

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

" Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa
residual forestal."

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Kevin Gonzalo Mero Constantine

Jorge Santiago Bonifaz Martínez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi madre Ligia Constantine H. quien en vida gracias a su dedicación, esfuerzo y cariño me permitió alcanzar grandes logros, a mi padre Gonzalo Mero L. por su apoyo incondicional en mis metas. A mis familiares y amigos, a mis tutores Ph.D Juan Peralta J., Ph.D Emérita Delgado P., al M.Sc Livingston Castro V., quienes gracias a sus conocimientos y aportes nos permitieron realizar nuestro proyecto de materia Integradora.

Kevin Gonzalo Mero Constantine

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, sin las bendiciones que recibo a diario de él no estaría en donde estoy ahora y en segundo lugar a mis padres ya que son los que piden que dichas bendiciones lleguen a mí a diario. Agradezco también a la gente que ha estado cerca de mí durante el transcurso de mi carrera, amigos, compañeros profesores y en especial a los tutores Ph.D Juan Peralta J., Ph.D Emérita Delgado P., al M.Sc Livingston Castro V por aportar mucho en la realización de este documento.

Jorge Santiago Bonifaz Martínez

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Jorge Santiago Bonifaz Martínez

Kevin Gonzalo Mero Constantine

Juan Manuel Peralta Jaramillo, Ph.D.

Livingston David Castro Valladares, M.Sc.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Jorge Santiago Bonifaz Martínez
Estudiante

Kevin Gonzalo Mero Constantine
Estudiante

Livingston David Castro Valladares, M.Sc.
Director

Juan Manuel Peralta Jaramillo, Ph.D.
Director

RESUMEN

En el bosque protector perteneciente a la Escuela Superior Politécnica del Litoral se generan residuos forestales, los cuales se pretenden utilizar como materia prima para la producción de pellets mediante el diseño de un prototipo de máquina pelletizadora con una capacidad de procesamiento de 10 Kg/h de residuos forestales.

A través del uso de las matrices de decisión aplicando el método de factores ponderados se seleccionaron los elementos básicos del prototipo tales como el tipo de pelletizadora el cual es de matriz plana de rodillos móviles y matriz fija, se utilizaran cuchillas de corte, y un motorreductor de tornillos sin fin.

Para el diseño primero se estableció las dimensiones del pellet y luego se diseñaron los rodillos, matriz extrusora, tolva, eje principal, portarodillos, chavetas, además se seleccionaron elementos como el motorreductor, rodamientos.

Para los rodillos, tolva, cilindro, rodillos, matriz extrusora, cuchillas de corte, se utilizara acero AISI A-36; mientras que para el eje principal y el portarodillos se utilizara acero ASSAB 705 (AISI4340).

Empleando el software de elementos finitos ANSYS se realizó la simulación de los elementos principales de la máquina como el eje principal y el porta-rodillos identificando la zona que presentan donde están ubicados los mayores esfuerzos, mayor deformación y una aproximación del factor de seguridad por fatiga en el modelo, los resultados de la simulación se ajustan a los resultados calculados.

El prototipo está diseñado para producir pellets de 6 mm de diámetro por 30 mm de largo con una potencia de 5 HP, para maderas duras como el Neem utilizando la lignina como aglutinante natural. Es importante mencionar que este tipo de máquinas no son comerciales en nuestro mercado. Así mismo su construcción es viable porque existe facilidad de adquisición de los materiales y su costo no es elevado como como los modelos que se importan.

Palabras Clave: Pelletizadora, Matriz extrusora, Rodillos, Potencia, Factor de seguridad, Fatiga, Esfuerzos de Von Misses, Concentradores de esfuerzos

ABSTRACT

In the protective forest belonging to the Escuela Superior Politécnica del Litoral forest residues are generated, which are intended to be used as raw material for the production of pellets designing a prototype pellet machine with a processing capacity of 10 kg / h of waste forestry.

Through the use of decision matrices using the weighted factors method, the basic elements of the prototype were selected such as the type of pellet machine which is of flat die x of movable rollers and fixed die, cutting blades, and a worm gear reducers.

First design the dimensions of the pellet were established and then the rollers, extrusion die, hopper, main shaft, roller connector, cotter were designed, also elements such as the gearmotor, bearings were selected.

For the rollers, hopper, cylinder, rollers, extrusion die, cutting blades, AISI A-36 steel will be used; While ASSAB 705 steel (AISI4340) will be used for the main shaft and the roller connector.

Using ANSYS finite element software, the main elements of the machine were simulated as the main axis and the roller connector, identifying the area where the major stresses are located, greater deformation and an approximation of the fatigue safety factor in the model, the results of the simulation are adjusted to the calculated results.

The prototype is designed to produce pellets 6 mm in diameter by 30 mm long with a power of 5 HP, for hardwoods as the Neem using lignin as a natural binder. It is important to mention that these types of machines are not commercial in our market. Also its construction is feasible because there is facility of acquisition of the materials and its cost is not elevated as the models that are imported.

Keywords: Pellet machine, Extrusion die, Rollers, Power, Safety Factor, Fatigue, Stress of Von Misses, Stress Concentrators.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XIII
ÍNDICE DE tABLAS DE Los ApENDICES	XV
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos.....	3
1.2.1 Objetivo General	3
1.2.2 Objetivos Específicos	3
1.3 Marco teórico	3
1.3.1 Biomasa	3
1.3.2 Fuentes y evaluación de biocombustibles sólidos.....	4
1.3.3 Pellet	4
1.3.4 Beneficios del uso de pellets.....	5
1.3.5 Tipos Principales de Pelletizadoras.....	6
1.3.5.1 Pelletizadoras de Matriz Plana	6
1.3.5.2 Pelletizadoras de Matriz Anular	8
1.3.6 Materiales para la matriz y rodillos de las pelletizadoras.	9
CAPÍTULO 2.....	10

2.	Metodología	10
2.1	Metodología de diseño de la Pelletizadora	10
2.1.1	Selección de tipo de matriz extrusora.	12
2.1.1.1	Matriz de decisión del tipo de matriz extrusora.....	14
2.1.1.2	Matriz de decisión para la selección del tipo de matriz plana.	17
2.1.1.3	Matriz de decisión para la selección del sistema de reducción de velocidades	20
2.1.1.4	Matriz de decisión para la selección del sistema de corte.	24
2.2	Diseño de forma	28
2.3	Ecuaciones Fundamentales.....	31
2.3.1	Sistema de alimentación	31
2.3.2	Sistema de Extrusión	31
2.3.2.1	Dimensiones del pellet.....	32
2.3.2.2	Razón de compresión.....	33
2.3.2.3	Densidad del pellet	33
2.3.2.4	Presión de compactación de la madera.....	33
2.3.2.5	Fuerza K de compactación del rodillo.....	34
2.3.2.6	Fuerza y presión en el agujero	35
2.3.2.7	Presión sobre las paredes de los agujeros de la matriz	35
2.3.2.8	Fuerza de fricción en el interior del pellet	35
2.3.2.9	Dimensiones del rodillo.....	36
2.3.2.10	Masa del rodillo.....	36
2.3.2.11	Velocidad angular del eje.....	37
2.3.2.12	Longitud de laminación	37
2.3.2.13	Velocidad tangencial de rodillo	38
2.3.2.14	Velocidad de giro de los rodillos	38

2.3.2.15	Potencia de los rodillos que ejerce presión.....	39
2.3.2.16	Flujo másico en cada agujero	39
2.3.3	Sistema de corte	39
2.3.3.1	Potencia de corte.....	40
2.3.3.2	Torque de las cuchillas	40
2.3.3.3	Potencia requerida.....	40
2.3.4	Sistema de transmisión de potencia.....	40
2.3.4.1	Motorreductor de Velocidad.....	41
2.3.4.2	Diseño del Eje principal	41
2.3.4.3	Selección de rodamientos.....	48
2.3.4.4	Diseño de chavetero.....	49
2.4	Simulación	50
2.4.1	ANSYS 2017.....	50
2.4.1.1	Sistemas.....	52
2.4.1.2	Static Structural	52
2.4.1.3	Sistemas y celdas.....	52
CAPÍTULO 3.....		54
3.	Resultados	54
3.1	Sistemas de la máquina Pelletizadora.....	54
3.1.1	Sistema de alimentación	54
3.1.2	Sistema de extrusión.....	56
3.1.3	Sistema de corte	60
3.1.4	Sistema de Transmisión.....	61
3.1.5	Resumen de resultados	80
3.2	Simulación	83
3.2.1	ANSYS 2017	83

3.2.1.1	Eje principal	83
3.2.1.2	Porta rodillos.....	85
3.3	Análisis de Costos	88
3.3.1	Costo de Materiales	88
3.3.2	Costo de mano de obra.....	89
3.3.3	CostoTotal.....	90
CAPÍTULO 4	91
4.	Discusión y Conclusiones	91
4.1	Conclusiones	92
4.2	Recomendaciones	94
BIBLIOGRAFÍA	96
APÉNDICE A	102
Tabla de los pellets	102
APÉNDICE B	110
Tabla para los cálculos	110
APÉNDICE C	119
Cálculos Complementarios	119
CÁLCULO COMPLEMENTARIO PARA EL EJE PRINCIPAL	120
CÁLCULO COMPLEMENTARIO PARA EL DISEÑO DEL PORTA RODILLOS	127
DISEÑO DEL CHAVETERO	133
SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE PRINCIPAL	140
SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LOS EJES DEL PORTA RODILLOS	143
SELECCIÓN DEL CARRIL TENSOR DEL MOTOR	145
SELECCIÓN DE TUERCA PARA SUJETAR EL EJE EN LA PARTE SUPERIOR..	146	
MANTENIMIENTO DE MÁQUINA PELLETIZADORA	147
PLANOS	149

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
DIN	Instituto Alemán de Normalización
CEN	Comité Europeo de Normalización
ANSI	Instituto Nacional Estadounidense de Estándares.
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
ASTM	Sociedad Americana para pruebas y materiales
AGMA	Asociación Americana de fabricantes de engranajes
CTI	Comité Italiano de Termotecnia

SIMBOLOGÍA

mm	milímetros
m	metros
cm	centímetros
m ³	metro cúbico
cm ³	centímetro cúbico
kg	kilogramo
gr	gramo
MPa	Mega Pascales
N	Newton
rad	Radianes
sg	segundo
h	hora
rpm	Revoluciones por minuto
W	Watts
KW	Kilowatts
HP	Caballos de fuerza
V_{tolva}	Volumen de la tolva
h_{tolva}	Altura de la tolva
$R_{sup\ tolva}$	Radio superior de la tolva
$r_{inf\ tolva}$	Radio inferior de la tolva
D_{pellet}	Diámetro del pellet
L_{pellet}	Longitud del pellet
$p_{rodillo}$	Presión del rodillo
\bar{Y}_f	Esfuerzo de fluencia promedio
ϵ_x	deformación de extrusión
r_x	relación de extrusión (reducción de compresión)
$K_{compactación}$	Fuerza de compactación de rodillo
$A_{agujero}$	Área del agujero
p_f	Presión extra requerida para vencer la fricción

h_f	Altura final de la biomasa luego de pasar por los rodillos
h_0	Altura inicial de la biomasa antes de pasar por los rodillos
P_0	Presión entre la biomasa comprimida y las paredes de los agujeros
μ	coeficiente de fricción entre el acero y la madera
R	Fuerza de fricción en el interior del pellet
$r_{rodillo}$	Radio del rodillo
$m_{rodillo}$	masa del rodillo
$V_{rodillo}$	Volumen del rodillo
ρ_{acero}	densidad del acero
$X_{laminación}$	Espacio de laminación
$V_{rodillo}$	Velocidad tangencial del rodillo
r'	Distancia del centro del eje principal al centro del rodillo
$P_{r_{resistencia}}$	Presión de resistencia de la madera.
Pot_{corte}	Potencia de corte de las cuchillas
$S_{presión}$	Superficie sobre la cual se ejerce presión
V_{avance}	Velocidad de avance
i	relación de reducción
n_1	Velocidad angular de entrada
n_2	Velocidad angular de salida
f_s	factor de servicio
W_r	Fuerza radial que separa el tornillo sin fin de la corona
W_{tg}	Componente tangencial sobre los dientes del engrane
φ	ángulo de presión de la corona y el sinfín
λ	ángulo de avance del tornillo sinfín
N_w	Número de dientes del tornillo sin fin
N_g	Número de dientes de la corona
C	Radio
I	Momento de inercia
J	Momento polar
M	Momento máximo

N_f	Factor de seguridad asumido
K_f	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión
K_{fsm}	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a torsión.
S_f	Resistencia a la fatiga
M_a	Momento flector alternante
T_m	Par torsor promedio
K_t	Concentrador de esfuerzo teórico por flexión
K_{ts}	Concentrador de esfuerzo teórico por torsión
P_r	Carga Radial Dinámica
η	Velocidad de rotación rpm
C_r	Capacidad de carga radial
p	constante dependiendo del tipo de rodamiento
L_{10h}	Vida nominal básica 10^6 revoluciones
X	Factor de carga radial
Y	Factor de carga axial
F_{radial}	Fuerza radial aplicada
LCP	Baja energía Calorífica
GLP	Gas Licuado de Petróleo
LVH	Valor de Calentamiento más bajo
% W.b.	Porcentaje de base húmeda
% d,m.	Porcentaje de materia seca
S	Azufre
Cl	Cloro
CO ₂	Dióxido de Carbono
NO _x	Óxido de Nitrógeno
SO _x	Óxido de Azufre
CO	Monóxido de Carbono
N ₂ O	Óxido Nitroso
CH ₄	Metano
NH ₃	Amoníaco
VOC	Compuestos Orgánicos Volátiles

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ciclo del pellet	5
Figura 1.2. Compresión entre el rodillo y la matriz plana	6
Figura 1.3. Matriz gira y rodillos fijos.....	7
Figura 1.4. Rodillos giran y matriz fija.....	7
Figura 1.5. Matriz anular	8
Figura 2.1. Flujograma de la Metodología de Diseño	11
.....	12
Figura 2.2. Flujograma de Diseño de Pelletizadora	12
Figura 2.3. Componentes principales de una pelletizadora de matriz plana fija y de rodillos móviles.	28
Figura 2.4. Diseño con todos los componentes	29
Figura 2.5. Componentes sin la mesa	29
Figura 2.6. Vista interna de la pelletizadora.....	30
Figura 2.7. Matriz extrusora y rodillos giratorios	30
Figura 2.8. Razón de compresión de matriz plana L/D	33
Figura 2.9. Fuerzas de contacto	34
Figura 2.10. Diámetro del rodillo	36
Figura 2.11. Diámetro del rodillo.....	37
Figura 2.12. Espacio de laminación	38
Figura 2.13. Espacio de laminación	39
Figura 2.14. Modelado en ANSYS	50
Figura 2.15. Pantalla principal en ANSYS	51
Figura 2.16. Mallado en ANSYS	51
Figura 2.17. Celdas en Ansys en ANSYS.....	52
Figura 3.1. Diseño de la tolva	55
Figura 3.2. Diseño del rodillo	58
Figura 3.3. Diseño de la matriz extrusora	59
Figura 3.4. Motorreductor de tornillo sin fin.....	62
Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre eje principal.....	64

Figura 3.6. Diagrama de fuerzas cortantes sobre el eje principal	65
Figura 3.7. Diagrama de momentos flectores sobre el eje principal	65
Figura 3.8. Diagrama de momentos torsores sobre el eje principal	66
Figura 3.9. Diseño del eje principal.....	73
Figura 3.10. Diagrama de cuerpo libre del porta rodillos	73
Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre rodillos	74
Figura 3.12. Diagrama de cuerpo libre eje porta rodillos eje y vs x.....	75
Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre eje porta rodillos punto A.	77
Figura 3.14. Diseño del portar odillos	80
Figura 3.15. Diagrama fuerzas del eje principal.....	83
Figura 3.16. Esfuerzo Equivalente de Von Misses en el eje principal.....	84
Figura 3.17. Deformación total.....	84
Figura 3.18. Factor de seguridad.....	85
Figura 3.19. Diagrama de fuerzas del portarodillo	85
Figura 3.20. Esfuerzo Equivalente de Von-Misses	86
Figura 3.21. Deformación total.....	86
Figura 1 Apéndice C. Sección transversal del el eje principal	134
Figura 2 Apéndice C. Dimensiones del carril tesnor	145
Figura 3 Apéndice C. Dimensiones del carril tesnor	146

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Equivalencia Energética entre pellets y combustibles fósiles	5
Tabla 1.1. Material para la matriz y rodillo.	9
Tabla 2.1. Ventajas y desventajas de los tipos de matriz extrusora.....	13
Tabla 2.2. Rango de calificación para cada alternativa.....	15
Tabla 2.3. Ponderación para cada criterio.	15
Tabla 2.4. Matriz de selección para el tipo de matriz extrusora para la máquina de pellets.	16
Tabla 2.5. Características de las opciones de matriz plana.....	17
Tabla 2.6. Ponderación para cada criterio en la selección del tipo de matriz plana...	19
Tabla 2.7. Matriz de selección para el tipo de matriz plana.	20
Tabla 2.8. Características de las opciones de sistema de reducción de velocidad...	21
Tabla 2.9. Ponderación para cada criterio en la selección de sistema reductor de velocidades.....	23
Tabla 2.10. Matriz de selección para el sistema de reducción de velocidades.....	24
Tabla 2.11. Características de las herramientas de corte.....	25
Tabla 2.12. Ponderación para cada criterio en la selección de herramienta de corte.	26
Tabla 2.13. Matriz de selección para las herramientas de corte.....	27
.....	33
Tabla 2.14. Celdas y funciones en ANSYS.....	53
Tabla 3.1. Resultados del Sistema de Extrusión.....	80
Tabla 3.2. Resultados de cálculo teórico del eje principal	81
Tabla 3.3. Resultados de cálculo teórico del eje portador de rodillos.	81
Tabla 3.4. Resultados de cálculo teórico de las chavetas del eje principal.....	82
Tabla 3.5. Costo de materiales de la pelletizadora	88

Tabla 3.6. Costo de mano de obra.....	89
Tabla 3.7. Costo total de la máquina	90

ÍNDICE DE TABLAS DE LOS APÉNDICES

Tabla de Apéndice 1. Norma ÖNORM M 7135.....	103
Tabla de Apéndice 2. Norma SS 18 71 20.....	104
Tabla de Apéndice 3. Norma DIN 51731	104
Tabla de Apéndice 4. Norma DIN Plus	105
Tabla de Apéndice 5. Norma CTI R04/05	106
Tabla de Apéndice 6. Norma CEN/TS 14961	107
Tabla de Apéndice 7. Especificaciones técnicas	108
Tabla de Apéndice 8. Características generales de paja y pellets de madera, y sus respectivas materias primas.	108
Tabla de Apéndice 9. Impacto ambiental típico por MJ de calor producido de diferentes combustibles.....	109
Tabla de Apéndice 10. Tabla de factores de Servicio.....	111
Tabla de Apéndice 11. Tabla de Motorreductores	111
Tabla de Apéndice 12. Tabla de motorreductor de tornillo sin fin, disponible en Motovario para 5HP	113
Tabla de Apéndice 13. Número mínimo de dientes de tornillo sin fin y ángulo de presión	113
Tabla de Apéndice 14. Coeficientes del factor de superficie	114
Tabla de Apéndice 15. Factor de confiabilidad	114
Tabla de Apéndice 16. Gráfica y tabla factores de sensibilidad a la muesca para aceros.	114
Tabla de Apéndice 17. Constante de Neuber	115
Tabla de Apéndice 18. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos teóricos por flexión.	115
Tabla de Apéndice 19. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos cortantes teóricos por torsión.	116
Tabla de Apéndice 20. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos tensión axial.	116
Tabla de Apéndice 21. Propiedades de la masa de formas básicas.....	117

Tabla de Apéndice 22. Propiedades de secciones transversales.	117
Tabla de Apéndice 23. Dimensiones del Motorreductor	118
Tabla de Apéndice 24. Resistencia a la fatiga teórica para diversos materiales.	118
Tabla de Apéndice 25. Dimensiones de chavetas paralela S/DIN-6885/1	133
Tabla de Apéndice 26. Fórmulas de áreas sometidas al 95% de esfuerzo de varias secciones cargadas a la flexión.	136
Tabla de Apéndice 27. Factores de concentración de esfuerzos de cuñero con extremo fresado en flexión y en torsión.	137
Tabla de Apéndice 28. Tabla de rodamientos de rodillos cilíndricos	141
Tabla de Apéndice 29. Tabla de rodamientos tipo bola	142
Tabla de Apéndice 30. Tabla de Selección de Carril tensor de motores	145
Tabla de Apéndice 31. Tabla de Selección para la tuerca del eje principal	146

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Actualmente en los bosques de ESPOLO cuando se podan y se realizan limpiezas forestales se generan alrededor de 6 volquetas de residuos forestales. De los residuos generados en dichas acciones se tienen el aserrín, virutas y astillas. Si se fomenta la producción de pellets, se puede revalorizar los residuos de las limpiezas forestales y convertirlo en un negocio rentable que muchas personas pueden llevar a cabo.

Para aprovechar dichos residuos se diseñará un prototipo de máquina de pellets de aproximadamente 10 kg/h de procesamiento que permita compactar el aserrín, virutas o astillas de forma cilíndrica. Asimismo para obtener un producto final de buena calidad se deben seguir las especificaciones de acuerdo a las normativas nacionales e internacionales de pellets como la alemana DIN 51731, la DIN Plus, o la normativa europea CEN/TS 14961: Certificación europea para biocombustibles sólidos (Antolín Giraldo, 2006), entre otras normas como se muestran en el Apéndice A para el uso de y la fabricación de pellets, las cuales especifica la cantidad de humedad máxima que debe contener la materia prima a utilizar y las dimensiones, densidad, poder calorífico, elementos químicos, etcétera. Los pellets producidos pueden ser utilizados en diversas aplicaciones en nuestro entorno como biocombustible para estufas, calderas, hornos y demás equipos de laboratorio que requieran quemar combustibles. Para evaluar la calidad del pellet se lo mide en función de los siguientes parámetros: durabilidad mecánica, contenido de ceniza, longitud, propiedades químicas.

Para producir energía diariamente se depende mucho del uso y combustión de derivados del petróleo. Adicionalmente, esto produce un problema de contaminación que afecta al planeta, derivado al aumento de los gases de efecto invernadero, ya que considera al petróleo un recurso limitado volviéndose más escaso actualmente. Una alternativa para reemplazar los combustibles es

emplear recursos renovables para la producción de energía útil, reduciendo la participación del petróleo en dichas actividades. La energía que proviene de fuentes que se producen de manera continua y son consideradas inagotables se llama energías renovables. Estas fuentes de energía son amigables al medio ambiente y son de diversos tipos que ayudan a cumplir nuestro propósito. Entre las fuentes conocidas están la energía eólica, hidráulica, solar, biomasa, entre otras. En relación energética la biomasa es aquella que aprovecha el material orgánico proveniente de fuentes de material animal, vegetal, residuos orgánicos que pueden ser utilizados debido a su contenido energético. Existen varios tipos de biomasa como la residual y la natural. La biomasa residual viene de desechos generados de los cultivos mientras que la biomasa natural proviene de la poda y limpieza forestal.

Por otra parte de la biomasa residual se pueden producir pellets que son biocombustibles en estado sólido. Los pellets tienen forma cilíndrica y su longitud dependerá de la aplicación que se le vaya a dar. Si se usa pellets en lugar de combustibles fósiles como diésel, gas, etcétera; se obtienen beneficios en varios aspectos económicos, ambientales y de bienestar. El costo en el mercado de usar biomasa es menor que de los combustibles fósiles; almacenar pellets es más seguro que almacenar combustibles fósiles debido los pellets no presenta riesgos de fugas, explosión y emisión de olores peligrosos que propaguen llamas. De igual manera se sabe que quemar pellets produce cantidades de emisiones de gases nocivos mínimas al igual que los residuos de ceniza, esto se debe a su alta eficiencia de combustión.

Finalmente dentro del contexto local, en el Plan Nacional del Buen Vivir 2013-2017, uno de los objetivos principales es transformar el sector productivo utilizando modelos ecoeficientes dándoles gran valor a la parte económica, social y ambiental, conservando el patrimonio natural y los recursos renovables. En la sección 7.7 (Consejo Nacional de Planificación, 2013) de la sección de Biocapacidad se plantea impulsar el uso de las energías sostenibles previniendo la contaminación ambiental: Implementando la tecnología e infraestructura en la

parte tarifaria para impulsar el ahorro y eficiencia energética en los sectores económicos, Promover la investigación y creación de generación de energías alternativas renovables para un mayor uso, Reducción del uso de los combustibles fósiles en el transporte y el uso de vehículos convencionales que los use, crear una lista de fuentes y demanda de energías renovables y no renovables con sus respectivas emisiones y alternativas tecnológicas que aprovechen estos recursos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

- Diseñar un prototipo experimental de máquina pelletizadora a partir de biomasa residual forestal.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño para una capacidad de producción de pellets de 10 kg/h.
- Seleccionar el tipo de pelletizadora de acuerdo a los factores de influencia y especificaciones de diseño.
- Simular los elementos mecánicos de la pelletizadora.
- Determinar la factibilidad de construcción del diseño en función de los costos de fabricación.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Biomasa

La biomasa en términos científico-técnico se define como aquellas sustancias orgánicas originadas en aquellos compuestos de carbono creados durante la fotosíntesis. Aquellas sustancias sufrieron cambios antes de ser utilizadas en diversos procesos ya sean naturales o artificiales, a estos productos son considerados como biomasa. (Sebastián Nogués, García Galindo, & Rezeau, Introducción al aprovechamiento energético de biocombustibles sólidos, 2010).

1.3.2 Fuentes y evaluación de biocombustibles sólidos

Se dividen en aquellas fuentes de carácter primario y secundario.

Las fuentes de carácter primario son aquellas que se utilizan totalmente para la producción de energía entre la cuales tenemos: biomasa forestal extraída con fines energéticos y cultivos energéticos.

En cambio entre las fuentes secundarias denominadas también como biomasa residual seca en los cuales se incluye los subproductos: agrícolas (la poda de frutas, paja y caña), forestales (ramas y árboles que no poseen ningún valor comercial), e industriales (residuo de oliva, serrín, cáscara de almendra, entre otras.). (Sebastián Nogués, García Galindo, & Rezeau, Fuentes y evaluación de biocombustibles sólidos, 2010)

1.3.3 Pellet

Los pellets se han producido durante un siglo, utilizando el calor y la presión sobre pequeñas bolitas cilíndricas utilizando una gran variedad de materiales para diferentes usos, en la década de los 70, algunas empresas que utilizaban las prensas granuladoras para producir pellets pensó en la producción de pellets de madera como una fuente de combustible, sin embargo debido a los bajos costos de los combustibles fósiles disponibles la producción de pellets tuvo una gran lucha, en el siglo 21 empezó a crecer rápidamente, debido a los altos precios del gas y petróleo, también el cambio climático se vio en los pellets como un combustible de calefacción limpio y barato que puede ayudar a reducir el calentamiento global.

En la última década dos factores importantes han impulsado el crecimiento de la producción de pellets. El primero; el aumento constante de los combustibles fósiles y su inestabilidad en los precios, el segundo; factor es el impacto de los combustibles fósiles en el medio ambiente. Otros factores relevantes es que los pellets se pueden producir localmente. Además, la producción y distribución de pellets puede producir un combustible accesible, creando fuentes de empleo y disminuyendo la contaminación del medio ambiente. (GEMCO Pellet Mill, 2014)

1.3.4 Beneficios del uso de pellets

- La composición es 100% natural, dentro de los combustibles sólidos la combustión del pellet es el que menos contamina.
- Aprovecha el contenido energético de un residuo para convertirlo en un recurso. La densidad de energía del pellet es superior al aserrín, astillas de madera, paja, pellets de paja, entre otras. (Véase la tabla 8 del Apéndice A)
- En óptimas condiciones producirá agua y CO₂ la combustión de la biomasa. La emisión de CO₂ será mínima (Véase la tabla 9 del Apéndice A), debido a que durante el crecimiento de la planta utilizada como biomasa absorbió CO₂, por lo que habrá un leve impacto en la atmósfera. (LIPSIA S.A., 2011)



Figura 1.1. Ciclo del pellet

Fuente: (LIPSIA S.A., 2011)

Tabla 1.1. Equivalencia Energética entre pellets y combustibles fósiles

	Pellet (kg)	Diesel (l)	Diesel (kg)	Aceite Combustible (kg)	Gas Natural (m ³)	GPL (kg)	Carbón (kg)
1 kg de pellet	1	0.46	0.4	0.41	0.49	0.37	0.58
1 l de pellet	2.17	1	0.86	0.89	1.06	0.8	1.25
1 kg de diésel	2.52	1.16	1	1.04	1.24	0.93	1.46
1 kg de aceite combustible	2.43	1.12	0.96	1	1.19	0.89	1.4
1 m ³ de gas natural	2.04	0.94	0.81	0.84	1	0.75	1.18
1 kg de GPL	2.72	1.26	1.08	1.12	1.33	1	1.57
1 kg de carbón	1.73	0.8	0.69	0.71	0.85	0.64	1
LCP (kW h /qntity)	4.70	10.19	11.86	11.40	9.59	12.79	8.14

Fuente: (Lorenzeni, Biserni, & Flacco, 2010)

1.3.5 Tipos Principales de Pelletizadoras

Hay dos tipos principales de pelletizadoras de acuerdo al tipo de prensa granuladora, siendo las siguientes:

- Las pelletizadoras de matriz plana
- Las pelletizadoras de matriz anular

1.3.5.1 Pelletizadoras de Matriz Plana

Las pelletizadoras de matriz plana se utilizan para pequeñas y medianas escalas, el principio de esta máquina es el siguiente la biomasa cae desde la parte superior de los rodillos, el material es comprimido entre el rodillo y la superficie de la matriz y salen a través de los orificios de la matriz, los cuales son cortados mediante una cuchilla al alcanzar una longitud determinada dependiendo del uso del pellet. (GEMCO Pellet Mill, 2014)



Figura 1.2. Compresión entre el rodillo y la matriz plana

Fuente: (GEMCO Pellet Mill, 2014)

La máquina pelletizadora de matriz plana funcionan con sistemas de transmisión de polea y correa, caja reductora y en ocasiones se pueden realizar combinación de sistemas de trasmisión.

1.3.5.1.1 Tipos de pelletizadoras de matriz plana

Existen dos tipos de pelletizadoras de matriz plana, siendo las siguientes:

- 1) La matriz gira y los rodillos son fijos

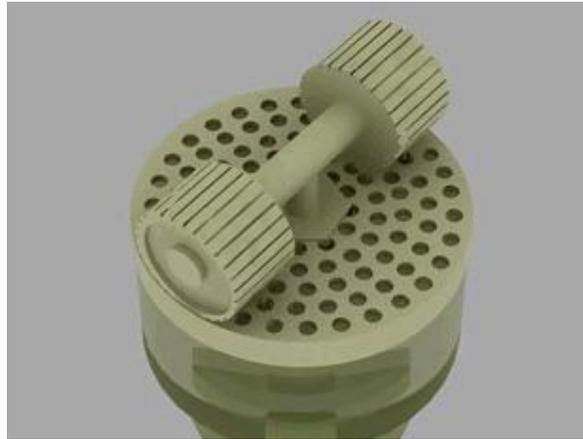


Figura 1.3. Matriz gira y rodillos fijos

Fuente: (AMISY, 2013)

- 2) Los rodillos giran alrededor de una matriz fija

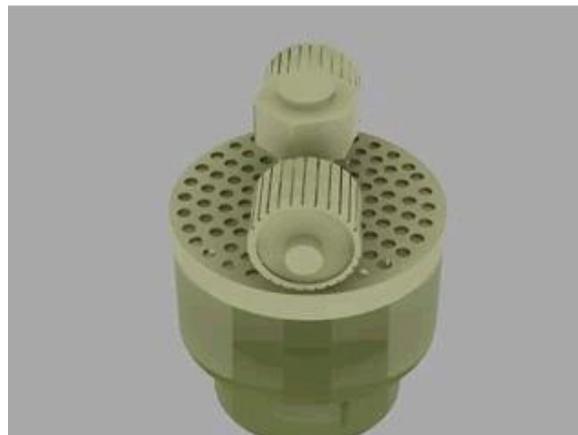
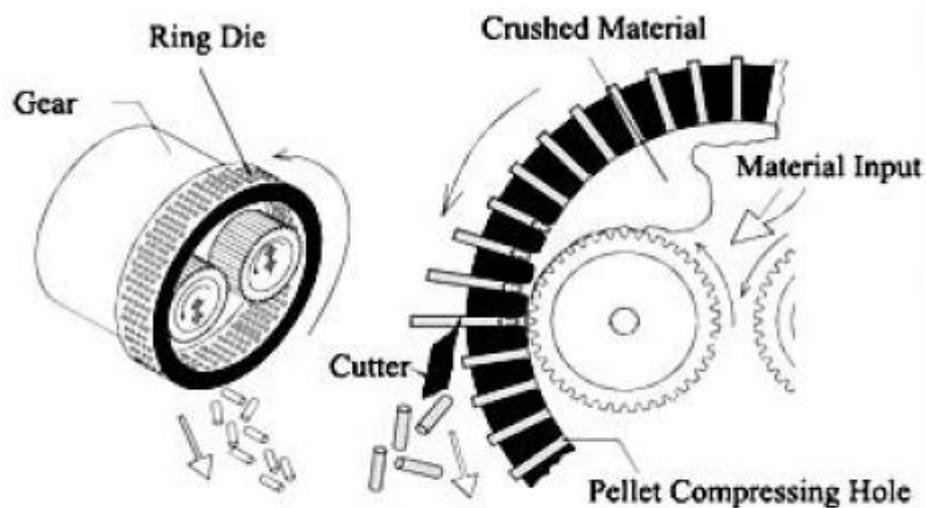


Figura 1.4. Rodillos giran y matriz fija

Fuente: (AMISY, 2013)

1.3.5.2 Pelletizadoras de Matriz Anular

La pelletizadoras de matriz anular se utilizan para la producción de mediana a gran escala, tiene un anillo vertical con rodillos fijos en el interior los cuales ejercen presión sobre la matriz de anillo, para alimentar la máquina se alimenta desde un depósito de compensación mediante un acondicionador de velocidad variable ubicado sobre el molino de pellets, el acondicionador básicamente cumple la función de transportador, la biomasa es introducida en la puerta del molino de pellets, utilizando un tornillo sin fin la materia prima ingresa en la parte frontal del acondicionador hasta el centro del anillo móvil. Cuando la materia prima es comprimida por los rodillos en las paredes del anillo estas se dirigen a la parte externa de la matriz de extrusión a través de sus orificios. (GEMCO Pellet Mill, 2014)



Ring Die Pellet Mill

Figura 1.5. Matriz anular

Fuente: (GEMCO Pellet Mill, 2014)

1.3.6 Materiales para la matriz y rodillos de las pelletizadoras.

El material de la matriz que utilizaran los pellets deberá ser resistentes a la abrasión, resistencia a la corrosión, y poder realizar una correcta productividad. Para ellos existen las siguientes alternativas (GEMCO Pellet Mill, 2014).

Tabla 1.1. Material para la matriz y rodillo.

Aleación de acero al Carbono	Aleación de acero inoxidable	Aleación de cromo alto.
Son utilizadas para la mayoría de materiales de pellets sobre todo para materiales abrasivos.	Son resistentes a la corrosión y resistencia al desgaste.	Posee mayor resistencia a la corrosión
<p>Ventajas</p> <p>Estas matrices se caracterizan por poseer un tratamiento térmico, y son las más fuertes, con un tiempo de vida útil mayor y las más baratas. Tienen gran resistencia a la abrasión y rotura.</p> <p>Desventajas</p> <p>Esta la resistencia a la corrosión debido a que el acero al carbono se oxida incluyendo en los interiores de los orificios.</p>	<p>Ventajas</p> <p>Los agujeros de la matriz se encuentran altamente pulidos lo que facilita una mayor productividad.</p> <p>Desventajas</p> <p>La profundidad de los agujeros es más profunda que las de acero al carbono. Su principal desventaja es el costo.</p>	<p>Ventajas</p> <p>Al ser más resistentes a la corrosión los agujeros se encuentran altamente pulidos más que los de acero inoxidable, dando facilidad a la elaboración de pellets a elevadas tasas de productividad.</p> <p>Desventajas</p> <p>La profundidad de los agujeros es mayor, y la principal desventaja es que es más caro debido al alto contenido de cromo.</p>

Fuente: (GEMCO Pellet Mill, 2014)

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Metodología de diseño de la Pelletizadora

Para nuestro diseño se ha dividido la máquina en 4 partes principales:

- **Sistema de alimentación**

El sistema de alimentación estará compuesta por una tolva a través de la cual se ingresara los residuos forestales, la tolva de alimentación se diseñará de acuerdo a nuestros requerimientos.

- **Sistema de extrusión**

El sistema de extrusión está compuesto por los rodillos cuya función es comprimir el material que ingresa dentro de una cámara de aglutinado donde se realiza una mezcla con el aglutinante donde aumenta la temperatura y presión debido a la fuerza ejercida por los rodillos los cuales giran a una determinada velocidad sobre la matriz fija, el material compactado ingresa por un lado de la matriz plana la cual contiene orificios y sale por el otro lado la mezcla compactada donde es cortado por cuchillas giratorias de acuerdo al diámetro deseado para el diseño.

- **Sistema de transmisión de potencia**

El eje transmite la potencia y velocidad suministrada por el motorreductor el cual transmite un esfuerzo motor, además se encuentra sometidos a esfuerzos de torsión como consecuencia de la transmisión de un par de fuerzas, también podrá estar sometido por otros tipos de esfuerzos mecánicos a la vez.

