = 1,08$$

Del valor obtenido, en el anexo G3 del libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton se selecciona el valor superior en la tabla que es de 1.09, los coeficientes A y b se los reemplaza y se obtiene k_t : [14]

$$k_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$k_t = (0,90120) \left(\frac{2}{60} \right)^{-0,12692}$$

$$k_t = 1,391$$

Con los valores correspondientes para flexión y para torsión se reemplazan en la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Se obtiene los valores para flexión:

$$k_f = 1,997$$

Para torsión:

$$k_{fs} = 1,351$$

De la tabla 3.5 y 3.8 los valores para el punto crítico en la sección del apoyo son los siguientes:

Mx (Momento en x-Punto Máximo) 3495,121682 Nm

My (Momento en y-Punto Máximo) 3488,782595 Nm

El momento flector resultante es:

$$M_R = 4938,368108 \text{ Nm}$$

El momento torsor en el punto crítico es:

$$T = 5825,5 \text{ Nm}$$

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 1.6, el cálculo del diámetro es el siguiente:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32(1.6)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(1,997 \times 4938,4)^2 + \frac{3}{4}(1,351 \times 5825,5)^2}}{216,007 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,997 \times 4938,4)^2 + \frac{3}{4}(1,351 \times 5825,5)^2}}{900 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,1039 \text{ m}$$

Del cálculo mínimo para la sección crítica se considera un valor superior del diámetro de 105mm debido a dimensiones estándares para el diámetro con respecto a los rodamientos.

La otra sección crítica corresponde a la sección de las cuchillas, de aquí el punto crítico gracias a los valores obtenidos de la tabla 3.5 y 3.8, se tiene que sus momentos son:

Mx (Momento en x-Punto Máximo)	-3529,544392 (Nm)
My (Momento en y-Punto Máximo)	1474,915301 (Nm)

El momento flector resultante es:

$$M_R = 3825,318125 \text{ Nm}$$

El momento torsor en el punto crítico es:

$$T = 972 \text{ Nm}$$

Para el cálculo del diámetro en esta sección se utiliza nuevamente un factor de seguridad de 1.6, por lo que el diámetro mínimo es el siguiente:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32(1,6)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(3825,318125)^2 + \frac{3}{4}(3825,318125)^2}}{216,007 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(3825,318125)^2 + \frac{3}{4}(3825,318125)^2}}{900 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.07156 \text{ m}$$

Con el resultado del diámetro mínimo se considera un diámetro para la sección de 125mm, debido a que la sección de apoyo es de 105mm, entonces por facilidad de montaje de las cuchillas y espaciadores, el diámetro de la sección de cuchillas debe ser mayor por lo que se selecciona un diámetro mucho mayor al mínimo calculado.

En esta sección del eje donde irán las cuchillas, se lo diseña de sección hexagonal, por lo que se tiene que hacer la equivalencia correspondiente.

Para el correspondiente diámetro obtenido se calcula la sección:

$$d = 0.072 \text{ m}$$

$$S = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi * (0.072)^2}{4}$$

$$S = 4,0715 * 10^{-3} m^2$$

Para los trituradores se recomienda ejes de sección hexagonal para soportar esfuerzos de cuchillas, para ello se estima un cierto tipo de modelo u alternativa para la sección hexagonal, la alternativa seleccionada es la siguiente:

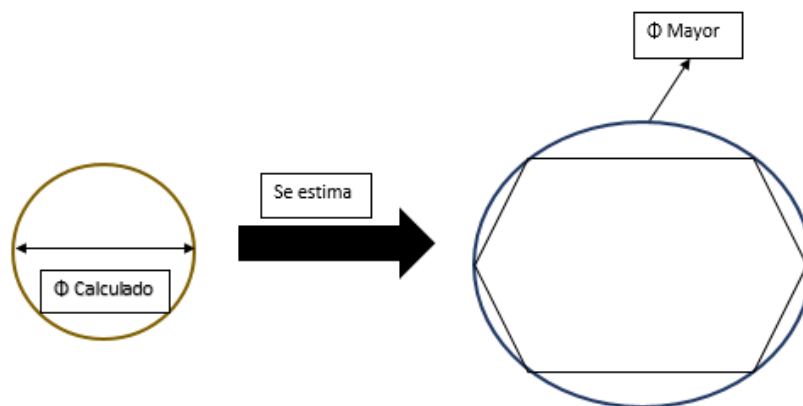


FIGURA 3.15: ESQUEMA DE SECCIÓN HEXAGONAL.

Fuente: Propia del autor

De la figura 3.15 tenemos la alternativa escogida, en donde la sección hexagonal estará inscrita en un diámetro mayor al diámetro estimado en el cálculo, para el molino triturador el diámetro mayor es de 125mm.

Para la comparación de la sección se toma la fórmula de equivalencia hexagonal tomado del libro Máquinas Prontuario de N. Larburu [5]:

$$S = 0.6495 * d^2$$

$$S = 0.6495 * (0.125)^2$$

$$S = 0.01015m^2$$

El resultado de la sección para el diámetro de 125mm sale mayor al calculado, por lo que esto asegura que se cumple con los requerimientos de factor de seguridad.

Diseño de la cuña.- La cuña es importante para la protección del eje, servirá de guía las dimensiones estándar de las cuñas, valores que se obtuvieron de las tabla 6.2 del libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton. [14]

La tabla proporciona rangos con las dimensiones recomendadas para las cuñas estándar, para un diámetro de eje entre $85 < d \leq 95$ mm, el ancho por el alto de la cuña debe ser de 25x14mm, el material de la cuña será SAE 1010 rolado en frío.

Para la sección de transmisión de movimiento entre ejes se escogerá la cuña con el diámetro estimado de 95mm, se estima una longitud de 60mm para la cuña, el esfuerzo cortante en dicha cuña será:

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{5825,5Nm}{0,0475m} = 122642,1053 \text{ N}$$

Entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} = \frac{122642,1053}{0,025 \times 0,06} = 81,76 \text{ Mpa}$$

Con ello se calcula el factor de seguridad correspondiente:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,5(303)}{81,76}$$

$$n = 1,9$$

En tanto que para el aplastamiento de la cuña es:

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplastamiento}} = \frac{122642,1053}{0,007 \times 0,060} = 292 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{303}{292} = 1,03$$

3.5 Selección de Rodamientos

Para la sección de los apoyos se aplicarán los rodamientos, por eje serán 2 rodamientos antes y después de la sección hexagonal donde van las cuchillas, el diámetro en dicha sección será de 105mm; el tipo de rodamiento a utilizar será rodamiento de rodillo, dada la configuración del eje uno de los dos apoyos tiene mayor reacción, por lo cual este será el punto a analizar. El punto b de acuerdo a las figuras 3.10 y 3.11 es el punto crítico correspondiente al primer apoyo.

La capacidad básica dinámica de carga radial se la calcula por medio de la siguiente ecuación [16]:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^p$$

En donde:

L_{10h} , vida nominal.

C_r , capacidad básica dinámica de carga radial (kN).

p, exponente de ecuación de vida para rodamiento de rodillo.

n, velocidad de eje (rpm).

P, carga equivalente dinámica (kN).

La carga P en el punto crítico es la resultante del primer apoyo en el punto b, los resultados son:

Ax (Reacción en A) 85548,96284 (N)

Ay (Reacción en A) 57129,16306 (N)

$$R_a = P = 102870,629 \text{ N}$$

Para la aplicación de una máquina usada 8 horas por día y uso que no sea a full, se ubica en un rango entre L10h:12000-20000, se selecciona el valor de 12000 para el cálculo:

$$C_r = P \left(\frac{12000 \times 60 (20)}{10^6} \right)^{\frac{1}{\frac{10}{3}}}$$

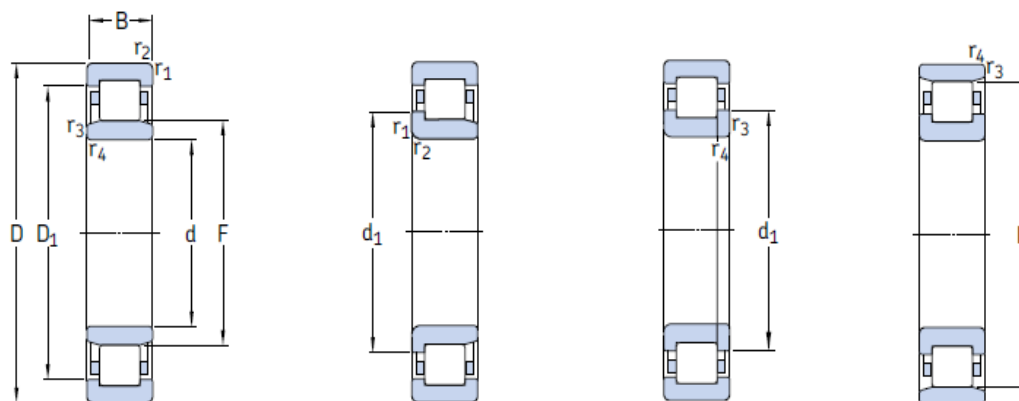
$$C_r = 102,9 \left(\frac{12000 \times 60 (20)}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_r = 229,05 \text{ kN}$$

Dada la capacidad básica dinámica de carga radial, se procede con la selección en el catálogo de SKF [16]:

5.1 Single row cylindrical roller bearings

d 95 – 105 mm



NU

NJ

NUP

N

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	dynamic C	static C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		Bearing with standard cage	Alternative standard cage ¹⁾
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
105	160	26	101	137	16	4 800	7 000	1,9	NU 1021 ML	M
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	3,95	* NU 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4	* NJ 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4,2	* NUP 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	3,9	* N 221 ECP	–
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,55	* NU 321 ECP	J, ML
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,75	* NJ 321 ECJ	J, ML

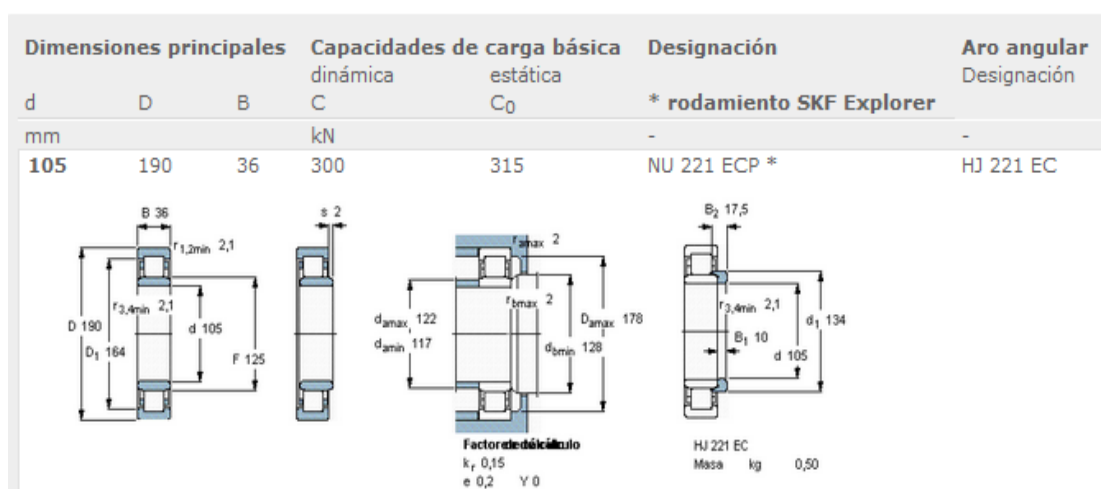
¹⁾ When ordering bearings with an alternative standard cage the suffix of the standard cage has to be replaced by the suffix of the alternative cage. For example NU .. ECP becomes NU .. ECML (for permissible speed → page 600).

* SKF Explorer bearing

FIGURA 3.16: EXTRACTO CATÁLOGO RODAMIENTOS DE RODILLOS SKF [16].

Fuente: Rodamientos SKF

Del catálogo el rodamiento que se acopla a nuestros requerimientos es el *NU 221 ECP, dicho rodamiento tiene una capacidad básica dinámica de carga radial de 300kN, capacidad superior a la capacidad calculada dada la configuración de nuestra maquinaria. Del rodamiento seleccionado se tiene un extracto más específico con respecto a las medidas del mismo tal como se observa en la siguiente figura:



**FIGURA 3.17: CARACTERÍSTICAS GENERALES
RODAMIENTO SELECCIONADO.**

Fuente: Rodamientos SKF

3.6 Diseño del cuerpo

En esta parte del capítulo, se refiere como el diseño del cuerpo como a las partes donde se encontrarán alojadas los ejes, cuchillas, espaciadores y más. Dentro de estas partes están dos partes principales, las partes son la cámara de corte y la estructura de soporte del molino triturador.

Cámara de corte.- La primera parte a tratar en esta sección es la cámara de corte en donde se tendrá el soporte de los ejes primarios y secundarios, además se debe contar con el tamiz, que es la parte que se dispondrá en la parte inferior de los ejes primarios y secundarios.

La cámara de corte tiene las siguientes dimensiones: de largo una longitud de 592mm, de alto tiene 415mm y por último tiene de ancho 856mm. La cámara de corte estará formada por partes principales como son: los paneles frontales y posterior parte superior, los paneles frontales y posterior parte inferior; por último los paneles laterales inferior y superior a cada costado. A continuación se muestra un esquema acerca de la cámara de trituración:

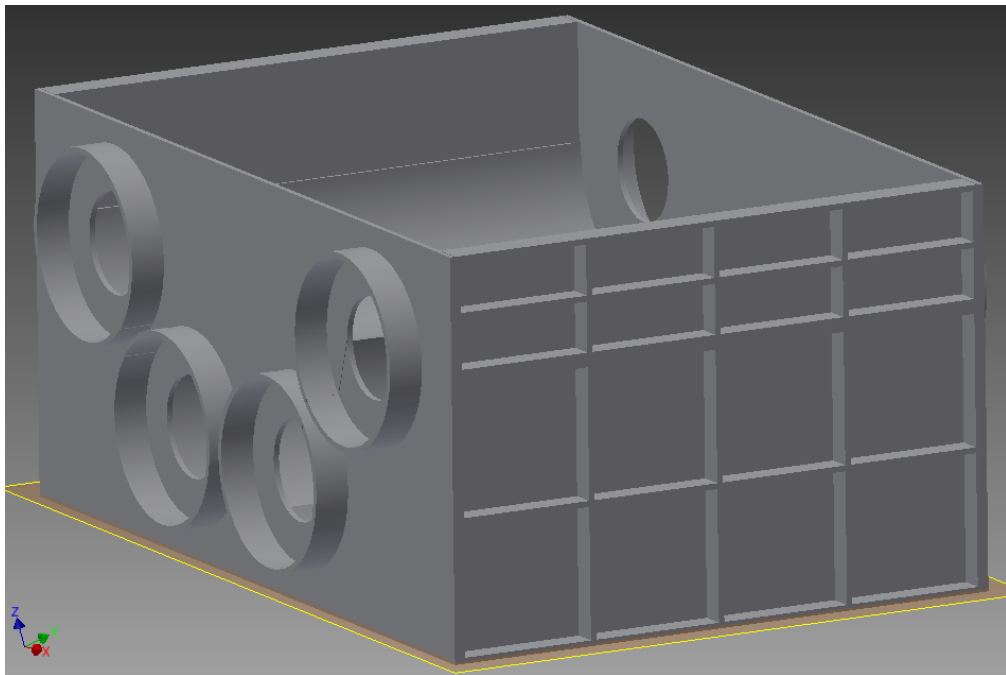


FIGURA 3.18: ESQUEMA GENERAL DE CÁMARA DE CORTE.

Fuente: Propia del autor

En la figura 3.18 se observa la disposición general de la cámara de corte, que dispondrá de paneles frontales y laterales, las dimensiones de la cámara fueron consideradas de acuerdo a las medidas referentes al número de cuchillas, espaciadores, ejes y tamiz que se ubicaran en conjunto en la cámara de trituración.

Ubicado en el interior de la cámara de corte, se encuentra el tamiz, que será el encargado de permitir el paso o no del material triturado, esta se encontrará en la parte inferior de cada uno de los 4 ejes

existentes en el molino triturador, separados a unos 3mm del diámetro exterior de las cuchillas.

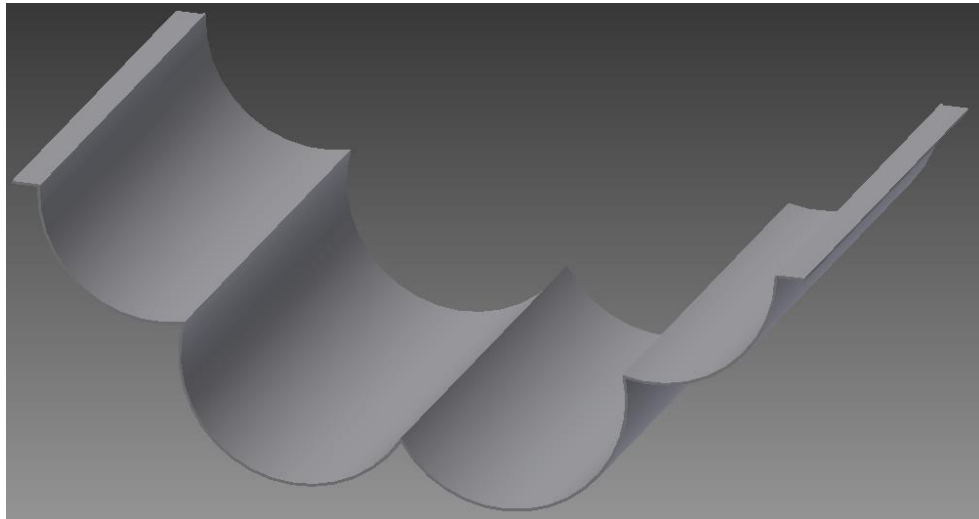
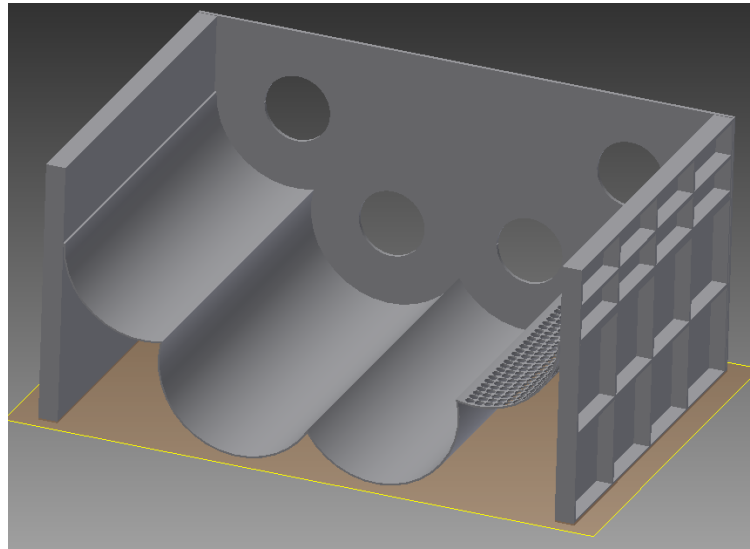


FIGURA 3.19: ESQUEMA DEL TAMIZ

Fuente: Propia del autor

En la figura 3.19 se muestra la composición del tamiz, su forma viene dada por la separación entre los 4 ejes presentes en la cámara de corte. El tamiz rodeará las cuchillas a una distancia de 3mm, el espesor del tamiz será de igual manera de 3mm, además dicho tamiz contará con orificios a través de toda su superficie con un diámetro de 14mm, siendo este el tamaño de partícula final del material triturado. A continuación se muestra un gráfico en donde se puede apreciar el respectivo ensamble entre parte de la cámara de corte y el tamiz del molino triturador.



**FIGURA 3.20: ENSAMBLE CÁMARA DE CORTE Y
TAMIZ.**

Fuente: Propia del autor

Estructura.- El otro punto a tratar en la sección es correspondiente al soporte del molino triturador, en donde se debe tomar en cuenta las dimensiones generales en conjunto de: ejes, cámara de corte, moto-reductor para determinar la estructura tanto en largo ancho y alto.

Tomando en cuenta las dimensiones generales se elabora la estructura del molino triturador, para la estructura se toma el tubo

cuadrado ANSI 2.5x2.5x1/4 para su conformación, tal como se muestra a continuación:

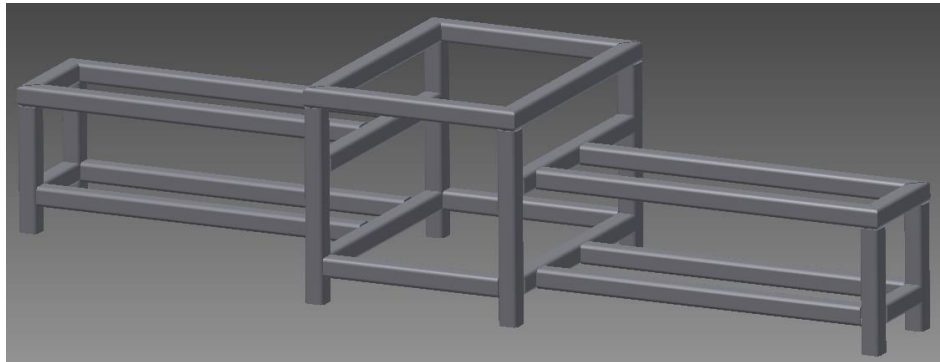


FIGURA 3.21: ESQUEMA DE ESTRUCTURA DEL MOLINO TRITURADOR.

Fuente: Propia del autor

En la figura 3.21 se puede observar que a los costados de la parte central de la estructura existen dos extensiones, esto ocurre debido a que se utilizarán dos motorreductores y dichas extensiones serán la base para cada uno, que por razones de disposición, espacio e incluso giro de cada motor se ha optado por el arreglo mostrado para la estructura. Para el análisis de dicha estructura se hizo uso del software Autodesk Inventor Professional 2014. En el análisis se empleará las respectivas cargas correspondientes a las cargas generadas por la cámara de corte en conjunto con los ejes primarios,

secundarios y los respectivos separadores; la carga debido a cada motor para cada eje primario y la carga correspondiente al propio peso de la estructura, se ponen como partes fijas a cada uno de los apoyos presentes en la estructura, el esquema de las cargas presentes en la estructura se muestran en la siguiente figura:

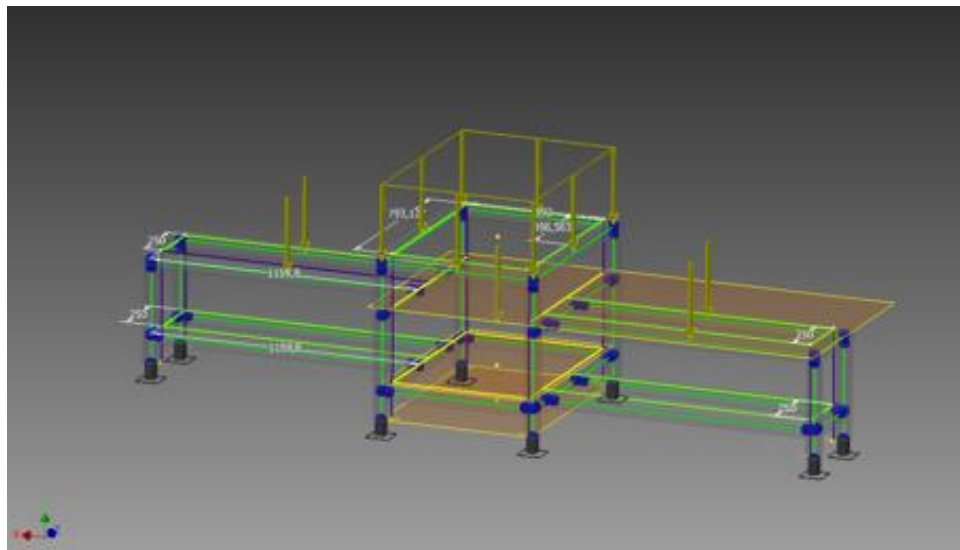


FIGURA 3.22: CARGAS PRESENTES EN LA ESTRUCTURA.

