



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN DISEÑO MECÁNICO PARA
TRITURAR NEUMÁTICOS RECICLABLES”**

PROYECTO DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

**Andrés Gerardo Veintimilla Vera
GUAYAQUIL – ECUADOR**

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a Dios por brindarme cada minuto de vida, a mis padres por su apoyo incondicional, a mis hermanos y amigos por la fe, confianza y apoyo depositado, a mi director de tesis por la ayuda y oportunidad en la elaboración de este proyecto de graduación y a mis maestros por cada aporte de conocimiento que me dieron durante mi carrera estudiantil.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres, ya que son las personas que con mucho esfuerzo y ahínco han sabido inculcarme los valores éticos y morales para ser en mí una persona responsable y dedicada en cada una de las metas que me proponga.

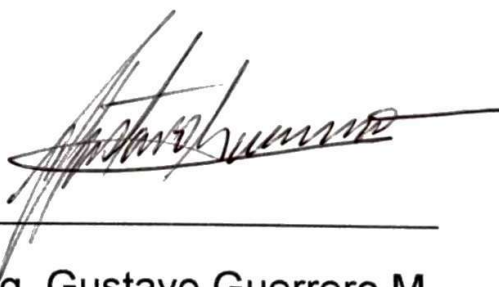
TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



Ing. Jorge Duque
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE PROYECTO DE
GRADUACIÓN



Ing. Gustavo Guerrero M.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

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



Andrés Gerardo Veintimilla Vera

RESUMEN

El presente proyecto se llevó a cabo con el objetivo de reducir la contaminación al medio ambiente mediante la reducción del volumen de neumáticos reciclables en rellenos sanitarios y en lugares donde se deposite el neumático fuera de uso. El reciclado de la materia prima es aprovechado y transformado mediante un proceso de trituración mecánica en un producto útil para la sociedad, generando a su vez nuevas fuentes de empleos.

Se determinó la fuerza de desgarro del caucho llevado a cabo en el Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales (LEMAT), regido bajo la norma DIN ISO 34-1, dicha fuerza fue utilizada en el cálculo del torque y potencia máxima requerida para el accionamiento del triturador de neumáticos reciclables.

Se diseñaron los elementos más relevantes del triturador, mediante un criterio de falla denominado método de Von Mises Modificado, el cual permitió determinar el diámetro óptimo del árbol de transmisión y el sistema de corte.

El sistema de transmisión que se planteó para obtener la velocidad necesaria durante la trituración fue de un moto – reductor acopado a una cadena mediante

piñón – rueda, y esta a su vez a un sistema de ruedas dentadas distribuyendo así la velocidad requerida a cada árbol de transmisión.

El diseño del triturador se llevó a cabo mediante el software “SOLIDWORKS 2014”, herramienta fundamental que permite simular el ensamble total de cómo está operando dicha máquina, así como también comprobar cálculos que se hayan realizado a priori.

Se realizó un análisis de factibilidad para ver qué tan viable fue el desarrollo del proyecto, dando como resultado una recuperación de inversión del triturador a construir de 4 meses.

Finalmente se concluyó que el proyecto es rentable económicamente, generando así nuevas fuentes de empleo, reduciendo la contaminación al medio ambiente así como también se disminuye el volumen en vertederos.

ÍNDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN	ii
ÍNDICE GENERAL	iv
ABREVIATURAS	vii
SIMBOLOGÍA	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xix
INTRODUCCIÓN	1
 CAPÍTULO 1	
1.CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL NEUMÁTICO	3
1.1. Tipos de cubierta según su estructura.....	4
1.2. Estructura de la cubierta.....	5
1.3. Definición de partes de un neumático.....	8
1.4. Materiales	14
1.5. Banda de rodamientos y costados.....	17
1.6. Designación y nomenclatura básica de los neumáticos	20

CAPÍTULO 2

2. ELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA, PARA EL DISEÑO PREVIO DEL TRITURADOR DE NEUMÁTICOS RECICLABLES

2.1. Tipos de trituradores mecánicos para neumáticos	34
2.2. Capacidad del triturador.....	46
2.3. Tipo de neumático a triturar	50
2.4. Ventajas que se producen al triturar neumáticos reciclados.....	51
2.5. Determinación de la fuerza de desgarro del neumático por ensayo de tracción, mediante la norma DIN ISO 34 - 1	54
2.6. Diseño de forma del triturador de neumáticos	59

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA TRITURACIÓN DE NEUMÁTICOS RECICLABLES

3.1. Diseño del árbol de transmisión.....	67
3.2. Análisis de rodamientos.....	121
3.3. Determinación de la rigidez de los árboles de transmisión.....	127
3.4. Diseño del sistema de corte.....	128
3.5. Análisis del sistema de transmisión	129
3.6. Diseño de la tolva de mantenimiento del neumático.....	148
3.7. Análisis de vibraciones	149
3.8. Dimensionamiento y ensamble del triturador de neumáticos.....	151

CAPÍTULO 4

4. COMPROBACIÓN DE RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO PARA TRITURAR NEUMÁTICOS RECICLABLES A TRAVÉS DEL SOFTWARE SOLIDWORKS

- 4.1. Análisis y simulación del árbol de transmisión..... 157
- 4.2. Análisis y simulación del sistema de corte..... 166

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS..... 169

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 6.1. Conclusiones 175
- 6.2. Recomendaciones 176

APÉNDICES.....178

BIBLIOGRAFÍA.....205

ABREVIATURAS

F_{cizalla}	Fuerza de cizalla
$A_{\text{cuh.}}$	Área de cuchilla
T	Torque
$V_{\text{neumático}}$	Volumen del neumático
$\varnothing_{\text{ext}}$	Diámetro externo
$\varnothing_{\text{int}}$	Diámetro interno
$\rho_{\text{neumático}}$	Densidad del neumático
$m_{\text{neumático}}$	Masa del neumático
T_{max}	Torque máximo
P_{max}	Potencia máxima
W	Velocidad angular
Rev.	Revoluciones
Min.	Minuto
$e_{\text{cuchillas.}}$	Espesor de cuchillas
m_{TC}	Masa total de cuchillas
m_{TE}	Masa total de espaciadores
L_c	Longitud de corte
F_c	Fuerza de corte
V_1	Cortante 1
M_1	Momento 1
$M_{\text{máx}}$	Momento máximo

S_u	Esfuerzo último
S_e'	Límite de fatiga
N_c	Número de ciclos
$S_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo
$S_{m\acute{i}n}$	Esfuerzo mínimo
S_a	Esfuerzo alternante
S_m	Esfuerzo medio
K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de confiabilidad
K_d	Factor de temperatura
K_{carg}	Factor de carga
K_f	Concentrador de esfuerzo por fatiga
K_{fm}	Factor concentrador de fatiga al esfuerzo medio
S_y	Resistencia a la fluencia
C	Distancia más alejada medida desde el centro
I	Inercia
$S_{sm\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo
K_{ff}	Factor concentración de esfuerzo para vida finita
S_n	Resistencia a la fatiga corregida
N_f	Factor de seguridad
K_{fs}	Concentrador de esfuerzo por fatiga a la torsión
S_{ut}	Resistencia última a la tracción

B	Ancho de los elementos normalizados
Lna	Vida nominal en millones de revoluciones
a1	Factor de ajuste vida por fiabilidad
a23	Factor por condiciones de funcionamiento
C	Capacidad de carga dinámica en newton
P	Carga dinámica equivalente en newton
n	Exponente
J	Momento polar de inercia
G	Módulo de rigidez
HRC	Dureza rockwell C
Z	Dientes
r	Relación de transmisión
Pc	Potencia corregida
K1	Factor relación de número de dientes
K2	Tipo de cadena a seleccionar
K3	Indica el número de eslabones
K4	Factor de servicio
K5	Coeficiente vida útil de cadena
Dp	Diámetro primitivo
p	Paso
Rp	Radio primitivo
L	Longitud de la cadena
L/p	Indica el número de eslabones

$O1O2$	Distancia entre centros
β	Ángulo de contacto en radianes
v	Velocidad lineal
F_u	Fuerza útil
F_c	Fuerza centrífuga
M	Masa unitaria
F_o	Fuerza total
R	Carga de rotura
C_s	Coeficiente de seguridad
P_s	Presión ejercida sobre el flanco del diente
$P_{sm\acute{a}x}$	Presión máxima admisible
d	Diámetro de los rodillos
m	Módulo
h	Altura de los dientes
W_n	Frecuencia natural
Δ	Deformación estática

SIMBOLOGÍA

%	Porcentaje
Vs.	Versus
1 ^{er}	Primer
2 ^{do}	Segundo
3 ^{er}	Tercer
4 ^{to}	Cuarto
≤	Menor igual
≥	Mayor igual
=	Igual
+	Mas
-	Menos
>	Mayor
[]	Corchete
()	Paréntesis
	Barras
→	Implica

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1 Cubierta Radial y Diagonal	5
Figura 1.2.a Partes de una llanta Diagonal.....	6
Figura 1.2.b Partes de una llanta Radial parte 1.....	7
Figura 1.2.c Partes de una llanta Radial parte 2.....	8
Figura 1.3.a Lateral.....	8
Figura 1.3.b Hombro.....	9
Figura 1.3.c Canales.....	9
Figura 1.3.d Breackers.....	10
Figura 1.3.e Pestaña.....	10
Figura 1.3.f Chafer (o refuerzo de pestaña).....	11
Figura 1.3.g Flipper (o cubre pestaña).....	11
Figura 1.3.h Partes de un Neumático.....	13
Figura 1.4 Materiales de un Neumático.....	14
Figura 1.5 Banda con acanaladuras y nervios.....	18
Figura 1.5.a Banda con acanaladuras en sentido transversal.....	19
Figura 1.5.b Bandas para usos especiales.....	19
Figura 1.6 Designación del neumático.....	20
Figura 1.6.a Neumático Radial Bridgestone B381.....	29
Figura 1.6.b Neumático radial Bridgestone Potenza III.....	30
Figura 1.6.c Neumático radial Bridgestone Dueler A/T 694.....	31
Figura 1.6.d Neumático radial Bridgestone R250.....	31
Figura 2.1 Soluciones óptimas para cada aplicación.....	33

Figura 2.1.a	Modelo LRK de 1 árbol de transmisión.....	34
Figura 2.1.b	Modelo VR de 1 árbol de transmisión.....	35
Figura 2.1.c	Modelo S de 2 árboles de transmisión.....	36
Figura 2.1.d	Bomatic B850S de 2 árboles de transmisión.....	36
Figura 2.1.e	Bomatic B1000S de 2 árboles de transmisión.....	38
Figura 2.1.f	Triturador de caucho Quindao Judong Industry Co. Ltd.....	41
Figura 2.1.g	Máquina trituradora de 4 árboles de transmisión.....	42
Figura 2.1.h	Tipos de materiales a triturar MOD 50/66.....	43
Figura 2.1.i	MOD 50/66 de 4 árboles de transmisión.....	44
Figura 2.5	Probeta tipo pantalón.....	55
Figura 2.5.a	Posicionamiento de la probeta en mordazas.....	56
Figura 2.5.b	Probeta con ángulo	58
Figura 2.5.c	Probeta de media luna	59
Figura 2.6	Diseño de forma.....	66
Figura 3.1	Dimensionamiento de cuchillas.....	70
Figura 3.1.a	Espaciamiento de cuchillas.....	72
Figura 3.1.b	Carga distribuida a partir del peso de cuchillas.....	74
Figura 3.1.c	Distribución de fuerzas concentradas.....	75
Figura 3.1.d	Fuerza concentrada.....	76
Figura 3.1.e	Fuerza concentrada método ecuaciones algebraicas...	77
Figura 3.1.f	Tramo # 1 método de ecuaciones.....	78
Figura 3.1.g	Tramo # 2 método de ecuaciones.....	79
Figura 3.1.h	Diagrama de cortante y momento flector.....	80
Figura 3.1.i	Elemento diferencial tomado de una viga.....	81

Figura 3.1.j	Elemento diferencial aplicando Taylor.....	82
Figura 3.1.k	Fuerza distribuida método ecuaciones diferenciales.....	84
Figura 3.1.l	Diagrama Fuerza cortante y momento flector.....	84
Gráfico 3.1	Diagrama de wohler.....	87
Gráfico 3.1.a	Relación límite de fatiga y el esfuerzo último.....	88
Gráfico 3.1.b	Curva Esfuerzo Vs. Tiempo.....	90
Gráfico 3.1.c	Modelo sinusoidal de S-t.....	91
Gráfico 3.1.d	Variaciones sinusoidales de S-t.....	92
Gráfico 3.1.e	Factor de superficie para el acero.....	95
Gráfico 3.1.f	Dispersión de los valores experimentales de Se.....	98
Gráfico 3.1.g	Diagrama Sn - nc.....	104
Gráfico 3.1.h	Líneas de falla diagrama Sm - Sa.....	105
Gráfico 3.1.i	Líneas de seguridad para materiales dúctiles.....	107
Figura 3.1.m	Sección transversal circular.....	117
Figura 3.1.n	Sección transversal hexagonal inscrito.....	118
Figura 3.1.o	Chaveta y chavetero.....	119
Figura 3.2.a	Rodamiento tipo NNU.....	121
Figura 3.2.b	Rodamiento tipo NN.....	121
Figura 3.2.c	Selección de rodamiento de alta precisión NNU.....	123
Gráfico 3.5	Selección factor K1.....	132
Gráfico 3.5.a	Selección factor K2.....	133
Gráfico 3.5.b	Selección factor K3.....	134
Gráfico 3.5.c	Selección factor K4.....	135
Figura 3.6	Tolva de alimentación.....	149

Figura 3.8	Diseño triturador de neumático.....	156
Figura 4.1	Propiedades volumétricas del árbol de transmisión.....	158
Figura 4.1.a	Propiedades del material del árbol de transmisión.....	158
Figura 4.1.b	Tensión de Von Mises.....	159
Figura 4.1.c	Primera tensión principal.....	160
Figura 4.1.d	Segunda tensión principal.....	161
Figura 4.1.e	Tercera tensión principal.....	161
Figura 4.1.f	Tensión normal de X.....	162
Figura 4.1.g	Tensión normal de Y.....	162
Figura 4.1.h	Tensión normal de Z.....	163
Figura 4.1.i	Tensión cortante en Y plano XZ	164
Figura 4.1.j	Tensión cortante en Z plano YZ	164
Figura 4.1.K	Tensión cortante en Z plano XZ	165
Figura 4.1.l	Deflexión del árbol de transmisión.....	165
Figura 4.2	Propiedades volumétricas de cuchillas.....	166
Figura 4.2.a	Propiedades del material de cuchillas.....	167
Figura 4.2.b	Tensión de Von Mises de cuchillas.....	167
Figura 4.2.c	Deflexión de las cuchillas.....	168

ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1.4	Materiales de un Neumático..... 14
Tabla 1.4.a	Composición en porcentaje automóvil Vs. Camión.... 16
Tabla 1.6	Características de un neumático continental tire..... 24
Tabla 1.6.a	Correlación símbolo de velocidad, velocidad de referencia y condiciones de operación..... 27
Tabla 1.6.b	Descripción de servicio..... 28
Tabla 2.1	Datos Técnicos y Rendimientos del Bomatic B850S.. 37
Tabla 2.1a	Datos Técnicos y Rendimientos del Bomatic B1000S 39
Tabla 2.2	Comparativo datos técnicos Bomatic..... 47
Tabla 2.2.a	Datos Técnicos Modelo 50/66..... 48
Tabla 2.2.b	Datos Técnicos Quindao Judong Industry..... 49
Tabla 2.2.c	Parámetros de diseño propuesto 50
Tabla 2.6	Selección de las dimensiones de un aro 16..... 60
Tabla 2.6.a	Revoluciones aconsejadas..... 62
Tabla 3.1	Propiedades mecánicas Acero Böhler V155..... 69
Tabla 3.1.a	Dimensiones de cuchillas..... 70
Tabla 3.1.b	Dimensiones de espaciamientos..... 72
Tabla 3.1.c	Rango de diámetros..... 96
Tabla 3.1.d	Factores de confiabilidad..... 97
Tabla 3.1.e	Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para chavetero..... 101
Tabla 3.1.f	Rango de diámetros..... 103
Tabla 3.1.g	Rango factor de seguridad..... 109

Tabla 3.1.h	Cálculo del diámetro.....	109
Tabla 3.1.i	Cálculo de esfuerzo máximo medio y alternante a partir de variación de diámetros.....	110
Tabla 3.1.j	Cálculo de esfuerzo cortante máximo medio y alternante a partir de variación de diámetros.....	111
Tabla 3.1.k	Cálculo del factor de seguridad y comparación de diámetros.....	112
Tabla 3.1.l	Cálculo del factor de seguridad y comparación de diámetros método Faires.....	113
Tabla 3.1.m	Cálculo del diámetro método ASME.....	116
Tabla 3.1.n	Dimensiones chaveta y chavetero.....	119
Tabla 3.1.o	Características del Acero AISI SAE 101.....	120
Tabla 3.2.a	Características técnicas de un rodillo de alta precisión.....	124
Tabla 3.2.b	Factor de ajuste de la vida por fiabilidad.....	125
Tabla 3.2.c	Factor de ajuste por condiciones de funcionamiento..	126
Tabla 3.4	Material sistema de corte.....	128
Tabla 3.5	Número de dientes Piñón y Rueda.....	131
Tabla 3.5.a	Selección del factor de servicio.....	134
Tabla 3.5.b	Selección de cadena.....	136
Tabla 3.5.c	Determinación del número de eslabones.....	138
Tabla 3.5.d	Presión máxima de cadena.....	142
Tabla 3.5.e	Resumen de selección de cadena.....	143
Tabla 3.5.f	Datos de rueda conducida.....	144
Tabla 3.5.g	Resultados de rueda conducida.....	145
Tabla 3.5.h	Datos de rueda conductora.....	145
Tabla 3.5.i	Resultados de rueda conductora.....	146
Tabla 3.5.j	Datos de rueda de transmisión.....	146

Tabla 3.5.k	Resultados de rueda de transmisión.....	148
Tabla 3.8	Dimensiones del triturador.....	152
Tabla 3.8.a	Características técnicas del triturador.....	152
Tabla 4.1	Comparación de esfuerzos cortantes.....	163
Tabla 5.1	Cotización de materia prima.....	170
Tabla 5.2	Cotización de parte estructural.....	171
Tabla 5.3	Cotización del sistema de transmisión.....	172
Tabla 5.4	Cotización del sistema eléctrico.....	173
Tabla 5.5	Resumen y costo del triturador.....	174
Tabla 5.6	Producción y costo del neumático a triturar.....	174

ÍNDICE DE PLANOS

		Pag.
Plano 1	Árbol de transmisión.....	192
Plano 2	Ensamble carcasa.....	193
Plano 3	Sistema de corte.....	194
Plano 4	Espaciadores de cuchillas.....	195
Plano 5	Piñón para cadena.....	196
Plano 6	Rueda para cadena.....	197
Plano 7	Tolva de alimentación.....	198
Plano 8	Rueda de transmisión 1.....	199
Plano 9	Rueda de transmisión 2.....	200
Plano 10	Caja de transmisión.....	201
Plano 11	Rodamiento.....	202
Plano 12	Guarda para cadena.....	203
Plano 13	Estructura soporte.....	204

INTRODUCCIÓN

La gran mayoría de los neumáticos es incinerada o depositada en basureros al aire libre produciendo amenazas para el medio ambiente, el vertiginoso crecimiento del parque automotriz han derivado en una contaminación irracional de nuestro planeta y como la mayoría sabemos que los neumáticos no se descomponen más bien son fuentes de nido para roedores e insectos.

Por lo tanto nace la idea de implementar un triturador de neumáticos con el fin de que dicho material sea utilizado para otros tipos de aplicaciones como por ejemplo, sería utilizado para capas asfálticas de carreteras, aislantes para los vehículos, conversión en energía eléctrica e incluso se ha estudiado su aplicación como material absorbente acústico. Todo el reciclaje de neumático aprovechado mediante un proceso brindará grandes beneficios sobre todo al medio ambiente y al ser humano.

Haciendo énfasis al medio ambiente, se reduciría la contaminación de cursos de agua, calles, caminos y campos. Así como también la reducción de riesgos de que se produzcan incendios que afectaría dicha contaminación al aire, suelo y cursos de agua si los hubiera.

El beneficio con respecto al ser humano es que se generarían nuevas fuentes de empleo en base a un producto que no era reutilizable para su misma aplicación. La finalidad del triturador es ir de a poco aumentando su capacidad de volumen a triturar e ir reduciendo los neumáticos que se encuentren ya sean en botaderos o rellenos sanitarios.

CAPÍTULO 1

1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL NEUMÁTICO

Los neumáticos sirven de medio de unión entre la carretera y el vehículo, por ende los neumáticos sufren todos los esfuerzos durante su utilización. De esta manera soportan elásticamente al vehículo y absorben todas las irregularidades del suelo, siendo esta una característica fundamental de los neumáticos.

En general a los neumáticos se los pueden considerar como un sistema no lineal de gran complejidad. Enunciando las siguientes características:

- Deben poseer una elevada adherencia sobre pista seca y mojada, tanto longitudinal como transversal.
- Baja resistencia a la rodadura.
- Capacidad para resistir los esfuerzos dinámicos exteriores.
- Resistencia a la fatiga, al desgaste, a la deformación de grietas, etc.
 - Bajo nivel de ruidos y de generación de vibraciones.
 - Adecuada flexibilidad radial, circunferencial y transversal.

1.1. Tipos de cubierta según su estructura

Existen dos estructuras básicas que se utilizan en la construcción de los neumáticos:

- Radial o cinturado.
- Diagonal o convencional.

En cualquiera de estos diseños las direcciones de las cuerdas o ángulo de corona (este ángulo se forma entre la cuerda y la línea circunferencial central de la llanta) juegan un papel muy importante en el comportamiento de las propiedades mecánicas.

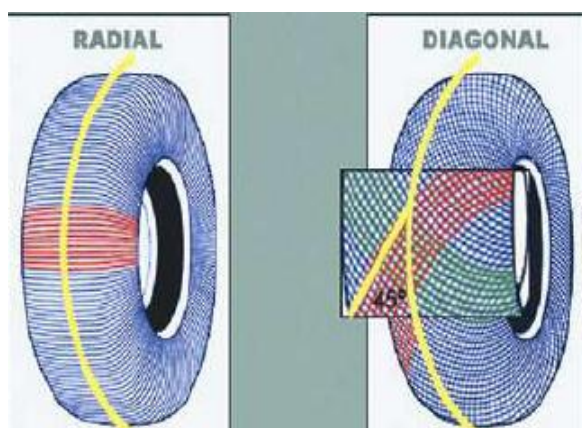


FIGURA 1.1 CUBIERTA RADIAL Y DIAGONAL

Debido al tipo de construcción, las llantas diagonales son más rígidas que las radiales, impidiendo la deformación del neumático pero provocando que gran parte de la carga se aplique en las cejas exteriores. Esto se debe a la distribución del ángulo de corona, es decir a menor ángulo de corona mayor rigidez en el costado de la llanta pero más estabilidad direccional, lo que resulta opuesto para ángulos mayores.

1.2. Estructura de la cubierta

A continuación se enuncian las partes que conforman la estructura de la cubierta tanto para un neumático tipo diagonal y radial.

Las partes de un neumático diagonal son:

- a.** Banda de rodamiento.
- b.** Lateral.
- c.** Chafer (o refuerzo de pestaña).
- d.** Flipper (o cubre pestañas).
- e.** Núcleos de pestañas.
- f.** Carcasa.
- g.** Breackers.

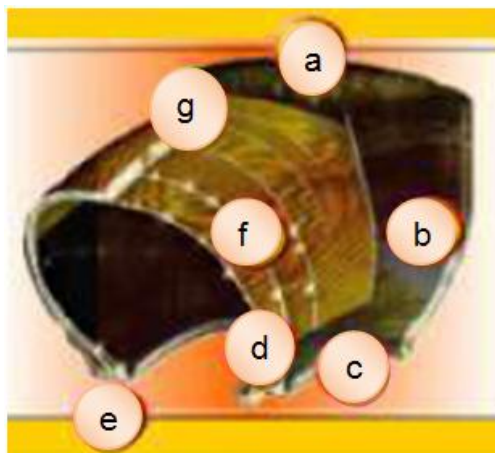


FIGURA 1.2.A PARTES DE UNA LLANTA DIAGONAL

Las partes de un neumático radial son:

- a.** Cable de acero.
- b.** Caucho de cubierta.
- c.** Cubierta textil.
- d.** Relleno de pestaña.
- e.** Cuerpo de lona.

- f.** Chafer.
- g.** Chafer de acero.
- h.** Chafer de textil.
- i.** Refuerzo de pestaña.
- j.** Relleno de hombro.
- k.** 1^{er} Cinturón.
- l.** 2^{do} Cinturón.
- m.** 3^{er} Cinturón.
- n.** 4^{to} Cinturón.
- o.** Relleno de cinturones.
- p.** Laterales.
- q.** Innerliner.
- r.** Lateral.

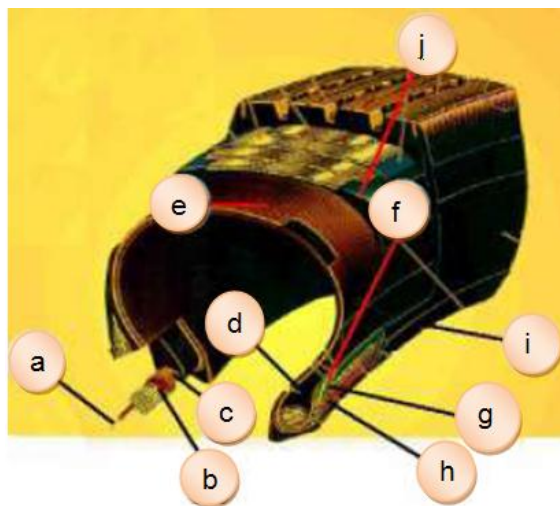


FIGURA 1.2.B PARTES DE UNA LLANTA RADIAL PARTE 1

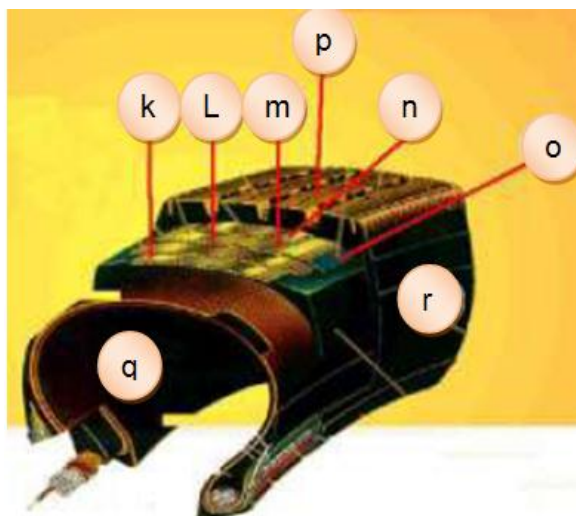


FIGURA 1.2.C PARTES DE UNA LLANTA RADIAL PARTE 2

1.3. Definición de partes de un neumático

Luego de haberse enunciado las partes de un neumático las definiremos a continuación:

Lateral: es la que ofrece flexibilidad, disipa el calor y refuerza el pliego de la carcasa contra fricciones y golpes, en esta zona se graban las identificaciones de la llanta.



FIGURA 1.3.A LATERAL

Hombro: es la zona superior lateral que une a la banda de rodamiento, tiene características especiales de comportamiento frente a la temperatura como disipador, además de dar características especiales para las curvas.



FIGURA 1.3.B HOMBRO

Canales: son canales circunferenciales o transversales esenciales para la tracción, control direccional y propiedades de bajar la temperatura.



FIGURA 1.3.C CANALES

Breackers: Son tejidos de caucho que se encuentran entre la banda de rodamiento y la carcasa, proporcionando o reduciendo el efecto de choque contra la misma.



FIGURA 1.3.D BREAKERS

Pestaña: Está formado por alambres de acero, los alambres están bañados en cobre por una buena adhesión con el caucho, las pestañas anclan los pliegos y aseguran la estructura a la rueda.



FIGURA 1.3.E PESTAÑA

Chafer (o refuerzo de pestaña): Son fibras monofilamento, tejido cuadrado colocadas alrededor de la parte externa de la pestaña y debajo de los costados para proteger las lonas de la carcasa, al conjunto de los núcleos y a los amarres de las lonas contra fricciones del aro durante el montaje.



FIGURA 1.3.F CHAFER

Flipper (o cubre pestañas): Es un tejido que se encuentra alrededor de los alambres del talón que ayudan a sujetar la estructura del mismo dando condiciones de flexión a las áreas determinadas.



FIGURA 1.3.G FLIPPER

Banda de rodamiento (1): es la parte del neumático concebida para entrar en contacto con el suelo.

Carcasa (2): Designa la parte estructural del neumático distinto de la banda de rodadura y de las gomas de los flancos exteriores que soporta la carga a neumático inflado.

Lona (3): Designa una capa constituida de cables recubiertos de caucho, dispuestos paralelamente entre sí. En los neumáticos de estructura radial, tiene por objeto estabilizar el neumático.

Cables (4): Son los hilos que forman el tejido de las lonas del neumático.

Flanco (5): Designa la parte del neumático situada entre la banda de rodamiento y la zona diseñada para ser cubierta por la pestaña de la llanta.

Anchura de sección (6): Designa la distancia lineal entre el exterior de los flancos de un neumático inflado, cuando se adapta a la llanta especificada de medición, pero dejando de lado el relieve constituido por las inscripciones, las decoraciones, los cordones o las nervaduras de protección.

Cinturón (7): Para un neumático de estructura radial o de estructura diagonal cinturada, designa una o más capas de materiales subyacentes a la banda de rodadura y orientados sensiblemente en dirección de la línea media de esta última a fin de conferir a la carcasa una brida circunferencial.

Ranura de la banda de rodadura (8): Designa el espacio entre dos nervaduras o dos tacos adyacentes del dibujo.

Talón (9): Designa el elemento del neumático cuya forma y estructura permiten adaptarse a la llanta y mantener el neumático.

Tira de fijación del talón (10): Designa el material que en la zona del talón protege la carcasa contra el desgaste por la fricción o abrasión provocada por la llanta.

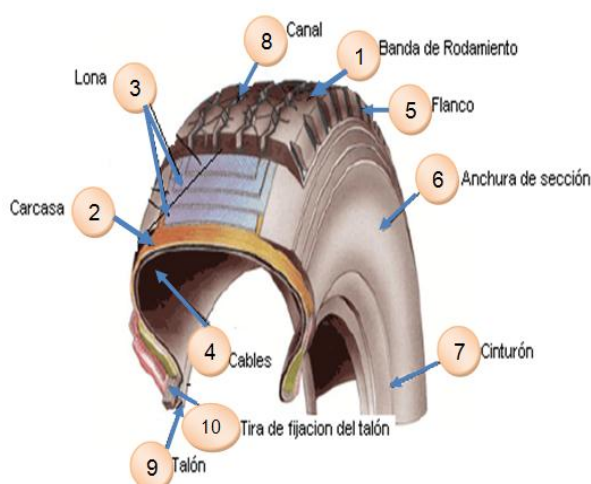


FIGURA 1.3.H PARTES DE UN NEUMÁTICO

1.4. Materiales

El neumático está constituido de una combinación de materias primas en el cual su porcentaje se los puede apreciar en la siguiente tabla.

TABLA 1.4 MATERIALES DE UN NEUMÁTICO

Carcasa de acero, nylon o rayón(1)	16%
Caucho sintético o natural (2)	38%
Negro de humo, sílice, carbón. (3)	30%
Lubricantes, aceites resinas (4)	10%
Productos químicos (5)	4%
Productos químicos contra el envejecimiento (6)	1%
Otros materiales (7)	1%



FIGURA 1.4 MATERIALES DE UN NEUMÁTICO

En la fabricación se utilizan tres grupos de materiales:

- Compuestos de goma.
- Tejidos.
- Alambres para talones.

Compuestos de goma: Se trata de cauchos naturales y artificiales, combinados con otros agentes químicos para lograr propiedades específicas. Otras sustancias en las mezclas son: negro de humo, azufre, acelerantes, plastificantes, activadores, antioxidantes, etc.

Tejidos: Es el material utilizado en cada tela, lona o capa que constituye el elemento resistente principal en la carcasa y cinturón.

El tejido está formado por un conjunto de cables orientados en la dirección de la urdimbre y sin trama. Los cables o retorcidos proporcionan resistencia y estabilidad a la estructura.

Alambres para talones: Para su construcción se usa un paquete de hilos de acero de 0.9 a 1mm, de diámetro en turismo y de unos 2mm en camiones, reciben un tratamiento de cobreado.

Composición porcentual relacionando automóviles y camiones.

Los neumáticos de camión contienen una mayor proporción de caucho natural en relación con el caucho sintético de los neumáticos de automóvil. La composición de caucho podría obedecer al hecho de que los neumáticos para automóviles de pasajeros tienen que satisfacer normas de calidad más elevadas a fin de competir con éxito en el mercado.

Los neumáticos de camión y de vehículos todo terreno, en cambio, deben soportar cargas más pesadas y recorrer mayores distancias, y no desplazarse a alta velocidad.

**TABLA 1.4.A COMPOSICIÓN EN %
AUTOMÓVIL VS. CAMIÓN**

Material	Automóviles (%)	Camiones (%)
Caucho/elastómeros	48	45
Negro de humo y sílice	22	22
Metal	15	25
Material Textil	5	
Óxido de zinc	1	2
Azufre	1	1
Aditivos	8	

1.5. Banda de rodamientos y costados

Una **banda de rodamiento** conecta el suelo con el neumático y en la interacción de ambos elementos debe lograrse la fuerza necesaria para proporcionar esfuerzos longitudinales y transversales requeridos para la tracción, frenado y control de la trayectoria del vehículo, además proporciona a la llanta resistencia a la fricción al entrar en contacto con el suelo, el diseño de la banda es lo que permite el agarre, dentro de las cuales podemos enunciar las siguientes características:

- Da tracción.
- Alto rendimiento.
- Buen disipador de calor.
- Evacuación del agua.
- Auto limpieza.

Por otro lado los **costados** son las paredes laterales que cumplen dos funciones básicas:

- Proteger las telas de la carcasa contra golpes, roces, cortes, etc. Se debe considerar el espesor de la capa de goma de los costados y su diseño estructural.

- El diseño de la parte superior del costado ha de tener en cuenta la generación de calor que suele producirse y que se convierte en crítica.

Dentro de las configuraciones básicas de las bandas de rodamientos tenemos las siguientes:

Acanaladuras y nervios orientados en sentido circunferencial: Es el más común y ofrece un buen servicio de conjunto para todas las posiciones de las ruedas.

Generalmente su uso se da en ruedas directrices, como se muestra en la figura 1.5. En dicha figura se observa una llanta direccional, designada como power jet de la marca “General Tire”.



**FIGURA 1.5 BANDA CON ACANALADURAS
Y NERVIOS**

Tacos o nervios y acanaladuras en sentido transversal: Ofrece las mejores prestaciones en ruedas motrices. En este caso se observa una rueda GRABBER AT2 que es un diseño todo terreno. Su principal ventaja es tener mayor adherencia longitudinal, como podemos observar en la figura 1.5a.



FIGURA 1.5.A BANDA CON ACANALADURA EN SENTIDO TRANSVERSAL

Diseños para usos especiales: Se caracteriza por disponer de elementos orientados en ambos sentidos, presenta ranuras más amplias. Este tipo de llanta BDR es usada para bajas velocidades pero tiene una gran capacidad de carga y en malos caminos, ver figura 1.5b.



FIGURA 1.5.B BANDAS PARA USOS ESPECIALES

1.6. Designación y nomenclatura básica de los neumáticos

La designación del neumático debe mostrarse en su lateral y debe incluir los siguientes detalles:

- Tamaño y características de construcción,
- Índice de fortaleza del neumático,
- Condiciones características de servicio.

La designación del tamaño del neumático dependerá de la codificación que se utilice.

La continental tires es una empresa encargada de la fabricación de neumáticos, muy reconocida en Ecuador, y da un ejemplo práctico de la teoría que hemos realizado en la parte de designación de neumáticos.

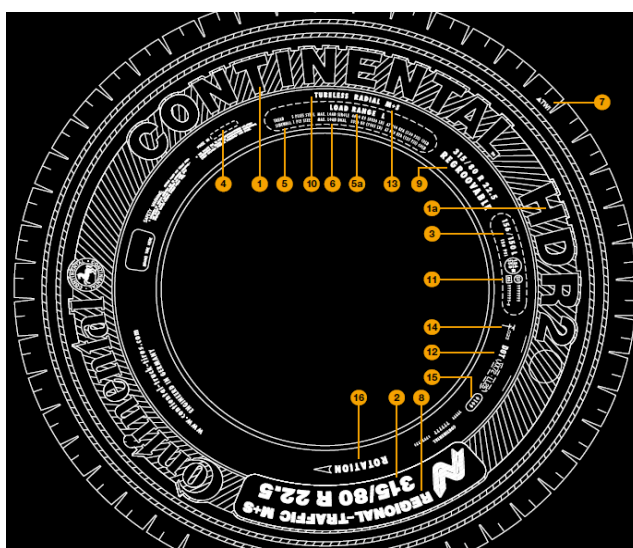


FIGURA 1.6 DESIGNACIÓN DE NEUMÁTICOS
FUENTE: CONTINENTAL TIRES

Visualizando la imagen podemos interpretar lo que el fabricante nos dice acerca de cada una de sus especificaciones en base a la nomenclatura expuesta.

1. Fabricante:

Nombre o emblema de la marca

1a. Designación del dibujo.

2. Dimensión:

315 = Anchura del neumático en mm.

80 = Relación altura por anchura (=80%).

R = Tipo radial.

22.5 = Diámetro de la llanta (en pulgadas).

3. Característica de servicio compuesta de:

156 = Índice de carga para montaje sencillo.

150 = Índice de carga para montaje gemelado.

L = Código de velocidad.

4. País de producción.

5. Datos conforme la norma americana:

Sobre la estructura interna o la cifra de carcasa, aquí:

Tread: Bajo la banda de rodadura se encuentran 5 capas de cable metálico (inclusive la carcasa).

Sidewall: Visto desde el lado se cuenta una capa de cable de acero (aquí la capa de la carcasa).

5a. Clase de capacidad de carga: Según la norma americana

6. Índice de carga americano:

Para ruedas solas/gemelas y datos de la presión máxima de llenado en kg/kPa (lb/Psi).