- **Sistema de corte**

Consiste en utilizar un sistema de cuchillas de corte las cuales realizaran un corte de acuerdo a la longitud que se desea obtener del pellet.

A continuación se muestra el Flujograma para la Metodología de diseño, la cual empieza con la búsqueda de información acerca de los tipos de Pelletizadoras y

principales elementos para luego mostrar las alternativas esenciales para los tipos o elementos que se van a seleccionar, luego a través de las matrices de decisión se evaluarán las alternativas, siendo seleccionados aquellas alternativas que cumplan los requerimientos, caso contrario se procederá a elegir otra alternativa.

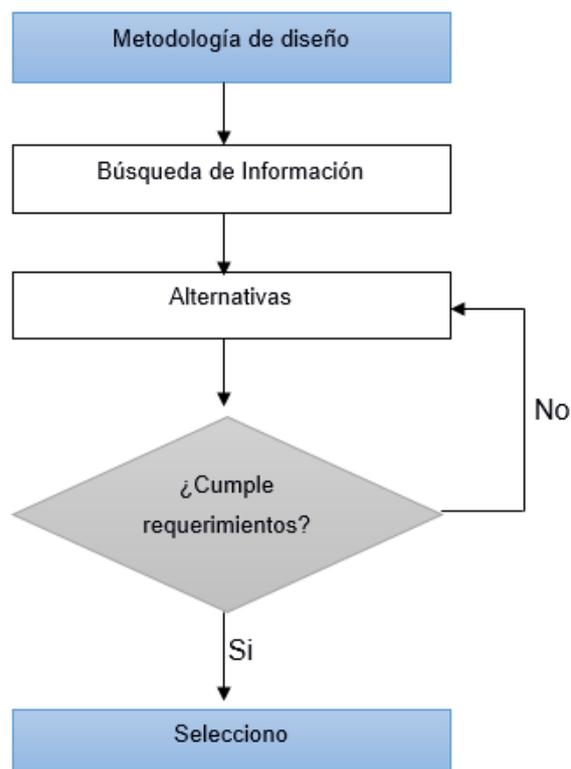


Figura 2.1. Flujograma de la Metodología de Diseño

Fuente: Autores

En cambio para el diseño de la pelletizadora se elaboró un flujograma que indica las partes principales que se dividió la máquina indicando los aspectos más importantes de cada una de ellas siguiendo su respectiva secuencia durante el periodo de desarrollo si los parámetros calculados o seleccionados están correctos son aceptados, caso contrario el proceso se volverá iterativo, posteriormente se realizará la simulación de cada parte principal en la que se dividió la máquina. Al final de todo este proceso se obtendrá el Diseño terminado de la máquina pelletizadora.

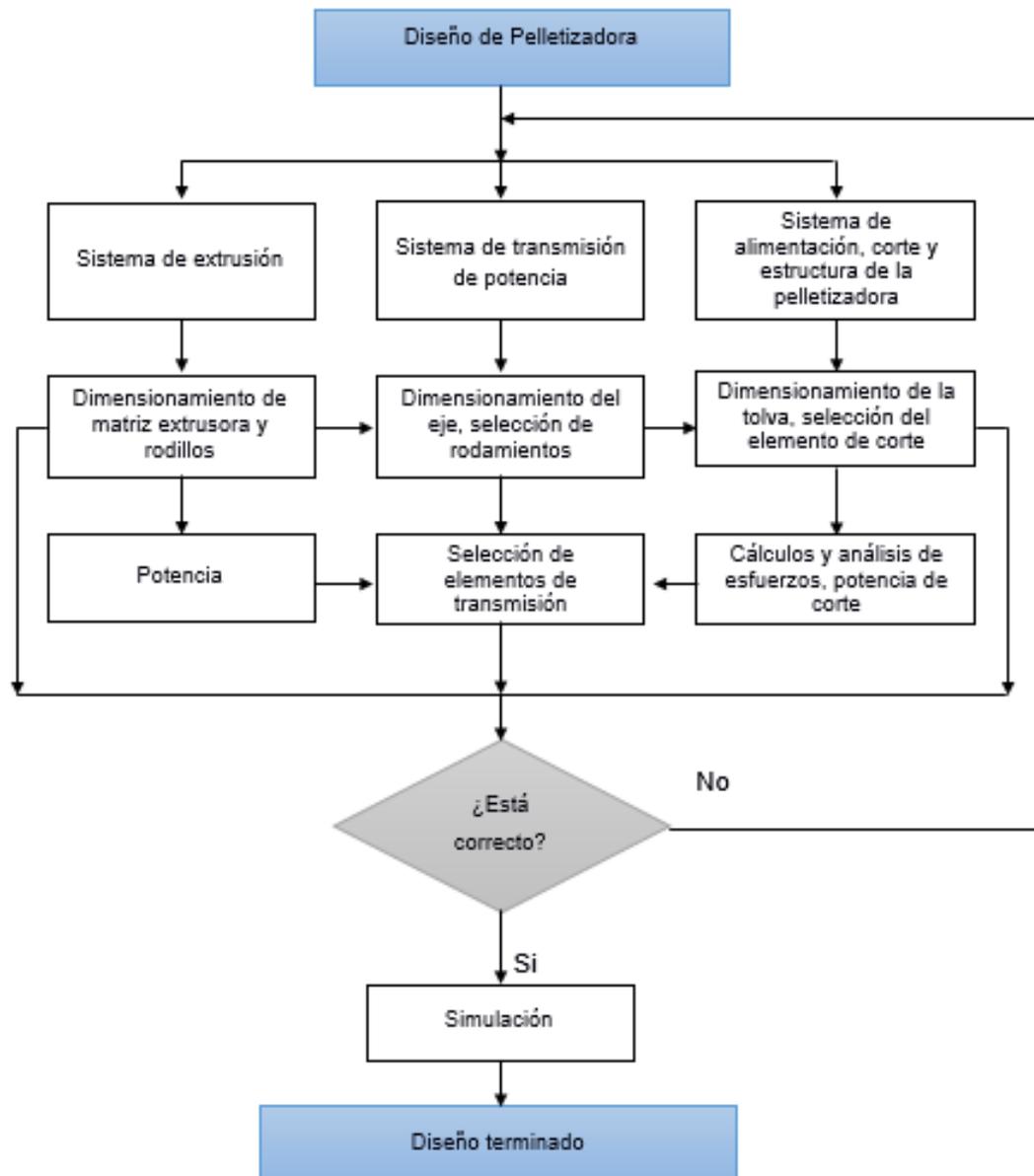


Figura 2.2. Flujograma de Diseño de Pelletizadora

Fuente: Autores

En la siguiente parte se realizara la selección del tipo de pelletizadora a diseñar, el sistema de reducción de velocidades, cuchillas de corte, estas selecciones se realizaran mediante matrices de decisión.

2.1.1 Selección de tipo de matriz extrusora.

En primer lugar se identificaran las ventajas y desventajas que presenta el uso de cada tipo de matriz extrusora, esto facilitará el poder tomar una decisión

sobre que opción escoger. A continuación se mostrará una tabla enlistando las ventajas y desventajas de cada tipo de matriz extrusora.

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas de los tipos de matriz extrusora.

Tipo de extrusora	Ventajas	Desventajas
Matriz Plana	<ul style="list-style-type: none"> -Menor generación de ruido al usarse. -Mayor maniobrabilidad, fácil: montaje, limpieza, mantenibilidad. -La matriz plana tiene mayor tiempo de vida útil y reemplazarla es menos costoso. -Los rodillos generan mayor fuerza de compresión. -La matriz plana es menos costosa. 	<ul style="list-style-type: none"> -Menor eficiencia energética. -Capacidad de producción baja. -Ejerce mayor presión sobre ejes y rodamientos del sistema de transmisión de potencia.
Matriz Anular	<ul style="list-style-type: none"> -Presión de compactación uniforme, el sistema de bandas se desgasta menos. -Mayor capacidad de producción. -Menor costo. -Mayor eficiencia energética. 	<ul style="list-style-type: none"> -La presión de compresión que ejerce los rodillos es menor. -Complejidad en la manipulación, limpieza, montaje, mantenibilidad. -Provoca mayor ruido -Costo de fabricación de pellets es elevado

Fuente: (GEMCO Pellet Mill, 2014)

Para las siguientes matrices de decisión a realizar se lo hará basándose en el método de factores ponderados, el cual consiste primero en determinar los factores o criterios relevantes para realizar el diseño. Seguido a esto se asigna un peso en porcentaje que indica la importancia relativa del criterio en el diseño del prototipo. Luego se coloca una escala de calificación que puede estar en el rango del uno al diez, con esto el diseñador puede evaluar cada criterio. Finalmente se multiplica la calificación por el peso relativo para luego sumarlos, este paso se realiza para cada opción o alternativa disponible. De esta manera se escoge la alternativa con la mayor suma como la adecuada para el diseño del prototipo.

2.1.1.1 Matriz de decisión del tipo de matriz extrusora

Es importante indicar y explicar cada criterio que se tomó en cuenta para la selección de matriz extrusora, en total son 4 criterios. Dichos criterios se lo mostrará a continuación:

- **Capacidad de producción:** Para diseñar la máquina pelletizadora se estableció que la capacidad de producción será de 10 kg/h. La mejor alternativa será la que se ajuste a este requerimiento. (GEMCO Pellet Mill, 2014)

- **Maniobrabilidad:** Se desea escoger la opción que sea más maniobrable es decir aquella que sea más fácil de manipular, montar, limpiar y dar mantenimiento. (GEMCO Pellet Mill, 2014)

- **Propiedades de la materia prima:** Para procesar la materia prima se requiere escoger la alternativa que facilite la manipulación y procesamiento de la misma. La alternativa que ayude a vencer las propiedades mecánicas como la dureza será tomada más en cuenta al momento de la selección. Por ejemplo para poder compactar la madera en pellet, los rodillos de la matriz a escoger deben ejercer la fuerza necesaria para vencer la dureza de la madera. (GEMCO Pellet Mill, 2014)

- **Disponibilidad de materiales de construcción y repuestos:** Al momento de diseñar, se debe tomar en cuenta si sus componentes se pueden fabricar con materiales disponibles en el mercado local. Este criterio limita las condiciones de diseño que se puedan tomar para proceder a realizar cálculos de esfuerzos útiles a la hora de diseñar. Así mismo para obtener repuestos de componentes que no se fabrican como lo son los rodamientos, es muy importante tener un proveedor cerca. Hay que tener en cuenta que importar componentes requiere de una mayor disponibilidad de tiempo.

Para aplicar el método de factores de ponderación se escogió una escala del 0 al 1 para calificar los criterios, en la siguiente tabla se resume y explica cada calificación por criterio de cada alternativa

Tabla 2.2. Rango de calificación para cada alternativa.

Calificación	Valor
Muy conveniente	1
Conveniente	0.5
Poco conveniente	0

Fuente: Autores

Para establecer la importancia relativa o peso de cada criterio se utilizan valores porcentuales del 0 hasta el 100%, la suma de los pesos de cada criterio debe sumar un 100%. La tabla 2.3 las ponderaciones de diseño establecidas.

Tabla 2.3. Ponderación para cada criterio.

Criterio	Ponderación (%)
Capacidad de producción	40
Maniobrabilidad	15
Propiedades Mecánicas de la materia prima	25
Disponibilidad de materiales de construcción y repuestos	20

Fuente: Autores.

La capacidad de producción recibe la mayor ponderación (40%), debido a que para producir mayores cantidades de pellets con una máquina esta debe ser más grande. Si se desea construir una máquina de pellets de alta capacidad de producción se requerirán más recursos y por ende esta tarea se vuelve más rigurosa y costosa. Es decir, si se modifica la cantidad de producción deseada se generan limitantes de alta importancia que influirán en decisiones posteriores de diseño.

Las propiedades mecánicas del material es el segundo criterio de selección más importante, con ellas se determinan valores experimentales que dan nociones a la selección. Por ejemplo al calcular la fuerza de presión necesaria que los rodillos deben ejercer para romper la madera y compactarla, y conociendo las ventajas y desventajas de cada alternativa se podrá dar la ponderación adecuada a cada una. La disponibilidad de materiales de construcción y maniobrabilidad son criterios con la ponderación más baja debido a que su influencia en las decisiones de diseño no es drástica como estas dos tipos de matrices extrusoras ya sean plana o anular.

Tabla 2.4. Matriz de selección para el tipo de matriz extrusora para la máquina de pellets.

Criterios	Peso (%)	Alternativas		Ponderación Matriz Plana	Ponderación Matriz Anular
		Matriz Plana	Matriz Anular		
Capacidad de producción	40	1	0	0.4	0
Maniobrabilidad	15	1	0	0.15	0
Propiedades Mecánicas de la materia prima	25	1	0.5	0.25	0.125
Disponibilidad de materiales de construcción y repuestos	25	0.5	0.5	0.1	0.1
Total	100	3.5	1.5	0.9	0.2

Fuente: Autores.

Se selecciona la pelletizadora de matriz plana de acuerdo con la matriz de selección, según la tabla 2.4 es la opción más adecuada con una calificación total de 0.9.

2.1.1.2 Matriz de decisión para la selección del tipo de matriz plana.

Debido a las facilidades de diseño que presentan las matrices extrusoras planas se conoce que existen dos tipos; rodillos fijos con matriz giratoria, y rodillos giratorios con matriz extrusora fija. Para seleccionar el tipo de matriz plana adecuado se tomaron en cuenta las características más importantes, resumiéndose en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Características de las opciones de matriz plana.

Tipo de matriz plana	Características
Matriz giratoria con rodillos fijos	<ul style="list-style-type: none">• Procesa mejor materiales blandos, utilizado para aplicaciones alimenticias, de herbicidas y biomasa blanda.• Más económica que la matriz de rodillos giratorios.• Consumen poca energía y tienen mayor eficiencia energética• Los pellets producidos son utilizados para aplicaciones domésticas, por ejemplo en sistemas de calefacción y estufas.
Matriz fija con rodillos giratorios	<ul style="list-style-type: none">• Debido a que los rodillos giran, los rodillos entran más en contacto con la materia prima y generan mayor fuerza de compactación sobre esta.• Los pellets producidos pueden ser de diversos tamaños.• Puede procesar una mayor variedad de materiales que la matriz plana de rodillos fijos.• Posee una mayor vida útil que la matriz plana de rodillos fijos.• Los pellets producidos son de mejor calidad siendo más denso y con mejor acabado superficial.

Fuente: (AMISY, 2013) & (ENERGY, 2013)

Anteriormente se escogió una máquina extrusora de matriz plana, ahora basándose en las características mencionadas anteriormente se escogerá que tipo de matriz plana se procederá a diseñar. Los criterios de selección tomados en cuenta para esta decisión se los explicará y se los mencionaran a continuación.

- **Fuerza ejercida por los rodillos:** Los rodillos de la matriz plana a escoger deben generar la fuerza suficiente para poder procesar los residuos de poda forestal el cual es considerado un material duro. Si los rodillos pueden descomponer materiales duros, podrán procesar materiales más blandos y en consecuencia la máquina pelletizadora podrá procesar una mayor variedad de materiales que puedan satisfacer diversas necesidades. Entre ellas se tienen necesidades alimenticias para ganado, combustible para sistemas de calefacción caseros, aplicaciones industriales como combustibles de calderas entre otras. (AMISY, 2013)

- **Calidad del pellet:** La matriz plana a escoger debe facilitar el control de la calidad del pellet. El pellet es de buena calidad si este posee una longitud recomendada por los estándares a seguir en este caso la DIN Plus, o la normativa europea CEN/TS 14961: Certificación europea para biocombustibles sólidos, si el pellet posee una estructura compacta es decir que no se rompa con facilidad y que posea poco aire en su interior, si este es más denso que el agua y finalmente una prueba de calidad visual. En la prueba de calidad visual el pellet debe tener un color brillante y uniforme, el diseño del tipo de matriz plana debe facilitar el poder cumplir estos requerimientos. (GasFrioCalor, 2014)

- **Costos:** La alternativa a escoger debe ser energéticamente eficiente y reducir el consumo energético al momento de operar. El tipo de matriz plana también debe ofrecer ventajas en el aspecto económico, por ejemplo los pellets al ser compactos se reducen costos de almacenamiento o transporte. Así mismo los costos de fabricación de los componentes de dicha matriz no representen un impedimento significativo al momento de diseñar y construir. (Nogués, García Galindo, & Rezeau, 2010)

De la misma manera, para establecer la importancia relativa o peso de cada criterio se utilizan valores porcentuales del 0 hasta el 100%, la suma de los pesos de cada criterio debe sumar un 100%. La tabla 2.6 las ponderaciones de diseño establecidas.

Tabla 2.6. Ponderación para cada criterio en la selección del tipo de matriz plana.

Criterio	Ponderación (%)
Fuerza ejercida por los rodillos	45
Calidad del pellet	35
Costos	20

Fuente: Autores.

La fuerza ejercida por los rodillos recibe una mayor ponderación (45%) debido a que si la opción o alternativa de selección produce la suficiente fuerza para procesar materiales duros fácilmente podrá trabajar con materiales más blandos. Esto brindará la ventaja de que el prototipo sea aplicable para cumplir distintos fines como de alimentar ganado o preparar biocombustibles.

La calidad del pellet obtenido luego de operar el prototipo es el segundo criterio con mayor importancia (35%), si se producen pellets de alta calidad será compactos, con bajo contenido de humedad, de color y brillo uniforme y finalmente deben tener una longitud adecuada según las especificaciones de la norma DIN Plus, o la normativa europea CEN/TS 14961, para así asegurar que el contacto del pellet con el aire y la llama necesarios para que la combustión mejore.

Los costos es el criterio de selección menos influyente (20%) ya que construir una pelletizadora de matriz plana con rodillos giratorios es ligeramente más costoso que una pelletizadora de matriz plana de rodillos fijos.

Tabla 2.7. Matriz de selección para el tipo de matriz plana.

Criterios	Peso (%)	Alternativas		Ponderación Rodillos Móviles	Ponderación Rodillos Fijos
		Rodillos móviles matriz fija	Rodillos Fijos Matriz móvil		
Fuerza Ejercida por los rodillos	45	1	0	0.45	0
Calidad del pellet	35	1	0.5	0.35	0.175
Costos	25	0.5	0.5	0.10	0.125
Total	100	2.5	1.5	0.9	0.3

Fuente: Autores.

De la tabla 2.7 se observa que la opción más adecuada a los requerimientos del prototipo es la matriz plana con rodillos móviles ya que obtuvo una calificación de 0.9, en cambio la segunda alternativa tuvo 0.3 de calificación.

2.1.1.3 Matriz de decisión para la selección del sistema de reducción de velocidades

Para poder seleccionar el sistema de reducción para el prototipo, se deben considerar varias alternativas de selección y sus características. La tabla 2.8 resume dichas características de los sistemas de tornillo sin fin y corona, engranajes, cicloidal y planetario.

Tabla 2.8. Características de las opciones de sistema de reducción de velocidad.

Sistema de reducción	Características
Tornillo sin fin y corona	El motor se adapta a un tornillo sin fin, luego este transmite movimiento a una corona dentada. Normalmente es utilizado para transmitir potencias medias y bajas que no sobrepasan los 60KW. El tamaño de este sistema de reducción es compacto y para que funcionen requieren de relaciones de velocidad altas.
Engranajes	Dichos sistemas transfieren potencia mediante un par de engranes rectos o helicoidales. Se usan junto a una distribución de ejes paralelos, pero si se desea un cambio de dirección en ángulo recto se usan engranes helicoidales. Cuando se usan sistemas de reducción por engranes de una o varias etapas se obtiene una muy buena relación entre potencia transmitida y espacio ocupado.
Cicloidal	En la entrada, este sistema consta de un eje de que gira a altas velocidades junto a una leva excéntrica, de un disco de contorno cicloidal el cual está dentro de un anillo pivotado y un eje de baja velocidad a la salida. Después de una revolución completa la potencia se transmite al eje de alta velocidad, por esta razón el disco cicloidal circula en sentido contrario a dicho eje.
Planetario	Consiste en un tren de engranajes donde una o más ruedas dentadas rotan alrededor de un eje móvil. Hay 2 clases de este sistema, una de ellas posee un engranaje principal o de sol fijo frente al motor y la otra clase posee engranajes planetarios internos o anulares que se mueven gracias a un piñón impulsor. Estos sistemas pueden soportar valores mayores de torque debido a que hay más elementos dentados en contacto.

Fuente: (Industry, s.f.) & (Reductores, 2017)

De la matriz de decisión anterior se llegó a la conclusión que se seleccionará una máquina pelletizadora de matriz plana. A continuación se procederá a

elegir el sistema de reducción, los criterios de selección del sistema reductor de velocidades se enlistaran a continuación.

- **Cambio de dirección de transmisión:** Se debe seleccionar un sistema reductor el cual la dirección de transmisión no permita que el sistema sufra pérdidas de potencia y sufra calentamiento excesivo en el momento de operar.

- **Costo:** Al momento de diseñar el prototipo de máquina pelletizadora se busca que los costos de construcción, mantenimiento, de repuestos de los diferentes componentes de la máquina pelletizadora no sea muy elevado.

- **Mantenimiento:** Se requiere que las acciones de mantenimiento que se efectúen al sistema reductor implique la menor cantidad de pasos necesarios para así reanudar su operación en menos tiempo.

- **Espacio ocupado:** Para seleccionar el sistema reductor es importante tomar en cuenta la distribución y tamaño de los componentes del mismo, si el sistema es grande el espacio disponible para realizar el trabajo se reduce.

- **Eficiencia:** Se desea que el sistema reductor sea eficiente, de esta manera consumirá menos energía eléctrica para poder dar el mismo movimiento de salida deseado.

- **Ruido:** Al momento de diseñar el prototipo se busca que el sistema reductor no produzca muchos niveles de ruido. Si el usuario se expone a niveles excesivos de ruido podrá perder la facultad auditiva con el tiempo

Para establecer la importancia relativa o peso de cada criterio se utilizan valores porcentuales del 0 hasta el 100%, la suma de los pesos de cada criterio debe sumar un 100%. La tabla 2.9 resume las ponderaciones de diseño establecidas.

Tabla 2.9. Ponderación para cada criterio en la selección de sistema reductor de velocidades.

Criterio	Ponderación (%)
Cambio de dirección de transmisión	10
Eficiencia	20
Costo	20
Mantenimiento	20
Espacio ocupado	15
Ruido	15

Fuente: Autores.

Las alternativas de sistema de reducción son el tornillo sin fin y corona, al sistema de engranajes, al reductor cicloidal y al reductor de velocidad planetario. La calificación de cada criterio es igual que la tabla 2.1.

Al criterio de mantenimiento se le da una ponderación de 20% al igual que a los criterios de costo y eficiencia del sistema reductor. En cambio a los criterios de cambio de dirección de transmisión, espacio ocupado y ruido generado mientras el sistema trabaja poseen una menor ponderación ya que los criterios mencionados anteriormente se los considera un poco más importante por que influyen en las decisiones del proceso del diseño para así asegurar que el prototipo sea productivo y rentable si se desea construir.

Tabla 2.10. Matriz de selección para el sistema de reducción de velocidades.

CRITERIOS	PONDERACIÓN (%)	TIPOS DE REDUCTORES DE VELOCIDAD							
		Calificación				Calificación con ponderación			
		Tornillo sin fin y corona	Engranajes	Cicloidal	Planetario	Tornillo sin fin y corona	Engranajes	Cicloidal	Planetario
Cambio de dirección de transmisión	10	1	0.5	0	0	10	5	0	0
Eficiencia	20	0.5	1	0.5	0.5	10	20	10	10
Costo	20	1	0.5	0.5	0.5	20	10	10	10
Mantenimiento	20	1	0.5	0.5	0.5	20	10	10	10
Espacio ocupado	15	0.5	0.5	1	0.5	7.5	7.5	15	7.5
Ruido	15	1	0.5	0.5	0.5	15	7.5	7.5	7.5
Total (suma)	100	5	3.5	3	2.5	82.5	60	52.5	45

Fuente: Autores.

Para otorgar la calificación a cada tipo de sistema reductor se basó en las características enlistadas en la tabla 2.8. Se selecciona el sistema reductor de tornillo sin fin y corona siendo la alternativa más adecuada en el diseño final con un puntaje del 82.5%.

2.1.1.4 Matriz de decisión para la selección del sistema de corte.

Después de compactar la materia prima con los rodillos, la materia prima sale de la matriz en forma de cilindros alargados y por eso es necesario cortar al pellet a la salida y así controlar la longitud que tendrá cada pellet. Para diseñar

y construir el sistema de corte se tomaron en cuenta dos tipos de herramientas de corte que son cuchillas de acero rápido y discos de corte. En la tabla 2.11 se enlistaran las características de cada una de las alternativas.

Tabla 2.11. Características de las herramientas de corte.

Herramienta de corte	Características
Cuchillas	Es una aleación de carbono y hierro, las herramientas que son fabricadas de este material permite cortar otros materiales a una velocidad de hasta 100 m/min sin que se desgaste la parte que corta. Esta herramienta puede operar soportando altas temperaturas, y tienen mayor dureza.
Discos de corte para madera	Estos discos abrasivos son útiles al momento de cortar material cerca de bordes, por ejemplo cortar madera sujeta a clavos donde utilizar sierras y cuchillas es difícil, o para remover raíces de árboles, entre otras. Las características más importantes a la hora de operar son que el disco sin dientes tiene menos riesgo de romperse, al operar no dañan madera dura y a la suave, también puede cortar a través de clavos, grapas y otros materiales de sujeción.

Fuente: (LTD, 2017)

Ahora se procederá a nombrar y a explicar los criterios de selección de cada alternativa de herramienta de corte.

- **Desgaste de filo:** La herramienta de corte a utilizar debe trabajar de manera continua, por eso se requiere que su desgaste sea mínimo para evitar tener que reafilarse constantemente durante la producción.

- **Maniobrabilidad:** La facilidad de montaje y cambio de las herramientas del sistema de corte es un atributo que se desea en el prototipo.

- **Durabilidad:** Al momento de diseñar el prototipo se pensó en su uso en proyectos futuros. Por eso se requiere que el sistema de corte no falle en condiciones adversas como altas temperaturas, o que al operar no genere

sobrecalentamiento excesivo y dañe la materia prima a procesar, que no se fragilice por el uso excesivo y requiera repuestos constantemente.

Para establecer la importancia relativa o peso de cada criterio se utilizan valores porcentuales del 0 hasta el 100%, la suma de los pesos de cada criterio debe sumar un 100%. La tabla 2.12 resume las ponderaciones de diseño establecidas.

Tabla 2.12. Ponderación para cada criterio en la selección de herramienta de corte.

Criterio	Ponderación (%)
Desgaste de Filo	40
Maniobrabilidad	35
Durabilidad	25

Fuente: Autores.

Al criterio de desgaste de filo se le da una ponderación de 40%, siendo un problema reafilar la herramienta de corte por lo tanto se deberá parar la operación de la máquina y removerla, esto retrasaría la producción diaria de pellets y se generarían pérdidas significativas, por eso es muy importante que la herramienta de corte ayude a evitar este problema.

El segundo criterio más importante es el de maniobrabilidad, se desea que el sistema de corte sea fácil de montar y desmontar para así facilitar los procesos de limpieza y cambio de herramientas de corte.

El criterio de durabilidad es el que recibe menor ponderación porque el prototipo no operará en medios perjudiciales para ella como lo son los medios salinos y corrosivos o medios a elevadas temperaturas.

Tabla 2.13. Matriz de selección para las herramientas de corte.

Criterios	Peso (%)	Alternativas		Ponderación Cuchillas de acero rápido	Ponderación Discos de corte para madera
		Cuchillas	Discos de corte para madera		
Desgaste de filo	45	1	0	0.45	0
Maniobrabilidad	30	1	0.5	0.30	0.15
Durabilidad	25	0.5	0.5	0.125	0.125
Total	100	2.5	1.5	0.875	0.275

Fuente: Autores.

Para otorgar la calificación a cada herramienta de corte, se basó en las características enlistadas en la tabla 2.11. Se selecciona las cuchillas, siendo la alternativa más adecuada obteniendo una calificación final de 0.875.

2.2 Diseño de forma

A continuación se muestra la estructura de una pelletizadora de matriz plana de rodillos móviles con matriz fija con cada uno de sus elementos principales, los cuales se van a dimensionar y seleccionar de acuerdo a las necesidades de nuestro diseño y presentar posteriormente.

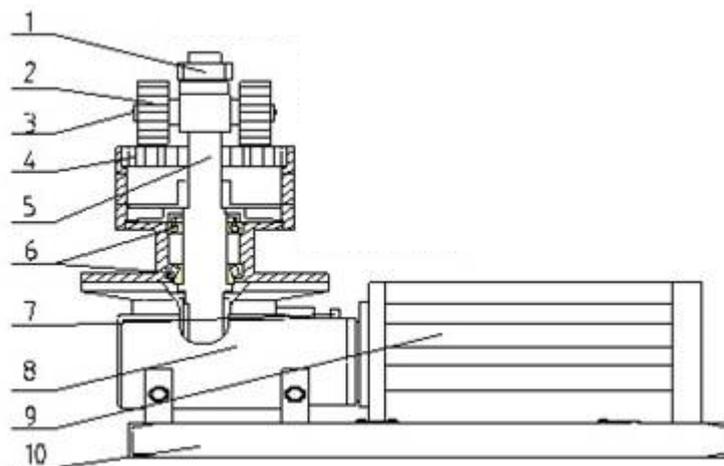


Figura 2.3. Componentes principales de una pelletizadora de matriz plana fija y de rodillos móviles.

Fuente: (Anyang Gemco Energy Machinery Co, 2017)

Componentes

- 1) Tuerca de ajuste
- 2) Rodillos de presión
- 3) Boquilla de lubricación
- 4) Matriz plana
- 5) Eje principal
- 6) Cojinete
- 7) Tuerca de lubricación del reductor
- 8) Reductor
- 9) Motor
- 10) Bastidor

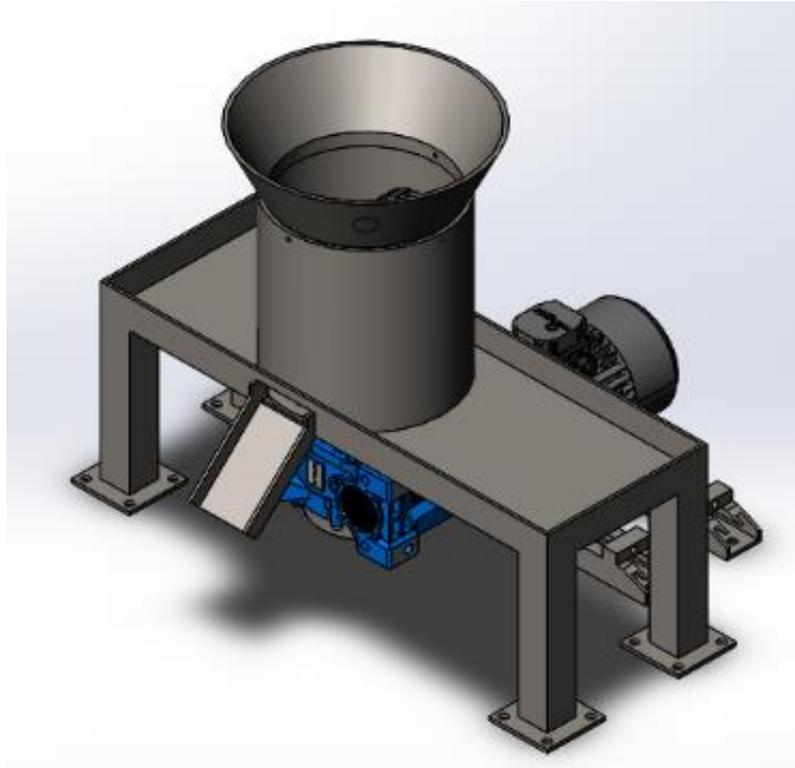


Figura 2.4. Diseño con todos los componentes

Fuente: Autores

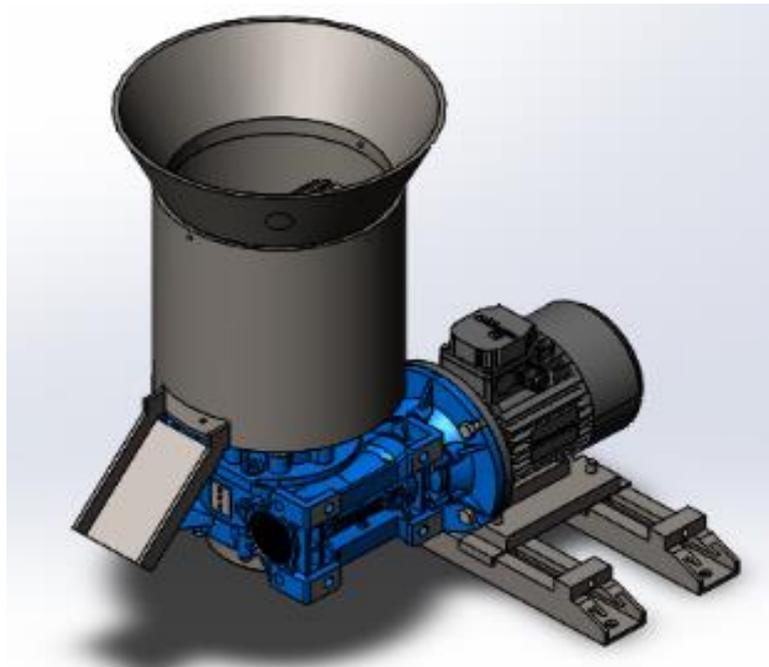


Figura 2.5. Componentes sin la mesa

Fuente: Autores

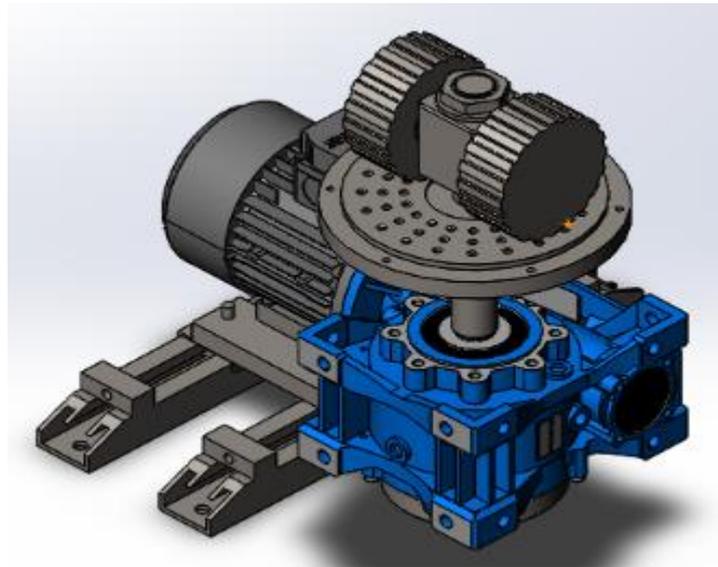


Figura 2.6. Vista interna de la pelletizora

Fuente: Autores

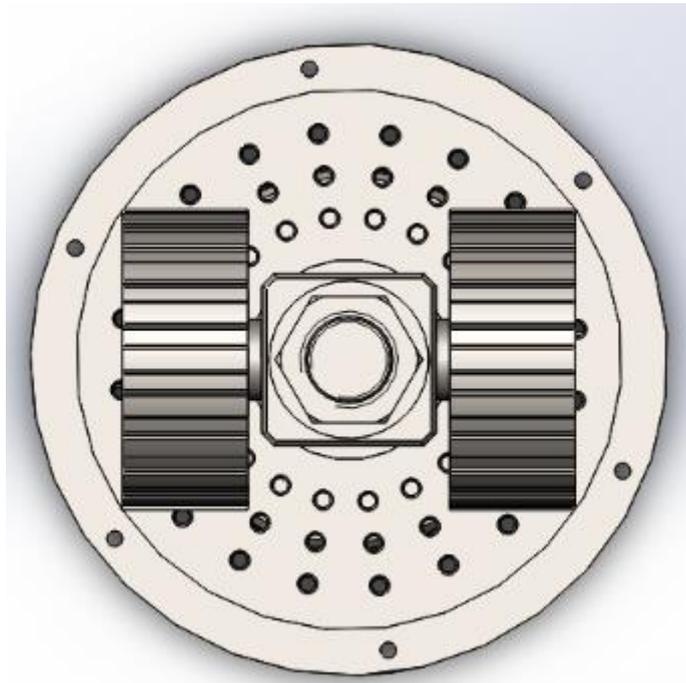


Figura 2.7. Matriz extrusora y rodillos giratorios

Fuente: Autores

2.3 Ecuaciones Fundamentales

2.3.1 Sistema de alimentación

Para el sistema de alimentación se utilizara una tolva cónica (cono truncado) cuya función principal de la tolva es que la biomasa residual triturada ingrese para que pueda ser extruídos por los rodillos, y que los residuos o material particulado no pueda salir libremente al exterior.

$$V_{tolva} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot h_{tolva} \cdot (R_{sup\ tolva}^2 + r_{inf\ tolva}^2 + R_{sup\ tolva} \cdot r_{inf\ tolva}) \quad \text{Ec. 1}$$

Donde,

V_{tolva} = Volumen de la tolva

h_{tolva} = Altura de la tolva

$R_{sup\ tolva}$ = Radio superior de la tolva

$r_{inf\ tolva}$ = Radio inferior de la tolva

2.3.2 Sistema de Extrusión

Para el sistema de extrusión lo que se pretende hallar es la potencia necesitaran los rodillos que ejercen presión de la máquina pelletizadora, las dimensiones y masas de los rodillos y demás parámetros necesarios para el proceso de extrusión.

Primero será necesario establecer las dimensiones del pellet de acuerdo a las normativas y la razón de compresión del pellet. Luego para la presión de compactación de la madera se modelara el proceso de extrusión mediante ecuaciones de deformación de extrusión los cuales considera parámetros importantes tales como la relación de compresión, el avellanado que tendrán los agujeros para que ingresen con facilidad la biomasa residual.