Fuente: Propia del autor.

Realizado el análisis se tiene el resultado correspondiente al desplazamiento que tiene la estructura:

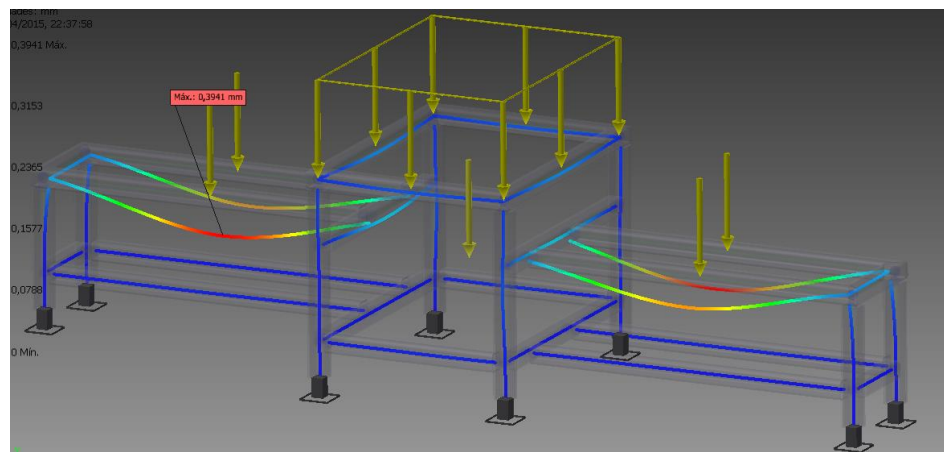


FIGURA 3.23: DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.

Fuente: Propia del autor.

Del análisis de la estructura, se tiene que el mayor desplazamiento ocurre en la zona de asentamiento del motorreductor, en donde el máximo desplazamiento es de 0,3941mm.

3.7 Diseño de la tolva

Esta parte corresponde a la tolva de admisión del material que se va triturar. La forma de la tolva tiene una parte más prominente en la parte superior, con una ligera caída, siendo esta parte la admisión para que la materia caiga y entre en funcionamiento los ejes del molino triturador, la parte inferior de la misma corresponde a la pared interna de la cámara de corte. La tolva cuenta con una altura de 300mm, considerando para construcción una plancha de 3mm de espesor. El esquema es el siguiente:

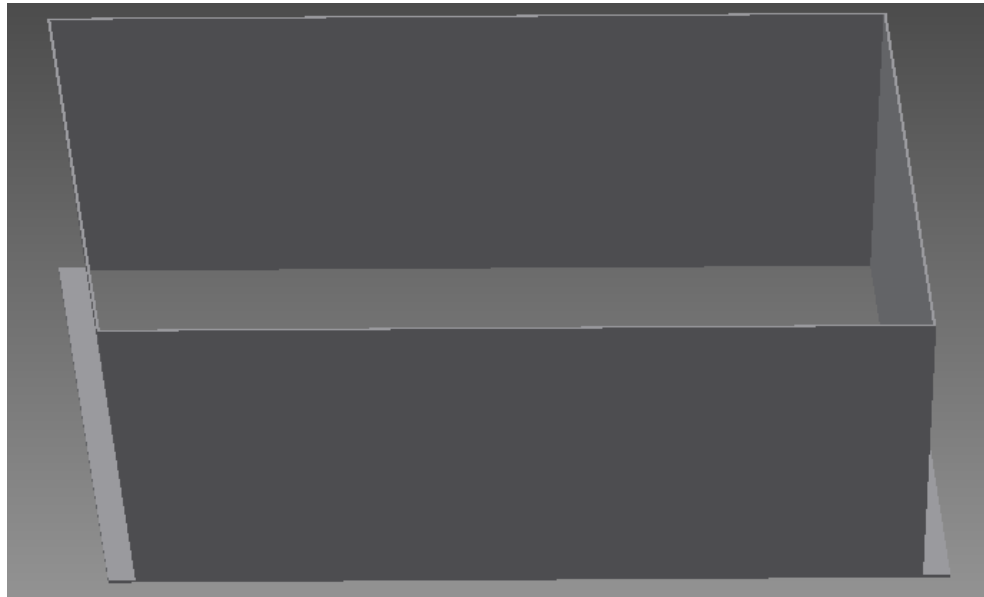


FIGURA 3.24: ESQUEMA DE LA TOLVA.

Fuente: Propia del autor.

3.8 Sistema de transmisión

En este punto se tratará lo referente al sistema de transmisión, tanto la transmisión de potencia, es decir la potencia necesaria de la máquina, como la transmisión de movimiento entre eje conductor y conducido.

Transmisión de potencia.- Para la transmisión de potencia, se tendrá 2 motorreductores para los requerimientos de potencia de la máquina, lo que implica que se tendrá un motorreductor por cada dos

ejes, los ejes que irán conectados directamente a cada motorreductor son los ejes principales o primarios.

El cálculo adecuado de potencia necesaria para la máquina se basa en el torque requerido para el movimiento de ejes y la acción de trituración de los cortes de madera; la potencia es la siguiente:

$$Pot = \frac{T * w}{9550}$$

En donde:

Pot, potencia necesaria por cada 2 ejes (Kw).

T, torque necesario (Nm).

W, velocidad de trabajo (rpm).

$$Pot = \frac{11650.3596 * 20}{9550}$$

$$Pot = 24.398 Kw$$

$$Pot = 25 Kw$$

Para la selección del motorreductor, es necesario hacer el cálculo de la potencia de entrada al reductor, además realizar el cálculo de la relación de reducción, todo esto dado por las siguientes expresiones:

$$P_1 = \frac{T_2 * n_2}{9550 * e} * f_s$$

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

En donde:

P_1 , potencia de entrada al reductor (Kw).

T_2 , torque a la salida del reductor (Nm).

n_2 , velocidad de salida del reductor (rpm).

e , eficiencia del reductor.

f_s , factor de servicio.

i , relación de reducción.

n_1 , velocidad de entrada del reductor (salida de motor en rpm).

Para el factor de servicio, se considera un factor para un funcionamiento aproximado de 10 horas diarias para una carga con choques que es de 1.75.

En tanto para los valores respecto a la velocidad de entrada del reductor y la eficiencia, se usará de guía datos respecto a un motor eléctrico Siemens, seleccionado para los requerimientos de potencia de nuestra máquina, el motor guía tomado es un motor trifásico de 6 polos de 1200 rpm con una eficiencia de 92.2%. Se realiza el cálculo para la potencia y la relación de reducción:

$$P_1 = \frac{11650.4 * 20}{9550 * 0.922} * 1.75$$

$$P_1 = 26.46 \text{ kW}$$

$$i = \frac{1200}{20}$$

$$i = 60$$

Para la selección del motorreductor, se procederá a hacer uso del catálogo de motorreductores Motox de Siemens [17]. Para ello se selecciona el modelo de motorreductor helicoidal D/Z, tal como se observa en la siguiente figura:



FIGURA 3.25: ESQUEMA MOTORREDUCTOR HELICOIDAL.

Fuente: Catálogo Motox Geared Motors

Tal como se observa en la figura 3.25, este será la disposición para el motorreductor a seleccionar con un eje para acoplar con el eje conductor que proviene del molino triturador.

En el catálogo de Motox, para la selección del motorreductor adecuado se dispone de un código que será de 16 dígitos. Dentro de este código del dígito 1 al 5, se da el código para la caja reductora, del 6 al 7 el tamaño del reductor, el dígito 8 se refiere a la salida de eje. El dígito 9 y 10 se refiere al tamaño del motor, en el espacio 11 para motores estándares se pone el dígito 1. En el dígito 12 para el motor es el número 3; el espacio 13 es referente a la frecuencia y voltaje, la posición 14 se refiere a la disposición del reductor y los dos últimos dígitos que se refiere a la relación de reducción. [17]

Para el reductor se escoge el tipo de acuerdo la potencia y velocidad de salida, de acuerdo a nuestra potencia obtenida de 25 kw, velocidad de salida de 20 rpm, un torque requerido de 11651 Nm y una relación de reducción de 60, se tiene que se puede escoger motorreductores helicoidales E, D y Z.

Ahora de acuerdo al Torque máx. del reductor, la relación de reducción requerida se escoge un reductor helicoidal tipo D o tipo Z, ambos 168, la relación de reducción de 60 está entre los rangos de relaciones aptos para el reductor y el torque máximo permitido para la caja reductora es de 14000 Nm, valor superior al requerido para

el molino triturador, el código de orden para dicho tipo es de 2KJ1210 para el tipo D y 2KJ1110 para el tipo Z.

Para la selección del motorreductor se utiliza de guía su potencia, por la velocidad de salida requerida, el torque necesario y la relación de reducción, además tomar en cuenta las cajas reductoras que se habían preseleccionado, entre las que tenemos la caja de Z 168 y D168, se selecciona la D168 debido a la potencia superior a la requerida de 30 kw, una salida de 20 rpm, un torque de salida de 14055 Nm y una relación superior de 72.36, cumpliendo así con las necesidades para la transmisión. El código de la caja reductora es D.168-LG200LB4E, la digitación que sigue del código de tamaño de la caja reductora es referente al motor para dicha caja. El código del producto está casi completo dado por el catálogo, faltando aquellos dígitos referentes a la forma del eje, a frecuencia y voltaje y el dígito referente al montaje del motorreductor; el código obtenido en este paso es 2KJ1210-LM13- D1, los espacios en donde se encuentran los subguiones son los dígitos que faltan consultar en el catálogo.

Para el dígito 8, se refiere al eje, por lo que usamos la siguiente tabla para la selección en el código:

TABLA 3.9: DESIGNACIÓN DE EJE PARA EL MOTORREDUCTOR.

Shaft design	Order No. 8th position	Shaft dimensions					
1-stage helical gearbox E							
Size		E38	E48	E68	E88	E108	E128
Solid shaft with feather key	1	V20 x 40 *)	V25 x 50 *)	V30 x 60 *)	V40 x 80 *)	V50 x 100 *)	V60 x 120 *)
	2	V25 x 50	V30 x 60	V40 x 80	V45 x 90	V55 x 110	
Size		E148					
Solid shaft with feather key	1	V70 x 140 *)					
	2						
2-stage helical gearbox Z							
Size		Z18	Z28	Z38	Z48	Z68	Z88
Solid shaft with feather key	1	V16 x 28	V25 x 50 *)	V25 x 50 *)	V30 x 60 *)	V40 x 80 *)	V50 x 100 *)
	2	V20 x 40 *)		V30 x 60	V40 x 80	V50 x 100	V60 x 120
	3				V35 x 70	V35 x 70	
Size		Z108	Z128	Z148	Z168	Z188	
Solid shaft with feather key	1	V60 x 120 *)	V70 x 140 *)	V90 x 170 *)	V100 x 210 *)	V120 x 210 *)	
	2	V70 x 140	V90 x 170	V100 x 210	V120 x 210		
	3				V110 x 210		
3-stage helical gearbox D							
Size		D18	D28	D38	D48	D68	D88
Solid shaft with feather key	1	V16 x 28	V25 x 50 *)	V25 x 50 *)	V30 x 60 *)	V40 x 80 *)	V50 x 100 *)
	2	V20 x 40 *)		V30 x 60	V40 x 80	V50 x 100	V60 x 120
	3				V35 x 70	V35 x 70	
Size		D108	D128	D148	D168	D188	
Solid shaft with feather key	1	V60 x 120 *)	V70 x 140 *)	V90 x 170 *)	V100 x 210 *)	V120 x 210 *)	
	2	V70 x 140	V90 x 170	V100 x 210	V120 x 210		
	3				V110 x 210		

Fuente: Catálogo MOTOX Geared motors. [17]

Como se puede observar en la tabla 3.9, se tiene una selección de una caja reductora helicoidal de 3 etapas tipo D168, en donde tiene

un eje solido con dimensiones de V100x210, con código correspondiente de 1.

Para el dígito número 13, referente a la frecuencia y voltaje de motor, se escoge para una frecuencia de 60 Hz tiene un código de 9.

El dígito 14 es referente a los tipos de montajes, la respectiva guía es la siguiente figura:

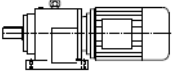
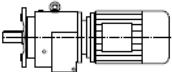
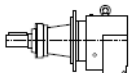
Mounting types			
Selection and ordering data			
Mounting type	Order No. 14th position	Code in type designation 2nd position	Representation
Foot-mounted design	A	-	
Flange-mounted design (A-type)	F	F	
Housing flange (C-type)	H	Z	
Agitator flange	R	R	

FIGURA 3.26: TIPOS DE MONTAJES PARA EL MOTORREDUCTOR

Fuente: Catálogo MOTOX Geared motors [17]

Se selecciona un tipo de montaje foot mounted design, tal como se puede observar en la figura 3.26, el cual el respectivo código es A.

Se tiene el código completo para los requerimientos del motorreductor, el cual es **2KJ1210-1LM13-9AD1**, con su respectiva caja con código **D.168-LG200LB4E**. Para los códigos obtenidos

Se tienen las respectivas medidas, que se utilizan para la determinación de las medidas generales de las estructura soporte.

Technical drawing of the 1000 series motor, showing front, side, and detail views with dimensions in mm.

Front View (Left): Shows the motor's profile with dimensions: $\varnothing d$ to 1, DR, 14, 13, 6, 494, kB , k , HH , LL , $\varnothing AC$, 222.5, 217, 307, 42, 184.5, 500, 590, i , and X .

Side View (Right): Shows the motor's profile with dimensions: AD , 460, 400, $\varnothing 120$, 355 ± 0.5 , 65, 145, $\varnothing 39$, 380, 530, 580, and AG .

Detail View (Top Left): Shows a cross-section of the motor's shaft with dimensions: X , u , and 5.

Con la selección del motorreductor es necesario escoger el tipo de acople para dicho motorreductor en conjunto con el eje conductor. Para la selección se hace uso del catálogo de acoples de SKF [18]. Se escoge primero el factor de servicio de acuerdo a la maquinaria en la cual hará el acople necesario, para el caso de nuestro molino triturador se tiene que se trabajará menos de 10 horas al día, usado el acople para eje de transmisión, entonces tendrá una carga media con un valor de 1.3.

El siguiente paso es encontrar la potencia de diseño para la selección del acoplamiento, dicha potencia se la encuentra con la siguiente fórmula:

$$Pot_{Dis} = Pot_{Nom} * f_s$$

En donde:

Pot_{Dis}, potencia de diseño.

Pot_{Nom}, potencia nominal

f_s, factor de servicio

$$Pot_{Dis} = 25 * 1.3$$

$$Pot_{Dis} = 32.5 \text{ kw}$$

Con el valor de la potencia de diseño, se procede a la tabla de potencias de salida para la determinación del tamaño del acople, sin embargo, la velocidad de referencia para nuestra aplicación no se encuentra tabulada en dicha tabla, por ello se trabajará con el torque nominal:

$$T \text{ Nom (Nm)} = \frac{\text{Potencia de Diseño (kw)} * 30000}{RPM * \pi}$$

$$T \text{ Nom(Nm)} = \frac{32.5 * 30000}{20 * \pi}$$

$$T \text{ Nom} = 15518 \text{ Nm}$$

Con este valor, en la tabla correspondiente a las potencias de diseño se selecciona:

TABLA 3.10: POTENCIAS DE SALIDA PARA ACOPLES.

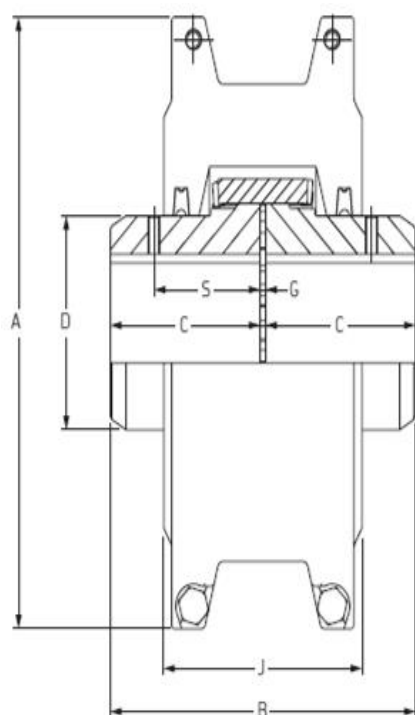
Potencias de salida (kW)

Velocidad	Tamaño del acoplamiento														
RPM	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160	180	200	220	250
50	0,13	0,35	0,66	1,31	1,96	2,62	3,53	4,58	6,96	12,17	19,74	32,83	48,82	60,73	76,83
100	0,25	0,69	1,33	2,62	3,93	5,24	7,07	9,16	13,93	24,35	39,48	65,65	97,64	121,47	153,66
200	0,50	1,38	2,66	5,24	7,85	10,47	14,14	18,32	27,85	48,69	78,95	131,31	195,29	242,93	307,33
300	0,75	2,07	3,99	7,85	11,78	15,71	21,20	27,49	41,78	73,04	118,43	196,96	292,93	364,40	460,99
400	1,01	2,76	5,32	10,47	15,71	20,94	28,27	36,65	55,71	97,38	157,91	262,62	390,58	485,86	614,66
500	1,26	3,46	6,65	13,09	19,63	26,18	35,34	45,81	69,63	121,73	197,38	328,27	488,22	607,33	768,32
600	1,51	4,15	7,98	15,71	23,56	31,41	42,41	54,97	83,56	146,07	236,86	393,93	585,86	728,80	921,99
700	1,76	4,84	9,31	18,32	27,49	36,65	49,48	64,14	97,49	170,42	276,34	459,58	683,51	850,26	1075,65
720	1,81	4,98	9,57	18,85	28,27	37,70	50,89	65,97	100,27	175,29	284,23	472,71	703,04	874,55	1106,39
800	2,01	5,53	10,64	20,94	31,41	41,88	56,54	73,30	111,41	194,76	315,81	525,24	781,15	971,73	1229,32
900	2,26	6,22	11,97	23,56	35,34	47,12	63,61	82,46	125,34	219,11	355,29	590,89	878,80	1093,19	1382,98
960	2,41	6,63	12,77	25,13	37,70	50,26	67,85	87,96	133,70	233,72	378,97	630,28	937,38	1166,07	1475,18
1000	2,51	6,91	13,30	26,18	39,27	52,36	70,68	91,62	139,27	243,46	394,76	656,54	976,44	1214,66	1536,65
1200	3,02	8,29	15,96	31,41	47,12	62,83	84,82	109,95	167,12	292,15	473,72	787,85	1171,73	-	-
1400	3,52	9,68	18,62	36,65	54,97	73,30	98,95	128,27	194,97	340,84	552,67	919,16	-	-	-
1440	3,62	9,95	19,15	37,70	56,54	75,39	101,78	131,94	200,54	350,58	568,46	945,42	-	-	-
1600	4,02	11,06	21,28	41,88	62,83	83,77	113,09	146,60	222,83	389,53	631,62	-	-	-	-
1800	4,52	12,44	23,94	47,12	70,68	94,24	127,23	164,92	250,68	438,22	-	-	-	-	-
2000	5,03	13,82	26,60	52,36	78,53	104,71	141,36	183,25	278,53	-	-	-	-	-	-
2200	5,53	15,20	29,26	57,59	86,39	115,18	155,50	201,57	-	-	-	-	-	-	-
2400	6,03	16,59	31,92	62,83	94,24	125,65	169,63	-	-	-	-	-	-	-	-
2600	6,53	17,97	34,58	68,06	102,09	136,13	183,77	-	-	-	-	-	-	-	-
2800	7,04	19,35	37,24	73,30	109,95	146,60	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2880	7,24	19,90	38,30	75,39	113,09	150,79	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3000	7,54	20,73	39,90	78,53	117,80	157,07	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3600	9,05	24,88	47,87	94,24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Torque nominal Nm	24	66	127	250	375	500	675	875	1330	2325	3770	6270	9325	11600	14675
Torque máximo Nm	64	160	318	487	759	1096	1517	2137	3547	5642	9339	16455	23508	33125	42740

Fuente: Catalogo acoplamientos SKF. [18]

De la tabla de potencias de salida y del cálculo de torque nominal, se observa que el valor es superior a los tabulados, sin embargo se tomará para la selección de acople el valor correspondiente a los torques máximos que es superior al que se pudo calcular, por ello el resultado es un tamaño de acople 180.

De los tipos de acople que existen de oferta, se decide ir por los acoplamientos de grilla con cubierta horizontal partida, para la selección del tipo de acople nos guiaremos en el cálculo previo del torque nominal, con ello se escoge de la tabla el valor que se encuentre próximo al requerido:



Designación

Tamaño	Designación de la maza	Designación del elemento (grilla)	Designación de la cubierta
1020	PHE 1020TGRSB	PHE 1020TGGRID	PHE 1020TGHCOVER
1030	PHE 1030TGRSB	PHE 1030TGGRID	PHE 1030TGHCOVER
1040	PHE 1040TGRSB	PHE 1040TGGRID	PHE 1040TGHCOVER
1050	PHE 1050TGRSB	PHE 1050TGGRID	PHE 1050TGHCOVER
1060	PHE 1060TGRSB	PHE 1060TGGRID	PHE 1060TGHCOVER
1070	PHE 1070TGRSB	PHE 1070TGGRID	PHE 1070TGHCOVER
1080	PHE 1080TGRSB	PHE 1080TGGRID	PHE 1080TGHCOVER
1090	PHE 1090TGRSB	PHE 1090TGGRID	PHE 1090TGHCOVER
1100	PHE 1100TGRSB	PHE 1100TGGRID	PHE 1100TGHCOVER
1110	PHE 1110TGRSB	PHE 1110TGGRID	PHE 1110TGHCOVER
1120	PHE 1120TGRSB	PHE 1120TGGRID	PHE 1120TGHCOVER
1130	PHE 1130TGRSB	PHE 1130TGGRID	PHE 1130TGHCOVER
1140	PHE 1140TGRSB	PHE 1140TGGRID	PHE 1140TGHCOVER
1150	PHE 1150TGRSB	PHE 1150TGGRID	PHE 1150TGHCOVER
1160	PHE 1160TGRSB	PHE 1160TGGRID	PHE 1160TGHCOVER
1170	PHE 1170TGRSB	PHE 1170TGGRID	PHE 1170TGHCOVER
1180	PHE 1180TGRSB	PHE 1180TGGRID	PHE 1180TGHCOVER
1190	PHE 1190TGRSB	PHE 1190TGGRID	PHE 1190TGHCOVER
1200	PHE 1200TGRSB	PHE 1200TGGRID	PHE 1200TGHCOVER

Un acoplamiento completo consta de 2 mazas, 1 grilla y 1 cubierta.