1 libra = 0.4536 kg

1 Psi = 6.895 kPa

En Apéndice A se muestra una tabla de índice de velocidad y de carga de acuerdo al ejemplo de la General Tire.

7. TWI (Tread Wear indicator):

Indicador de desgaste del dibujo.

8. Recomendación de uso:

En neumáticos para camiones Continental.

9. Regroovable:

El neumático está previsto para el reesculturado.

10. Tubeless, tube type:

Neumático sin cámara, Neumático con cámara.

11.E = El neumático está homologado según ECE R54

4 = Código del país en el que se emitió la contraseña de homologación (aquí: 4= Países Bajos).

12.DOT:

Department of Transportation (USA), las dos primeras letras, indican el código de la fábrica en la que se ha producido el neumático.

13.M+S:

Barro y nieve. Mediante este marcaje, se indica que el neumático posee óptimas cualidades para agarrar/traccionar en barro y nieve.

14.Indicación para Brasil.**15.Código del fabricante:**

Mediante cuatro dígitos se indica la fecha de fabricación: la semana (los dos primeros) y el año (los dos últimos).

16.Rotación:

Sentido de giro recomendado.

Resumiendo las características más importantes:

Por ejemplo. 315/80 R22.5 156/150 L $\frac{154}{150}$ M tubeless

TABLA 1.6 CARACTERÍSTICAS DE UN NEUMÁTICO CONTINENTAL TIRE

315	Anchura del neumático en mm.
80	Relación Altura por Anchura en %.
R	Tipo Radial.
22.5	Diámetro nominal de llanta (en pulgadas).
156	4,000 kg. De capacidad de carga del neumático S (rueda sola).
150	3350 kg. De capacidad de carga del neumático G (rueda gemela).
L	Velocidad 120 km/hr.
$\frac{154}{150}M$	Indicador alternativo autorizado.
Tubeless	Sin cámara de aire.

Tamaño y características de construcción

Ancho de sección nominal:

El ancho de sección nominal debe ser expresado por un código. En el caso de los neumáticos de series 65, 70, 75, 80 y 90 dicho código debe ser seguido por un diagonal (/), por la relación de aspecto nominal.

Relación de aspecto nominal:

La relación de aspecto nominal debe ser expresada en porcentajes múltiplo de 5.

Código de construcción del neumático:

El código tipo de construcción debe ser como sigue: - (guión) para construcción diagonal o convencional, R para construcción radial.

Neumáticos sin cámara:

Los neumáticos sin cámara deben ser marcados "TUBELESS"

Índice de Fortaleza del neumático

El índice de fortaleza del neumático es usado para identificar un neumático con su máxima capacidad de carga cuando es usado en un servicio específico.

Neumáticos diagonales:

El índice de carga de neumáticos diagonales o convencionales debe ser expresado por un código numérico en conjunción con las letras "PR" (ply rating), ejemplo "16PR" o por condiciones características de servicio o por ambos, el código numérico y las condiciones características de servicio.

Neumáticos radiales:

El índice de fortaleza de neumáticos radiales debe ser expresado por un símbolo de 1, 2 o 3 estrellas (marca de símbolo), ejemplo *** o por condiciones características de servicio.

Condiciones características de servicio

Las condiciones características de servicio deben ser indicadas como sigue:

- Índice de carga
- Símbolo de velocidad
- Descripción del servicio

Índice de carga

El índice de carga es un código numérico asociado con la máxima capacidad de carga del neumático a la velocidad indicada por el símbolo de velocidad bajo las condiciones de servicio especificados por el fabricante del neumático.

La correlación entre los índices de carga y la capacidad de carga del neumático se muestra en Apéndice B.

Símbolo de velocidad

El símbolo de velocidad es un símbolo que indica la velocidad que el neumático es capaz de soportar la carga correspondiente al índice de carga bajo las condiciones de servicio especificadas por el fabricante del neumático.

A continuación se presenta una correlación entre símbolo de velocidad, velocidad de referencia y condiciones de operación:

TABLA 1.6.A CORRELACIÓN ENTRE SÍMBOLO DE VELOCIDAD, VELOCIDAD DE REFERENCIA Y CONDICIONES DE OPERACIÓN

Símbolo de velocidad	Velocidad de referencia (km/hr)	Condiciones de operación
A2	10	Servicio de baja velocidad (carga), cargador, empujador, aplicaciones industriales, etc.
A8	40	Servicio de nivelación de tierra
B	50	Servicio de movimiento de tierra (transporte), camión de transporte, descargador, raspador, etc.

Descripción de servicio

La palabra “CÍCLICO” será utilizada para indicar que el neumático no puede ser utilizado continuamente a la carga indicada por el símbolo de carga y a la velocidad indicada por su índice de velocidad. Esto indica que el neumático está diseñado para operar en un ciclo de trabajo.

TABLA 1.6.B DESCRIPCIÓN DE SERVICIO

Código de ancho de sección nominal ^a	Código de construcción	Código de diámetro nominal de llanta ^b	Índice de fortaleza de neumático	Índice de carga	Símbolo de velocidad	Descripción de servicio
a) Neumáticos radiales con símbolos						
30.00	R	51	**	230 248	B A2	CICLICO
17.5	R	25	*	176	A2	CICLICO
17.5	R	25	**	167	B	CICLICO
40/65						
b) Neumáticos diagonales con marcaje de ply rating						
20.5	-	25	20 PR	160 170	A8 B	CICLICO
37.5	-	51	44PR	238 223	A2 B	CICLICO
16.0	-	24 TG	16 PR	160	A8	CICLICO
21.00	-	49	40 PR	206	B	CICLICO

A continuación se presentan las dimensiones de diferentes tipos de neumáticos y se escogerá el de aro 16 ya que es de nuestro interés para la elaboración previa del diseño:

Neumático para automóvil Radial B381

El neumático radial con correas de acero, B381 es un neumático Premium diseñado para sedanes familiares con la idea de proveer un andar confortable y excelente tracción.

Posee correas gemelas de acero que estabilizan la banda, mientras que, una capa de cordón de poliéster ayuda a amortiguar los impactos y hacer que el andar sea más confortable. En Apéndice C se muestra los datos técnicos de un B381.



**FIGURA 1.6.A NEUMÁTICO RADIAL
BRIDGESTONE B381**

Automóvil Radial Potenza GIII

Cuenta con la misma tecnología del neumático utilizado en la máxima categoría del automovilismo.

El exclusivo compuesto de desgaste uniforme del Potenza GIII genera mayor economía, manteniendo las características de confort y andar silencioso que tanto les gusta a los conductores exigentes.

Las paredes del Potenza GIII han sido especialmente diseñadas para agregar al auto un toque diferencial y exclusivo. Desarrollado a partir de la tecnología Uni-T, que eleva la performance del neumático a niveles nunca vistos hasta ahora. En Apéndice C se muestra los datos técnicos del Potenza III.



FIGURA 1.6.B NEUMÁTICO RADIAL BRIDGESTONE POTENZA GIII

Neumático para camioneta Radial Dueler A/T 694

El A/T 694 de uso mixto ha sido expresamente concebido con un diseño de huella y un costado de apariencia atractiva.

El rendimiento en superficies mojadas ha sido optimizado con el uso de la tecnología HES, conocida también como piel de tiburón, permitiendo una excelente maniobrabilidad en suelo mojado. Todas las medidas tienen el estampado M+S, es decir que pueden brindar un buen servicio en barro y nieve.

A pesar de ser un diseño de uso mixto, se destaca el bajo nivel de ruido en caminos pavimentados. En Apéndice C se muestra los datos técnicos de Dueler A/T 694.



FIGURA 1.6.C NEUMÁTICO RADIAL BRIDGESTONE DUELER A/T 694

Neumático para camión Radial para transporte en rutas/regional R250 (dirección)

Para usar en todas las posiciones, pero especialmente diseñada para el eje de dirección en camiones y ómnibus.

En Apéndice C se muestra los datos técnicos de R250.



FIGURA 1.6.D NEUMÁTICO RADIAL BRIDGESTONE R250

CAPÍTULO 2

2. ELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA, PARA EL DISEÑO PREVIO DEL TRITURADOR DE NEUMÁTICOS RECICLADOS

2.1. Tipos de trituradores mecánicos para neumáticos

Los tipos de trituradores mecánicos que existen y que son usados para nuestro interés de aplicación son aquellos en los cuales se pueden clasificar de acuerdo a sus dispositivos de corte, los cuales son enunciados a continuación:

Sistema de Trituración	Gama de Modelos	Tipo
 Sistema de corte de 1 eje	LRK → VR →	LRK1000 LRK1400 VR60, VR80, VR100 VR120, VR140, VR160
 Sistema de corte de 2 ejes	S →	S120
 Sistema de corte de 4 ejes	RS →	RS30, RS40 RS45, RS50, RS60, RS100, RS150

**FIGURA 2.1 SOLUCIONES ÓPTIMAS
PARA CADA APLICACIÓN
FUENTE: UNTHA SHREDDING TECHNOLOGY**

Sistema de corte de 1 eje

Durante el proceso de trituración el empujador hidráulico presiona el material contra el rotor, que está equipado con cuchillas intercambiables que Trituran el material contra las contracuchillas.

La serie LRK, presentan trituradores fiables y rentables, esta gama de modelo es utilizada en la industria principalmente para el

procesamiento de plásticos para regranulación, reciclaje en instalaciones propias y reducción de volumen.



**FIGURA 2.1.A MODELO LRK DE 1 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN
FUENTE: UNTHA SHREDDING TECHNOLOGY**

Así como también UNTHA posee **serie LRK**, también tiene serie tipo **VR**, la cual es sinónimo de un funcionamiento fiable y sin problemas e incluye trituradoras potentes que se utilizan principalmente para el reciclaje de papel, plásticos, documentos/datos y madera (palés y residuos de madera).



**FIGURA 2.1.B MODELO VR DE 1 ÁRBOL
DE TRANSMISIÓN
FUENTE: UNTHA SHREDDING TECHNOLOGY**

Sistema de Corte de 2 ejes

Los discos de corte son posicionados concéntricamente en los árboles de transmisión, de tal forma que el material es cortado a lo largo y a lo ancho.

La robusta **serie S** ha sido especialmente desarrollada para aplicaciones de trabajo duro, es decir, la trituración de materiales como chatarra electrónica, metales, “neumáticos”, residuos peligrosos o papel. Este tipo de distribuidor o proveedor es conocido como UNTHA shredding technology, el cual es muy reconocido a nivel internacional.



**FIGURA 2.1.C MODELO S DE 2 ÁRBOL
DE TRANSMISIÓN
FUENTE: UNTHA SHREDDING TECHNOLOGY**

BOMATIC también es una empresa reconocida a nivel internacional por sus variedades en diseños de máquinas trituradoras. Posee una gama de modelos, empezando desde los ligeros hasta los más fuertes. A continuación se presenta las especificaciones técnicas de un **BOMATIC B850 S**, el cual es de dos árboles de transmisión y de serie media fuerte.



**FIGURA 2.1.D BOMATIC B850 S DE 2
ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN
FUENTE: BOMATIC**

**TABLA 2.1 DATOS TÉCNICOS Y
RENDIMIENTOS DEL BOMATIC B850S
FUENTE: BOMATIC**

Datos Técnicos	
Boca de trituración (mm)	840 x 750
Altura (mm)	2,920
Peso (Kg)	3,250
Potencia (Kw)	22
Ancho de las cuchillas (mm)	36
Número de cuchillas	22
Espacio de instalación (mm)	2,690 x 1,470
Espacio de conexión	4x25 / 4x35mm ²
Rendimientos	
Bidones Plásticos	Aprox. 60 piezas/hr
Bidones de metal	Aprox. 80 piezas/hr
Neumáticos de coche	Aprox. 1Ton/hr
Residuos electrónicos	Aprox. 6m ³ /hr

BOMATIC B1000 S:

Este tipo de triturador tiene sus bastidores base contruidos de acero soldado y perfilado. El bastidor del mecanismo de corte está compuesto por una construcción atornillada de acero perfilado y se unen a prueba de retorcimiento. Los dos árboles porta cuchillas están equipados con cuchillas de buril individuales de acero especial a prueba de desgaste y con posibilidad de recambio.

Ambos árboles marchan recíprocamente en forma asíncrona y, por tanto, se limpian automáticamente.

La tolva de alimentación va conformada como construcción en chapa de acero. Todos los mandos para cada componente están concentrados en un armario de distribución con protección IP 54.

El accionamiento de las máquinas se efectúa mediante motores reductores eléctricos con arranque directo y protección de tipo IP 54.



**FIGURA 2.1.E BOMATIC B1000S DE
2 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN
FUENTE: BOMATIC**

**TABLA 2.1.A DATOS TÉCNICOS Y
RENDIMIENTOS DEL BOMATIC B1000 S
FUENTE: BOMATIC**

Datos Técnicos	
Boca de trituración (mm)	1,020 x 750
Altura (mm)	2,920
Peso (Kg)	3,450
Potencia (Kw)	22
Ancho de las cuchillas (mm)	36
Número de cuchillas	27
Espacio de instalación (mm)	2,050 x 1,470
Espacio de conexión	4x25 / 4x35mm ²
Rendimientos	
Bidones Plásticos (hasta 240L)	Aprox. 90 piezas/hr
Neumáticos de coche	Aprox. 2 Ton/hr
Residuos mixtos	Aprox. 8m ³ /hr
Papel y archivadores	Aprox. 2m ³ /hr

Existen una cantidad muy numerosa de fabricantes de máquinas trituradoras de neumáticos, así es el caso de las empresas del continente Asiático (China), dichas empresas han obtenido el certificado de ISO9001:2000 y los productos han sido exportado exitosamente a muchos países tales como Brasil, Vietnam, India, Francia, Indonesia, Australia, Corea del Sur, sólo por nombrar algunos.

Siendo un fabricante y proveedor experimentado de China, ofrecen a sus clientes Trituradores de neumáticos, Triturador de caucho, Molino para caucho, Pulverizador de caucho, Enfriador batch-off de láminas de caucho, Mezclador interno de caucho, Molino mezclador de caucho de dos rodillos, Cortadora de caucho, Máquina de moldeo por inyección para caucho, Calandra para caucho de 4 rodillos, entre otros. A continuación una prestigiosa empresa del continente Asiático nos da a conocer una máquina trituradora de neumáticos de 2 árboles de transmisión, especificando sus características así como también sus parámetros técnicos:

Características del triturador de neumáticos:

- La máquina tiene una estructura compacta, diseño razonable, flexible y de confiable operación. Fácil instalación y mantenimiento.
- La cámara de trituración está estrechamente acoplada con la conducción a la izquierda. La potencia se transmite de manera efectiva al eje de la cortadora.

La cortadora consiste en cuchillas y ganchos. La función de los ganchos es atrapar los neumáticos. Aleación fuerte anti-

desgaste y a prueba de corrosión es construida y soldada en el frente de trabajo de la cortadora.

- La cámara de trituración es una estructura combinada y el eje de corte adopta rodamientos, lo que es conveniente tanto para la instalación y mantenimiento.
- El cilindro de tamiz enviará en repetidas ocasiones pedazos no calificados de nuevo a la cámara de trituración, mientras los calificados se dejarán fuera de la criba.
- El sistema de transmisión adopta un reductor de velocidad de engranajes-endurecido planetario NGW, que está estructurado de forma compacta con características de ruido más bajos, mayor eficiencia y vida útil más larga. Los parámetros técnicos se los puede apreciar en Apéndice D.

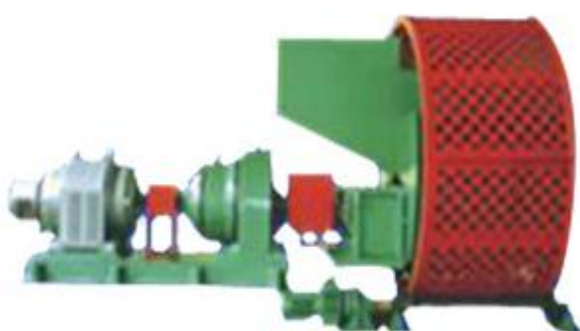


FIGURA 2.1.F TRITURADOR DE CAUCHO
FUENTE: QINDAO JUDONG INDUSTRY CO. LTD.

Sistema de corte 4 ejes

El material a triturar cae en la cámara de corte, allí es sometido en una sola operación a un proceso de pre triturado en los árboles primarios y pos triturado en los secundarios. Aquellas partículas que no pasan por la criba son empujados hacia arriba y reintroducidas en el ciclo de triturado por los árboles externos.

La **serie RS** ha sido probada durante décadas y destaca por sus trituradoras potentes y robustas que son apropiadas para condiciones de funcionamiento difíciles y múltiples turnos de operación continua.

A continuación se presenta un diseño de UNTHA shredding technology de 4 árboles de transmisión



**FIGURA 2.1G MÁQUINA TRITURADORA DE
4 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN
FUENTE: UNTHA SHREDDING TECHNOLOGY**

El modelo 50/66 (ISVE), cuya boca de carga es de 500x660 mm., lleva montados, además de las fresas de corte, discos conductores especiales.

Recomendaciones de uso:

La máquina de modelo 50/66 tiene un tamaño pequeño-mediano polivalente apta para triturar numerosos materiales, tanto de desecho como no.

Se puede montar en línea para funcionar de manera continua. Recomendada para triturar trozos de madera incluso de grandes dimensiones, trapos, plástico, pequeños neumáticos, papel, cartón, embalajes, cintas de polietileno, películas plásticas, botellas de PET, etc.



FIGURA 2.1H TIPOS DE MATERIALES A TRITURAR MOD. 50/66

Características del triturador MOD. 50/66:

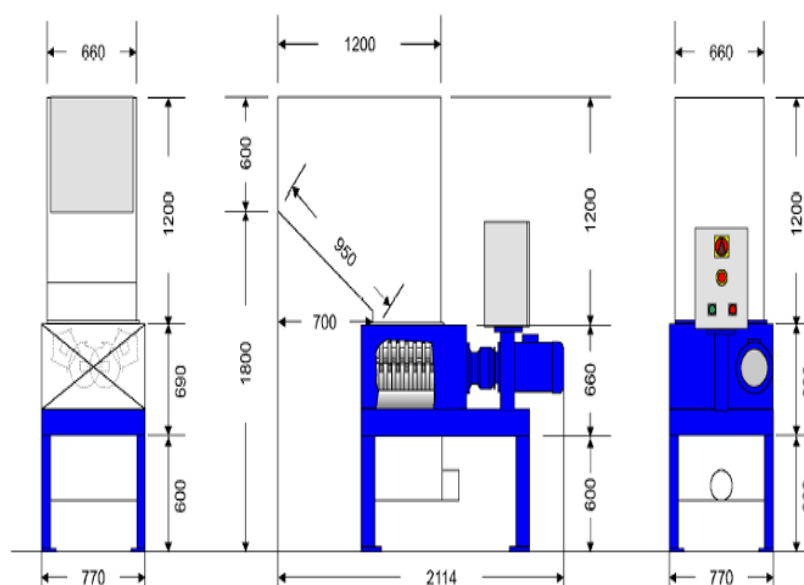


FIGURA 2.1I MOD 50/66 DE 4 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN

FUENTE: ISVE

- Soporte de chapa de acero soldado eléctricamente de elevado espesor.
- Soportes para rodamientos de rodillos en rótula con sistema de estanqueidad contra polvos y líquidos.
- Ejes de elevado espesor con 26 fresas de acero especial antidesgaste y 26 discos introductores para facilitar el agarre de cuerpos voluminosos.
- Nueva colocación gradual dientes fresas a 22.5° para una mejor toma y progresión de corte.

- 1 reductor epicycloidal con ejes de rotación paralelos al eje de la fresa.
- 1 motor (7,5 Kw).
- Sistema de transmisión en baño de aceite con engranajes y piñones de acero.
- Cámara de corte con dimensiones de 500x660 mm.
- Criba intercambiable que determina las medidas del material triturado (opcional).
- Tolva de chapa soldada eléctricamente con tapa corredera para la carga frontal o desde arriba.

Características del sistema de control:

- Cuadro eléctrico según la norma CEE dotado de limitador de par que invierte el movimiento de las fresas en caso de que la carga de trabajo de la máquina supere el valor programado
Tarjeta interna principal para el control de todas las periféricas de la instalación.
- Funciones de control de emergencia para la parada de la instalación en caso de introducción accidental de material ferroso.

- La fabricación de material granulado varía en relación con el tipo de piezas a moler y de las piezas que se desea obtener. En línea de máxima, se puede hipotetizar una producción de 150-250Kg/hora. Ejecución según las normas CE.

ACCESORIOS:

- Criba intercambiable que determina las medidas del material triturado (14-16-20-25-35 mm)
- Portillo de inspección de la cámara de trituración con micro tapa superior tolva corrediza.

2.2. Capacidad del triturador

Para poder seleccionar un sistema de trituración mecánico para neumáticos se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tipo de material a triturar,
- Volumen a triturar,
- Tamaño del elemento triturado,
- Tiempo triturado, y
- La potencia instalada.

A continuación se mostrará una tabla representativa en el cual se puede apreciar datos técnicos que utilizan ciertas industrias en la elaboración del diseño de máquinas trituradoras de neumáticos reciclados. En base a la experiencia de los constructores de trituradores de neumáticos seleccionaremos parámetros como referencia para el diseño previo.

TABLA 2.2 COMPARATIVO DATOS TÉCNICOS BOMATIC
FUENTE: BOMATIC

	<u>Bomatic</u>	
Datos Técnicos	B850S	B1000S
Boca de Trituración(mm)	840x750	1020x750
Altura(mm)	2920	2920
Peso(Kg)	3250	3450
Potencia(Kw)	22	22
Ancho de Cuchillas(mm)	36	36
Número de cuchillas	22	27
Espacio de Instalación(mm)	2690x1470	2050x1470
Capacidad	1000 Kg/hr	2000 Kg/hr

TABLA 2.2.A DATOS TÉCNICOS MODELO 50/66
FUENTE: ISVE

	<u>Modelo 50/66(ISVE)</u>
Datos Técnicos	MOD 50/66
Boca de Trituración(mm)	500X660
Potencia(Kw)	7.5
Reductor de Velocidad	1 reductor epicicloidal con ejes de rotación paralelos al eje de la fresa.
Número de cuchillas	26
Capacidad	150-250 Kg/hr

**TABLA 2.2.B DATOS TÉCNICOS QUINDAO
JUDONG INDUSTRY
FUENTE: Q. JUDONG INDUSTRY CO. LTDA.**

	<u>Quindao Judong Industry Co. Ltda.</u>		
Datos Técnicos	LP - 1200	LP – 1200A	LP – 800
Peso(Kg)	14500	14500	7000
Potencia(Kw)	160	75	45
Número de cuchillas	22	22	22
Velocidad de rotación del eje de corte (Rev./min)	31.94	15	16
Velocidad de rotación del motor (Rev./min)	980	740	740
Reductor de velocidad	Reductor de velocidad de Engranajes – endurecido planetario NGW.		
Tasa de reducción	31.76	49.95	46.04
Capacidad	300 neu/hr	2000 Kg/hr	1000 Kg/hr
Requisitos de alimentación	Neumáticos completos (≤900)	Neumáticos completos (≤900).	Neumáticos completos (≤750)

El diseño ha realizar tiene en consideración la cantidad de neumáticos fuera de uso que son arrojados a botaderos, debido a que en Ecuador la cantidad de neumáticos desechados es de aproximadamente de unas 60,000 toneladas al año, equivalente a unos 2'500,000 unidades. Partiendo de datos técnicos en el cual ya han sido diseñados otros trituradores de neumáticos, el triturador a diseñar tendrá los siguientes parámetros.

TABLA 2.2.C PARÁMETROS DE DISEÑO PROPUESTO

<u>Datos Técnicos</u>	<u>Diseño Propuesto</u>
Boca de Trituración(mm)	936x700
Ancho de Cuchillas(mm)	36
Número de cuchillas	26
Capacidad	1Ton./hr

2.3. Tipo de neumático a triturar

Un porcentaje de los neumáticos son reutilizados para el reencauchado, principalmente en camiones, pero la gran mayoría es incinerada o depositada en basureros al aire libre produciendo amenazas para el medio ambiente, siendo estos aprovechados en el proceso de trituración.

El área de trituración de la máquina a diseñar tendrá las dimensiones de un neumático aro 16, para neumáticos con dimensiones mayores serán cortados por la mitad para que puedan ser ingresadas en el área de trituración sin ningún inconveniente.

2.4. Ventajas que se producen al triturar neumáticos reciclados

La importancia del reciclado de neumáticos radica en una gran solución en lo que respecta al sector medioambiental, ya que de acuerdo a las diferentes experiencias a nivel mundial, este reciclado posee múltiples aplicaciones, como por ejemplo: ser utilizado en capas asfálticas de carreteras más seguras, aislantes para los vehículos, tejidos, compuestos de goma y, la última tendencia, quizá la más importante, para su conversión en energía eléctrica. Incluso se ha estudiado su aplicación como material absorbente acústico.

Por lo tanto, entre los beneficios que trae consigo el reciclaje de neumáticos, se pueden señalar:

- Recuperación de materias primas: trozos y granulados de goma, polvillo de carbón, negro de humo, tela (plástica) y tela (plástica) pulverizada.
- Posibilidades de usos de combustible alternativo en centrales eléctricas, instalaciones industriales, y principalmente, en fábricas de cemento y cal.
- Eliminación de un desecho no biodegradable y no compactable de difícil manipulación y compleja disposición

final. Es común que los neumáticos tiendan a aparecer en la superficie de la tierra luego de ser enterrados.

- Reducción de la contaminación de cursos de agua, calles, caminos, terrenos eriazos y campos.
- Reducción del riesgo de que se produzcan incendios con la consiguiente contaminación del aire, suelo y cursos de agua si los hubiera.
- Reducción de las posibilidades de acumulación de agua estancada, evitando la proliferación de insectos transmisores de distintas enfermedades (dengue, fiebre amarilla, encefalitis, etcétera)
- Ahorro en la extracción de piedras y otros materiales inertes de las canteras, cavas y ríos, para la producción de bases de caminos y capas asfálticas.
- Mejoramiento de los asfaltos.
- Reducción en peso y volumen de la carga que deben soportar los vertederos y rellenos sanitarios.

Disminución de contaminación al medio ambiente

La poca conciencia del ser humano, la falta de una política ambiental eficiente, la poca capacidad innovativa, el vertiginoso crecimiento del parque automotriz, entre otros, han derivado en

una contaminación irracional de nuestro planeta. Los neumáticos son uno de los residuos que tienen un alto impacto en el medioambiente: son de gran tamaño, no se descomponen, son ideales como nido de roedores e insectos, son potenciales focos de incendios con la consecuente contaminación no sólo del suelo sino también del aire y además las sustancias de las que están fabricados, penetran el suelo y contaminan las capas subterráneas de agua.

Tal vez, recuperar neumáticos difícilmente determine una ganancia financiera para quien lo haga. Sin embargo, se deben considerar los beneficios ambientales, sociales y sanitarios que trae aparejado para las ciudades y su gente, razón por la cual se justifica ampliamente que este proceso de recuperación sea encarado a la brevedad.

Los neumáticos no son biodegradables, sobrevivirán por millones de años, no pueden reutilizarse para hacer nuevos neumáticos, no pueden llevarse a los vertederos porque obstruyen el procesamiento de la basura y está prohibido acumularlos por el riesgo de incendio.

2.5. Determinación de la fuerza de desgarro del neumático por ensayo de tracción, mediante la norma DIN ISO 34-1

De acuerdo a la norma DIN ISO 34-1, nos muestran la forma adecuada de cómo debe realizarse el respectivo ensayo para la determinación de la fuerza de desgarro del neumático. De esta manera sabremos la fuerza con la cual las cuchillas acopladas a los árboles de transmisión deberán ejercer para poder cortar el neumático sin ningún inconveniente.

Esta parte de la Norma ISO 34-1 especifica tres métodos de ensayo para determinar la resistencia al desgarro del caucho vulcanizado, que son los siguientes:

- método A, basado en el empleo de una probeta tipo pantalón;
- método B, basado en el empleo de una probeta angular, con o sin una hendidura de una profundidad especificada;
- método C, basado en el empleo de una probeta de media luna con hendidura.

El valor obtenido de la resistencia al desgarro depende de la forma de la probeta, de la velocidad de estiramiento y de la temperatura de ensayo. También puede verse afectado por la dirección del laminado en el caucho vulcanizado.

Método A, usando una pieza de prueba tipo pantalón

Se recomienda el método A, que emplea una probeta tipo pantalón, porque no se ve afectado por la longitud del corte, a diferencia de lo que ocurre con los otros dos tipos de probetas, en los que la hendidura debe controlarse con mucha precisión. Además, los resultados obtenidos pueden ser fácilmente relacionados con las propiedades fundamentales del material y son menos sensibles a los efectos del módulo (siempre que la extensión de las dos tiras de la probeta sea despreciable) y la velocidad de propagación del desgarro esté relacionada directamente con la velocidad de separación de las mordazas. Con algunos cauchos, la propagación del desgarro no es uniforme (desgarro a tirones), y el análisis de los resultados puede ser difícil.

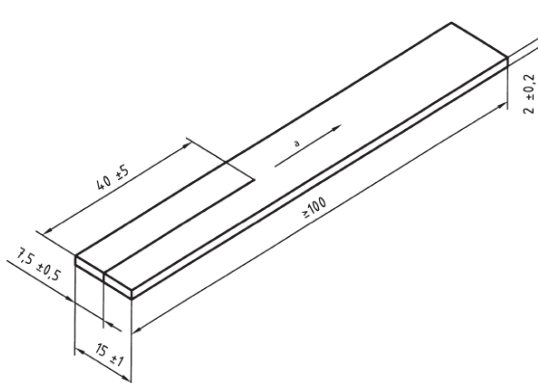


FIGURA 2.5 PROBETA TIPO PANTALÓN
FUENTE: NORMA ISO 34-1

Agarres: A la máquina se le proporcionara un tipo de agarre que se aprieta automáticamente con el incremento de tensión y ejerce presión uniforme por el extremo ensanchado de la pieza de prueba. Cada agarre incorporara un medio para posicionar la pieza de prueba de caucho que se inserte simétricamente y en alineación axial con la dirección del tirón.

La profundidad de inserción será tal que la pieza de prueba se agarra adecuadamente a las mordazas.

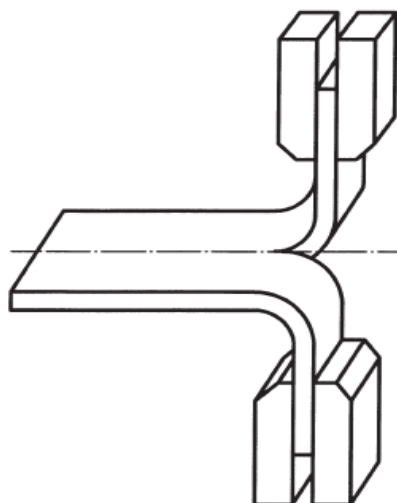


**FIGURA 2.5.A POSICIONAMIENTO
DE LA PROBETA EN MORDAZAS
FUENTE: NORMA ISO 34-1**

Probeta de prueba: Corte de profundidad $40\text{mm} \pm 5\text{mm}$ hecho a la mitad de la anchura de la pieza de prueba indicada en la figura de la probeta tipo pantalón

Método B, usando un ángulo en la probeta de prueba, con corte o sin corte especificando la longitud

Con corte:

Este ensayo mide la fuerza necesaria para propagar una hendidura ya producida en la probeta. La velocidad de propagación no está directamente correlacionada con la velocidad de separación de las mordazas.

Con su respectivo corte o muesca:

El ensayo es una combinación de iniciación del desgarro y de propagación del mismo. El esfuerzo se acumula en la base del ángulo hasta que es suficiente para iniciar un desgarro, y después los esfuerzos sucesivos propagan este desgarro. No obstante, únicamente es posible medir la fuerza total necesaria para la rotura de la probeta y, por consiguiente, la fuerza no puede descomponerse en los dos componentes que originan (1) la iniciación y (2) la propagación.

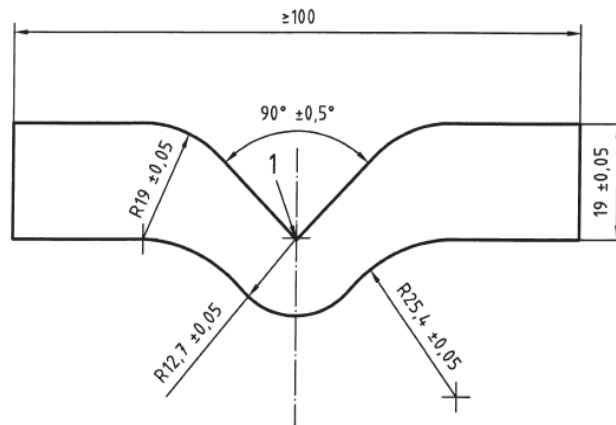


Figura 2.5.b Probeta con ángulo
Fuente: Norma ISO 34-1

Probeta de prueba: Corte de profundidad $1\text{mm} \pm 0.2\text{mm}$ en el ápice del ángulo interno de la pieza de prueba.

Empleando una probeta de media luna

Este método también mide la fuerza necesaria para propagar una hendidura ya producida en la probeta y la velocidad de propagación tampoco está correlacionada con la velocidad de separación de las mordazas.

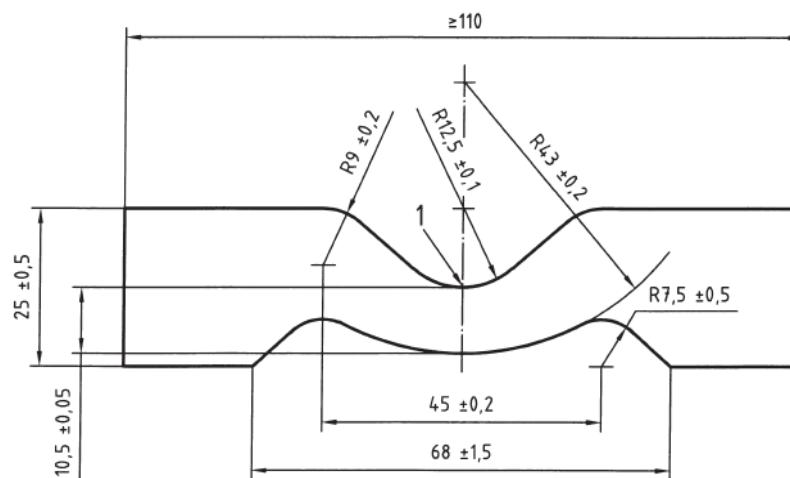


FIGURA 2.5.C PROBETA DE MEDIA LUNA
FUENTE: NORMA ISO 34-1

Probeta de prueba: Corte de profundidad $1\text{mm} \pm 0,2\text{mm}$ hecho en el centro del borde interno cóncavo de la pieza de prueba. En Apéndice E se muestran los resultados de la prueba realizada a la probeta de prueba.

2.6. Diseño de forma del triturador de neumáticos

El diseño del triturador de neumáticos consistirá en parámetros que serán tratados en los posteriores ítems. Ya que de acuerdo a diseños que presentan fabricantes de trituradores de dos árboles de transmisión, tienen mucha similitud los diseños. Se diferencia el uno del otro en la capacidad a triturar, y este posteriormente en un aumento o en una disminución de potencia.

El diseño estará presente a la trituración del neumático, el cual ha sido retirado totalmente el alambre que contiene. El neumático guía que ingresará a la boca de trituración será uno de aro 16, en base a esto será dimensionada el área de trituración. Debemos tener bien en cuenta que para neumáticos de dimensiones mayores podrán ser ingresados a la máquina, pero antes deberán ser cortados, para que de esta manera puedan ingresar sin ningún problema.

A continuación se presentan las dimensiones de diferentes tipos de neumáticos y se escogerá el de aro 16 ya que es de nuestro interés para la elaboración previa del diseño:

TABLA 2.6 SELECCIÓN DE LAS DIMENSIONES DE UN ARO 16

Medida	Ancho de la llanta (pulgadas)	Ancho de la llanta (mm)	Diámetro ext. (mm)
Potenza GIII (Automóvil)			
195/50R16	6.0	201	602
205/50R16	6.5	214	612
205/55R16	6.5	214	632
205/55R16	6.5	214	632
215/55R16	7.0	226	642
225/50R16	7.0	233	632
225/55R16	7.0	233	654
Dueler A/T 694 (Camioneta)			
215/70R16	6.5	221	708

215/80R16	6.0	216	750
225/75R16	6.0	223	744
235/60R16	7.0	240	688
235/70R16	7.0	240	736
235/85R16	6.5	235	806
245/70R16	7.0	248	750
LT245/75R16	7.0	248	774
265/70R16	8.0	272	778
265/75R16	7.5	267	804
275/70R16	8.0	279	792
R250 (Camión)			
9.00 R 20	7.00	258	1,018
10.00 R 20	7.50	273	1,051
11.00 R 20	8.00	296	1,080
12.00 R 20	8.50	308	1,135
11.00 R 22	8.00	296	1,133
11 R 22.5	8.25	272	1,049
12 R 22.5	9.00	297	1,080
285/75 R 24.5	8.25	283	1,050
295/80 R 22.5	9.00	300	1,052
11 R 24.5	8.25	279	1,104

Por lo tanto al área de trituración será dimensionada en base a estos datos producidos por neumáticos aro 16. El diámetro del neumático a utilizar será de 806mm. De diámetro exterior, pero considerando diseños de diferentes fabricantes utilizan 26 cuchillas armables con 36mm de ancho, razón por la cual se tendrá una longitud de corte de 936mm.

Para el ancho de trituración debemos basarnos en el diámetro de las cuchillas. De acuerdo a varios diseños de trituración, como por

ejemplo BOMATIC, nos sugiere que el ancho debe tener una distancia de **750mm**. El alto de la máquina de trituración debe tener una altura total de 2,550mm. Con un alto de trituración de 750mm, un alto de tolva de 1,200mm y un alto de estructura de 600mm.

Revoluciones aconsejadas por fabricantes de máquina del triturador

Diseñadores de máquinas trituradoras aconsejan las siguientes revoluciones:

**TABLA 2.6.A REVOLUCIONES ACONSEJADAS
FUENTE: QUINDAO JUDONG INDUSTRY**

Capacidad	300 neumáticos/h	2000Kg/h	1000Kg/h
Rev. /min.	31.94	15	16

El triturador tiene las características ideales para la trituración de los neumáticos, ya que el triturador al trabajar a bajas revoluciones no va a generar una temperatura que modifique las características del caucho. Los fabricantes de triturador recomiendan estas velocidades debido a que este tipo de máquinas se ven sometidas a la presión que ejercen los neumáticos contra el árbol de transmisión y cuchillas.