Posteriormente se hallaran la fuerzan que actuarán durante el proceso de extrusión tales como la fuerza de compactación del rodillo, la fuerza y presión en el agujero de la matriz extrusora esta presión extra se creara por una fuerza contraria a la dirección que ejerce el rodillo, la presión sobre las paredes de los

agujeros de la matriz en los cuales influirá el coeficiente de fricción entre la biomasa residual (madera) y las paredes de la matriz extrusora la cual es de metal, durante el ingreso de la biomasa en los agujeros se producirá una fuerza de fricción en el interior de cada pellet la cual será necesario hallarla.

Después se hallaran la masa y las dimensiones del rodillo modelando el proceso como el de laminación en los cuales se utilizan parámetros como la altura del material antes y después de ser compactado por los rodillos para lo cual se utilizaran valores que recomiendan los fabricantes, también se hallara la longitud de laminación que es la distancia donde se realizara la compactación del material. Además se hallaran y la fuerza de fricción que realizaran los rodillos al girar alrededor de la matriz extrusora.

Finalmente se hallaran la potencia de compactación de los rodillos, el torque de los rodillos sobre el eje principal y parámetros necesarios como el flujo másico en cada agujero y la velocidad de extrusión.

2.3.2.1 Dimensiones del pellet

El pellet que se va a realizar tendrá las siguientes dimensiones de acuerdo a la CEN/TS 14961, para nuestro diseño por motivo de tener una mejor calidad el diámetro del pellet será de 6 mm

La normativa indica que para un diámetro $D \leq 6\text{mm}$ la longitud se calculara mediante la siguiente ecuación:

$$L_{\text{pellet}} \leq 5 \times D_{\text{pellet}} \quad \text{Ec. 2}$$

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Donde,

D_{pellet} =Diámetro del pellet

L_{pellet} = Longitud del pellet

Para el cálculo del volumen del pellet se lo modelara como un cilindro

$$V_{\text{pellet}} = \pi \cdot r_{\text{pellet}}^2 \cdot L_{\text{pellet}}$$

2.3.2.2 Razón de compresión

La compresión de pellets es muy importante para la calidad del pellet debido a que mientras mayor sea la compresión del material más denso serán los pellets, sin embargo si esta relación es alta el material puede bloquear la matriz. Para la madera o virutas de madera es recomendable una relación de 1:5, es decir $R_{comp}=5$. (AZEUS PELLETT MILL, 2013)

$$R_{comp} = \frac{L_{pellet}}{D_{pellet}} \quad \text{Ec. 3}$$

Fuente: (AZEUS PELLETT MILL, 2013)

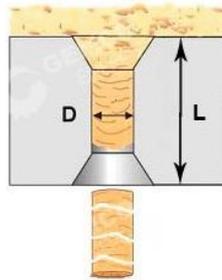


Figura 2.8. Razón de compresión de matriz plana L/D

Fuente: (GEMCO ENERGY, 2017)

2.3.2.3 Densidad del pellet

Otro parámetro a considerar es la densidad del pellet para nuestro caso usaremos la densidad del Neem el cual es uno de los árboles que más hay en la ESPOL y pueden ser cortados esta fluctúa entre $0,6 - 0,7 \text{ gr/cm}^3$ (Matute, Pacheco, & Velez, 2017)

$$\rho_{Pellet} = \rho_{Neem} \cdot R_{comp}$$

2.3.2.4 Presión de compactación de la madera

Para la presión de compactación dependerá de la deformación del material para ello se utilizara la siguiente fórmula para la presión que ejercerá los rodillos sobre la biomasa que se encuentra en la matriz plana.

$$P_{\text{rodillo}} = \bar{Y}_f \epsilon_x$$

Ec. 4

Fuente: (Groover, 2007)

Fórmula de Jhonson para la deformación de extrusión indirecta

Siendo

p_{rodillo} = Presión del rodillo

\bar{Y}_f = Esfuerzo de fluencia promedio

ϵ_x = Deformación de extrusión donde

$$\epsilon_x = a + b \ln r_x$$

Ec. 5

Fuente: (Groover, 2007)

r_x = relación de extrusión (reducción de compresión)

2.3.2.5 Fuerza K de compactación del rodillo

Esta fuerza K es aquella que el rodillo ejerce sobre el agujero de la matriz

$$K_{\text{compactación}} = P_{\text{rodillo}} \cdot A_{\text{agujero}}$$

Ec. 6

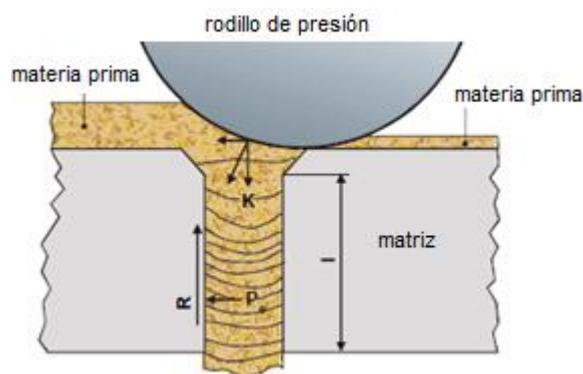


Figura 2.9. Fuerzas de contacto

Fuente: (GEMCO ENERGY, 2017)

Donde:

$K_{\text{compactación}}$ = Fuerza de compactación de rodillo

p_{rodillo} = Presión del rodillo

A_{agujero} = Área del agujero

2.3.2.6 Fuerza y presión en el agujero

La materia prima que ingresa a través del sistema de alimentación (tolva) sobre la matriz formaran una capa con una altura inicial (h_0) y a través del rodillo se reducirá a una altura h_f . Debido a la fricción entre la biomasa y el agujero de la matriz crea una fuerza contraria a la dirección que ejerce el rodillo, generando una presión extra.

$$p_f = \bar{Y}_f \frac{2 h_f}{D_{\text{pellet}}} \quad \text{Ec. 7}$$

Fuente: (Groover, 2007)

p_f = Presión extra requerida para vencer la fricción

D_{pellet} = Diámetro del pellet

\bar{Y}_f = Esfuerzo de fluencia promedio

h_f = Altura final de la biomasa luego de pasar por los rodillos

2.3.2.7 Presión sobre las paredes de los agujeros de la matriz

Para calcular la presión que es producida dentro de las paredes del agujero se lo realiza mediante la siguiente ecuación.

$$P_0 = \frac{p_f \cdot D_{\text{pellet}}}{4 \cdot \mu \cdot h_f} \quad \text{Ec. 8}$$

Fuente: (Guerra, 2013)

P_0 = Presión entre la biomasa comprimida y las paredes de los agujeros

μ = coeficiente de fricción entre el acero y la madera

D_{pellet} = Diámetro del pellet

h_f = Altura final de la biomasa luego de pasar por los rodillos

2.3.2.8 Fuerza de fricción en el interior del pellet

La fuerza de fricción entre la biomasa y el agujero debe ser menor a la fuerza producida por el rodillo.

$$R < K$$

$$R = \mu \cdot P_0 \cdot D_{\text{pellet}} \cdot L_{\text{pellet}} \quad \text{Ec. 9}$$

Fuente: (Guerra, 2013)

Donde

R = Fuerza de fricción en el interior del pellet

P_0 =Presión entre la biomasa comprimida y las paredes de los agujeros

μ = coeficiente de fricción entre el acero y la madera

D_{pellet} = Diámetro del pellet

L_{pellet} = longitud del pellet

2.3.2.9 Dimensiones del rodillo

Para calcular el radio del rodillo se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_0 - h_f = \mu^2 \cdot r_{\text{rodillo}}$$

Ec. 10

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

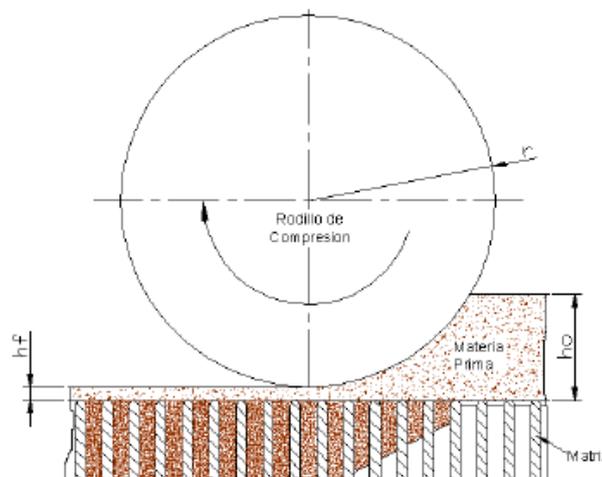


Figura 2.10. Diámetro del rodillo

Fuente: (Arpi & Cristian, 2010)

Donde

μ = coeficiente de fricción entre el acero y la madera

r_{rodillo} = Radio del rodillo

h_f = Altura final de la biomasa luego de pasar por los rodillos

h_0 = Altura inicial de la biomasa antes de pasar por los rodillos

2.3.2.10 Masa del rodillo

Para la masa del rodillo se usa la fórmula de densidad. Siendo la densidad del acero $\rho_{\text{acero}} = 7850 \text{ kg/m}^3$

$$m_{\text{rodillo}} = V_{\text{rodillo}} \cdot \rho_{\text{acero}}$$

$$m_{\text{rodillo}} = (\pi \cdot r_{\text{rodillo}}^2 \cdot a_{\text{rodillo}}) \cdot \rho_{\text{acero}}$$

Donde

m_{rodillo} = masa del rodillo

V_{rodillo} = Volumen del rodillo

r_{rodillo} = Radio del rodillo

ρ_{acero} = densidad del acero

2.3.2.11 Velocidad angular del eje

Para la velocidad angular se utilizará la velocidad tangencial del rodillo con el que se desplazará a lo largo de la matriz.

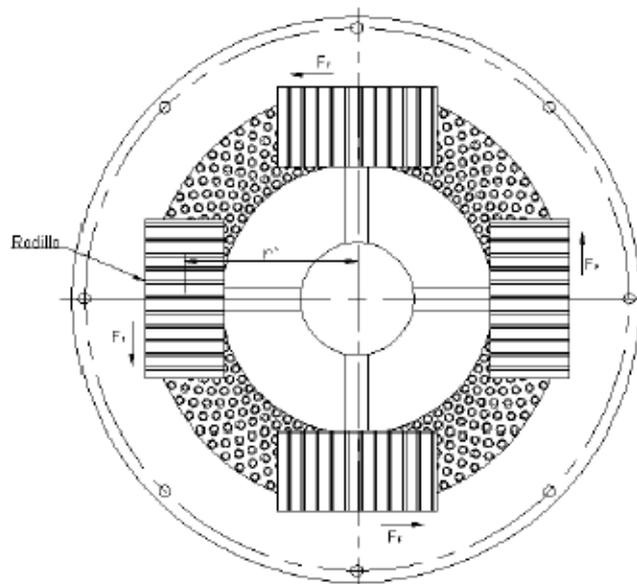


Figura 2.11. Diámetro del rodillo

Fuente: (Arpi & Cristian, 2010)

2.3.2.12 Longitud de laminación

La fuerza de contacto actúa en la mitad de la longitud de contacto ya que aquí existe el punto máximo de presión.

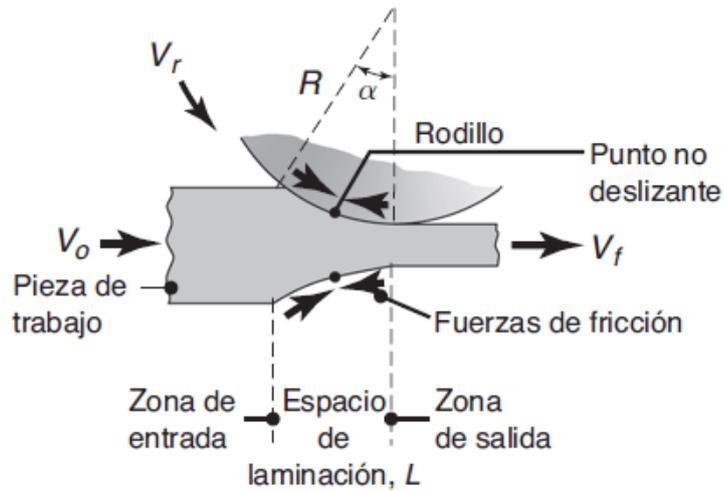


Figura 2.12. Espacio de laminación

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

$$X_{\text{laminación}} \approx \sqrt{r_{\text{rodillo}} (h_0 - h_f)}$$

Ec. 11

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

Siendo

$X_{\text{laminación}}$ = Espacio de laminación

2.3.2.13 Velocidad tangencial de rodillo

Aplicando la ecuación de velocidad tangencial del movimiento circular.

$$V_{\text{rodillo}} = \omega_{\text{eje}} \cdot r'$$

V_{rodillo} = Velocidad tangencial del rodillo

r' = Distancia del centro del eje principal al centro del rodillo

2.3.2.14 Velocidad de giro de los rodillos

Es la velocidad con la que giraran los rodillos alrededor de la matriz de la pelletizadora.

$$\omega_{\text{rodillo}} = \frac{V_{\text{rodillo}}}{r_{\text{rodillo}}}$$

V_{rodillo} = Velocidad tangencial del rodillo

r_{rodillo} = Radio del rodillo.

2.3.2.15 Potencia de los rodillos que ejerce presión

Para el cálculo de la potencia se utilizará la siguiente ecuación donde la fuerza se estima que ejerce presión sobre la mitad del arco de contacto.

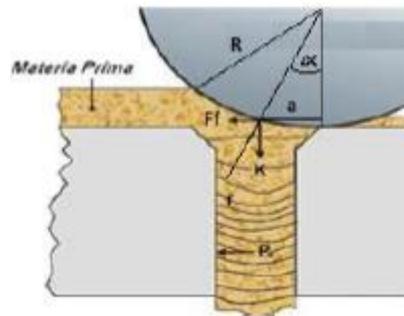


Figura 2.13. Espacio de laminación

Fuente: (Guerra, 2013)

$$Pot = X_{\text{laminación}} * K_{\text{compactación}} * \omega_{\text{rodillos}} * \# \text{ rodillos} \quad \text{Ec. 12}$$

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

2.3.2.16 Flujo másico en cada agujero

El flujo másico lo divido para el número de agujeros totales, para obtener el flujo másico que habrá en cada agujero.

$$\dot{m}_{\text{cada agujero}} = \frac{\dot{m}_{\text{producción}}}{\# \text{ agujeros}}$$

$$Q_{\text{cada agujero}} = \pi \cdot r_{\text{pellet}}^2 \cdot V_{\text{extrusión 1 agujero}}$$

$$V_{\text{extrusión 1 agujero}} = \frac{Q_{\text{cada agujero}}}{\pi \cdot r_{\text{pellet}}^2}$$

2.3.3 Sistema de corte

Para el sistema de corte se utilizaran dos cuchillas las cuales estarán acopladas al eje principal, para el sistema de corte se hallara la potencia de corte la cual estará en función de la presión de resistencia de la madera, velocidad de extrusión, área de corte. Además se halla el torque que realizaran las cuchillas.

2.3.3.1 Potencia de corte

Para la potencia de corte se utilizara la siguiente ecuación

$$Pot_{corte} = Pr_{resistencia} \cdot S_{presión} \cdot V_{avance}$$

Fuente: (Vignote & Martínez, 2005)

$$Pot_{corte} = Pr \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \# \text{ pellets que corta} \cdot A \cdot \# \text{ cuchillas} \quad \text{Ec. 13}$$

$Pr_{resistencia}$ = Presión de resistencia de la madera.

Pot_{corte} = Potencia de corte de las cuchillas.

$S_{presión}$ = Superficie sobre la cual se ejerce presión.

V_{avance} = Velocidad de avance.

2.3.3.2 Torque de las cuchillas

Las cuchillas están junto al eje principal y el torque está dado por la fuerza producido por las cuchillas y la velocidad angular con la que giran.

$$T_{cuchillas} = \frac{P_{cuchillas}}{\omega_{eje}}$$

2.3.3.3 Potencia requerida

Es la potencia necesaria para la compactación de los rodillos y la potencia requerida para las cuchillas de corte.

$$P_T = Pot + Pot_{corte}$$

2.3.4 Sistema de transmisión de potencia

Para la reducción de velocidad se usara un reductor de velocidad debido a que la reducción de velocidad es alta ya que se desea llegar a una velocidad de giro de los ejes baja que es 60 rpm, el cual es un valor aproximado que recomiendan los fabricante para la producción de pellets de madera.

El motorreductor como se eligió en la matriz de decisión anteriormente es de tornillo sin fin, el cual suministrara potencia al eje principal. En el mercado

ecuatoriano se encuentra diversas marcas de motorreductores, se utilizara el catálogo de un fabricante de motorreductores existentes en nuestro medio.

2.3.4.1 Motorreductor de Velocidad

2.3.4.1.1 Relación de reducción

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

Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

Siendo

i = relación de reducción

n_1 = Velocidad angular de entrada

n_2 = Velocidad angular de salida

2.3.4.2 Diseño del Eje principal

Para el eje principal se realizará un análisis de todas fuerzas que actúan en el eje, para posteriormente realizar un análisis por fatiga en las cuales se incluyen los concentradores de esfuerzos, esfuerzos combinados, una vez obtenidas estas fuerzas se realizan la selección de los rodamientos para el eje principal.

Como el eje está en contacto directo con el sistema motorreductor se tiene que diferenciar que fuerzas actúan sobre el eje. Hay fuerzas que actúan en la corona y en el tornillo sin fin, de hecho la fuerza que separa a estos dos componentes es la que actúa sobre el eje. Para poder hallar dicha fuerza se utiliza la siguiente ecuación.

$$W_r = \frac{W_{tg} \cdot \tan \varphi}{\cos \lambda} \quad \text{Ec. 14}$$

Fuente: (Norton, 2011)

En la siguiente fórmula se tiene:

W_r = Fuerza radial que separa el tornillo sin fin de la corona

W_{tg} = Componente tangencial sobre los dientes del engrane (encontrada en el catálogo del fabricante)

φ = El ángulo de presión de la corona y el sinfín.

λ = El ángulo de avance del tornillo sinfín.

El ángulo de avance se lo puede expresar en función de N_w y N_g

N_w = Número de dientes del tornillo sin fin

N_g = Número de dientes de la corona

$$\tan \lambda = \frac{N_w}{N_g} \quad \text{Ec. 15}$$

Fuente: (Norton, 2011)

N_w y N_g son datos dados por el fabricante.

2.3.4.2.1 Esfuerzos cortantes

Para poder tener una idea sobre qué medida de diámetro de eje utilizar en posteriores cálculos, con las reacciones encontradas se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector. Con los valores de momento máximo y de torsor máximo, se utiliza el criterio de falla estático por cortante para determinar la medida de referencia deseada.

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{prom}}}{2}\right)^2 + \tau_{\text{m}}^2} \quad \text{Ec. 16}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{M * c}{2 * I}\right)^2 + \left(\frac{T * c}{J}\right)^2}$$

C=radio

I=Momento de inercia

J=momento polar

M= momento máximo

Al usar la teoría de falla estática por cortante al despejar la ecuación queda lo siguiente:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\tau_{\text{perm}}}$$

$$\frac{\pi * C^3}{2} = \frac{\sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\tau_{perm}}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 * \sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\pi * \tau_{perm}}}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$d_{\text{eje est\u00e1tico}} = 2 * C \quad \text{Ec. 17}$$

Fuente: (Norton, 2011)

Para simplificar la obtenci\u00f3n de esta dimensi\u00f3n referencial, no se toma en cuenta el efecto de los concentradores de esfuerzos.

2.3.4.2.2 Di\u00e1metro del eje

Para calcular el di\u00e1metro del eje se utiliza la siguiente ecuaci\u00f3n de la ANSI/ASME para el dise\u00f1o de ejes de transmisi\u00f3n.

$$d_{\text{eje}} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 18}$$

Fuente: (Norton, 2011)

A continuaci\u00f3n se explicar\u00e1 cada t\u00e9rmino de la expresi\u00f3n:

N_f = Factor de seguridad asumido

K_f = Factor de concentraci\u00f3n de esfuerzo por fatiga a flexi\u00f3n.

K_{fsm} = Factor de concentraci\u00f3n de esfuerzo por fatiga a torsi\u00f3n.

S_f = Resistencia a la fatiga

S_y = Resistencia a la fluencia

M_a = Momento flector alternante

T_m = Par torsor promedio

$$S'_y = 0,5 * S_{ut}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{tama\u00f1o}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{confiabilidad}} * S'_y \quad \text{Ec. 19}$$

Fuente: (Norton, 2011)

Cada una de estos son Coeficientes correctivos.

- **Coeficiente correctivo de carga**

Para determinar el coeficiente correctivo de carga, se determina que tipos de esfuerzos actúan en el objeto a diseñar

$$\begin{array}{ll} \text{Flexión} & C_{carga} = 1 \\ \text{Carga axial} & C_{carga} = 0,70 \end{array}$$

- **Coeficiente correctivo de tamaño**

Para obtener el coeficiente correctivo de tamaño se requiere de un diámetro de eje, y por eso es muy necesario realizar un análisis estático previo. Para determinar dicho factor se usan diferentes fórmulas para diferentes casos, los cuales se listaran a continuación:

$$\text{Para } deje_{estatico} \leq 0.3 \text{ in (8mm)} \quad C_{tamaño} = 1$$

$$\text{Para } 0,3in \leq deje_{estatico} \leq 10in \quad C_{tamaño} = 0.869 * deje^{-0,097}$$

$$\text{Para } 8mm \leq deje_{estatico} \leq 250mm \quad C_{tamaño} = 1,189 * deje^{-0,097}$$

Fuente: (Norton, 2011)

Para valores de diámetros mayores se utiliza un valor de coeficiente correctivo de tamaño de 0.6. (Norton, 2011)

- **Coeficiente correctivo de superficie**

Para calcular el coeficiente correctivo de superficie se puede utilizar gráficas o una fórmula empírica cuyos valores de acuerdo al acabado se encuentra en la tabla 14 del Apéndice B. La fórmula empírica es la siguiente:

$$C_{superficie} = A * S_{ut}^b$$

Fuente: (Norton, 2011)

Y si el coeficiente correctivo de superficie es mayor a uno, el coeficiente correctivo de superficie se asume igual a uno. Las constantes A y b dependen del material a utilizar y se las determina a partir de tablas de datos tabuladas.

- **Coeficiente correctivo de temperatura**

Para determinar el coeficiente correctivo de temperatura, debe tener en cuenta las condiciones en las cuales el eje u objeto a diseñar opera. A continuación se enlistarán los rangos respectivos de temperatura con su respectiva fórmula empírica.

Para $T \leq 450^{\circ}\text{C}$ (840°F) $C_{temperatura} = 1$

Para $450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C}$ $C_{temperatura} = 1 - (0.0058 * (T - 450))$

Para $840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F}$ $C_{temperatura} = 1 - (0.0032 * (T - 840))$

Fuente: (Norton, 2011)

Estas fórmulas empíricas solo se las puede utilizar en aceros. (Norton, 2011)

- **Coeficiente correctivo de Confiabilidad**

Para determinar el coeficiente correctivo de confiabilidad se utiliza una tabla 15 del Apéndice B.

2.3.4.2.3 Concentradores de esfuerzos

Los concentradores de esfuerzos requeridos son para casos de diseño en fatiga, y para ello se necesita determinar concentradores de esfuerzos teóricos. Como el eje principal se somete a esfuerzos cortante por torsión y esfuerzos por flexión se calculan dos tipos de concentradores teóricos. Para ello se debe establecer un radio de muesca y una razón de diámetros mayor y menor.

La ecuación general para hallar el concentrador de esfuerzo teórico es la siguiente:

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

Fuente: (Norton, 2011)

Para utilizar dicha fórmula se utilizan tabla con valores tabulados tanto para el esfuerzo cortante por torsión y el esfuerzo momento por flexión. Las tablas de valores se las presentará en los anexos. Los valores de concentradores de esfuerzos teóricos también pueden ser determinados de manera gráfica, las gráficas también se encuentran en el Apéndice B de anexos. El concentrador de esfuerzo teórico por flexión se lo denotará como K_t mientras que el concentrador de esfuerzo teórico por torsión se lo denotará como K_{ts} .

Luego se debe calcular la sensibilidad a la muesca y para ello se necesita definir un radio de la muesca y el en base al material escogido se encuentra en tablas el valor de \sqrt{a} requerido. La sensibilidad a la muesca se la determina mediante la fórmula:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Fuente: (Norton, 2011)

Una vez determinada la sensibilidad a la muesca se procede a calcular el concentrador de esfuerzo por fatiga con la siguiente fórmula

$$K_f = 1 + (q * (K_t - 1))$$

Fuente: (Norton, 2011)

El concentrador de esfuerzo por fatiga de flexión se lo denotará como K_f mientras que el concentrador de esfuerzo por fatiga de cortante por torsión se lo denotará como K_{fs} . Para hallar los valores de K_{fm} y K_{fsm} , junto a los concentradores de esfuerzos por fatiga se usan las siguientes desigualdades:

$$\text{Si } K_f * |\sigma_{\text{máxnom}}| \leq S_y \quad K_{fm} = K_f$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$\text{Si } K_f * |\sigma_{\text{máxnom}}| > S_y \quad K_{fm} = \frac{S_y - K_f * \sigma_{\text{anom}}}{\sigma_{\text{promnom}}}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$\text{Si } K_f * |\sigma_{\text{máxnom}} - \sigma_{\text{minnom}}| > 2 * S_y \quad K_{fm} = 0$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M * c}{I}$$

$$\sigma_{\text{máxcon}} = K_f * \frac{M * c}{I}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T * c}{J}$$

$$\tau_{\text{máx}} = K_{fs} * \frac{T * c}{J}$$

$$\sigma_{\text{máxnom}} = \sqrt{\sigma_{\text{máxcon}}^2 + (3 * (\tau_{\text{máxcon}}^2))}$$

Ec. 20

Fuente: (Norton, 2011)

2.3.4.2.4 Esfuerzos de Von misses

Con todos los valores previamente calculados, con el nuevo valor de diámetro de eje se procede a verificar que este no falle, ahora se hallará el factor de seguridad de forma estática con Von Misses. Se requiere hallar de nuevo los valores de concentradores de esfuerzo teóricos.

$$\sigma = K_t * \left(\frac{M * c}{I}\right)$$

$$\tau = K_{ts} * \frac{T * c}{J}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{prom}} = K_t * \left(\frac{M * c}{2 * I}\right)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{\text{prom}} + \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{prom}} - \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - (\sigma_1 * \sigma_3) + \sigma_3^2} \quad \text{Ec. 21}$$

Fuente: (Norton, 2011)

2.3.4.2.5 Factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 22}$$

Fuente: (Norton, 2011)

Para determinar si el eje no va a fallar se procede a calcular su respectivo factor de seguridad, si este da un valor mayor a uno el eje no falla.

2.3.4.2.6 Cálculo de factor de seguridad por fatiga

Ahora utilizando el nuevo valor de diámetro de eje se procede hallar los coeficientes de corrección de fatiga y los concentradores de esfuerzos por fatiga y se despeja el factor de seguridad de la fórmula de Goodman.

$$\frac{1}{\eta} = (Kf * \frac{\sigma a'}{S_e}) + (Kfm * \frac{\sigma m'}{S_{ut}}) \quad \text{Ec. 23}$$

Fuente: (Norton, 2011)

2.3.4.3 Selección de rodamientos

$$C_r = Pr * (\frac{60 * \eta * L_{10h}}{10^6})^{1/p} \quad \text{Ec. 24}$$

P_r = Carga Radial Dinámica

η = Velocidad de rotación rpm

C_r = Capacidad de carga radial

p = constante dependiendo del tipo de rodamiento

L_{10h} =Vida nominal básica 10^6 revoluciones

$$P_r = X * F_{radial} + Y * Fa$$

X = Factor de carga radial

Y = Factor de carga axial

F_{radial} =Fuerza radial aplicada

2.3.4.4 Diseño de chavetero

Para poder colocar una chavetera en un eje primero se debe elegir el tipo de cuña a usar. Entre ellos se tiene la cuña paralela, cuña cónica y de Woodruff. Las dimensiones necesarias para el cálculo son el ancho y la altura del chavetero, estos datos se los seleccionan en base al diámetro del eje y provienen de catálogos del fabricante. Primero se requiere determinar la fuerza que es producto del torque promedio aplicado.

$$T_{prom} = F * r_{eje}$$

$$F = \frac{T_{prom}}{r_{eje}}$$

Para determinar si el chavetero falla o no se procede a calcular el esfuerzo por cortante directo y el esfuerzo promedio de presión por contacto.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

Donde F es la fuerza aplicada por el torque promedio y el área cortante es el producto del ancho de la cuña y la longitud de la cuña. Para verificar si la cuña falla por cortante se determina un factor de seguridad por fatiga.

Adicionalmente se debe realizar calcular el esfuerzo de presión por contacto para verificar que no falle por el contacto.

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{contacto}}$$

Donde F es la fuerza aplicada por el torque promedio y área de contacto es el producto de la mitad de la altura de la cuña y la longitud de la cuña. Para verificar si la cuña falla por cortante se determina un factor de seguridad con respecto al esfuerzo de fluencia del material de la cuña.

Debido a la presencia del chavetero, en la sección a analizar del eje los concentradores de esfuerzo cambian. Para determinar estos nuevos concentradores se utiliza la curva encontrada en los anexos. Con estos nuevos valores se procede a calcular el cambio del factor de seguridad.

2.4 Simulación

2.4.1 ANSYS 2017

Para la simulación se utilizara un el software de análisis de elementos finitos llamado ANSYS.

Stactic Analysis se lo utiliza para determinar y visualizar las deformaciones, esfuerzos, tensiones y fuerzas en estructuras o componentes originados por cargas, asumiendo que las cargas son estables es decir se supone que las cargas y la respuesta de las estructuras varía lentamente con respecto al tiempo.

En ANSYS se puede realizar un mallado de las piezas, que consiste en crear miles de puntos con la información que posee el material, mientras mejor sea mallado se obtendrán soluciones más exactas que con un mallado de mala calidad, para el mallado se varían ciertos parámetros en ANSYS para mejorar la calidad del mallado.

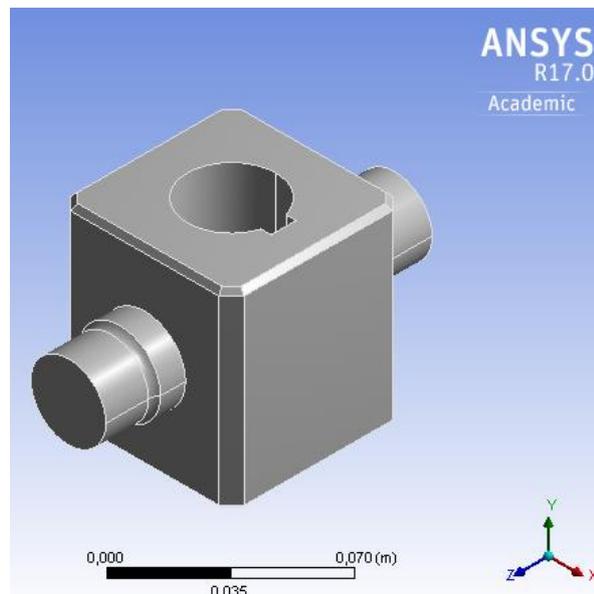


Figura 2.14. Modelado en ANSYS

Fuente: Autores

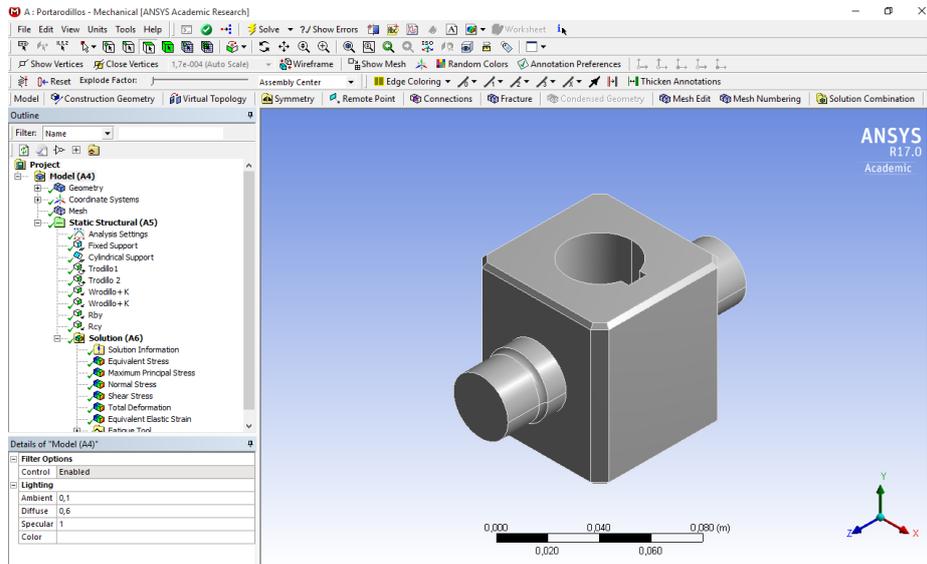


Figura 2.15. Pantalla principal en ANSYS

Fuente:Autores

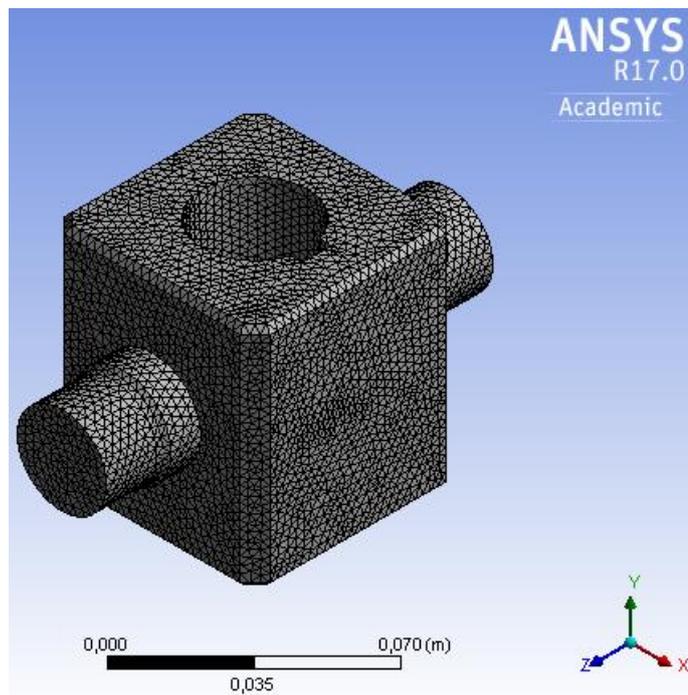


Figura 2.16. Mallado en ANSYS

Fuente: Autores

2.4.1.1 Sistemas

En ANSYS Workbench podemos seleccionar el sistema de análisis de la caja de herramientas de acuerdo a nuestro requerimiento.

2.4.1.2 Static Structural

Mediante este sistema se puede realizar un análisis estático estructural, y determinar los desplazamientos, tensiones, esfuerzos, fuerzas en componentes y estructuras originados por cargas que no inducen efectos de inercia y amortiguación significativos.

2.4.1.3 Sistemas y celdas

Al agregar un elemento a la caja de herramientas de ANSYS es representado como un sistema y este sistema estarán compuesto de celdas, cada celda tiene una función en particular y se pueden varias celdas para un solo sistema. (ANSYS, Inc., 2009)

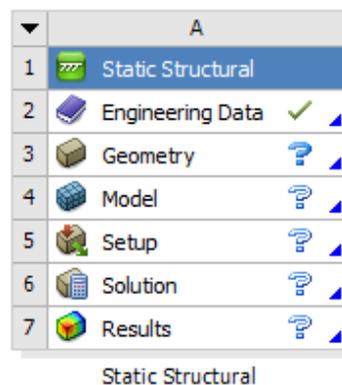


Figura 2.17. Celdas en Ansys en ANSYS

Fuente: (ANSYS, Inc., 2009)

Tabla 2.14. Celdas y funciones en ANSYS.

Celda	Función
Engineering data	Esta celda muestra los datos de ingeniería de sistemas mecánicos o sistema de componentes para elegir o acceder a los materiales de los mismos para realizar el respectivo análisis.
Geometry	Se utiliza para importar, crear, editar o actualizar el modelo de la geometría que se va a utilizar.
Model	Para el análisis de los sistemas mecánicos o componentes mecánicos y está vinculada al modelo en la aplicación mecánica, lo cual afectara a la definición de la geometría, sistemas de coordenadas, conexiones, y mallado.
Setup	Se utiliza para iniciar la aplicación adecuada para el sistema, se podrá definir las cargas, condiciones de contorno, y de más configuraciones para el análisis de la aplicación.
Solution	Mediante esta celda se puede acceder a la solución de la aplicación y utilizarla o compartirla con otros sistemas.
Results	Esta celda indica la disponibilidad y estado de los resultados del análisis, sin embargo no se pueden compartir los resultados.