Características físicas

Tamaño	KW por 100 rpm	Torque nominal	Velocidad máxima	Diámetro del orificio		Dimensiones (mm)						G (mm)			Peso del acoplamiento	Peso del lubricante
		Nm	rpm	Min	Max	A	B	C	D	J	S	Min	Normal	Max	kg	kg
1020	0,51	48	4500	12	30	101	98,0	47,5	39,7	66	39	1,5	3,0	4,5	1,9	0,03
1030	1,44	135	4500	12	36	111	98,0	47,5	49,2	68	39	1,5	3,0	4,5	2,6	0,04
1040	2,40	226	4500	12	44	117	104,6	50,8	57,1	70	40	1,5	3,0	4,5	3,4	0,05
1050	4,20	395	4500	12	50	138	123,6	60,3	66,7	79	45	1,5	3,0	4,5	5,4	0,05
1060	6,60	622	4350	19	57	150	130,0	63,5	76,2	92	52	1,5	3,0	4,5	7,3	0,09
1070	9,69	904	4125	19	65	162	155,4	76,2	87,3	95	54	1,5	3,0	4,5	10	0,12
1080	20,13	1865	3600	27	79	194	180,8	88,9	104,8	116	65	1,5	3,0	6,0	18	0,17
1090	35,79	3390	3600	27	95	213	199,8	98,4	123,8	122	72	1,5	3,0	6,0	25	0,25
1100	60,40	5707	2440	41	107	250	245,7	120,6	142,0	155	—	1,5	4,5	9,5	42	0,43
1110	90,23	8477	2250	41	117	270	258,5	127,0	160,3	161	—	1,5	4,5	9,5	54	0,51
1120	131,89	12432	2035	60	124	308	304,7	149,2	179,4	191	—	1,5	6,0	12,5	81	0,73
1130	191,64	18084	1800	66	165	346	329,8	161,9	217,5	195	—	1,5	6,0	12,5	121	0,91
1140	275,91	25996	1650	66	184	384	371,6	182,8	254,0	201	—	1,5	6,0	12,5	178	1,13
1150	384,04	36168	1500	108	203	453	371,8	182,9	269,2	271	—	1,5	6,0	12,5	234	1,95
1160	539,89	50862	1350	120	228	501	402,2	198,1	304,8	279	—	1,5	6,0	12,5	317	2,81
1170	719,60	67816	1225	133	279	566	437,8	215,9	355,6	304	—	1,5	6,0	12,5	448	3,49
1180	997,75	94037	1100	152	311	623	483,6	238,8	393,7	321	—	1,5	6,0	12,5	619	3,76
1190	1319,89	124328	1050	152	339	675	524,2	259,1	436,9	325	—	1,5	6,0	12,5	776	4,4
1200	1799,37	169538	900	177	361	757	564,8	279,4	497,8	356	—	1,5	6,0	12,5	1057	5,62

FIGURA 3.28: SECCIÓN ACOPLAMIENTOS DE GRILLA SKF.

Fuente: Catálogo acoples SKF. [18]

Del catálogo se utiliza de guía el torque nominal calculado, se observa que el acoplamiento de grilla de cubierta horizontal partida de tamaño 1130 tiene un torque nominal superior y los diámetros del eje del motorreductor que es de 100mm y el diámetro del eje conductor de 90mm están dentro del rango del diámetro del orificio máximo y mínimo. Las medidas generales de alto A es 346mm y la de ancho B es 329.8mm. Estas medidas influyen además para la consecución final del soporte del molino triturador. [18]

Transmisión eje conductor eje conducido.- El motorreductor seleccionado servirá para el movimiento de 2 ejes, eje conductor y conducido; por ello, se requiere de transmisión de movimiento entre dichos ejes, para dicho propósito entonces se seleccionará una transmisión por banda y polea. Para la selección de la transmisión se hará uso del catálogo Martin para transmisión [19].

Para la selección se requiere de información previa sobre la parte motriz y conducida como son: la potencia del motor, calculada a partir del torque a vencer que es de 32HP, las revoluciones por minuto de la unidad motriz, se sabe que es de 20 rpm, sin embargo, para ciertas partes de la selección en el catálogo se aplicaremos la velocidad de

salida del motor que se estima es de 1750 rpm. Otro dato necesario son las revoluciones por minuto de la unidad impulsada que es de 30 rpm. La distancia entre centros de los ejes que es de 220mm, en pulgadas 8 21/32"; el diámetro de los ejes de las 2 unidades que es de 95mm, en pulgadas es de 3 47/64".

Primero se determina el factor de servicio de acuerdo a la función, se selecciona factor de servicio para eje, para máquinas que no exceden carga promedio con el uso de un motor eléctrico, el cual es de 1.1; con este valor se realiza el cálculo de diseño de HP, por medio de la siguiente expresión:

$$\text{Diseño HP} = \text{Requerido HP} * fs$$

$$\text{Diseño HP} = 32 \text{ HP} * 1.1$$

$$\text{Diseño HP} = 35 \text{ HP}$$

Como siguiente paso se selecciona la sección transversal de banda preferida, se utiliza la gráfica correspondiente a las bandas convencionales en donde con los valores correspondientes a la potencia de diseño de 35HP y el valor de referencia de 1750rpm, ubicamos la sección de banda utilizar:

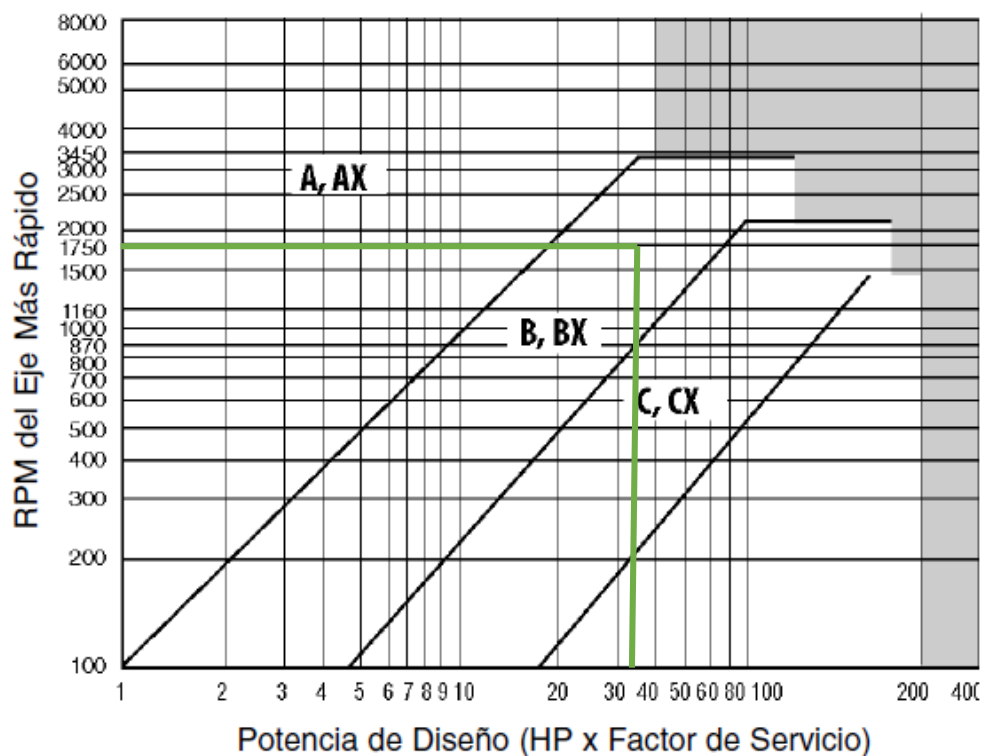


FIGURA 3.29: SELECCIÓN DE BANDAS CONVENCIONALES

Fuente: Catálogo Transmisión Martin. [19]

De acuerdo a la gráfica se recomienda usar bandas con sección B, Bx. Dentro del catálogo se tiene un diámetro recomendado para la polea de acuerdo a las rpm del motor y la potencia, que para el valor de 40HP es de 6", diámetro mínimo de la polea.

Para la relación de velocidad de eje conductor y eje conducido se sabe que es de 1, por lo que se selecciona la transmisión en existencia de:

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco					
			3500 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1160 RPM Motriz								
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda B	HP por Banda BX	Impuls. RPM	HP por Banda B	HP por Banda BX	Impuls. RPM	HP por Banda B	HP por Banda BX	Designación de Largo de Banda B/BX					
												35	38	42	46	51	60
1.00	3.4	3.4	3500	0	3.34	1750	0.91	2.57	1160	0.94	2.00	13.1	14.6	16.6	18.6	21.1	25.6
1.00	3.6	3.6	3500	0.67	4.38	1750	1.49	3.17	1160	1.34	2.42	12.7	14.2	16.2	18.2	20.7	25.2
1.00	3.8	3.8	3500	1.59	5.39	1750	2.06	3.77	1160	1.75	2.83	12.4	13.9	15.9	17.9	20.4	24.9
1.00	4.0	4.0	3500	2.50	6.38	1750	2.62	4.36	1160	2.15	3.25	12.1	13.6	15.6	17.6	20.1	24.6
1.00	4.2	4.2	3500	3.37	7.35	1750	3.18	4.95	1160	2.55	3.66	11.8	13.3	15.3	17.3	19.8	24.3
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO																	
1.00	4.4	4.4	3500	4.22	8.30	1750	3.74	5.53	1160	2.94	4.06	11.5	13.0	15.0	17.0	19.5	24.0
1.00	4.6	4.6	3500	5.04	9.22	1750	4.29	6.10	1160	3.33	4.47	11.2	12.7	14.7	16.7	19.2	23.7
1.00	4.8	4.8	3500	5.84	10.12	1750	4.83	6.67	1160	3.72	4.88	10.9	12.4	14.4	16.4	18.9	23.4
1.00	5.0	5.0	3500	6.60	11.00	1750	5.37	7.24	1160	4.11	5.28	10.5	12.0	14.0	16.0	18.5	23.0
1.00	5.2	5.2	3500	7.34	11.86	1750	5.90	7.80	1160	4.50	5.68	10.2	11.7	13.7	15.7	18.2	22.7
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO																	
1.00	5.4	5.4	3500	8.04	12.69	1750	6.43	8.36	1160	4.88	6.07	9.9	11.4	13.4	15.4	17.9	22.4
1.00	5.6	5.6	3500	8.72	13.49	1750	6.95	8.91	1160	5.26	6.47	9.6	11.1	13.1	15.1	17.6	22.1
1.00	5.8	5.8	3500	9.36	14.27	1750	7.46	9.46	1160	5.64	6.86	9.3	10.8	12.8	14.8	17.3	21.8
1.00	6.0	6.0	3500	9.96	15.03	1750	7.97	10.00	1160	6.01	7.25	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0	21.5
1.00	6.2	6.2	3500	10.54	15.75	1750	8.47	10.54	1160	6.38	7.64	8.7	10.2	12.2	14.2	16.7	21.2
FACTOR DE CORRECCION POR LONGITUD Y ARCO																	
1.00	6.4	6.4	3500	11.08	16.45	1750	8.97	11.07	1160	6.75	8.03	8.3	9.8	11.8	13.8	16.3	20.8
1.00	6.6	6.6	3500	11.58	17.12	1750	9.46	11.60	1160	7.12	8.41	—	9.5	11.5	13.5	16.0	20.5
1.00	6.8	6.8	3500	12.05	17.76	1750	9.95	12.13	1160	7.48	8.80	—	9.2	11.2	13.2	15.7	20.2
1.00	7.0	7.0	3500	12.48	18.37	1750	10.43	12.64	1160	7.85	9.18	—	8.9	10.9	12.9	15.4	19.9

FIGURA 3.30: SELECCIÓN TRANSMISIÓN EN EXISTENCIA.

Fuente: Catálogo Transmisión Martin. [19]

De la selección se tiene que tanto la polea motriz como la impulsada es de 6.2", que para la banda Bx se tiene 10.54 HP. Que por la distancia nominal entre centro y factor de corrección por longitud y arco seleccionamos la columna de B por 35, ya que la distancia es de 8.7" que semeja a la distancia entre centros ya establecida. Con respecto al diámetro de polea se escoge un número mayor al

diámetro interior debido a que la tabla brinda diámetro total de polea y la que se selecciona es menor a la distancia entre centros de 220mm. Para la longitud y arco no tiene factor de corrección por lo que se tomara como factor 1. Con ello se calcula el HP corregido para posteriormente proceder al cálculo de las bandas requeridas para la transmisión.

$$HP_{\text{corregido}} = HP_{x\text{Banda}} * FC$$

$$HP_{\text{corregido}} = 10.54 * 1$$

$$HP_{\text{corregido}} = 10.54 \text{ HP}$$

$$\#BandasRequeridas = \frac{\text{Diseño HP}}{HP_{\text{corregido}}}$$

$$\#BandasRequeridas = \frac{35}{10.54}$$

$$\#BandasRequeridas \approx 3.3$$

Se va a considerar una transmisión de 3 bandas debido a que con respecto al eje conductor se tomó una velocidad mucho mayor a la velocidad que tendrá la polea conductora. Entonces se tiene la codificación respectiva para las poleas motriz e impulsada de **3 B 62 TB**.

3.9 Sistema de alimentación

Para la alimentación del molino triturador el sistema será del tipo manual, es decir una persona será la encargada de estar introduciendo el material a triturar de acuerdo a la capacidad de procesamiento del molino cuando esté funcionando con la materia prima, esta consideración se da de acuerdo a la plantación de árboles de teca considerada en la problemática del proyecto que es de un total de 8000 árboles, donde el aproximado de ramas para podar son de 12 por árbol, se consideran que estas ramas serán trituradas en un periodo de tiempo de 3 semanas laborales, por lo que esto nos genera con los respectivos cálculos el procesamiento de aproximadamente 360 kg por hora; siendo esta producción de no gran magnitud por lo que la alimentación no reviste gran exigencia de rapidez o precisión, en este caso el operador deberá estar pendiente de la cantidad de ramas ingresadas a triturar. Los tiempos empleados, al igual que la cantidad de ramas por árbol son aproximados y pueden variar, sin embargo el tiempo estimado se lo toma como tiempo prudencial para que surja o crezca nuevo material para triturar.

3.10 Generalidades de la máquina

**TABLA 3.11: GENERALIDADES DEL MOLINO
TRITURADOR**

DISEÑO DE MOLINO TRITURADOR	
Número de Ejes	4 ejes
Número Total de Cuchillas	62 cuchillas
Número Total de Espaciadores	62 espaciadores
Material Cuchillas	Acero BOLER K340
Frentes de Corte de Cuchillas	2
Radio de Corte	125mm
Material de Separadores	ASTM A 36
Material Eje	ASSAB 705
Diámetro Sección Apoyo	105 mm
Diámetro Sección Cuchillas	125 mm
Material de Cuña	SAE 1010 rolado en frío
Número de Rodamientos por Eje	2
Rodamiento	SKF UN 221 ECP
Cámara de Corte	Longitud: 592 mm Alto: 415 mm Ancho: 856 mm
Material de Estructura	Tubo cuadrado ANSI 2.5x2.5x1/4
Número de Motorreductores	2
Potencia de Motorreductor	30 kW
Torque de Salida de Motorreductor	14055 Nm
Giro del Motorreductor	Sentido horario
Relación de Reducción (i)	72.36
Velocidad del Molino Triturador	20 rpm
Tipo de Acople	Acoplamiento de grilla con cubierta horizontal partida

Acople	SKF Tamaño 1130
Código Polea Motriz e Impulsada	Martin 3 B 62 TB
Sección de Banda	B, Bx

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS POR SOFTWARE DE SIMULACIÓN ANSYS

4.1 Análisis del ensamble:

En esta parte del desarrollo del proyecto, se procederá a analizar parte de los ensambles que conforman el molino triturador, es decir por medio del uso de software de simulación ANSYS 14.0, se simularan las condiciones de operación, cargas, restricciones a las cuales estarán sometidos dichos ensambles. Esta acción, permitirá tener un respaldo al proceso de diseño que se realizó previamente en el capítulo 3 del presente proyecto, con ellos los resultados obtenidos por medio de los cálculos pueden ser confirmados por medio de dicho software.

Las partes que serán analizadas son las que son encargadas de resistir las cargas al momento del realizar el proceso de corte por cizalla, como son la cuchilla, siendo la misma analizada independientemente y el ensamble del eje primario, dicho ensamble cuenta con el árbol para transmisión primario, la cuchilla principal y los espaciadores, se realiza este análisis ya que el diseño del árbol para transmisión reviste gran relevancia para el funcionamiento del molino triturador.

Análisis de Cuchilla.- Existen 2 tipos de cuchillas en el molino triturador, la cuchilla a analizar será la cuchillar primaria, porque estas serán las encargadas de realizar el corte, en tanto que el otro tipo de cuchilla por lo general solo realiza proceso de reubicación para realizar el corte principal.

Como ya se mencionó para el análisis de la cuchilla se empleará el software Ansys 14.0.

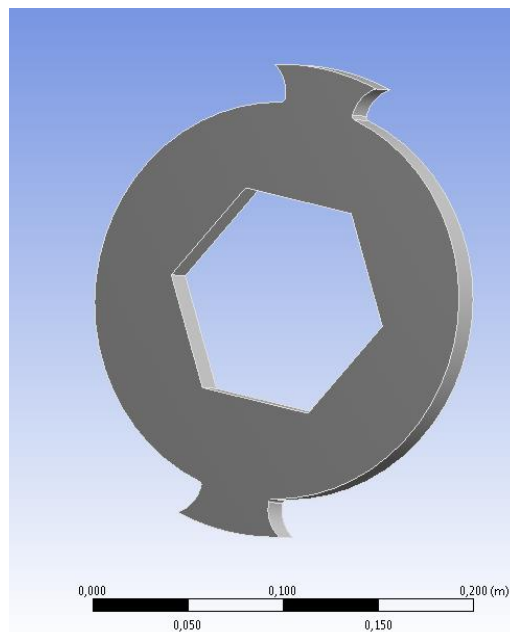


FIGURA 4.1: ESQUEMA DE LA CUCHILLA PRINCIPAL

Fuente: Propia del autor

En la figura 4.1 se encuentra el CAD de la cuchilla principal, misma que será colocada sobre el árbol para transmisión primario, misma que será sujeta al respectivo análisis.

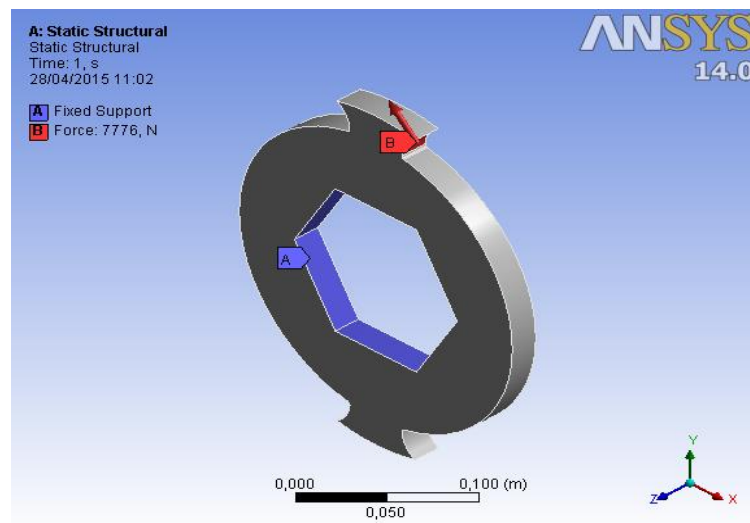


FIGURA 4.2: FUERZAS Y CONDICIONES EN LA CUCHILLA PRIMARIA.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 4.2 se observa la parte en donde se determinan las restricciones y fuerzas que actúan sobre el objeto. El análisis dinámico al cual se sometió la cuchilla fue considerado para un ciclo de $3,9 \times 10^7$. Dicho ciclo corresponde aproximadamente a un periodo de 10 años, para una jornada diaria de 8 horas a una velocidad de operación de 20 rpm. Como sabemos, la cuchilla va dispuesta en la sección hexagonal del árbol para transmisión, por ello en la parte interna se coloca una restricción fija, emulando la condición de montaje, la restricción fija se distingue en la figura 4.2 como la letra A. Por otro lado, tenemos la fuerza aplicada a la cara de corte de la

cuchilla, designado por la letra B en la figura 4.2, simulando la resistencia al corte que ofrece el material a triturar, dicha fuerza está dispuesta de tal manera que actuaría a 45 grados, tal como se estimó en el modelo matemático para la obtención de la fuerza de corte en el desarrollo del capítulo 3.

Para poder simular de manera correcta las condiciones esperadas de funcionamiento del molino triturador, tenemos que es necesario realizar la validación del mallado utilizado en la simulación, esta comprobación se realiza de los datos respectivos entre #elementos vs σ_{CRIT} . Para el modelo de la cuchilla primaria los datos obtenidos fueron los siguientes:

TABLA 4.1: VALORES DE # ELEMENTOS EN MALLADO VS ESF. CRIT.

Comprobación del Mallado	
# Elementos	σ Crit. (Pa)
0	0
338	9,70E+07
908	1,20E+08
1629	1,20E+08
5364	1,30E+08
8466	1,50E+08
16423	1,50E+08
16580	1,60E+08
16753	1,60E+08
18732	1,60E+08
18972	1,60E+08

Fuente: Propia del autor.

Con los valores de la tabla 4.1 se puede elaborar la siguiente gráfica:

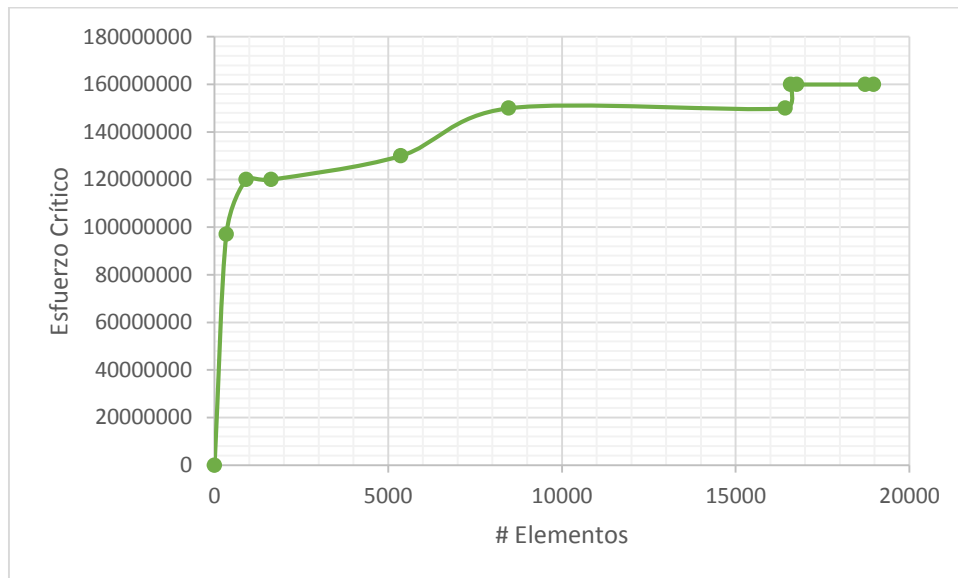


FIGURA 4.3: COMPROBACIÓN DEL MALLADO PARA LA CUCHILLA PRIMARIA.

Fuente: Propia del autor.

De la figura 4.3 se puede observar que con el aumento del número de elementos el esfuerzo crítico iba variando, sin embargo al aumentar el número de elementos hasta alrededor de 18972 elementos la variación del esfuerzo crítico es mínima y tiende a regularizarse y de este modo contribuyendo a la calidad de los resultados obtenidos.