Determinación del torque, producido por el neumático

$$T = F \times d \text{ [Nm]}$$

$$T = \frac{F_{\text{cizalla}}}{A_{\text{cuh.}}} \times V_{\text{neumático}}$$

La fuerza de cizalla fue calculada durante el ensayo de desgarro de la probeta tipo pantalón en el cual dicha fuerza es de 558.91N.

El cálculo del área de la cuchilla es llevado a cabo mediante datos tomados de otro fabricante de donde se considera:

$$\phi_{\text{ext}} = 300\text{mm} \quad ; \quad \phi_{\text{int}} = 100\text{mm}$$

Para el cálculo del volumen del neumático se tomaran en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\rho_{\text{neumático}} = 930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{\text{neumático}} = 45.4 \text{ kg}$$

$$V = \frac{m_{\text{neumático}}}{\rho_{\text{neumático}}}$$

$$V = \frac{45.4 \text{ kg}}{930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V = 0.048817204 \text{ m}^3$$

$$T = \left\{ \frac{558.91 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} [(0.300)^2 - (0.100)^2]} \right\} \times V_{\text{neumático}}$$

$$T = \left[\frac{558.91 \text{ N}}{0.062831853 \text{ m}^2} \right] \times [0.048817204 \text{ m}^3]$$

$$T = 434.25 \text{ [Nm]}$$

Para el cálculo del torque máximo se requiere del uso de las 26 cuchillas de donde:

$$T_{\text{max}} = (434.25 \times 26) [\text{Nm}]$$

$$T_{\text{max}} = 11290.5 \text{ [Nm]}$$

Determinación de la potencia requerida para el motor

$$P_{\text{max}} = [T_{\text{max}}] \times [\omega]$$

De donde ω es la velocidad angular en la cual debido al tipo de trabajo que se va a realizar, los fabricantes sugieren una velocidad angular de:

$$n = 16 \frac{\text{Rev.}}{\text{min.}}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \left[\frac{\text{rad.}}{\text{seg.}} \right]$$

$$w = 1.68 \left[\frac{\text{rad.}}{\text{seg.}} \right]$$

$$P_{\text{max}} = [11290.5 \text{ Nm}] \times \left[1.68 \left[\frac{\text{rad.}}{\text{seg.}} \right] \right]$$

$$P_{\text{max}} = 18968.04 \text{ [Watt]}$$

$$P_{\text{max}} = 18968.04 \text{ [Watt]} \times \frac{1 \text{ [HP]}}{745.7 \text{ [Watt]}}$$

$$P_{\text{max}} = 25.44 \text{ [HP]}$$

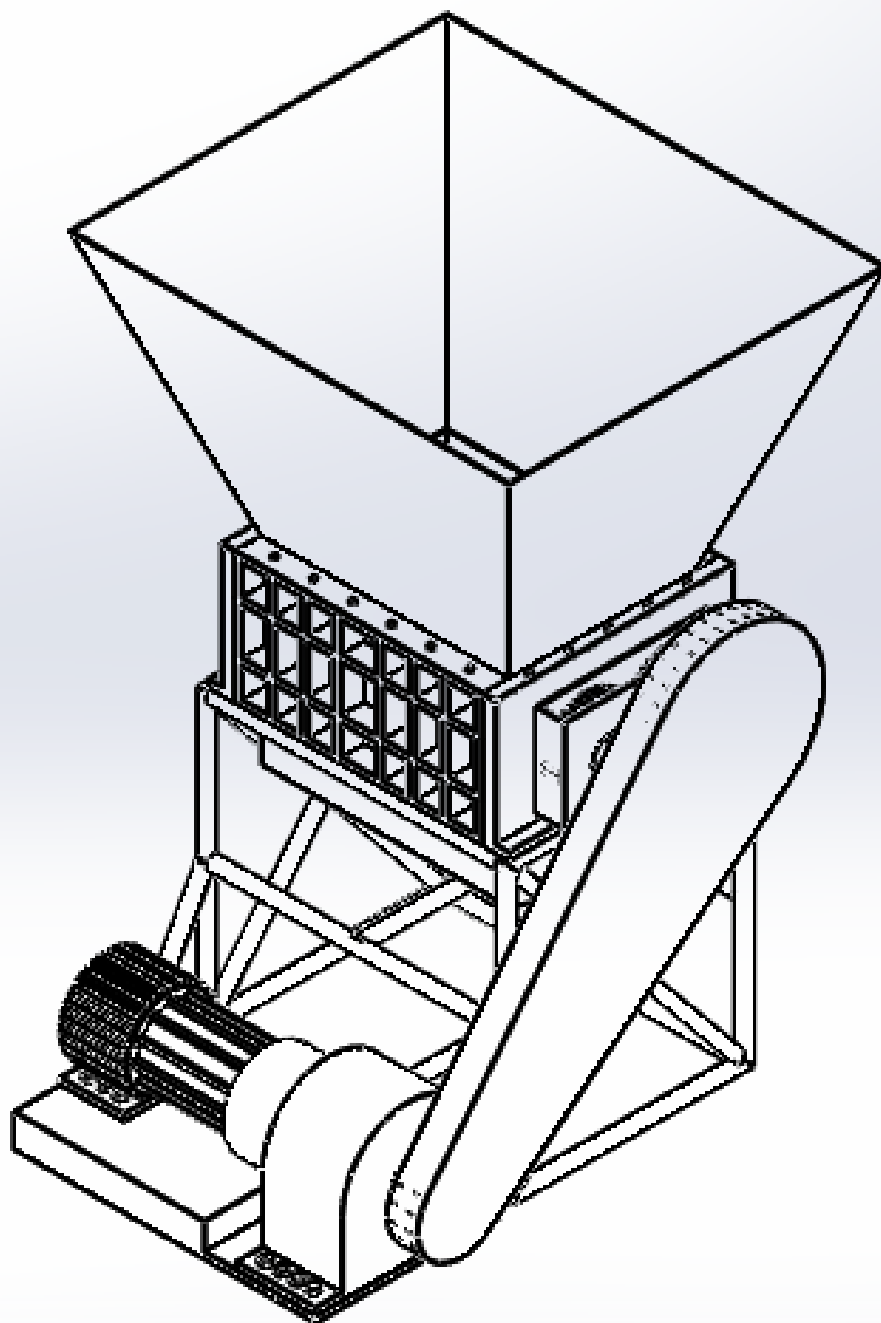


FIGURA 2.6 DISEÑO DE FORMA DEL TRITURADOR
FUENTE: AUTOR

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA TRITURACIÓN DE NEUMÁTICOS RECICLADOS

3.1. Diseño del árbol de transmisión

Para el diseño del árbol de transmisión hay que considerar básicamente los siguientes parámetros:

- Selección de material.
- Diseño constructivo (configuración geométrica).
- Verificación de la resistencia:
 - Estática
 - A la fatiga

- A las cargas dinámicas
- Verificación de la rigidez del árbol mediante:
 - Deflexión por flexión.
 - Deformación por torsión.
 - Verificación de las frecuencias naturales.

Selección del material

Se selecciona el material del árbol, el cual, según recomendaciones, puede ser de acero al carbono SAE 1020 a 1050, los cuales son de bajo costo. Cuando los criterios de resistencia resulten dominantes sobre aquellos de las deformaciones, puede seleccionarse un acero de mayor resistencia como los aceros aleados SAE 3140, 4140 ó 4340.

Se utilizará el acero AISI 4340, se recomienda este tipo de material debido al tipo de aplicaciones que se requiere en el momento de la trituración y este acero es muy utilizado para la trituración del neumático, a continuación se enuncian las propiedades de dicho acero que servirán de uso fundamental en el momento del cálculo del diámetro:

TABLA 3.1 PROPIEDADES MECÁNICAS AISI 4340
FUENTE: MANUAL DE ACEROS ESPECIALES BÖHLER

Diámetro (mm)	Límite de fluencia(N/mm²)	Resistencia a la tracción (N/mm²)
≤ 16	1,000	1,200 - 1,400
≤ 16 ≤ 40	900	1,100 - 1,300
≤ 40 ≤ 100	800	1,000 - 1,200
≤ 100 ≤ 160	700	900 - 1,100
≤ 160 ≤ 250	600	800 - 950

De acuerdo a diseños de otros trituradores de neumáticos el diámetro del árbol de transmisión oscila entre 100 y 160 mm. Por ende tenemos las propiedades mecánicas en función del rango de diámetros sugeridos.

Diseño Constructivo

Debido a que el neumático debe ser triturado requerirá de cierta fuerza para su respectivo corte, se procedió al ensayo de desgarro realizado en el laboratorio LEMAT de la “Escuela Superior Politécnica del Litoral”. En dicho ensayo se tomaron unas probetas del producto y se le determinó la fuerza de cizalla. La fuerza de corte aplicada al neumático ingresa con un ángulo de inclinación de tal forma que se descompone en una fuerza

tangencial y una fuerza radial, produciendo el corte la fuerza tangencial, ya que la fuerza radial va ir direccionada hacia el centro del eje. La fuerza aplicada sobre el eje de transmisión producirá esfuerzos de flexión y de torsión.

Consideraremos el peso de las cuchillas debido a que serán consideradas como carga distribuidas, por ende de acuerdo a sugerencias hechas por otros fabricantes de trituradores de neumáticos consideraremos las siguientes dimensiones:

TABLA 3.1A DIMENSIONES DE CUCHILLAS

Cuchillas:	
$D_{ext.}$	300 mm
$D_{int.}$	100 mm
$e_{cuchillas.}$	36 mm

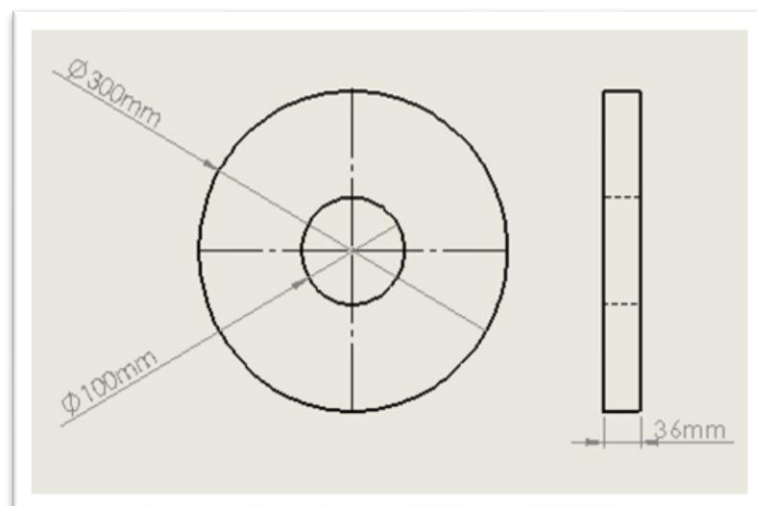


FIGURA 3.1 DIMENSIONAMIENTO DE CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR

Cálculo del peso aplicado por las cuchillas

Partiendo de datos recomendados con anterioridad de acuerdo a fabricantes se tiene el siguiente desarrollo.

Densidad del acero de $7,860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$, por ende:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m_{\text{cuch.}} = \rho_{\text{Acero}} * V_{\text{cuch.}} ;$$

$$V_{\text{cuch.}} = A_{\text{cuch.}} * e_{\text{cuch.}}$$

$$A_{\text{cuch.}} = \frac{\pi(D_{\text{ext.}}^2 - D_{\text{int.}}^2)}{4} ; e_{\text{cuch.}} = 0.036\text{m}$$

$$V_{\text{cuch.}} = \frac{\pi(0.300^2 - 0.100^2)}{4} * 0.036$$

$$V_{\text{cuch.}} = 0.002261946 \text{ m}^3;$$

$$m_{\text{cuch.}} = 7,860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.002261946 \text{ m}^3 \rightarrow m_{\text{cuch.}} = 17.78 \text{ Kg}$$

Para el eje de transmisión en sentido anti horario está compuesto de 13 cuchillas de donde:

$$m_{\text{TC}} = 17.78 \text{ Kg} * 13 \rightarrow m_{\text{TC}} = 231.14 \text{ Kg}$$

m_{TC} = masa total de las cuchillas.

Para el mismo eje de transmisión habrá 13 espaciamentos de tal forma, que serán de ingreso de corte para el otro eje de transmisión en sentido horario, por lo tanto van a tener las siguientes dimensiones:

TABLA 3.1.B DIMENSIONES DE ESPACIAMIENTOS

Espaciamiento:	
D_{ext.}	200 mm
D_{int.}	100 mm
e_{esp.}	36 mm

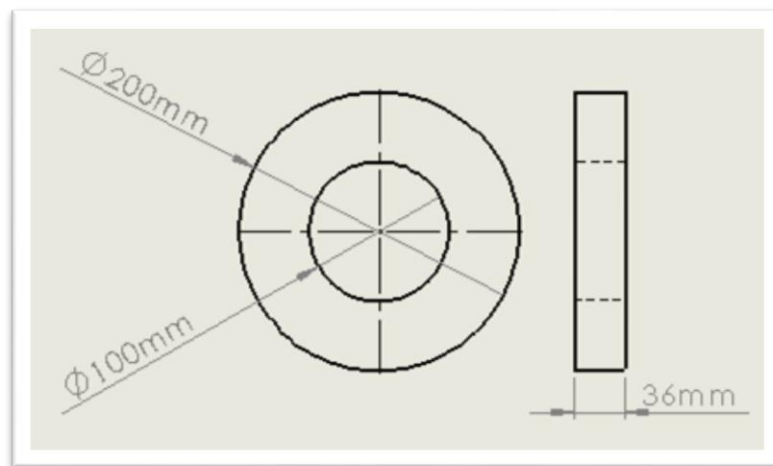


FIGURA 3.1A ESPACIAMIENTO DE CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR

$$V_{\text{esp.}} = A_{\text{esp.}} * e_{\text{esp.}}$$

$$A_{\text{esp.}} = \frac{\pi(D_{\text{ext.}}^2 - D_{\text{int.}}^2)}{4} ; e_{\text{esp.}} = 0.036\text{m}$$

$$V_{\text{esp.}} = \frac{\pi(0.200^2 - 0.100^2)}{4} * 0.036$$

$$V_{\text{esp.}} = 0.00084823 \text{ m}^3;$$

$$m_{\text{esp.}} = 7,860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.00084823 \text{ m}^3 \rightarrow m_{\text{esp.}} = 6.67 \text{ Kg}$$

Debido a que el eje está compuesto de 13 espaciadores de cuchillas tendremos:

$$m_{\text{TE}} = 6.67 \text{ Kg} * 13 \rightarrow m_{\text{TE}} = 86.71 \text{ Kg}$$

m_{TE} = masa total de los espaciadores de cuchillas.

Por ende el peso de los espaciadores, más la suma del peso de las cuchillas sería lo siguiente:

$$m_{\text{T}} = m_{\text{esp.}} + m_{\text{cuch.}} \rightarrow m_{\text{T}} = 86.71 \text{ Kg} + 231.14 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{T}} = 317.85 \text{ Kg}; \quad g = 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{T}} = 3,114.93 \text{ N}$$

Dicho peso será tomado en cuenta como una carga distribuida:

$$q = \frac{W_{\text{T}}}{L_{\text{c}}}; \text{ Donde } L_{\text{c}} \text{ es la longitud en el área de corte.}$$

$$q = \frac{3,114.93 \text{ N}}{0.936 \text{ m}} \rightarrow q = 3,327.92 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

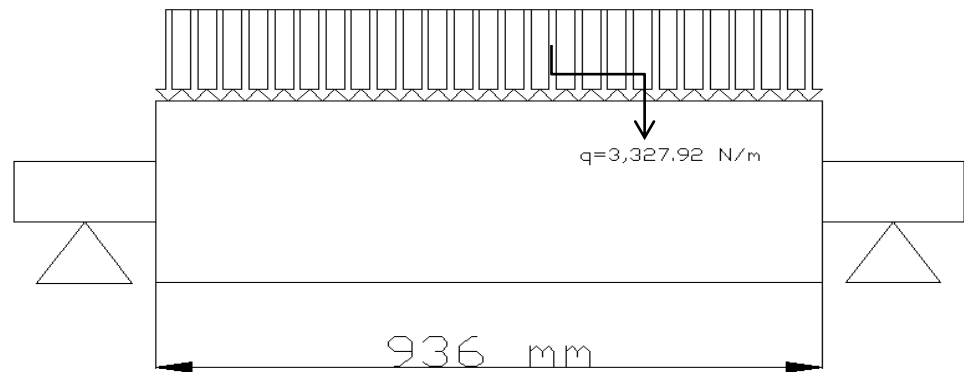


**FIGURA 3.1.B CARGA DISTRIBUIDA A PARTIR
DEL PESO DE LAS CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR**

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

El diagrama de fuerza cortante nos lleva al análisis fundamental del momento flector en el cual se centrara nuestro interés de estudio, debido a que el máximo momento obtenido es el que estará presente en el cálculo del diámetro óptimo del árbol de transmisión.

El árbol de transmisión estará expuesto a las siguientes fuerzas:

$$T = F \times d \text{ [Nm]} ; T = \frac{F_{\text{cizalla}}}{A_{\text{cuh.}}} \times V_{\text{neumático}} ; T = 434.25 \text{ [Nm]} ;$$

$$T_{\text{max}} = 11290.5 \text{ [Nm]} ; q = 3,327.92 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_c = \frac{T}{r/2} ; \text{ De donde } r = d/2, \text{ es decir el diámetro de la cuchilla por}$$

lo tanto es $r = 150\text{mm}$.

$$F_c = \frac{434.25 \text{ [Nm]}}{0.15 \text{ [m]}} = 2,895 \text{ [N]};$$

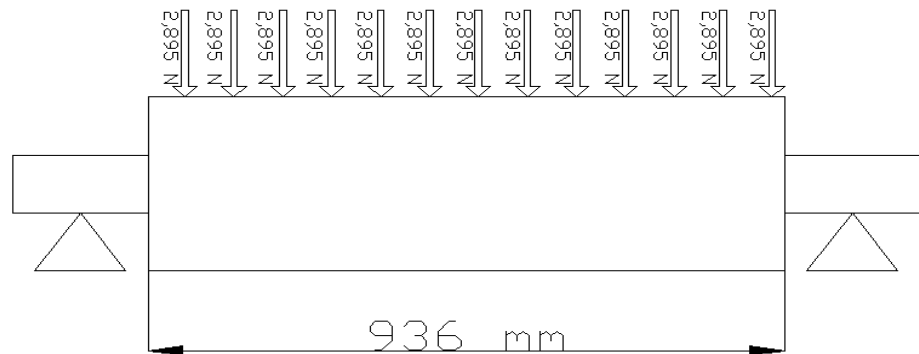


**FIGURA 3.1C DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS CONCENTRADAS
FUENTE: AUTOR**

De aquí tenemos aplicado en el árbol de transmisión 13 cuchillas, considerando el caso extremo en el cual todas las cuchillas ingresan simultáneamente al corte del neumático tenemos que:

$$F_c = 2895 \times 13 \text{ [N]};$$

$$F_c = 37,635 \text{ [N]};$$

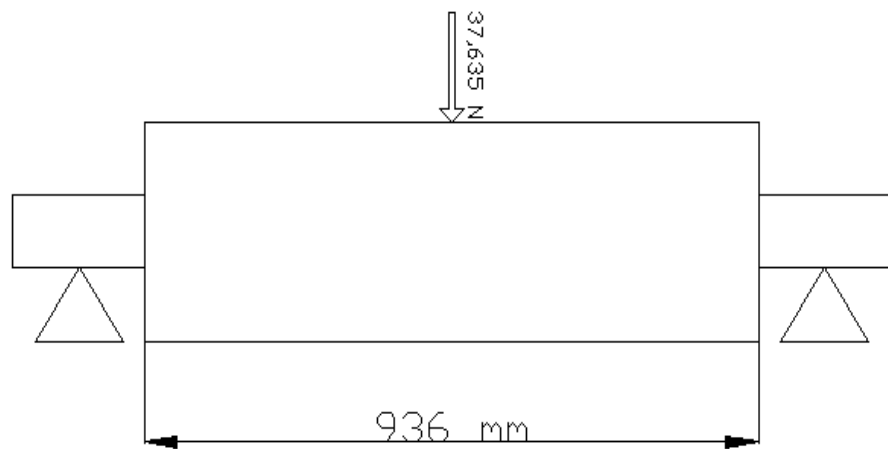


FIGURA 3.1.D FUERZA CONCENTRADA
FUENTE: AUTOR

Para el cálculo del cortante y momento flector se tendría una combinación de fuerza concentrada considerando las condiciones más críticas del eje, y también consideraremos el peso de las cuchillas como una carga distribuida más la suma de las cargas distribuidas debido a las fuerzas de corte producidas por las cuchillas.

Cálculo del cortante y momento flector por el método de ecuaciones algebraicas

Opción #1

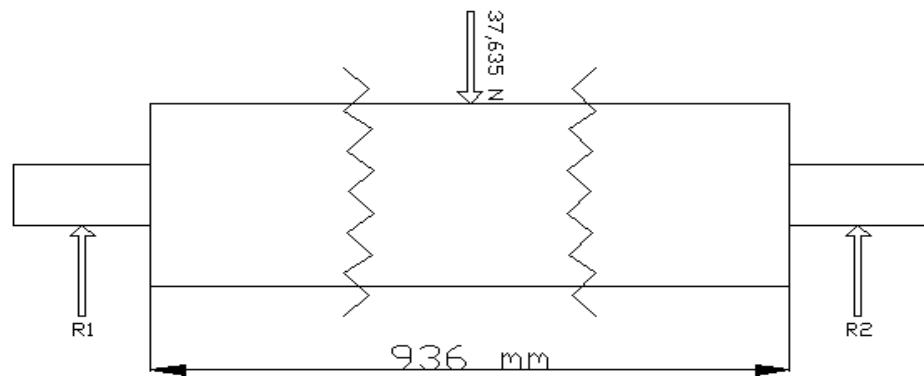


**FIGURA 3.1E FUERZA CONCENTRADA MÉTODO
ECUACIONES ALGEBRAICAS
FUENTE: AUTOR**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - 37,635 \text{ N} = 0 ;$$

$$R_1 + R_2 = 37,635 \text{ N (ec. 1)}$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$R_1(0.936) - 37,635(0.468) = 0 ;$$

$$R_1(0.936) - 17,613.18 = 0 ;$$

$$R_1(0.936) = 17,613.18 \text{ Nm} ;$$

$$R_1 = 18,817.5 \text{ N ;}$$

De la ecuación 1 se obtiene la reacción 2:

$$R_1 + R_2 = 37,635 \text{ N ;}$$

$$R_2 = 37,635 - 18,817.5 ;$$

$$R_2 = 18,817.5 \text{ N}$$

Con el cálculo de las reacciones se procedió a graficar el diagrama de cortante y el momento flector.

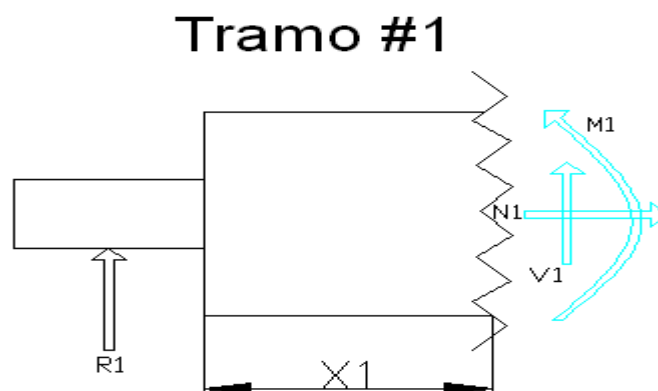


**FIGURA 3.1.F TRAMO # 1 MÉTODO DE ECUACIONES
FUENTE: AUTOR**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + V_1 = 0 ;$$

$$R_1 = -V_1$$

$$V_1 = -18,817.5 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_1(X_1) - M_1 = 0 ;$$

$$M_1 = R_1(X_1) ;$$

$$M_1 = 18,817.5(X_1) ; \text{ Cuando } x_1=0 \text{ } M_1=0;$$

$$x_1=0.468 \text{ } M_2=8,806.59 \text{ [Nm]}$$

Tramo #2

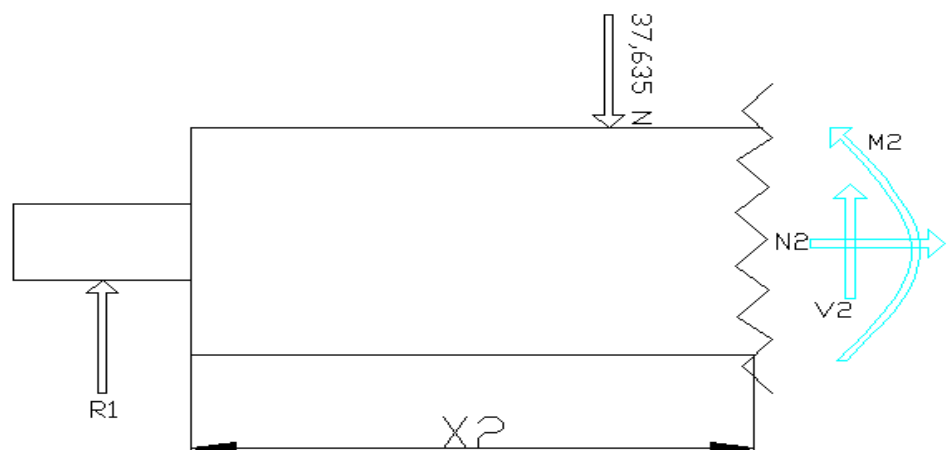


FIGURA 3.1.G TRAMO # 2 MÉTODO DE ECUACIONES
FUENTE: AUTOR

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - 37,635 + V_2 = 0 ;$$

$$V_2 = +37,635 - R_1$$

$$V_2 = -18,817.5 \text{ N}$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$R_1(X_2) - 37,635(x_2 - 0.468) - M_2 = 0 ;$$

$$M_2 = R_1(X_2) - 37,635(x_2 - 0.468) ; \text{ Cuando } x_2=0.468$$

$$M_2=8,806.59[\text{Nm}] ; X=0.936 \text{ } M_3=0$$

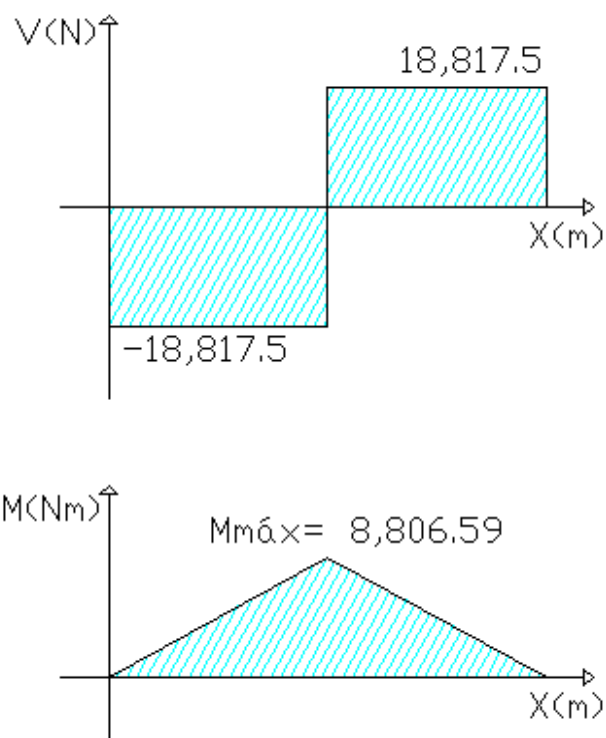


**FIGURA 3.1.H DIAGRAMA DE CORTANTE Y
MOMENTO FLECTOR
FUENTE: AUTOR**

Deducción de la ecuación representativa del cortante y el momento flector la cual es enunciada a continuación:

Consiste en considerar un elemento diferencial de longitud de viga como cuerpo libre. Las condiciones de equilibrio nos conducirán a ecuaciones diferenciales que relacionan la carga, la fuerza cortante y el momento flector. Estas ecuaciones se usan para la construcción de los diagramas de la fuerza cortante y el momento flector.

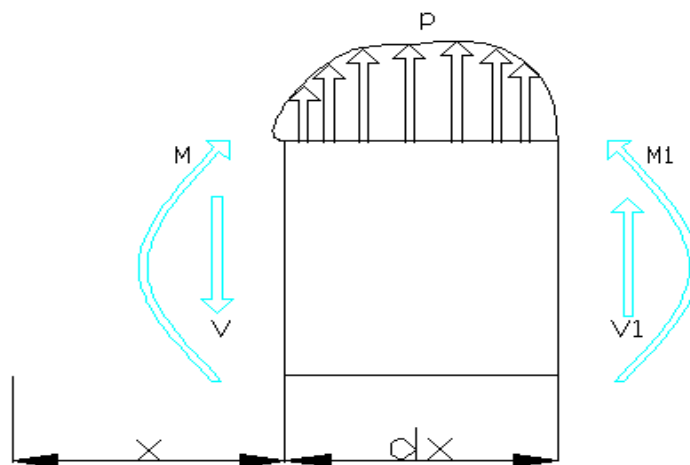


**FIGURA 3.1I ELEMENTO DIFERENCIAL
TOMADO DE UNA VIGA
FUENTE: APUNTES ING. ALFREDO TORRES**

Para encontrar V_1 y M_1 en función de V y M se expande V_1 y M_1 alrededor del punto donde actúa V y M usando series de Taylor.

$$f(x) = f(a) + \frac{(x-a)}{1!} f'(a) + \frac{(x-a)^2}{2!} f''(a) + \dots$$

De donde $f(x) = V_1$; $f(a) = V$; $(x-a) = dx$

$$V_1 = V + \frac{dx}{1} \frac{dv}{dx} + \frac{dx^2}{1 \times 2} \frac{d^2V}{dx^2} + \dots$$

$V_1 = V + \frac{dv}{dx} dx \rightarrow$ derivadas parciales no se simplifican, se

produce un incremento por ende tenemos lo siguiente:

$$V_1 = V + dv$$

$$M_1 = M + dM$$

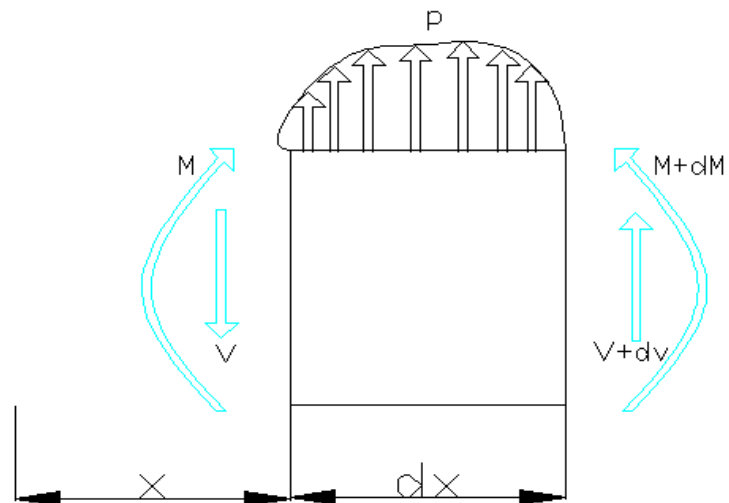


**FIGURA 3.1J ELEMENTO DIFERENCIAL APLICANDO
TEOREMA DE TAYLOR
FUENTE: APUNTES DEL ING. ALFREDO TORRES**

$$\sum F_y = 0$$

$$(V + dV) - V + Pdx = 0$$

$$dV + Pdx = 0$$

$$\frac{dv}{dx} = -P$$

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = - \int P dx$$

$$V_2 - V_1 = \left(- \int_{x_1}^{x_2} P dx \right) \rightarrow \text{Área bajo la curva}$$

Y de la misma forma con el momento tenemos lo siguiente:

$$M_2 - M_1 = \left(- \int_{x_1}^{x_2} V dx \right) \rightarrow \text{Área bajo la curva}$$

Cálculo del cortante y momento flector por el método de ecuaciones diferenciales

Opción #2

Para el cálculo del cortante y el momento flector se considera la fuerza de corte de las cuchillas como una carga distribuida más la carga distribuida del peso de las cuchillas:

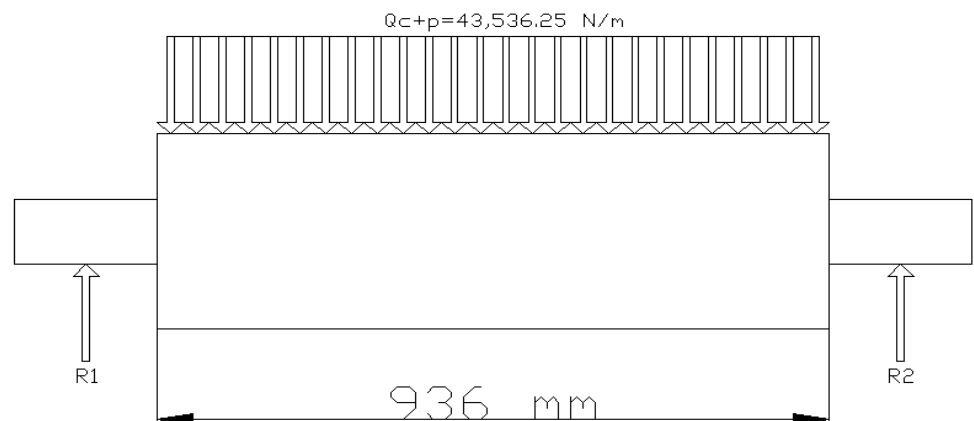


FIGURA 3.1.K FUERZA DISTRIBUIDA MÉTODO DE ECUACIONES DIFERENCIALES.

FUENTE: AUTOR

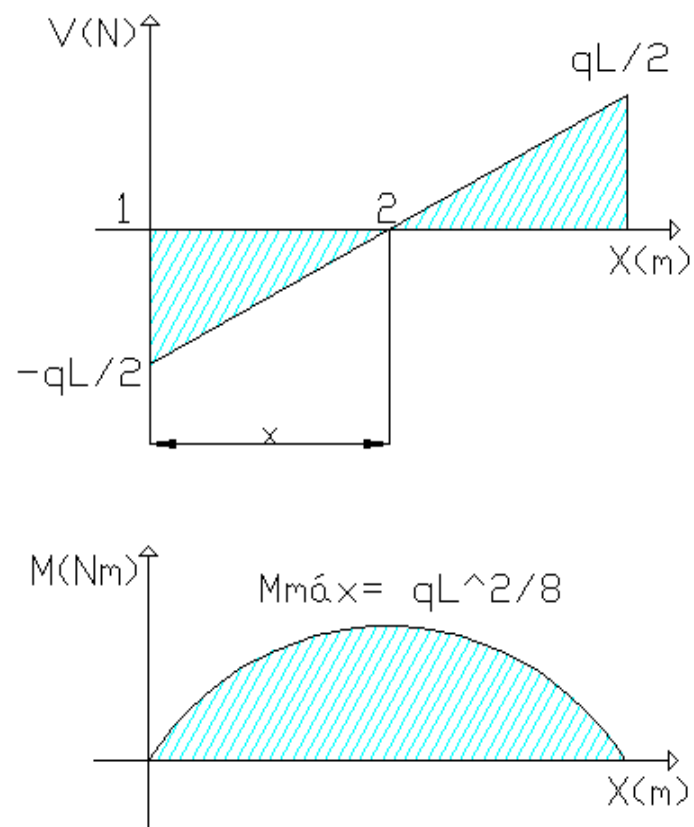


FIGURA 3.1.L DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

FUENTE: AUTOR

1. $V(0) = -\frac{qL}{2}$; $V(L) = \frac{qL}{2}$
2. Carga constante negativa, pendiente de fuerza cortante positiva.
3. $V_2 - V_1 = -\int -Pdx$; $0 - \left(-\frac{qL}{2}\right) = -(-qx)$; $x = \frac{L}{2}$
4. $M(0) = 0$; $M(L) = 0$
5. Fuerza cortante aumenta negativamente, pendiente momento flector disminuye positivamente.
6. Fuerza cortante aumenta positivamente, pendiente momento flector disminuye negativamente.
7. $M_2 - M_1 = -\int Vdx$; $M\left(\frac{L}{2}\right) - 0 = -\left(-\frac{qL}{2} \times \frac{L}{2} \times \frac{1}{2}\right)$; $M\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{qL^2}{8}$
8. El cortante $V = 20,374.97$ [N].
9. El momento $M_{\text{máx}} = 4,767.74$ [Nm].

Observando el cálculo de los dos momentos calculados podemos darnos cuenta que el momento máximo crítico se produce con la carga concentrada por ende el cálculo del diámetro se lo realizará en base a dichos resultados.

Verificación de la resistencia a la fatiga

El análisis por fatiga se lo lleva a cabo debido a que el eje de transmisión estará sometido a repeticiones continuas de

esfuerzos. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga por ende el árbol de transmisión al estar sometido a cargas variables induce al estudio de la teoría de la fatiga en el cual nuestro centro de estudio se basa en el modelo de esfuerzo – vida.

En 1870, el ingeniero alemán August Wohler encontró la existencia de un límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga para los aceros. Wohler realizó pruebas sobre probetas de acero sometidas a “flexión giratoria”, denominada así al tipo de carga que se genera en un elemento que gira sometido a un momento flector constante. Obtuvo un diagrama (esfuerzo - número de ciclos) o diagrama de vida - resistencia de Wohler. El esfuerzo (o resistencia) S corresponde al valor del esfuerzo máximo al cual se somete la probeta, y n_c es el número de ciclos de esfuerzo. Las líneas del diagrama representan aproximaciones a los puntos reales de falla obtenidos en los ensayos.