Fuente: (ANSYS, Inc., 2009)

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1 Sistemas de la máquina Pelletizadora

En el siguiente capítulo se muestran los resultados para el diseño de piezas de la máquina pelletizadora, la selección de elementos necesarios con su respectivo análisis de resultados, por esta razón se dividió la máquina en 4 partes fundamentales:

- Sistema de alimentación
- Sistema de extrusión
- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de corte

3.1.1 Sistema de alimentación

Tolva

Para la tolva de alimentación se la diseñara para una capacidad de producción de 5 Kg/h ya que su función es de retener el material que pueda extenderse por el aire. Se calculara el volumen que tendrá la tolva con la masa de capacidad de producción y la densidad del material para nuestros cálculos se tomara el Neem

$$V_{tolva} = \frac{m_{producción}}{\rho_{Neem}}$$
$$V_{tolva} = \frac{5}{600} = 0,0084 \text{ m}^3$$

La forma de la tolva será la de un cono truncado donde el diámetro mayor tendrá 400 mm de diámetro, el diámetro menor será de 253 mm y con el volumen de la tolva se obtendrá la altura.

$$h_{tolva} = \frac{V_{tolva}}{\frac{1}{3} \cdot \pi \cdot (R_{sup\ tolva}^2 + r_{inf\ tolva}^2 + R_{sup\ tolva} \cdot r_{inf\ tolva})} \quad \text{Ec. 1}$$
$$h_{tolva} = \frac{0,0084}{\frac{1}{3} \cdot \pi \cdot (0,2^2 + 0,1265^2 + (0,2 \times 0,1265))} \approx 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm}$$

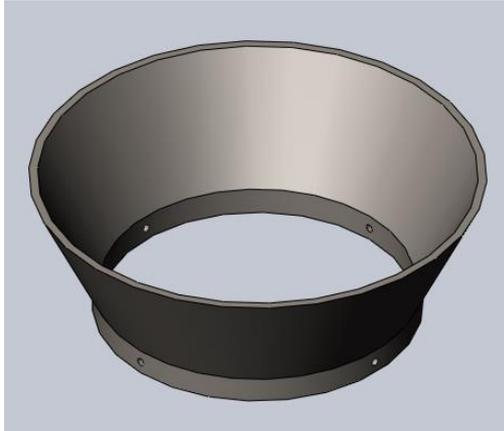


Figura 3.1. Diseño de la tolva

Fuente: Autores

De acuerdo a la norma DIN PLUS (Véase en el Apéndice A de anexos tabla 4) la humedad de la materia prima debe ser menor al 10% para la producción de pellets, debido a que si es mayor la humedad será menor la calidad el pellet, y mientras más calidad tenga el pellet prácticamente no producirá humo cuando sea utilizado en los quemadores. Se usa mayor energía en el quemador si el pellet es menos húmedo, granular el pellet requiere cierta cantidad de humedad.

Mientras haya más calor y presión en el área de trabajo la lignina se funde mejor. Una vez que el pellet esté fuera de la máquina, la lignina se enfría y solidifica, creando un pellet duro y denso. Se usan más aglutinantes cuando hay insuficiente lignina en la materia prima, entre ellos están: el aceite vegetal, gluten, melaza, almidón, una buena opción es la madera con paja, gracias a ellos los pellets tendrán mejores cualidades de combustión. (GEMCO Pellet Mill, 2014)

Se recomienda que el tamaño de la materia prima triturada sea menor a los agujeros de la matriz y a las dimensiones del pellet deseado.

Material de la tolva

El material de la tolva será de acero A-36 y va empernada al cilindro de la tolva.

3.1.2 Sistema de extrusión

Capacidad de producción

Para una producción de 10 Kg/h

Las dimensiones de la matriz plana es de:

El Diámetro de la matriz plana= 254 mm

Espesor de la matriz= 30 mm

Estos valores se tomaron de un fabricante de matrices planas (AZEUS PELLET MILL, 2013)

r' = distancia del centro del eje al centro del rodillo= 65,25 mm

Ancho del rodillo será de 50 mm

Numero de rodillos= 2 rodillo

- **Dimensiones, razón de compresión, densidad del pellet**

$$L_{\text{pellet}} \leq 5 \times D_{\text{pellet}} \quad \text{Ec. 2}$$

$$L_{\text{pellet}} \leq 5 \times 6 = 30 \text{ mm}$$

$$V_{\text{pellet}} = \pi \cdot r_{\text{pellet}}^2 \cdot L_{\text{pellet}}$$

$$V_{\text{pellet}} = \pi \cdot (0,003)^2 \cdot (0,03) = 8,48 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$R_{\text{comp}} = \frac{L_{\text{pellet}}}{D_{\text{pellet}}} \quad \text{Ec. 3}$$

$$R_{\text{comp}} = \frac{30}{6} = 5$$

$$\rho_{\text{Pellet}} = \rho_{\text{Neem}} \cdot R_{\text{comp}}$$

$$\rho_{\text{Pellet}} = 600 \text{ Kg/m}^3 \cdot 5 = 3000 \text{ Kg/m}^3$$

- **Presión de compactación de la madera**

Los valores de a y b son constantes empíricas.

$a=0,8$ y $b=$ entre 1,2 – 1,5

Para 50° $a= 0,8$ y $b=1,2$

Para 60° $a= 0,9$ y $b=1,5$

Usaremos un ángulo común para el avellanado de los agujeros el cual es de 60° (Arpi & Cristian, 2010)

$$\epsilon_x = a + b \ln r_x \quad \text{Ec. 5}$$

$$\epsilon_x = 0.9 + 1.5 \ln (5) = 3,314$$

Usaremos el módulo de fluencia de la madera que es 60 MPa

$$p_{\text{rodillo}} = \bar{Y}_f \epsilon_x \quad \text{Ec. 4}$$

$$p_{\text{rodillo}} = (60)(3.314) = 198,84 \text{ MPa}$$

- **Fuerza K de compactación del rodillo**

$$K_{\text{compactación}} = P_{\text{rodillo}} \cdot A_{\text{agujero}} \quad \text{Ec. 6}$$

$$K_{\text{compactación}} = (198,84 \text{ MPa}) \cdot \pi \cdot (0,003)^2 = 5622,33 \text{ N}$$

- **Fuerza y presión en el agujero**

Los fabricantes recomiendan que esta distancia h_f sea entre 0,1 a 0,3 mm (MEELKO CO, 2013)

$$h_f = 0,3 \text{ mm}$$

$$p_f = \bar{Y}_f \frac{2 h_f}{D_0} \quad \text{Ec. 7}$$

$$p_f = (60 \text{ MPa}) \frac{2(0,0003)}{(0,006)} = 6 \text{ MPa}$$

- **Presión sobre las paredes de los agujeros de la matriz**

$\mu=0,7$ Coeficiente de fricción estático entre el acero y la madera. (Arpi & Cristian, 2010)

$$P_0 = \frac{p_f \cdot D_{\text{pellet}}}{4 \cdot \mu \cdot h_f} \quad \text{Ec. 8}$$

$$P_0 = \frac{(6 \times 10^6) \cdot (0,006)}{4 \cdot (0,7) \cdot (0,0003)} = 42,86 \text{ MPa}$$

- **Fuerza de fricción en el interior del pellet**

$$R = \mu \cdot P_0 \cdot D_{\text{pellet}} \cdot L_{\text{pellet}} \quad \text{Ec. 9}$$

$$R = (0,7) \cdot (42,86 \times 10^6) \cdot (0,006) \cdot (0,03) = 5400,36 \text{ N}$$

$$R < K$$

- **Dimensiones, ancho, masa del rodillo**

$$h_0 = 30 \text{ mm} \quad h_f = 0,3 \text{ mm}$$

$$h_0 - h_f = \mu^2 \cdot r_{\text{rodillo}}$$

Ec. 10

$$r_{\text{rodillo}} = \frac{h_0 - h_f}{\mu^2}$$

$$r_{\text{rodillo}} = \frac{(0,03) - 0,0003}{(0,7)^2} = 0,0606 \text{ m} = 6,06 \text{ cm}$$

$$D_{\text{rodillo}} = 12,12 \text{ cm} = 121,2 \text{ mm}$$

El ancho del rodillo será $a_{\text{rodillo}} = 50 \text{ mm}$

Siendo la densidad del acero $\rho_{\text{acero}} = 7850 \text{ kg/m}^3$

$$m_{\text{rodillo}} = V_{\text{rodillo}} \cdot \rho_{\text{acero}}$$

$$m_{\text{rodillo}} = (\pi \cdot r_{\text{rodillo}}^2 \cdot a_{\text{rodillo}}) \cdot \rho_{\text{acero}}$$

$$m_{\text{rodillo}} = (\pi \cdot (0,0606)^2 \cdot (0,05)) \cdot (7850) = 4,53 \text{ Kg}$$

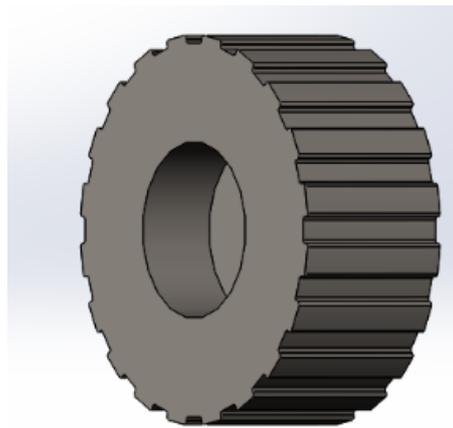


Figura 3.2. Diseño del rodillo

Fuente: Autores

- **Numero de agujero en la matriz**

La velocidad de extrusión experimental para máquinas de baja capacidad de producción similares a la nuestra es aproximadamente $V_{\text{ext } T} = 3,27 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{sg}}$

$$\dot{m} = 12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ sg}} = 3,33 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{sg}}$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$Q = \frac{3,33 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{sg}}}{600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 5,55 \times 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{sg}}$$

$$Q_{total} = A_{1\text{ agujero}} \cdot \#agujeros \cdot V_{extrusión\ TOTAL}$$

$$\#agujeros = \frac{Q_{total}}{A_{agujero} \cdot V_{extrusión\ TOTAL}}$$

$$\#agujeros = \frac{5,55 \times 10^{-6}}{\pi \cdot (0,003)^2 \cdot (3,27 \times 10^{-3})} \approx 60\text{ agujeros}$$

Para la matriz extrusora el material utilizado será acero AISI A-36, cuyos agujeros de la matriz tienen diámetro de 6 mm y 30 mm de largo.

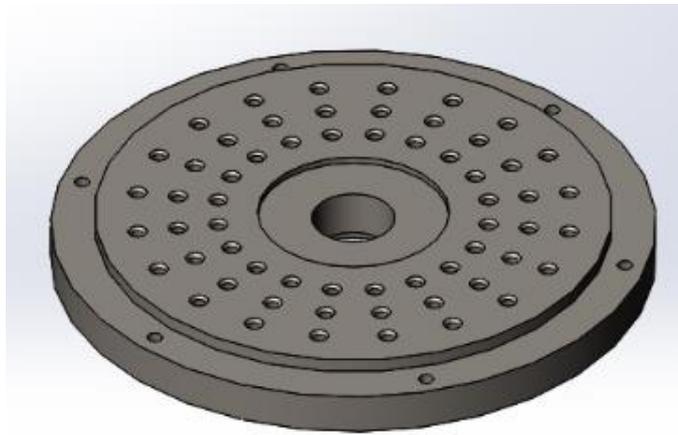


Figura 3.3. Diseño de la matriz extrusora

Fuente: Autores

- **Velocidad angular del eje**

Los fabricantes recomiendan velocidades angulares bajas para procesar madera con un valor alrededor de los 60-65 rpm (E.P Machinery, 2013), los proveedores de motorreductores ofrecen en nuestro medio estos equipos a velocidades de 57,6 rpm.

$$57,6 \frac{rev}{min} \times \frac{2\pi}{1\text{ rev}} \times \frac{1\text{ min}}{60\text{ sg}} = 6,03 \frac{rad}{sg}$$

$$\omega_{eje} = 6,03 \frac{rad}{sg}$$

- **Longitud de laminación**

$$X_{laminación} \approx \sqrt{r_{rodillo} (h_0 - h_f)}$$

Ec. 11

$$X_{laminación} \approx \sqrt{0,0606 (0,03 - 0,0003)} \approx 0,042\text{m}=42\text{mm}$$

- **Velocidad tangencial, velocidad de giro, potencia y torque de los rodillos**

$$V_{\text{rodillo}} = \omega_{\text{eje}} \cdot r'$$

$$V_{\text{rodillo}} = (6,03) \cdot (0,065) = 0,3919 \frac{m}{sg}$$

$$\omega_{\text{rodillo}} = \frac{V_{\text{rodillo}}}{r_{\text{rodillo}}}$$

$$\omega_{\text{rodillo}} = \frac{0,3919}{0,0606} = 6,47 \frac{rad}{sg} = 61,78 \text{ rpm}$$

$$\text{Pot} = X_{\text{laminación}} * K_{\text{compactación}} * \omega_{\text{rodillos}} * \# \text{ rodillos} \quad \text{Ec. 12}$$

$$\text{Pot} = 0,042 * (5622,33) * (6,47) * 2$$

$$\text{Pot} = 3055,62 \text{ W}$$

$$1\text{Hp} = 745,7 \text{ W}$$

$$\text{Pot} = 4,1 \text{ HP}$$

3.1.3 Sistema de corte

- **Potencia de corte, torque de las cuchillas**

Para maderas duras $Pr = 2300 \frac{Kg}{cm^2} = 22540 \frac{N}{cm^2}$ (Vignote & Martínez, 2005).

La velocidad de extrusión será igual a la velocidad de avance.

$$\text{Pot}_{\text{corte}} = Pr \cdot \pi \cdot r_{\text{pellet}}^2 \cdot \# \text{ pellets que corta} \cdot V_{\text{avance}} \cdot \# \text{ cuchillas} \quad \text{Ec. 13}$$

$$\text{Pot}_{\text{corte}} = (22540) \cdot \pi \cdot 0,003^2 \cdot (3) \cdot (0,000327) \cdot (2) = 0,00125 \text{ W}$$

$$1\text{Hp} = 745,7 \text{ W}$$

$$\text{Pot}_{\text{corte}} = 0,00000167 \text{ HP}$$

$$T_{\text{cuchillas}} = \frac{P_{\text{cuchillas}}}{\omega_{\text{eje}}}$$

$$T_{\text{cuchillas}} = \frac{0,00125 \text{ W}}{6,03 \frac{rad}{s}} = 0,000207 \text{ N.m}$$

- **Potencia requerida**

$$P_T = Pot + Pot_{corte}$$
$$P_T = 4,1 + 0,00000167 = 4,1 \text{ HP}$$

3.1.4 Sistema de Transmisión

Se utilizara un motor de 1730 rpm para que la relación de velocidad no sea muy alta. El suministro de energía requiere un suministro de energía trifásica debido a que las pelletizadoras de rodillos requieren grandes cantidades de energía.

- **Relación de reducción**

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$
$$i = \frac{1730 \text{ rpm}}{57,6 \text{ rpm}} = 30$$

La máquina no se usará más de 8 horas al día debido a que no tiene un propósito industrial. Por otra parte el arranque por hora no será mayor a 5 debido a que el equipo tiene similares características con los equipos de carga uniforme tipo A.

Por lo tanto de la gráfica mostrada en la tabla 10 del Apéndice B se utilizara un factor de servicio $f_s = 0,9$ a 1. Se selecciona un motor reductor cuya potencia normalizada es superior a la requerida el cual es de 4,1 HP.

De la tabla 11 del Apéndice B se escoge el modelo que se aproxime a los 57,6 rpm y cuya reducción de velocidad sea 30, y el factor de 0,9 a 1.

El modelo seleccionado se muestra encerrado en la tabla, siendo el modelo seleccionado NMRV-P090. Los modelos NMRV 025-150 son motorreductores de tornillo sin fin con una eficiencia de 0,83 (MOTOVARIO, 2017). El distribuidor de Motovario en Ecuador nos ofrece un motorreductor de tornillo sin fin NMRV de 5 HP como se muestra en la tabla 12 del Apéndice B.



Figura 3.4. Motorreductor de tornillo sin fin

Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

- **Diseño del eje principal y el portador de rodillos**

Para diseñar el eje principal primero se debe calcular la fuerza que separa la corona del tornillo sin fin ya que actúa radialmente en el eje. Con esto se determinan las fuerzas de reacción necesarias para que el eje no se traslade. Luego se calcula un valor referencial de diámetro del eje una vez ya escogido el material, para su construcción en este caso se realizara con acero ASAAB 705.

Luego se procede a calcular concentradores de esfuerzos y coeficientes correctivos necesarios para el cálculo del diámetro del eje en cada sección donde se desee colocar un rodamiento y soporte fijo. Después de calcular el diámetro de cada sección se debe verificar que el eje no falla por las modificaciones realizadas a este. Al igual que se deben colocar rodamientos, el eje se debe acoplar al motor reductor para esto se debe diseñar un chavetero con su respectivo espacio en el eje. Las dimensiones de la chaveta se la escogen de tablas de normas de fabricantes. Siempre se debe calcular los factores de seguridad estático y dinámico del chavetero al igual que el cambio del factor de seguridad en el eje debido a la presencia del chavetero. Al eje del portador de rodillos se le deberá diseñar con un cambio de sección para colocar el rodamiento, finalmente se calculará los factores de seguridad estático y por fatiga para verificar que este no falle.

Diseño del eje principal

$$W_r = \frac{W_{tg} \cdot \tan \varphi}{\cos \lambda} \quad \text{Ec. 14}$$

La relación entre el número de dientes de la corona y el número de dientes del tornillo sin fin es inversa a la relación de velocidad.

$$\frac{N_g}{N_w} = 30$$

Del catálogo del motor reductor se tiene el valor del número de diente del tornillo sin fin $N_w = 1$

$$\tan \lambda = \frac{N_w}{N_g} = \frac{1}{30} \quad \text{Ec. 15}$$

La fuerza tangencial del engrane se la obtiene del catálogo (ver tabla 11 del Apéndice B) en función del motor reductor $W_{tg} = 4603 \text{ N}$.

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{1}{30}\right) = 1.91^\circ = 0.033 \text{ rad}$$

De la tabla 13 mostrada en el Apéndice B se obtiene los valores referenciales del número de dientes del engrane en función del ángulo de presión.

$$\varnothing = 14.5^\circ \quad N_g = 40$$

$$\varnothing = 17.5^\circ \quad N_g = 27$$

Con los valores de la relación el número de dientes del engrane y el del tornillos in fin y el valor mostrado en el catálogo del número de dientes del sin fin se obtiene el valor del número de dientes del engrane.

Como $N_g = 30$ para encontrar el ángulo de presión se debe interpolar.

- **Interpolación del el ángulo de presión**

$$\varnothing = \varnothing_o + \left(\frac{N - N_o}{N_1 - N_o}\right) * (\varnothing_1 - \varnothing_o)$$

$$\varnothing = 14.5^\circ + \left(\frac{30 - 40}{27 - 40}\right) * (17.5^\circ - 14.5^\circ) = 16.81^\circ = 0.293 \text{ rad}$$

$$W_r = \frac{W_{tg} \cdot \tan \varphi}{\cos \lambda} = \frac{4603 \cdot \tan 0.293}{\cos 0.067} = 1720,74 \text{ N}$$

- **Reacciones del eje**

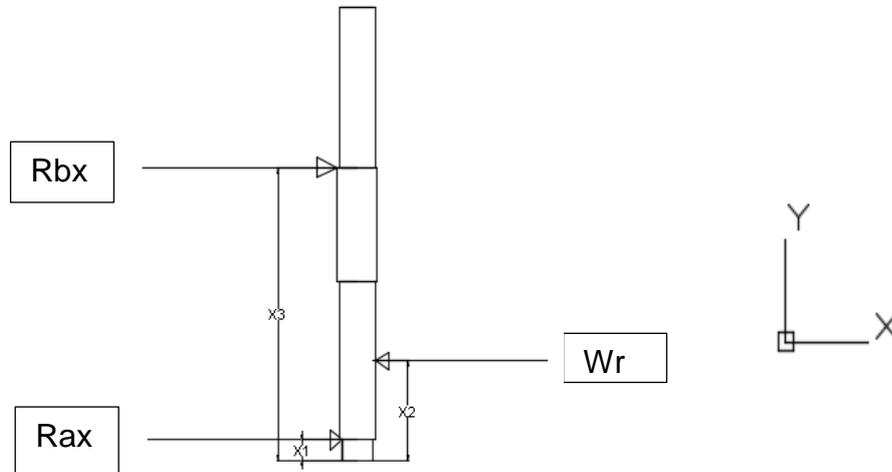


Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre eje principal

Fuente: Autores

Donde X_1 , X_2 , X_3 son distancias medidas desde el punto inferior del eje hasta donde se aplican las fuerzas. La fuerza que separa a la corona del tornillo sin fin tiene dirección radial para el eje, las fuerzas de reacción necesarias son también radiales.

Siendo

$$X_1 = 20 \text{ mm}, X_2 = 95 \text{ mm} \text{ y } X_3 = 278.48 \text{ mm}$$

Se escogieron estas distancias para dejar un espacio libre de 151.52 mm en la parte superior de la matriz extrusora del eje principal para colocar los demás componentes. La longitud total del eje es de 430 mm.

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum MA_z &= 0 \\ -W_r(X_2 - X_1) + RB_X(X_3 - X_1) &= 0 \\ RB_X &= \frac{W_r(X_2 - X_1)}{(X_3 - X_1)} = \frac{1720,74 \cdot (95 - 20)}{(278,48 - 20)} = 403,67N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rightarrow + \sum F_x &= 0 \\ -W_r + RB_x + RA_x &= 0 \\ RA_x &= W_r - RB_x \end{aligned}$$

$$RA_x = W_r - \frac{W_r(X_2 - X_1)}{(X_3 - X_1)} = 1720,74 - \frac{1720,74 \cdot (95 - 20)}{(278,48 - 20)} = 987,51 \text{ N}$$

Con las reacciones obtenidas se obtienen las curvas de fuerza cortante, momento flector y de momento torsor.

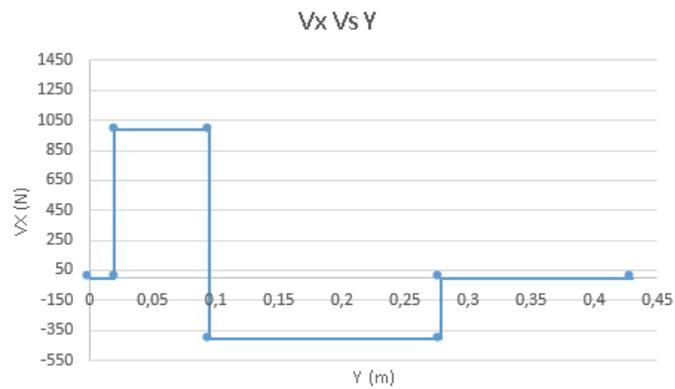


Figura 3.6. Diagrama de fuerzas cortantes sobre el eje principal

Fuente: Autores

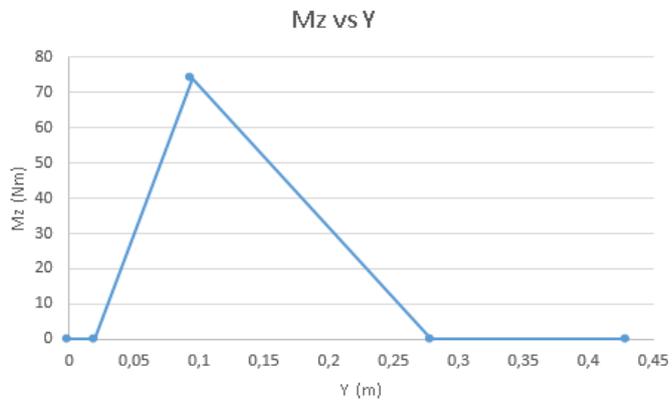


Figura 3.7. Diagrama de momentos flectores sobre el eje principal

Fuente: Autores

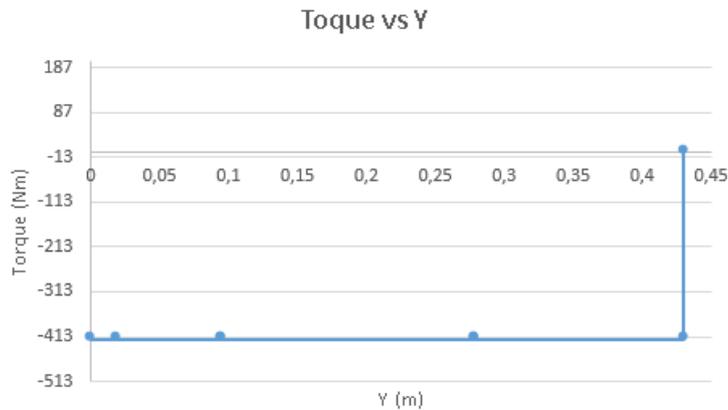


Figura 3.8. Diagrama de momentos torsores sobre el eje principal

Fuente: Autores

De las curvas obtenidas se obtienen los valores de momento flector máximo $M_{z_{m\acute{a}x}} = 74,06 \text{ N.m}$ y de torsor $T_{m\acute{a}x} = 419 \text{ N.m}$ a la distancia de 95 mm desde el punto de referencia apreciado en la figura 3.5.

- **Valores referenciales**

Con estos datos se analiza el punto crítico y se calcula un valor de diámetro de manera estática que sirve de referencia para cálculos posteriores. Para ello se utilizará el criterio de Von Misses de falla por cortante máximo, el cual el esfuerzo cortante máximo no debe ser mayor a la mitad del S_y del material a escoger como se muestra a continuación. Se selecciona acero ASAAB 705 siendo $S_y = 686 \text{ MPa}$.

$$\tau_{fluencia\ max} = \frac{1}{2} * S_y$$

$$\tau_{fluencia\ max} = \frac{1}{2} * 686 = 343 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene un valor de radio de:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{prom}}{2}\right)^2 + \tau_m^2} \quad \text{Ec. 16}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{M * c}{2 * I}\right)^2 + \left(\frac{T * c}{J}\right)^2}$$

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\tau_{fluencia\ máx}}$$

$$\frac{\pi * C^3}{2} = \frac{\sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\tau_{fluencia\ máx}}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 * \sqrt{M_z^2 + T_y^2}}{\pi * fluencia\ máx}} = \sqrt[3]{\frac{2 * \sqrt{43,18^2 + 513^2}}{\pi * (343 * 10^6)}} = 9,24\text{ mm}$$

$$d_{eje\ estático} = 2 * C = 18,5\text{ mm}$$

Ec. 17

- **Diámetro del eje**

Con este valor referencial calculado se procede a hallar un valor de diámetro más confiable.

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ec. 18

Para ello se requiere hallar los valores de varias constantes como coeficientes de corrección y concentradores de esfuerzos.

Como el material es Acero ASAAB 705 equivalente al acero AISI 4340 se citan las siguientes propiedades del material:

$$S_y = 686\text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1070\text{ MPa}$$

Como su resistencia última es menor a 1400 MPa se cumple que:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1070 = 535\text{ MPa}$$

Para realizar el diseño del eje, se usa la figura 3.5. Para determinar las constantes necesarias se utiliza el diámetro de referencia. El cálculo de los coeficientes correctivos se encuentra el apéndice C de los anexos.

A continuación, se procede a hallar la resistencia por fatiga requerida en la fórmula de diámetro de eje.

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_y' \quad \text{Ec. 19}$$

$$S_e = 1 * 0,90 * 0,87 * 1 * 0,868 * 535 = 363,35 \text{ MPa}$$

Los Cálculos para hallar los concentradores de esfuerzos K_f y K_{fs} hasta una distancia de $x=20$ mm del punto de referencia (Figura 3.5), se encuentran en el Apéndice C de Anexos.

Siendo $K_f = 1,27$, $K_{fs} = 1,09$ y utilizando los esfuerzos de Von Misses se obtuvo $\sigma_{máxnom} = 635,24 \text{ MPa}$. Para este cálculo se tomaron en cuenta los valores de concentradores teóricos y se dio como resultado que $|\sigma_{máxnom}| \leq S_y$

Por lo tanto

$$K_f = K_{fm} \text{ y } K_{fs} = K_{fsm}$$

Todo esto se explica más detalladamente en el apéndice C.

Asumiendo un factor de seguridad de 4, se calcula el diámetro del eje:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 18}$$

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * 4}{\pi} \left[\left(\frac{1,27 * 0}{363,35 * 10^6} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{1,09 * 419}{686 * 10^6} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 28,60 \text{ mm}$$

Pero se decide usar un valor mayor de 30mm.

Como se puede observar de los anexos se utilizó una relación de D/d igual a 1,17 para calcular los concentradores de esfuerzos y por eso se le dará a la siguiente sección del eje un diámetro de 35 mm. A continuación se analizará el efecto de la fuerza W_r a una distancia de 95 mm de la referencia y la reacción en el punto B a una distancia de 278.48 mm de la referencia.

A la distancia de $y=95$ mm se tiene que:

$$M = 74,06 \text{ Nm}$$

$$T = 419 \text{ Nm}$$

Se usa el mismo procedimiento para hallar concentradores teóricos, pero ahora se usa un valor de $D/d_{eje} = 1,09$.

Los Cálculos para hallar los concentradores de esfuerzos K_f y K_{fs} desde una distancia de $y=20$ mm hasta $y=170,08$ mm del diámetro del eje se encuentran en el Apéndice C de Anexos.

Siendo $K_f = 1,27$, $K_{fs} = 1,06$ y utilizando los esfuerzos de Von Misses se obtuvo $\sigma_{máxnom} = 638,29$ MPa . Para este cálculo se tomaron en cuenta los valores de concentradores teóricos y se dio como resultado que $|\sigma_{máxnom}| \leq S_y$
Por lo tanto

$$K_f = K_{fm} \text{ y } K_{fs} = K_{fsm}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 5, se calcula el diámetro del eje:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} \cdot M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{K_{fsm} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 18}$$

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 \cdot 5}{\pi} \left[\left(\frac{1,27 \cdot 74,06}{361,12 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{1,06 \cdot 513}{686 \cdot 10^6} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 31,56 \text{ mm}$$

Se decide usar un diámetro de 35 mm. Esta parte del eje es conectada al motor reductor y su largo dependerá del largo de la chaveta (140mm). Poco después se colocará un cambio de sección debido a que $D/d_{eje} = 1,09$, la sección tendrá un diámetro de 38,15mm. Ahora se analizará el punto donde actúa la fuerza RB_x en el eje.

A la distancia de $y=278.48$ mm se tiene que:

$$M = 0 \text{ Nm}$$

$$T = 419 \text{ Nm}$$

Para calcular el diámetro del eje se requiere K_{fm} y K_{fsm} , para ello se realizan los cálculos explicados detalladamente en anexos.

Los Cálculos para hallar el esfuerzo de Von Misses desde una distancia de $y=170,08$ mm hasta $y=278,48$ mm del punto de referencia de la figura 3.4 se encuentran en el Apéndice C de Anexos, siendo $K_f = 1,27$, $K_{fs} = 1,06$ y $\sigma_{máxnom} = 620,06$ MPa.

Se cumplió que:

$$|\sigma_{máxnom}| \leq S_y$$

Por lo tanto

$$K_f=K_{fm} \text{ y } K_{fs}=K_{fsm}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 7, se calcula el diámetro del eje:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} \cdot M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 18}$$

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * 7}{\pi} \left[\left(\frac{1,29 * 0}{361,12 * 10^6} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{1,06 * 419}{686 * 10^6} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 34,19 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo estimado para que el eje no falle es de 34,19 mm, como en el punto analizado anteriormente se determinó que el diámetro es de 38.15 mm se procede a usar ese mismo valor en este punto. Para hallar los concentradores de esfuerzos se usó una relación de D/d de 1.09, y en el resto del eje solo actúa un torque de 419 N.m se decide utilizar un diámetro de 35 mm.

- **Factor de seguridad estático en el punto crítico**

Para verificar que el eje no falle se debe calcular el factor de seguridad en el punto en el que soporta mayores esfuerzos. Si se utilizan los resultados obtenidos en las figuras 3.7 y 3.8 se obtiene:

$$Mz_{máx} = 74,06 \text{ Nm}$$

$$T_{máx} = 419 \text{ Nm}$$

Con esto se halla un factor de seguridad tomando en cuenta solo los concentradores teóricos y usando el de esa sección a un diámetro de 35 mm.

$$I = \frac{\pi}{4} * c^4 = 7,366 * 10^{-8} m^4$$

Utilizando el mismo procedimiento para hallar concentradores teóricos, pero ahora utilizando 35mm de diámetro se obtiene un $K_t = 1,49$, $K_{ts} = 1,15$

$$\sigma = Kt * \left(\frac{M*c}{I}\right)$$

$$\sigma = 1,49 * \left(\frac{74,06*0,5*35*10^{-3}}{7,366*10^{-8}}\right) = 26,22 \text{ MPa}$$

$$\tau = kts * \frac{T*c}{J}$$

$$\tau = \left(\frac{1,15*419*0,5*35*10^{-3}}{2*7,366*10^{-8}}\right) = 57,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 58,92 \text{ MPa}$$

Con esto se calculan los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \sigma_{\text{prom}} + \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_1 = 13,11 + 58,92 = 72,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{prom}} - \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_3 = 13,11 - 58,92 = -45,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - (\sigma_1 * \sigma_3) + \sigma_3^2}$$

Ec. 21

$$\sigma' = \sqrt{72,03^2 - (-45,81 * 72,03) + 45,81^2} = 102,89 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{Sy}{\sigma'}$$

Ec. 22

$$\eta = \frac{686}{102,89} = 6,67$$

- **Factor de seguridad por fatiga**

Con este valor de factor de seguridad se verifica que el eje no fallará por las cargas aplicadas. Adicionalmente es necesario realizar un análisis por fatiga. Para ellos al igual que en los análisis realizados previamente se necesitan determinar los coeficientes correctivos correspondientes al diámetro de 35 mm y al material ASAAB 705. Se los enlistará a continuación:

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 0,85$$

$$C_{superficie} = 0,87$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$C_{confiabilidad\ 50\%} = 1$$

Por lo tanto:

$$S_e = 397,44\ MPa$$

Ahora se procede a determinando el esfuerzo principal de Von Misses utilizando los concentradores de fatiga hallados, el cálculo de los concentradores se lo describe detalladamente en el apéndice C se obtiene.

$$\sigma_{máxnom} = \sqrt{\sigma_{máxcon}^2 + (3 * (\tau_{máxcon}^2))} = 87,98\ MPa \quad \text{Ec. 20}$$

$$\eta_f = \frac{S_e}{K_f * \sigma'} \quad \text{Ec. 23}$$

$$\eta_f = \frac{397,44}{87,98 * 1,46} = 3,10$$

Para el diseño del eje principal se calculó un valor de diámetro referencial, para luego determinar los diámetros de cada sección del eje principal. Se realizaron cálculos de factor de seguridad estático y de fatiga para verificar que el eje no falle. Para acoplar el eje principal a la corona y al portador de rodillos, se diseña un chavetero, fueron calculados los factores de seguridad para verificar que las chavetas no fallan al igual que el eje principal debido a la presencia de la chaveta.

El cálculo del chavetero y selección de rodamientos se encuentran en el Apéndice C de Anexos

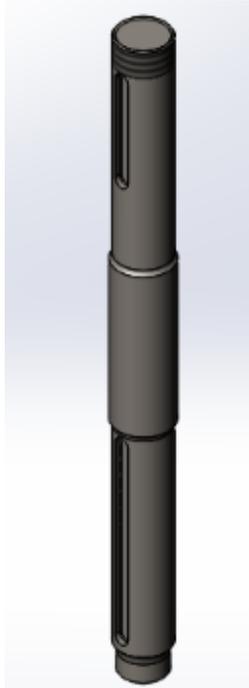


Figura 3.9. Diseño del eje principal

Fuente: Autores

Diseño del porta rodillos

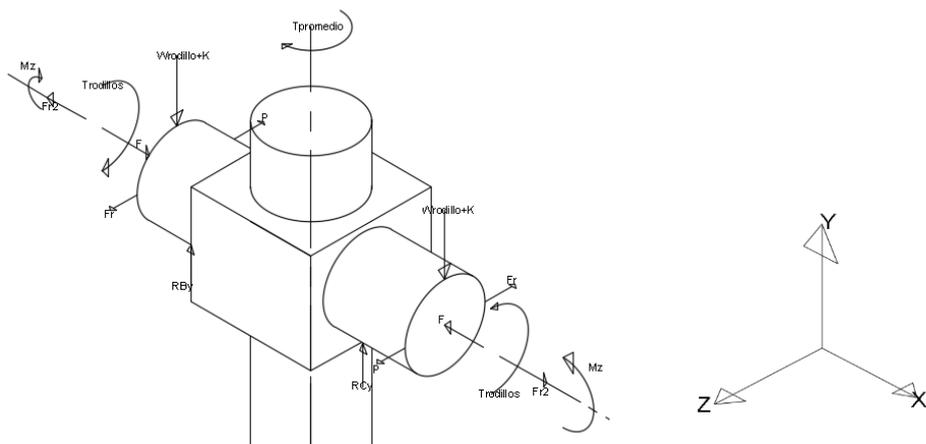


Figura 3.10. Diagrama de cuerpo libre del porta rodillos

Fuente: Autores

Las ecuaciones utilizadas para diseñar el portador de rodillos se muestra a continuación. El área de interés en este cuerpo es la zona donde descansan

los rodillos, por eso se toma en cuenta el efecto de cada fuerza sobre los ejes que sostienen a los rodillos.