Los resultados obtenidos del análisis son los siguientes:

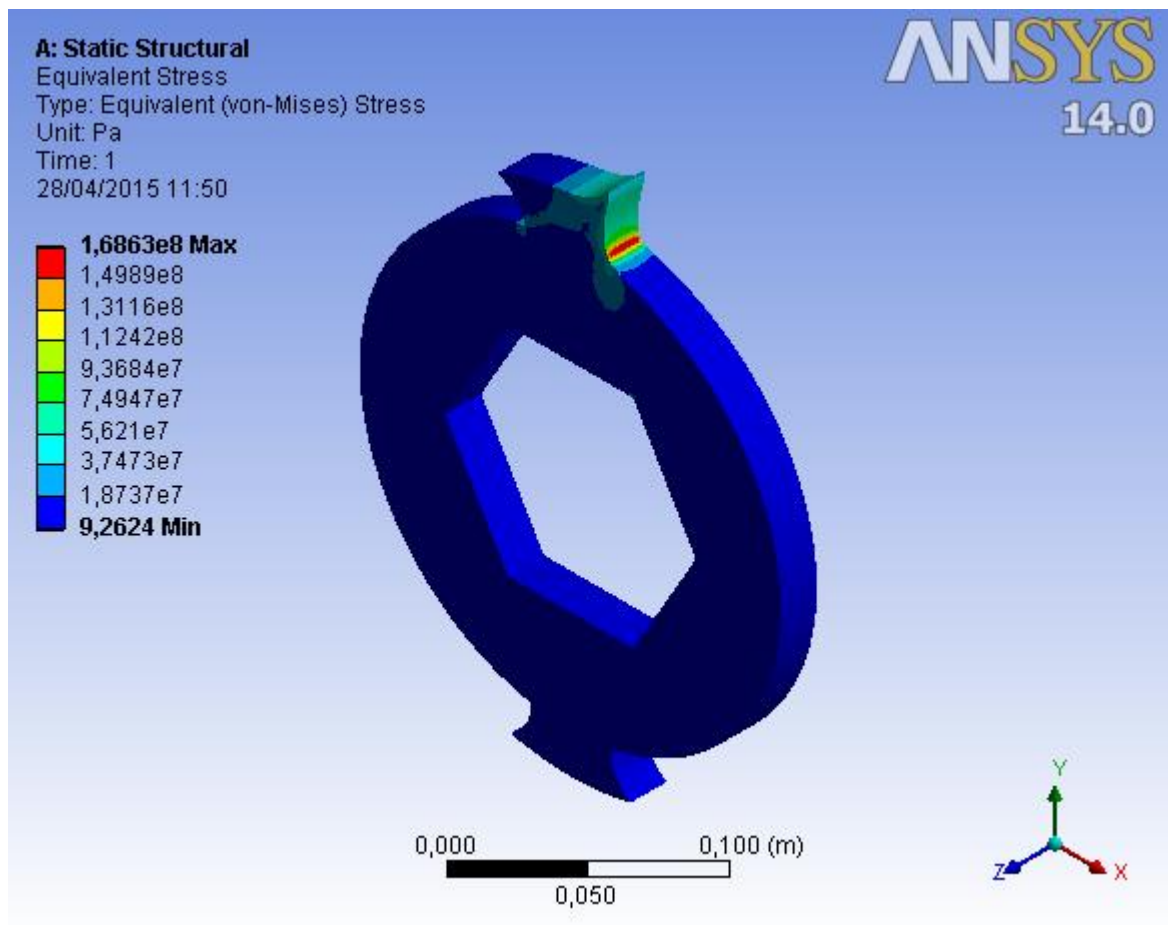


FIGURA 4.4 ESFUERZO EQUIVALENTE.

Fuente: Propia del autor

En la figura 4.4 se encuentra el resultado de la simulación para los esfuerzos que soporta la cuchilla al realizar el corte, el método aplicado para el análisis es el del esfuerzo equivalente de Von Mises, como era de esperarse la zona más crítica es en el cambio de sección y curvatura en el inicio de la parte encargada del corte, que presenta

un esfuerzo máximo de 168 MPa, siendo este valor menor al que ofrece el material del cual esta echa la cuchilla.

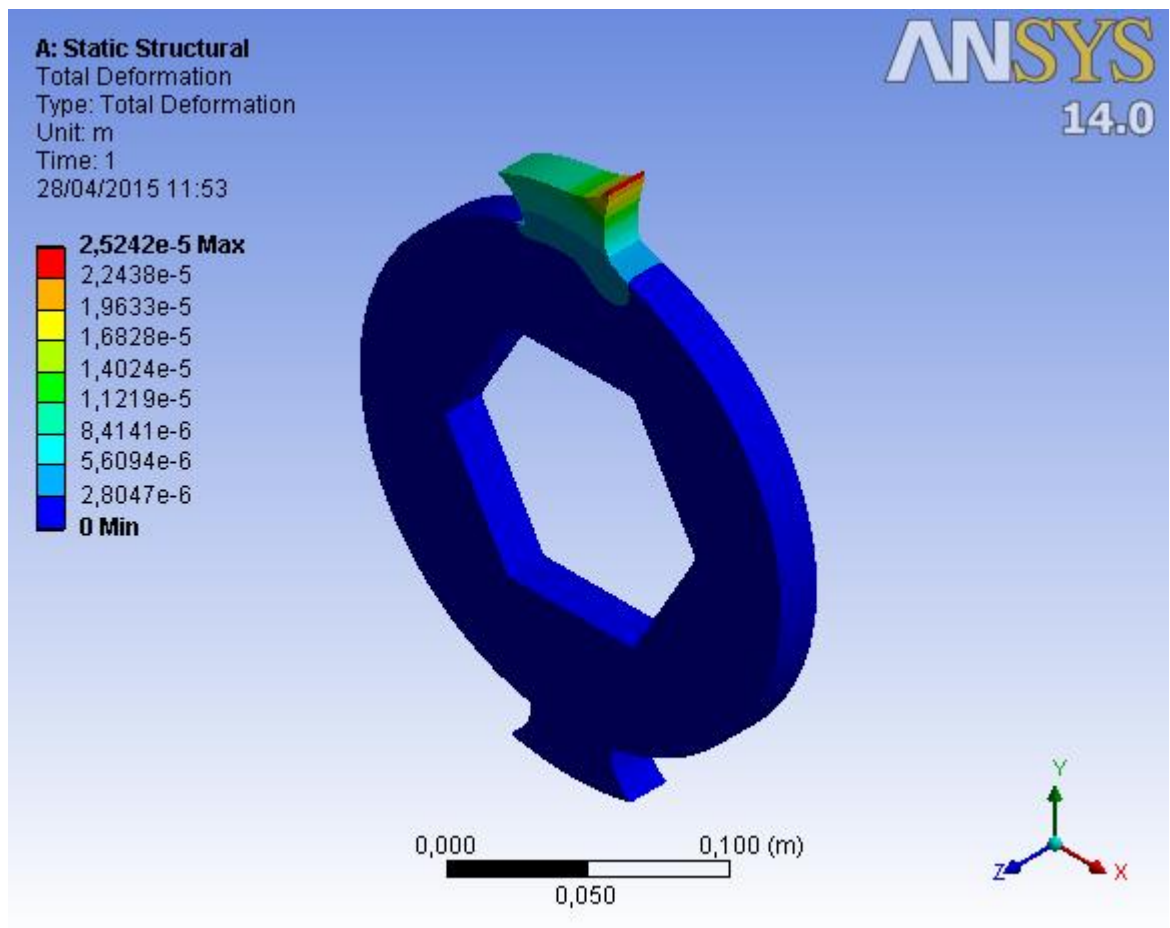


FIGURA 4.5: DEFORMACIÓN DE LA CUCHILLA.

Fuente: Propia del autor.

Se tiene que la figura 4.5 muestra la deformación que tendrá la cuchilla por la resistencia ejercida por el corte del árbol, esta vez se puede apreciar que la zona crítica con respecto a la deformación total será en el extremo superior de la cara de corte, como se observa la

mayor deformación será de aproximadamente 0,025mm, valor que no es desorbitante con respecto al resto de la geometría de la cuchilla.

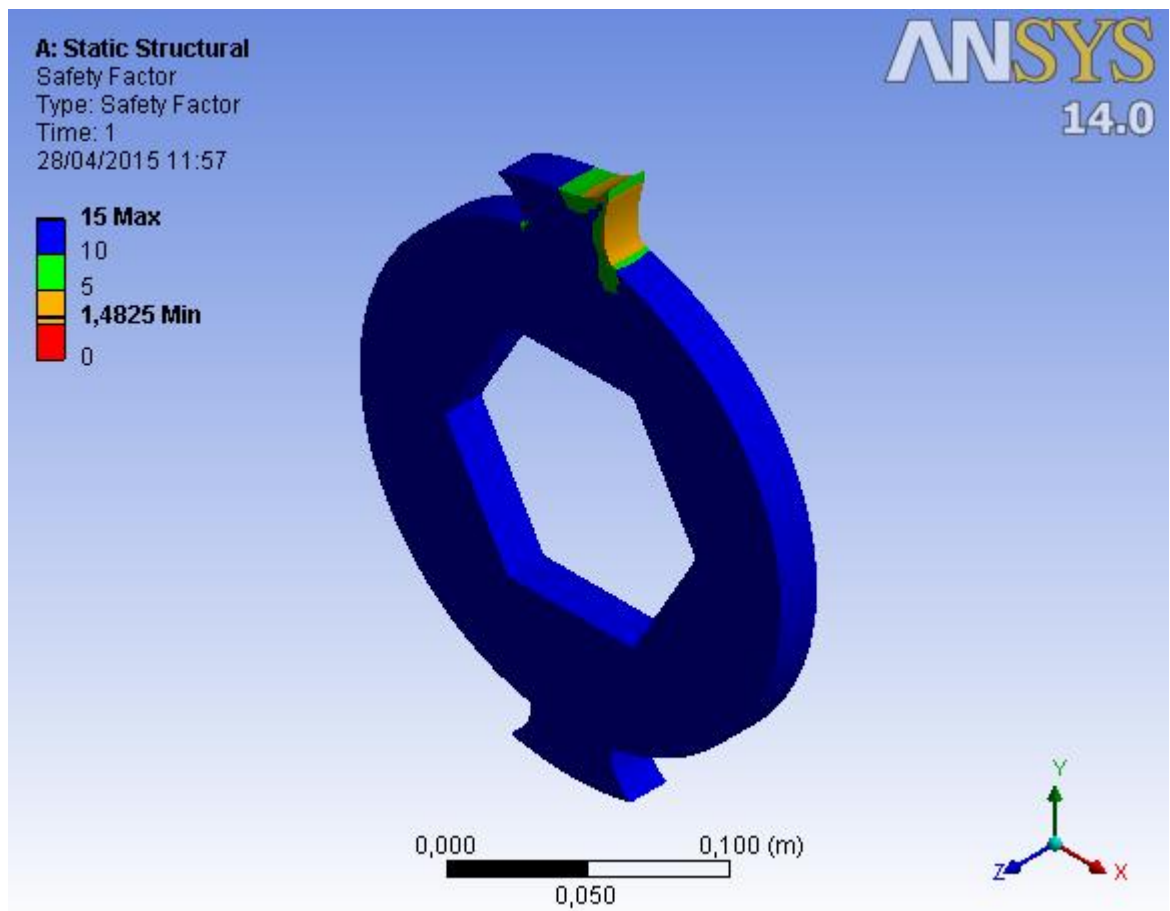


FIGURA 4.6: FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.

Fuente: Propia del autor

Se muestra en la figura 4.6 el factor de seguridad de la cuchilla, siendo el perfil de curvatura el más afectado. La fuerza de corte de

aproximadamente 7767 N, genera que el factor de seguridad sea de 1.5, es importante mencionar que el factor de seguridad es estático.

Para el análisis de fatiga, se aplican los ciclos estimado de 10 años de vida, el resultado es el siguiente:

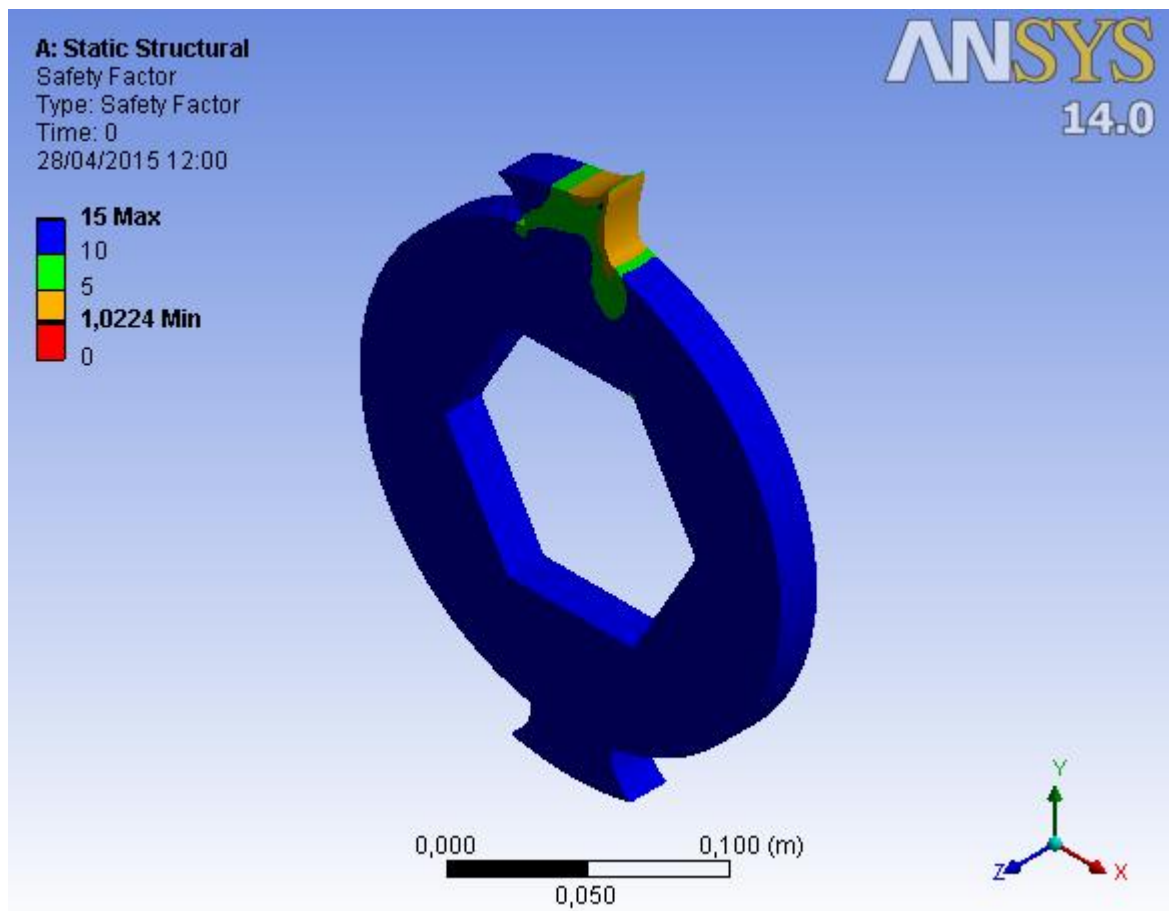


FIGURA 4.7: FACTOR DE SEGURIDAD FATIGA.

Fuente: Propia del autor.

La figura 4.7 muestra el factor de seguridad a fatiga, donde dadas las condiciones de operación arroja un mínimo factor superior a la unidad por muy poco siendo de 1.02. Este factor se halla para la cara de corte de la cuchilla, que dado el valor obtenido se observa que las dimensiones de la cuchilla y su composición están aptos para realizar el corte requerido.

Análisis de Eje Primario.- En la composición del molino triturador tenemos dos tipos de árboles de transmisión, el primario y el secundario, diferenciados principalmente por el tipo de cuchilla que actúa en conjunto con ellos, los árboles para transmisión primarios son los encargados de realizar el corte, por ello son sujetos de análisis en conjunto con todos los componentes del área de corte como es el espaciador y las cuchillas. El esquema del árbol para transmisión es el siguiente:

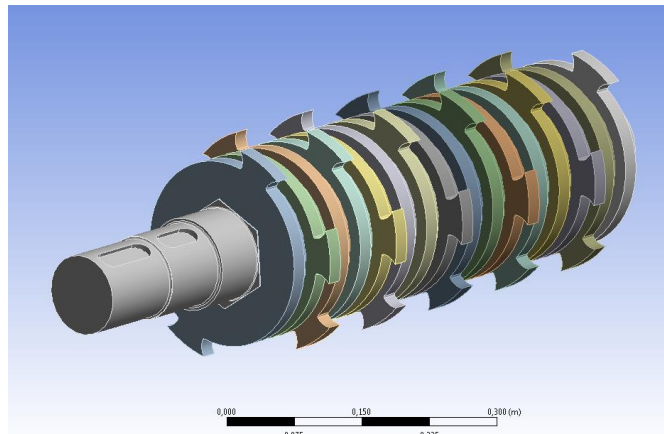


FIGURA 4.8: ESQUEMA DEL EJE PRIMARIO.

Fuente: Propia del autor.

La figura 4.8 muestra la disposición del eje primario, donde están las cuchillas principales separadas entre sí por los separadores. A continuación se muestra en la figura 4.9 el diagrama de cuerpo libre del eje primario, en donde se mostrarán la disposición de cada una de las fuerzas, simulando las condiciones bajo las cuales se realizó el diseño del eje primario en el capítulo 3:

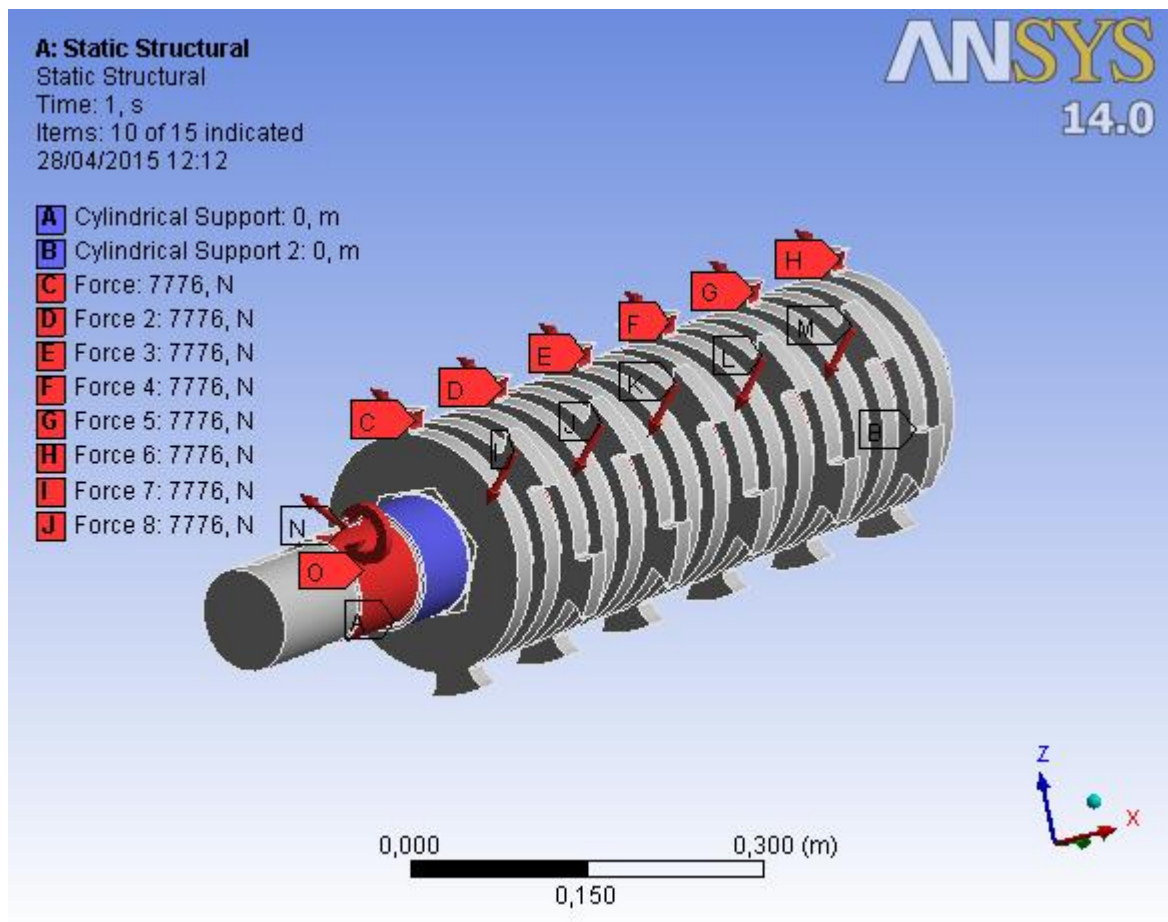


FIGURA 4.9: FUERZAS Y CONDICIONES EN EL EJE PRIMARIO.

Fuente: Propia del autor.

En la figura 4.9 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje primario. Se tiene que están las fuerzas actuantes en cada cuchilla que se encuentra en funcionamiento en el eje primario, denominadas con las letras desde la C hasta la H, las fuerzas directas se toman del

mismo modo que como la cuchilla, actuando a unos 45° . Las fuerzas identificadas con las letras desde la I hasta la M, son las fuerzas correspondientes a las otras cuchillas del otro eje que están actuando o realizando el corte en ese momento, usando el eje primario como soporte, por ello es una fuerza recíproca que actúa sobre el eje analizado; la fuerza generada por la transmisión entre ejes lleva la letra N, al igual que el momento que ocurre al accionar el árbol para transmisión identificado por la letra O. Se usan soportes cilíndricos, identificados los mismos por las letras A y B, soportes que representan en donde estará acentado el eje sobre un par de rodamientos que fueron seleccionados en el capítulo 3.

Previo a la obtención de los resultados, al igual que con la cuchilla es necesario realizar la validación del mallado, los datos correspondientes al ensamble del eje primario son los siguientes:

TABLA 4.2: VALORES DE # ELEMENTOS EN MALLADO EJE PRIMARIO VS ESF. CRIT.

Comprobación del Mallado	
# Elementos	σ Crit.
0	0
17353	1,80E+08
22598	2,00E+08
28083	2,00E+08
99712	2,10E+08
628473	2,30E+08
630268	2,40E+08
685911	2,40E+08
7,17E+05	2,40E+08

Fuente: Propia del autor

Con los valores de la tabla 4.2, se puede diagramar la tendencia en el mallado:

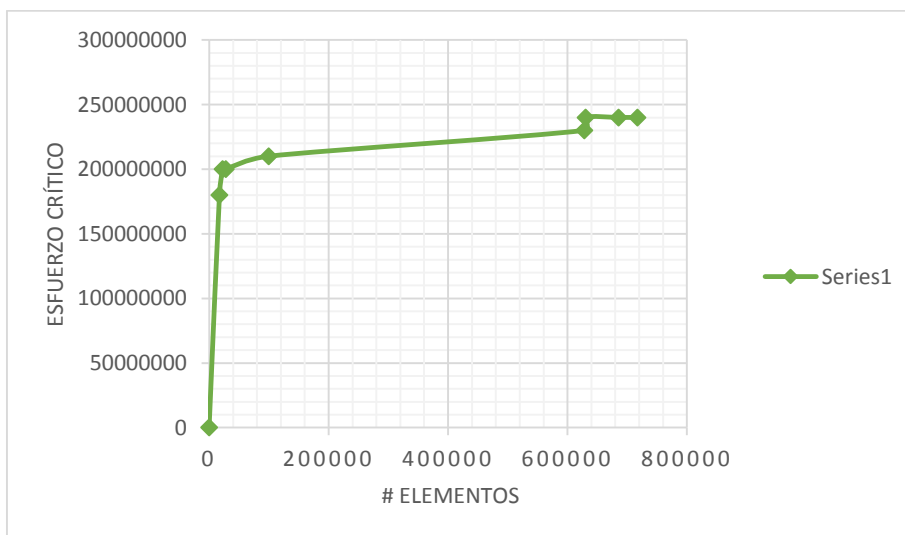


FIGURA 4.10: VALIDACIÓN DEL MALLADO PARA EL EJE PRIMARIO.