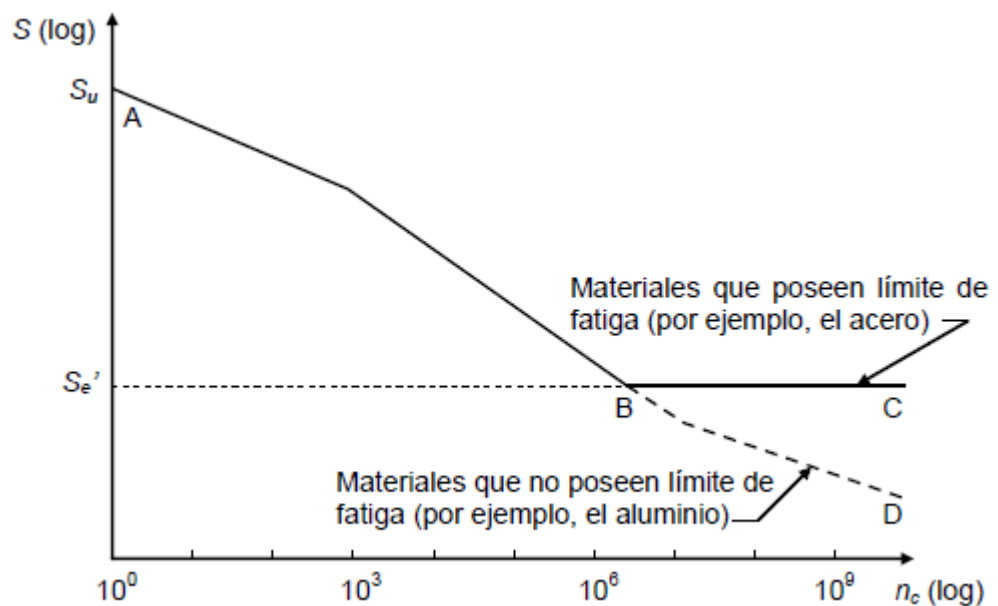


Gráfico 3.1 Diagrama de Wohler
Fuente: Faired, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas

Entre menor sea el esfuerzo al cual se somete la probeta, mayor es su duración. Si se somete una probeta al esfuerzo último, S_u , la probeta sólo soporta la primera aplicación de la carga máxima.

$S = S_e'$ y $n_c \geq 10^6$ ciclos el esfuerzo permanece constante. Esto indica que si la probeta se somete a un esfuerzo menor que S_e' , ésta no fallará; es decir, la probeta tendrá una vida infinita. A niveles superiores de esfuerzo, la probeta fallará después de un número de ciclos de carga y, por lo tanto, tendrá vida finita. Como S_e' es el límite por debajo del cual no se produce falla, se le conoce como límite de fatiga.

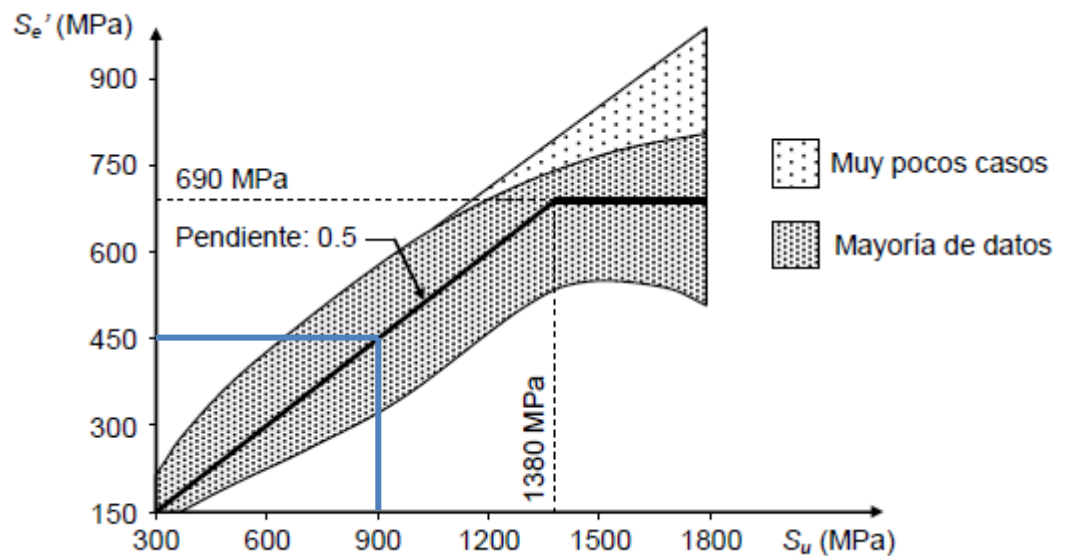


GRÁFICO 3.1.A RELACIÓN ENTRE EL LÍMITE DE FATIGA Y EL ESFUERZO ÚLTIMO
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

La zona de sombreado oscuro corresponde a la tendencia que sigue la mayoría de los aceros, de acuerdo con los datos experimentales; se observa que para valores de esfuerzo último menores de aproximadamente 1,380 MPa, entre mayor es el S_u del acero, mayor es su límite de fatiga, pero para valores de esfuerzo último por encima de 1380 MPa, el límite de fatiga parece ser independiente de S_u . Incluso, para aceros con S_u muy por encima de este valor, la resistencia a la fatiga puede ser inferior a la de un acero con $S_u = 1380$ MPa. Esto nos indica que, si de resistencia a la fatiga se trata, no parece ser conveniente utilizar un acero con $S_u > 1380$ MPa.

La tendencia de los datos se aproxima a las dos líneas rectas mostradas. Una línea tiene una pendiente de 0.5 y, al extrapolar, partiría desde el origen del diagrama; esto indica que el límite de fatiga es la mitad del esfuerzo último. La otra línea es horizontal y parte desde el punto (1380, 690) MPa; se asume, entonces, que para los aceros con $S_u > 1380$ MPa, el límite de fatiga es aproximadamente 690 MPa.

De la selección del material tenemos sus propiedades, como podemos observar del acero AISI 4340, tiene una resistencia a la tracción de: $S_u = 900\text{Mpa}$ y por lo tanto $Se' = 0.5S_u$ $Se' = 450\text{Mpa}$

Variación de los Esfuerzos

La variación de los esfuerzos de los elementos de ingeniería no necesariamente es igual a la que ocurre en flexión giratoria. Por lo tanto, es necesario considerar distintos casos de variación de esfuerzos. En un elemento sometido a cargas variables, los esfuerzos pueden variar con respecto al tiempo, t , de una forma muy irregular como se observa a continuación:

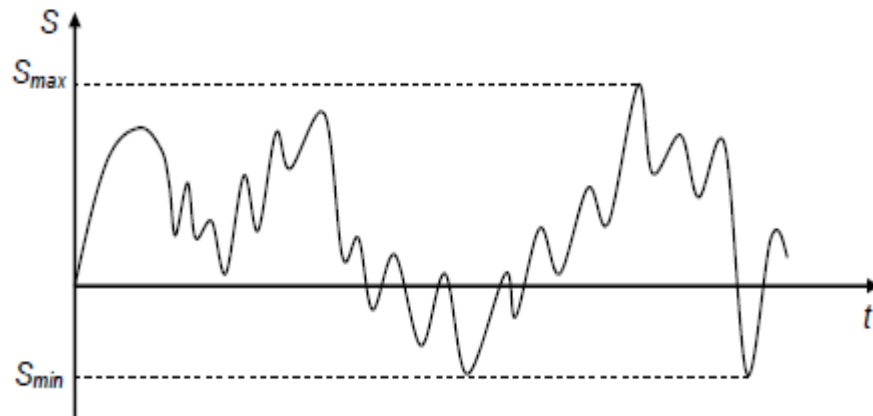


GRÁFICO 3.1.B CURVA ESFUERZO VS. TIEMPO
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Se enfoca en el modelo de falla por fatiga basado en el diagrama de Wohler, el cual se obtiene con pruebas sobre probetas sometidas a flexión giratoria. Este tipo de carga produce una variación sinusoidal de los esfuerzos.

El gráfico 3.1C muestra un modelo de variación sinusoidal para la variación real de esfuerzos para valores de esfuerzos máximo y mínimo mantenidos iguales a los valores reales, y el periodo (o la frecuencia) fue escogido de tal manera que parezca similar al de la curva real.

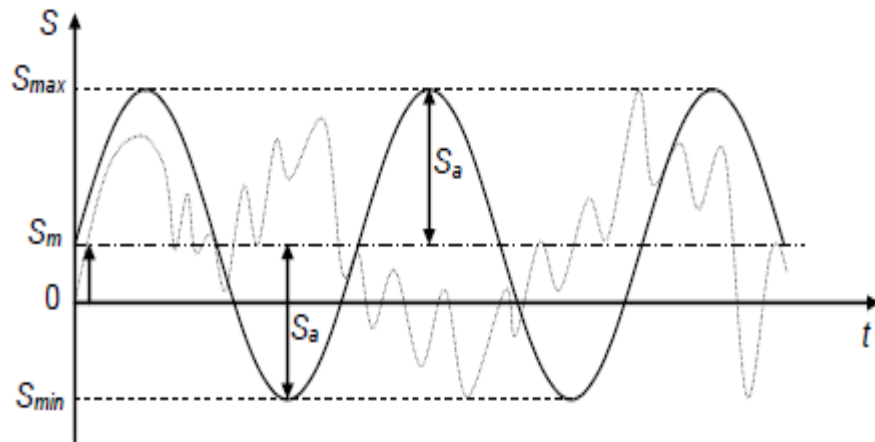


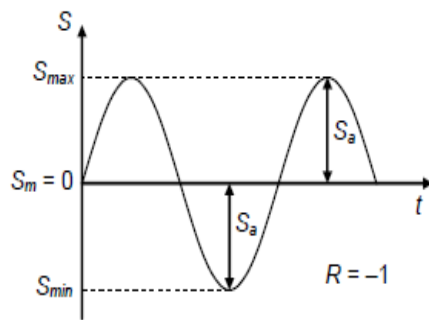
**GRÁFICO 3.1C: MODELO SINUSOIDAL DE LA CURVA
S-T DEL PUNTO CRÍTICO DE UN ELEMENTO.
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

En el gráfico 3.1C pueden obtenerse las siguientes relaciones:

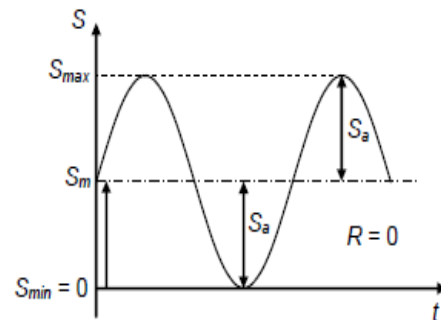
$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} ; S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} ; R = \frac{S_{min}}{S_{max}}$$

Algunas variaciones típicas de esfuerzo se muestran en el gráfico

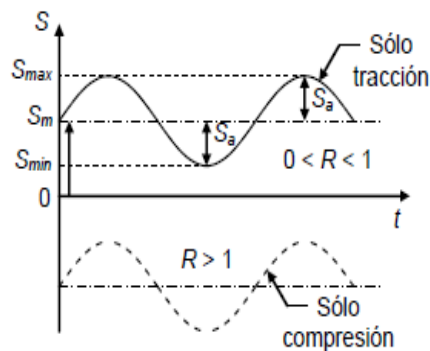
3.1D, con sus nombres y los rangos correspondientes para R.



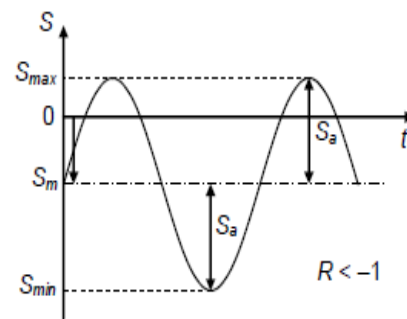
(a) Esfuerzo repetido invertido (totalmente alternante); por ejemplo, en una viga sometida a flexión giratoria



(b) Esfuerzo repetido en una dirección; $S_{min} = 0$ (ó $S_{max} = 0$, si el esfuerzo siempre es de compresión ($R = \infty$))



(c) Esfuerzo fluctuante; sólo tracción (línea continua) o sólo compresión (línea a trazos)



(d) Esfuerzo fluctuante con tracción más pequeña.

GRÁFICO 3.1D: VARIACIONES SINUSOIDALES DE ESFUERZO CON RESPECTO AL TIEMPO
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Para el diseño del triturador se van a considerar las peores condiciones las cuales son expuestas a continuación:

- Las cuchillas trituraran al mismo tiempo.
- Serán cargas repetidas debido a un solo filo que presenta cada cuchilla.

De acuerdo a estas condiciones estamos presentes en la opción “b”, esfuerzo repetido en una dirección.

Finalmente las ecuaciones obtenidas pueden quedar de la siguiente manera:

$$S_m = \frac{S_{\max}}{2} ; S_a = \frac{S_{\max}}{2} ; R = 0$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- Factor de superficie
- Factor de tamaño
- Factor de confiabilidad
- Factor de temperatura
- Factor de carga
- Concentradores de esfuerzos

Factor de superficie (Ka):

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

El factor de superficie está en el intervalo $[0,1]$. Para el caso de elementos pulidos a espejo $K_a = 1$, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga. Un valor menor que uno implica que el estado superficial reduce en cierto grado la resistencia.

El gráfico 3.1E presenta los resultados de ensayos experimentales efectuados sobre probetas de acero con diferentes acabados superficiales. Las curvas de los acabados más pulidos están por encima (los valores de K_a son mayores) de curvas de procesos que producen mayores rugosidades o que generan descarburación de la superficie, como ocurre con el laminado en caliente y el forjado; una superficie descarburada contiene menor porcentaje de carbono, lo cual reduce la resistencia del acero.

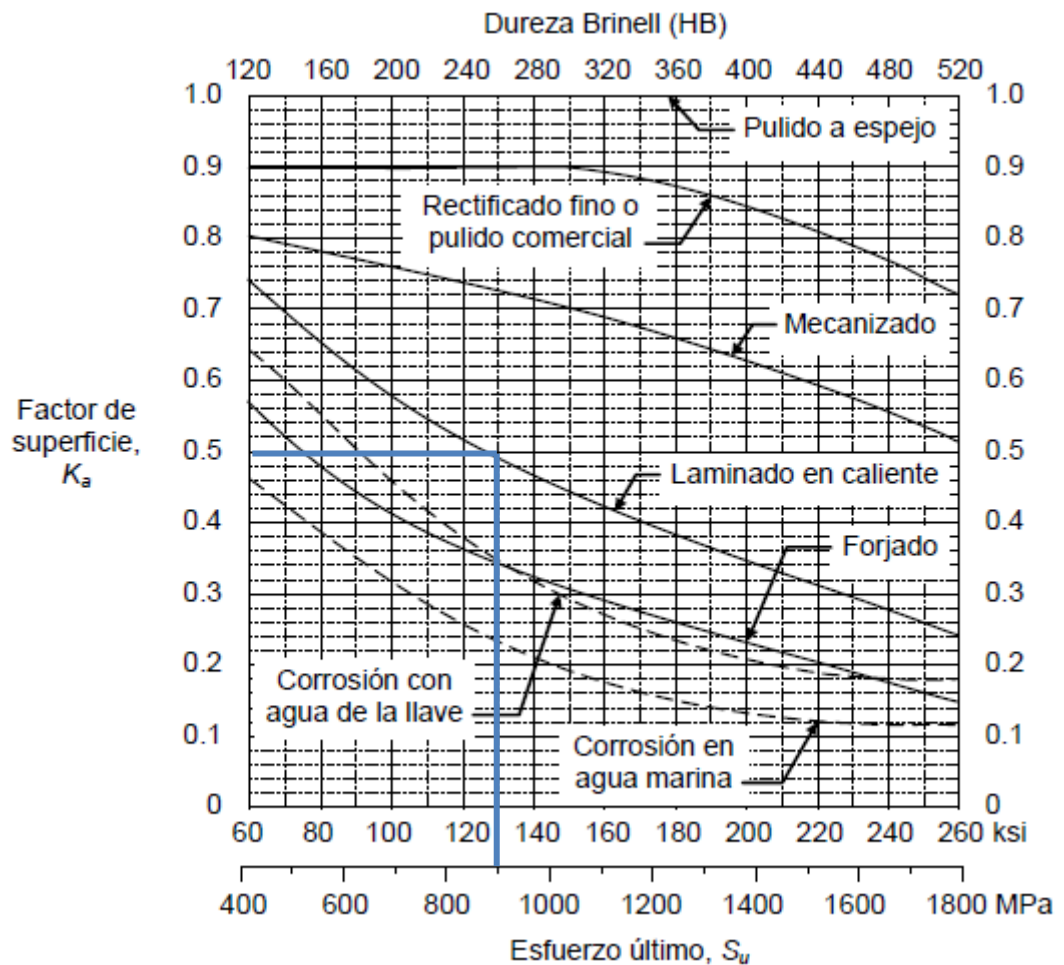


**GRÁFICO 3.1.E: FACTORES DE SUPERFICIE
PARA EL ACERO
FUENTE: JUVINALL**

Con una resistencia a la tracción de 900 MPa y un acabado de laminado en caliente para mejorar sus propiedades mecánicas tenemos un factor de superficie obtenido de **$K_a=0.5$**

Factor de tamaño (Kb):

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto.

Las siguientes ecuaciones pueden usarse para determinar el factor de tamaño de piezas de acero sometidas a flexión o torsión:

$$\left. \begin{aligned} K_b &= 1, & \text{si } d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)} \\ K_b &= 1.189 d_e^{-0.097}, & \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm} \\ (K_b &= 0.869 d_e^{-0.097}, & \text{si } 0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}) \\ K_b &= 0.6, & \text{si } d_e > 250 \text{ mm (10 in),} \end{aligned} \right\} \text{Flexión o torsión}$$

Tomaremos un rango de diámetros a priori y vamos a observar el rango que oscila el factor de tamaño.

TABLA 3.1C: RANGO DE DIÁMETROS
FUENTE: AUTOR

De (mm)	Kb
100	0.76
150	0.73
200	0.71
250	0.69

Debido a que originalmente se estableció un diámetro de 100mm, trabajaremos con este por ende **Kb =0.76**.

Factor de confiabilidad (K_c):

Como se ha visto hasta ahora, la teoría de fatiga se basa, en gran medida, en datos experimentales. Como la mayoría de las curvas y datos obtenidos corresponden a la tendencia “media” que siguen los puntos de ensayo, la confiabilidad de estos datos es del 50%.

En la práctica, los datos de las propiedades de un material, como el límite de fatiga, siguen una distribución “normal”, la cual tiene forma de campana.

Si se toma como límite de fatiga del material el valor promedio obtenido, éste tendrá una confiabilidad del 50%, lo que significa que la mitad de las piezas construidas con este material tendrán un límite de fatiga igual o superior al valor promedio; la mitad, ya que a partir del valor promedio hacia la derecha, el área que queda (probabilidad) es la mitad del área total.

Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

TABLA 3.1D: FACTORES DE CONFIABILIDAD
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9% es recomendable para este tipo de caso, por lo tanto de acuerdo a la tabla 3.1D, con un 99.9% se tiene una confiabilidad de 0.753.

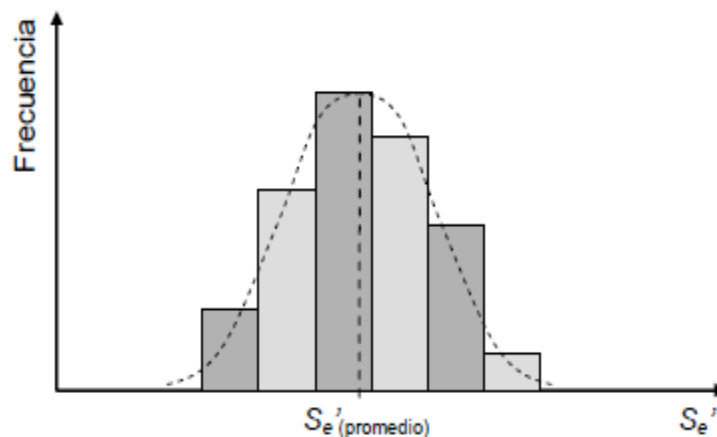


GRÁFICO 3.1.F: DISPERSIÓN DE LOS VALORES EXPERIMENTALES DEL LÍMITE DE FATIGA DE UN MATERIAL
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Factor de temperatura (Kd):

Un acero puede fragilizarse al ser sometido a “bajas” temperaturas, y la resistencia a la fatiga puede reducirse notoriamente por encima de unos 500 °C. Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura, Kd, que varía entre 0 y 1, dependiendo de la temperatura: cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la

resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica la resistencia.

La siguiente ecuación empírica puede utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$K_d = 1, \quad \text{si } T_{emp} \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - (0.0058/^\circ\text{C})(T_{emp} - 450^\circ\text{C}), \quad \text{si } 450^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550^\circ\text{C}$$

Factor de carga (Kcarg):

De acuerdo con datos experimentales sobre aceros podemos afirmar lo siguiente:

Para cualquier tipo de flexión, giratoria y no giratoria, la resistencia a la fatiga “ideal” es igual al límite de fatiga.

La resistencia a la fatiga “ideal” en torsión es aproximadamente $0.577S_e'$.

Para carga axial existen varias versiones debido a la variabilidad de datos experimentales. Norton sugiere que la resistencia a la fatiga ideal bajo carga axial se tome como $0.7S_e'$; esto es más conservador que lo dicho por Faires y Shigley y Mischke que sugieren relaciones entre la resistencia a la fatiga en carga axial y el límite de fatiga de 0.8 y de 0.923 a 1, respectivamente.

Apuntes de diseño de máquina “Juan M. Marín” especifica lo siguiente:

Flexión y torsión..... $K_{carg} = 1$

Tracción..... $K_{carg} = 0.7$

Determinando el valor de $K = (K_a) (K_b) (K_c) (K_d) (K_{carg})$; de donde

$K = (0.5) (0.76) (0.753) (1) (1)$; $K = 0.29$

Concentradores de esfuerzos

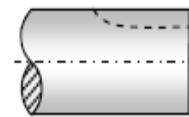
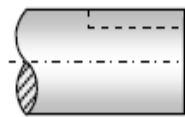
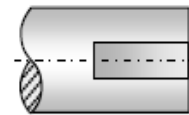
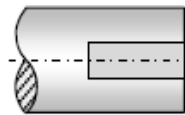
Los concentradores de esfuerzos son discontinuidades de las piezas, tales como chaveteros, agujeros, cambios de sección y ranuras, que producen un aumento localizado de los esfuerzos. Además de K_t que se tiene en cuenta en el diseño de materiales frágiles, se usan también unos factores de concentración de esfuerzos por fatiga (K_{ff} , K_f , K_{fm}).

Concentrador de esfuerzo por fatiga, K_f (vida infinita)

Cuando se tienen chaveteros, muchas veces no se conoce el radio de la herramienta de corte, por lo cual se hace difícil la obtención de K_t , q y K_f . La tabla 3.1E presenta valores aproximados de K_f para chaveteros en acero. Para clasificar un acero como endurecido o recocido, puede tomarse como criterio la dureza; endurecido si la dureza es mayor de 200 HB y recocido si es menor de 200 HB. Con estos valores, no se necesita hallar K_t , q .

**TABLA 3.1.E FACTORES DE CONCENTRACIÓN
DE ESFUERZOS POR FATIGA PARA CHAVETEROS,
VÁLIDOS PARA ACEROS
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6



Chavetero de perfil

Chavetero de patín

La dureza del acero seleccionado para el diseño del eje de transmisión está en el rango de 240 – 380 HB, por lo tanto esta endurecido. Clase de chavetero que se utilizará es de clase perfil, y se analizará la fuerza de cortadura debido a la torsión producida, por lo tanto **$K_f = 1.6$** .

Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio, K_{fm}

Este K_{fm} se aplica al esfuerzo medio para materiales dúctiles. El valor de K_{fm} depende de la fluencia localizada que pudiera ocurrir

alrededor de la discontinuidad. Norton expone las siguientes ecuaciones para el cálculo de K_{fm} :

$$\begin{aligned} \text{si } K_f |S_{max}| < S_y \text{ entonces } K_{fm} &= K_f \\ \text{si } K_f |S_{max}| > S_y \text{ y } K_f |S_{min}| < S_y \text{ entonces } K_{fm} &= \frac{S_y - K_f S_a}{|S_m|} \\ \text{si } K_f |S_{max} - S_{min}| > 2S_y \text{ entonces } K_{fm} &= 0 \end{aligned}$$

ECUACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR KFM
FUENTE: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS
4ta EDICIÓN – ROBERT L. NORTON

Comprobemos la primera ecuación:

$$S_{max} = \frac{MC}{I} \rightarrow I = \frac{\pi d^4}{64}; d = 100\text{mm} \rightarrow I = 4.9 \times 10^{-6}$$

$$M_{max} = 8,806.59 \text{ Nm} \text{ Obtenido del diagrama momento flector;}$$

$$S_{max} = 89.86 \text{ Mpa};$$

$$K_f |S_{max}| < S_y \rightarrow S_y = 700 \text{ Mpa};$$

$$1.6 |89.86 \text{ Mpa}| < 700 \text{ Mpa};$$

$$144 \text{ Mpa} < 700 \text{ Mpa}; \text{ Por ende } K_{fm} = K_f = 1.6$$

Para el esfuerzo cortante tenemos de la misma manera las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \text{si } K_f |S_{smax}| < S_{ys} \text{ entonces } K_{fm} &= K_f \\ \text{si } K_f |S_{smax}| > S_{ys} \text{ y } K_f |S_{smin}| < S_{ys} \text{ entonces } K_{fm} &= \frac{S_{ys} - K_f S_{as}}{|S_{ms}|} \\ \text{si } K_f |S_{smax} - S_{smin}| > 2S_{ys} \text{ entonces } K_{fm} &= 0 \end{aligned}$$

ECUACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE KFM
FUENTE: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS
4ta EDICIÓN – ROBERT L. NORTON

De donde $S_{ys} = 0.577S_y$

$$S_{smax} = \frac{16T}{\pi d^3} \rightarrow T = 5,645.25 \text{ Nm} \rightarrow d = 100 \text{ mm};$$

TABLA 3.1F RANGO DE DIÁMETROS
FUENTE: AUTOR

D (mm)	S_{smax} (Mpa)
100	28.75
150	8.52
200	3.59
250	1.84

$$S_{smax} = 28.75 \text{ Mpa}$$

$$S_{ys} = 0.577S_y \rightarrow S_y = 700 \text{ Mpa}$$

$$S_{ys} = 403.9 \text{ Mpa}$$

$$\text{Si } K_f |S_{smax}| < S_{ys} \rightarrow 1.6 |28.75 \text{ Mpa}| < 403.9 \text{ Mpa};$$

$$46 \text{ Mpa} < 403.9 \text{ Mpa}; \text{ por ende } K_{fms} = K_{fs} = 1.6$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita (Kff)

Las ecuaciones para el cálculo de Kff, dadas a continuación, son válidas para aceros y materiales dúctiles de baja resistencia.

$$K_{ff} = 1, \text{ si } n_c \leq 10^3 \text{ ciclos.}$$

$$K_{ff} = \frac{n_c^{\frac{1}{3} \log K_f}}{K_f}, \text{ si } 10^3 < n_c < 10^6.$$

$$K_{ff} = K_f, \text{ si } N_c \geq 10^6 \text{ ciclos.}$$

$$\text{Por lo tanto } K_{ff} = K_f = 1.6$$

Resistencia a la fatiga corregida para vida finita e infinita

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida, S_n , se tiene en cuenta el efecto del estado superficial, del tamaño, de la confiabilidad, de la temperatura, del tipo de carga (pero no de los concentradores de esfuerzos).

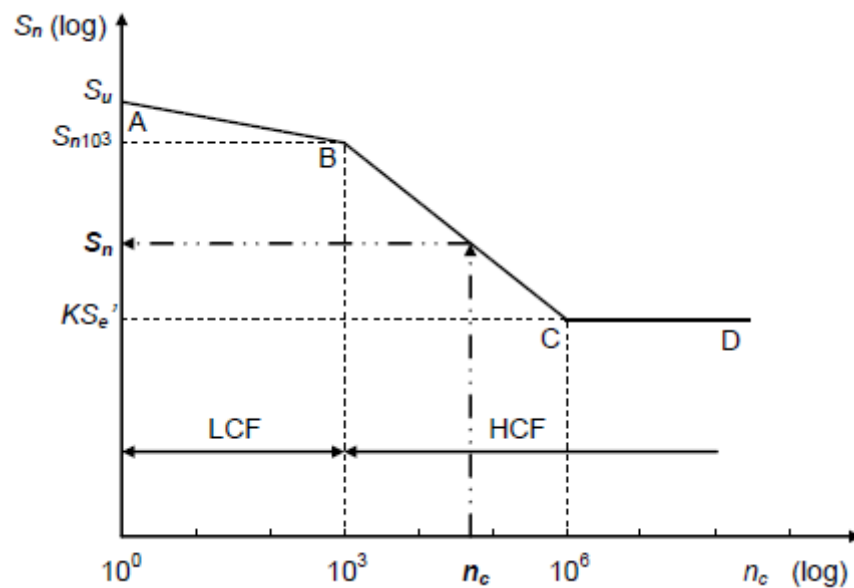


Gráfico 3.1.g: Diagrama $S_n - n_c$
Fuente: Faired, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas

La línea AB está en el rango de bajo ciclaje (LCF), es decir, en el rango $10^0 \leq n_c \leq 10^3$.

En resumen, para los aceros o materiales que exhiben el codo C en $n_c \approx 10^6$, S_n está dado por:

Si $n_c \leq 10^3$, $S_n = S_{n10^3}$.

$$\text{Si } 10^3 < n_c < 10^6, \quad S_n = \frac{[S_{n10^3}]^2}{KS_e'} n_c \left[\frac{1}{3} \log \left(\frac{KS_e'}{S_{n10^3}} \right) \right].$$

$$\text{Si } n_c \geq 10^6, S_n = KS_e'$$

Finalmente la resistencia a la fatiga corregida para vida infinita es

$$S_n = KS_e' \rightarrow S_n = (0.29)(450 \text{ Mpa}) \rightarrow S_n = \mathbf{130.5 \text{ Mpa}}$$

Líneas de Falla:

Debido a que S_m es diferente de cero, y ya se establecieron el tipo de ecuaciones que se deben utilizar, por lo tanto se modelan las siguientes curvas las cuales son muy utilizadas en el diseño, y se seleccionará la curva óptima para la utilización del cálculo del diámetro.

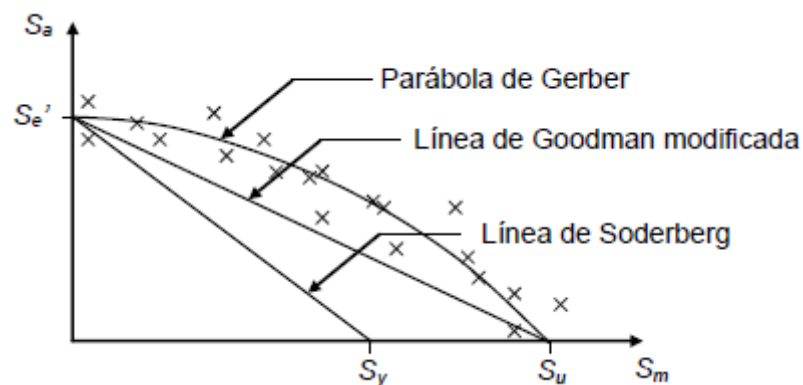


**GRÁFICO 3.1h: LÍNEAS DE FALLA EN EL
DIAGRAMA SM VS. SA
FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

Estas tres aproximaciones son válidas para $S_m \geq 0$:

Parábola de Gerber: La línea de Gerber es una parábola que pasa por los puntos $(0, S_e')$ y $(S_u, 0)$, y está dado por la siguiente ecuación:

$$1 = \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 + \frac{S_a}{S_e'}$$

Esta ecuación corresponde al 50% de confiabilidad, Esta línea de falla es particularmente útil para el análisis de piezas que han fallado por fatiga, pero, Según Norton, no se usa mucho para diseñar.

Línea de Goodman Modificada: La línea de Goodman modificada es una recta que corta los ejes por los mismos puntos en que pasa la parábola de Gerber. Cuya ecuación es:

$$1 = \frac{S_m}{S_u} + \frac{S_a}{S_e'}$$

Esta ecuación es la más utilizada en el diseño por fatiga por dos razones:

- Es más conservadora, debido a que la mayoría de las cruces quedan por encima de la línea, y por ende es más confiable.
- La ecuación es más sencilla que la de Gerber debido a que es una línea recta.

Línea de Soderberg: La línea de Soderberg es una recta, que a diferencia de la línea de Goodman modificada, pasa por el punto $(S_y, 0)$. Es por esto que sólo se puede aplicar a materiales que posean límite de fluencia. Su ecuación es similar a Goodman:

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

Hay que tener en cuenta que Para materiales dúctiles se utilizan cuatro líneas de seguridad, si se usa Goodman modificada (o tres, si se usa Soderberg).

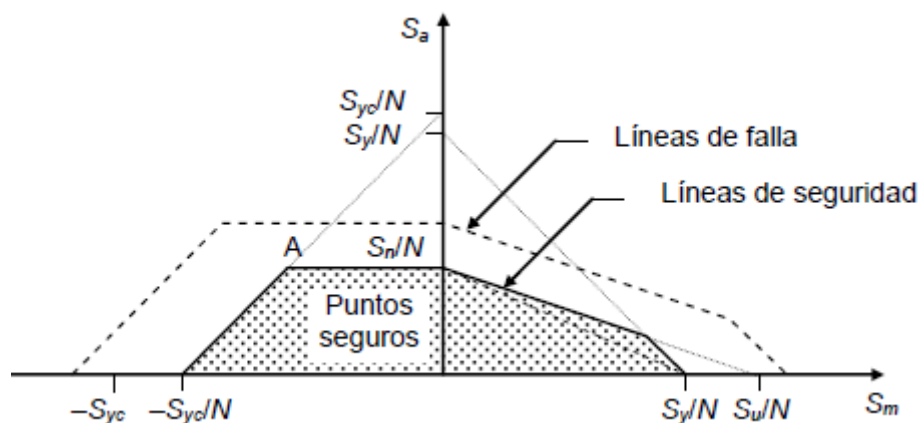


Gráfico 3.1.I: Líneas de seguridad para materiales dúctiles
Fuente: Faired, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas

Método de Von Mises

Para el cálculo del diámetro por el método de Von Mises (o Goodman Modificado), será utilizada la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} * T_a)^2}}{S_n} + \frac{\sqrt{(K_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right]}$$

De donde:

N_f = Factor de seguridad;

K_f = Concentrador de esfuerzo por fatiga;

M_a = Momento alternante

K_{fs} = Concentrador de esfuerzo por fatiga a la torsión;

T_a = Torque alternante;

S_n = Resistencia a la fatiga corregida;

K_{fm} = Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio;

M_m = Momento medio;

K_{fsm} = Concentrador de esfuerzo medio por fatiga a la torsión;

T_m = Torque medio;

S_{ut} = 900 Mpa; Resistencia última de tracción;

$K_f = K_{fm} = 1.6$

$K_{fs} = K_{fsm} = 1.6$

Con la ecuación deducida podemos calcular M_m y el M_a

$$M_m = \frac{M_{\max}}{2} ; M_a = \frac{M_{\max}}{2} ; R = 0 ; M_m = M_a$$

$$M_m = M_a = \frac{8,806.59}{2} = 4,403.30 \text{ Nm}$$

Y de la misma manera para el torque:

$$T_m = T_a = \frac{5,645.25}{2} = 2,822.625 \text{ Nm}$$

Y del cálculo de la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_n = K S'_e \rightarrow S_n = 0.29 * 450 \text{ Mpa} \rightarrow S_n = 130.5 \text{ MPa}$$

TABLA 3.1G: RANGO DE FACTOR DE SEGURIDAD

FUENTE: FAIRES, V. M. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES	
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2

TABLA 3.1H: CÁLCULO DEL DIÁMETRO
FUENTE: AUTOR

Factor de Seguridad	Diámetro (mm)
3	129.24
4	142.25

Normalizando el diámetro con un factor de seguridad de 4 tenemos un diámetro óptimo de 150 mm.

Cálculo del factor de seguridad por el método de Von Mises usando Goodman modificado, el cual está basado en la resistencia máxima:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n} ;$$

De donde σ_m y τ_m pueden calcularse de la siguiente manera:

$$\tau_m = K_{fm(T)} S_{ms} \quad \text{y} \quad \tau_a = K_{ff(T)} S_{as} ;$$

$$\sigma_m = K_{fm(F)} S_{m(F)} + K_{fm(M)} S_{m(M)} \quad \text{y} \quad \sigma_a = K_{ff(F)} S_{a(F)} + K_{ff(M)} S_{a(M)} ;$$

Se calculó el diámetro y el factor de seguridad, teniendo en cuenta que el eje de transmisión está sometido a flexión y a torsión, por ende el esfuerzo medio y alternante queda en función del esfuerzo flector:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} C}{I} ; I = \frac{\pi d^4}{64} ; M_{\max} = 8,806.59 \text{ Nm} ; C = \frac{d}{2} ;$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} * 1.6$$

TABLA 3.1I: CÁLCULO DEL $\sigma_{\max}$ Y $\sigma_m = \sigma_a$ A PARTIR DE VARIACIÓN DE DIÁMETROS
FUENTE: AUTOR

$\sigma_{\max}$ (Mpa)	C(m)	I(m ⁴)x10 ⁻⁵	d(m)	$\sigma_m = \sigma_a$ (Mpa)
89.86	0.05	0.49	0.100	71.88
46.25	0.0625	1.19	0.125	37.00
32.79	0.07	1.88	0.140	26.23
26.63	0.075	2.48	0.150	21.30

21.88	0.08	3.22	0.160	17.50
18.26	0.085	4.10	0.170	14.61
15.39	0.09	5.15	0.180	12.31
13.09	0.095	6.39	0.190	10.47
11.22	0.1	7.85	0.200	8.98

$$\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3} ; T = 5,645.25 \text{ Nm} ; \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} * 1.6 ;$$

TABLA 3.1J: CÁLCULO DEL $\tau_{\max}$ Y $\tau_m = \tau_a$ A PARTIR DE VARIACIÓN DE DIÁMETROS
FUENTE: AUTOR

$\tau_{\max}$ (Mpa)	d(m)	d(m ³)x10 ⁻³	$\tau_m = \tau_a$ (Mpa)
28.75	0.100	1	23
14.74	0.125	1.95	11.79
10.49	0.140	2.74	8.39
8.50	0.150	3.38	6.8
7.03	0.160	4.09	5.62
5.86	0.170	4.91	4.69
4.93	0.180	5.83	3.94
4.19	0.190	6.86	3.35
3.59	0.200	8	2.87

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n} ; S_u = 900 \text{ Mpa} ; S_n$$

$$= 130.5 \text{ Mpa}$$

TABLA 3.1K: CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD Y COMPARACIÓN DE DIÁMETROS
FUENTE: AUTOR

$\sigma_m = \sigma_a(\text{Mpa})$	$\tau_m = \tau_a(\text{Mpa})$	d(m)	N
71.88	23	0.100	1.38
37.00	11.79	0.125	2.69
26.23	8.39	0.140	3.80
21.30	6.8	0.150	4.68
17.50	5.62	0.160	5.69
14.61	4.69	0.170	6.82
12.31	3.94	0.180	8.09
10.47	3.35	0.190	9.52
8.98	2.87	0.200	11.10

Realizando un comparativo del factor de seguridad tomado de la tabla 3.1e, de acuerdo a Faired se encuentra de 3-4 bajo un análisis por fatiga este es comparado con la tabla 3.1i en el cual podemos observar que el factor de seguridad está dentro del rango propuesto por Faired y de esta manera el cálculo del diámetro calculado. Mediante estandarización de diámetros quedara un diámetro óptimo de 150mm.