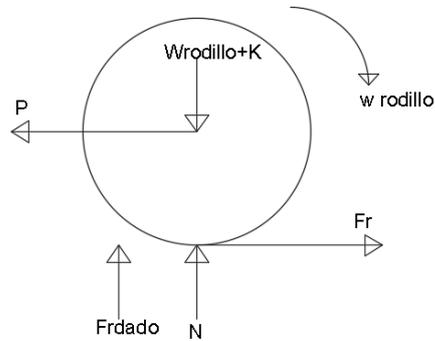


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre rodillos

Fuente: Autores

Para poder encontrar las fuerzas que se ejercen sobre un eje del portador de rodillos, se necesita analizar los rodillos giratorios. Para esto se asume que el movimiento de los rodillos es de giro sin deslizar, en el cual la condición es que la fuerza de fricción Fr es menor igual a $\mu_s * N$. Como se había mencionado antes se conoce la velocidad angular de los rodillos y se procede a calcular el valor de la fuerza normal sobre el rodillo.

$$\uparrow + \sum F_y = m_{rodillo} * a_{normal_{rodillo}}$$

$$N + Fr_{dado} - W_{rodillo} + K = m_{rodillo} * a_{normal_{rodillo}}$$

Se debe recordar que la aceleración normal de un cuerpo se define con la siguiente ecuación:

$$a_{normal} = \omega^2_{rodillo} * r_{rodillo}$$

Al despejar la componente normal se tiene:

$$N = -Fr_{dado} + W_{rodillo} - K + (m_{rodillo} * \omega^2_{rodillo} * r_{rodillo})$$

$$N + 5400 - 44,44 + 5622,33 = 4,53 * 6,49^2 * 0,061$$

$$N = 278,35 \text{ N}$$

La fuerza de fricción que hay entre el rodillo y la materia prima está dada por la siguiente expresión:

$$F_r = \mu_s * N$$

$$F_r = 0,7 * 278,35 = 194,85,03 N$$

Para poder calcular las fuerzas de reacción en el portador de rodillos, se hace un diagrama de cuerpo libre, tomando en cuenta que no hay movimiento vertical.

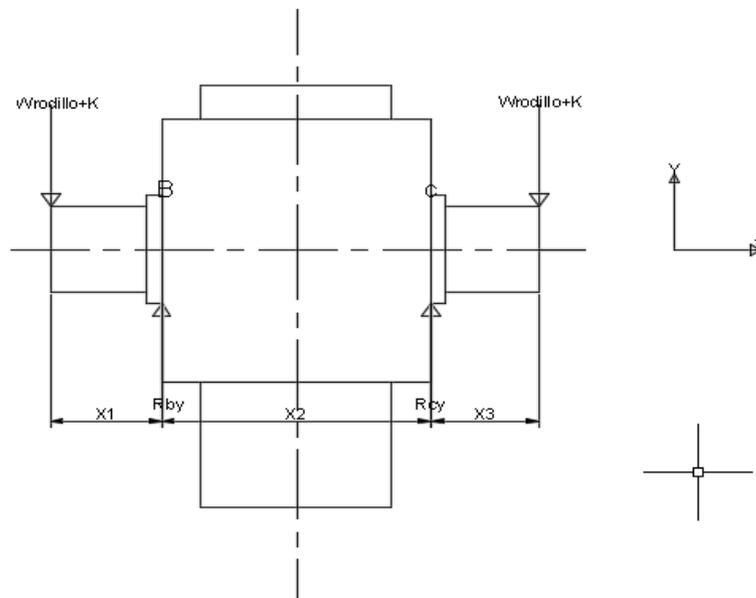


Figura 3.12. Diagrama de cuerpo libre eje porta rodillos eje y vs x

Fuente: Autores

- **Sumatoria de Momento**

$$+\sum MB_z = 0$$

$$-W_{rodillo}(X1) - K(X1) - R_{c_y}(X2) + ((W_{rodillo} + K) * (X3 + X2)) = 0$$

Las distancias X_1 y X_3 son iguales, por lo tanto la ecuación será:

$$-R_{c_y}(X2) + ((W_{rodillo} + K) * (X2)) = 0$$

$$R_{c_y} = (W_{rodillo} + K)$$

$$R_{c_y} = (44,44 + 5622,33) = 5667 N$$

Para hallar la reacción en el punto B se realizó suma de fuerzas en Y.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$RB_y - 2K - 2W_{rodillo} + Rc_y = 0$$

$$RB_y = 2K + 2W_{rodillo} - Rc_y$$

$$RB_y = (2 * 5622,33) + (2 * 44,44) - 5667 = 5667 \text{ N}$$

Para calcular los esfuerzos se identificara el punto crítico en este, con la finalidad de calcular el factor de seguridad para determinar si falla o no. Como el eje está sometido a distintas fuerzas en sentido vertical u horizontal, se debe analizar si las fuerzas horizontales generan esfuerzos cortantes en dicho punto. Este análisis se lo describe en el apéndice C.

Asumiendo un radio de redondeo de 5 mm, un diámetro de eje de 30 mm, y una relación de D/d igual a 1,09 se calculan los concentradores de esfuerzo teóricos de tensión, flexión y torsión. En el apéndice C se muestra detalladamente estos cálculos.

$$Kt = 1,42$$

$$Kt_{flexión} = 1,44$$

$$Kts = 1,13$$

Realizando un análisis de esfuerzos combinados en el punto A porque es considerado el punto crítico, se diseña al eje de los rodillos de manera estática.

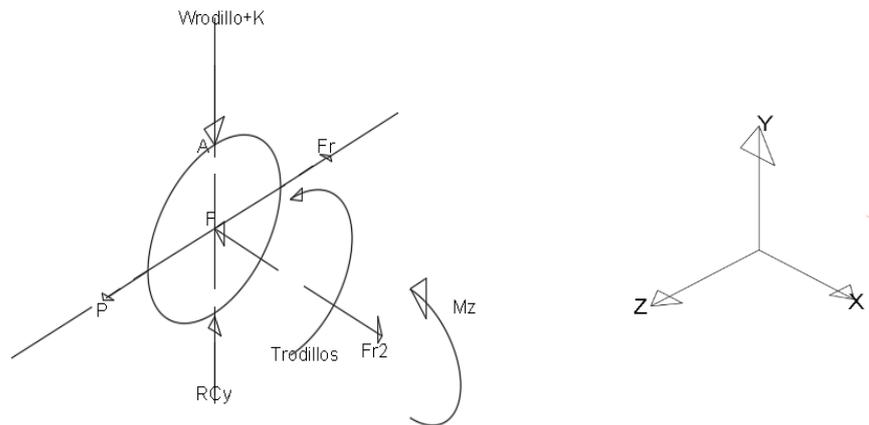


Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre eje porta rodillos punto A.

Fuente: Autores

Al momento de analizar el punto A se trasladan todas las fuerzas externas la cara axial donde se encuentra el punto.

Las fuerzas de W_r y compactación K generan un momento flector con brazo de palanca de 30.51 mm, la fuerza de fricción también genera un momento flector con brazo de palanca igual al radio del rodillo. Se suma el efecto de ambos momentos flectores.

$$M_z = ((W_{rodillo} + K) * X1) - (F_r * r_{rodillo})$$

$$M_z = ((44,44 + 5622,33) * 0,03051) - (194,85 * 0,061) = 161,08 \text{ Nm}$$

En los cálculos realizados en el apéndice C se obtiene el valor de la fuerza F . La fuerza F y la fricción F_r generan un esfuerzo de compresión axial en la misma dirección que el esfuerzo de flexión. Se suma el efecto de ambos esfuerzos para tener un esfuerzo resultante al momento de reemplazar valores.

$$\sigma_{xtotal} = \left(\frac{32}{\pi} * \frac{161,08}{0,030^3} \right) + \left(\frac{4 * (194,85 - 205,6)}{(\pi * 0,030^2)} \right)$$

$$\sigma_{xtotal} = 60,75 \text{ MPa}$$

De los cálculos realizados en el apéndice C también se obtiene el valor de la fuerza P . La fuerza P y la fricción F_r generan un esfuerzo cortante en dirección

horizontal en el mismo plano que el esfuerzo cortante generado por la torsión del rodillo. Se suma el efecto de ambos esfuerzos para tener un esfuerzo resultante al momento de reemplazar valores.

$$\tau_{xz} = \frac{16 * T_{rodillos}}{\pi * d^3} + \left(\left(\frac{16}{3 * \pi} \right) * \frac{-F_r + P}{d^2} \right)$$

$$\tau_{xz} = \left(\frac{16 * 0,0559 \text{ Nm}}{\pi * 0,030^3} \right) + \left(\left(\frac{16}{3 * \pi} \right) * \left(\frac{-194,85 + 196,69}{0,030^2} \right) \right)$$

$$\tau_{xz} = 0,0014 \text{ MPa}$$

- **Calculo del factor de seguridad estático**

Colocando los concentradores de esfuerzos se tiene

$$\sigma_{maxtotal} = (1,44 * 60,77) - (1,42 * 0,0152) = 87,72 \text{ M}$$

$$\tau_{xz} = (1,13 * 0,0105) - (1,44 * 0,0035) = 0,0169 \text{ MPa}$$

Se calculó el esfuerzo de Von Misses para luego calcular el factor de seguridad.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{87,72}{2} \right)^2 + 0,0169^2} = 43,86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{prom} + \tau_{m\acute{a}x} = \left(\frac{87,72}{2} \right) + 43,86 = 87,72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{prom} - \tau_{m\acute{a}x} = \left(\frac{87,72}{2} \right) - 43,86 = -3,28 * 10^{-6} \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{87,72^2 - ((-3,28 * 10^{-6}) * 87,72) + (3,28 * 10^{-6})^2} = 87,72 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 21}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 22}$$

$$\eta = \frac{686}{87,72} = 7,82$$

- **Diseño por fatiga de porta rodillos**

Para determinar si el portador rodillos falla es necesario calcular la resistencia a la fatiga y el factor de seguridad por fatiga. Con el diámetro de eje de 30 mm se procede a calcular los coeficientes correctivos por fatiga con las ecuaciones mencionadas en cálculos anteriores. De esto se obtiene:

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 0,85$$

$$C_{superficie} = 0,87$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$C_{confiabilidad\ 95\%} = 0,87$$

Con estos valores se procede a calcular la resistencia a la fatiga:

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_y' \quad \text{Ec. 19}$$

$$S_e = 1 * 0,85 * 0,87 * 1 * 535 = 346,68 \text{ MPa}$$

Después se calcula los concentradores de esfuerzo por fatiga con una radio de muesca de 0,2 in y buscando la constante de Neuber en las tablas 16 y 17 del Apéndice B se obtiene:

$$q = 0,82$$

Con la sensibilidad a la muesca se procede a calcular los concentradores por fatiga:

$$K_f = 1,37$$

$$K_{fs} = 1,11$$

$$K_{tensión} = 1,34$$

Con estos concentradores de esfuerzo se calcula el esfuerzo de Von Misses con los esfuerzos previamente calculados.

$$\sigma_{maxtotalcon} = (1,37 * 60,77) - (1,34 * 0,0152) = 82,96 \text{ MPa}$$

$$\tau_{maxcon} = (1,11 * 0,0105) - (1,34 * 0,0035) = 0,016 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{máxnom} = \sqrt{99,02^2 + (3 * (0,018^2))} = 82,96 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 20}$$

Con esto se procede a calcular el factor de seguridad por fatiga:

$$\eta = \frac{S_e}{K_f * \sigma'} = \frac{346,68}{1,37 * 82,96} = 3,06 \quad \text{Ec. 23}$$

La selección de los rodamientos se encuentra en el Apéndice C de Anexos

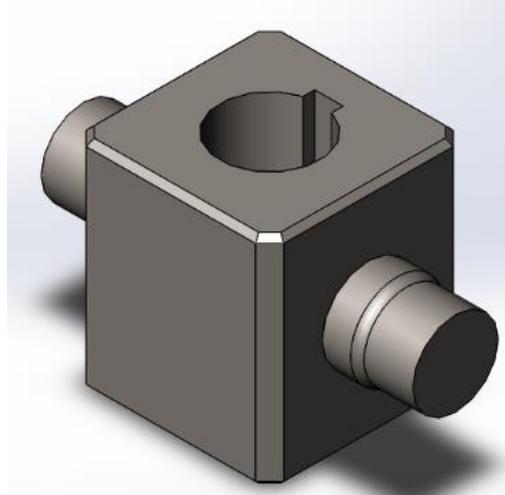


Figura 3.14. Diseño del portar odillos

Fuente: Autores

3.1.5 Resumen de resultados

Tabla 3.1. Resultados del Sistema de Extrusión.

VARIABLE	RESULTADO
Longitud del pellet	30 mm
Radio del rodillo	60,6 mm
Ancho del rodillo	50 mm
Masa del rodillo	4,53 Kg
Diámetro de la matriz extrusora	254 mm
Número de agujeros de la matriz	60 agujeros
Potencia de compactación	4,1 HP
Potencia de cuchillas de corte	1,6 x 10 ⁻⁶ HP

Fuente: Autores

Tabla 3.2. Resultados de cálculo teórico del eje principal

VARIABLE	RESULTADO
Diámetro de sección (distancia de 20 mm)	30 mm
Diámetro de sección (distancia de 20 mm $\leq y \leq 170,08$ mm)	35 mm
Diámetro de sección (distancia de 170,08 mm $\leq y \leq 278,48$ mm)	38.15 mm
Diámetro de sección (distancia de 278,48 mm $\leq y \leq 430$ mm)	35 mm
Esfuerzo de Von Misses del análisis estático en el punto crítico (MPa)	101,48 MPa
Esfuerzo de Von Misses del análisis por fatiga en el punto crítico (MPa)	87,89 MPa
Factor de seguridad del análisis estático en el punto crítico	6,76
Factor de seguridad del de fatiga estático en el punto crítico	3,17

Fuente: Autores

Tabla 3.3. Resultados de cálculo teórico del eje portador de rodillos.

VARIABLE	RESULTADO
Diámetro del eje portador de rodillos	30 mm
Esfuerzo de Von Misses del análisis estático en el punto crítico	87,72 MPa
Esfuerzo de Von Misses del análisis por fatiga en el punto crítico	82,96 MPa
Factor de seguridad del análisis estático en el punto crítico	7,82
Factor de seguridad del de fatiga estático en el punto crítico	2,49

Fuente: Autores

Tabla 3.4. Resultados de cálculo teórico de las chavetas del eje principal.

VARIABLE	RESULTADO
Diámetro de sección (distancia de 20 mm ≤ y ≤ 170,08 mm)	35 mm
Dimensiones de la chaveta plana (bxh)	10 mm x 8 mm
Longitud de la chaveta	140 mm
Esfuerzo promedio debido al cortante	8,55 MPa
Esfuerzo presión por contacto	18,19 MPa
Factor de seguridad de fatiga por cortante	17,34
Factor de seguridad estático de presión por contacto	37,71
Factor de seguridad del eje por presencia del chavetero	6,73
Diámetro de sección (distancia de 278,48 mm ≤ y ≤ 430 mm)	35 mm
Dimensiones de la chaveta plana (bxh)	10 mm x 8 mm
Longitud de la chaveta	76,96 mm
Esfuerzo promedio debido al cortante	15,56 MPa
Esfuerzo presión por contacto	33,10 MPa
Factor de seguridad de fatiga por cortante	17,34
Factor de seguridad estático de presión por contacto	20,73
Factor de seguridad del eje por presencia del chavetero	7,11

Fuente: Autores

3.2 Simulación

3.2.1 ANSYS 2017

A continuación se muestra el análisis de la simulación que se realizó en el software de análisis de elementos ANSYS versión 2017 finitos para los elementos principales de la máquina. Para la simulación utilizamos la versión Académica de ANSYS.

3.2.1.1 Eje principal

Para el eje principal se realizó un mallado de 75604 nodos con un average de 78% con 100% de relevancia para un mejor mallado. Para el Factor de seguridad se utilizó por fatiga para un ciclo de carga totalmente invertido mediante la teoría de Goodman.

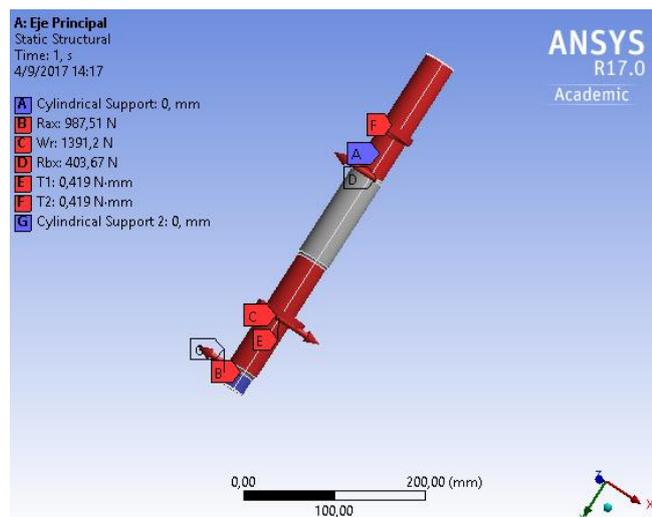


Figura 3.15. Diagrama fuerzas del eje principal

Fuente: Autores

- **Esfuerzo Equivalente de Von Misses en el eje principal**

En la siguiente figura se muestra el análisis de los esfuerzos principales mediante la teoría de Von-Misses, donde se observa las zonas en las cuales el eje no falla mostradas de color azul, además muestra la zonas donde el eje está sometido mayores esfuerzos como son el caso de la zona inferior donde acopla el eje con el motor reductor y en los lugares cercanos donde hay cambios de sección como se muestra en la figura 3.16.

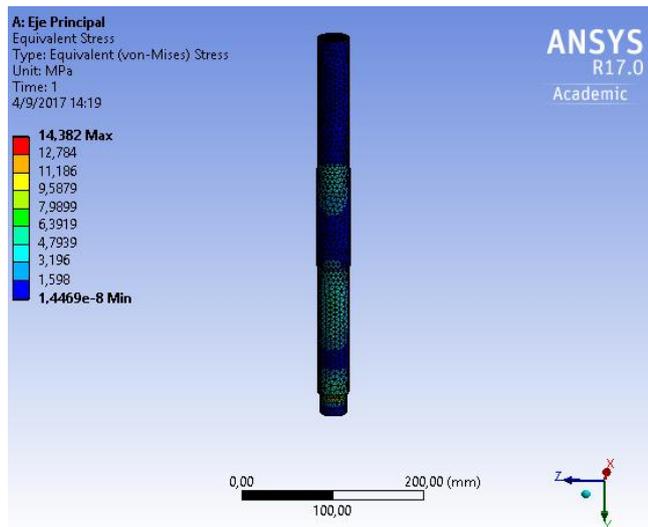


Figura 3.16. Esfuerzo Equivalente de Von Mises en el eje principal

Fuente: Autores

- **Deformación total**

El eje principal tiene mayores deformaciones donde la fuerza de la corona del motorreductor ejerce fuerza sobre el eje, sin embargo a pesar de ser el punto donde más se deforma, la deformación es pequeña como se muestra en el rango de colores de la parte izquierda de la imagen, donde la máxima deformación es de 0,00636815 mm como se muestra en la figura 3.17.

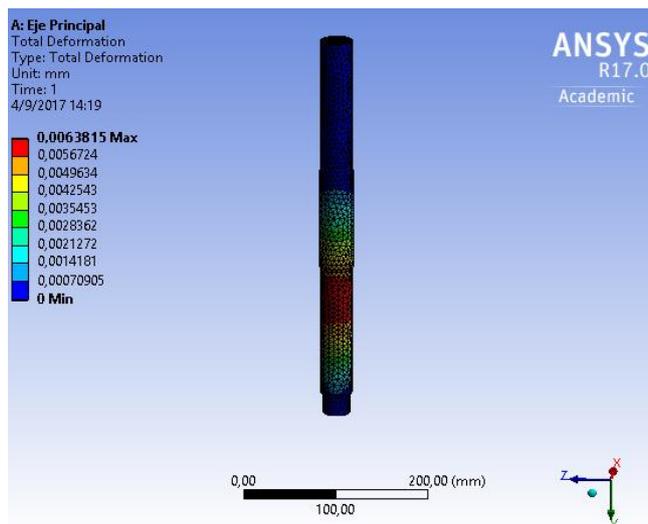


Figura 3.17. Deformación total

Fuente: Autores

- **Factor de seguridad**

El factor de seguridad del eje mediante los cálculos es alto y a través del software indica también que es alto por los que no fallara por fatiga. Se evaluó el análisis de fatiga mediante la teoría de Goodman que es una de las más conservadora y utilizada generalmente para los análisis de fatiga.

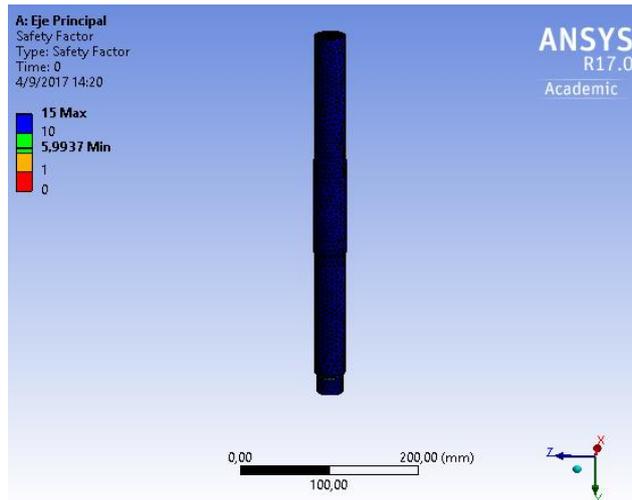


Figura 3.18. Factor de seguridad

Fuente: Autores

3.2.1.2 Porta rodillos

Para el eje principal se realizó un mallado de 143385 nodos con un average de 83%, con 100% de relevancia para un mejor mallado. Para el Factor de seguridad se utilizó por fatiga para un ciclo de carga totalmente invertido mediante la teoría de Goodman.

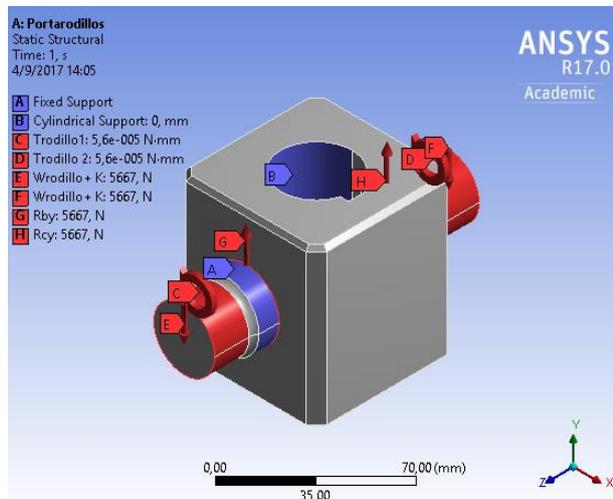


Figura 3.19. Diagrama de fuerzas del portarodillo

Fuente: Autores

- **Esfuerzo Equivalente de Von-Misses**

Mediante el esfuerzo equivalente de Von-Misses se observa que la pieza no sufre grandes esfuerzos, y aquellas zonas donde son afectadas son aquellas que soportan el peso de los rodillos y rodamientos como se muestra en la figura 3.20.

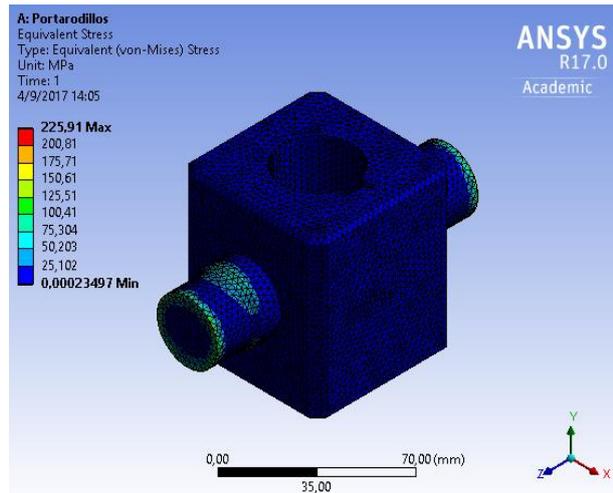


Figura 3.20. Esfuerzo Equivalente de Von-Misses

Fuente: Autores

- **Deformación total**

Las áreas donde existe mayor deformación corresponden a las áreas que soportan el peso de los rodillos y rodamientos, sin embargo dicha deformación será mínima y sobre los bordes, siendo la máxima 0,007729 mm como se muestra en la figura 3.21.

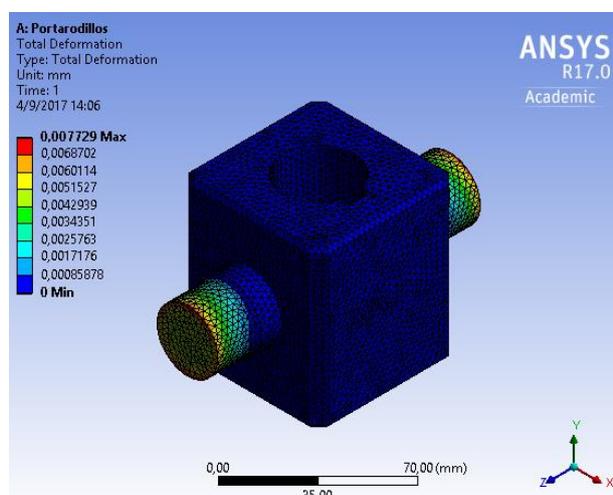


Figura 3.21. Deformación total

Fuente: Autores

- **Vida del elemento**

El elemento tendrá gran tiempo de vida útil gracias a que soporta altas cantidades de ciclos como se muestra en la figura 3.22.

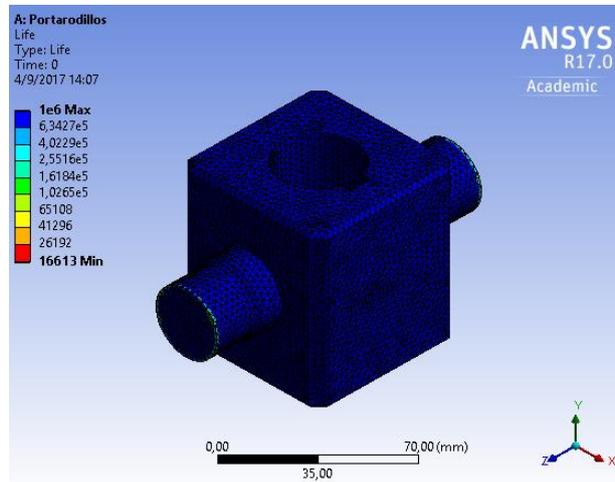


Figura 3.22. Vida del elemento

Fuente: Autores

- **Factor de Seguridad**

El factor de seguridad del elemento es alto en aquellas zonas donde no hay cambios de sección o esté sometido a fuerzas, sin embargo los ejes que se encuentran en los costados tendrá mayor a tendencia a fallar cuando haya cumplido su tiempo de útil. La fuerza que reciben estos elementos en los costados es la del peso del rodillo y la presión que ejerce el rodillo.

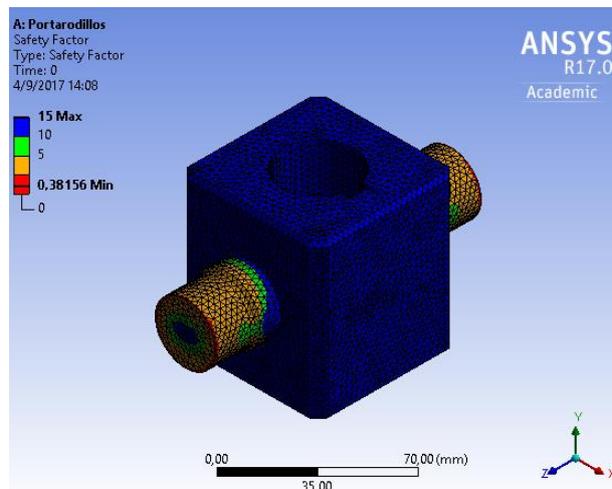


Figura 3.23. Factor de seguridad

Fuente: Autores

3.3 Análisis de Costos

En el análisis de costos se detallara los elementos que se necesitan para la elaboración de la máquina pelletizadora con su respectivo precio.

3.3.1 Costo de Materiales

Tabla 3.5. Costo de materiales de la pelletizadora

Descripción	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Sistema de alimentación			
Juego de Pernos, tuercas, arandelas para la tolva	4	0,25	1,00
Sistema de Extrusión			
Juegos de pernos, tuercas arandelas	6	0,45	2,70
Sección circular de acero A-36 de 125mm de diámetro x 55 mm de ancho (Rodillos)	2	12,50	25,00
Sección circular de acero A-36 de 280mm de diámetro x 38 mm de espesor (Matriz extrusora y Tapa inferior del motorreductor)	2	80,00	1600,00
Sistema de transmisión de potencia			
Motorreductor Motovario de 5 HP modelo NMRV-090	1	1379,84	1379,84
Base del reductor de velocidad	1	25,00	25,00
Riel para la base del motor	2	20,00	40,00
Arandelas, tuercas y pernos M8 para acoplar el motor	8	0,75	6,00
Barra de acero ASSAB 705 (AISI 4340) de 40 mm de diámetro x 500 mm de largo (Eje principal)	1	25,00	25,00
Barra de acero ASSAB 705 (AISI 4340) de 80 mm de diámetro x 135 mm de largo	1	27,00	27,00
1 tuerca de 1 1/4	1	15,00	15,00
Rodamiento de bola 6807 SKF	1	28,05	28,05

Rodamiento cilíndrico NU1007 para la base del eje SKF	1	57,00	57,00
Rodamiento cilíndrico NU1006 para los rodillos SKF	2	57,00	114
Sistema de Corte			
Sección circular de 25 mm de diámetro x 5 mm de largo	1	4,00	4,00
Estructura			
Tubo cuadrado 50x50x2	1	18,20	18,20
Angulo de 2"	1	15,00	15,00
Electrodos 6011	1	3,62	3,62
Plancha de acero AISI A36 1,22m X 2,44m de espesor de 6 mm	1	117,36	117,36
Angulo L 50 x 3 mm	1	15,00	15,00
		Total	2078,77

Fuente: Autores

3.3.2 Costo de mano de obra

Tabla 3.6. Costo de mano de obra

Descripción	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Sistema de alimentación			
Construcción de la tolva	1	40,00	40,00
Sistema de Extrusión			
Maquinado de los rodillos	2	50,00	100,00
Maquinado de la matriz extrusora	1	40,00	40,00
Sistema de transmisión de potencia			
Maquinado del eje principal	1	60,00	60,00
Maquinado del portaeje de rodillos	1	80,00	80,00
Chavetas del eje principal	2	15,00	30,00
Maquinado de la tapa inferior del motorreductor	1	20,00	20,00
Sistema de corte			
Anillo para el portacuchillas	1	50,00	50,00
Estructura			

Construcción de soporte para el cilindro	1	50,00	50,00
Cilindro que cubre todos los elementos	1	60,00	60,00
Elemento de salida del pellet en el cilindro	1	40,00	40,00
		Total	570,00

Fuente: Autores

3.3.3 CostoTotal

Tabla 3.7. Costo total de la máquina

Valor total de materiales	2078,77
Valor total de la mano de obra	570,00
Valor Total	2648,77

Fuente: Autores

Como se puede observar el costo de materiales es mayor al costo de la mano de obra, siendo el motorreductor de velocidad el elemento de mayor valor y representa aproximadamente la mitad del costo del equipo. Los materiales se encuentran disponibles en el mercado nacional ahorrando los costos de importación y fácil acceso al stock de los accesorios.

El motorreductor de velocidad es uno de elementos más importantes y es necesario debido a que es la forma más efectiva y versátil de obtener bajas velocidades para nuestro proceso y por esta razón no se usó bandas y poleas, ya que la relación de la velocidad es muy alta.

Las máquinas pelletizadoras para materiales blandos son más baratos en relación con las máquinas que producen pellets de materiales más duros y con ello requieren bajo rpm y altas relaciones de velocidades, esta es la razón por la cual la máquinas para hacer pellet de madera son más caras con respecto a las otras.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En lo relacionado al diseño es importante comentar que para el diseño el eje principal fue necesario calcular un valor referencial de diámetro en el cual no se consideren cambios de sección. Esto se hace para facilitar los concentradores de esfuerzo de fatiga necesarios en cada sección del eje. Sin estos cambios de sección no sería posible acoplar al eje principal con otros componentes como los rodamientos y la matriz. También es importante verificar que las modificaciones realizadas al eje principal no provoquen la falla o fractura de este, por esta razón es necesario calcular factores de seguridad estáticos y de fatiga en el punto crítico del eje principal.

El eje principal no solo se debe acoplar con rodamientos en soportes fijos sino también con el motorreductor a través de la corona. Por eso cuando se deba colocar la chaveta en el espacio del eje para los chaveteros es recomendable realizar el cálculo de los esfuerzos a los que la chaveta se somete con su respectivo factor de seguridad para verificar que la chaveta no falle. El agujero en el que se coloca la chaveta genera concentradores de esfuerzo en dicha sección por lo tanto se debe calcular nuevamente el factor de seguridad del eje para verificar si el eje falla o no con dicha modificación.

El elemento que sostiene a los ejes que soportan a los rodillos también se los une al eje principal con chaveteros y se recomienda hacer las verificaciones previamente mencionadas. Con respecto al eje portador de rodillos se realiza un análisis estático y de fatiga para verificar que los cambios realizados a este no produzcan que este falle. En los rodillos es necesario colocar rodamientos para reducir el desgaste en ellos producidos por la fricción generada con el contacto al eje portador de rodillos.

4.1 Conclusiones

La máquina pelletizadora puede llegar a procesar 12Kg/h debido a que se diseñó con una sobreproducción del 20%.

Por lo regular las pelletizadoras son para la industria alimenticia, y rara vez para procesar maderas y de las que usualmente suele ser aserrín de maderas blandas el cual es un material que se desprende de la madera que ha sido aserrada y es menos denso y fácil de procesar en comparación los residuos forestales, por lo general estas máquinas se importan o se fabrican pero solo bajo pedido.

Las propiedades físicas del material a procesar como la densidad, módulo de fluencia, coeficiente de fricción estático entre el material y el acero, son fundamental para el diseño de la máquina debido a que influye en el sistema de extrusión, otro factor importante es la dimensión del pellet que se desea obtener.

Mediante la matriz de decisión a través del método de los factores se seleccionó la pelletizadora de matriz plana cuyos rodillos son giratorios y matriz fija debido a que el movimiento de los rodillos ayudan a mezclar y comprimir el material, con el fin de resistir la fuerza de reacción que ejerce la madera.

La pelletizadora puede procesar maderas blandas tales como balsas, así como también maderas duras con propiedades similares a los árboles de Neem ya que para nuestro diseño se tomó este material como referencia por ser uno de los árboles que más existe en el medio donde se desea aplicar este diseño.

Este tipo de pelletizadoras tienen una fuerza de compresión mayor que las pelletizadoras de matriz plana de rodillos fijos y matriz giratoria que por lo general son utilizados en la industria alimenticia, estos tipos de pelletizadoras son más baratos y consumen menor electricidad.

El prototipo está diseñado para realizar pellets de forma cilíndrica con dimensiones de 6 mm de diámetro x 30 mm de largo de residuos forestales, el material deberá ingresar a la máquina triturada con una superficie inferior a los agujeros del pellets con un 10% de humedad.

Un factor importante durante la compactación del pellet es el uso de un aglutinante, la madera posee un aglutinante natural llamado lignina la cual mediante el calor y la presión que se generan durante la compactación permite que se funda de manera adecuada, y después de formarse el pellets este se enfría y se solidifica obteniendo un pellet duro y denso.

En caso de que la lignina de la madera no sea suficiente en el proceso se puede utilizar otros tipos de aglutinantes como el aceite vegetal, gluten, melaza, almidón, entre otros.

Al ser la materia prima dura los rodillos deberán ejercer mayor presión y esto hará que la máquina consuma mayor potencia por esta razón se utiliza un motorreductor de 5 HP.

Es factible la construcción de este prototipo debido a que estas máquinas no se producen en el país y los modelos que actualmente existen el mercado son para mayores capacidades de producción a partir de 80 Kg/h, los costos son elevados, además el prototipo no tiene fines comerciales.

El motorreductor es el elemento que mayor influencia tiene en el equipo ya que representa casi la mitad del costo de la máquina, su uso es necesario ya que la relación de velocidad es alta por lo cual no se puede utilizar bandas y poleas lo cual reduciría considerablemente los costos de la máquina si fueron utilizados.

Esta máquina podría reducir los costos de fabricación si se utilizara solo para materiales blandos como aserrín, debido a que al ser menos densos la compactación es más fácil, además trabajan a mayor rpm estos materiales, lo

cual ayuda a disminuir la relación de velocidad y permitiría el uso de bandas y poleas reduciendo los costos considerablemente.

4.2 Recomendaciones

Para obtener un buen rendimiento en el proceso se debe tomar en cuenta lo siguiente.

La materia prima que ingresa a la máquina deberá tener propiedades físicas similares al Neem cuya densidad oscila entre 600 a 650 kg/m³, el módulo de fluencia no deberá ser mayor a 60 MPa, y que el material se pueda compactar a 60 rpm, si la materia prima no cumple estas características la máquina pelletizadora podría fallar si se colocan materiales más duros o no se formaran correctamente los pellets.

Además la materia prima no deberá superar el 10% de humedad de acuerdo a la normativa europea CEN/TS 14961: Certificación europea para biocombustibles sólidos y la norma alemana DIN PLUS. Se debe tener en consideración que los primeros minutos de arranque de la máquina se elevara la temperatura durante la compactación disminuyendo la humedad que existe en la materia prima lo cual dificultaría la producción de pellets por esta razón suele utilizarse aceite vegetal como lubricante.

Otro factor importante a considerar es el pre proceso que el material deberá de ser lo mayor homogéneo posible evitando fragmentos grandes de distintos tamaños que generen atascos, por lo que deberá ser triturado adecuadamente, por lo general se recomienda un poco menor al tamaño del agujero para alcanzar excelentes resultados. La materia prima debe ser mezclada y también homogenizado la utilización de aditivos, el aceite vegetal que contribuye como aglutinante natural y lubricante a la vez ayuda a alargar el tiempo de vida útil de los rodillos.

Antes de iniciar el proceso de pelletizado la máquina deberá ser calentada producto del contacto entre la materia prima con la matriz extrusora y aceite vegetal, una forma visual de observar es la salida de un poco de vapor de la mezcla, además ayudara a que se desprende el material que se encuentre adherido en los orificios como resultado del pelletizado anterior.