Fuente: Propia del autor

La figura 4.10 muestra la tendencia a regularizarse la variación de valor del esfuerzo crítico, con un número de elementos de 717164. Sin embargo, para el caso del eje primario, no es suficiente la validación del mallado, sino que es necesario la validación del modelo.

Al referirnos como validación del modelo, es comprobar que el esquema utilizado para el análisis representa las mismas condiciones que se utilizaron para el diseño del eje en el capítulo 3, la comprobación de las cargas se la obtiene midiendo las reacciones en los soportes cilíndricos A y B.

Para el soporte en A tenemos que:

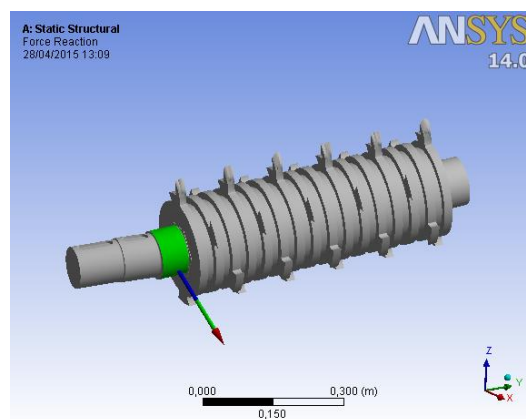


FIGURA 4.11: ESQUEMA REACCIÓN EN A

Fuente: Propia del Autor.

Para el esquema de la figura 4.11 se tiene que los valores obtenidos son los siguientes:

Definition		
Type	Force Reaction	
Location Method	Boundary Condition	
Boundary Condition	Cylindrical Support	Cylindrical Support 2
Orientation	Global Coordinate System	
Suppressed	No	
Options		
Result Selection	All	
Display Time	End Time	
Results		
X Axis	80304 N	30110 N
Y Axis	-884,07 N	884,07 N
Z Axis	-52512 N	-2916,6 N
Total	95953 N	30264 N

FIGURA 4.12: REACCIÓN EN A

Fuente: Propia del autor.

De la figura 4.12 se puede observar que el valor de la reacción en A es de 95953 N, que comparado con el valor calculado resultante de los componentes de la reacción en A mostrados en las tablas 3.4 y 3.7 respectivamente tenemos que es de 102870.6 N, lo que arroja un porcentaje del 6%, aceptable para la validación de esta carga.

En tanto que para la otra reacción se tiene la siguiente configuración:

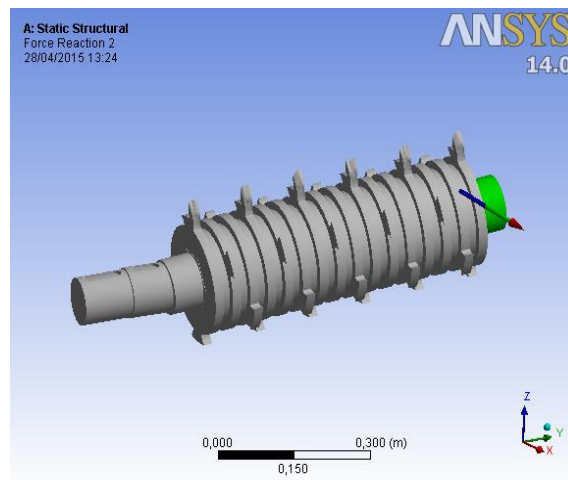


FIGURA 4.13: ESQUEMA REACCIÓN EN B

Fuente: Propia del autor.

Los valores obtenidos para la reacción en B son los siguientes:

Definition		
Type	Force Reaction	
Location Method	Boundary Condition	
Boundary Condition	Cylindrical Support	Cylindrical Support 2
Orientation	Global Coordinate System	
Suppressed	No	
Options		
Result Selection	All	
Display Time	End Time	
Results		
X Axis	80304 N	30110 N
Y Axis	-884,07 N	884,07 N
Z Axis	-52512 N	-2916,6 N
Total	95953 N	30264 N

FIGURA 4.14: REACCIÓN EN B

Fuente: Propia del autor

De la figura 4.14 se tiene que el valor de la reacción en B es de 30264 N, que en comparación con los valores en la tabla 3.4 y 3.7 que da una resultante de 28399,1 N, arrojando con ellos un error de aproximadamente 6%.

De este modo están validadas las cargas y los resultados de la simulación serán mostrados a continuación:

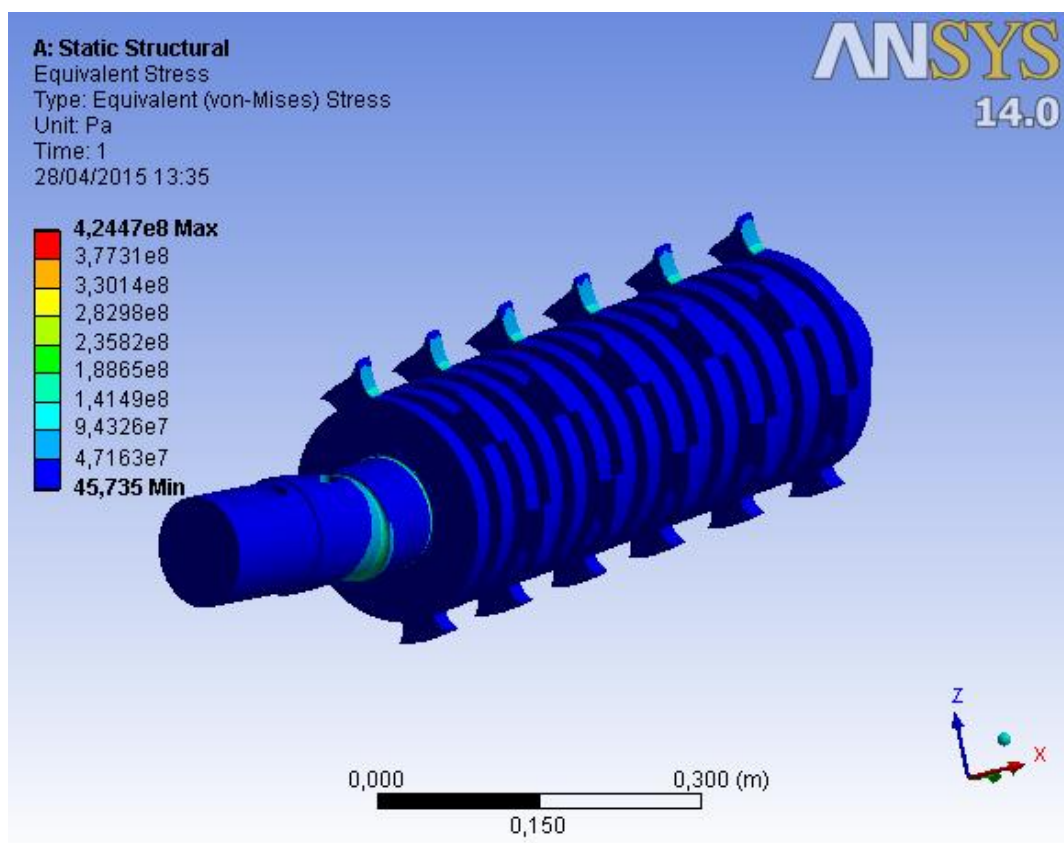


FIGURA 4.15: ESFUERZO EQUIVALENTE EN EJE PRIMARIO

Fuente: Propia del autor

Entonces según la gráfica 4.15 se tiene que estará sometido el ensamble a un esfuerzo de aproximadamente de 424 MPa, en donde actúan en conjunto tanto árbol para transmisión como las cuchillas. El punto donde ocurre las mayor generación de esfuerzos es en los empalmes para el cambio de sección del eje, por tanto que el resto del ensamble tiene bajos esfuerzos.

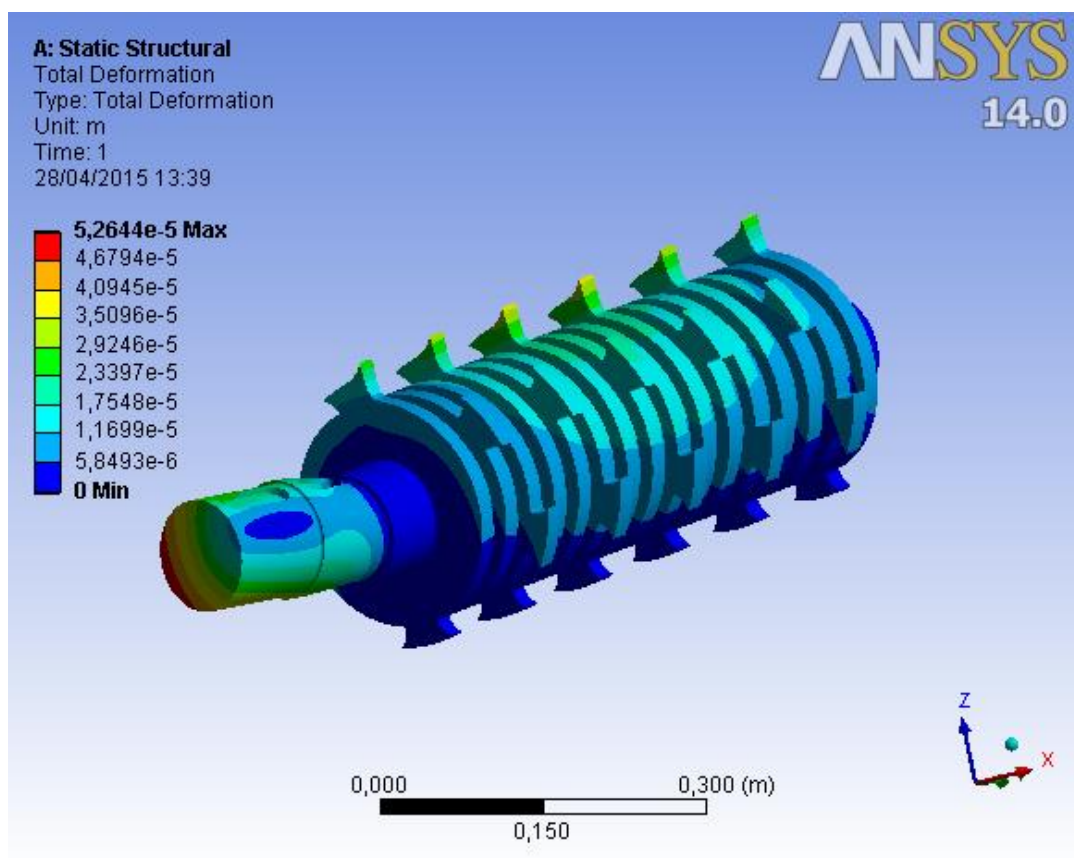


FIGURA 4.16: DEFORMACIÓN TOTAL DE EJE PRIMARIO

Fuente: Propia del autor

En la figura 4.16 se observa que las cuchillas no estarán sujetas a la misma deformación siendo las cuchillas ubicadas más al centro las que experimentarían una deformación mayor. Aunque el punto de mayor esfuerzo es en el extremo en donde estará conectado por medio del acople al motorreductor teniendo un valor máximo de 0.052mm.

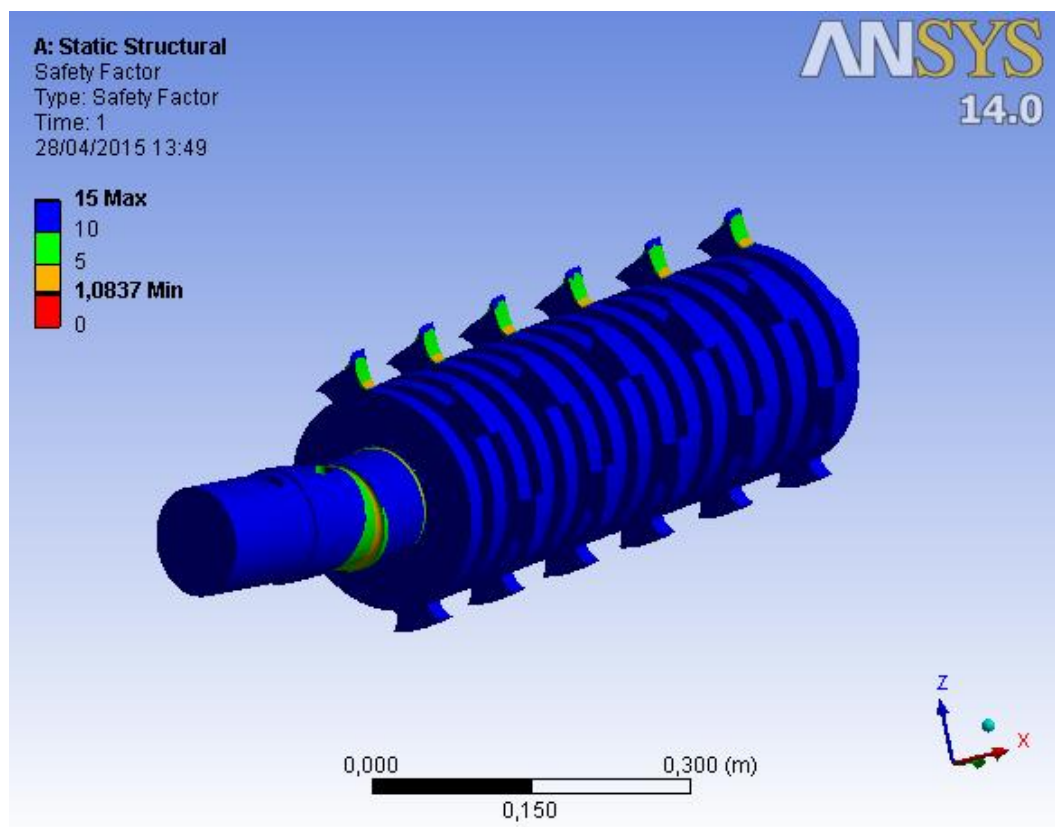


FIGURA 4.17: FACTOR DE SEGURIDAD

Fuente: Propia del autor.

Por último se tiene al factor de seguridad que se observa que en las partes más críticas se encuentra un factor de 5 en esas secciones de esfuerzo en la cuchilla y con valores superiores en otras partes visibles del ensamble como lo son el resto del cuerpo del eje y el resto del cuerpo de la cuchilla. En tanto que los valores más pequeños se encuentran en los empalmes para los cambios de sección del eje, ya que los mismos son concentradores de esfuerzos, el mínimo valor obtenido es de 1.08.

Del mismo modo para el respectivo análisis por fatiga se estima para una vida de 4×10^7 ciclos, obteniendo para el ensamble el siguiente resultado:

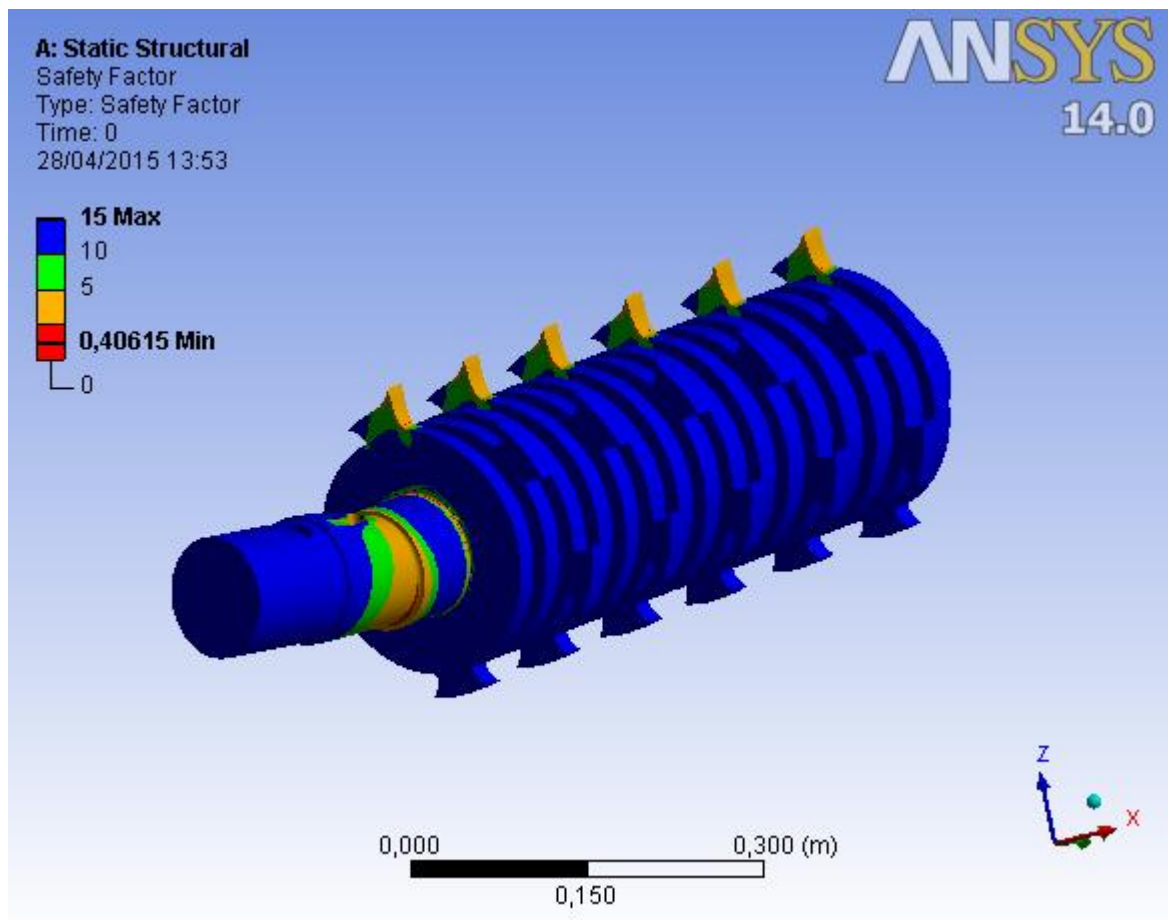


FIGURA 4.18: FACTOR DE SEGURIDAD FATIGA.

Fuente: Propia del autor.

De acuerdo a la figura 4.18 la mayor parte del árbol para transmisión se encuentra con un factor de seguridad entre 5 y 15, otra región bien diferenciada es la parte que realiza el corte en la cuchillas, esta región tiene un valor menor a 5, sin embargo existe una pequeña región que su factor de seguridad no refleja un buen valor, este punto está por los concentradores de esfuerzos debido a los cambios de sección en

el eje, aunque en fatiga un bajo factor de seguridad no implica que está equivocado el diseño, más bien refleja que en algún momento ese punto en toda la geometría podría fallar, mostrando que dicha región es la que concentra grandes esfuerzos.

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS FINANCIERO

Esta parte del proyecto se enfocará en los valores económicos que revistan la realización del proyecto, en donde se tomará en cuenta los materiales de construcción para el molino triturador, al igual que las herramientas como servicios a contratar para poder completar el molino triturador; además se analizará cuanto implica su total construcción para luego poder establecer una comparación con máquinas semejantes a la desarrollada en este proyecto.

5.1 Costo de equipo:

Para poder obtener el precio final del molino triturador, se necesita tener en claro cada uno de los materiales a emplear para su construcción, esta parte del capítulo se analizarán dichos costos, por

ello se tomará en cuenta los materiales por cada sección que conforma todo el molino triturador, son 3 las secciones a analizar son; sección de corte, la parte motriz y la estructura.

Material para sección de corte.- Dentro del grupo de corte tenemos a los ejes, las respectivas cuchillas, primarias y secundarias, por último se encuentran los separadores. Los materiales para cada parte son mostrados a continuación:

TABLA 5.1: MATERIALES SECCIÓN DE CORTE.

Elemento	Descripción	Material	Masa(kg)	Precio/kg.	Cantidad	Precio total
Eje primario	Barra de 125mm.	ASSAB 705	64,449	3	2	386,69
Eje secundario	Barra de 125 mm.	ASSAB 705	59,547	3	2	357,282
Cuchilla primaria	Plancha de 18mm	BOLER K340	3,722	6,9	31	796,1358
Cuchilla secundaria	Plancha de 18mm	BOLER K340	3,649	6,9	31	780,52
Separadores	Plancha de 20 mm.	ASTM A 36	2,402	1	62	148,92
Total						2469,56

Fuente: Propia del autor.

Material para parte motriz.- La parte motriz del molino triturador corresponde a un motorreductor, además para transmitir movimiento entre los árboles para transmisión será por medio de poleas y bandas, a esto se le suma como parte importante los respectivos rodamientos, las cuñas en los árboles y los acoples:

TABLA 5.2: MATERIALES PARTE MOTRIZ.

Elemento	Descripción	Precio Unit.	Cantidad	Precio total
Poleas	Martín Código "3 B 62 TB	100	4	400
Bandas	Sección B, Bx	5,80	6	34,80
Rodamiento	SKF UN 221 ECP	60	8	480
Acople	SKF 1130	150	2	300
Cuña	25x14mm		8	
Motorreductor 30 kW	Motox Geared Motors	2000	2	4000
Pintura	Anticorrosiva, Esmalte		3	75
Total				5289,80

Fuente: Propia del autor.

Material para estructura.- En la parte de estructura se toma en consideración el soporte, la cámara de corte, la tolva y el tamiz del

molino triturador, los materiales para cada una de estas partes se muestran a continuación:

TABLA 5.3: MATERIALES PARA ESTRUCTURA.

Elemento	Descripción	Material	Masa(kg)	Precio Unit.	Precio/kg.	Cantidad	Precio total
Soporte	Tubo cuadrado 2,5x2,5x1/4"	ASTM A 36	227,706		0,6	1	136,62
Cámara de corte	Plancha de 6 mm.	ASTM A 36	77,609	-	1	1	77,61
Tolva y tamiz	Plancha de 3 mm.	ASTM A 36	38,281	-	1	1	38,28
Uniones Empernadas	Perno+Tuerca+Anillo 14x40mm	Grado 8	N/A	1,5	-	64	96
Total							348,51

Fuente: Propia del autor

5.2 Costo de operación:

En la sección correspondiente a costos de operación se definirán las etapas que constan para la fabricación del molino triturador, dentro de dichas etapas se analizará lo referente a las actividades a realizar para la consecución de la construcción en conjunto con el tiempo que se emplee por parte del grupo de trabajo para culminar la tarea estipulada; por otro lado se estimaran los costos aproximados para la construcción del molino triturador, tomando en cuenta la mayor parte de las variables que influyan en la ejecución del proyecto.

Tiempos de fabricación.- Para la consideración de los tiempos de fabricación se debe tener en cuenta las actividades que implican la construcción del molino triturador y el tiempo empleado para la consecución de la tarea, para esta etapa de construcción se estima que ya se tiene los respectivos planos constructivos de la máquina para partir desde esa premisa.

La primera actividad es definir listado de materiales de acuerdo a las necesidades del proyecto, para ello utilizando la información brindada en los planos de construcción para lo cual se estima un tiempo de 2 días.

Acto siguiente al listado es la compra de materiales, equipos y componentes, donde se debe tratar de conseguir la mayor parte de la materia prima para no tener retraso en la construcción, para esta actividad se toma aproximadamente 5 días.

Con los materiales a disposición, se inicia la parte de construcción, se tomará como actividad primaria el mecanizado de los árboles para transmisión, se debe tener en cuenta que para esta actividad se considera un tiempo de 10 días laborales.