Método de Faired

Para el cálculo del diámetro por el método de Faired se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{S_m}{S_y} + \frac{[K_{ff}S_a]}{S_{nMF}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + \frac{K_{ff(T)}S_{as}}{S_{ns}}\right)^2} ; \text{ si } S_m \geq 0 ;$$

De donde:

$$S_{ys} = 0.5 S_y \text{ Y } S_{ns} = 0.5 S_{nMF} , \text{ para la TECM}$$

$$S_{ys} = 0.577 S_y \text{ Y } S_{ns} = 0.577 S_{nMF} , \text{ para la TECO/Von Mises}$$

S_{nMF} , no incluye K_{car}

$$[K_{ff}S_a] = \frac{K_{ff(F)}S_{a(F)}}{K_{car(F)}} + \frac{K_{ff(M)}S_{a(M)}}{K_{car(M)}} ; \text{ por lo tanto, } [K_{ff}S_a]$$

$$= \frac{K_{ff(F)}S_{a(F)}}{0.7} + K_{ff(M)}S_{a(M)}$$

$$S_{ys} = 0.5 S_y ; S_y = 700 \text{ Mpa} ; S_{ys} = 350 \text{ Mpa}$$

$$S_{ns} = 0.5 S_{nMF} ; S_{nMF} = 130.5 \text{ Mpa} ; S_{ns} = 65.25 \text{ Mpa}$$

**TABLA 3.1L: CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD Y
COMPARACIÓN DE DIÁMETROS MÉTODO DE FIARES
FUENTE: AUTOR**

S_m(Mpa)	s_{ms}(Mpa)	[K_{ff}S_a]MPa	[K_{ff(T)}S_{as}]MPa	d(m)	N
44.930	14.375	71.88	23	0.100	1.35
23.125	7.370	37.00	11.79	0.125	2.63
16.395	5.245	26.23	8.39	0.140	3.72
13.315	4.250	21.30	6.8	0.150	4.57
10.940	3.515	17.50	5.62	0.160	5.58

9.130	2.930	14.61	4.69	0.170	6.65
7.695	2.465	12.31	3.94	0.180	7.92
6.545	2.095	10.47	3.35	0.190	9.29
5.610	1.795	8.98	2.87	0.200	10.8

El cálculo de este factor de seguridad está basado en la resistencia a la fluencia, y por esta razón Faires recomienda de 1.5 a 2, y por ende el diámetro está en el rango de 100 y 125mm, debido a esto el método de Goodman modificado es más conservador.

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES	
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2

Método ASME

La norma establece que el diámetro, d , en la sección de análisis puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{32 N}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} ;$$

Y el factor de seguridad puede ser calculado de la siguiente manera:

$$N = \frac{\pi d^3}{32} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Las condiciones para el método ASME son:

- Par de torsión constante:

$$T = T_m \text{ y } T_a = 0, \text{ con lo que } S_{ms} = \frac{T_c}{J} \text{ y } S_{as} = 0.$$

- Flexión giratoria con momento constante: $M = M_m$ y $M_a =$

$$0, \text{ pero } S_m = 0 \text{ y } S_a = \frac{MC}{I}.$$

- Material dúctil.
- Sección transversal circular sólida.
- No existe fuerza axial ni otro tipo de carga diferente de torsión y flexión.
- El momento máximo es igual a:

$$M_{\max} = 8,806.25 \text{ Nm}$$

- El torque máximo es igual a:

$$T_{\max} = 5,645.25 \text{ Nm ;}$$

TABLA 3.1M: CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÉTODO ASME
FUENTE: AUTOR

Factor de Seguridad	Diámetro (m)	Diámetro (mm)
1.5	0.10865	108.65
2	0.11959	119.59

El método ASME se basa en la resistencia a la fluencia, por ende con factores de seguridad de 1.5 – 2, el diámetro está en el rango de 108 a 120 mm, siendo el método de Goodman modificado el más conservador.

Equivalencia del diámetro a sección hexagonal

De acuerdo al cálculo del diámetro por el método de von misses o goodman modificado es el más conservador en el cálculo de dicho diámetro, teniendo una sección transversal de:

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

$$A = \frac{3.1416 \times 142^2}{4}$$

$$A = 15,836.76\text{mm}^2$$

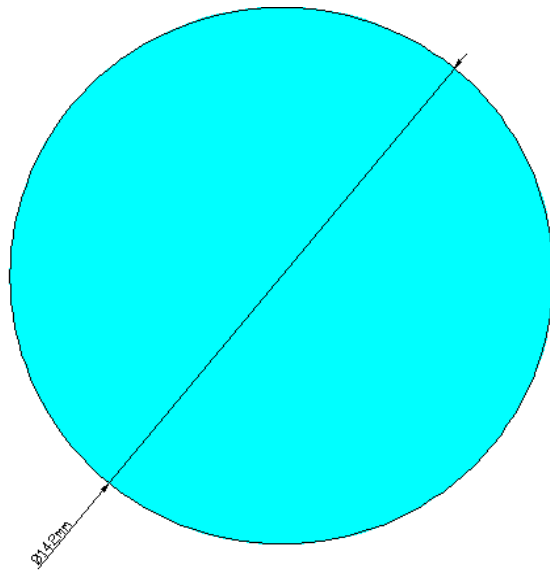


FIGURA 3.1.M: SECCIÓN TRANSVERSAL CIRCULAR
FUENTE: AUTOR

Mediante un análisis por fatiga y mediante el método de Von Mises se determinó el diámetro obteniendo así una sección transversal de $15,836.76\text{mm}^2$. Debido a que en el árbol de transmisión se montaran cuchillas con un diámetro interno de forma hexagonal. El diámetro de sección del eje requiere que sea de sección hexagonal.

Con una sección hexagonal en el diámetro no es necesario realizar un chavetero a lo largo de todo el árbol de transmisión para montar las cuchillas, más bien se eliminara concentradores de esfuerzos a lo largo de todo el eje y por último se tendrá una sección de mayor sujeción para las cuchillas.

$$L = R = 77.5\text{mm}$$

$$a = \sqrt{L^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} = 67.12\text{mm}$$

$$P = 6L = 465\text{mm}$$

$$A = \frac{P \times a}{2}$$

$$A = 15,605.4\text{mm}$$

Normalizando el diámetro y haciendo equivalencia de circular a hexagonal se considerara un diámetro de 155mm con una respectiva sección transversal de 15,605.4mm, que es la sección que más se aproxima a la calculada con el diámetro de sección circular.

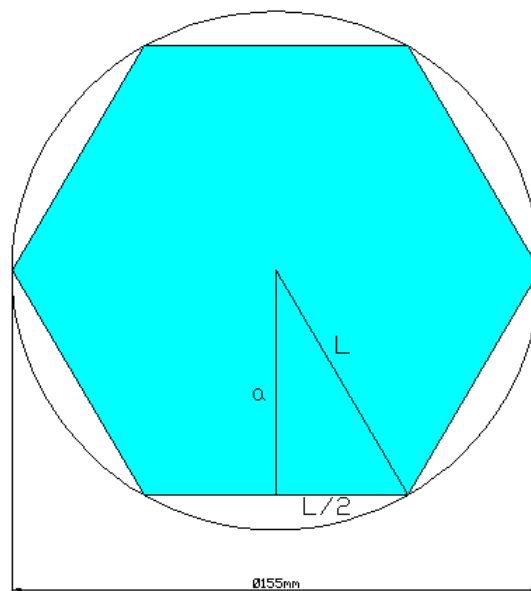


FIGURA 3.1.N: SECCIÓN TRANSVERSAL HEXAGONAL INSCRITO
FUENTE: AUTOR

Análisis de Chaveta y chavetero

Para la selección de las dimensiones de la chaveta se lo realizará en función de la norma DIN 6885 la cual se la observa en anexos.

TABLA 3.1N: DIMENSIONES CHAVETA Y CHAVETERO
FUENTE: NORMA DIN 6885

Φ (mm)	b x h	D+t2	Tolerancia admisible(altura)
150 -170	40 x 22	D +8.7	+0.2

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de dicha chaveta deberá ser, como mínimo, igual a 1.5 veces el diámetro del eje.

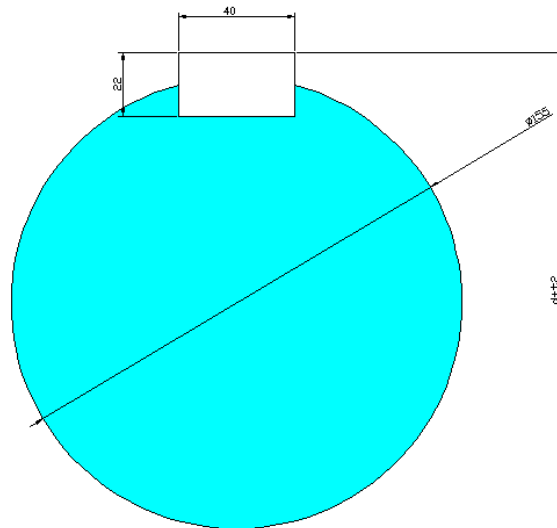


FIGURA 3.1.O: CHAVETA Y CHAVETERO
FUENTE: AUTOR

La longitud de la chaveta es igual a 1.5 el diámetro del eje:

$$L = 1.5 \times 155\text{mm} = 232.5\text{mm}$$

TABLA 3.10: CARACTERÍSTICAS DEL ACERO AISI SAE 101
FUENTE: CATALOGO DE ACEROS

Material	AISI SAE 101
S_{ut}	365 Mpa
S_y	303 Mpa

Calculando el factor de seguridad de la chaveta para luego compararlo con el del árbol de transmisión y de esta manera ver si soporta los esfuerzos a los que está sometido el eje tenemos el siguiente desarrollo:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sqrt{3}\tau^2}{S_u} + \frac{\sqrt{3}\tau^2}{S_n} ; S_u = 365 \text{ Mpa} ; S_n = 130.5 \text{ Mpa}$$

$$\text{Sabido que: } F_c = \frac{T}{r} = \frac{11,290.5}{0.150} = 75,270\text{N}$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_c} = \frac{75,270 \text{ N}}{(0.04 \times 0.225)} \quad \tau = 4.18\text{MPa}$$

Reemplazando en la ecuación tenemos un factor de seguridad de 6.6 por ende $N_{f \text{ chaveta}} > N_{f \text{ eje}}$, por lo que esto nos da la pauta que la chaveta soportará los esfuerzos cortantes a los que estará sometido.

3.2. Análisis de Rodamientos

El tipo de rodamiento que se selecciona será uno de tipo rodillo cilíndrico, debido a que soportará una mayor carga que los de bola y esto se debe a tienen un mayor área de contacto.

Se usarán rodamientos de doble hilera cilíndricos debido a sugerencia de otros fabricantes que construyen trituradores de neumáticos. Dentro de los tipos de rodamientos cilíndricos de doble hilera tenemos los de tipo NNU y NN mostrados a continuación:

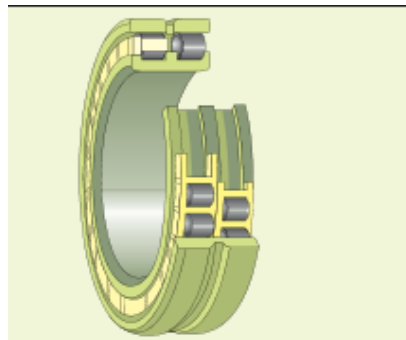


**FIGURA: 3.2A RODAMIENTO TIPO NNU
FUENTE: HIVIMAR**

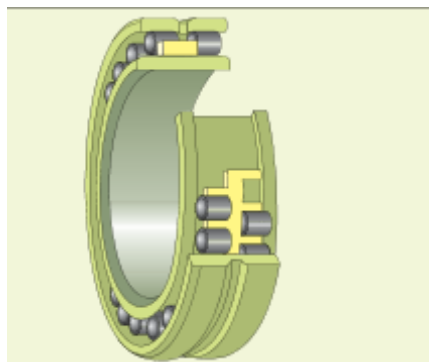


**FIGURA: 3.2B RODAMIENTO TIPO NN
FUENTE: HIVIMAR**

Los rodillos de los rodamientos de diseño NNU son guiados entre las pestañas del aro exterior mientras que los rodamientos NN son guiados entre las pestañas del aro interior.

El otro aro no tiene pestañas. Estos rodamientos permiten por lo tanto, dentro de ciertos límites, desplazamientos axiales del eje respecto al alojamiento. Son desarmables, es decir que el aro con las pestañas, los rodillos y la jaula pueden quitarse del otro aro y montarse por separado. Su montaje resulta por lo tanto bastante simple.

Los rodamientos de dos hileras de rodillos cilíndricos generalmente tienen un pequeño espacio radial, una fuerte capacidad de carga y un reducido aflojamiento elástico. Las soluciones constructivas realizadas con estos rodamientos pueden soportar fuertes cargas y son muy rígidas. Estos rodamientos se emplean principalmente por lo tanto en las máquinas herramientas y en las máquinas de laminación, pero se montan también en grandes reductores industriales.

La selección del rodamiento de alta precisión de acuerdo a catalogo enuncia las siguientes características:



FIGURA: 3.2C SELECCIÓN DE RODAMIENTO DE ALTA PRECISIÓN NNU
FUENTE: HIVIMAR

Para el cálculo de la vida del rodamiento se basara en el siguiente proceso:

- 1) Selección del tipo y tamaño del rodamiento
 - Requisitos técnicos.
 - Condiciones operativas
- 2) Cálculo de la carga dinámica equivalente que soportara el rodamiento.
- 3) Determinación final de la vida nominal

En base al diseño previo del árbol de transmisión se obtuvo el diámetro en el cual irá posicionado el rodamiento, y en base a catálogos y sugerencias en base a constructores se tienen los siguientes datos técnicos:

**TABLA 3.2A CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
DE UN RODAMIENTO DE ALTA PRECISIÓN
FUENTE: HIVIMAR**

d(mm)	130
D(mm)	180
B(mm)	50
Co(N) Estático	392000
C(N) Dinámico	186200
Peso(Kg)	4.10
Designación	NNU 4928 K/SPW33

La carga dinámica equivalente en rodamientos es una combinación de fuerzas radiales y axiales, pero para el caso en el que se encuentra presente el rodamiento es netamente radial es decir que la única fuerza aplicada sobre el rodamiento sería la fuerza radial y es la calculada en función de las reacciones a las que estará sometido el árbol de transmisión.

La determinación de la vida nominal en millones de revoluciones y en horas es calculada en base a las siguientes ecuaciones:

$$L_{na} = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^n \times 10^6 [\text{rev}]$$

Donde:

L_{na} = Vida nominal en millones de revoluciones.

a_1 = Factor de ajuste de la vida por fiabilidad.

a_{23} = Factor de ajuste por condiciones de funcionamiento.

C = Capacidad de carga dinámica en newtons.

P = Carga dinámica equivalente en newtons.

n = Exponente de la ecuación que vale:

- $n=3$ para rodamientos de bolas.
- $n= 10/3$ para rodamientos cilíndricos.

Cálculo del factor de ajuste de la vida por fiabilidad:

Este factor se utiliza para determinar la vida con una fiabilidad distinta del 90%. En la tabla adjunta se resumen los valores que puede tomar a_1 en función de la fiabilidad con la que se requiera trabajar:

**TABLA 3.2B FACTOR DE AJUSTE DE LA
VIDA POR FIABILIDAD
FUENTE: HIVIMAR**

Fiabilidad %	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0.62
96	L_{4a}	0.53
97	L_{3a}	0.44
98	L_{2a}	0.33
99	L_{1a}	0.21

Factor de ajuste por condiciones de funcionamiento:

De un catálogo de rodamientos se selecciona el factor de condiciones por funcionamiento en el cual el valor se encuentra en el rango de 1.5-3 para el tipo de aplicaciones que se requiere utilizar por ende se seleccionó el valor de 2.5.

**TABLA 3.2C FACTOR DE AJUSTE POR CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO
FUENTE: HIVIMAR**

Condiciones de funcionamiento	Aplicaciones típicas	f_w
Funcionamiento suave libre de impactos	Motores eléctricos, máquinas herramienta, acondicionadores de aire	1.0-1.2
Funcionamiento normal	Ventiladores, compresores, ascensores, grúas, máquinas para fabricación de papel	1.2-1.5
Funcionamiento acompañado de impactos y vibraciones	Maquinaria para la construcción, trituradoras, cribas, Trenes de laminación	1.5-3

Ahora se está en condiciones de calcular la vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones:

$$L_{na} = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^n \times 10^6 [\text{rev}]$$

$$L_{na} = 0.62 \times 2.5 \left(\frac{323,400}{18,817.5} \right)^{3.33} \times 10^6 [\text{rev}]$$

$$L_{na} = 20,113 \times 10^6 [\text{rev}]$$

3.3. Determinación de la rigidez del árbol de transmisión

Debido a que empíricamente se realizó un análisis con el árbol de transmisión de forma circular y luego se realizó un análisis en función de un hexágono con el fin de montar el sistema de corte y así de esa manera eliminar un chavetero a lo largo de todo el árbol de transmisión, se enunciará las dos opciones para evaluar la rigidez de las dos opciones en función de su sección transversal.

Mediante la ecuación de rigidez planteada a continuación:

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

De donde θ me indica el grado de rigidez del árbol de transmisión.

T = Es el torque al que está sometido el árbol de transmisión.

L = Es la longitud del árbol de transmisión.

J = Es el momento polar de inercia.

G = Es el módulo de rigidez.

Consideremos entonces θ_1 = diámetro circular y

θ_2 = diámetro hexagonal

$$\theta_1 = \frac{TL}{J_1G}$$

$$J_1 = \frac{\pi(142\text{mm})^4}{32} = 40 \times 10^6$$

$$J_2 = \frac{\pi(155\text{mm})^4}{32} = 57 \times 10^6$$

$$\frac{\theta_1}{\theta_2} = 1.16$$

$$\theta_1 = 1.16 \theta_2$$

De donde θ_2 es más rígido que θ_1 por ende se puede concluir que se realizó una buena elección en la sección transversal.

3.4. Diseño del sistema de corte

Para el diseño del sistema de corte nos basaremos en el diseño de un sistema de levas el cual será parte primordial de diseño debido al grado de importancia en momento de entrar en contacto las cuchillas con el neumático.

Características técnicas del sistema de corte previo al diseño del mismo:

TABLA 3.4 MATERIAL SISTEMA DE CORTE
FUENTE: CATALOGO DE ACERO

Material	Dureza (HRC)	Resistencia (kg/mm ²)	Número de cuchillas	Ancho de las cuchillas
DF-2 AISI 01	56	220.5	26	36
XW- 41=AISID2	56	220.5		

Ambos tipos de aceros son muy utilizados en nuestro medio debido a que son comerciales y muy utilizados debido a sus propiedades mecánicas. Debido al tipo de aplicaciones que requerimos ambos pueden ser utilizados. Analizaremos el tipo DF-2 AISI 01. En anexos se puede visualizar la ficha técnica de ambos aceros.

Cálculo del factor de seguridad para el sistema de corte:

Con una dureza de 56 HRC y una resistencia a la tracción de 2162 MPA.

$$\tau = \frac{F_c}{A_c} = \frac{75,270 \text{ N}}{180\text{mm}^2} = 418.17\text{MPa}$$

$$N = \frac{2162\text{MPa}}{418.17\text{MPa}}$$

$$N = 5$$

3.5. Análisis del sistema de transmisión

El sistema de transmisión consistirá en un moto-reductor el cual estará conectado mediante una transmisión por cadena a una rueda dentada que a su vez transmitirá la velocidad necesaria para el sistema de corte. Siendo la velocidad de entrada de 1750 rpm y reducida a 16 rpm.

Para la selección del moto-reductor se deberán tener en cuenta ciertos parámetros de entrada que se enunciarán a continuación:

- Potencia: 25.44 [HP].
- Torque requerido: 11,290.5 [N].
- Velocidad requerida: 16 [rpm].
- Condiciones de trabajo
 - Máquina: trituradora.
 - Requerimiento de trabajo: 8 hrs/día.
 - Temperatura de trabajo: 15 – 40°C.
 - Número de accionamientos: 2 veces/día.

Para la selección del moto-reductor los fabricantes utilizan un factor de servicio de 1.5 que afecta directamente a la potencia y al torque de tal manera que tendríamos lo siguiente:

$$P = 1.5 \times 25.44 \text{ [HP]}$$

$$P = 38.16 \text{ [HP]} \quad \mathbf{P \approx 38[HP]}$$

$$T = 1.5 \times 11,290.5 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T \approx 16936 [Nm]}$$

Con estos datos se selecciona el moto-reductor.

Selección de la cadena del sistema de transmisión

La selección de la cadena se basa en los siguientes datos requeridos previos al cálculo y selección de la misma:

- Moto reductor = 40 RPM
- Potencia del motor eléctrico = 38 HP = 28.34 KW

- Máquina accionada = eje de entrada 16 RPM
- Relación de Transmisión= 2.5
- Duración de vida útil estimada= 15000 horas

Para este tipo de relación de transmisión existen tablas en el cual se selecciona el número de dientes tanto del piñón como de la rueda por ende enunciamos la siguiente tabla:

**TABLA 3.5 NÚMERO DE DIENTES PIÑÓN Y RUEDA
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS**

Tabla A. Número de dientes, z	
Piñón o rueda menor	17 - 19 - 21 - 23 - 25
Rueda mayor	38 - 57 - 76 - 95 - 114

Por ende vamos a tener:

- Número de dientes, rueda menor (piñón) $Z_1 = 17$
- Número de dientes, rueda mayor (piñón) $Z_2 = 38$

Relación de transmisión obtenida, $r = 38/17 = 2.24$

Para nuestros cálculos esta sería la que más se aproxima por lo que nuestra partida para el cálculo y selección de la cadena.

Cálculo de la potencia corregida

Para el cálculo de la potencia corregida se usa la siguiente ecuación:

$$P_c = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \times P$$

P es la potencia que se transmite, es la potencia calculada anteriormente. Los valores de K son valores que corrigen la potencia en función de parámetros a considerar, que serán calculados para obtener dicha potencia corregida.

Factor K1:

El factor K1 me representa la relación de una constante con respecto al número de dientes del piñón o rueda pequeña en el cual dicha ecuación se presenta a continuación:

$$K1 = 19/Z1$$

$$K1 = 19/17$$

$$K1 = 1.1$$

Este valor se lo puede constatar en el siguiente diagrama:

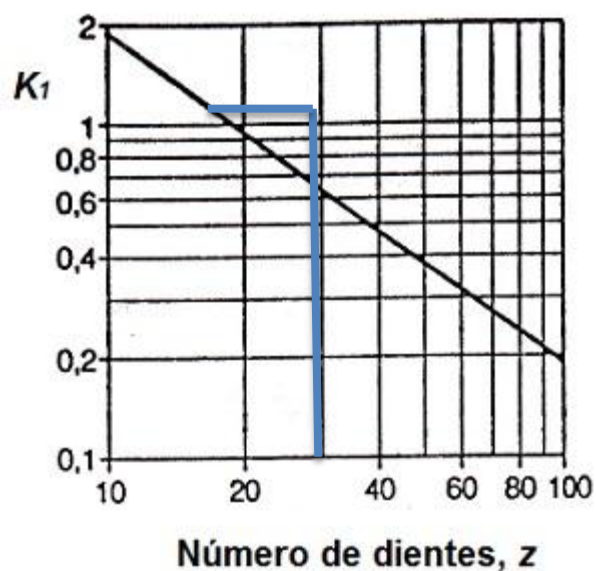


GRÁFICO 3.5 SELECCIÓN FACTOR K1
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Factor K2:

El factor K2 me indica el tipo de cadena a seleccionar, si es simple, doble, triple, etc. Esto se lo lleva a cabo mediante el siguiente gráfico:

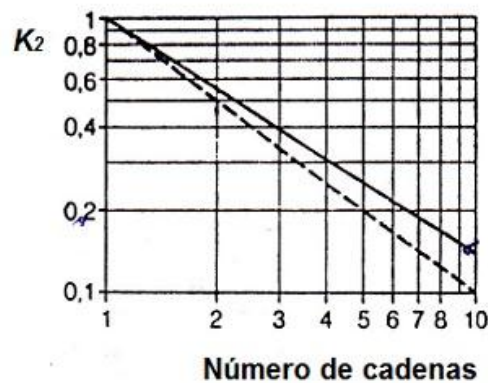


GRÁFICO 3.5.A SELECCIÓN FACTOR K2
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Para una selección de cadena doble el factor $K2 = 0.5$.

Factor K3:

El factor K3 tiene en cuenta el número de eslabones que conforman la cadena, lo seleccionara inicialmente como $K3 = 1$, pero luego será recalculado nuevamente, se lo selecciona mediante el siguiente gráfico:

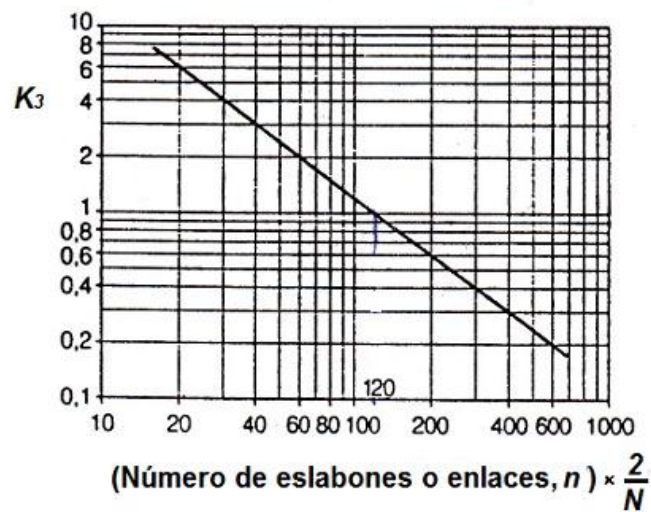


GRÁFICO 3.5.B SELECCIÓN FACTOR K3
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Factor K4:

Es el factor de servicio que tiene en cuenta las condiciones en que trabaja la transmisión este valor se lo encuentra en tablas y se lo presenta a continuación:

TABLA 3.5.A SELECCIÓN DEL FACTOR DE SERVICIO
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Coeficiente K_4 , Factor de servicio				
Cargas	Máquinas receptoras	Máquinas motrices	Motor a combustión interna a transmisión	
			hidráulico Motor eléctrico y Turbina	mecánico
			4 cilindros y más	menos de 4 cilindros
Régulares	Máquinas d'imprimería Bombas y compresores centrífugos Calandrieros para papel Escaleras móviles Agitadores de líquidos		1,00	1,10
Irregulares	Malaxadores de concreto Broyeurs de boulets Bombas y compresores a 3 pistones o más Presas, cizallas Agitadores de sólidos Tamices vibrantes		1,40	1,50
A-coups	Excavadoras Raboteuses Broyeurs a marteaux et a cilindres Bombas y compresores a 1 pistón Forage petrolero		1,60	1,90

Por ende para nuestro tipo de trabajo se tendrá un valor de $K_4 = 1.8$

Factor K5:

Coeficiente vida útil para la cadena y se lo encuentra en el siguiente gráfico, consideraremos para una vida útil de las 15,000 horas $K_5 = 1$

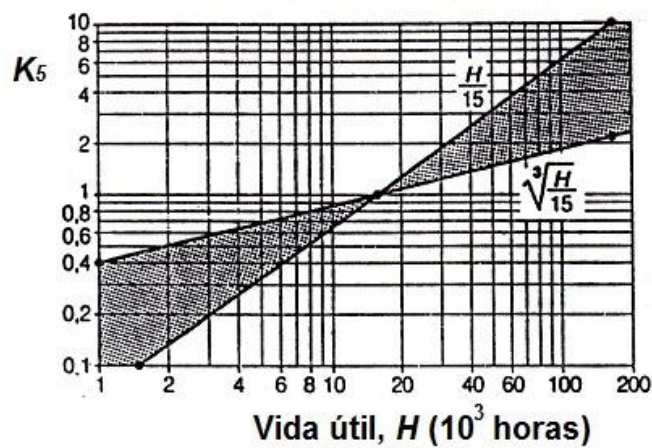


GRÁFICO 3.5.C SELECCIÓN FACTOR K5
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Teniendo ya seleccionado todos los valores de “K” se procede al cálculo de la potencia corregida:

$$P_c = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \times P$$

$$P_c = 1.1 \times 0.5 \times 1 \times 1.8 \times 1 \times 28.34 \text{ KW}$$

$$P_c = 28 \text{ KW}$$

Selección del tipo de cadena

Se ingresa al diagrama de selección de cadena de potencia ingresando los siguientes datos, **ver diagrama en apéndices F.**

- $P_c = 28 \text{ KW}$
- Cadena doble
- Velocidad de giro del piñón: 40 RPM

TABLA 3.5 B SELECCIÓN DE CADENA
FUENTE: CATALOGO DE CADENAS

Serie	Paso (mm)	
32A	50.8	Serie Americana
32B	50.8	Serie Europea

Cálculo del diámetro de la rueda

Mediante la siguiente ecuación se calcula el diámetro primitivo tanto para el piñón y la rueda:

$$D_p = \frac{P}{\text{Sen } (180/Z)}$$

Caso rueda piñón

$$D_{p1} = \frac{50.8}{\text{Sen } \left(\frac{180}{17} \right)} = 276.46 \text{ mm}$$

$$R_{p1} = 138.23 \text{ mm}$$

Caso rueda mayor

$$D_{p2} = \frac{50.8}{\text{Sen } (180/38)} = 615.16 \text{ mm}$$

$$R_{p2} = 307.58 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud de la cadena (L)

$$\frac{L}{P} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + (Z_2 - Z_1) \times \frac{\beta}{\pi} + O_1 O_2 \cos \beta \times \frac{2}{P}$$

Donde;

L = Longitud de la cadena.

P = Paso de la cadena.

$\frac{L}{P}$ = Indica el número de eslabones.

Z1 = número de dientes del piñón.

Z2 = número de dientes de la rueda mayor.

$O_1 O_2$ = Distancia entre centros de la rueda en mm.

β = Es el ángulo de contacto en radianes, analíticamente se obtiene a partir de:

$$\beta = \sin^{-1}(R_2 - R_1)/O_1 O_2$$

Siendo R2 y R1 los respectivos radios de las rueda mayor y piñón.

$\frac{L}{P}$ Indica el número de eslabones con que cuenta la cadena y debe ser un valor entero debido a eso habrá que ajustar mediante iteración hasta que cumpla dicho valor.

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + (Z_2 - Z_1) \times \frac{\beta}{\pi} + O_1 O_2 \cos \beta \times \frac{2}{P}$$

$$\beta = \sin^{-1}(R_2 - R_1)/O_1 O_2$$

$$R_{p1} = 138.23 \text{ mm}$$

$$R_{p2} = 307.58 \text{ mm}$$

**TABLA 3.5C DETERMINACIÓN DEL
NÚMERO DE ESLABONES
FUENTE: AUTOR**

O_1O_2 (mm)	β (radianes)	L/P (nº.eslabones)
1500	0.11	86.93
1495	0.11	86.74
1490	0.11	86.55
1480	0.11	86.16
1478	0.11	86.08
1477	0.11	86.03
1476	0.11	86.00

Por lo tanto se obtiene una cadena de las siguientes características:

$$\frac{L}{P} = 86$$

$$L = 86(50.8) = 4368.8 \text{ mm}$$

Distancia entre centros de las ruedas (O_1O_2) = 1476 mm

Con la longitud real de la cadena $L = 4368.8 \text{ mm}$ y el número de eslabones ($n=86$) se recalcula $K3$ de la tabla que se adjuntó.

$$K3 = 1.5$$

Recalculando la potencia corregida se tiene:

$$PC = (0.9) * (0.5) * (1.5) * (1.8) * (1) * (28.34)$$

$$PC = 34.43 \text{ KW}$$

Con este valor se ingresa al diagrama de selección de cadena expuesta en anexos.

$$PC = 34.43 \text{ KW}$$

$$W = 40 \text{ RPM}$$

Tanto la serie americana como la serie europea nos dieron el mismo valor que el calculado con anterioridad es decir 32A y 32B.

Cálculo de la velocidad lineal

La comprobación de la velocidad lineal se la realiza en base a la siguiente ecuación:

$$V = \frac{Z \times P \times Z_i \times N_i}{60}$$

P = Paso de la cadena

Z_i = número de dientes de la rueda considerada

N_i = Velocidad de giro (RPM) de la rueda considerada

Para el caso de la rueda piñón:

$$P = 50.8 \text{ mm (0.0508 m)}; Z_i = 17; N_i = 40 \text{ RPM}$$

Por lo consiguiente la velocidad de la cadena es:

$$V = \frac{0.0508 \times 17 \times 40}{60} ; \quad V = 0.58 \text{ m/s}$$

COMPROBACIÓN DE LA FUERZA TOTAL SOPORTADO POR LA CADENA

La fuerza útil que desarrolla la cadena se la calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_u = \frac{P}{V}$$

F_u = Fuerza útil que desarrolla la cadena

P = Potencia transmitida = 38 HP = 28.34 KW

V = Velocidad lineal promedio = 0.58 m/s

$$F_u = \frac{28.34 \text{ Kw}}{0.58 \text{ m/s}} ; \quad F_u = 48,862 \text{ N}$$

La otra fuerza es la centrifuga de la cadena (F_c).

$$F_c = MV^2$$

M = Masa unitaria (Kg/m) de la cadena: La cual se la puede apreciar en el Apéndice G:

Tipo 32B y paso 50.8mm resulta:

Peso unitario (M) = 10.5 Kg/m

Carga de rotura: 26000 Kp

Reemplazando:

$$F_c = MV^2 = 10.5 \times (0.58)^2 = 3.53 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza Total es:

$$F_0 = F_u + F_c$$

$$F_0 = 48,862 \text{ N} + 3.53 \text{ N} = 48,865.53 \text{ N}$$

$$F_0 = 4,982.89 \text{ Kp}$$

Calculo del coeficiente de seguridad para la cadena:

R = Carga de Rotura

F_0 = Fuerza Total

$$Cs = \frac{R}{F_0}$$

$$Cs = \frac{26000 \text{ Kp}}{4,982.89 \text{ Kp}} ; \quad Cs = 5.21 = 5$$

Comprobación de la presión máxima de la cadena

Es la presión (P_s) que ejerce la cadena sobre el flanco del diente de la rueda.

$$P_s = \frac{F_0}{d * l}$$

F_0 = Fuerza Total

D = Diámetro del perno (bulón o eje) de la cadena

L = Longitud del casquillo de la cadena

$$d = 17.81 \text{ mm}$$

$$l = 126 \text{ mm}$$

$$P_s = \frac{48,865.53}{(17.81)(126)} ; \quad P_s = 21.77 \text{ MPa}$$

El valor de $P_{s_{\max}}$ se lo encuentra en la tabla de presiones máximas admisibles detallado a continuación.

$$P_{s_{\max}} = 45 \text{ MP}$$

TABLA 3.5.D PRESIÓN MÁXIMA DE CADENA
FUENTE: CATALOGO DE CADENA

<i>Pression conventionnelle maximale dans les articulations (en MPa).</i>				
<i>p (mm)</i> <i>N</i> <i>(tr/min) (1)</i>	9,525-12,7	15,875 19,05-25,4	31,75-38,1 44,45-60,8	63,5-76,2
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

(1) *N* : vitesse de rotation d'un pignon de 19 dents.

Por lo tanto la cadena seleccionada cumple debido a que:

$$P_s < P_{s_{\max}}$$

Resultado final

**TABLA 3.5.E RESUMEN DE SELECCIÓN
DE CADENA
FUENTE: AUTOR**

<u>Cadena:</u>
Serie: 32B
Paso: 50.8mm
Tipo: Cadena doble
Desarrollo de longitud: 4,368.8mm
Número de eslabones: 86
Distancia entre centros: 1,476mm
<u>Piñón:</u>
Número de dientes: 17
Diámetro primitivo: 276.46mm
<u>Rueda mayor:</u>
Número de dientes: 38
Diámetro primitivo: 615.17mm

Cálculo de la rueda conductora y la rueda conducida

Se tiene datos debido a la selección de la cadena por ende se procede con el cálculo de las ruedas que se requiere para dicha transmisión.

Para el caso de la rueda conducida tenemos los siguientes datos de entrada:

TABLA 3.5.F DATOS DE RUEDA CONDUCTIDA
FUENTE: AUTOR

d árbol de transmisión	130mm
Diámetro primitivo	615.17mm
Número de dientes	38
Tipo	Cadena doble

Cálculo de la rueda conducida:

Las ecuaciones a considerar son las siguientes:

$$D_e = D_p + d$$

$$D_p = \frac{p}{\sin \alpha}$$

$$\alpha = \frac{180^\circ}{Z}$$

$$D_i = D_p - d$$

D_e = diámetro exterior

D_p = diámetro primitivo

D_i = diámetro interior

d = diámetro de los rodillos

p = paso de la cadena

Z = número de dientes

A continuación se presentan los cálculos requeridos para la elaboración de la rueda conducida:

**TABLA 3.5.G RESULTADOS DE
RUEDA CONDUcida
FUENTE: AUTOR**

D_e	644.38mm
D_p	615.17mm
D_i	585.96mm
d	29.21mm
p	50.8mm
Z	38

Para el caso de la rueda conductora tenemos los siguientes datos de entrada:

**TABLA 3.5.H DATOS DE RUEDA
CONDUCTORA
FUENTE: AUTOR**

d_{árbol de transmisión}	130mm
Diámetro primitivo	276.46mm
Número de dientes	17
Tipo	Cadena doble

A continuación se presentan los cálculos requeridos para la elaboración de la rueda conductora:

**TABLA 3.5.I RESULTADOS DE
RUEDA CONDUCTORA
FUENTE: AUTOR**

D_e	305.67mm
D_p	276.46mm
D_i	247.25mm
d	29.21mm
p	50.8mm
Z	17

Luego de obtener la velocidad necesaria para el sistema de corte mediante la rueda conducida esta se transmite a la primera y a la segunda rueda de tal manera que se produzca el sistema de corte.