Se debe considerar el calentamiento de la máquina durante el arranque ya que el hecho de añadir la cantidad de materia prima para la cual fue diseñada la máquina no significa que todo se va a pelletizar ya que dependerá del incremento de temperatura, lo cual ayudara a que la lignina se derrita y adherirse al material, además no se debe llenar por completo la cámara donde se produce la compresión del material para que pueda extruir el material fácilmente. Sin embargo hay que evitar que exista fricción entre los rodillos y la matriz debido a que puede causar desgaste de estos elementos.

BIBLIOGRAFÍA

1. AMISY. (2013). *Flat die Pellet mill*. Obtenido de Flat die Pellet mill Design: <http://www.flatdiepelletmill.com/solution/flat-die-pellet-mill-design.html>
2. ANSYS, Inc. (2009). *Ansys Workbench User's Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc.
3. Antolín Giraldo, G. (Septiembre de 2006). *Instituto Nacional de Tecnología Industrial*. Recuperado el 28 de Mayo de 2017, de http://www.inti.gob.ar/ue/proyecto2003/pdf/normativa_biocombustibles.pdf
4. Anyang Gemco Energy Machinery Co. (2017). *GENCO ENERGY from biomass to biofuel*. Obtenido de <http://www.peletizadoras.com/sistema-de-peletizacion.html>
5. Arpi, J., & Cristian, C. (2010). *Repositorio de la UPS*. Obtenido de <https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi74c2M39UAhWG5SYKHUORCXcQFggjMAA&url=http%3A%2F%2Fdspace.ups.edu.ec%2Fbitstream%2F123456789%2F832%2F13%2FUPS-CT001696.pdf&usg=AFQjCNGYPMnILvd1riq9r5wUgXQGIXse-A>
6. AZEUS PELLETT MILL. (2013). *Pellet Mill Spare Parts*. Obtenido de <http://www.pelletmilldie.com/flat-die/index.html>
7. Beer, F., Johnston, E., & Cornwell, P. (2010). Cinemática de Partículas, Cinemática de Partículas segunda ley de Newton, Movimiento Plano de cuerpos rígidos: fuerzas y aceleraciones. En *Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica* (págs. [664-667],[697-699],[1030-1036],[1055-1058]). Londres: Mc Graw Hill.
8. CARSESA S.A. (2017). *DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS S/DIN 6885/1 - 6886 y 6887*. Obtenido de <http://www.cadersa.es/Pag72.htm>

9. Consejo Nacional de Planificación. (11 de Septiembre de 2013). *Ministerio del Interior*. Recuperado el 28 de Mayo de 2017, de http://www.ministeriointerior.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2014/03/PLAN_NACIONAL-PARA-EL-BUEN-VIVIR-2009_2013.pdf
10. DINAMICA distribuciones S.A. (2007). *Placas tensores para motor*. Obtenido de <http://www.dinamica.net/repositori/documents/productes/en/placasguias.pdf>
11. E.P Machinery. (2013). *E.P. Machinery*. Obtenido de Rotating roller type wood pellet mill: <http://www.ep-briquette-machine.com/rotating-roller-wood-pellet-mill.html>
12. ENERGY, G. (2013). *Comparison Between Die-Turned And Roller-Turned Pellet Mills*. Obtenido de <http://www.gemcopelletmill.com/comparison-between-flat-die-pellet-mills.html>
13. GasFrioCalor. (22 de Abril de 2014). *gasfriocalor.com*. Obtenido de <http://www.gasfriocalor.com/estufas-de-pellets/como-medir-la-calidad-del-pellet>
14. GEMCO ENERGY. (2017). *Pellet Mill Dies*. Obtenido de <http://www.gemco-energy.com/pellet-mill-dies.html>
15. GEMCO ENERGY. (2017). *Pellet Mill Maintenance*. Obtenido de <http://www.pellet-machine.com/pellet-mill-maintenance.html>
16. GEMCO Pellet Mill. (20 de Junio de 2014). *GEMCO ENERGY*. Recuperado el 14 de Mayo de 2017, de <http://www.biofuelmachines.com/>
17. Groover, M. (2007). *Fundamento de Manufactura moderna*. Mexico: Mc Graw Hill.

18. Guerra, S. (2013). *Repositorio Dspace ESPE*. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/7314/1/T-ESPE-047484.pdf>
19. Industry, K. G. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Obtenido de Gear types and characteristics: <http://khkgears.net/gear-knowledge/abcs-gears-b/gear-types-characteristics/>
20. Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2008). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. México: Pearson Prentice Hall.
21. LIPSIA S.A. (2011). *LIPSIA BIOENERGIA*. Recuperado el 28 de Mayo de 2017, de <http://www.lipsia.com.ar/BIOENERGIA/LIPSIA-002-BENEFICIOS.html>
22. Lorenzeni, G., Biserni, C., & Flacco, G. (2010). En *Energía solar, Térmica y de Biomasa*. Gran Bretaña: WIT Press.
23. LTD, R. L. (2017). *Wood Cutting Discs* . Obtenido de <https://www.rightlines.co.uk/Wood-Cutting-Discs.aspx>
24. Matute, B., Pacheco, M., & Velez, H. (2017). *Ficha tecnica de la XILOTECA*. Guayaquil.
25. MEELKO CO. (23 de Mayo de 2013). *MEELKO global trade of products*. Obtenido de http://www.meelko.com/users_manual_for_pellet_mill.pdf
26. MOTOVARIO. (2017). *MOTOVARIO HEART OF MOTION*. Obtenido de https://my.motovario.com/uploads/pdf_static/TECHNICAL%20CATALOGUE_VS_F_IEC_STD_ES_rev0_2017.pdf
27. Nogués, F. S., García Galindo, D., & Rezeau, A. (2010). Calidad del pellet. En *Energía de la biomasa* (págs. 297-299). Zaragoza.

28. Norton, R. L. (2011). Teorías fallas estáticas, teorías falla por fatiga, Ejes cuñas y acoplamientos. En R. L. Norton, *Diseño de Máquinas Un enfoque Integrado* (págs. [177-182],[260-267],[273-277],[293-294],[415-422]). Pearson Education.
29. NTN. (2004). *Rodamientos de bolas y rodillos*. NTN Corporation .
30. Pastre, O. (2002). *European Biomass Industry Association (EUBIA)*. Recuperado el 28 de Mayo de 2017, de <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.473.8636&rep=rep1&type=pdf>
31. Peterson, R. (1974). En *Stress Concentration Factor* (págs. 266-267).
32. Reductores, C. L. (28 de Febrero de 2017). *Speed reducers: main applications and how to improve their operation*. Obtenido de <http://clr.es/blog/en/speed-reducers-improve-operation/>
33. Reinike. (2006). *Catálogo tecnico de productos* . Reinike.
34. Sebastián Nogués, F., García Galindo, D., & Rezeau, A. (2010). Fuentes y evaluación de biocombustibles sólidos. En *ENERGIAS RENOVABLES. Energía de la biomasa (Volumen I)* (pág. 28). Zaragoza: Zaragoza: Prensas Universitarias de Zaragoza.
35. Sebastián Nogués, F., García Galindo, D., & Rezeau, A. (2010). Introducción al aprovechamiento energético de biocombustibles sólidos. En *ENERGIAS RENOVABLES. Energía de la biomasa (Volumen I)* (pág. 27). Zaragoza: Zaragoza: Prensas Universitarias de Zaragoza.
36. Shigley, & Mischke. (1989). *Diseño de Ingeniería Mecánica*. New York: McGraw Hill.

37. Sines, G., & Waisman, J. (1959). *Metal Fatigue*. New York: McGraw Hill.

38. Vignote, S., & Martínez, I. (2005). *Tecnología de la madera*. Madrid: Mundi-Prensa.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Tabla de los pellets

Normativas existentes de pellets de diversos países Europeos

Austria

Posee 3 normativas referentes a la calidad, transporte y almacenamiento del producto

- **ÖNORM M 7135.** Especificaciones de los pellets y briquetas de madera con o sin corteza

Tabla de Apéndice 1. Norma ÖNORM M 7135

Propiedades	Pellets de madera	Pellets de Corteza
Diámetro (mm)	4-10	4 – 10
Longitud (mm)	< 5* diámetro	< 5* diámetro
Densidad (kg/m ³)	< 1,12	< 1,12
Humedad (% masa)	< 10	< 18
Durabilidad (Lignotest)	2,3	2,3
Cenizas (%masa)	< 0,5	< 6
Poder calorífico (MJ/kg)	> 18	> 18
Azufre (%masa)	< 0,04%	< 0,08%
Nitrógeno (%masa)	< 0,3%	< 0,6%
Cloro (%masa)	< 0,02%	< 0,04%
Aditivos (%masa)	< 2%	< 2%

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

- **ÖNORM M 7136.** Requerimientos de calidad de la logística y transporte de los pellets de madera.
- **ÖNORM M 7137.** Requerimientos de calidad del almacenamiento del consumidor final de pellets de madera.

Suecia

- **SS 18 71 20:** Especifica 3 clases de acuerdo al tamaño y la cantidad de cenizas que produzca

Tabla de Apéndice 2. Norma SS 18 71 20

Propiedades	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 2
Diámetro (mm)	< 25 mm	< 25 mm	< 25 mm
Longitud (mm)	< 4* diámetro	< 5 * diámetro	< 5 * diámetro
Durabilidad(%finos <3%)	<0,8	<1,5	<1,5
Humedad (% masa)	< 10	< 10	< 12
Cenizas (%masa)	< 0,7	< 1,5	< 1,5
Poder calorífico (MJ/kg)	> 16,9	> 16,9	> 15,1
Azufre (%masa)	< 0,08%	< 0,08%	indicar
Nitrógeno (%masa)	-	No especificado	No
Cloro (%masa)	< 0,03%	< 0,03%	indicar
Densidad aparente (kg/m 3)	> 600	> 500	> 500
Fusibilidad de cenizas	indicar	indicar	indicar
Aditivos	indicar	indicar	indicar

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Alemania

- **DIN 51731**, de pellets y briquetas

Tabla de Apéndice 3. Norma DIN 51731

Propiedades	Pellets de Madera
Diámetro (mm)	4-10
Longitud (mm)	< 50
Densidad (kg/m 3)	1 – 1,4
Humedad (% masa)	< 12
Cenizas (%masa)	< 1,5
Poder calorífico (MJ/kg)	17,5 – 19,5
Azufre (%masa)	< 0,08%
Nitrógeno (%masa)	< 0,3%
Cloro (%masa)	< 0,03%
Arsénico (mg/kg)	< 0,8
Cadmio (mg/kg)	< 0,5
Cromo (mg/kg)	< 8
Cobre (mg/kg)	< 5
Mercurio (mg/kg)	< 0,05
Plomo (mg/kg)	< 10
Zinc (mg/kg)	< 100

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

- **DIN Plus** que es específica de pellets de gran calidad para calderas que sólo trabajan con pellets.

Tabla de Apéndice 4. Norma DIN Plus

Propiedades	Pellets de madera
Diámetro (mm)	Indicar
Longitud (mm)	< 5 * diámetro
Densidad real(kg/m ³)	> 1,12 kg/m ³
Humedad (% masa)	< 10
Cenizas (%masa)	< 0,5
Poder calorífico	> 18
Azufre (%masa)	< 0,04
Nitrógeno (%masa)	< 0,3
Cloro (%masa)	< 0,02
Arsénico (mg/kg)	< 0,8
Cadmio (mg/kg)	< 0,5
Cromo (mg/kg)	< 8
Cobre (mg/kg)	< 5
Mercurio (mg/kg)	< 0,05
Plomo (mg/kg)	< 10
Zinc (mg/kg)	< 100
Densidad aparente	Indicar
Durabilidad	< 2,3%
Aditivos	< 2%

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Italia

- **CTI R04/05** establece los parámetros de calidad de los pellets de biomasa con fines energéticos. Establece 4 categorías en función del origen.

Tabla de Apéndice 5. Norma CTI R04/05

Parámetro	Unidad	Categoría		
		A.1	A.2	A.3
Origen		Troncos de árboles caducifolios sin corteza. Troncos de conífera sin corteza. Madera sin tratar de industrias madereras. Madera sin corteza y sin tratar tras ser utilizada. Mezcla de las categorías anteriores.	Materiales en crudo comprendidos en la categoría A.1. Biomasa herbácea sin tratar. Mezcla de las categorías anteriores.	-Materiales en crudo comprendidos en la categoría A.2.
Diámetro (D)	mm	$D = 6 \pm 0,5 - 8 \pm 0,5$	$D = 6 \pm 0,5 - 8 \pm$	$10 \pm 0,5 \leq D \leq 25 \pm 1,0$
Longitud (L)	mm	$D \leq L \leq 5 \times D$	$D \leq L \leq 5 \times D$	$D \leq L \leq 4 \times D$
Humedad	% peso	≤ 10	≤ 10	≤ 15
Cenizas	% peso	$\leq 0,7$	$\leq 1,5$	Indicar
Durabilidad	% peso	$\geq 97,7$	$\geq 95,0$	$\geq 90,0$
Polvo	% peso	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	Indicar
Agentes	% peso.	No aceptados		
S	% peso	$\leq 0,05$	$\leq 0,05$	Indicar
N	% peso	$\leq 0,3$	$\leq 0,3$	Indicar
Cl	% peso	$\leq 0,03$	Indicar	Indicar
Densidad	kg/m ³	$\geq 620 - \leq 720$	$\geq 600 - \leq 720$	≥ 550
Poder Calorífico	MJ/kg	$\geq 16,9$	$\geq 16,2$	Indicar

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Normativa Europea

CEN/TS 14961: Certificación europea para biocombustibles sólidos.

Tabla de Apéndice 6. Norma CEN/TS 14961

Origen	Madera no tratada químicamente sin corteza
NORMATIVA	
Tamaño	D06 <= 6 mm +/- 0,5 mm y L<= (5*diámetro) D08 <= 8 mm +/- 0,5 mm y L<= (4*diámetro) D10 <= 10 mm +/- 0,5 mm y L<= (4*diámetro) D12 <= 12 mm +/- 1,0 mm y L<= (4*diámetro) D25 <= 25 mm +/- 1,0 mm y L<= (4*diámetro)
Finos en % < 3,15 mm	F1.0 <= 1,0 % F2.0 <= 2,0 % F2.0+ > 2,0 % (valor real por establecer)
Contenido de agua	M10 <= 10 % M15 <= 15 % M20 <= 20 %
Contenido de cenizas	A0.7 <= 0,7 % A1,5 <= 1,5 % A3,0 <= 3,0 % A6,0 <= 6,0 % A6,0+ > 6,0 % (valor real por establecer)
Azufre	S0.05 <= 0,05 % S0.08 <= 0,08 % S0.10 <= 0,10 % S0.20+ > 0,20 % (valor real por establecer)
Nitrógeno	N0.3 <= 0,3 % N0.5 <= 0,5 % N1.0 <= 1,0 % N3.0 <= 3,0 % N3.0+ > 3,0 % (valor real por establecer)
Aditivos	El tipo y el contenido de las sustancias aglomerantes, inhibidores para resolver los problemas de susterización de cenizas y otros tipos de aditivos tienen que estar indicado.
Durabilidad	DU97.5 >= 97,5 DU95,0 >= 95,0 DU90,0 >= 90,0

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Tabla de Apéndice 7. Especificaciones técnicas

A NIVEL INFORMATIVO	
Densidad aparente de recepción	Recomendable determinarla si la compra-venta se realiza en base volumen
Poder calorífico (MJ/kg como se recibe) o densidad energética (kWh/m³)	Recomendado sea informado por el minorista
Cloro	Recomendado establecer las categorías: CL 0.03 CL 0.07 CL 0.10 CL 0.10+ (si CL > 0,10 % valor real por establecer)

Nota: como máximo el 20 % en peso de los pellets puede tener una longitud de 7,5 x diámetro.

Fuente: (Antolín Giraldo, 2006)

Tabla de Apéndice 8. Características generales de paja y pellets de madera, y sus respectivas materias primas.

	Densidad (kg/m ³)	Humedad % w.b.	LHV (MJ/kg)	Ceniza (% d.m.)	Densidad de Energía GJ/m ³
Paja (cortada)	50	10-20%	14.5	5	0.7
Paja (grandes pacas)	130	10-18 %	14.5	5	1.9
Pellets de paja	600	<10 %	15.0	5	9
Astillas de madera	250	10-50 %	11-17	0.5	4.3
Aserrín	200	20-50 %	12-17	0.5	3.4
Pellets de madera	650	<10 %	17.5	0.5	11.4
Carbón	850	10-15 %	24	12	20.4

Fuente: (Pastre, 2002)

Abreviaturas LHV (valor de calentamiento más bajo) cambia de acuerdo al contenido de humedad, la densidad de energía es calculada para el material seco.

% W.b. Porcentaje de base húmeda

% d,m. Porcentaje de materia seca

Los pellets de madera tienen mayor densidad aparente y mayor densidad energética que los pellets de madera

Tabla de Apéndice 9. Impacto ambiental típico por MJ de calor producido de diferentes combustibles

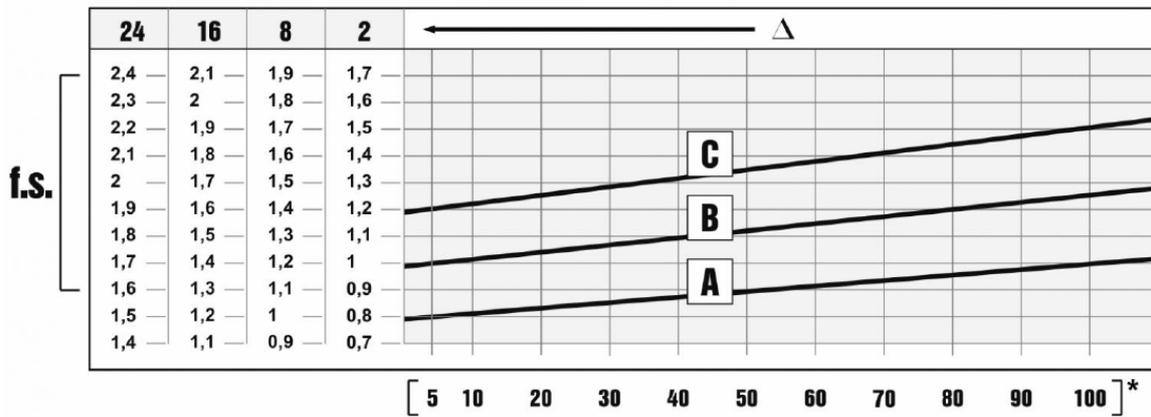
	Carbón	Gasolina	Gas Natural	Pellets de madera	Paja	Residuos Forestales
Planta de Calefacción – Emisiones al aire [mg/MJ]						
CO ₂	106,000	87,000	58,00	420	-	2,800
NO _x	78	130	64	62	90	93
SO _x	79	210	0.22	40	130	40
CO	46	19	12	290	600	300
N ₂ O	13	0.58	0.53	4.7	-	4.7
CH ₄	1200	2.9	2.8	5.2	-	4.7
Partículas	29	0.4	0.02	0.94	40	3.7
NH ₃	1.9	0.66	0	2.4	-	2.4
VOC	2.3	47	2.8	19	-	23
Residuos [mg]	-	12	20	-	-	1600
Pequeña-escala residenciales de instalaciones de calefacción - Emisiones al aire [mg/MJ]						
CO ₂	-	92,000	62,00	590	-	-
NO _x	-	106	29	150	-	-
SO _x	-	45	0.23	57	-	-
CO	-	38	13	2700*	-	-
N ₂ O	-	0.62	0.57	1.3	-	-
CH ₄	-	3.7	3.0	200*	-	-
Partículas	-	0.42	0.02	1.3	-	-
NH ₃	-	0.12	0	2.7	-	-
VOC	-	54	3.0	1300*	-	-
Residuos [mg]	-	-	-	-	-	-

Fuente: (Pastre, 2002)

APÉNDICE B

Tabla para los cálculos

Tabla de Apéndice 10. Tabla de factores de Servicio



Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

El factor de servicio dependerá de las condiciones a las cuales funcionara el motorreductor a continuación se muestra una tabla del proveedor del motorreductor

Donde

Las letras A,B,C depende del tipo de carga de la maquina a utilizar.

A=Carga uniforme

B= Sobrecarga media

C=Sobrecarga fuerte

Δ es el funcionamiento diario (horas/ día)

* es la frecuencia de arranque (arr/hora)

Tabla de Apéndice 11. Tabla de Motorreductores

n2 [rpm]	M2 [Nm]	fs	l	Reductor	Motor		Fr2 [N]
					Tamaño	Polos	
383,0	69	3,0	7,50	NMRV-P090	100L/100LA	2	2446
287,0	90	1,7	10,00	NMRV-P075	100L/100LA	2	2433
287,0	90	2,6	10,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	2692
191,0	132	1,3	15,00	NMRV-P075	100L/100LA	2	2785
191,0	133	2,0	15,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	3081
191,0	135	3,6	15,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	3893
189,0	135	1,4	7,50	NMRV-P075	100LB/112MS	4	2785
189,0	136	2,3	7,50	NMRV-P090	100LB/112MS	4	3081
144,0	172	1,0	20,00	NMRV-P075	100L/100LA	2	3065
144,0	176	1,5	20,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	3391
144,0	178	2,7	20,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	4285
142,0	178	1,1	10,00	NMRV-P075	100LB/112MS	4	3065
142,0	180	1,9	10,00	NMRV-P090	100LB/112MS	4	3391
142,0	180	3,3	10,00	NMRV-P110	100LB/112MS	4	4285
124,0	203	1,1	7,50	NMRV-P075	112MB	6	3227
124,0	206	1,8	7,50	NMRV-P090	112MB	6	3570
124,0	206	3,2	7,50	NMRV-P110	112MB/132S/132SA	6	4511
115,0	210	0,8	25,00	NMRV-P075	100L/100LA	2	3302
115,0	215	1,2	25,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	3653
115,0	220	2,3	25,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	4616
96,0	243	0,8	30,00	NMRV-P075	100L/100LA	2	3509
96,0	249	1,2	30,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	3882
96,0	252	2,2	30,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	4905
96,0	263	3,7	10,00	NMRV130	132S/132SA	6	6494
95,0	260	0,9	15,00	NMRV-P075	100LB/112MS	4	3509
95,0	263	1,5	15,00	NMRV-P090	100LB/112MS	4	3882
95,0	263	2,5	15,00	NMRV-P110	100LB/112MS	4	4905
93,0	265	0,9	10,00	NMRV-P075	112MB	6	3551
93,0	268	1,5	10,00	NMRV-P090	112MB	6	3929
93,0	271	2,6	10,00	NMRV-P110	112MB/132S/132SA	6	4965
72,0	319	0,9	40,00	NMRV-P090	100L/100LA	2	4273
72,0	331	1,6	40,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	5399
71,0	335	0,7	20,00	NMRV-P075	100LB/112MS	4	3862
71,0	343	1,1	20,00	NMRV-P090	100LB/112MS	4	4273
71,0	347	1,9	20,00	NMRV-P110	100LB/112MS	4	5399
64,0	381	2,8	15,00	NMRV130	132S/132SA	6	7434
62,0	393	1,2	15,00	NMRV-P090	112MB	6	4498
62,0	397	1,9	15,00	NMRV-P110	112MB/132S/132SA	6	5684
57,0	419	0,9	25,00	NMRV-P090	100LB/112MS	4	4603
57,0	429	1,6	25,00	NMRV-P110	100LB/112MS	4	5816
57,0	399	1,2	50,00	NMRV-P110	100L/100LA	2	5816
57,0	429	2,2	25,00	NMRV130	100LB/112MS	4	7607

Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

Tabla de Apéndice 12. Tabla de motorreductor de tornillo sin fin, disponible en Motovario para 5HP

DESCRIPCIÓN

MOTORREDUCTOR ORTOGONAL
 TIPO TORNILLO SIN FIN CORONA
 MARCA: MOTOVARIO (ITALIA)
 MODELO: NMRV090 i =30
 POTENCIA: 5 HP / 4 P / 1730 RPM
 REVOLUCIONES DE SERVICIO: 57,6 RPM
 TORQUE DE SERVICIO: 409 Nm
 DIAMETRO DEL AGUJERO DE SERVICIO= 35 mm
VOLTAJE: 220-440 V, 60 HZ, TRIFASICO
 PROTECCION: IP 55 CERRADO CONTRA POLVO Y AGUA.
 AISLAMIENTO CLASE F
 MONTAJE: CUALQUIER POSICION
FACTOR DE SERVICIO: 1 (REDUCTOR SOPORTARIA HASTA 410 Nm, CON HASTA 8 HORAS DE TRABAJO CONTINUO A SOBRECARGA UNIFORME Y UN PROMEDIO DE 5 ARRANQUES / HORA)
PRECIO UNIT: \$ 1.232 + IVA

Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

Tabla de Apéndice 13. Número mínimo de dientes de tornillo sin fin y ángulo de presión

Tabla 9-7
 Números mínimos de dientes sugeridos por la AGMA para engranes. Fuente: Referencia 6

ϕ	N_{min}
14.5	40
17.5	27
20	21
22.5	17
25	14
27.5	12
30	10

Fuente: (Norton, 2011)

Tabla de Apéndice 14. Coeficientes del factor de superficie

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

Fuente: (Shigley & Mischke, 1989)

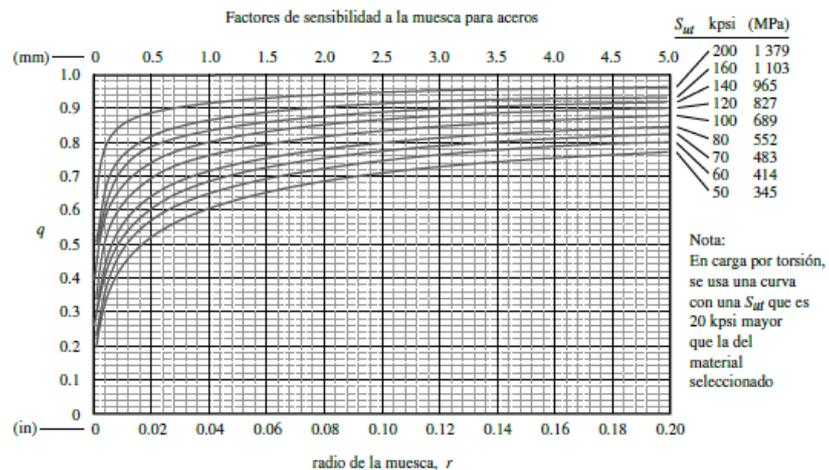
Tabla de Apéndice 15. Factor de confiabilidad

Tabla 4-4
Factores de confiabilidad
para $S_d = 0.08 \mu$

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

Fuente: (Shigley & Mischke, 1989)

Tabla de Apéndice 16. Gráfica y tabla factores de sensibilidad a la muesca para aceros.



Fuente: (Sines & Waisman, 1959)

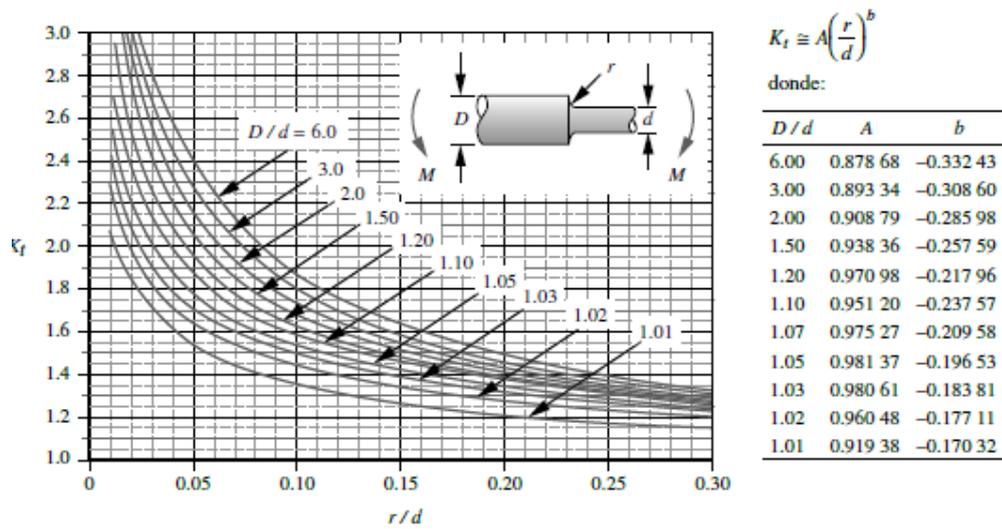
Tabla de Apéndice 17. Constante de Neuber

Tabla 4-6
Constante de Neuber
para aceros

S_{ut} (kspl)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

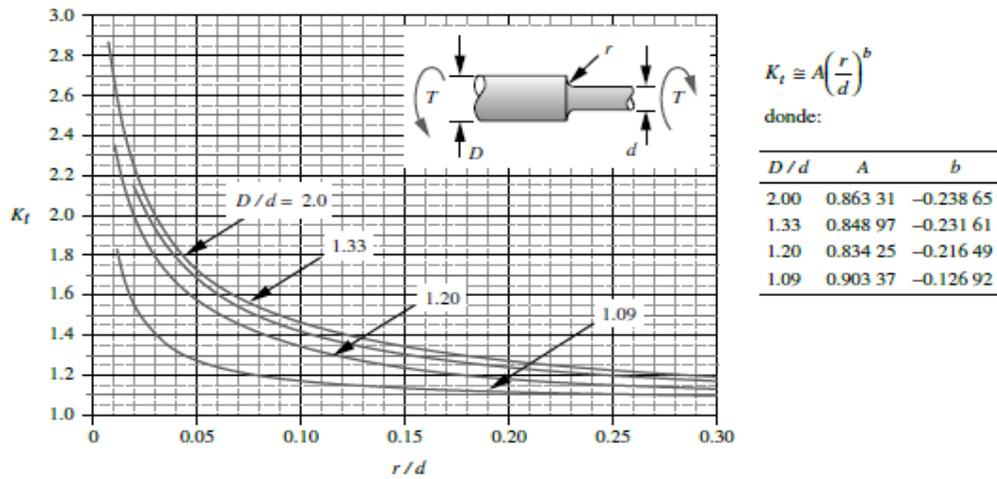
Fuente: (Shigley & Mischke, 1989)

Tabla de Apéndice 18. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos teóricos por flexión.



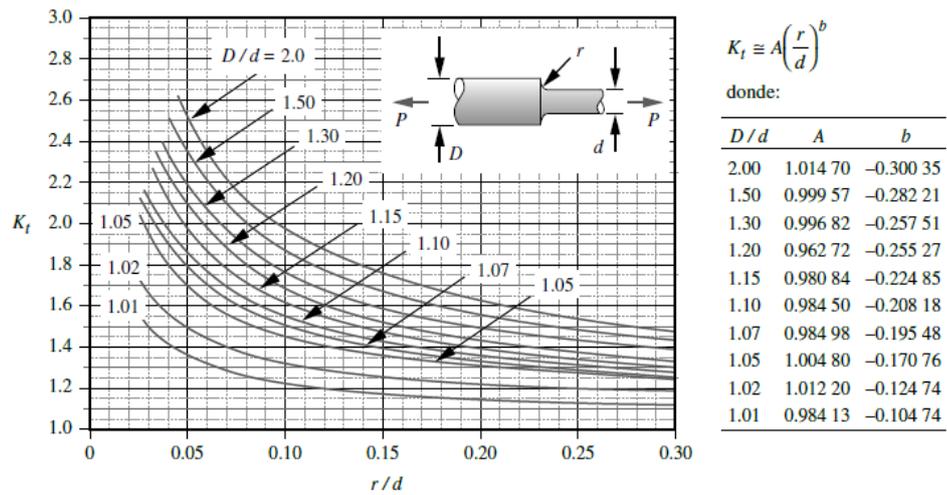
Fuente: (Norton, 2011)

Tabla de Apéndice 19. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos cortantes teóricos por torsión.



Fuente: (Norton, 2011)

Tabla de Apéndice 20. Gráfica y tabla de concentradores de esfuerzos tensión axial.

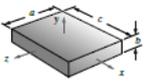
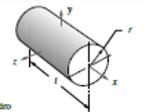
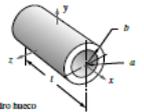
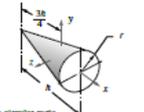
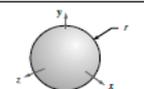


Fuente: (Norton, 2011)

Tabla de Apéndice 21. Propiedades de la masa de formas básicas.

PROPIEDADES DE LA MASA DE FORMAS BÁSICAS

V = volumen	m = masa	C_G = ubicación del centro de masa
I_x = segundo momento de masa con respecto al eje x	I_y = segundo momento de masa con respecto al eje y	I_z = segundo momento de masa con respecto al eje z
k_x = radio de giro con respecto al eje x	k_y = radio de giro con respecto al eje y	k_z = radio de giro con respecto al eje z

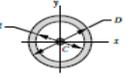
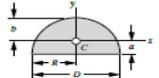
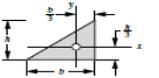
 <p>(a) Prisma rectangular</p>	$V = abc$ $x_{CG} = \frac{c}{2}$ $I_x = \frac{m(a^2 + b^2)c}{12}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$ $Y_{CG} = \frac{b}{2}$ $I_y = \frac{m(a^2 + c^2)b}{12}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$	$Z_{CG} = \frac{a}{2}$ $I_z = \frac{m(b^2 + c^2)a}{12}$ $k_z = \sqrt{\frac{I_z}{m}}$
 <p>(b) Cilindro</p>	$V = \pi r^2 l$ $x_{CG} = \frac{l}{2}$ $I_x = \frac{m r^2}{2}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$ sobre el eje Y_{CG} sobre el eje Z_{CG} $I_y = I_z = \frac{m(3r^2 + l^2)}{12}$ $k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$	
 <p>(c) Cilindro hueco</p>	$V = \pi(b^2 - r^2)l$ $x_{CG} = \frac{l}{2}$ $I_x = \frac{m(a^2 + b^2)l}{2}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$ sobre el eje Y_{CG} sobre el eje Z_{CG} $I_y = I_z = \frac{m(3b^2 + 3r^2 + l^2)}{12}$ $k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$	
 <p>(d) Cono circular recto</p>	$V = \frac{\pi r^2 h}{3}$ $x_{CG} = \frac{3h}{4}$ $I_x = \frac{3}{10} m r^2$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$ sobre el eje Y_{CG} sobre el eje Z_{CG} $I_y = I_z = \frac{m(12r^2 + 3h^2)}{80}$ $k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$	
 <p>(e) Esfera</p>	$V = \frac{4}{3} \pi r^3$ x_{CG} en el centro $I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} m r^2$ $k_x = k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$ Y_{CG} en el centro Z_{CG} en el centro	

Fuente: (Beer, Johnston, & Cornwell, 2010)

Tabla de Apéndice 22. Propiedades de secciones transversales.

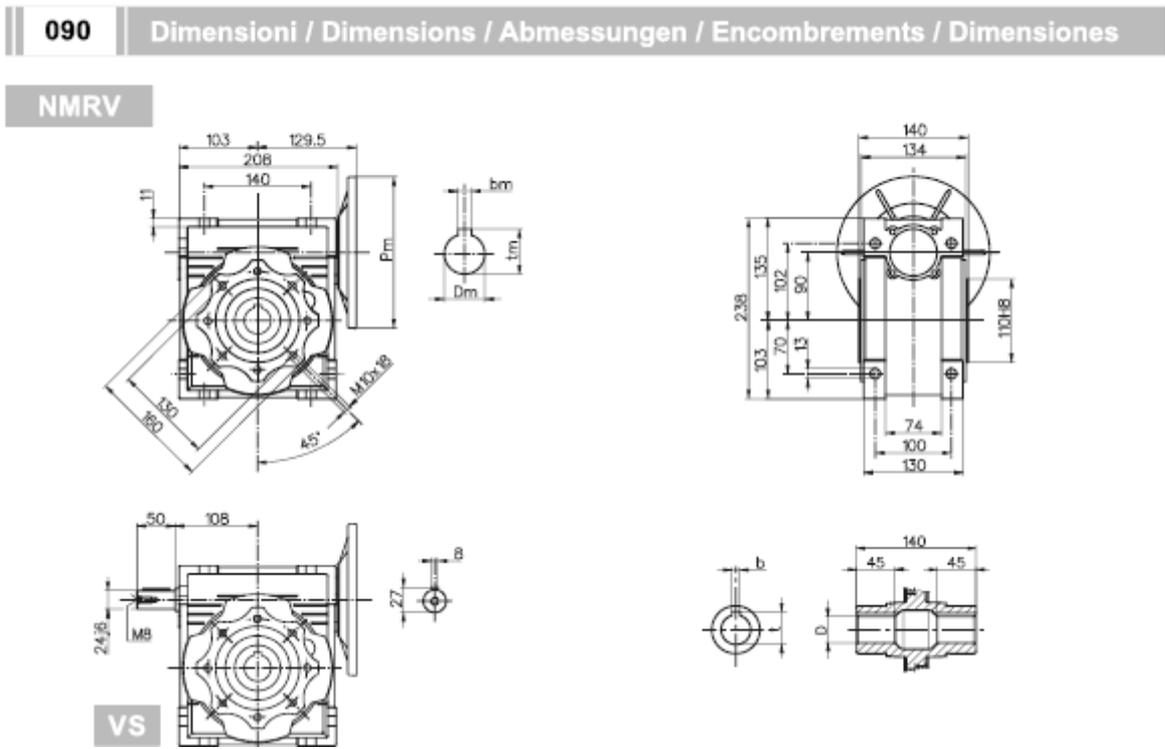
PROPIEDADES DE SECCIONES TRANSVERSALES

A = área	I_x = segundo momento de área con respecto al eje x	k_x = radio de giro con respecto al eje x	I_y = segundo momento de área con respecto al eje y	k_y = radio de giro con respecto al eje y
			C = ubicación del centroide	
			$I_x - I_y = I_z$	
			$I_x = I_y = I_z + A d^2$	
			$I_x = I_y = I_z + \frac{2}{3} A r^2$	
			$k_x = k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	

 <p>(a) Rectángulo</p>	$A = bh$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$I_y = I_x + I_y$ $I_y = \frac{b^3 h}{12}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
 <p>(b) Círculo</p>	$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $I_x = \frac{\pi D^4}{64}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$I_y = \frac{\pi D^4}{32}$ $I_y = \frac{\pi D^4}{64}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
 <p>(c) Círculo hueco</p>	$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ $I_x = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$I_y = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$ $I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
 <p>(d) Semicírculo sólido</p>	$A = \frac{\pi D^2}{8}$ $I_x = 0.1098 R^4$ $a = 0.4344 R$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$I_y = I_x + I_y$ $I_y = \frac{\pi R^4}{64}$ $b = 0.5756 R$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
 <p>(e) Triángulo rectángulo</p>	$A = \frac{bh}{2}$ $I_x = \frac{bh^3}{36}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$I_y = I_x + I_y$ $I_y = \frac{b^3 h}{36}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

Fuente: (Beer, Johnston, & Cornwell, 2010)

Tabla de Apéndice 23. Dimensiones del Motorreductor



Fuente: (MOTOVARIO, 2017)

Tabla de Apéndice 24. Resistencia a la fatiga teórica para diversos materiales.

aceros:
$$\left\{ \begin{array}{ll} S_e \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S_e \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{array} \right\} \quad (4.5a)$$

hierros:
$$\left\{ \begin{array}{ll} S_e \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \\ S_e \cong 24 \text{ kpsi (160 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \end{array} \right\} \quad (4.5b)$$

aluminios:
$$\left\{ \begin{array}{ll} S_{f@5E8} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \\ S_{f@5E8} \cong 19 \text{ kpsi (130 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \end{array} \right\} \quad (4.5c)$$

aleaciones de cobre:
$$\left\{ \begin{array}{ll} S_{f@5E8} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \\ S_{f@5E8} \cong 14 \text{ kpsi (100 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \end{array} \right\} \quad (4.5d)^\ddagger$$

Fuente: (Norton, 2011)

APÉNDICE C

Cálculos Complementarios

CÁLCULO COMPLEMENTARIO PARA EL EJE PRINCIPAL

Cálculo de los coeficientes correctivos para la resistencia a la fatiga usando el diámetro de referencia.