En conjunto con la construcción del árbol para transmisión, se procede con el corte y maquinado de las cuchillas primarias y secundarias; además de los separadores, para esta actividad del mismo modo se estiman un tiempo de 10 días, es importante mencionar que tanto la actividad previa como la actividad de la construcción de cuchillas y separadores pueden ser realizadas al mismo tiempo, siempre y cuando se tengan los equipos necesarios que aseguren precisión en la construcción de cuchillas y separadores.

La siguiente actividad es la respectiva fabricación de las partes del grupo de la estructura, grupo que involucra al soporte, la cámara, la tolva y el tamiz. Esta etapa involucra el corte de las secciones que conforman cada una de las partes del grupo y posteriores acciones como doblado, taladro, entre otras; para estas actividades consideramos 8 días laborales.

Posterior actividad a la fabricación del grupo estructura se trata del ensamble del grupo estructura, donde entra a ejecución la soldadura dentro del grupo de la estructura, soldadura que se dará para el ensamble del soporte, la soldadura del tamiz, la soldadura presente

para la unión de los paneles frontal y posterior con los protectores presentes en dichas partes, la soldadura para la fabricación de la tolva. Estas actividades podrán ser ejecutadas en 2 días.

La siguiente actividad se enfoca en el ensamble de la sección de corte, para ello se debe contar con sus partes principales como son árboles para transmisión, cuchillas y separadores. Esta actividad requiere de la mayor precisión posible, porque el montaje de las cuchillas y espaciadores es primordial para un correcto funcionamiento del molino triturador ya que se aseguran el traslape de las cuchillas entre los ejes. Para el ensamble se considera un periodo de 4 días.

El último grupo a conformar es el grupo motriz, donde se encuentran, motorreductor con su respectivo acople, la cuña respectiva, la polea con su cuña y las bandas, colocar todas las partes en su ubicación respectiva, para las actividades se tiene un tiempo de 2 días laborables.

Con las partes listas se procede al ensamble final, es decir el montaje total del molino triturador con todas sus partes, por lo que se estima un tiempo de 2 días.

Instalación eléctrica, esta actividad se refiere a la respectiva conexión eléctrica, referente en este punto al motorreductor para ponerlo óptimo para funcionamiento, por lo que se toma 1 día laboral para la ejecución de dicha tarea.

El paso final de todo proyecto es el periodo de prueba, periodo en el cual se asegura que la máquina funcionará correctamente para las condiciones bajo las cuales fue diseñada. Se estima un valor de 2 días porque hasta que opere a la capacidad esperada, tomará un tiempo prudencial.

Dentro de los tiempos de fabricación es necesario tomar en cuenta las horas hombre en total de todo el proyecto, para ello se debe tomar en cuenta el personal del cual se pretende disponer, entre los trabajadores a elaborar la construcción del molino triturador están: supervisor, soldador con su respectivo ayudante, armador con su respectivo ayudante y electricista.

Para el total de las horas-hombre se tiene que los tiempos considerados en cada una de las actividades durante la construcción del molino triturador corresponden solo a días laborables y que de acuerdo a la actividad que se esté ejecutando es la intervención del trabajador necesario para realizar esa acción. De acuerdo a los tiempos de fabricación tenemos un total por el proyecto de **632 horas-hombre**.

Costos de Construcción.- Dentro de este punto se desarrollara los costos que interfieren directa e indirectamente en la construcción del molino triturador, estos costos de fabricación buscan establecer las variables que vayan a afectar la fabricación del equipo. Dentro de las variables a considerar para el costo total de fabricación tenemos a: Costos directos, costos indirectos y la utilidad.

1.-Costos Directos:

Dentro de los costos directos tenemos los siguientes puntos a considerar: Trabajadores, materiales y equipos para instalación, materiales consumibles, herramientas, costo por equipos, trabajos externos, transporte, otros gastos. De acuerdo a la clasificación que

se tiene se puede diferenciar que intervendrán cada uno de estos aspectos en el fabricante del molino triturador.

Trabajadores:

Este rubro de costo, toma en cuenta el salario que gana el trabajador en obra por la jornada laboral, es decir ganancia por día, los trabajadores se los definió en los tiempos de fabricación como son: supervisor, soldador con su respectivo ayudante, armador con su respectivo ayudante y un electricista. Los valores respecto a los trabajadores son los siguientes:

TABLA 5.4: VALORES PARA TRABAJADORES

TRABAJADORES	Cant.	Total Meses	Horas/ Horas	Condiciones Generales	Hora	\$ Total
				Día/Mes		
Armador	1,00	0,80	128	600	4	480
Soldador	1,00	0,10	16	600	4	60
Ayudante del armador	1,00	0,80	128	360	2	288
Ayudante del soldador	1,00	0,10	16	360	2	36
Electricista	1,00	0,20	32	600	4	120
Supervisor	1,00	1,95	312	700	4	1.365
TOTAL	6,00		632			2.349

Fuente: Propia del autor.

Materiales y Equipos para Instalación:

Dentro de este rubro se encuentran los equipos que servirán para la construcción del molino triturador, es decir las partes que lo conforman de manera general, los rubros correspondientes a los equipos son los siguientes:

TABLA 5.5: VALORES DE PARTES DEL MOLINO TRITURADOR.

MATERIALES Y SECCIONES	Costo (\$)
Sección Corte	2469,56
Parte Motriz	5289,80
Estructura	348
TOTAL	8107,36

Fuente: Propia del autor

Materiales Consumibles:

Tal como su nombre lo indica son aquellos recursos que sufren un desgaste y requieren múltiples unidades o reemplazos. Dentro de los materiales consumibles se tienen a los equipos de protección personal, discos para la amoladora, electrodos. Los valores correspondientes son los siguientes:

TABLA 5.6: VALORES PARA MATERIALES CONSUMIBLES

DESCRIPCION	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	VR.Total
			\$	\$
Electrodo E6010	KG	2,00	65	130
Discos de pulir 3"		7,00	2	14
EPP		6	50	300
TOTAL				444

Fuente: Propia del autor.

Herramientas:

Dentro del costo directo de herramientas, está el costo de los implementos que utilizarán los trabajadores para la construcción, dentro de las herramientas a utilizar se encuentran: regla, nivel, flexómetro, juego de llaves, entre otros. Al ser una variable que es difícil de cuantificar y especificar su precio, se estima este rubro como un porcentaje del valor que alcanzan los equipos propios del fabricante utilizados durante la fabricación del molino triturador, siendo este porcentaje un aproximado de 5%.

TABLA 5.7: VALOR PARA HERRAMIENTAS

DESCRIPCION	Valor Unitario			VR.Total
	Unidad	Cantidad	\$	\$
Herramientas M.O.		5%		27
TOTAL				27

Fuente: Propia del autor.

Costo por equipos:

Para el análisis respectivo de costos por equipos, se toman en cuenta la maquinaria propia del fabricante, dentro de los equipos empleados tenemos al equipo oxicorte, la amoladora y el equipo para soldar; el uso de cada uno de estos equipos se dará de acuerdo a las actividades que se encuentre realizando el equipo de trabajo, por ello de los tiempos puestos respectivamente varían de acuerdo al uso de la maquinaria durante el proyecto.

TABLA 5.8: COSTO POR EQUIPOS

EQUIPOS PROPIOS				
Descripción	Cantidad	Meses	\$ /Mes	\$ Total
Equipo Oxicorte	1,00	0,80	250	200
Electrosoldadora	1,00	0,50	600	300
Amoladora	1,00	0,80	50	40
TOTAL				540

Fuente: Propia del autor.

Trabajos Externos:

Los trabajos externos que se procederán a enviar a otro taller para contratar los servicios de un taller particular es principalmente para el mecanizado de los árboles para transmisión, las cuchillas tanto primaria como secundarias y los respectivos separadores, los costos correspondiente a esta contratación se estiman:

TABLA 5.9: COSTO POR TRABAJOS EXTERNOS

TRABAJOS EXTERNOS		Valor Unitario		VR.Total
	Unidad	Cantidad	\$	\$
Corte de Cuchillas y Separadores		124	30	3.720
Mecanizado de Árbol para Transmisión		4	300	1.200
TOTAL				4.920

Fuente: Propia del autor.

Transporte:

Esto se refiere a los costos por traslado de las materias primas, siendo estos:

TABLA 5.10: COSTOS POR TRANSPORTE

TRANSPORTE	Unidad	Valor Unitario		VR.Total
		Cantidad	\$	\$
Traslado Materiales		1,00	200	200
Traslado Pieza Mecánica		1,00	120	120
TOTAL				320

Fuente: Propia del autor.

Gastos Varios:

Con respecto a los gastos varios, pueden encontrarse los artículos de limpieza en general, costos por papel, etc. Para estos costos se estima un valor de \$100.

A continuación se mostrará un resumen sobre los respectivos costos directos de todo el proyecto:

TABLA 5.11: RESUMEN COSTOS DIRECTOS

COSTOS DIRECTOS	Valor
Trabajadores	2.349
Materiales y equipos para instalación	8107.36
Materiales consumibles	444
Herramientas	27
Costo por equipos	540
Trabajos externos	4.920
Transporte	320
Otros gastos	100
TOTAL	16807,36

Fuente: Propia del autor

2.- Costos Indirectos:

El rubro de costos indirectos se lo obtendrá por medio de un porcentaje representativo de los costos directos, para los costos indirectos se estima un 5% de los costos directos, lo que nos genera un valor aproximado de \$840,37

3.- Utilidad:

Para el cálculo de la utilidad tomamos la suma tanto de costos directos como indirectos y para un porcentaje de 12% obtenemos el valor de la utilidad que es de \$2117,73

Con las tres variables estimadas tenemos un valor aproximado del costo de fabricación de un molino triturador para cortes de madera:

TABLA 5.12: COSTOS FINALES DE CONSTRUCCIÓN

Variables	Costo (\$)
Costos Directos	16807,36
Costos Indirectos	840,37
Utilidad	2117,73
Total	19765,09

Fuente: Propia del autor.

5.3 Análisis económico:

En esta parte del capítulo se tratará de comparar el resultado obtenido para la construcción de nuestro molino triturador para cortes de madera, con productos de empresas que sean similares a su funcionalidad, forma y finalidad, para poder tener una visión clara de cómo se maneja el mercado para este producto en particular.

Para la respectiva comparación se buscó maquinaria respectiva a la finalidad que se quiere obtener del molino triturador diseñado, incluso

se puede fijar además en soluciones alternas a la propuesta para el proyecto, enfocándonos exclusivamente en el costo final de la maquinaria, es importante mencionar que los precios son de referencia para tener una comparación.

Además se debe tomar en cuenta que los precios mostrados si son de referencia de un mercado internacional deben estar sujeto a un aumento que vendría correspondiente a la desaduanización respectiva de la maquinaria, este concepto de desaduanización viene dado por costos por el IVA, el impuesto Fodimfa, tasas portuarias, almacenamiento, traslado de carga, entre otros; por ello, se estima que estos rubros representarán el 25% del precio original de la maquinaria a comparar.

Dentro de las alternativas de solución tenemos un triturador de cuchillas, que consiste en un disco giratorio a velocidad para realizar el corte. El modelo tomado de referencia es la Trituradora Eléctrica de Palma Jk-700 Trapp.



FIGURA 5.1: TRITURADORA ELÉCTRICA JK-700 TRAPP

Fuente: Mercado Libre-Ecuador

De la trituradora eléctrica se tiene que es de poca capacidad, menor a la calculada durante el diseño, sin embargo sería capaz de realizar el corte respectivo pero a diferente tasa, el precio estimado es de \$1200, precio mucho menor al del proyecto.

Otra alternativa para comparación es una trituradora de 15 HP, diferente del modelo porque no tiene el mismo número de ejes y su potencia es menor, sin embargo sirve de referencia para investigar precios relativos en el mercado.



FIGURA 5.2: TRITURADORA DE 15 HP

Fuente: OLX- Ecuador.

La trituradora posee 15 cuchillas móviles, 2 cuchillas fijas y ofrece el vendedor un precio de \$5000 por la máquina.

Por último de este tipo de maquinaria, tenemos una trituradora de ramas marca Zeppelin de procedencia Alemana.



**FIGURA 5.3: TRITURADORA DE RAMAS ZEPPELIN.
MODELO ESTRE30457**

Fuente: www.interempresas.net

Esta maquinaria se la tomo en cuenta en la comparación debido a que la potencia mínima requerida esta entre 30-45HP, rango en el cual esta nuestra potencia de diseño. El precio expuesto es de \$2254, que por conceptos de desaduanización se estima un 25% más, siendo el precio final de \$2817,5.

Al momento de realizar la comparación, también se debe realizar un análisis con maquinaria del mismo tipo y forma, entre ellas se tiene las denominadas trituradoras de 4 ejes.



FIGURA 5.4: TRITURADORA DE 4 EJES

Fuente: Taizhou Changda Machine Factory.

Dentro de los materiales aptos para triturar esta la madera, donde sus modelos tienen potencia desde 22 hasta 90 Kw, con velocidad de rotación desde 15 hasta 25 rpm, cumpliendo nuestras características de diseño. El precio estimado es de \$32000, con aranceles representa un total de \$40000.

La última máquina tomada como referencia es del mismo modo una trituradora de 4 ejes, tal como se muestra a continuación:



FIGURA 5.5: TRITURADORA DE 4 EJES SHANGHAI.

Fuente: Shanghai Winner Industrial Inc.

Utilizado para el trabajo con madera y otros materiales, se oferta un precio de \$20000, el precio final de la trituradora es de \$25000.

La comparación de los precios mostrados anteriormente en conjunto con el costo de construcción del molino triturador para cortes de árboles se puede dividir en 2 corrientes. Por un lado las máquinas para triturar ramas, son considerablemente más baratas que el precio de nuestro molino triturador, sin embargo para la potencia de diseño no están fabricadas para aquella potencia, además ese tipo de trituradores son muy focalizados, es decir no tienen versatilidad de poder tener la capacidad de triturar otro tipo de material que no sea el proveniente de las rama, que en comparación con el molino triturador no tiene esa limitante tan radical.

Por otro lado, enfocándonos en los tipos de trituradores de 4 ejes, similares en potencia, forma y diseño al nuestro si tienen un precio mayor al calculado durante este capítulo, sin embargo, su rango de materiales a triturar es mucho mayor al cual nuestro diseño estaría apto, además estas máquinas tienen un grado de automatización superior, ya que incluso hacen empleo de PLC y sistemas de seguridad, por ello el costo superior y la fiabilidad de las mismas.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El capítulo final del presente proyecto se enfoca en conclusiones y recomendaciones de la elaboración del diseño del molino triturador, enfocadas en aspectos de construcción, resultados y utilidad que pudiese presentar si llegase a funcionamiento el molino triturador.

6.1 Conclusiones:

- El objetivo de este proyecto de graduación fue realizar el diseño del molino triturador para cortes de árboles como respuesta del problema planteado para trituración, el resultado es visible por medio de los cálculos y planos mostrados en el presente documento.
- El costo de construcción calculado para el molino triturador implica que en comparación con otro tipo de maquinaria que realizan tareas

similares es menor, lo que implica que no exista salida de divisas y genera un ahorro; además contribuye que para su construcción se requieran de trabajadores, lo que deriva en generación de fuentes de empleo. Todo esto desarrollado en una época en donde se busca convertir la matriz productiva en el Ecuador, donde el diseño y la construcción de este tipo de maquinaria colaboran con el fin de dicho objetivo.

- El costo de construcción del molino triturador necesita una inversión inicial considerable, ya que el costo total se encuentra alrededor de los \$20.000, que para la economía del país, no es habitual tener tal cantidad de dinero, sin embargo, dejando de lado la inversión por la construcción del equipo, se estima que su mantenimiento y funcionamiento no reviste mayor complejidad o empleo de tiempo, no reviste mayor grado de complejidad en su accionamiento debido a que el equipo no tiene un alto grado de automatización y su funcionamiento no necesita de personal específicamente instruido para poner en operación el molino triturador.

- El costo del molino triturador en comparación con otro tipo de maquinaria similar de 4 ejes es inferior, sin embargo la tecnología empleada en este tipo de maquinaria, la variedad de materiales que pueden triturar, el grado de automatización es superior, aunque para

la función que se busca en la hacienda ubicada en El Oro es suficiente, debido a que requiere mayor precisión, exactitud o calidad del material triturado, el diseño del molino triturador surge por la necesidad principalmente de facilitar parte del trabajo realizado en ese lugar en una menor cantidad de tiempo con el empleo de mucho menos personal, por ello como opción de solución es bastante viable la alternativa del molino triturador, aunque igual contando con el impedimento del alto costo de fabricación.

- Durante el diseño del molino triturador, se consideró el tipo de madera de mayor resistencia al corte de todo el Ecuador, enfocados principalmente en los tipos de árboles usados para la industria ecuatoriana, valor correspondiente a la especie Chanul, esfuerzo que es muy superior a la resistencia que ofrece la Teca, esto deriva en que aumenta la versatilidad del diseño del molino triturador, es decir un mayor rango de elementos a poder triturar, no solo enfocado a la teca. Este aspecto resulta beneficioso para la hacienda de estudio del proyecto, debido a que tiene múltiples desechos de árboles frutales, cacao, entre otros; razón por la cual el molino triturador estará en la capacidad de triturar dicho material, mismo material triturado que puede servir como una especie de abono orgánico para sus cultivos y suelos.

6.2 Recomendaciones:

- Un punto importante dentro de la fabricación de todas las partes constituyente del molino triturador es la fabricación de las cuchillas tanto primarias como secundarias, porque las cuchillas son las encargadas de realizar la acción de corte, por lo tanto requieren de precisión en especial en la sección hexagonal al momento del montaje, debido a que una mala alineación derivará en un mal funcionamiento del molino triturador, al igual una mala alineación ocasionará un desgaste rápido de dichas cuchillas; por ello se recomienda un taller especializado que este en la capacidad de cumplir con las formas y requerimientos mínimos para las cuchillas.
- Con el caso de la construcción de las cuchillas, debido a las formas que presentan las cuchillas primarias y secundarias que no son regulares, entonces se recomienda realizar los cortes por medio de un proceso de corte por hilo o un corte por chorro agua. En cuestión de calidad es un poco más remarcable el producto hecho por cortadora de hilo, sin embargo, el corte por agua tiene una calidad bastante aceptable, además entra a escena 2 variables bastante importantes como son tiempo y dinero. Tiempo por lo que se demora debido al espesor de plancha que se necesita para la fabricación de las cuchillas refiriéndonos a la

cortadora de hilo en comparación con el proceso de corte por agua. La otra variable va en conjunto con el tiempo, porque a mayor tiempo, más recursos empleados y por ende un mayor costo, por lo que la opción de corte por agua tiene la calidad suficiente para ser aceptado en el proceso de fabricación de las cuchillas.

APÉNDICES

APÉNDICE A

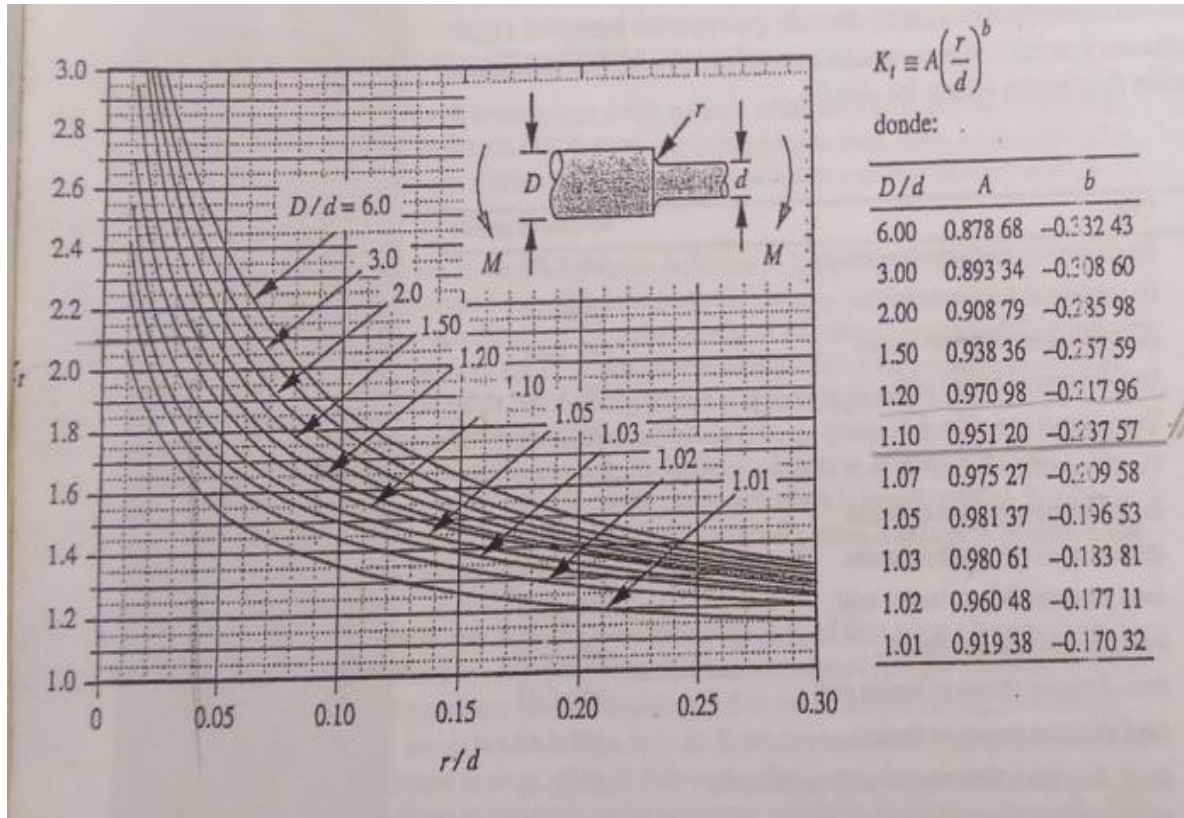


Figura A.1: Apéndice G2 [14]. Factor geométrico de concentración de esfuerzos k_t para un eje con filete de hombro en flexión.

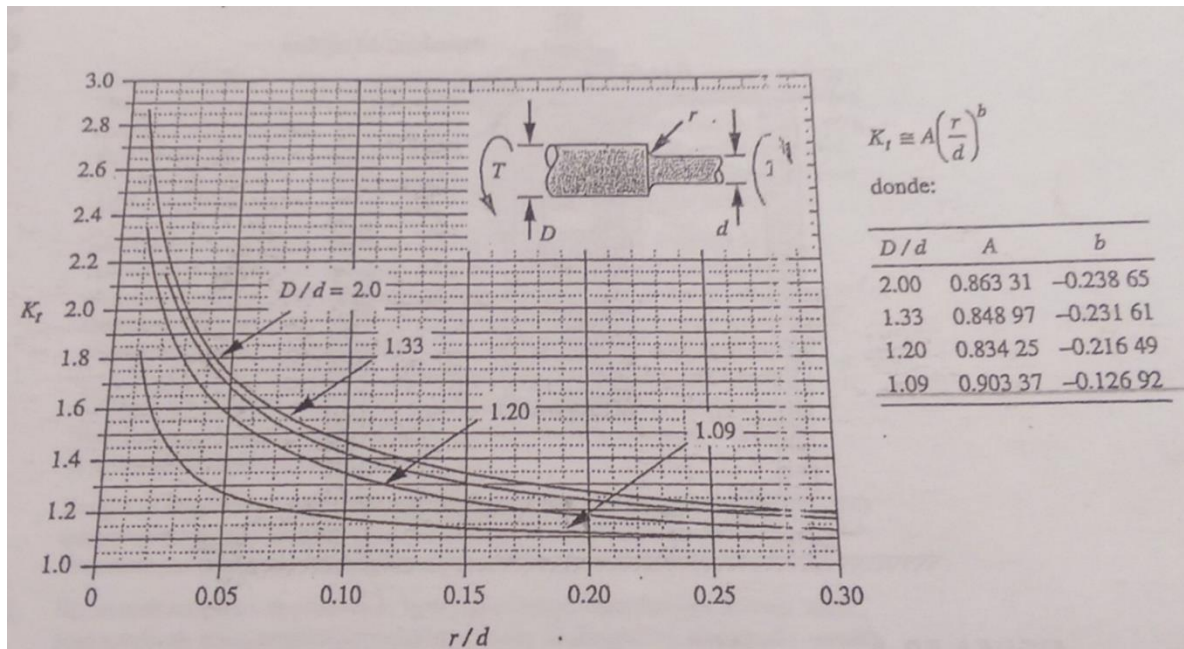


Figura A.2: Apéndice G3 [14]. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (6.8)$$

Figura A.3: Ecuación 6.8 [14]. Ecuación de diseño de diámetro de eje.