Cálculo de las ruedas en base a datos de entrada:

**TABLA 3.5.J DATOS DE RUEDAS DE TRANSMISIÓN
FUENTE: AUTOR**

$d_{\text{árbol de transmisión}}$	130mm
N	16 RPM
Número de dientes	38
m	8

Cálculo de las ruedas:

Las ecuaciones a considerar son las siguientes:

$$D_e = D_p + 2m$$

$$D_p = mz$$

$$D_i = D_e - 2h$$

$$h = 2.16m$$

$$p = \pi \times m$$

$$e = 0.5 \times p$$

$$B = 8m$$

D_e = diámetro exterior

D_p = diámetro primitivo

D_i = diámetro interior

h = altura de los dientes

p = paso de la cadena

Z = número de dientes

m = modulo

e = espesor del diente

B = Ancho del diente

A continuación se presentan los cálculos requeridos para la elaboración de las ruedas:

TABLA 3.5.K RESULTADOS DE RUEDAS DE TRANSMISIÓN
FUENTE: AUTOR

D_e	320mm
D_p	304mm
D_i	285.44mm
m	8
p	25.13mm
Z	38
h	17.28
B	64mm
e	12.56mm

3.6. Diseño de la tolva de alimentación del neumático

Para la elaboración de la tolva de alimentación no se requiere de la realización de cálculos debido a que tendrán las mismas dimensiones del triturador.

El espesor de las planchas a utilizar es de 2.5mm, las dimensiones y material a utilizar se enunciara en el dimensionamiento del ensamble del triturador que se expondrá en el inciso 3.8

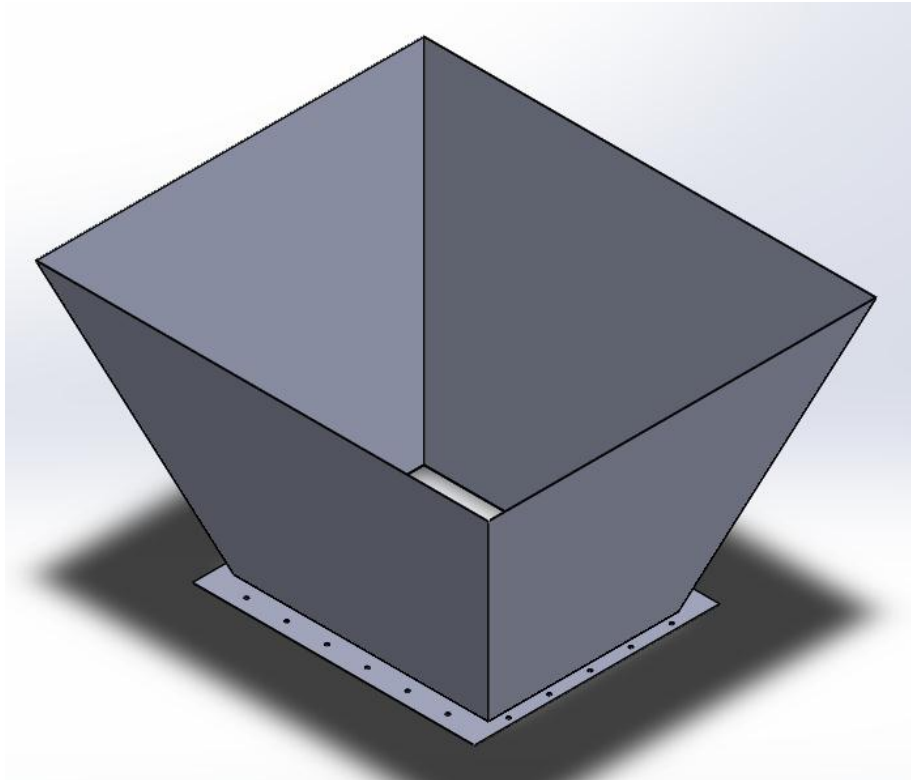


FIGURA 3.6 TOLVA DE ALIMENTACIÓN
FUENTE: AUTOR

3.7. Análisis de vibraciones

En la práctica es muy difícil evitar las vibraciones. Se suelen producir por los efectos dinámicos de las tolerancias de fabricación, las holguras, los contactos de rodadura y fricción entre las piezas de las máquinas y los desbalances de los elementos giratorios y alternativos.

Para evitar este tipo de vibraciones la frecuencia natural debe ser mayor a la frecuencia de operación. Definiremos a la frecuencia natural mediante la siguiente ecuación:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\Delta}}$$

Dicha ecuación nació de considerar la vibración libre de un sistema de un grado de libertad sin amortiguamiento. El modelo matemático que se usa es el de una masa puntual suspendida de un resorte sin masa.

Cálculo de la velocidad de operación:

$$n = 16 \frac{\text{Rev.}}{\text{min.}}$$

$$w = \frac{2\pi n}{60} \left[\frac{\text{rad.}}{\text{seg.}} \right]$$

$$w = 1.68 \left[\frac{\text{rad.}}{\text{seg.}} \right]$$

Cálculo de la frecuencia natural:

$$w_n = \sqrt{\frac{g}{\Delta}}$$

La deformación estática de una viga debido a la carga se calcula en función de la siguiente ecuación:

$$\Delta = \frac{Pl^3}{3EI}$$

De donde:

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$I = 2.8 \times 10^{-5} \text{m}^4$$

$$\Delta = \frac{37650 \times 0.936^3}{3 \times 205 \text{ GPa} \times 2.8 \times 10^{-5} \text{m}^4} = 0.00179 \text{m}$$

$$w_n = \sqrt{\frac{9.8}{0.00179}}$$

$$w_n = 74 \text{ rad/seg}$$

Como se puede observar la frecuencia natural es mayor que la frecuencia de operación en un rango de:

$$\frac{w_n}{w} = \frac{74}{1.68} = 44$$

Las normas ASME sugieren que para evitar grandes desplazamientos de oscilación la frecuencia natural debe ser bastante mayor que la frecuencia de operación en aproximadamente mayor a 20 veces. De acuerdo a lo calculado está dentro de lo calculado según el criterio ASME.

3.8. Dimensionamiento y ensamble del triturador de neumáticos

En esta sección se tendrá el ensamble en 3D del triturador de neumáticos con sus respectivas dimensiones principales así como también un resumen y datos técnicos del triturador propuesto.

En anexos se presentan todos los planos de cada uno de los componentes calculados en esta sección.

Las dimensiones del triturador son las siguientes:

TABLA 3.8 DIMENSIONES DEL TRITURADOR
FUENTE: AUTOR

Alto (mm)	2,025 mm
Largo (mm)	1,664 mm
Ancho (mm)	2,025 mm

Características técnicas del triturador de neumáticos:

**TABLA 3.8.A CARACTERÍSTICAS
TÉCNICAS DEL TRITURADOR**
FUENTE: AUTOR

<u>TRITURADOR</u>	
Potencia instalada	38 HP
Velocidad de salida moto – reductor	40 RPM
Torque requerido	16,936 [Nm]
Condiciones de servicio	Tipo de máquina: Trituradora Trabajo: 8hr/día Temperatura 15 – 40°C Número de accionamientos: 2 veces/día.
<u>ÁRBOL DE TRANSMISIÓN</u>	
Diámetro de apoyo:	130 mm
Diámetro Hexagonal:	155 mm

Longitud:	1,328.5 mm
Acabado:	Laminado en caliente
Material:	AISI 4340
<u>PLACAS LATERALES</u>	
Largo:	936 mm
Ancho:	100 mm
Alto:	500 mm
Material:	ASTM A36
<u>PLACA FRONTAL Y POSTERIOR</u>	
Largo:	100 mm
Ancho:	900 mm
Alto:	500 mm
Material:	ASTM A36
<u>CUCHILLAS</u>	
Diámetro Exterior:	300 mm
Diámetro Interior (Hexágono):	155 mm
Espesor:	36 mm
Material:	DF – 2 AISI01 56HRC
Número de cuchillas:	26 totales
<u>ESPACIADORES</u>	

Diámetro Exterior:	255 mm
Diámetro Interior (Hexágono):	155 mm
Espesor:	36 mm
Material:	DF – 2 AISI01 56HRC
Número de cuchillas:	26 totales
<u>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</u>	
<u>Cadena:</u>	
Serie:	32B
Paso:	50.8 mm
Tipo:	Cadena doble
Desarrollo de longitud:	4,368.8 mm
Número de eslabones:	86
Distancia entre centros:	1,476 mm
<u>Piñón:</u>	
Numero de dientes:	17
Diámetro primitivo:	276.46 mm
Diámetro de rodillo:	29.21 mm
<u>Rueda mayor:</u>	
Numero de dientes:	38
Diámetro primitivo:	615.17 mm

Diámetro de rodillo:	29.21 mm
<u>Caja de transmisión:</u>	
Largo:	110 mm
Ancho:	650 mm
Alto:	350 mm
Material:	ASTM A36
<u>Engranajes caja de transmisión:</u>	
Numero de dientes:	38
Diámetro primitivo:	304 mm
m:	8
B:	64 mm
<u>TOLVA</u>	
Largo:	1,658 mm
Ancho:	1,423 mm
Alto:	1,000 mm
Material:	ASTM A36

Todos los planos de los componentes del triturador se adjuntan en Apéndice H.

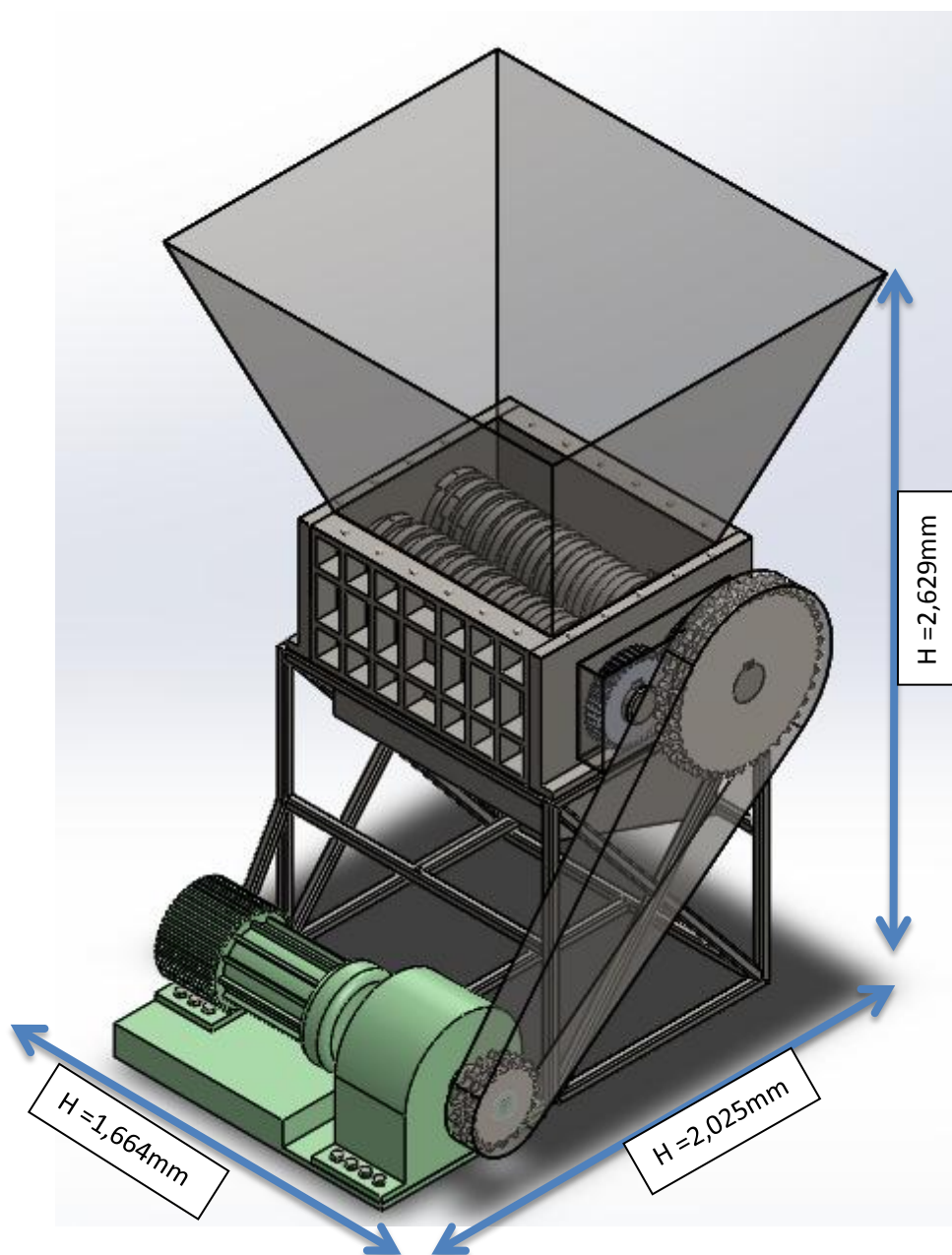


FIGURA 3.8 DISEÑO TRITURADOR DE NEUMÁTICOS
FUENTE: AUTOR

CAPÍTULO 4

4. COMPROBACIÓN DE RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO PARA TRITURAR NEUMÁTICOS RECICLABLES A TRAVÉS DEL SOFTWARE SOLIDWORKS.

4.1. Análisis y simulación del árbol de transmisión

A continuación se presentan resultados de una simulación del árbol de transmisión los cuales fueron determinados a través del software solidworks.

- Propiedades Volumétricas.
- Propiedades del material.
- Tensión de Von Mises.

- Deflexión del árbol de transmisión.

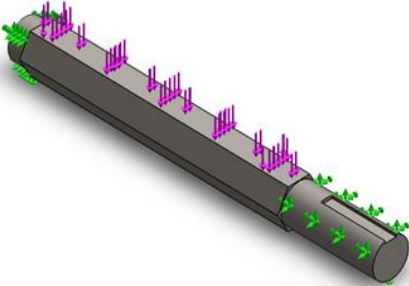
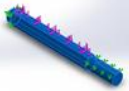
 Nombre del modelo: Árbol de transmisión Configuración actual: Predeterminado			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir1 	Sólido	Masa:154.76 kg Volumen:0.0197147 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:1516.65 N	F:\Tesis de Grado 26-12-2014\Arbol de transmisión\Arbol de transmisión.SLDPRT Apr 06 16:52:27 2015

FIGURA 4.1 PROPIEDADES VOLUMÉTRICAS DEL ÁRBOL
FUENTE: AUTOR

Propiedades de material

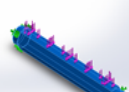
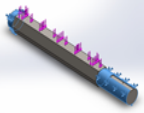
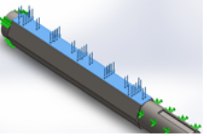
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 7.1e+008 N/m ² Límite de tracción: 1.11e+009 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.23e-005 /Kelvin	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(Árbol de transmisión)
Datos de curva:N/A		

FIGURA 4.1.A PROPIEDADES DEL MATERIAL DEL ÁRBOL
FUENTE: AUTOR

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	3.14827	37650.7	-3.65265	37650.7
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 37650 N

Resultados del estudio

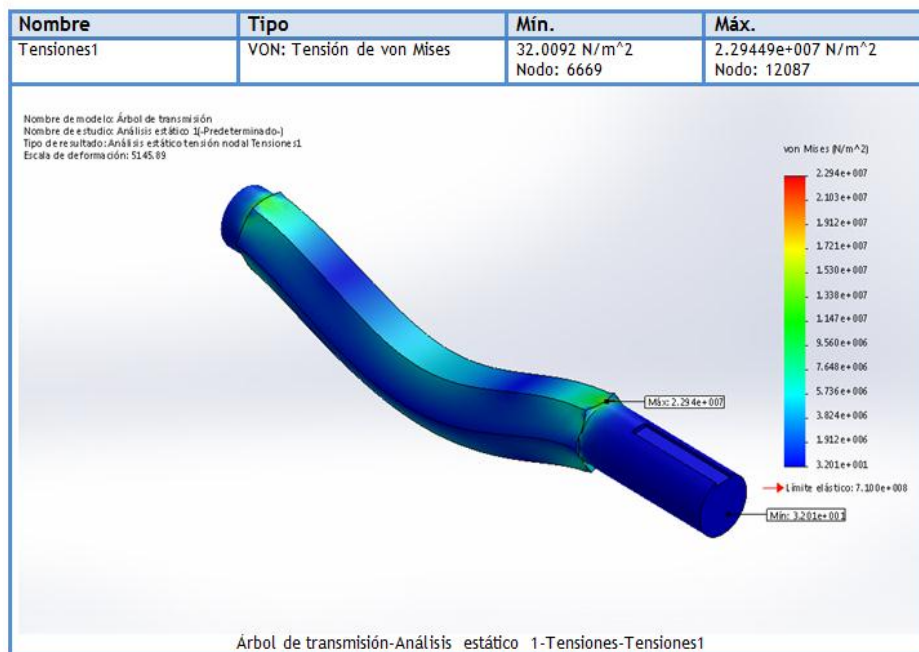


FIGURA 4.1.B TENSIÓN DE VON MISES
FUENTE: AUTOR

Como se puede observar en la figura de simulación del árbol de transmisión se tiene un valor máximo de 22.94 MPa comparado con el calculado inicialmente de 23.6 MPa lo cual me representa un error del 3% lo cual es considerado normal dentro de los cálculos obtenidos.

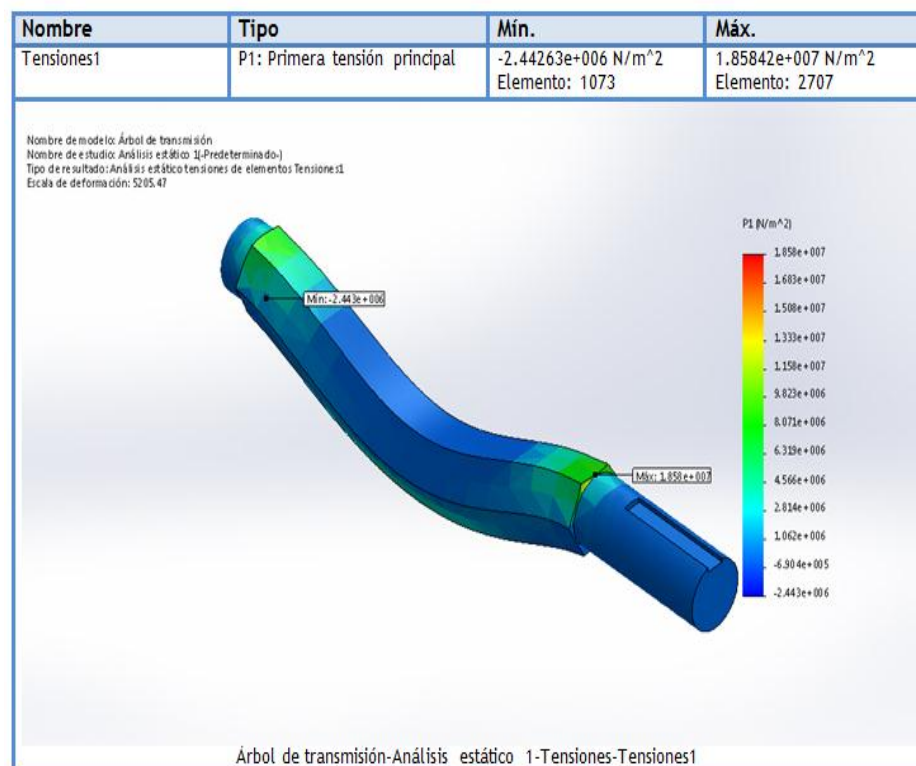


FIGURA 4.1.C PRIMERA TENSIÓN PRINCIPAL
FUENTE: AUTOR

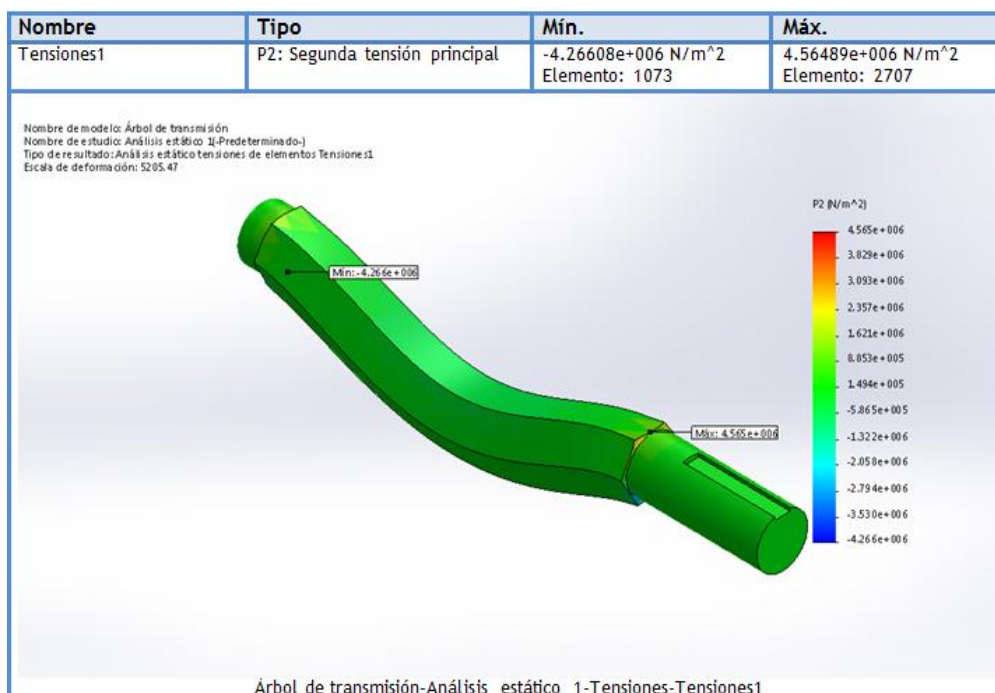


FIGURA 4.1.D SEGUNDA TENSIÓN PRINCIPAL
FUENTE: AUTOR

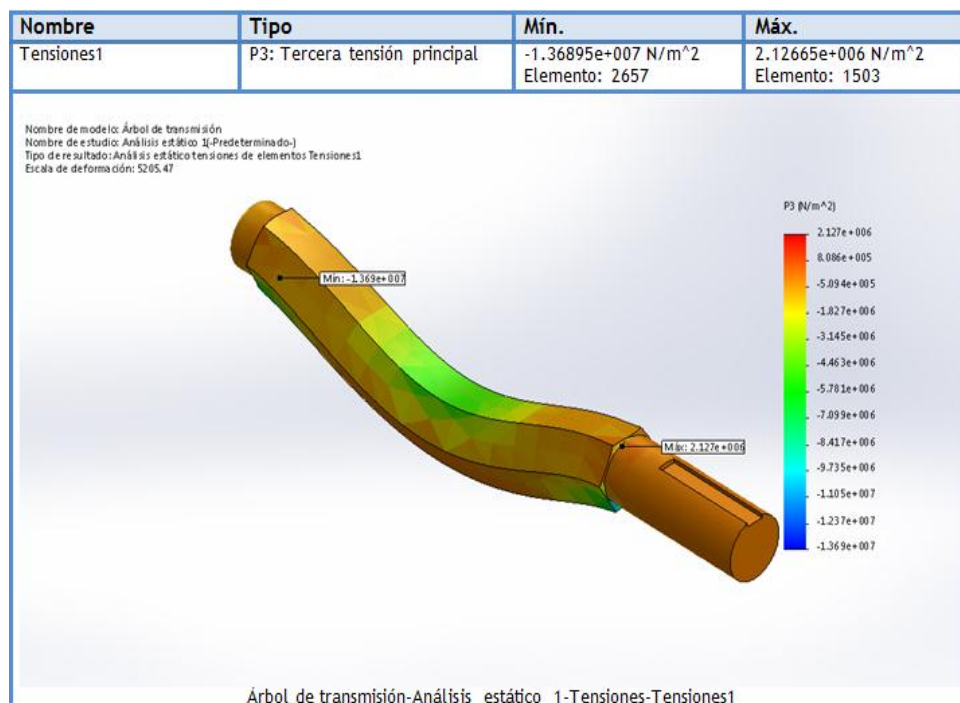


FIGURA 4.1.E TERCERA TENSIÓN PRINCIPAL
FUENTE: AUTOR

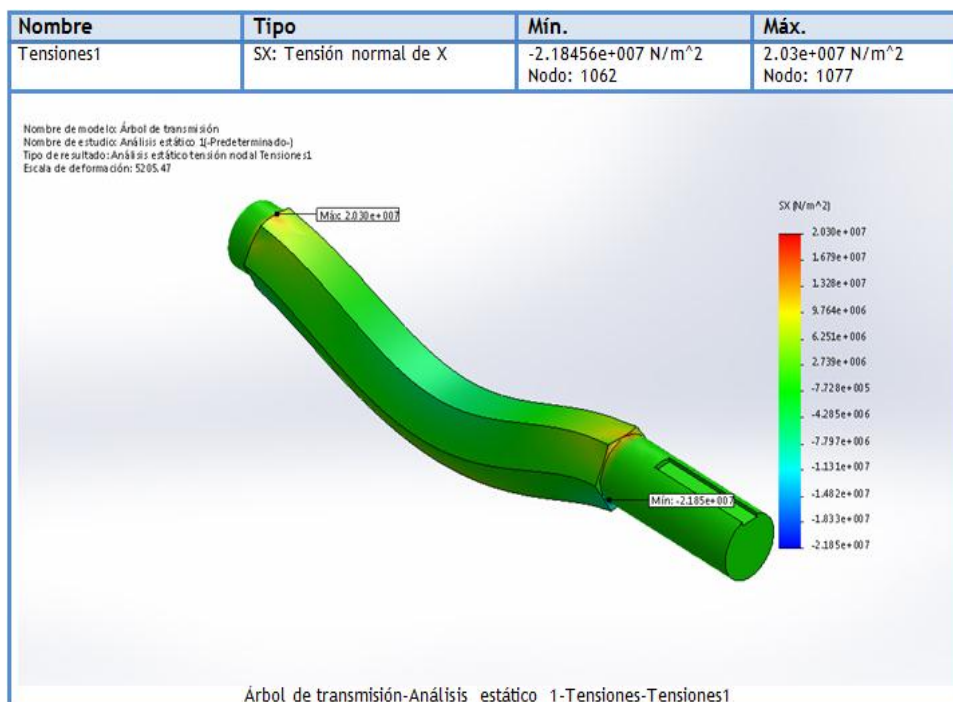


FIGURA 4.1.F TENSIÓN NORMAL DE X
FUENTE: AUTOR

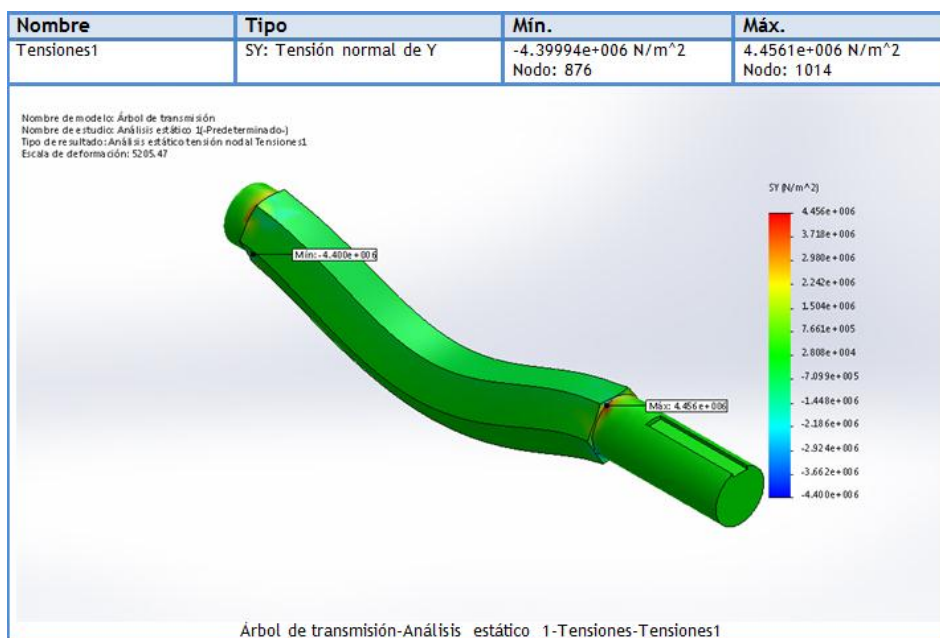


FIGURA 4.1.G TENSIÓN NORMAL DE Y
FUENTE: AUTOR

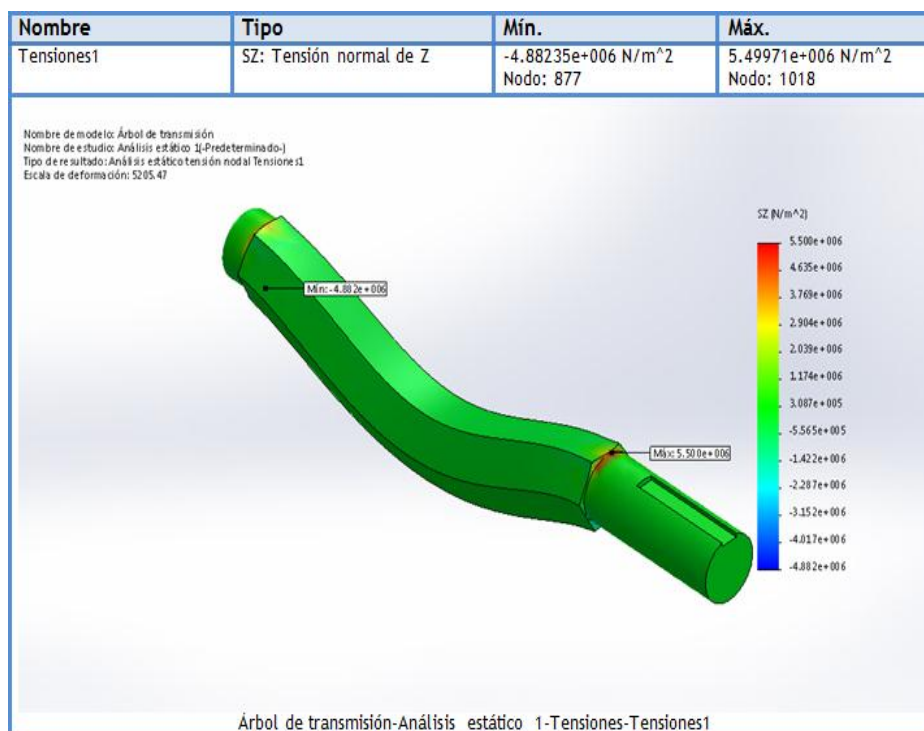


FIGURA 4.1.H TENSIÓN NORMAL DE Z
FUENTE: AUTOR

A continuación se muestra las imágenes de la simulación del esfuerzo cortante en donde se pueden observar los datos de la simulación con el obtenido durante el cálculo el cual fue de 7.72MPa.

TABLA 4.1 COMPARACIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES
FUENTE: AUTOR

Esfuerzo cortante en Y plano YZ	Esfuerzo cortante en Z plano YZ	Esfuerzo cortante en Z plano XZ	Calculado
6.3 MPa	3.47 MPa	1.48 MPa	7.72 MPa

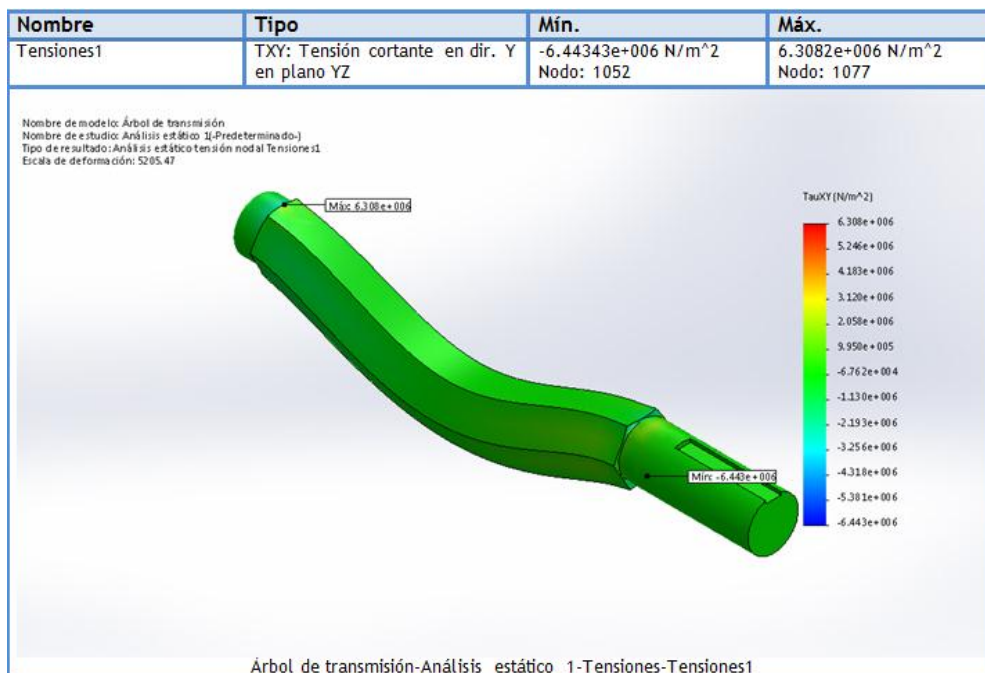


FIGURA 4.1.I TENSIÓN CORTANTE EN Y CON PLANO YZ
FUENTE: AUTOR

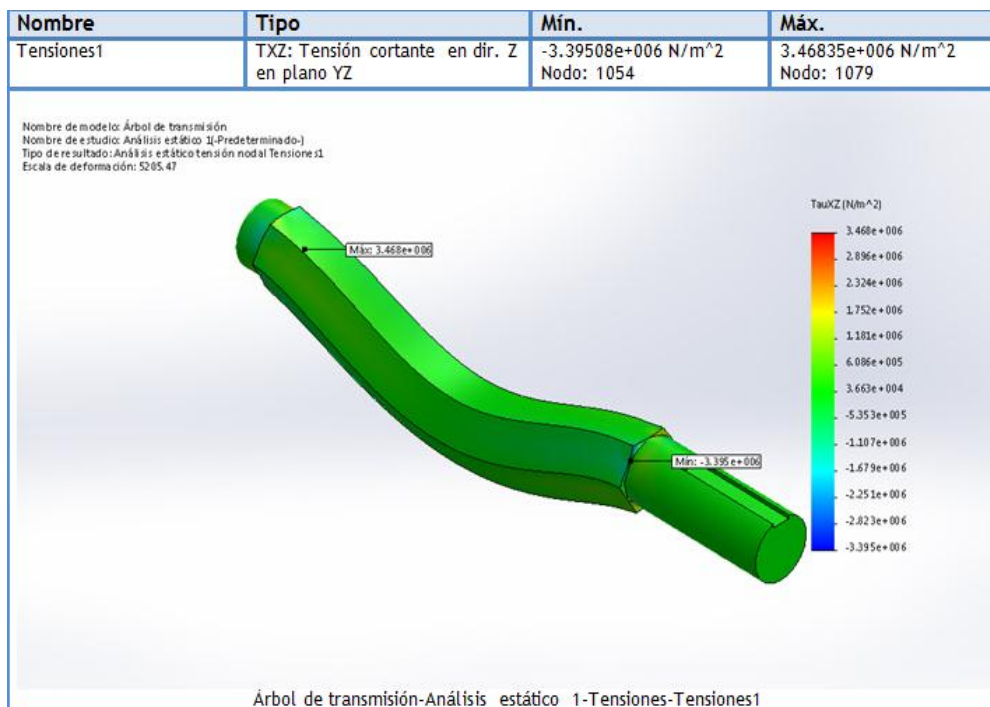


FIGURA 4.1.J TENSIÓN CORTANTE EN Z CON PLANO YZ
FUENTE: AUTOR

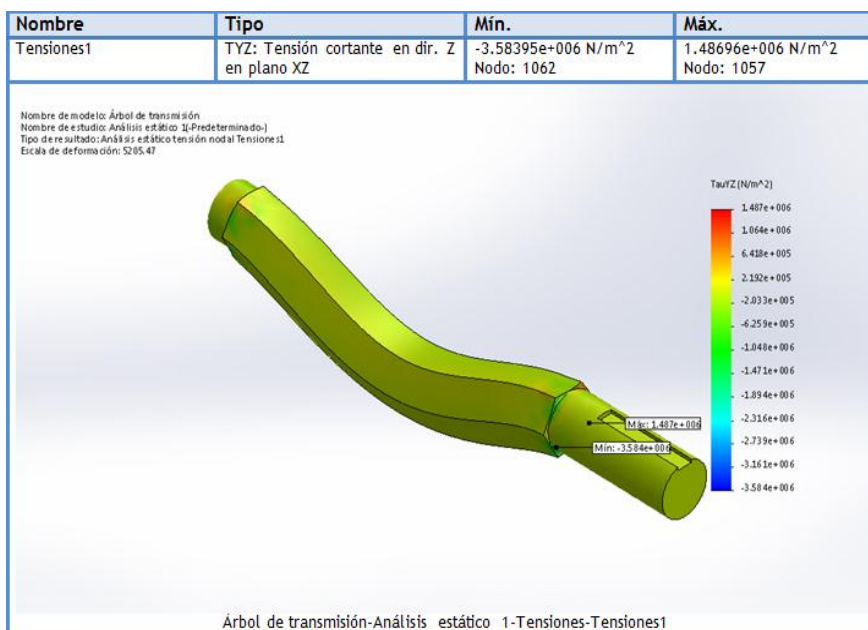


FIGURA 4.1.K TENSIÓN CORTANTE EN Z CON PLANO XZ
FUENTE: AUTOR

Simulación de la deflexión del árbol de transmisión

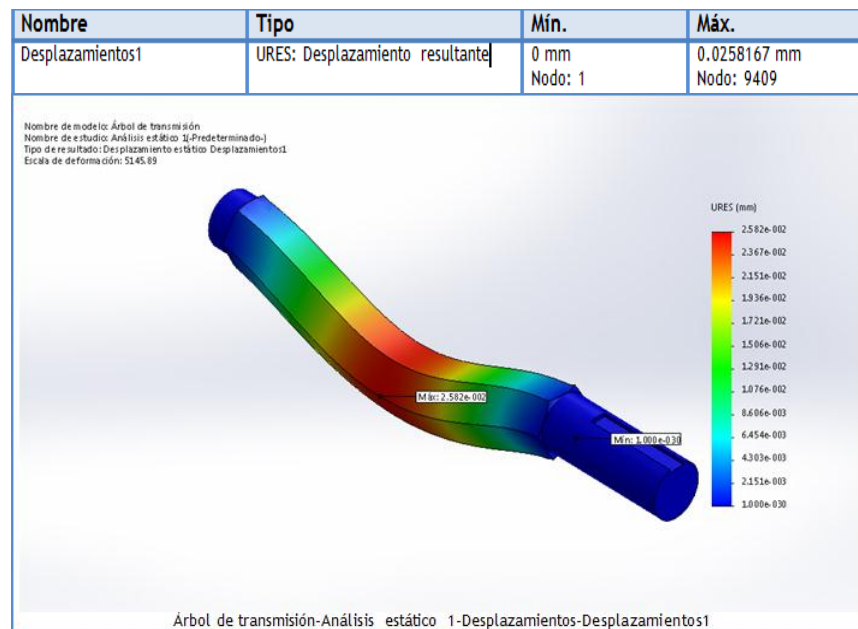


FIGURA 4.1.L DEFLEXIÓN DEL ÁRBOL
FUENTE: AUTOR

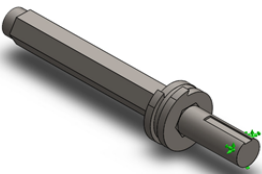
Comparando el cálculo inicial que fue una deflexión de 0.056mm con respecto a la simulada que es de 0.026mm se garantiza un correcto funcionamiento de los árboles de transmisión.