- **Coeficiente correctivo de carga**

Por efectos de estar el eje sometido a cargas de flexión y torsión se tiene que:

$$C_{carga} = 1$$

- **Coeficiente correctivo de tamaño**

Como el diámetro se encuentra en el siguiente rango:

$$8mm \leq \text{deje estático} \leq 250mm$$

$$C_{tamaño} = 1,189 * \text{deje}^{-0,097} = 0,90$$

- **Coeficiente correctivo de superficie**

De acuerdo a la tabla 14 del Apéndice B y utilizando la ecuación se obtiene un $C_{superficie}$ para un acabado superficial de esmerilado.

$$C_{superficie} = A * S_{ut}^b$$

$$A = 1.58$$

$$b = -0.085$$

$$C_{superficie} = 1.58 * 1070^{-0.085} = 0.87$$

Los valores de las constantes se las seleccionan de acuerdo al S_{ut} del material y sus unidades.

- **Coeficiente correctivo de temperatura**

Como se trabaja a condiciones estándares para $T \leq 450^{\circ}C$ ($840^{\circ}F$)

$$C_{temp} = 1$$

- **Coeficiente correctivo de Confiabilidad**

Se supone una confiabilidad del 95% y se obtiene de la tabla 15 del Apéndice B.

$$C_{confiabilidad} = 0,868$$

Y se procede a calcular la resistencia a la fatiga S_e :

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

$$S_e = 1 * 0,90 * 0,87 * 1 * 0,868 * 535 = 363,35 \text{ MPa}$$

- **Cálculo de los K_f y K_{fs} para la sección hasta una distancia de $x=20$ mm hasta 170,08 mm y esfuerzo de Von Misses del eje principal**

Para el cálculo de la sensibilidad de la muesca se supuso un radio de la muesca de 0,1 in (ver tabla 16 del Apéndice B) y el material escogido es de 155 kpsi de S_{ut} . Se procede a utilizar la fórmula:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

De la tabla 17 del Apéndice B, interpolando se obtiene un valor de constante de Neuber de $\sqrt{a} = 0,03$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,03}{\sqrt{0,1}}} = 0,93$$

Luego se calculan los concentradores de esfuerzos teóricos, se utilizó un valor de $D/d_{eje} = 1,17$ y se transformó el radio de la muesca de in a mm. Como el eje se somete a dos tipos de esfuerzos se debe calcular dos concentradores teóricos.

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de flexión, de la tabla 18 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.96$$

$$b = -0.22$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_t = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.96 * \left(\frac{5.08}{18,5}\right)^{-0.22}$$

$$K_t = 1,09$$

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de cortante por torsión de la tabla 19 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.86$$

$$b = -0.19$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_{ts} = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.86 * \left(\frac{5.08}{18.5}\right)^{-0.19}$$

$$K_{ts} = 1.09$$

Con estos valores se procedieron hallar los concentradores de esfuerzos para fatiga:

$$K_f = 1 + (q * (Kt - 1)) = 1.27$$

$$K_{fs} = 1 + (q * (Kts - 1)) = 1.09$$

Para calcular el diámetro de la primera sección del el eje, se usa la reacción encontrada a 20 mm del eje de referencia. En ese punto se toma el valor del momento y el torque en dicho punto, para eso se buscan los valores en las figuras 3.4 y 3.5.

En x=20mm

$$M = 0 \text{ Nm}$$

$$T = 419 \text{ Nm}$$

Para calcular el diámetro del eje se requiere K_{fm} y K_{fsm} , para ello se realizan los siguientes cálculos:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} = \frac{0 * 0.0092433}{5.7332 * 10^{-9}} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}xcon} = K_f * \frac{M * c}{I} = 1.27 * \left(\frac{0 * 0.0092433}{5.7332 * 10^{-9}}\right) = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * c}{J} = \left(\frac{513 * 0.0092433}{2 * 5.7332 * 10^{-9}}\right) = 337.76 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}xcon} = K_{fs} * \frac{T * c}{J} = 1.09 * \left(\frac{419 * 0.0092433}{2 * 5.7332 * 10^{-9}}\right) = 366.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}xnom} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}xcon}^2 + (3 * (\tau_{m\acute{a}xcon}^2))} = 635.24 \text{ MPa}$$

- **Cálculo de los K_f y K_{fs} para la sección desde una distancia de $x=20$ mm hasta $170,08$ mm y esfuerzo de Von Misses del eje principal**

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de flexión, tomando en cuenta una razón $D/deje = 1,17$ de la tabla 18 del Apéndice B en anexos se obtienen las constantes:

$$A = 0.96$$

$$b = -0.23$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_t = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.96 * \left(\frac{2.54}{18.5}\right)^{-0.23}$$

$$K_t = 1,29$$

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de cortante por torsión de la tabla 19 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.903$$

$$b = -0.127$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_{ts} = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.903 * \left(\frac{2.54}{18.5}\right)^{-0.127}$$

$$K_{ts} = 1,06$$

Con estos valores y con la misma sensibilidad a la muesca que en el caso anterior, se procede a hallar los concentradores de esfuerzos para fatiga:

$$K_f = 1 + (q * (K_t - 1)) = 1,27$$

$$K_{fs} = 1 + (q * (K_{ts} - 1)) = 1,06$$

Utilizando el mismo valor de radio referencial se obtuvo los siguientes resultados en este punto:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M*c}{I} = \frac{74,06 * 0,0092433}{7,392*10^{-9}} = 119,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}xcon} = K_f * \frac{M*c}{I} = 1,27 * \left(\frac{74,06 * 0,0092433}{7,392*10^{-9}}\right) = 151,45 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * c}{J} = \left(\frac{419 * 0,0092433}{2 * 7,392 * 10^{-9}} \right) = 337,76 MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}xcon} = Kf_s * \frac{T * c}{J} = 1,06 * \left(\frac{419 * 0,0092433}{2 * 7,392 * 10^{-9}} \right) = 357,59 MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}xnom} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}xcon}^2 + (3 * (\tau_{m\acute{a}xcon}^2))} = 638,29 MPa$$

- **Cálculo del Esfuerzo de Von Misses para la sección desde una distancia de x=170,08 mm hasta x=278,48 mm del eje principal**

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} = \frac{0 * 0,0092433}{5,7332 * 10^{-9}} = 0 MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}xcon} = Kf * \frac{M * c}{I} = 1,27 * \left(\frac{0 * 0,0092433}{5,7332 * 10^{-9}} \right) = 0 MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * c}{J} = \left(\frac{419 * 0,0092433}{2 * 5,7332 * 10^{-9}} \right) = 337,76 MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}xcon} = Kf_s * \frac{T * c}{J} = 1,06 * \left(\frac{419 * 0,0092433}{2 * 5,7332 * 10^{-9}} \right) = 337,76 MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}xnom} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}xcon}^2 + (3 * (\tau_{m\acute{a}xcon}^2))} = 620,06 MPa$$

- **Cálculo de los K_f y K_{f_s} en el punto crítico con un diámetro de 35 mm**

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de flexión, se usa una razón $D/deje = 1,09$ de la tabla 18 del Apéndice B en anexos se obtienen las constantes:

$$A = 0.96$$

$$b = -0.23$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_t = A * \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.96 * \left(\frac{5.08}{35} \right)^{-0.23}$$

$$K_t = 1.49$$

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de cortante por torsión de la tabla 19 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.903$$

$$b = -0.127$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_{ts} = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.903 * \left(\frac{5.08}{35}\right)^{-0.127}$$

$$K_{ts} = 1.15$$

Utilizando el mismo valor de sensibilidad a la muesca que en los casos anteriores se procedió hallar los concentradores de esfuerzos para fatiga:

$$K_f = 1 + (q * (Kt - 1)) = 1.46$$

$$K_{fs} = 1 + (q * (Kts - 1)) = 1.14$$

- **Cálculo de los coeficientes correctivos para la resistencia a la fatiga usando el diámetro de 35 mm.**

- **Coeficiente correctivo de carga**

Por efectos de estar el eje sometido a cargas de flexión y torsión se tiene que:

$$C_{carga} = 1$$

- **Coeficiente correctivo de tamaño**

Como el diámetro se encuentra en el siguiente rango:

$$8mm \leq \text{deje estático} \leq 250mm$$

$$C_{tamaño} = 1,189 * \text{deje}^{-0,097} = 0.84$$

- **Coeficiente correctivo de superficie**

De acuerdo a la tabla 14 del Apéndice B y utilizando la ecuación se obtiene un $C_{superficie}$ para un acabado superficial de esmerilado.

$$C_{superficie} = A * S_{ut}^b$$

$$A = 1.58$$

$$b = -0.085$$

$$C_{superficie} = 1.58 * 1070^{-0.085} = 0.87$$

Los valores de las constantes se las seleccionan de acuerdo al S_{ut} del material y sus unidades.

- **Coefficiente correctivo de temperatura**

Como se trabaja a condiciones estándares para $T \leq 450^{\circ}C$ ($840^{\circ}F$)

$$C_{temp} = 1$$

- **Coefficiente correctivo de Confiabilidad**

Se supone una confiabilidad del 50% y se obtiene de la tabla 15 del Apéndice B.

$$C_{confiabilidad} = 1$$

Y se procede a calcular la resistencia a la fatiga S_e :

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

$$S_e = 1 * 0.84 * 0,87 * 1 * 1 * 535 = 393.48 MPa$$

CÁLCULO COMPLEMENTARIO PARA EL DISEÑO DEL PORTA RODILLOS

Para hallar la aceleración angular de cada rodillo se procede a despejar el tiempo que demora en adquirir dicha velocidad angular el rodillo. Como la aceleración angular es la tasa de cambio de la velocidad angular en un tiempo dado, se utiliza el tiempo encontrado previamente para calcular esta tasa de cambio.

$$t = \frac{60 * 1rpm}{\omega_{rodillo}}$$
$$t = \frac{60 * 1rpm}{62,01} = 0,97s$$
$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t}$$

Según el diagrama de cuerpo libre del rodillo en la figura 3.11, el centro de masa del rodillo está acelerado. Por lo tanto al sumar fuerzas en el eje z se obtiene la siguiente ecuación:

$$\leftarrow + \sum F_z = m_{rodillo} * \bar{a}$$
$$P - Fr = m_{rodillo} * \bar{a}$$
$$P = (m_{rodillo} * \bar{a}) + Fr$$

Con esto se despeja la fuerza que causa la aceleración del centro de masa de cada rodillo. Como el movimiento del rodillo es de rodar sin deslizar, la aceleración del centro de masa del rodillo estará dada por la siguiente expresión:

$$\bar{a} = \alpha * r_{rodillo}$$

Siendo α la aceleración angular del rodillo y $r_{rodillo}$ el radio del rodillo la ecuación queda expresada de la siguiente manera:

$$P = (m_{rodillo} * \alpha * r_{rodillo}) + Fr$$
$$\alpha = \frac{6,49}{0,97} = 6,71 \text{ rad}/s^2$$
$$P = (4,53 * 6,71 * 0,061) + 194,85 = 196,69 \text{ N}$$

Para hallar el momento torsor que ejerce el rodillo sobre el eje, se realiza una suma de momentos con respecto al punto de contacto del rodillo con el material.

$$\curvearrowright + \sum M_y = T_{rodillo} = I_o * \alpha$$

Para determinar el momento de inercia con respecto al centro de masa del rodillo, se asuma al rodillo como un cilindro completo y α la aceleración angular del rodillo. Como resultado se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_{rodillo} = \frac{m_{rodillo} * r_{rodillo}^2}{2} * \alpha$$

$$T_{rodillo} = \frac{4,53 * 0,061^2}{2} * 6,71 = 0,0559 Nm$$

Hay que tomar en cuenta que se calcula con la tabla 20 del Apéndice B.

El eje del portador de rodillos se ve afectado por fuerzas que comprimen y tensan su cara axial. Debido a que el eje principal gira a revoluciones constantes, la suma de fuerzas axiales va a ser igual a la suma de fuerzas normales las cuales se dirigen al eje de rotación del eje principal.

$$\rightarrow + \sum F_x = m_{rodillo} * \omega_{eje}^2 * r'$$

$$F - Fr = m_{rodillo} * \omega_{eje}^2 * r'$$

$$F = (m_{rodillo} * \omega_{eje}^2 * r') + Fr$$

Donde ω_{eje} es la velocidad angular del eje principal, r' la distancia desde la mitad del rodillo hasta eje de rotación del eje principal, la fuerza en dirección normal que comprime al eje, Fr es la fricción que actúa sobre el rodillo y F la fuerza de compresión en la cara axial del eje secundario.

Al reemplazar los valores mencionados antes y previamente calculados se obtiene:

$$\rightarrow + \sum F_x = m_{rodillo} * \omega_{eje}^2 * r'$$

$$F - Fr = m_{rodillo} * \omega_{eje}^2 * r'$$

$$F = (4,53 * 6,03^2 * 0,05) + 194,85 = 205,6N$$

Para calcular esfuerzos cortantes en dirección horizontal se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Q = A * \dot{y}$$

$$Q = \frac{\pi}{2} * \left(\frac{d}{2}\right)^2 * \left(\frac{4}{3} * \frac{(d/2)}{\pi}\right)$$

$$Q = \frac{d^3}{12}$$

Primero se procede a calcular Q o el primer momento con respecto al eje neutro, al área de la sección transversal en el que se genera el efecto cortante y y la posición del centro de gravedad con respecto al eje neutro para una sección circular (ver tabla 21 del Apéndice B).

$$\tau_{xz} = \frac{V_z * Q}{I_y * t}$$

Siendo Q el primer momento con respecto al eje neutro de la porción de la sección transversal, A es el área en el que actúa dicha fuerza, I es el momento centroidal de inercia de toda el área de sección transversal, t el espesor del elemento sometido a esfuerzos cortantes, para secciones transversales circulares dicho espesor es igual al diámetro del elemento y finalmente V_z es la suma de fuerzas que generan esfuerzos cortantes en el punto a analizar de la sección transversal.

En el caso de existir fuerzas horizontales generadoras de esfuerzos cortantes, el esfuerzo cortante resultante se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_{xz} = \frac{16 * T_{rodillos}}{\pi * d^3} + \left(\frac{16}{3 * \pi}\right) * \frac{V_z}{d^2}$$

Como existen fuerzas axiales actuando sobre el eje de los rodillos, se ejercen esfuerzos de tensión y compresión en dirección axial, los cuales se calculan de la siguiente manera:

$$\sigma_{axial} = \frac{4 * F_x}{\pi * d^2}$$

Donde F_x es la suma de fuerzas que producen tensión y compresión, d es el diámetro del eje. El efecto total de los esfuerzos de tensión y compresión se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{xtotal} = \left(\frac{32}{\pi} * \frac{M_z}{d^3}\right) + \frac{4 * F_x}{\pi * d^2}$$

En esta fórmula M_z es la suma de los momentos de las fuerzas que generan momento en el punto a analizar.

- **Cálculo de los coeficientes correctivos para la resistencia a la fatiga usando el diámetro de 30 mm.**

- **Coeficiente correctivo de carga**

Por efectos de estar el eje sometido a cargas de flexión y torsión se tiene que:

$$C_{carga} = 1$$

- **Coeficiente correctivo de tamaño**

Como el diámetro se encuentra en el siguiente rango:

$$8mm \leq \text{deje estático} \leq 250mm$$

$$C_{tamaño} = 1,189 * \text{deje}^{-0,097} = 0,85$$

- **Coeficiente correctivo de superficie**

De acuerdo a la tabla 14 del Apéndice B y utilizando la ecuación se obtiene un $C_{superficie}$ para un acabado superficial de esmerilado.

$$C_{superficie} = A * S_{ut}^b$$

$$A = 1.58$$

$$b = -0.085$$

$$C_{superficie} = 1.58 * 1070^{-0.085} = 0.87$$

Los valores de las constantes se las seleccionan de acuerdo al S_{ut} del material y sus unidades.

- **Coeficiente correctivo de temperatura**

Como se trabaja a condiciones estándares para $T \leq 450^\circ C$ ($840^\circ F$)

$$C_{temp} = 1$$

- **Coeficiente correctivo de Confiabilidad**

Se supone una confiabilidad del 95% y se obtiene de la tabla 15 del Apéndice B.

$$C_{confiabilidad} = 0,868$$

Y se procede a calcular la resistencia a la fatiga S_e :

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_y'$$
$$S_e = 1 * 0.85 * 0.87 * 1 * 0.868 * 535 = 281.95 \text{ MPa}$$

- **Cálculo de los K_f y K_{fs} en el punto crítico con un diámetro de 35mm**

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de flexión, se usa una razón $D/deje = 1,09$ de la tabla 18 del Apéndice B en anexos se obtienen las constantes:

$$A = 0.96$$

$$b = -0.23$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_t = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.96 * \left(\frac{5.08}{30}\right)^{-0.23}$$

$$K_t = 1.44$$

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de cortante por torsión de la tabla 19 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.903$$

$$b = -0.127$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_{ts} = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.903 * \left(\frac{5.08}{30}\right)^{-0.127}$$

$$K_{ts} = 1.13$$

Para calcular el concentrador de esfuerzo teórico de cortante de tensión axial de la tabla 19 del Apéndice B se obtienen las constantes:

$$A = 0.985$$

$$b = -0.204$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$K_{tf} = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.985 * \left(\frac{5.08}{30}\right)^{-0.204}$$

$$K_{ts} = 1.42$$

Para el cálculo de la sensibilidad de la muesca se supuso un radio de la muesca de 0,2 in (ver tabla 16 del Apéndice B) y el material escogido es de 155 kpsi de S_{ut} . Se procede a utilizar la fórmula:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

De la tabla 17 del Apéndice B, interpolando se obtiene un valor de constante de Neuber de $\sqrt{a} = 0,03$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,03}{\sqrt{0,2}}} = 0.82$$

Utilizando este nuevo valor de sensibilidad a la muesca que en los casos anteriores se procedió hallar los concentradores de esfuerzos para fatiga:

$$K_f = 1 + (q * (Kt - 1)) = 1.37$$

$$K_{fs} = 1 + (q * (Kts - 1)) = 1.11$$

$$K_{ts} = 1 + (q * (Kts - 1)) = 1.34$$

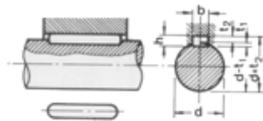
DISEÑO DEL CHAVETERO

El chavetero se lo coloca donde sea necesario crear una unión del eje con otro elemento en este caso a la corona y con el cuerpo que porta los rodillos. A la distancia en la que se encuentra la fuerza W_r , el eje posee un diámetro de 35 mm, con este valor de diámetro se escoge en tablas dadas por normas de fabricantes las dimensiones de la chaveta (ver Tabla 25). De la norma S/DIN-6885/1 para chavetas paralelas se obtiene los siguientes datos:

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

Tabla de Apéndice 25. Dimensiones de chavetas paralela S/DIN-6885/1



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1

Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Chaveta paralela S/DIN 6885/1	
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m
17-22	6x6	d+2,6	+0,1
22-30	8x7	d+3,0	
30-38	10x8	d+3,4	
38-44	12x8	d+3,2	+0,2
44-50	14x9	d+3,6	
50-58	16x10	d+3,9	
58-65	18x11	d+4,3	
65-75	20x12	d+4,7	
75-85	22x14	d+5,6	
85-95	25x14	d+5,4	
95-110	28x16	d+6,2	
110-130	32x18	d+7,1	
130-150	36x20	d+7,9	
150-170	40x22	d+8,7	+0,3
170-200	45x25	d+9,9	
200-230	51x28	d+11,2	
230-260	56x32	d+12,9	
260-290	63x32	d+12,6	

Fuente: (CARSESA S.A., 2017)

Siendo b el ancho de la chaveta y h el alto de la chaveta.

Para poder determinar la fuerza que actúa en la cuña se utiliza el torque al que dicha sección del eje se encuentra sometida y el radio del eje en dicha sección.

$$F = \frac{T_{prom}}{r_{eje}}$$

$$F = \frac{419}{0,035} = 11971,43 \text{ N}$$

Para ver si la chaveta falla se deben calcular el esfuerzo promedio debido al cortante directo y el esfuerzo promedio de presión por contacto.

Para determinar el esfuerzo promedio debido al cortante se debe tomar en cuenta que:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

El área cortante es el producto del ancho por la longitud de la cuña. La longitud de la cuña está definida por el motor reductor, de acuerdo al fabricante MOTOVARIO la longitud de la cuña en este caso es de 140 mm. Por lo tanto:

$$\tau_{xy} = \frac{11971,43}{140 * 10 * 10^{-6}} = 8,55 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo de presión por contacto se debe tomar en cuenta que:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{contacto}}$$

Área de contacto para una cuña plana es similar al caso de la cuña cuadrada. En la cuña cuadrada se utiliza el producto de la mitad de la altura y la longitud de la cuña como área de contacto, en cambio para el diseño de una chaveta plana se utiliza la altura restante que no se encuentra dentro del eje. Para explicar esto se realizará un esquema.

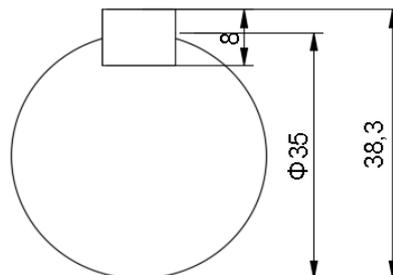


Figura 1 Apéndice C. Sección transversal del el eje principal

Fuente: Autores

Según la norma S/DIN-6885/1 la chaveta colocada en un eje de 35 mm de diámetro, no debe sobresalir más de 3,4mm de este, según el esquema para que se acople al motor reductor esta distancia será de 3,3 mm. Como la altura de la chaveta según la norma es de 8mm, la porción o altura libre de la chaveta será de 4,7 mm. Al reemplazar datos en la ecuación 19 se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{11971,43}{4,7 * 140 * 10^{-6}} = 18,19 \text{ MPa}$$

Para poder determinar si la chaveta fallará o no se debe calcular factor de seguridad por fatiga en el caso de esfuerzo cortante y un factor de seguridad comparando la presión de contacto con la resistencia a la fluencia del material del que se elaborará la chaveta. En este caso se fabricará a la chaveta con el mismo material del eje ASAAB 705.

Para determinar el factor de seguridad para la presión de contacto se tiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{686}{18,19} = 37,71 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad de fatiga para esfuerzo cortante se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + (3 * (\tau_{xy}^2))}$$

Para este caso solo se debe tomar en cuenta la acción del esfuerzo cortante

$$\sigma' = \sqrt{(3 * (8,55^2))} = 14,81 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = \frac{S_e}{\sigma'}$$

Para poder determinar la resistencia a la fatiga del material primero se deben encontrar los coeficientes correctivos correspondientes.

$$C_{superficie} = 0,87$$

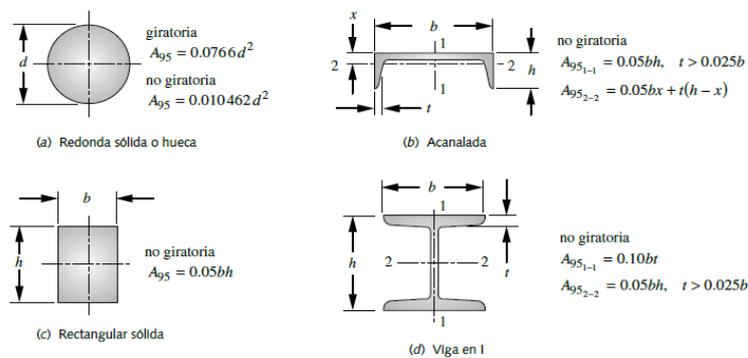
$$C_{temp} = 1$$

$$C_{confiabilidad} = 1 \text{ (Se asume 50\%)}$$

Como la chaveta no es un cuerpo redondo, para hallar su diámetro equivalente se debe calcular su área 95, (ver tabla 26) el área 95 de un cuerpo rectangular está dada por la expresión:

$$A_{95} = 0,05 * b * h$$

Tabla de Apéndice 26. Fórmulas de áreas sometidas al 95% de esfuerzo de varias secciones cargadas a la flexión.



Fuente: (Shigley & Mischke, 1989)

Reemplazando valores se obtiene:

$$A_{95} = 0,05 * 8 * 10 * 10^{-6} = 0,000004 \text{ m}^2$$

Y se obtiene el siguiente diámetro equivalente:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,000004}{0,0766}} = 7,23 \text{ mm}$$

Como el diámetro equivalente es menor a 8 mm

$$C_{\text{tamaño}} = 1$$

Reemplazando en la ecuación 19 se tiene:

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{confiabilidad}} * S_y'$$

$$S_e = 1 * 1 * 0,87 * 1 * 1 * 535 = 467,21$$

Por lo tanto:

$$\eta_f = \frac{467,21}{14,81} = 17,34$$

Después de verificar que la chaveta no falla se debe asegurar que el eje no falla por la presencia de esta para esto se debe definir el radio del extremo fresado, para este caso será un radio de 0,03 in o 0,762 mm.

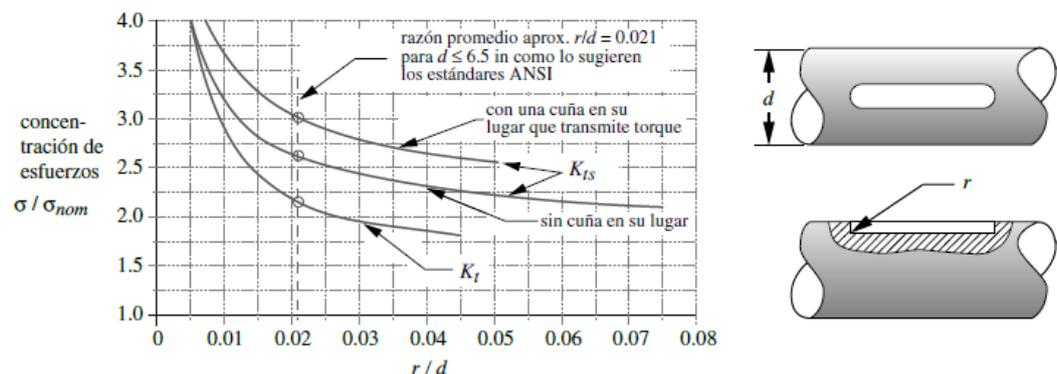
$$\frac{r}{d} = \frac{0,762}{35} = 0,02$$

Con este valor se dirige a la tabla 27 y se obtiene un valor los siguientes concentradores de esfuerzo:

$$K_t = 2,07$$

$$K_{ts} = 2,57$$

**Tabla de Apéndice 27. Factores de concentración de esfuerzos de
cuñero con extremo fresado en flexión y en torsión.**



Fuente: (Peterson, 1974)

Se procedió a calcular la sensibilidad a la muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,03}{\sqrt{0,03}}} = 0,16$$

Con esto se obtiene:

$$K_f = 1 + (q * (K_t - 1)) = 1,17$$

$$K_{fs} = 1 + (q * (K_{ts} - 1)) = 1,25$$

Teniendo en cuenta que en esta posición del eje:

$$M = 74,06 \text{ Nm}$$

$$T = 419 \text{ Nm}$$

Aplicando Von Misses se obtiene:

$$\sigma_{máxnom} = \sqrt{\sigma_{máxcon}^2 + (3 * (\tau_{máxcon}^2))} = 25,95 \text{ MPa}$$

Como:

$$|\sigma_{máxnom}| \leq S_y$$

$$K_f = K_{fm} \text{ y } K_{fs} = K_{fsm}$$

Para verificar que el eje no falla por la presencia del chavetero se procede a despejar el factor de seguridad de la ecuación 18.

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Para este caso se calcula un valor de Sf tomando en cuenta un diámetro de 35 mm.

$$S_e = 393,48 \text{ Mpa}$$

Despejando y reemplazando los nuevos valores de concentradores de esfuerzo se obtiene:

$$N_f = 6,73$$

Con esto se verifica que la presencia de la chaveta no hará fallar al eje en dicho punto.

Con esto se verifica que la presencia de la chaveta no hará fallar al eje en dicho punto.

Como los rodillos se colocan en una sección del eje de diámetro de 35mm al que solo es sometido a torque promedio, como se lo va a fabricar del mismo material que el eje los valores de los coeficientes correctivos serán los mismos al caso anterior ya que también se escogieron el mismo alto, profundidad para la chaveta al igual que la porción de altura libre. A diferencia de la chaveta anterior su longitud es de 76,96 mm.

De esto se obtiene:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{11971,43}{76,96 * 10 * 10^{-6}} = 15,56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_x = \frac{11971,43}{4,7 * 76,96 * 10^{-6}} = 33,10 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad por fatiga del cortante promedio:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + (3 * (\tau_{xy}^2))}$$

$$\sigma' = \sqrt{(3 * (15,56^2))} = 26,94 \text{ MPa}$$

$$S_e = 467,21 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$\eta_f = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$\eta_f = \frac{467,21}{26,94} = 17,34$$

Para el factor de seguridad por aplastante se procede a calcular:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{686}{33,10} = 20,73$$

Se debe verificar si el eje falla por la presencia de la chaveta en dicha sección, el eje está sometido a estos momentos torsores:

$$M = 0 \text{ Nm}$$

$$T = 419 \text{ Nm}$$

Previamente en esta sección se calculó el valor de la resistencia a la fatiga del eje que tiene un valor de:

$$S_e = 363,35 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 18 y despejando N_f se obtiene:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_f} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$N_f = 7,11$$

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE PRINCIPAL

$$C_r = Pr * \left(\frac{60 * \eta * L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p}$$

Para seleccionar los rodamientos se debe calcular la capacidad de carga radial de esta, para ellos primero se debe calcular la carga equivalente P_r y sacar los valores de L_{10h} y p del catálogo del fabricante de rodamientos.

Para el caso del eje principal, este no recibe fuerzas axiales y por lo tanto la carga radial dinámica será igual a:

$$P_r = Fr$$

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre hay dos fuerzas de reacción y cada una tiene su carga radial dinámica:

$$P_{ra} = RAx = 987,51 \text{ N}$$

$$P_{rb} = RBx = 403,67 \text{ N}$$

Al eje principal se le colocaran rodamientos de bolas y se asume que se aplicará en una máquina que no es usada constantemente, pero se la utilizan por largos períodos como lo son las trituradoras, husillos de máquina y motores industriales. Del catálogo del fabricante se obtiene:

$$p = 3 \text{ (Rodamiento de bola)}$$

$$p = 10/3 \text{ (Rodamiento de rodillo)}$$

$$L_{10h} = 21000 \text{ horas}$$

Con estos datos se procede a calcular las capacidades de carga radial en cada reacción:

$$C_{ra} = Pr * \left(\frac{60 * \eta * L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$C_{ra} = 1139.05 * \left(\frac{60 * 57,6 * 21000}{10^6} \right)^{1/(10/3)} = 3,57 \text{ KN}$$

Para seleccionar el rodamiento adecuado en base al diámetro del eje principal y la capacidad de carga radial se utiliza el catálogo del fabricante de rodamientos NTN.

Para la fuerza de reacción en A se debe tomar en cuenta el diámetro de 35mm y un Cr mayor al Cr calculado en dicho punto, la opción sería un rodamiento de rodillos de forma cilíndrica con código NU1007 como se muestra en la tabla 26.

Tabla de Apéndice 28. Tabla de rodamientos de rodillos cilíndricos

d 20 ~ 40mm

Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de rodamientos ²⁾			
mm					dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		tipo	tipo	tipo	tipo
d	D	B	r _{ms} ²⁾	r _{ls} ²⁾	Cr	Cr	Cr	Cr	grasa	aceite	NU	NJ	NUP	N
20	47	14	1	0.6	25.7	22.6	2 620	2 310	15 000	18 000	NU204E	NJ	NUP	—
	47	18	1	0.6	30.5	28.3	3 100	2 890	14 000	16 000	NU2204E	NJ	NUP	—
	52	15	1.1	0.6	31.5	26.9	3 200	2 740	13 000	15 000	NU304E	NJ	NUP	—
	52	21	1.1	0.6	42.0	39.0	4 300	3 950	12 000	14 000	NU2304E	NJ	NUP	—
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	1 540	1 430	16 000	19 000	NU1005	NJ	NUP	N
	52	15	1	0.6	29.3	27.7	2 990	2 830	13 000	15 000	NU205E	NJ	NUP	—
	52	18	1	0.6	35.0	34.5	3 550	3 550	11 000	13 000	NU2205E	NJ	NUP	—
	62	17	1.1	1.1	41.5	37.5	4 250	3 800	11 000	13 000	NU305E	NJ	NUP	—
	62	24	1.1	1.1	57.0	56.0	5 800	5 700	9 700	11 000	NU2305E	NJ	NUP	—
80	21	1.5	1.5	46.5	40.0	4 750	4 050	8 500	10 000	NU405	NJ	NUP	N	
30	55	13	1	0.6	19.7	19.6	2 000	2 000	14 000	16 000	NU1006	NJ	NUP	N
	62	16	1	0.6	39.0	37.5	4 000	3 800	11 000	13 000	NU206E	NJ	NUP	—
	62	20	1	0.6	49.0	50.0	5 000	5 100	9 700	11 000	NU2206E	NJ	NUP	—
	72	19	1.1	1.1	53.0	50.0	5 400	5 100	9 300	11 000	NU306E	NJ	NUP	—
	72	27	1.1	1.1	74.5	77.5	7 600	7 900	8 300	9 700	NU2306E	NJ	NUP	—
	90	23	1.5	1.5	62.5	55.0	6 400	5 600	7 300	8 500	NU406	NJ	NUP	N
35	62	14	1	0.6	22.6	23.2	2 310	2 360	12 000	15 000	NU1007	NJ	NUP	N
	72	17	1.1	0.6	50.5	50.0	5 150	5 100	9 500	11 000	NU207E	NJ	NUP	—
	72	23	1.1	0.6	61.5	65.5	6 300	6 650	8 500	10 000	NU2207E	NJ	NUP	—
	80	21	1.5	1.1	71.0	71.0	7 200	7 200	8 100	9 600	NU307E	NJ	NUP	—
	80	31	1.5	1.1	99.0	109	10 100	11 100	7 200	8 500	NU2307E	NJ	NUP	—
100	25	1.5	1.5	75.5	69.0	7 700	7 050	6 400	7 500	NU407	NJ	NUP	N	

Fuente: (NTN, 2004)

Para verificar la opción escogida se calcula su factor de seguridad. El rodamiento seleccionado posee un diámetro externo de 62mm y un espesor de 14mm.

$$S_{oa} = \frac{C_{or}}{P_{ra}}$$

$$S_{oa} = \frac{23.2}{0,98751} = 23,53$$

Posteriormente se procede a calcular la capacidad de carga radial en el punto B, para ello se seleccionará un rodamiento de rígido de bolas.

$$C_{rb} = 222.65 * \left(\frac{60 * 57,6 * 21000}{10^6} \right)^{1/3} = 1,68 \text{ KN}$$

Con este valor se selecciona el rodamiento de la tabla 27 para rodamientos rígido de bolas.