Tabla A.1

Tabla 4.3 [14]. Coeficientes del factor de superficie.

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (<u>no</u> psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Tabla A.2

Tabla 4.4 [14]. Factores de confiabilidad

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

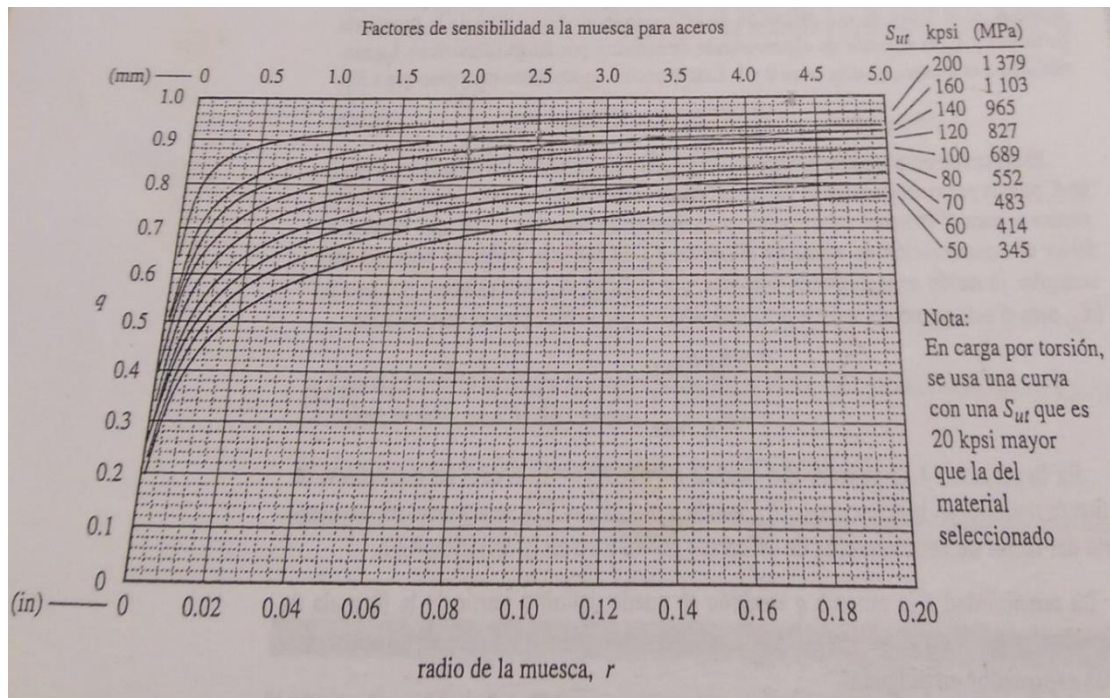


Figura A.4 Figura 4.36 [14]. Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros.

Tabla A.3

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Tabla 6.2 [14]. Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes.

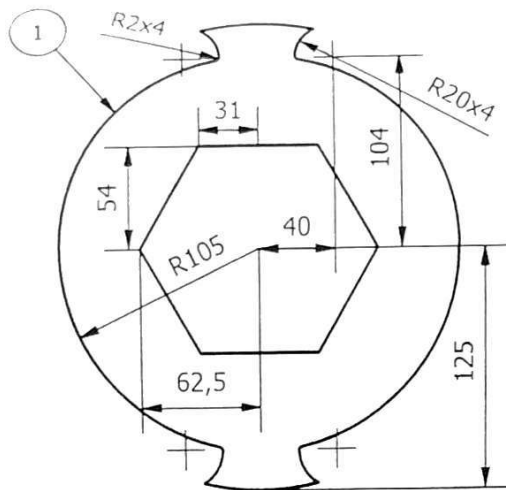
BIBLIOGRAFÍA

1. IES Villalba Hervás. (2010) Materiales de uso técnico. La Madera.
2. Browning, B.L., (1967) Methods of Wood chemistry, Intersci, Public. N.Y., London, vol.2, p.800.-
3. Fengel, D., Wegener, G. (1984) "Wood Chemistry, Ultraestructure Reaction", Walter de Gruyter, Berlín, p.2-220,
4. Organización Ecuador Forestal. (2012) Planificación Estratégica Plantaciones Forestales en el Ecuador.
5. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO). (2005) Evaluación de los Recursos Forestales Mundiales 2005-15 Resultados Claves (FRA 2005)
6. Vinueza, M. (2003) Programa de Repoblación Forestal en el Ecuador
7. FUCOL. (2008) Teca mejor inversión.
8. FUCOL. (2008) Teca de 4 años. Urabá-Antioquia.
9. Organización Ecuador Forestal. (2012) Ficha Técnica N°12. TECA
10. Procesos Bio. Molienda. Consultado en Diciembre de 2014 en sitio web:

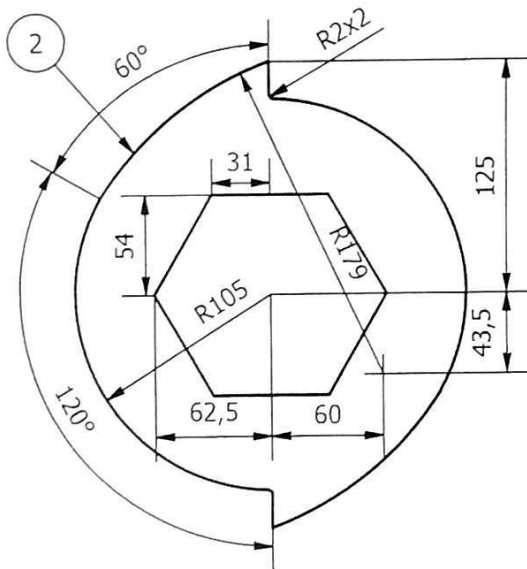
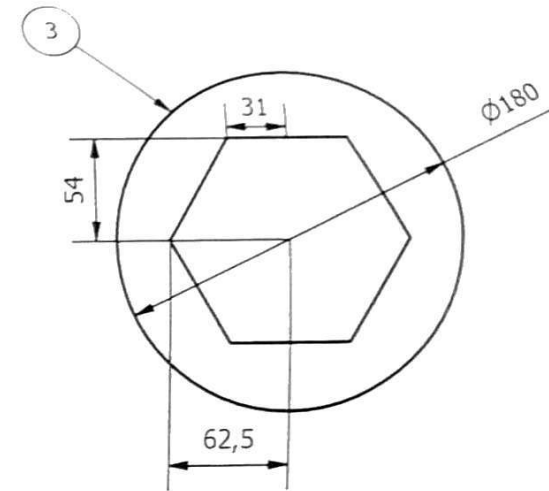
<http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda>
11. Hopp, V. (1984). Fundamentos de tecnología química para formación profesional

12. Pitsch, H. (2003). La fragmentación. Consultado en Diciembre de 2014 en:

http://www.retsche.es/dltmp/www/5923670bfa505a1e/tr_size%20reduction%20basics_noticias_2003_es.pdf.
13. TRITTON. Funcionamiento y características principales. Tritotutto serie “s” Isve
14. Norton Robert L. Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado. Cuarta edición. Pearson Educación, México, 2011.
15. Larburu Nicolás. Máquinas: Prontuario. S.A. Ediciones Paraninfo. 2001.
16. Catálogo Rolling SKF Rolling Bearings (2013) Copyright by SKF
17. Catálogo MOTOX Geared Motors Siemens (2011) Copyright by Siemens
18. Catálogo Productos SKF de transmisión de potencia (2006) Copyright by SKF
19. Catálogo Poleas para banda v Martin. Copyright by Martin

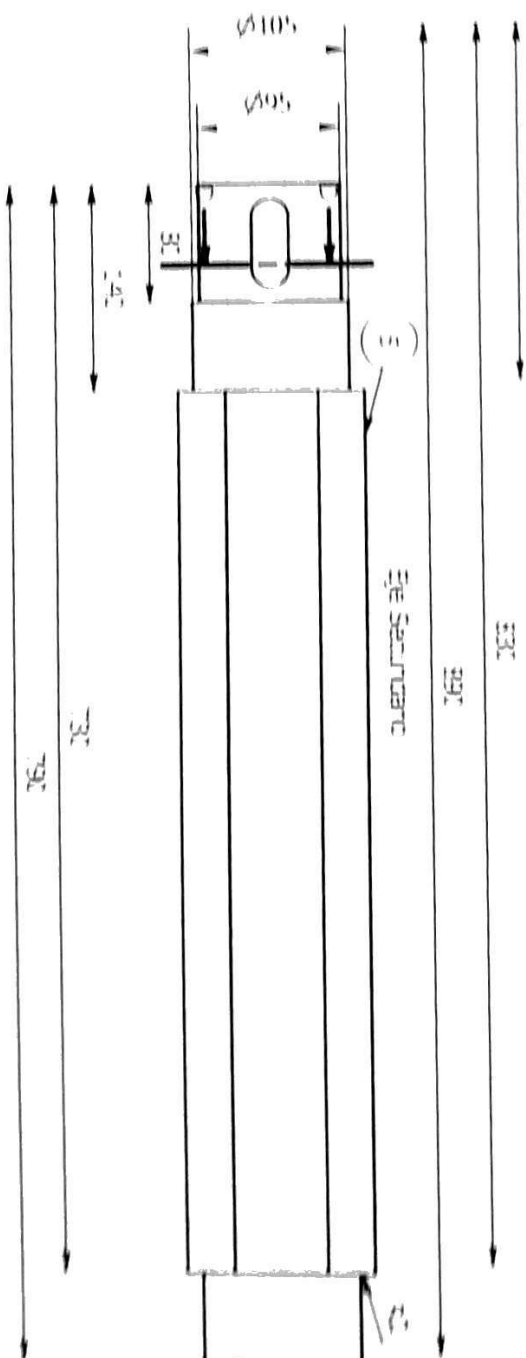
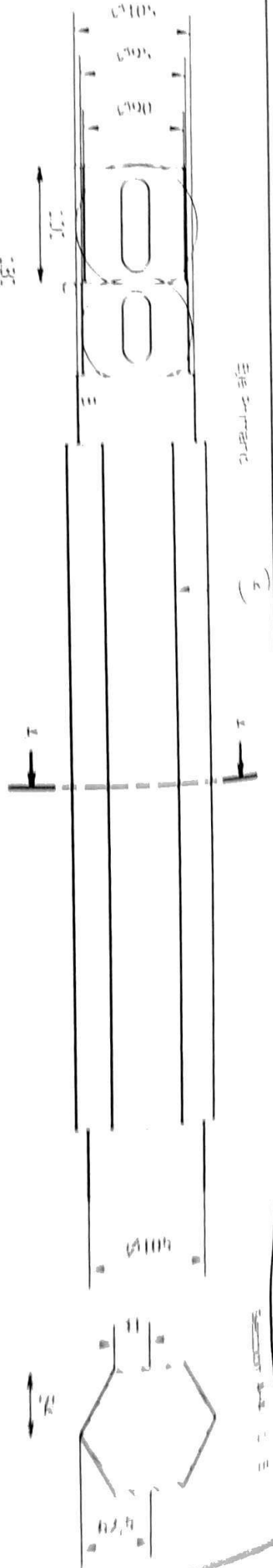


Nota:
Los 4 centros se encuentran a iguales distancias del centro de la cuchilla primaria.



LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA	MATERIAL
Cuchilla Primaria	31	1	Plancha de 18mm	3,722 kg	Bohler K340
Cuchilla Secundaria	31	2	Plancha de 18mm	3,649 kg	Bohler K340
Separadores	62	3	Plancha de 20mm	2,402 kg	ASTM A 36

Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:	
FIMCP	Ronmel Carchi.	Ing. Ernesto Martinez		20/04/2015	
	ESPOL		Cuchilla Primaria, Cuchilla Secundaria, Separadores		
			Planos Proyecto	Escala: 1:4	Hoja 1 / 8



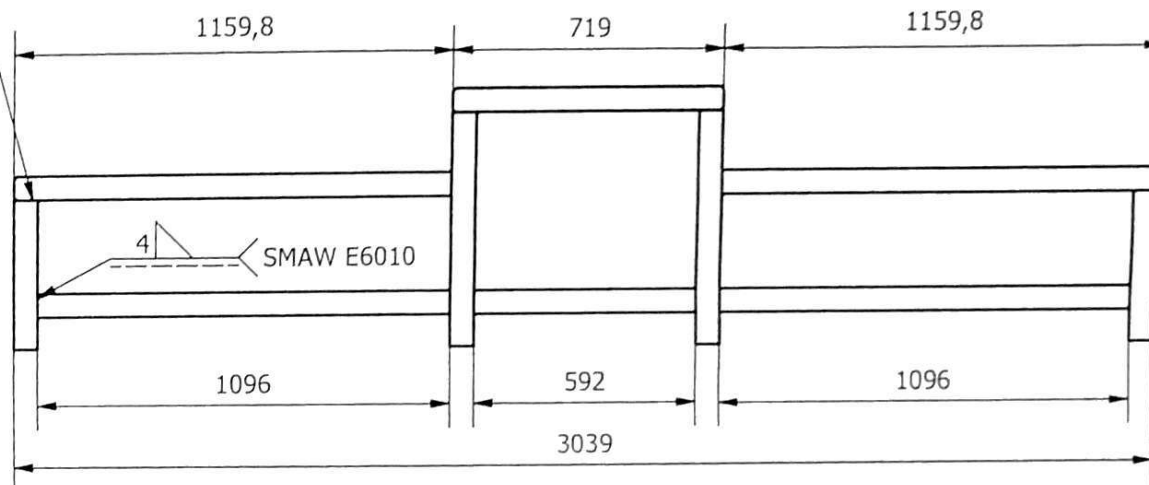
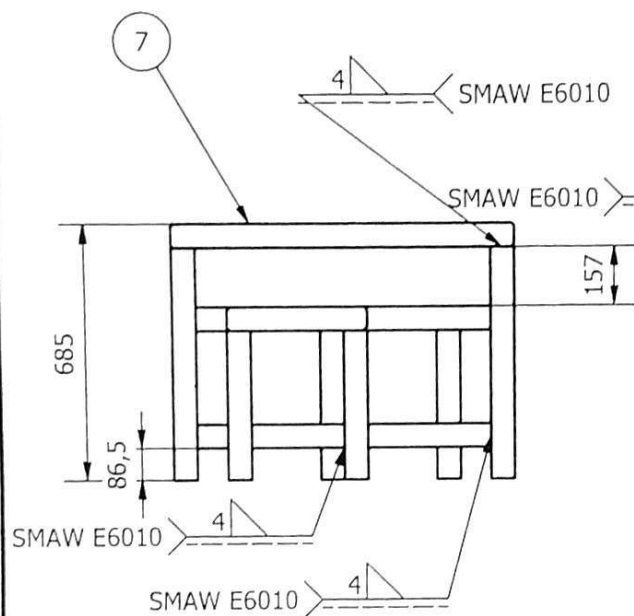
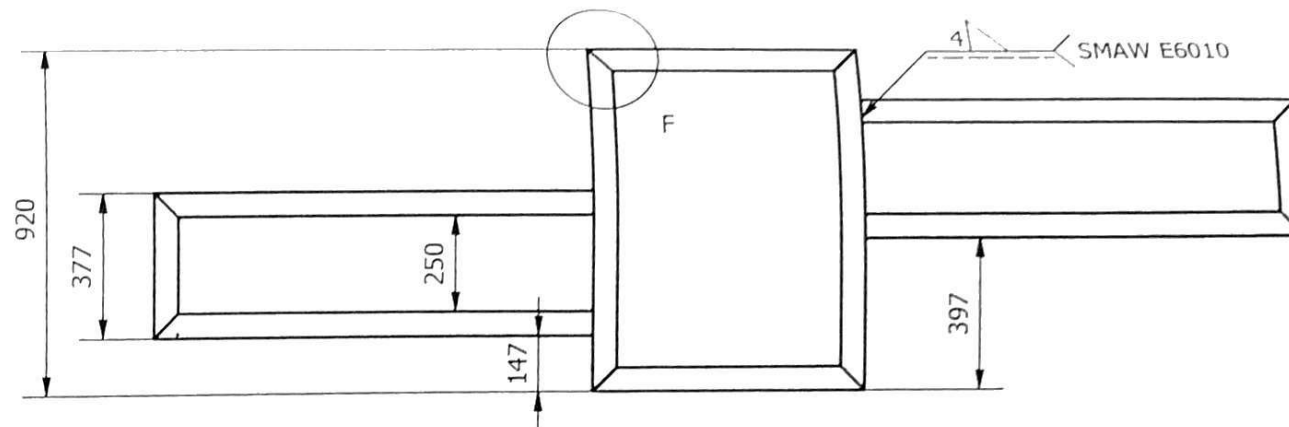
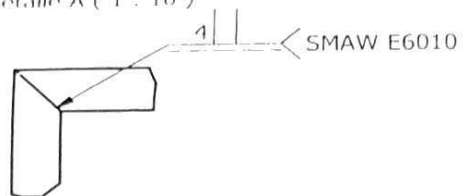
LISTA DE PIEZAS	
ELEMENTO	CANTIDAD
Eje Primario	2
Eje Secundario	2



NOTA:
La sección transversal es igual en ambos ejes.
Los ejes primarios y secundarios son iguales en los dos ejes de eje.

Escalado	Revisado por	Revisado por	Revisado por
EMCP	Revisado por	Revisado por	Revisado por
			
ESPOL			
DISEÑO MECÁNICO			
ANEXOS (VER TABLA)			
1			

Detalle A (1 : 10)



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA
Soporte	22002 mm	7	Tubo cuadrado 2,5x2,5x1/4	227,706 kg

Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martinez		20/04/2015



ESPOL

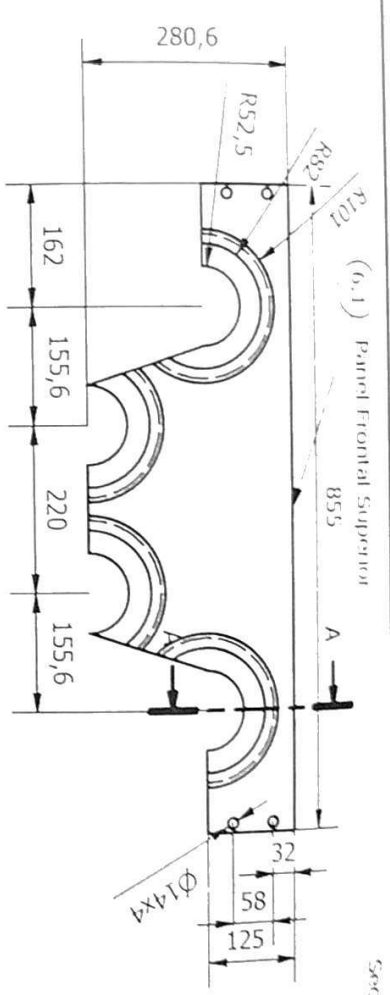
Estructura Soporte

Planos Proyecto

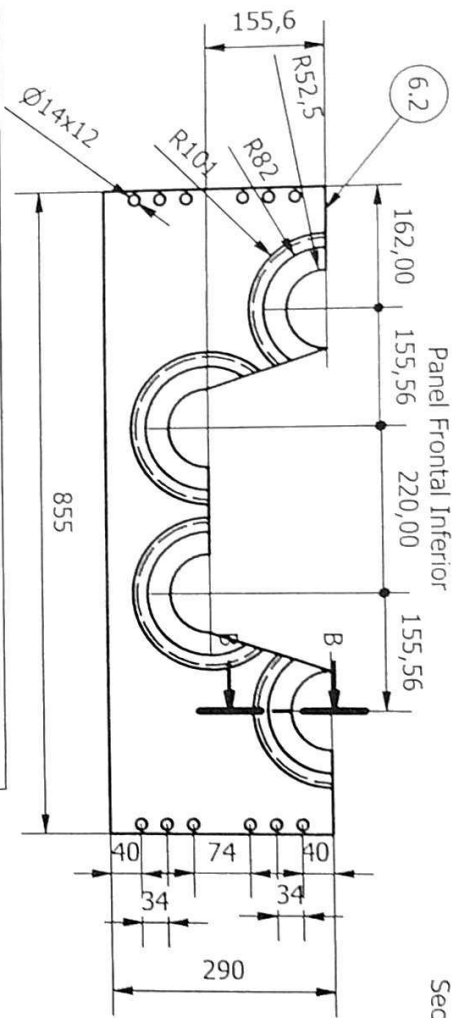
Escala:
1:20

Hoja
3 / 8

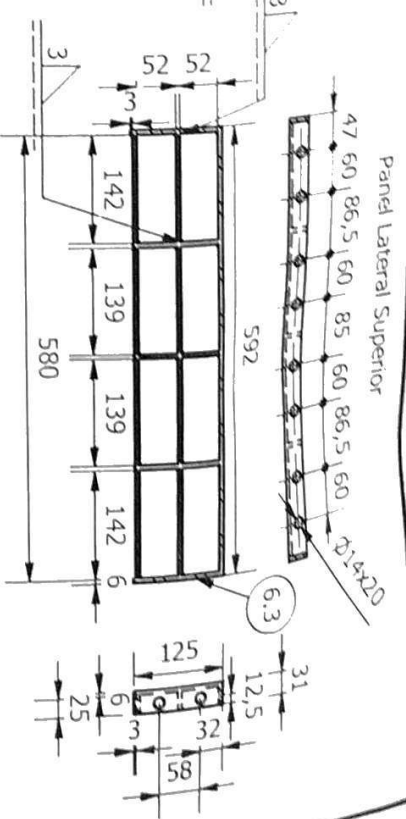
Sección A-A (1:10)