4.2. Análisis y simulación del sistema de corte

A continuación se presenta una imagen del sistema de corte llevado a cabo durante la simulación del software solidworks.

- Propiedades Volumétricas.
- Propiedades del material.
- Tensión de Von Mises.
- Deflexión del sistema de corte.

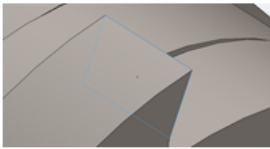
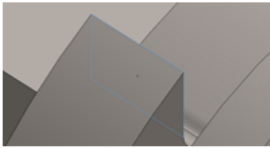
Propiedades Volumétricas:



Nombre del modelo: Ensamblaje1
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/fecha de modificación
Saliente-Extruir1	Sólido	Masa:10.0226 kg Volumen:0.00127677 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:98.2219 N	F:\Tesis de Grado 26-12-2014\Espaciadores\Espaciadores de cuchillas.SLDPRT Apr 08 00:22:21 2015
Cortar-Extruir1	Sólido	Masa:12.6035 kg Volumen:0.00160554 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:123.514 N	F:\Tesis de Grado 26-12-2014\Sistema de corte sentido antihorario\Sistema de corte -110.76.SLDPRT Apr 08 00:15:33 2015

FIGURA 4.2 PROPIEDADES VOLUMÉTRICAS DE CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 2896 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 2896 N

Propiedades de material

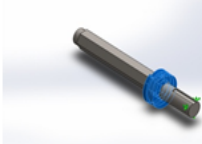
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 1045 Acero estirado en frío Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: $5.3e+008 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $6.25e+008 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2.05e+011 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7850 kg/m^3 Módulo cortante: $8e+010 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de dilatación térmica: $1.2e-005 / \text{Kelvin}$	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamble de cuchillas-1/Espaciadores de cuchillas-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamble de cuchillas-1/Espaciadores de cuchillas-10), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(Ensamble de cuchillas-1/Sistema de corte - 110.76-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(Ensamble de cuchillas-1/Sistema de corte - 138.45-1),

FIGURA 4.2.A PROPIEDADES DEL MATERIAL DE CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR

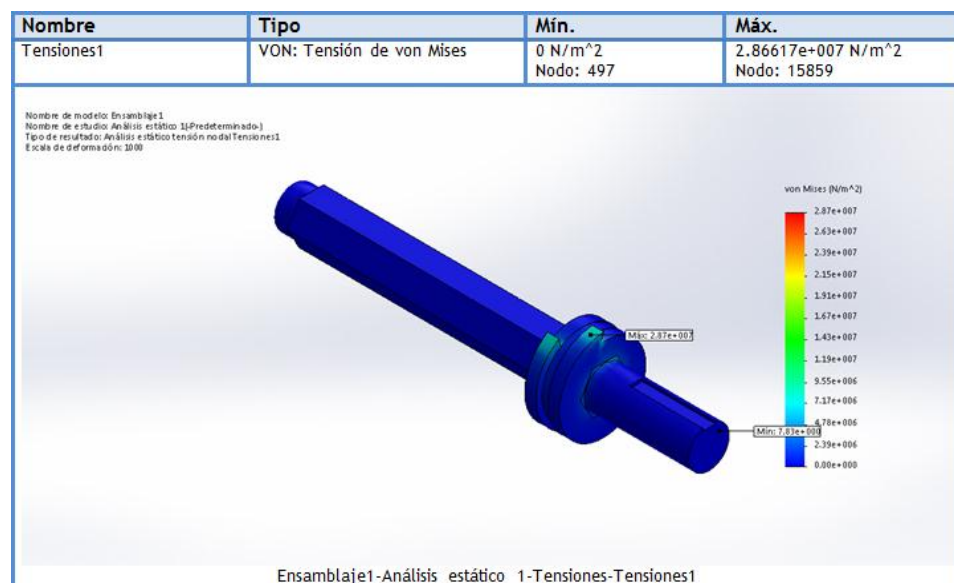


FIGURA 4.2.B TENSIÓN DE VON MISES DE CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR
Desplazamientos:

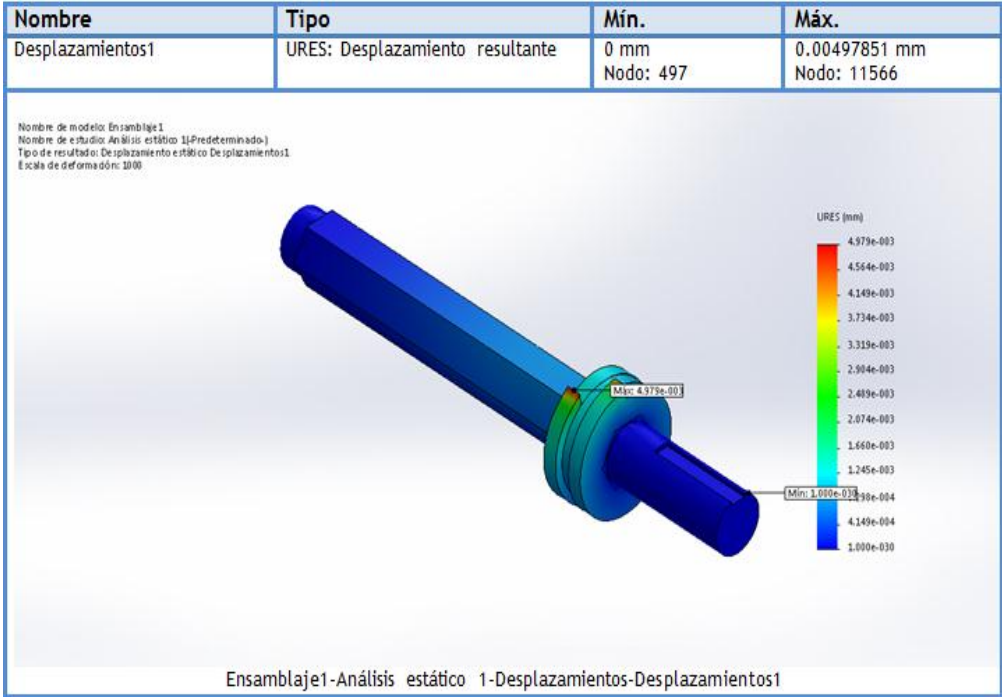


FIGURA 4.2.C DEFLEXIÓN DE LAS CUCHILLAS
FUENTE: AUTOR

Resumiendo los resultados obtenidos durante la simulación en conjunto del árbol de transmisión más las cuchillas de corte podemos visualizar que la parte más crítica y que estaría sometida a todos los esfuerzos es el sistema de corte por ende se lo diseño en base a sugerencias hechas por fabricantes de trituradores, y en lo cual se obtuvo un factor de seguridad de 5 calculado en el capítulo 3 lo que nos da la certeza de que el sistema de corte soportara dichos esfuerzos durante el proceso de trituración.

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTO

Dentro de este capítulo se presenta un presupuesto del costo del triturador de neumáticos y el tiempo en que se recuperaría la inversión.

Dentro de los materiales a utilizar se enuncian los siguientes:

- Material para cuchilla (DF-2)
- Material para espaciadores (DF-2)
- Material para árbol de transmisión (AISI 4340)
- Material para piñón de cadena (AISI 5115)
- Material para rueda de cadena (AISI 5115)
- Material para sistema de transmisión (AISI 5115)

TABLA 5.1 COTIZACIÓN DE MATERIA PRIMA

Descripción	\$/Kilo	Peso en Kilos	Cantidad	Costo
Acero DF2 Ø = 320mmx1m	9	632	1	5,688
Acero DF2 Ø = 282mmx1m	8	496	1	3,968
Acero AISI 4340 Ø = 160 mmx1.34m	3.8	213	2	1,618.8
Acero AISI 5115 Ø = 310mmx90mm	4.2	53.4	1	224.3
Acero AISI 5115 Ø = 620mmx90mm	8.4	213.6	1	1,794.24
Acero AISI 5115 Ø = 335mmx64mm	4.5	44.34	2	399.06
			Subtotal(\$)	13,692.4
			I.V.A(12%)	1,643.09
			Total(\$)	15,335.49

TABLA 5.2 COTIZACIÓN DE PARTE ESTRUCTURAL

Descripción	Costo unit.	Peso en Kilos	Cantidad	Costo
Tolva de alimentación más descarga de caucho A36 (2.5mm)	54.62		3	163.86
Caja de transmisión A36 (5mm)	104.69		1	104.69
Guarda A36 (1.4mm)	30.04		1	30.04
Estructura de soporte 40x40x3mm	30.55		4	91.65
1 plancha de 10mm para estructura	212.65		1	212.65
2 plancha de 10mm para área de corte	212.65		2	425.3
Placas frontales	1.04	176.63	2	367.38
			Subtotal(\$)	1,395.57
			I.V.A(12%)	167.47
			Total(\$)	1,563.04

TABLA 5.3 COTIZACIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Descripción	Costo unit.	L (m)	Cantidad	Costo
Moto-reductor de 1750 rpm a 40 rpm	9,216		1	9,216
Cadena Serie 32B, L=4,369m	2,243.70	5	1	2,243.70
Rodamientos NNU4928K/SPW33	800		4	3,200
			Subtotal(\$)	14,659.7
			I.V.A(12%)	1,759.16
			Total(\$)	16,418.86

TABLA 5.3 COTIZACIÓN DE MANO DE OBRA

Trabajo	M.O(\$)	Cantidad	Costo
Sistema de corte	95	26	2,470
Espaciadores	70	26	1,820
Árbol de transmisión	420	2	840
Piñón para cadena	560	1	560

Rueda para cadena	1,050	1	1,050
Piñones de transmisión	650	2	1,300
Tolva de alimentación	350	1	350
Caja de transmisión	400	1	400
Guarda	95	1	95
Estructura de soporte	671	1	670
Ensamble Carcasa	1,700	1	1,700
		Subtotal(\$)	11,255
		I.V.A.(12%)	1,350.6
		Total(\$)	12,605.6

TABLA 5.4 COTIZACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO

• Arrancador de estado solido • Relé de control • Pulsador • Panel de control • Ventiladores disipadores	\$
	4,000

TABLA 5.5 RESUMEN Y COSTO DEL TRITURADOR

Costo Mano de Obra	12,605.6
Costo Material	33,317.4
Costo mantenimiento mensual	400
Costo de instalación	1,500
Costo del sistema eléctrico	4,000
Costo de diseño	13,000
Sub - total	64,823
Varios (10%)	6,482.3
Total(\$)	71,305.3

El costo de la basura por tonelada se estima en \$95 de tal manera que tenemos los siguientes datos:

TABLA 5.6 PRODUCCIÓN Y COSTO DEL NEUMÁTICO A TRITURAR

Costo de basura (\$/ton)	95	Anual (\$)
Producción triturador (ton/año)	1960	182,400
Producción NFU(ton/año)	8000	760,000

Con este cálculo se observa que con un triturador generaría anualmente 182,000 dólares pudiendo recuperar la inversión en 5 meses.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

1. El implementar un sistema de trituración para neumático dentro del país trae consigo beneficios para la sociedad, ya que de esta manera se generaría nuevas fuentes de empleo y se daría uso a una materia prima en la cual se está desechando como basura a botaderos en vertederos.
2. Reciclar neumáticos fuera de uso ayudaría a evitar la contaminación al medio ambiente, reducir el volumen en los rellenos sanitarios que es donde se proporciona la mayor

cantidad de insectos y roedores afectando en gran manera a la salud de la población aledaña.

3. Con una inversión aproximada de 60,000 dólares podríamos llevar a cabo el presente proyecto, impulsando al gobierno para la generación de más trituradores de neumáticos, y de esta forma cubrir la demanda de neumáticos fuera de uso dentro de la ciudad de Guayaquil y posteriormente al resto del país.
4. El proyecto es rentable económicamente debido a que con un triturador se generaría anualmente 182,000 dólares pudiendo recuperar la inversión en 4 meses.

6.2. Recomendaciones

1. El tipo de aplicación que se le podría dar al neumático luego de ser triturado ayudará en gran manera para que en el país comiencen a analizar la situación de una manera minuciosa y se monte una planta de reciclado de neumáticos con sus respectivas máquinas, recolectando la materia prima y dejándolo como producto terminado, por ende se recomienda montar una planta de neumáticos reciclados.
2. El triturador de neumáticos tiene una capacidad de trituración de 1ton/hr, de tal manera que estaría en capacidad de triturar

hasta 1,920 toneladas anual. Según datos estadísticos de la Comisión de Tránsito del Guayas indica que anualmente existen 8,000 toneladas consideradas como desperdicios, por ende se recomienda ir aumentando la capacidad de producción del triturador para de esta forma cubrir la demanda requerida.

3. La boca de trituración para neumáticos está diseñada para aro 16 más allá de esa medida se recomienda que el neumático sea cortado en trozos para que puedan ingresar a la boca de trituración.
4. Se recomienda alinear los árboles de transmisión, y cada uno de los elementos que conforman el sistema de trituración, para que en el momento de corte exista uniformidad.
5. Realizar el debido mantenimiento preventivo y así operar a máquina en sus condiciones óptimas.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Índice de velocidad

Índice de velocidad	F	G	J	K	L	M	N
Velocidad (km/hr)	80	90	100	110	120	130	140
Velocidad (mph)	50	56	62	68	75	81	87

Índice de carga

Índice de carga	147	148	149	150	151	152	153
Capacidad de carga (kg/rueda)	3,075	3,150	3,250	3,350	3,450	3,550	3,650
Índice de carga	154	155	156				

Apéndice B

Correlación entre el índice de carga (IC), y la capacidad de carga del neumático (CCN)

IC	CCN kg	IC	CCN kg	IC	CCN kg	IC	CCN kg	IC	CCN kg
120	1 400	160	4 500	200	14 000	240	45 000	280	140 000
121	1 450	161	4 625	201	14 500	241	46 250	281	145 000
122	1 500	162	4 750	202	15 000	242	47 500	282	150 000
123	1 550	163	4 875	203	15 500	243	48 750	283	155 000
124	1 600	164	5 000	204	16 000	244	50 000	284	160 000
125	1 650	165	5 150	205	16 500	245	51 500	285	165 000
126	1 700	166	5 300	206	17 000	246	53 000	286	170 000
127	1 750	167	5 450	207	17 500	247	54 500	287	175 000
128	1 800	168	5 600	208	18 000	248	56 000	288	180 000
129	1 850	169	5 800	209	18 500	249	58 000	289	185 000
130	1 900	170	6 000	210	19 000	250	60 000	290	190 000
131	1 950	171	6 150	211	19 500	251	61 500	291	195 000
132	2 000	172	6 300	212	20 000	252	63 000	292	200 000
133	2 060	173	6 500	213	20 600	253	65 000	293	206 000
134	2 120	174	6 700	214	21 200	254	67 000	294	212 000
135	2 180	175	6 900	215	21 800	255	69 000	295	218 000
136	2 240	176	7 100	216	22 400	256	71 000	296	224 000
137	2 300	177	7 300	217	23 000	257	73 000	297	230 000
138	2 360	178	7 500	218	23 600	258	75 000	298	236 000
139	2 430	179	7 750	219	24 300	259	77 500	299	243 000
140	2 500	180	8 000	220	25 000	260	80 000	300	250 000
141	2 575	181	8 250	221	25 750	261	82 500	301	257 500
142	2 650	182	8 500	222	26 500	262	85 000	302	265 000
143	2 725	183	8 750	223	27 250	263	87 500	303	272 500
144	2 800	184	9 000	224	28 000	264	90 000		
145	2 900	185	9 250	225	29 000	265	92 500		
146	3 000	186	9 500	226	30 000	266	95 000		
147	3 075	187	9 750	227	30 750	267	97 500		
148	3 150	188	10 000	228	31 500	268	100 000		
149	3 250	189	10 300	229	32 500	269	103 000		
150	3 350	190	10 600	230	33 500	270	106 000		
151	3 450	191	10 900	231	34 500	271	109 000		
152	3 550	192	11 200	232	35 500	272	112 000		
153	3 650	193	11 500	233	36 500	273	115 000		
154	3 750	194	11 800	234	37 500	274	118 000		
155	3 875	195	12 150	235	38 750	275	121 000		
156	4 000	196	12 500	236	40 000	276	125 000		
157	4 125	197	12 850	237	41 250	277	128 500		
158	4 250	198	13 200	238	42 500	278	132 000		
159	4 375	199	13 600	239	43 750	279	136 000		

Apéndice C

Datos Técnicos del Neumático Radial BRIDGESTONE B381:

Medida	Índice de carga	velocidad Ind. / Máx. (km/h)		Revs. por km (60km/h)	ancho de llanta (pulgadas)	ancho de sección (mm)	Diámetro ext. (mm)
175/65R15	84	T	190	538	5.0	177	609

Datos Técnicos del Neumático Radial BRIDGESTONE Potenza GIII

Medida	Índice de carga	velocidad Ind. / Máx. (km/h)		Revs. por km (60km/h)	ancho de llanta (pulgadas)	ancho de sección (mm)	Diámetro ext. (mm)
185/60R14	82	H	210	567	5.5	189	578
185/65R14	86	H	210	550	5.5	189	596
185/70R14	88	H	210	532	5.5	189	616
195/60R14	86	H	210	556	6.0	201	590
185/55R15	81	V	240	560	6.0	194	585
185/65R15	88	H	210	528	5.5	189	621
195/50R15	82	V	240	568	6.0	201	577
195/55R15	84	V	240	551	6.0	201	595

205/55R15	88	V	240	540	6.5	214	607
195/60R15	88	H	210	533	6.0	201	615
195/65R15	91	H	210	516	6.0	201	635
205/50R15	85	V	240	559	6.5	214	587
205/60R15	91	H	210	523	6.0	209	627
205/60R15	91	V	240	523	6.0	209	627
205/65R15	94	H	210	507	6.0	209	647
225/60R15	96	V	240	504	6.5	228	651
195/50R16	84	V	240	545	6.0	201	602
205/50R16	87	V	240	536	6.5	214	612
205/55R16	89	V	240	519	6.5	214	632
205/55R16	88	V	240	519	6.5	214	632
215/55R16	93	V	240	511	7.0	226	642
225/50R16	92	V	240	519	7.0	233	632
225/55R16	95	V	240	501	7.0	233	654
215/45R17	87	W	270	524	7.0	213	626

Datos técnicos del Neumático Radial BRIDGESTONE Dueler A/T 694

Medida	Índice de carga	velocidad Ind. / Máx. (km/h)		Revs. por km (60km/h)	ancho de llanta (pulgadas)	ancho de sección (mm)	Diámetro ext. (mm)
215/70R16	100	S	180	463	6.5	221	708
215/80R16	103	S	180	437	6.0	216	750
225/75R16	103/100	S	180	441	6.0	223	744
235/60R16	103	H	210	477	7.0	240	688
235/70R16	106	T	190	445	7.0	240	736
235/85R16	114/111	R	170	407	6.5	235	806
245/70R16	107	S	180	437	7.0	248	750
LT245/75R16	108/104	S	180	424	7.0	248	774
265/70R16	112	S	180	421	8.0	272	778
265/75R16	112/109	S	180	408	7.5	267	804
275/70R16	114	T	180	414	8.0	279	792

Datos técnicos del Neumático Radial BRIDGESTONE R250

Medida	Índice de carga	velocidad Ind. / Máx. (km/h)		Carga máx. por neumático (kg) simples / duales	ancho de llanta (pulgadas)	Ancho Max. (mm)	Diámetro ext. (mm)
9.00 R 20	141/137	(L)	120	2.500 / 2.300	7.00	258	1.018
10.00 R 20	146/143	(L)	120	3.000 / 2.725	7.50	273	1.051
11.00 R 20	150/146	(L)	120	3.350 / 3.000	8.00	296	1.080
12.00 R 20	154/149	(L)	120	3.750 / 3.250	8.50	308	1.135
11.00 R 22	150/146	(L)	120	3.350 / 3.000	8.00	296	1.133
11 R 22.5	146/143	(L)	120	3.000 / 2.725	8.25	272	1.049
12 R 22.5	150/146	(L)	120	3.250 / 3.000	9.00	297	1.080
285/75 R 24.5		(L)	120	2.800 / 2.575	8.25	283	1.050
295/80 R 22.5	152/148	(M)	130	3.450 / 3.050	9.00	300	1.052
11 R 24.5		(L)	120	3.150 / 2.800	8.25	279	1.104

Apéndice D

Tabla 2.1b Parámetros Técnicos Qindao Judong Industry Co.Ltd.

TIPO	LP-1200	LP-1200A	LP-800
Número de cortadoras	22	22	22
Tamaño de corte (Diam.xgrosor) (mm)	Φ530×50	Φ520×50	Φ440×25
Velocidad de rotación del eje de la cortadora (Rev./min)	31.94	15	16
Capacidad	300 neumáticos/h	2000Kg/h	1000Kg/h
Requisito de alimentación	Neumáticos completos (≤ Φ900) después de quitar el anillo de reborde y todo tipo de placas de la banda de rodadura.	Neumáticos completos (≤ Φ900) después de quitar el anillo de reborde y todo tipo de placas de la banda de rodadura.	Neumáticos completos (≤ Φ750) después de quitar el anillo de reborde y todo tipo de placas de la banda de rodadura. Neumáticos ≥Φ750 se deben cortar en pedazos antes de alimentar.
Tamaño de descarga	Tiras de 50mm de ancho o 50 × 50 mm esquistos.	Tiras de 50mm de ancho o 50 × 50 mm esquistos.	5Tiras de 50mm de ancho o 50 × 50 mm esquistos.
Potencia de motor principal (KW)	160	75	45
Velocidad de	980	740	740

rotación del motor (rev/min)			
Reductor de velocidad	Reductor de velocidad de engranajes- endurecido planetario NGW.		
Tasa de reducción	31.76	49.95	46.04
Velocidad de rotación del cilindro de tamiz (rev/min)	8.5~42.5	8.5~42.5	4.3
Potencia de motor de cilindros de tamiz (KW)	5.5	5.5	4
Dimensiones (L×W×H) (mm)	5960×2800×3390	5960×2800×3390	4100×2100×2280
Peso (Kg)	14500	14500	7000

Apéndice E

Informe técnico de la prueba de desgarro.

Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales LEMAT		INFORME DE ENSAYO CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN	 Edición: 4
---	---	---	---

Hoja: 4 de 4
Nº Informe: 13-061

Fecha de emisión: 15/02/2013
Número de Orden: OT-031-13

INFORME DE RESULTADOS DE ENSAYO DE TENSION

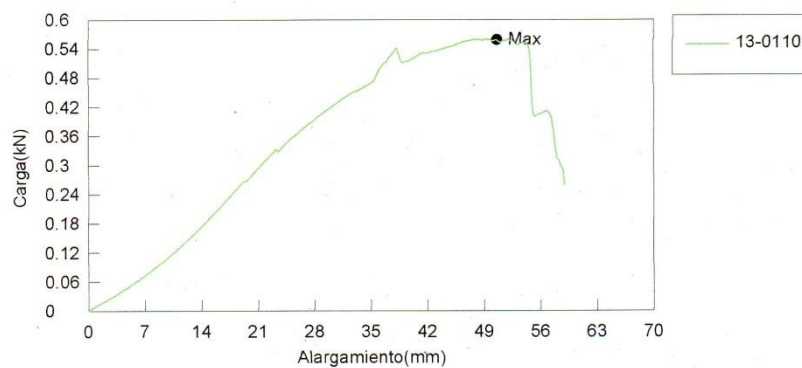
Material/Producto : Neumáticos de Caucho
Norma : Método interno.

Equipo : MEU UH-IS 10kN

Forma: Plana

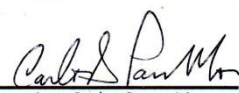
Unidades	Espesor mm	Anchura mm	Longitud calibrada mm
13-0110	1,0000	1,0000	100,0000

Nombre	Max. Carga
Unidades	kN
13-0110	,55891



Comentarios

Las muestras y la información de las mismas fue proporcionada por el cliente.
El procedimiento de ensayo se baso en la norma DIN ISO 34-1


Ing. Carlos Parra M.
Director Técnico




Ing. Rodrigo Perugachi B.
Director del Laboratorio

LEMAT
Laboratorio de Ensayos
Metrológicos y de Materiales

[illegible]

Laboratorio de Ensayos
Metrológicos y de
Materiales
LEMAT



INFORME DE ENSAYO CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN



Edición: 4

Hoja: 1 de 4
Nº Informe: 13-061

Fecha de emisión: 15/02/2013
Número de Orden: OT-031-13

DATOS GENERALES DEL CLIENTE

Nombre: VEINTIMILLA VERA ANDRÉS GERARDO
Dirección: Cda. Maldonado Mz 11 solar 2 Durán
Teléfono: 997236557 Correo electrónico: aveintim@espol.edu.ec Fax: N/C
Persona de Contacto: VEINTIMILLA VERA ANDRÉS GERARDO

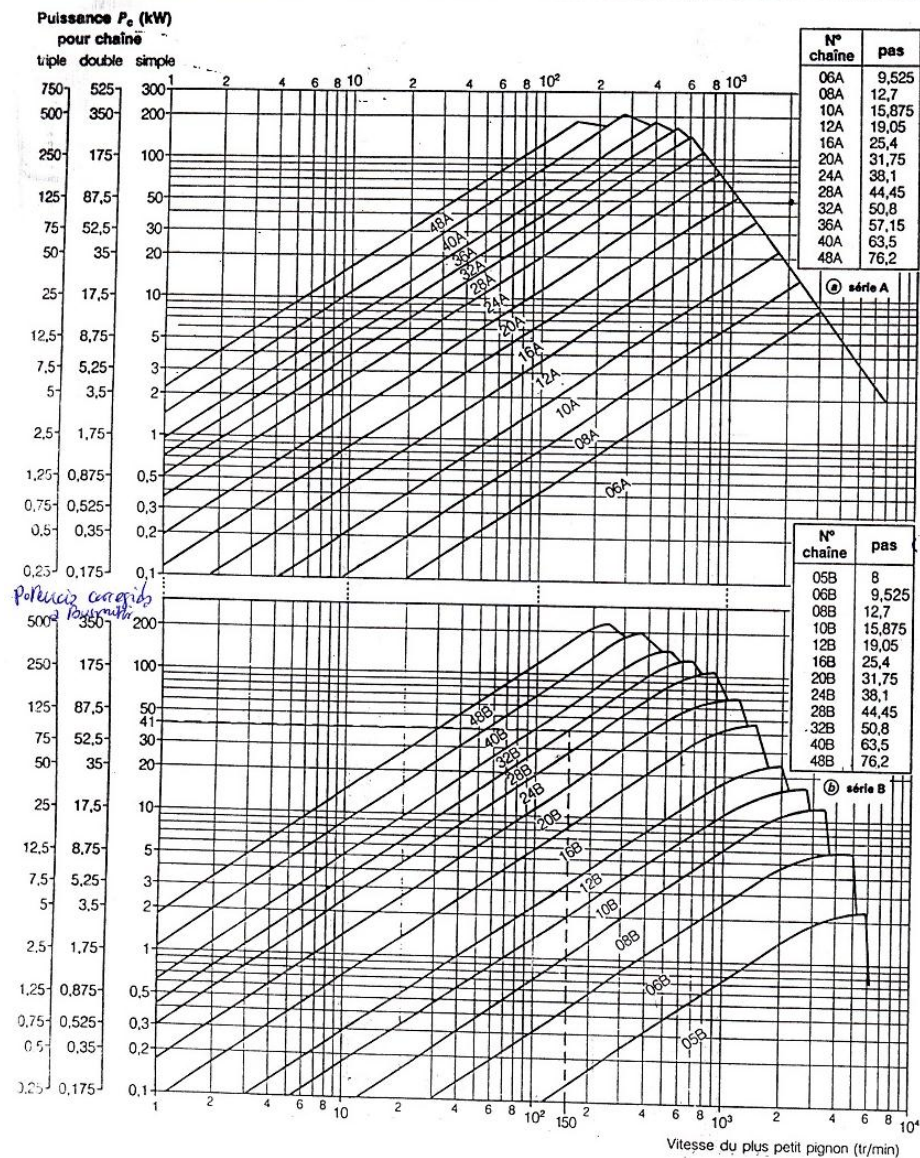
DATOS DE LA MUESTRA

Código de Muestra	Descripción de la muestra	Fecha de Recepción	Muestreo realizado por	Condiciones de la muestra	Fecha de Ensayo
13-0108	1	21/01/2013	Cliente ☒ Otros ☐	Conforme ☒ No conforme ☐	25/01/2013
13-0109	2	21/01/2013	Cliente ☒ Otros ☐	Conforme ☒ No conforme ☐	25/01/2013
13-0110	3	21/01/2013	Cliente ☒ Otros ☐	Conforme ☒ No conforme ☐	25/01/2013

Apéndice F

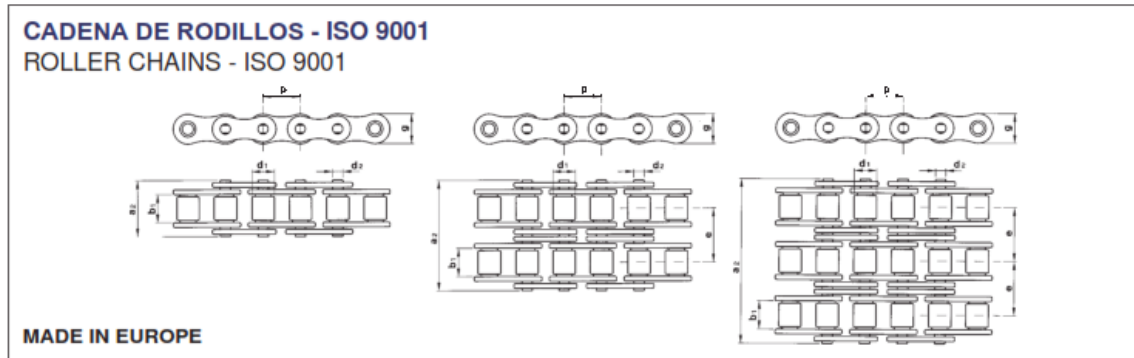
Diagramas de selección de las cadenas de transmisión de potencia Series A (serie americana) y B (serie europea)

CHAÎNES MÉCANIQUES



Apéndice G

Datos técnicos de la cadena

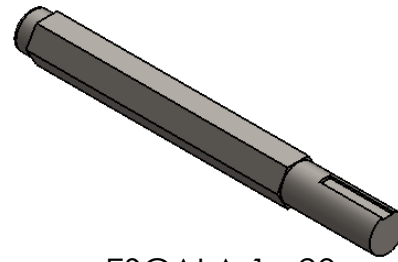


CADENA DE RODILLOS DOBLE - DIN 8187

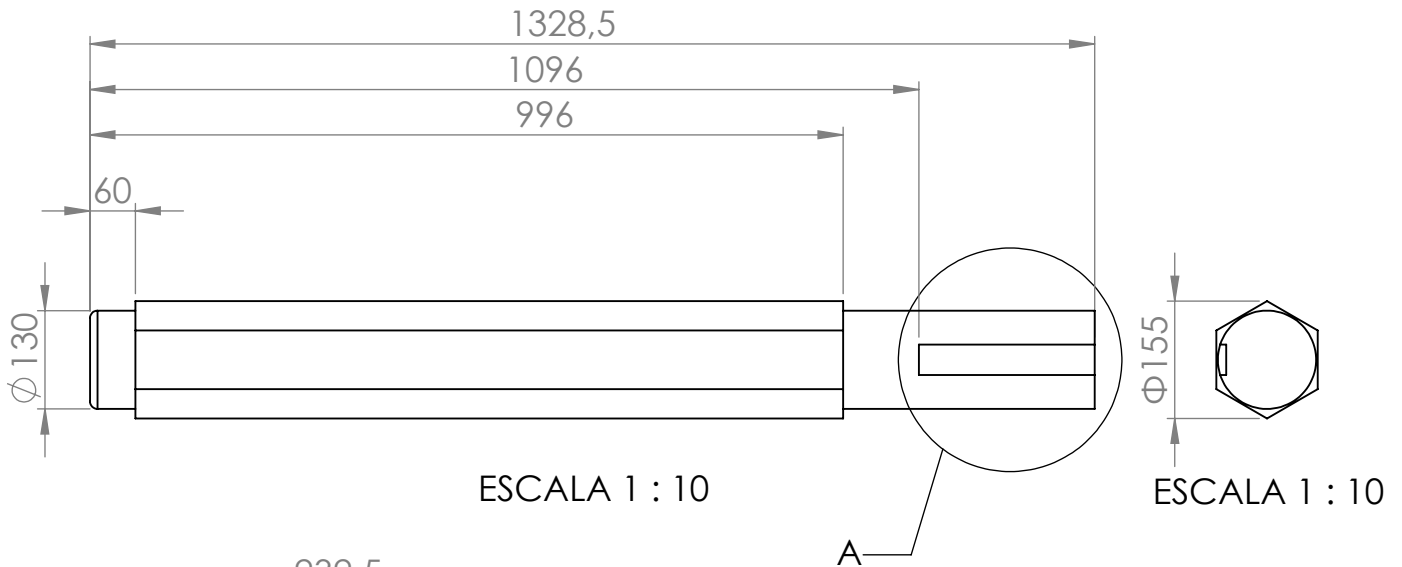
ISO Nr.	p		b ₁ mm min.	d ₂ mm	d ₁ mm max.	a ₂ mm max.	g mm max.	e mm	F _s min. N	q kg/m
	mm	inch								
06B-2	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	23,8	8,26	10,24	17.300	0,78
08B-2	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	31,0	11,81	13,92	31.800	1,35
10B-2	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	36,2	14,73	16,59	45.400	1,85
12B-2	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	42,2	16,13	19,46	59.000	2,50
16B-2	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	68,0	21,08	31,88	110.000	5,40
20B-2	31,75	1 1/4"	19,56	10,19	19,05	79,7	26,42	36,45	180.000	7,20
24B-2	38,1	1 1/2"	25,40	14,63	25,40	101,8	33,40	48,36	324.000	13,50
28B-2	44,45	1 3/4"	30,99	15,90	27,94	124,7	37,08	59,56	381.000	16,60
32B-2	50,8	2"	30,99	17,81	29,21	126,0	42,99	58,55	495.000	21,00
40B-2	63,5	2 1/2"	38,10	22,89	39,37	154,0	52,90	72,29	630.000	33,61

Apéndice H

Planos del triturador



ESCALA 1 : 20



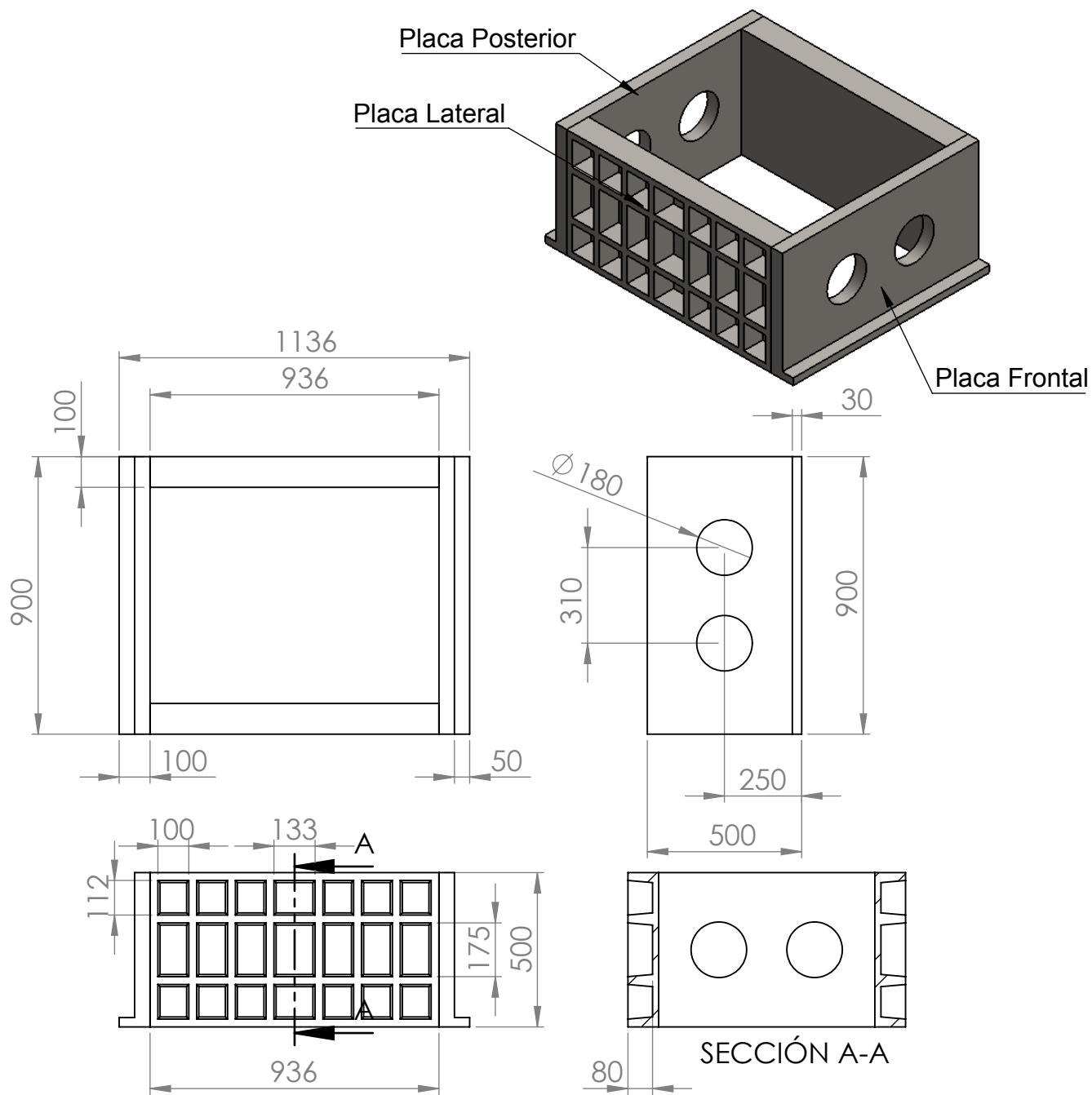
Nota:

- Dimensiones chaveta y chavetero.
- Longitud de chaveta = 1.5 Deje.
- Material : AISI 4340 o Bohler V155
- Medidas: mm

Φ (mm)	b x h	D+t2	Tolerancia admisible(altura)
150 -170	40 x 22	D +8.7	+0.2

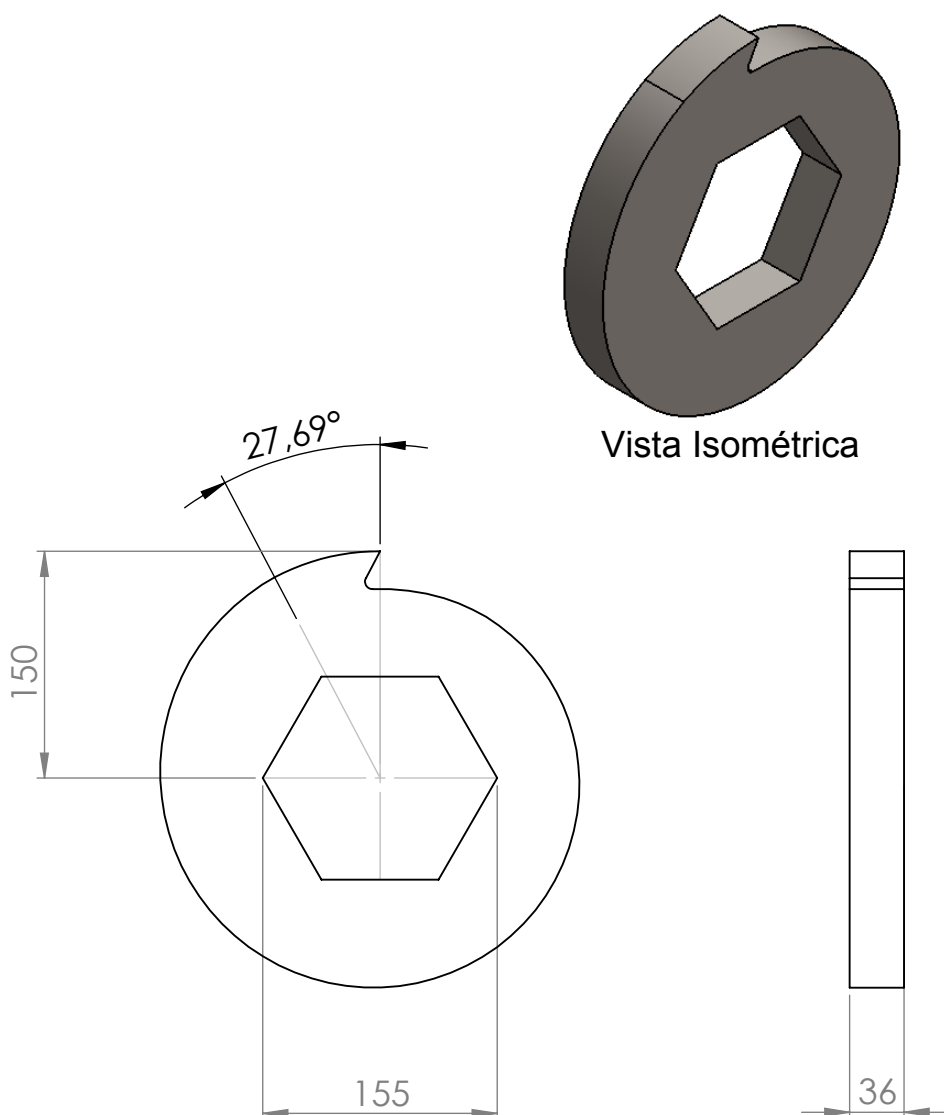
Tabla 3.1f: Dimensiones chaveta y chavetero
Fuente: Norma DIN 6885

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Laminado en caliente		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
						TÍTULO: Árbol de transmisión			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		AISI 4340		1	
VERIF.								A4	
APROB.									
FABR.									
CAUD.									
PESO:				ESCALA: 1:20				HOJA 1 DE 1	



Nota:
Medidas: mm
Material: A36

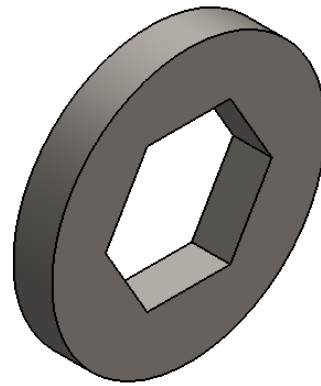
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	N° "0"
	NOMBRE	FIRMA	FECHA				TÍTULO: Ensamble Carcasa				
DIBUJ.	Andrés Veintimilla		12-04-2015								
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.				MATERIAL: A36							
				PESO:			ESCALA:1:20			HOJA 1 DE 1	



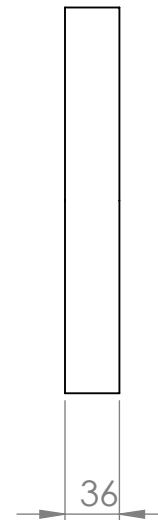
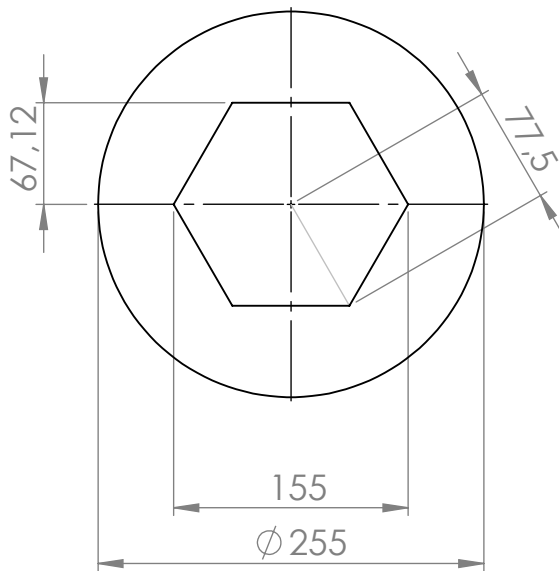
Nota:

- Material: DF-2 o Bohler K460
- Medidas: mm
- Espesor: 36 mm
- Ángulo de leva: 27.69°(13 divisiones)

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: IBO ECOMAX		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Sistema de Corte			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.									
				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				DF-2(AISI01)		3			
				PESO:		ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	

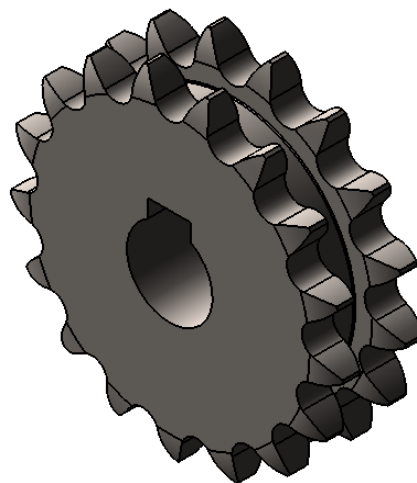


Vista Isométrica

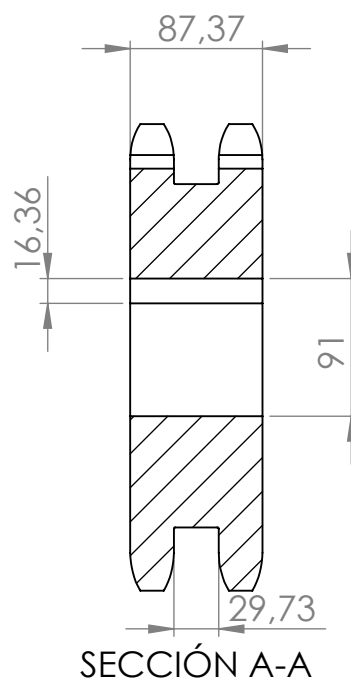
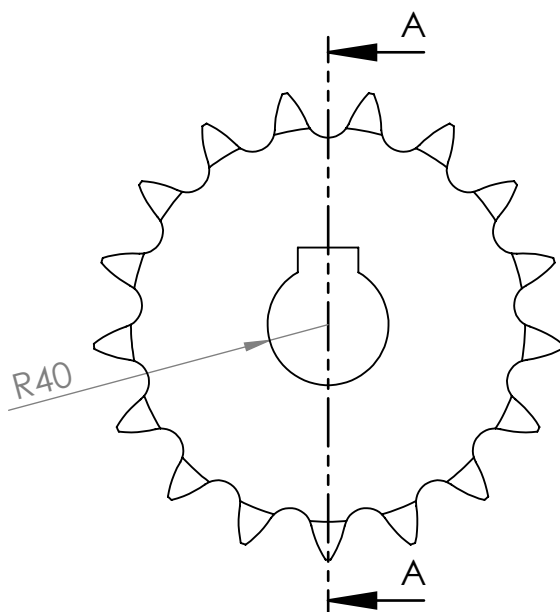


Nota:
Material: AISI 01 O DIN 100MnCrw4
Espesor: 36 mm
Medidas: mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: IBO ECOMAX		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Espaciadores de Cuchillas			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				DF-2 (AISI01)		4			
				PESO:		ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	



Vista Isométrica



Piñón de Cadena

Formulas:

$$D_e = D_p + d ; D_p = p / \sin \alpha ; \alpha = 180^\circ / z ;$$

$$D_i = D_p - d$$

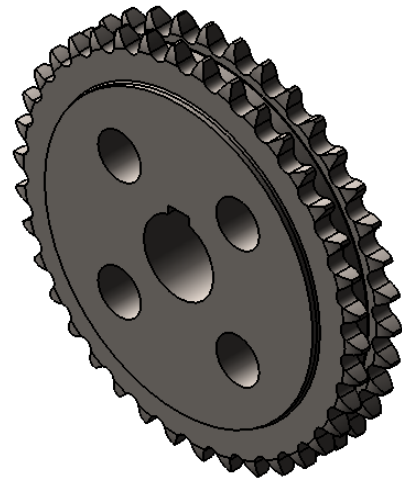
Datos:

$z = 17$ dientes;

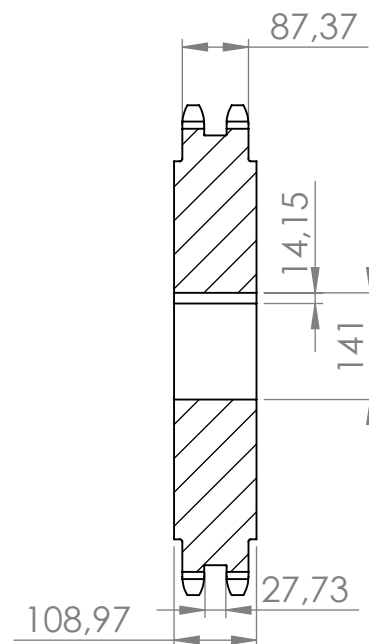
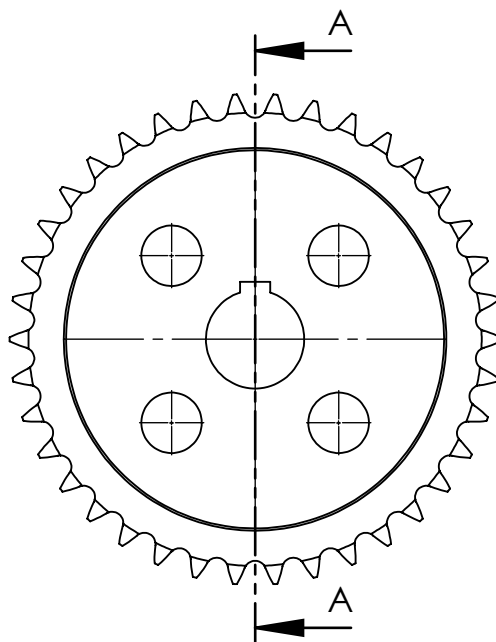
$D_p = 276.46 \text{ mm}$;

$d = 29.21 \text{ mm}$.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Laminado en Caliente		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Piñón para Cadena			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.									
				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				AI SI 5115(DIN 16MnCr5)		5			
				PESO:		ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	



Vista Isométrica



SECCIÓN A-A

Rueda de Cadena

Formulas:

$$De = Dp + d ; Dp = p / \sin \alpha ; \alpha = 180^\circ / z ;$$

$$Di = Dp - d$$

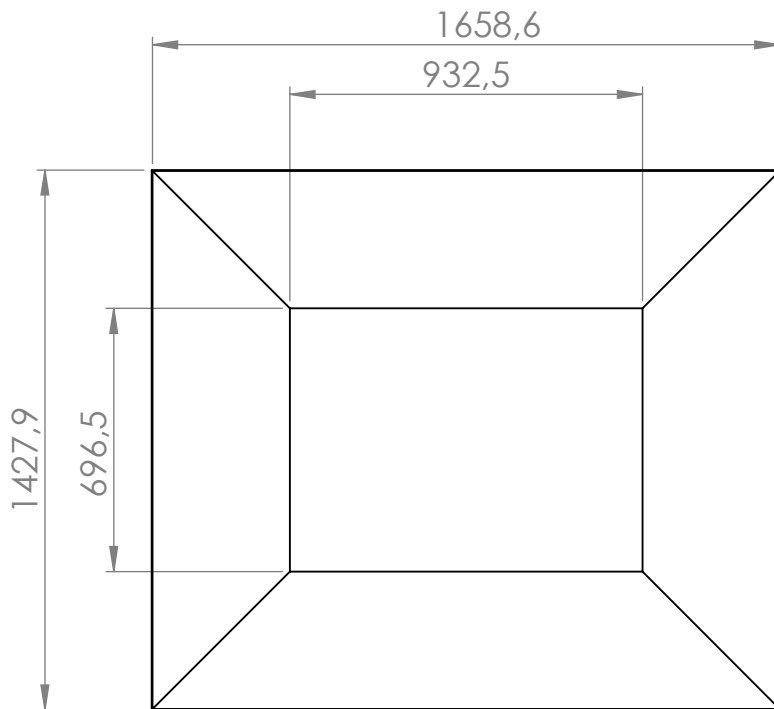
Datos:

$z = 38$ dientes;

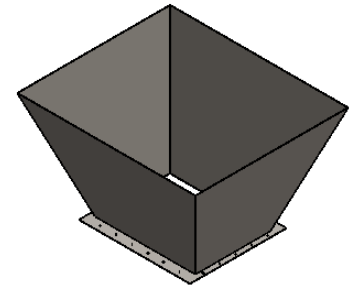
$Dp = 615.17 \text{ mm}$;

$d = 29.21 \text{ mm}$.

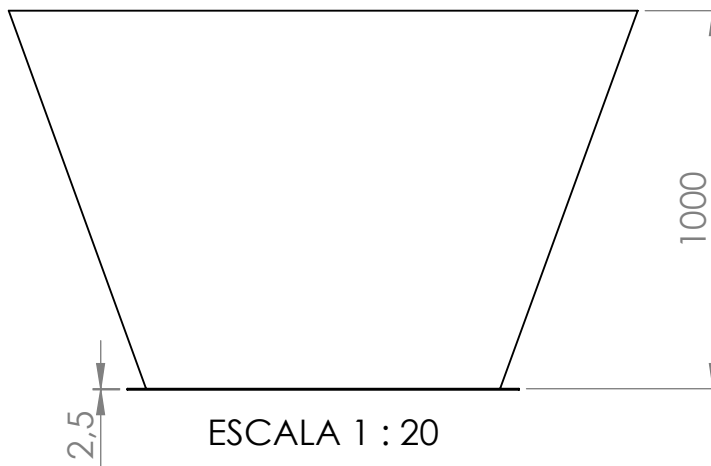
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Laminado en Caliente		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Rueda para Cadena			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.									
				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				AISI 5115(DIN 16MnCr5)		6			
				PESO:		ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 1	



ESCALA 1 : 20



Vista Isométrica



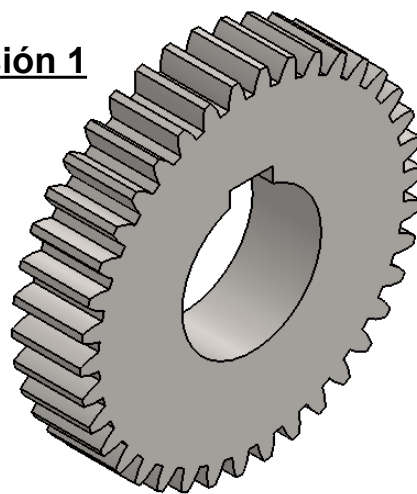
ESCALA 1 : 20

Nota:

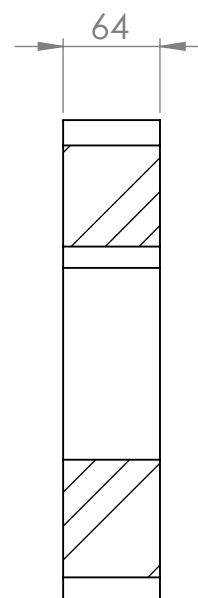
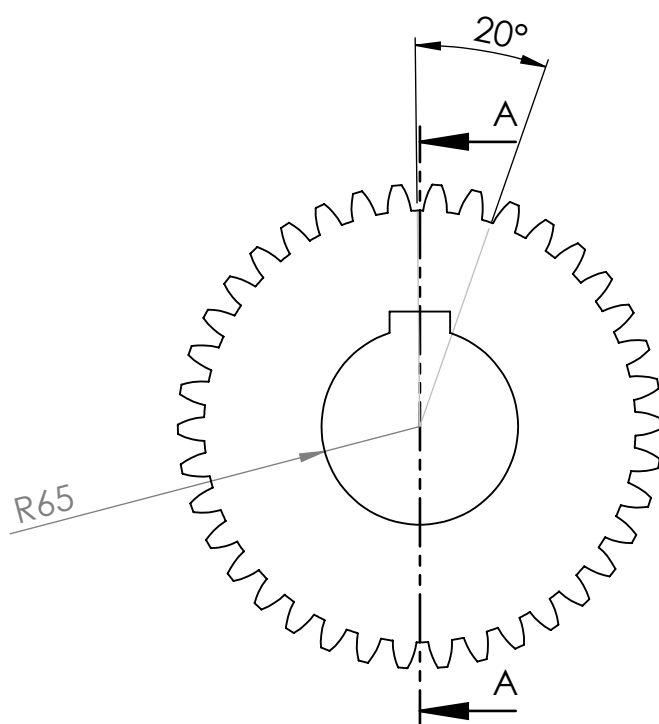
- Espesor: 2.5mm
- Medidas: mm
- Material: A36

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE				FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla						12-04-2015		Tolva de Alimentación			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CAUD.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO			
						A36		7			
								A4			
						PESO:		ESCALA:1:50			
								HOJA 1 DE 1			

Plano rueda de transmisión 1



Vista Isométrica



SECCIÓN A-A

Engranajes Rectos

Formulas:

$$D_e = D_p + 2m ; D_p = mz ; D_i = D_e - 2h ;$$

$$h = 2.16m ; P = \pi m ; e = 0.5PN$$

Datos:

$z = 38$ dientes;

$D_p = 304\text{mm}$;

$m = 8$;

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

Laminado en Caliente

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN N° "0"

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Andrés Veintimilla		12-04-2015		
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUD.					
			MATERIAL:		
			AISI 5115(DIN 16MnCr5)		
			PESO:		

TÍTULO:

Engranajes para caja de transmisión
Rueda 1

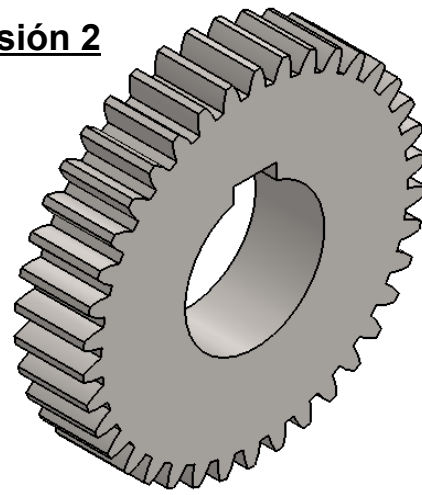
N.º DE DIBUJO

8

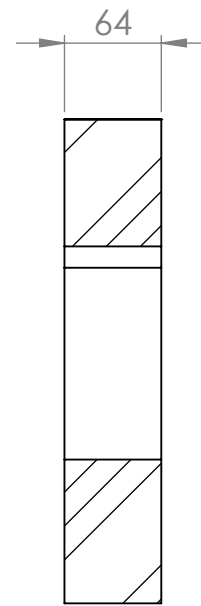
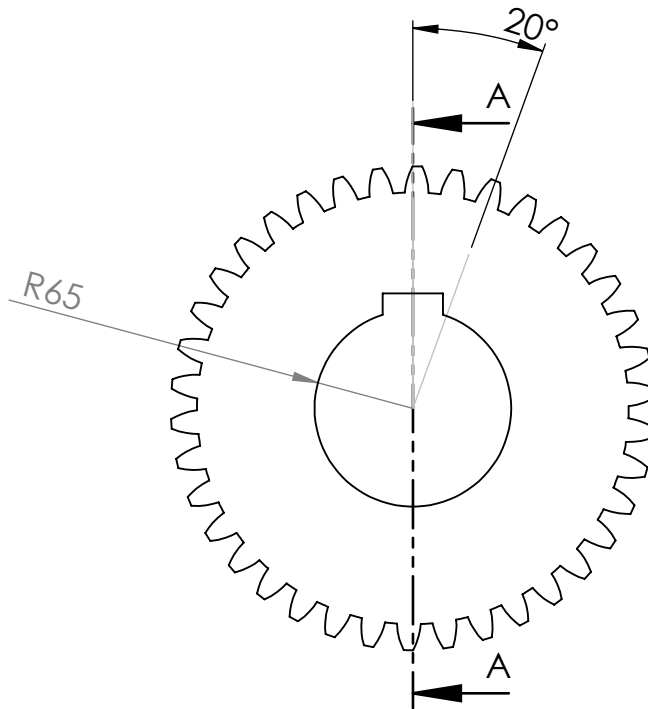
A4

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1



Vista Isométrica



SECCIÓN A-A

Engranajes Rectos

Formulas:

$$De=Dp+2m ; Dp=mz ; Di=De-2h;$$

$$h=2.16m; P= \pi m; e=0.5PN$$

Datos:

$z=38$ dientes;

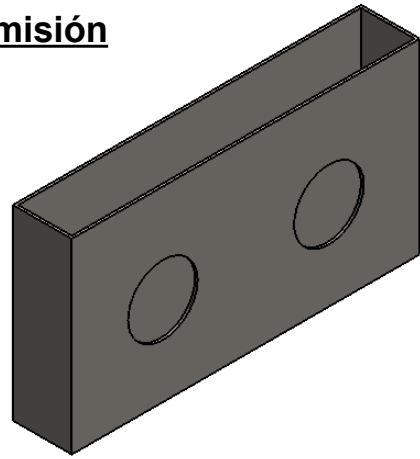
$Dp=304mm$;

$m=8$;

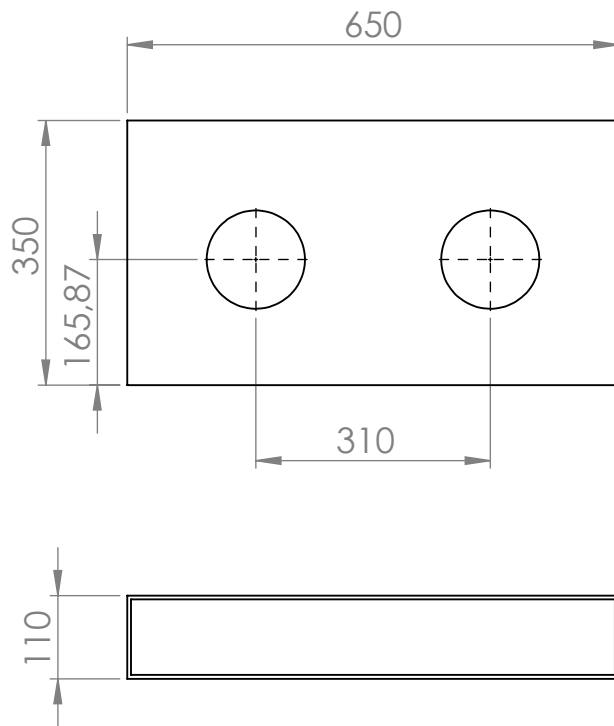
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Laminado en Caliente		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Engranajes para caja de transmisión Rueda 2			
VERIF.									
APROB.						N.º DE DIBUJO			
FABR.						9			
CAUD.									
				MATERIAL:		A4			
				AI SI 5115(DIN 16MnCr5)					
				PESO:		ESCALA:1:5			
						HOJA 1 DE 1			

Plano Caja de transmisión

201



Vista Isométrica



Nota:
Medidas: mm
Espesor: 5mm
Material: A36

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
DIBUJ.				FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
Andrés Veintimilla						12-04-2015		Caja de Transmisión			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CAUD.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
						A36		10			
						PESO:		ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 1	

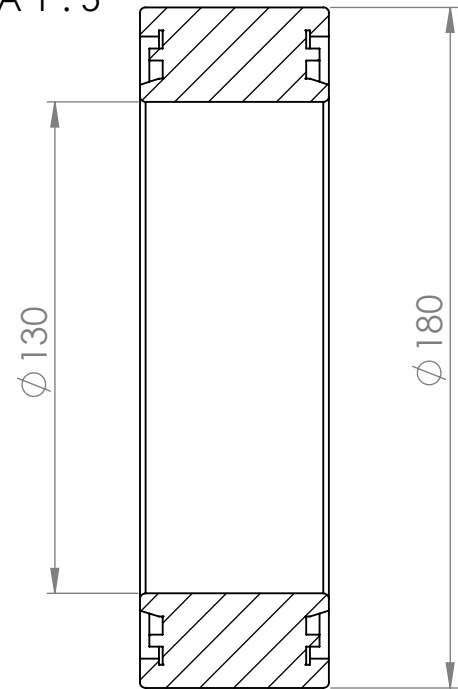
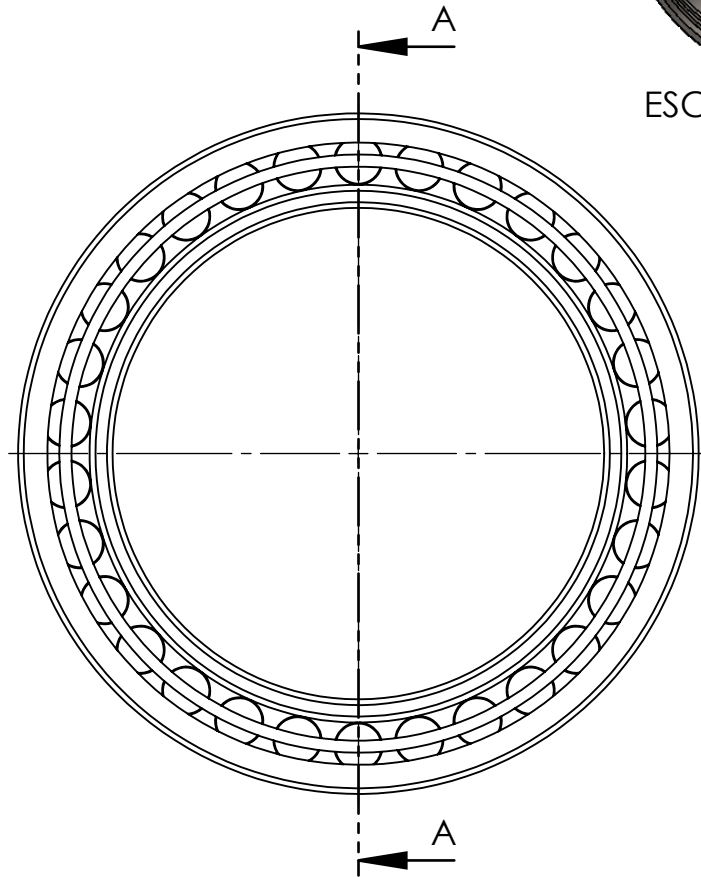
Plano rodamiento

Vista Isométrica

202



ESCALA 1 : 5



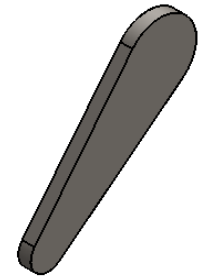
SECCIÓN A-A

d(mm)	130
D(mm)	180
B(mm)	50
Co(N) Estático	392000
C(N) Dinámico	186200
Peso(Kg)	4.10
Designación	NNU 4928 K/SPW33

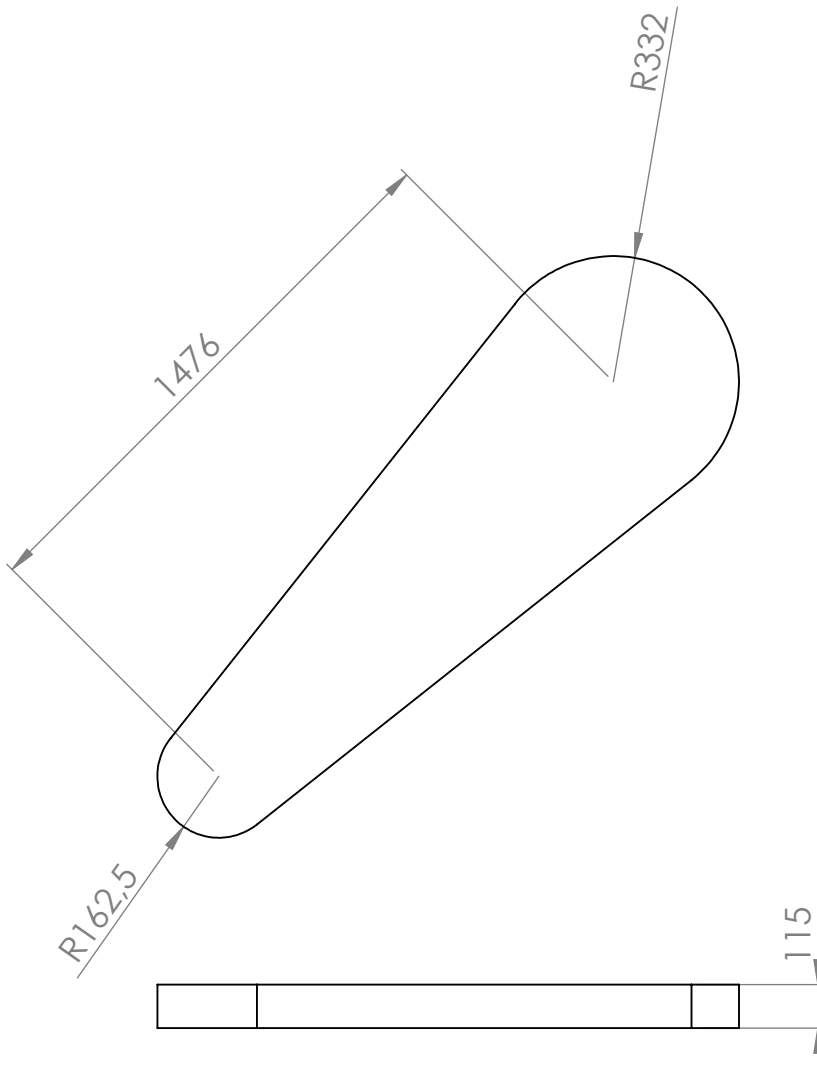
Tabla 3.2a Características técnicas de un rodamiento de alta precisión

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ. Andrés Veintimilla				12-04-2015		Rodamiento 49130			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
						11			
				PESO:		ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1	

Vista Isométrica



ESCALA 1 : 50



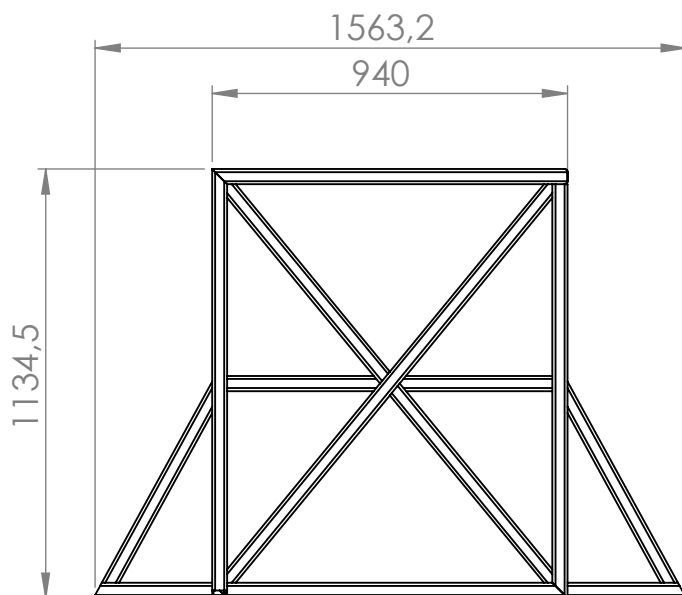
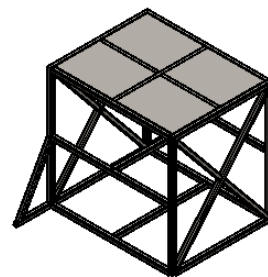
Nota:
Medidas: mm
Espesor: 1.4mm
Material: A36

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
DIBUJ. Andrés Veintimilla				FIRMA		FECHA 12-04-2015		TÍTULO: Guarda			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CAUD.						MATERIAL: A36		N.º DE DIBUJO 12			
								A4			
						PESO:		ESCALA: 1:20			
								HOJA 1 DE 1			

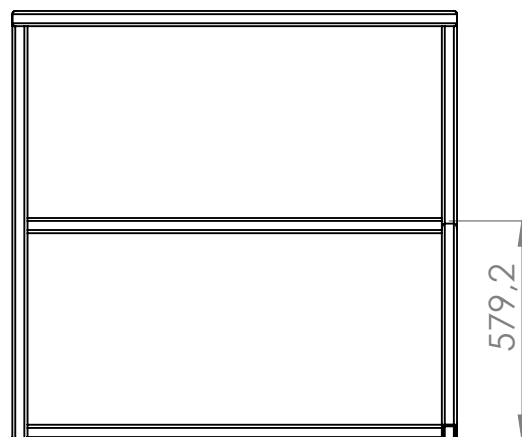
Plano estructura de soporte

Vista Isométrica

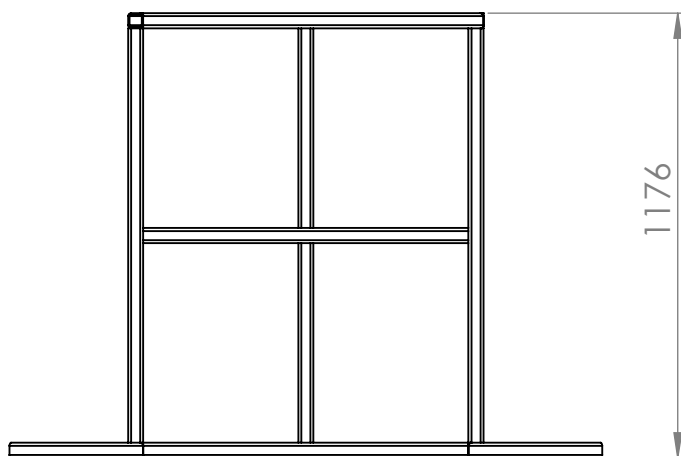
204



ESCALA 1 : 20



ESCALA 1 : 20



ESCALA 1 : 20

Nota:

Medidas: mm

Tubos Cuadrados 40x40x5: 4tubos de 6m

1 plancha: 10mmAcero comercial

Material: A36

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN N° "0"	
DIBUJ. Andrés Veintimilla				FIRMA		FECHA 12-04-2015		TÍTULO: Estructura			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CAUD.						MATERIAL: A36		N.º DE DIBUJO 13		A4	
						PESO:		ESCALA:1:50		HOJA 1 DE 1	

BIBLIOGRAFIA

- www.ecuador-vial.com
- Catalogo – productos BRIGESTONE
- Norma DIN ISO 34-1
- Bomatic: www.unoreciclaje.com/productos/bomatic/mediafuerte
- <http://www.rubbermachine.es/3-tireshredder.html>
- UNTHA shredding technology : www.untha.com
- <http://isve.com/es/products/trituradora-tristotatto-mod-5066>
- Catálogo de Aceros: Iván Bohman C.A.
- Manual de aceros especiales: Bohler
- Catálogo de rodamientos: Hivimar
- Diseño de Ingeniería mecánica: Joseph Shigley.
- Diseño de Ingeniería Mecánica: Faired
- Diseño de Elementos de Máquinas: Robert L. Norton