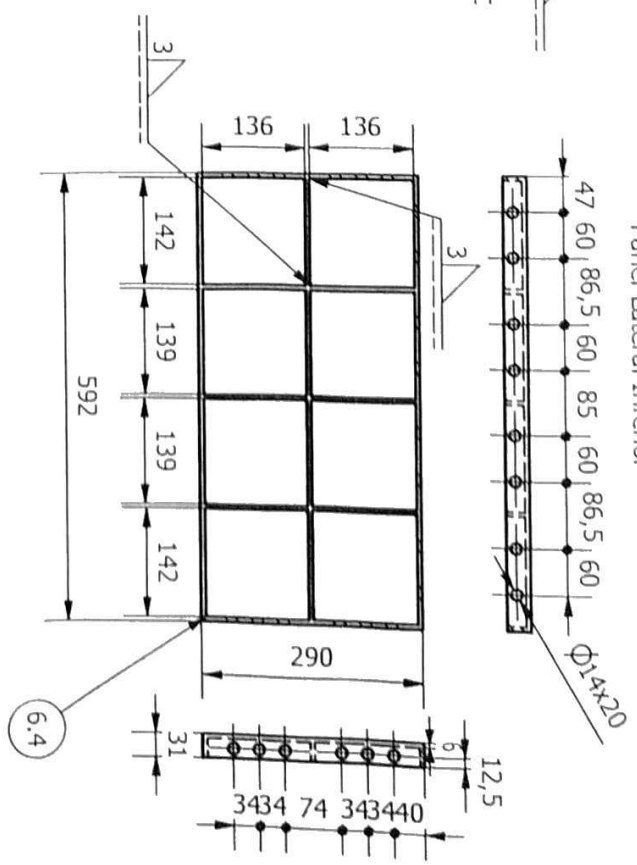
Sección B-B (1:10)



Panel Lateral Superior



Panel Lateral Inferior



LISTA DE PIEZAS

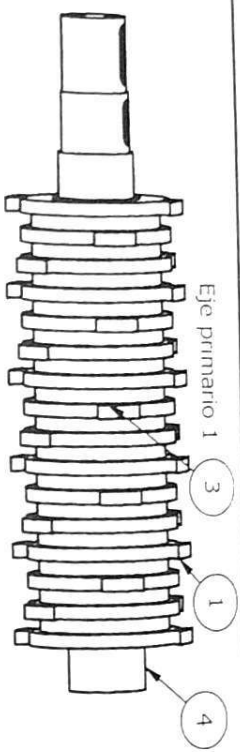
ELEMENTO	CTIDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA	MATERIAL
Panel Frontal Superior	2	6.1	855x281x6m	10,08 kg	ASTM A 36
Panel Frontal Inferior	2	6.2	855x290x6m	11,23 kg	ASTM A 36
Panel Lateral Superior	2	6.3	592x125x6m	6,114 kg	ASTM A 36
Panel Lateral Inferior	2	6.4	592x290x6m	11,77 kg	ASTM A 36

Nota:
Toda soldadura es con el proceso SMAW E6010

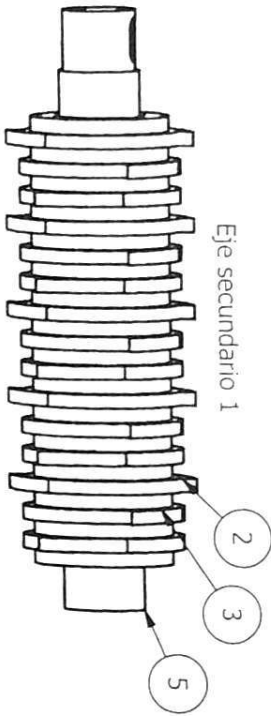
Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martínez		20/04/2015
Cámara de Corte				
Planos Proyecto				Escala: 1:10
				Hoja 4 / 8



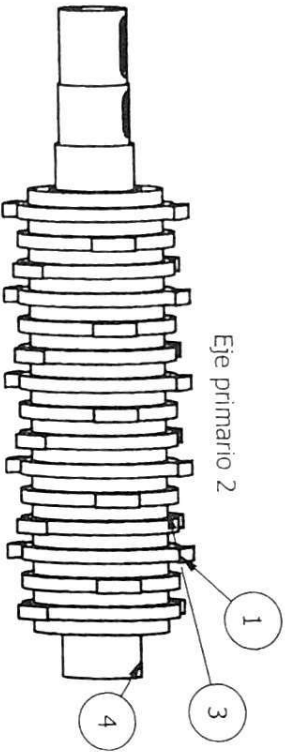
ESPOL



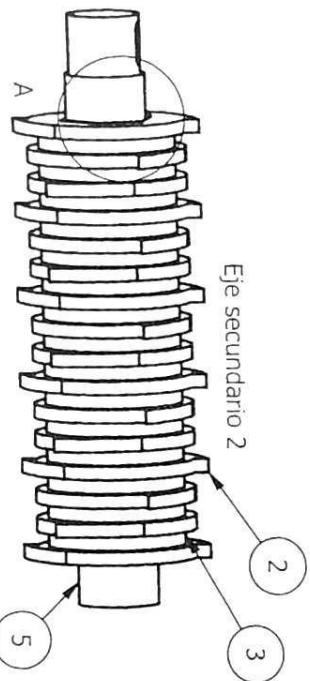
Se ubica primero una cuchilla primaria. Cuchillas colocadas según sección hexagonal en sentido horario.



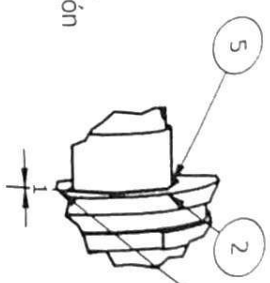
Se ubica primero un separador. Cuchillas colocadas según sección hexagonal en sentido horario.



Se ubica primero un separador. Cuchillas según sección hexagonal en sentido horario.

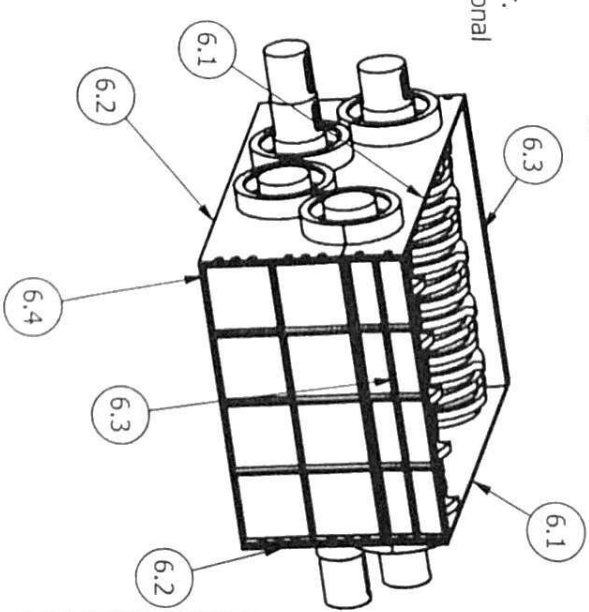


Se ubica primero una cuchilla secundaria. Cuchillas según sección hexagonal en sentido horario.



La separación de 1mm esta presente en los ejes que inician con cuchilla.

Cámara de Corte



ESPOL

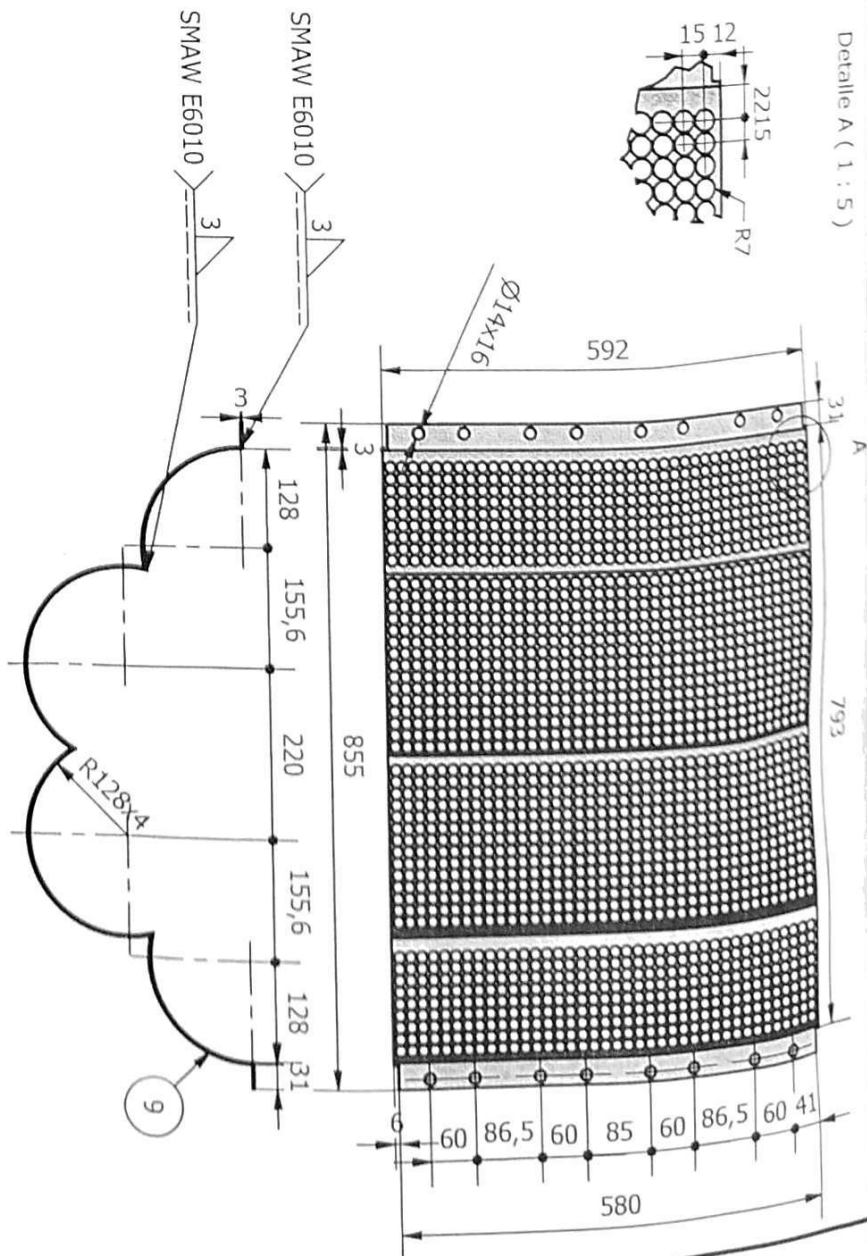
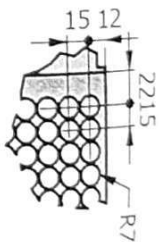
Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martínez		20/04/2015

Ensamble Eje con Cámara de Corte

Planos Proyecto

Escala: 1:10
Hoja 5 / 8

Detalle A (1 : 5)



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA	MATERIAL
Tolva	1	8	Plancha de 3mm	20,816 kg	ASTM A 36
Tamiz	1	9	Plancha de 3mm	17,465 kg	ASTM A 36

Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martínez		20/04/2015
Tolva y Tamiz				
Planos Proyecto			Escala:	Hoja
			1:10	6 / 8



ESPOL

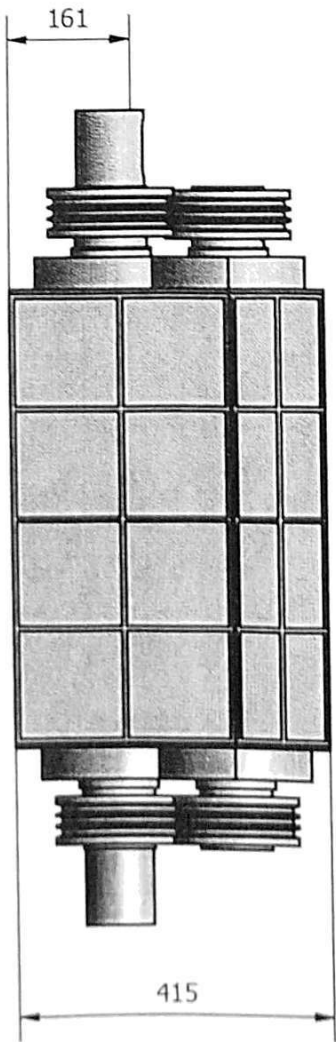
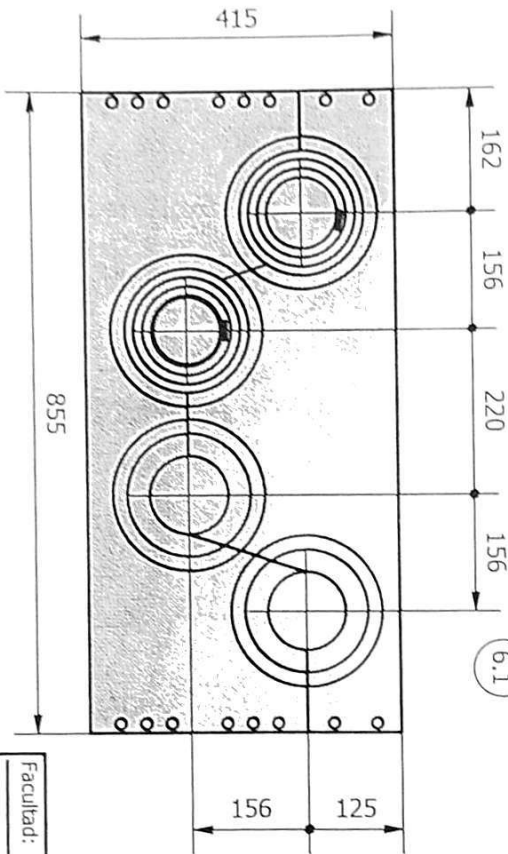
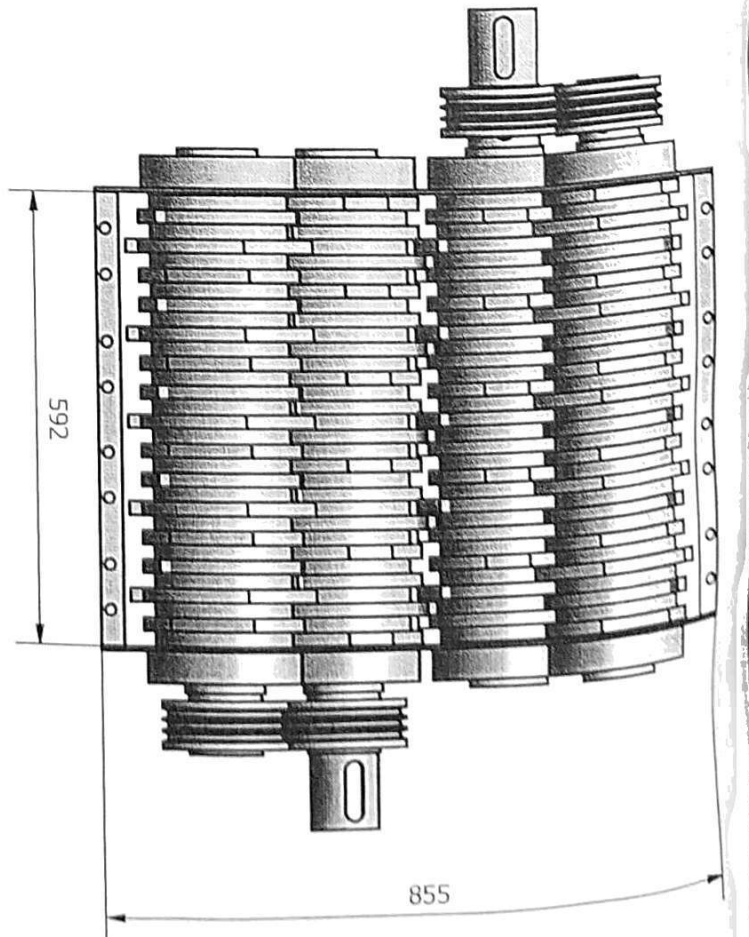
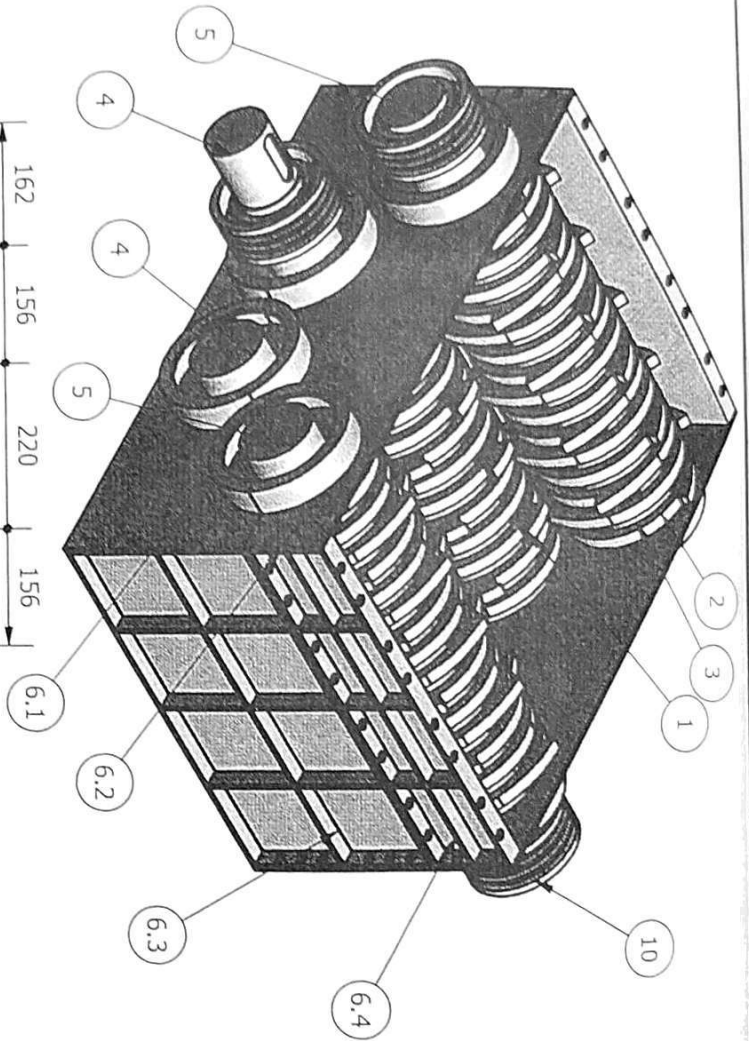
Tolva y Tamiz

Escala:

1:10

Hoja

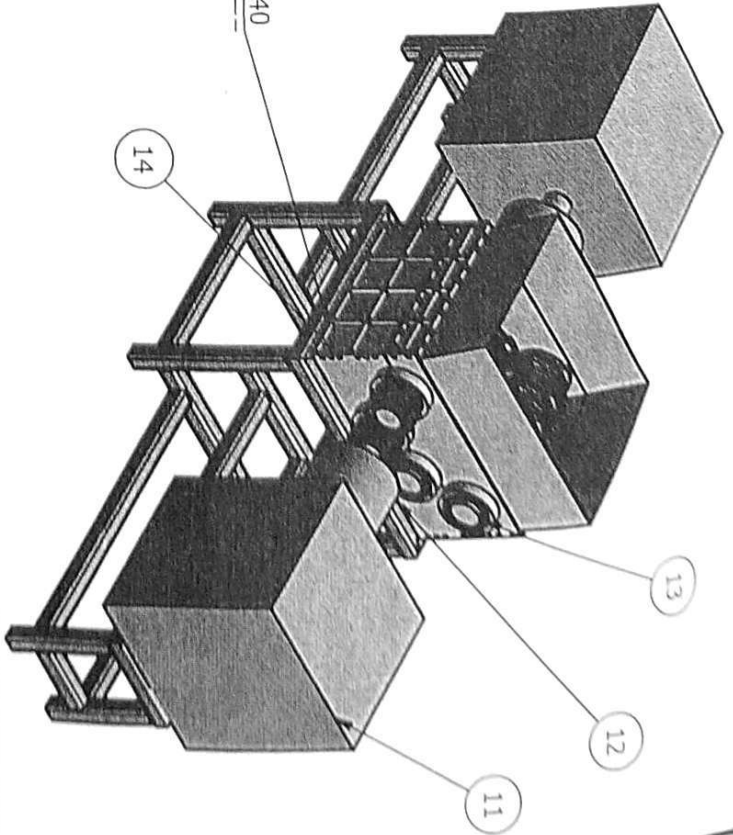
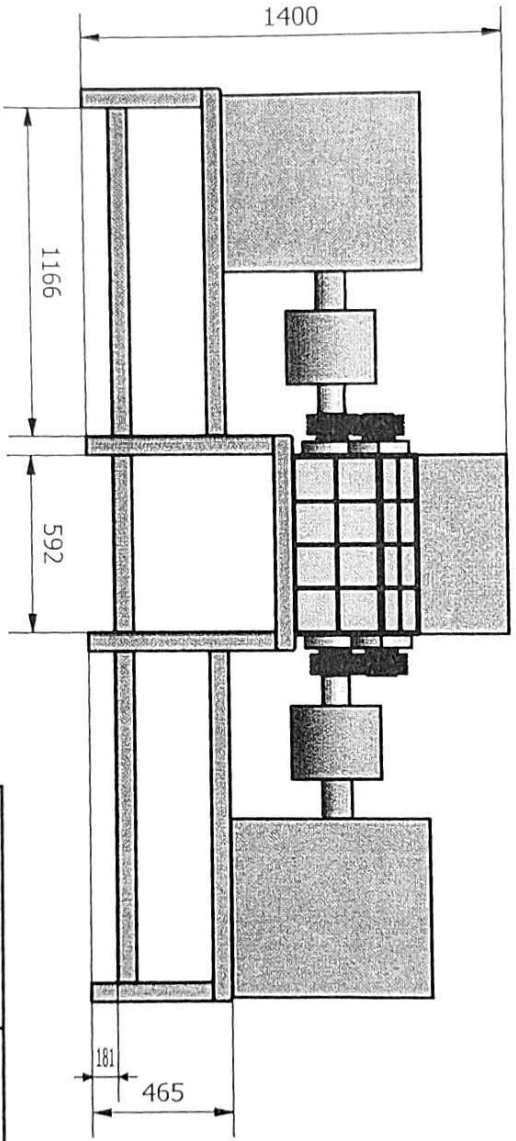
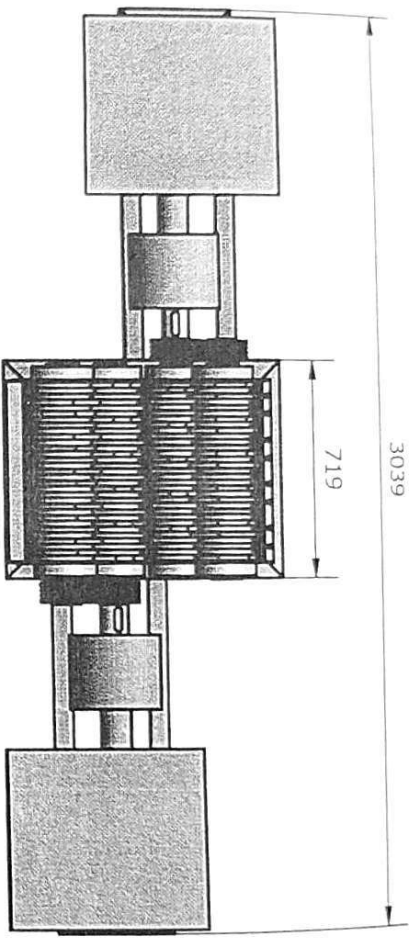
6 / 8



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA MATERIAL
Polea	4	10	Marín 3 B 62	3,717 Acero
			TB	kg

Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martinez		20/04/2015
				
ESPOL			Cámara de Corte y Transmisión	
Planos Proyecto			Escala: 1:10	Hoja 7 / 8

3039



SMAW E6010 3 20x40

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
Motorreductor	2	11	30 kW i :72.36
Acople	2	12	SKF 1130
Rodamiento	8	13	SKF UN 221 ECP
Perno+Tuerca	64	14	Grado 8 M14x40
Anillo			



ESPOL

Facultad:	Dibujado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:	
FIMCP	Rommel Carchi.	Ing. Ernesto Martínez		20/04/2015	
Ensamble Molino Triturador					
Planos Proyecto				Escala:	Hoja
				1:25	8 / 8