Tabla de Apéndice 29. Tabla de rodamientos tipo bola

d 20 ~ 35mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm		$r_{ms}^{(1)}$	r_{ms} mm	dinámica		estática			grasa		aceite		tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B			C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		ZZ LLB	Z LB	LLH	LLU					
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—	
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—	
32	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1 200	820	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2 110	1 190	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3 050	1 730	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	LLU
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU

Fuente: (NTN, 2004)

Para la fuerza de reacción en B se debe tomar en cuenta el diámetro de 35 mm y un Cr mayor al Cr calculado en dicho punto, la opción a escoger sería un rodamiento rígido de bolas con código 6807. Para verificar la opción escogida se calcula su factor de seguridad.

$$S_{ob} = \frac{C_{or}}{P_{rb}}$$

$$S_{ob} = \frac{4.05}{0.40367} = 10,03$$

Con este factor de seguridad se determina que el rodamiento no fallará al momento que la máquina opere. El rodamiento seleccionado posee un diámetro externo de 62 mm y un espesor de 14 mm.

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LOS EJES DEL PORTA RODILLOS

Solo las fuerzas axiales de gran magnitud influyen en la selección de rodamientos de rodillos por eso se tomaran en cuenta solo las fuerzas radiales. Como este caso no se encuentra en la tabla de aplicaciones del catálogo del fabricante de se calcula la vida en horas del rodamientos. Para ello se escoge una clase de rodamiento de rodillos cilíndricos y se verifica si la selección es adecuada si al momento de calcular el factor de seguridad este no falla. Como las fuerzas de reacción son iguales se escoge el mismo rodamiento para ambos casos. Para seleccionar el rodamiento necesario se debe tomar en cuenta que el diámetro de estos ejes es de 30 mm.

Primero se asume que se tiene un rodamiento NU1006, la cual su capacidad de carga radial es de 19,76 KN, de la ecuación anterior se obtiene:

$$C_r = Pr * \left(\frac{60 * \eta * L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * \eta} * \left(\frac{C_r}{Pr} \right)^p$$

Como solo hay fuerzas radiales en una sola dirección P_r toma el valor de la reacción en dicho punto, se analizará la situación en el punto B.

$$P_{rb} = RBy = 5.67 \text{ KN}$$

Con esto se procede a reemplazar los valores y determinar el tiempo de vida del rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 62,01} * \left(\frac{19,7}{5.67}\right)^{10/3} = 17105,68 \text{ horas} = 1,95 \text{ años}$$

La vida del rodamiento escogido es de casi 2 años el cual es un tiempo de vida aceptable, ahora se determinara su factor de seguridad.

$$S_{ob} = \frac{C_{or}}{P_{rb}}$$
$$S_{ob} = \frac{19,6}{5.67} = 3,46$$

Esto indica que el rodamiento no fallará con la carga radial aplicada, el rodamiento seleccionada tiene un diámetro externo 55 mm y un espesor de 13 mm.

SELECCIÓN DEL CARRIL TENSOR DEL MOTOR

El motor para la caja reductora es tamaño 112, del catálogo se selecciona el carril tensor TT112 acorde a nuestro modelo de motor, para que pueda ser anclado a una superficie.

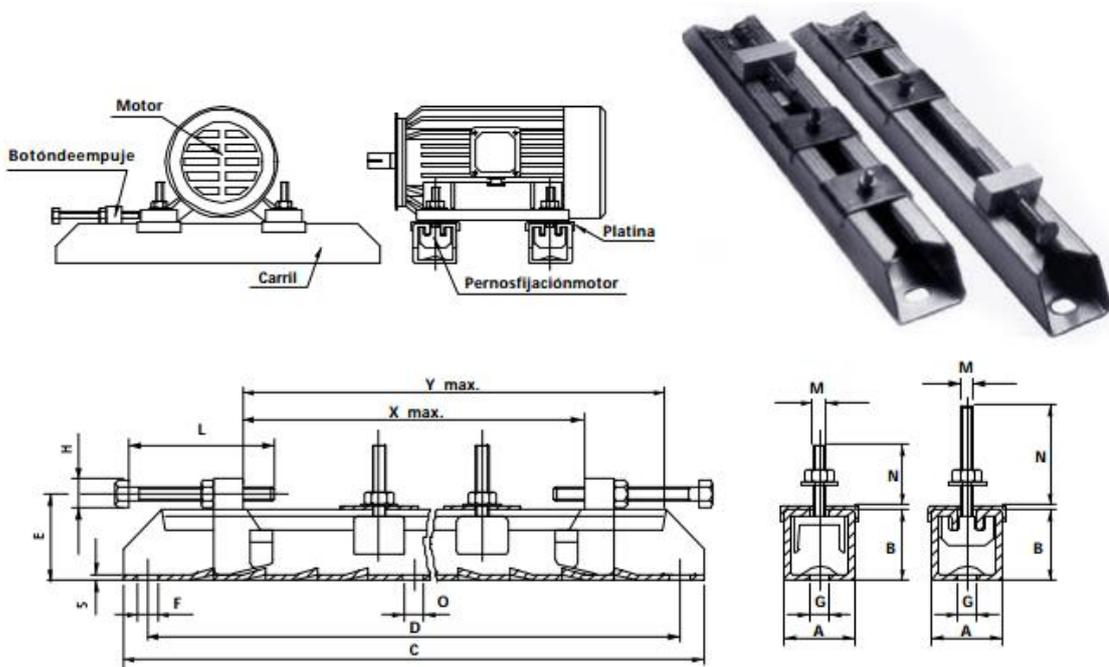


Figura 2 Apéndice C. Dimensiones del carril tensor

Fuente: (DINAMICA distribuciones S.A., 2007)

Tabla de Apéndice 30. Tabla de Selección de Carril tensor de motores

Tipo	Figura	Tamaño motor	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)	L (mm)	M (mm)	N (mm)	O (mm)	X max. (mm)	Y max. (mm)	Peso (kg)
TT71/6	A	63-80	47	31	312	280	38	13	18	M8	80	M6	25	-	180	220	2,70
TT80/8	A	80	47	31	375	343	38	13	18	M8	80	M8	30	-	240	280	3,10
TT90/8	A	80-90	59	36	395	355	45	13	21	M10	100	M8	30	-	245	300	1,80
TT112/10	A	100-112	59	36	495	455	45	13	21	M10	100	M10	35	-	345	400	5,60
TT132/10	B	100-132	65	40	530	480	52	17	26	M12	120	M10	45	-	360	420	7,80
TT160/12	B	160	65	40	630	580	52	17	26	M12	120	M12	50	-	420	520	8,80
TT180/12	B	160-180	75	42	700	630	57	17	26	M12	120	M12	50	-	520	580	12,00
TT225/16	B	200-225	82	50	864	800	68	17	27	M16	140	M16	65	17	670	740	20,40
TT280/20	B	250-280	116	70	1.072	1000	90	20	27	M18	150	M20	80	20	870	940	43,00
TT355/24	B	315-355	116	70	1.330	1250	90	20	27	M18	150	M24	100	20	1.130	1.200	52,00
TT400/30	B	400	116	70	1.430	1350	90	24	30	M18	150	M30	100	24	1.230	1.300	58,00

Fuente: (DINAMICA distribuciones S.A., 2007)

SELECCIÓN DE TUERCA PARA SUJETAR EL EJE EN LA PARTE SUPERIOR.

Para el eje principal se seleccionó una tuerca cuyo diámetro nominal es 1 ¼

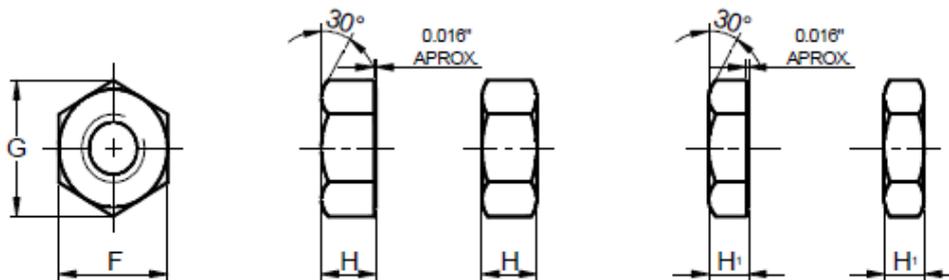


Figura 3 Apéndice C. Dimensiones del carril tesnor

Fuente: (Reinike, 2006)

Tabla de Apéndice 31. Tabla de Selección para la tuerca del eje principal

DIAMETRO NOMINAL		F			G		H			H1		
NOMINAL SIZE		NOMINAL	MAX	MIN	MAX	MIN	NOMINAL	MAX	MIN	NOMINAL	MAX	MIN
1/4	0.2500	1/2	0.500	0.488	0.577	0.556	15/64	0.250	0.218	11/64	0.188	0.156
5/16	0.3125	9/16	0.563	0.546	0.650	0.622	19/64	0.314	0.280	13/64	0.220	0.186
3/8	0.3750	11/16	0.688	0.669	0.794	0.763	23/64	0.377	0.341	15/64	0.252	0.216
7/16	0.4375	3/4	0.750	0.728	0.866	0.830	27/64	0.441	0.403	17/64	0.285	0.247
1/2	0.5000	7/8	0.875	0.850	1.010	0.969	31/64	0.504	0.464	19/64	0.317	0.277
9/16	0.5625	15/16	0.938	0.909	1.083	1.037	35/64	0.568	0.526	21/64	0.349	0.307
5/8	0.6250	1 1/16	1.062	1.031	1.227	1.175	39/64	0.631	0.587	23/64	0.381	0.337
3/4	0.7500	1 1/4	1.250	1.212	1.443	1.382	47/64	0.758	0.710	27/64	0.446	0.398
7/8	0.8750	1 7/16	1.438	1.394	1.660	1.589	55/64	0.885	0.833	31/64	0.510	0.458
1	1.0000	1 5/8	1.625	1.575	1.876	1.796	63/64	1.012	0.956	35/64	0.575	0.519
1 1/8	1.1250	1 13/16	1.812	1.756	2.068	2.002	1 7/64	1.139	1.079	39/64	0.639	0.579
1 1/4	1.2500	2	2.000	1.938	2.309	2.209	1 7/32	1.251	1.187	23/32	0.751	0.687
1 3/8	1.3750	2 3/16	2.188	2.119	2.526	2.416	1 11/32	1.378	1.310	25/32	0.815	0.747
1 1/2	1.5000	2 3/8	2.375	2.300	2.742	2.622	1 15/32	1.505	1.433	27/32	0.880	0.808

Fuente: (Reinike, 2006)

MANTENIMIENTO DE MÁQUINA PELLETIZADORA

A continuación se describirán las recomendaciones de los fabricantes para el mantenimiento de máquinas pelletizadoras. (GEMCO ENERGY, 2017)

- **Moler un poco de materia prima antes de iniciar el proceso de producción de pellets.**

Usualmente la matriz plana de las peeltizadoras se le realiza un tratamiento térmico. Antes de producir pellets hay que asegurarse de que no existan rebabas en los orificios antes de usar ya que esto afectan la productividad, como recomendación si no se producen correctamente los pellets antes de iniciar se debe utilizar 5 Kg de aserrín, 5 Kg de aceite de motor usado, 25 Kg de arena fina, todo esto se debe mezclar, y dejar funcionar durante 15 a 40 minutos, luego de este lapso puede funcionar correctamente. Algo fundamental es que la distancia entre los rodillos y la matriz plana debe de ser entre 0,1 a 0,3 mm, para nuestro diseño fue de 0,3 mm para que se puedan producir correctamente los pellets.

- **Regular el contenido de humedad en la materia prima**

De acuerdo a la norma para pellets con diámetro de 6 mm la humedad deber ser de aproximadamente del 10 %. Un mayor contenido de humedad creará un bloqueo en los agujeros de la matriz plana, en cambio un menor contenido de humedad provocara que una baja densidad de los pellets, gránulos sueltos o que no se formen los pellets.

- **Proceso antes finalizar el uso de la pelletizadora**

Llenar con una mezcla de la materia prima, aceite usado de motor, y arena. Luego presionar durante 1 a 2 minutos los agujeros con esta mezcla, para que la máquina funcione correctamente al día siguiente y ayuda proteger la matriz de la corrosión.

- **Mantenimiento del sistema de transmisión y los rodillos**

Se debe eliminar las impurezas duras o restos de metal en la materia prima antes de la producción, ya que esto puede afectar la vida útil de los rodillos, matriz y eje principal. Limpiar cada 2 o 5 días los rodamientos y llenarlos con grasa de alta temperatura ya que el proceso de extrusión puede alcanzar entre 40°C a 80°C. Cada 8 horas el eje principal deberá ser lubricado. La caja reductora deberá limpiarse cada seis meses.

- **Mantenimiento diario y potencia.**

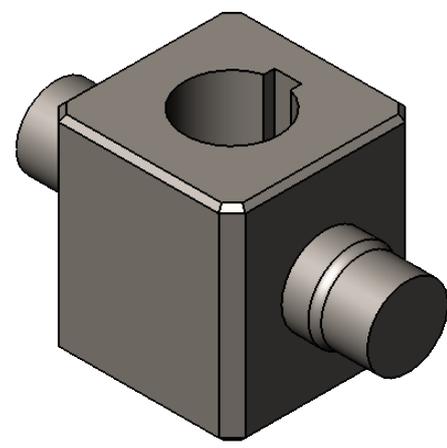
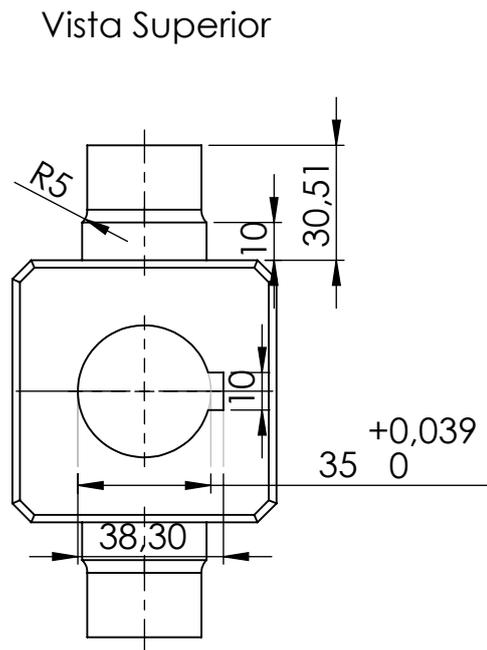
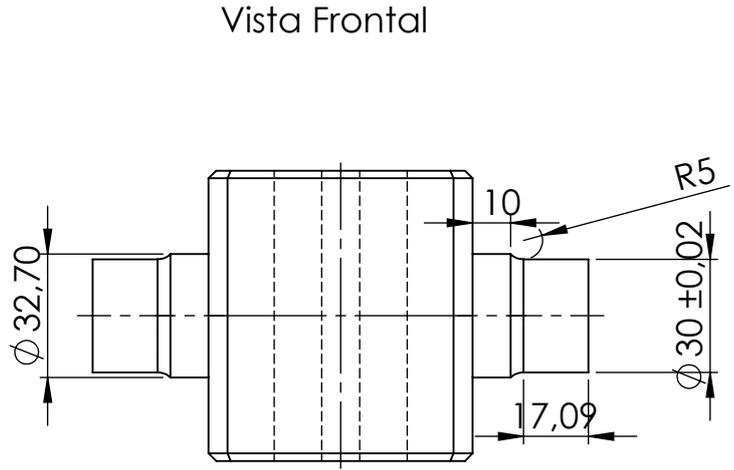
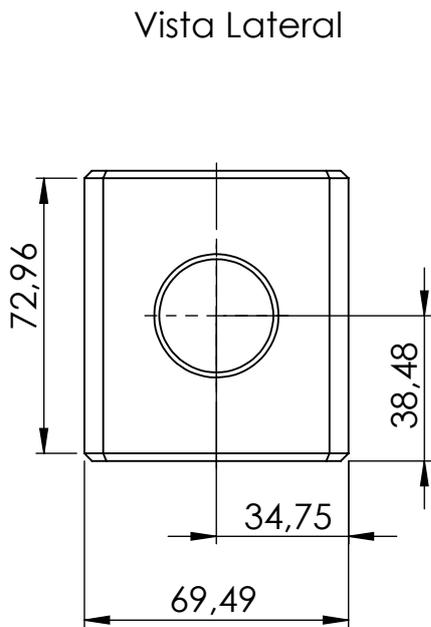
Se debe equilibrar la potencia y productividad, una potencia baja produce baja productividad, y si es alto se gastará energía innecesaria desgastando la máquina rápidamente.

El mantenimiento se lo debe realizar una vez apagada la pelletizadora, deberá evitar el contacto con agua, fugas eléctricas, fuego y verificar el estado de la máquina a diario.

- **Mantenimiento de la matriz y rodillos.**

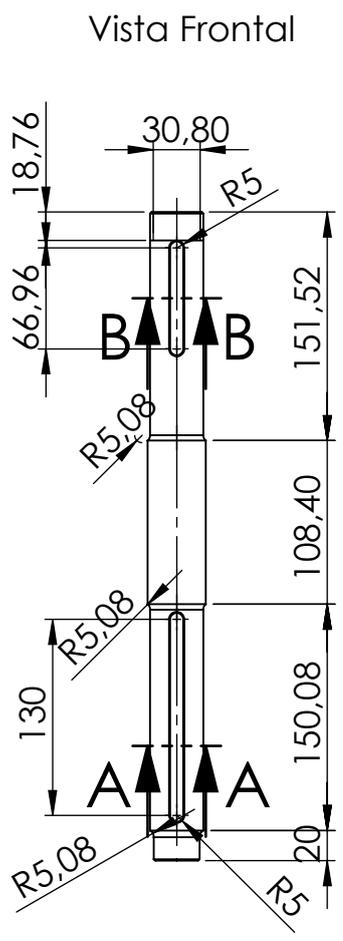
En caso de haber desaceleración en la capacidad de producción comprobar el estado de la matriz plana, rodillos, agujeros de la matriz plana. En caso de cambiar la matriz plana, también se debe cambiar los rodillos y pulir la superficie de la matriz en caso de haber rebabas.

PLANOS

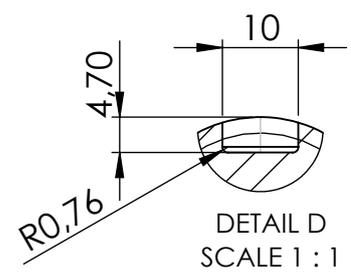


H8 f7

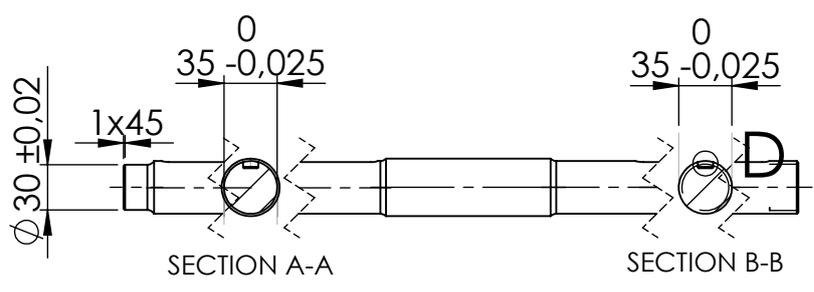
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO		A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal		
	VERIF.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	MATERIAL:	TÍTULO:	Portarodillos	
	APROB.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	AlSi 4340			
Unidad: mm				ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1		



Vista Isométrica

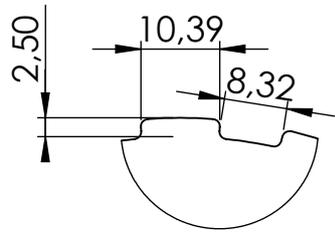
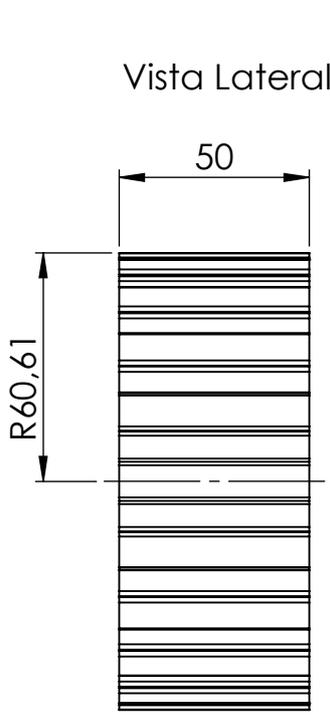


Vista Cortada

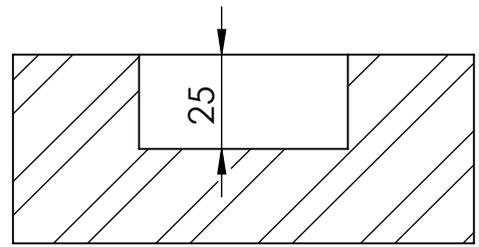
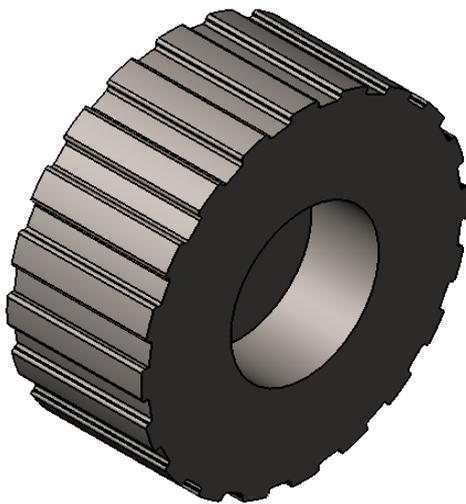
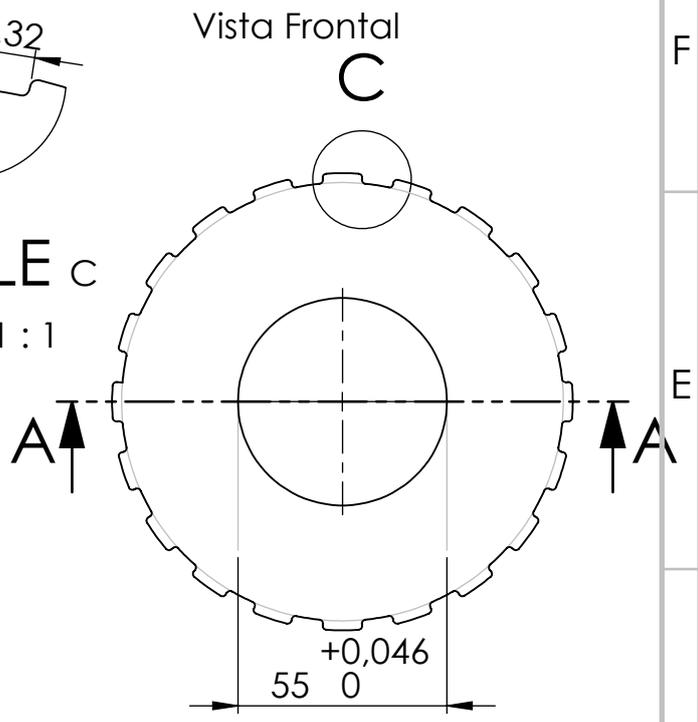


H8 f7

A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	VERIF.	Emérita Delgado P.	26/08/17	MATERIAL:	TÍTULO:	A4
	APROB.	Emérita Delgado P.	26/08/17	AISI 4340	Eje principal	
				Unidad: mm	ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



SECTION A-A
SCALE 1 : 2

H8 f7

NOMBRE			FIRMA	FECHA	ESPOL		PROYECTO	
DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.			27/08/17	MATERIAL: ACERO A36		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	Kevin Mero C.							
VERIF.	Eméríta Delgado P.			26/08/17	Unidad: mm		TÍTULO: Rodillo	
APROB.	Eméríta Delgado P.			26/08/17				
					ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1	

A4

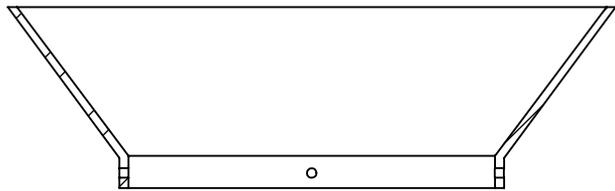
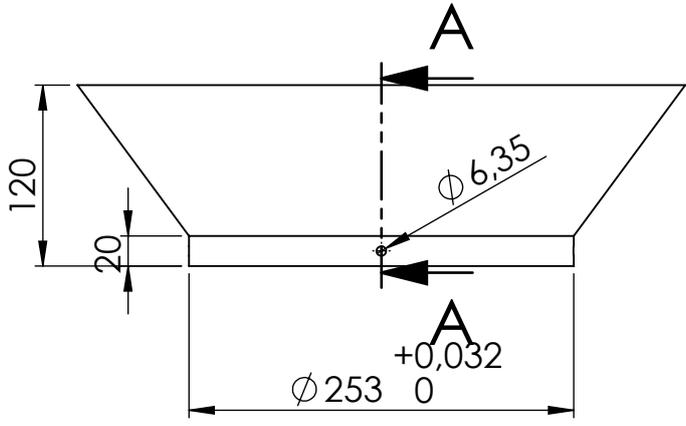
4 3 2 1

F

F

Vista Frontal

Vista Lateral en corte



SECTION A-A
SCALE 1 : 5

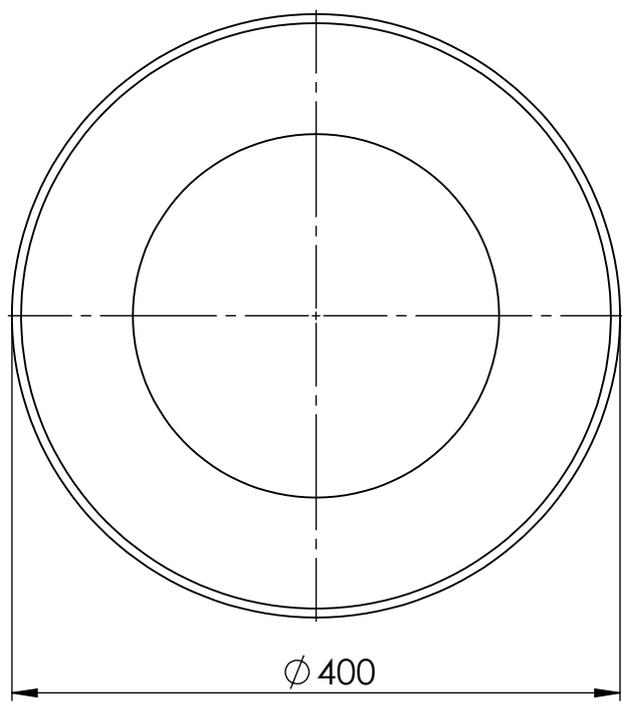
E

E

D

D

Vista Superior



H7 s6

C

C

B

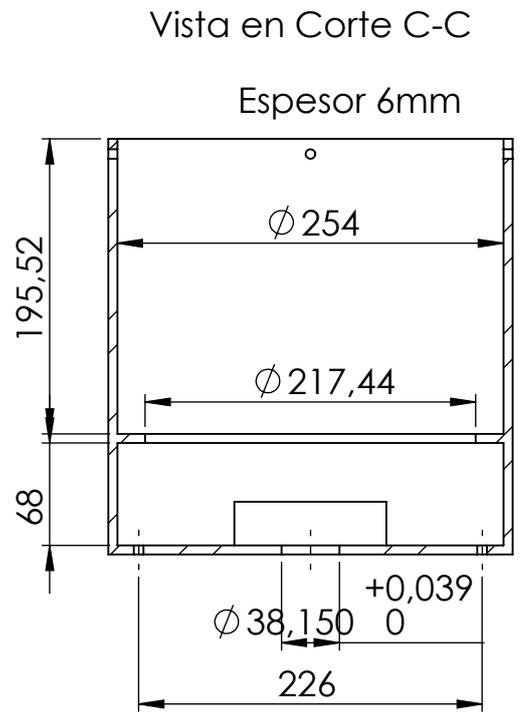
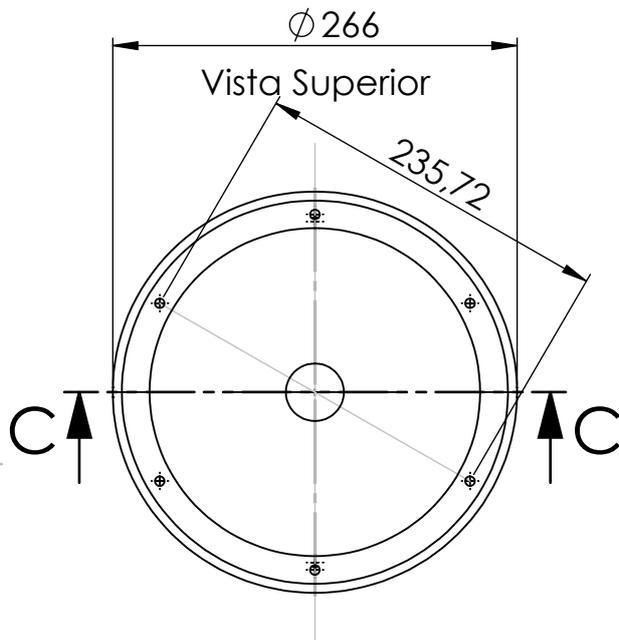
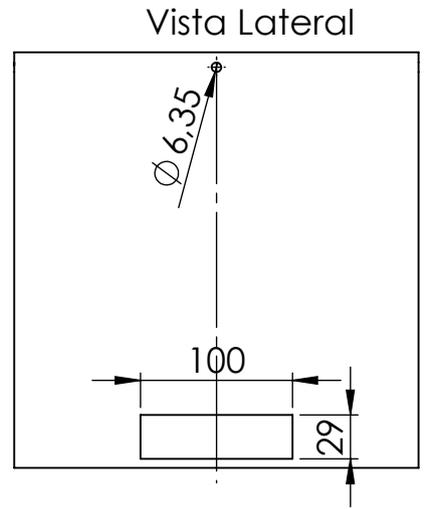
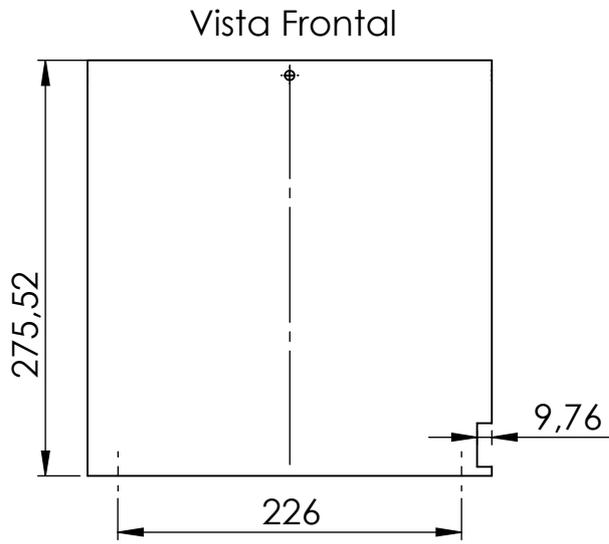
B

A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	
	Jorge Bonifaz M.		27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	Kevin Mero C.			MATERIAL:	TÍTULO:	A4
	Emérita Delgado P.		26/08/17	ACERO A36	Tolva	
	Emérita Delgado P.		26/08/17			
	Unidad: mm			ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1	

4 3 2 1



SECTION C-C

H8 f7



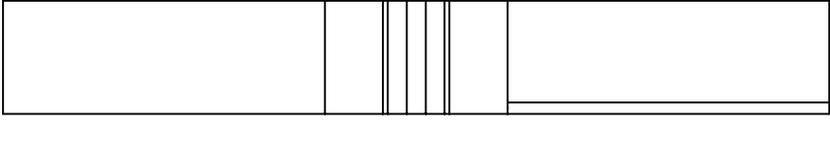
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
		Kevin Mero C.		MATERIAL:	TÍTULO:	
	VERIF.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	ACERO A36	Cilindro	
	Eméríta Delgado P.	26/08/17				
Unidad: mm				ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1	

4 3 2 1

F

F

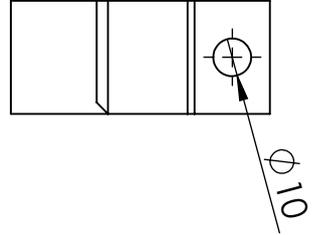
Vista Frontal



E

E

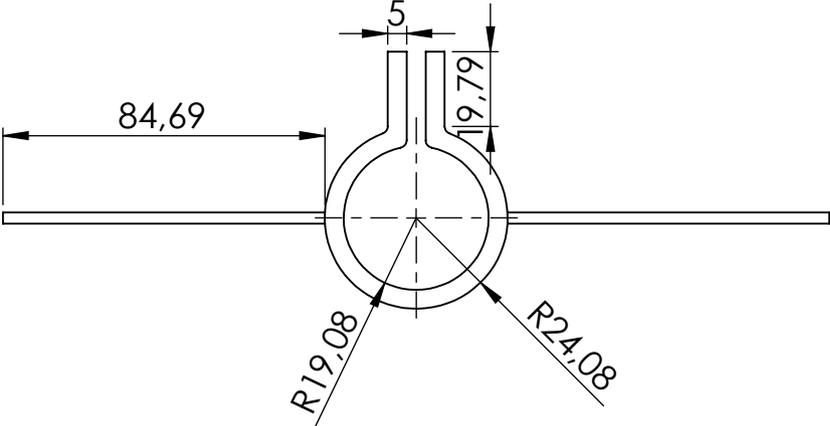
Vista Lateral



D

D

Vista Superior

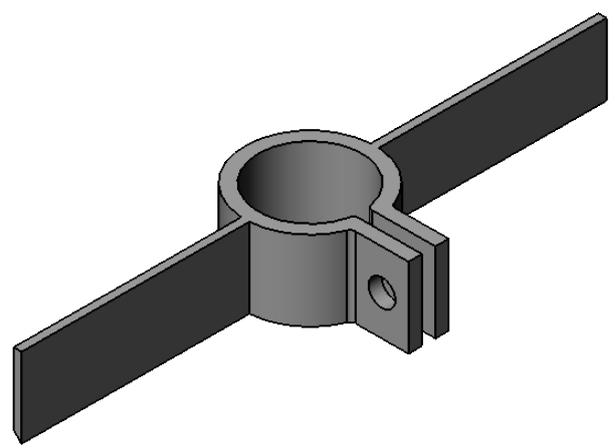


C

C

B

B



A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	
DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.		27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	Kevin Mero C.			MATERIAL:	TÍTULO:	A4
VERIF.	Eméríta Delgado P.		26/08/17	ACERO A36	Cuchillas de corte	
APROB.	Eméríta Delgado P.		26/08/17	Unidad: mm	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

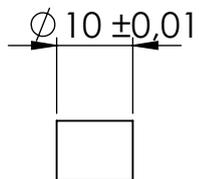
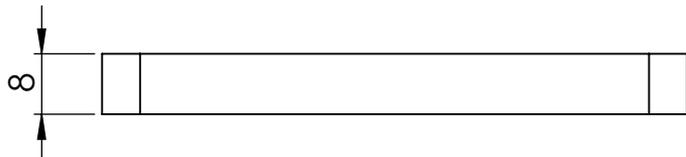
4 3 2 1

F

F

Vista Frontal

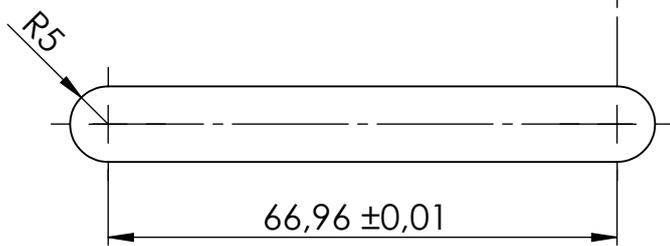
Vista Lateral



E

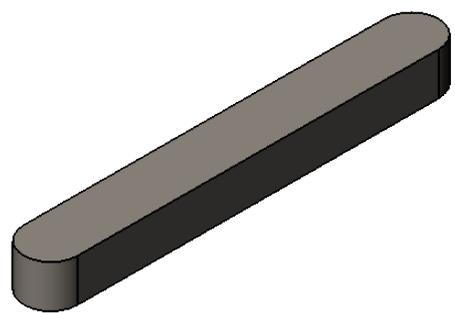
E

Vista Superior



D

D



C

C

B

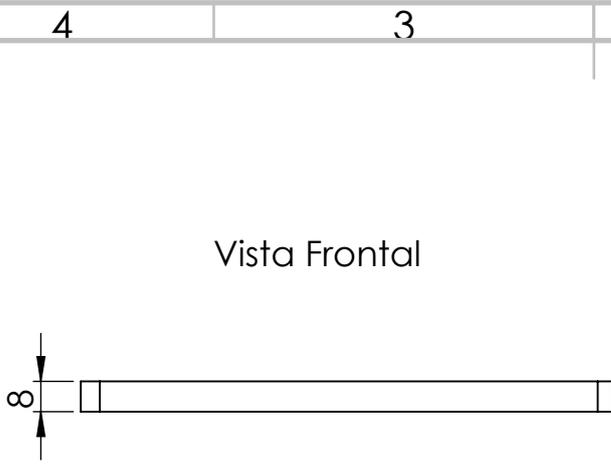
B

A

A

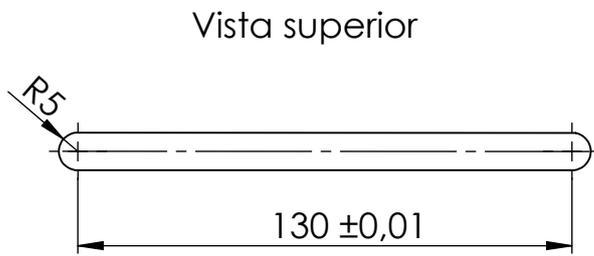
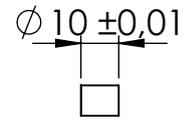
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	
DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.		27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	Kevin Mero C.			MATERIAL:	TÍTULO:	A4
VERIF.	Emérita Delgado P.		26/08/17	ACERO A36	Chaveta portarodillo	
APROB.	Emérita Delgado P.		26/08/17	Unidad: mm	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

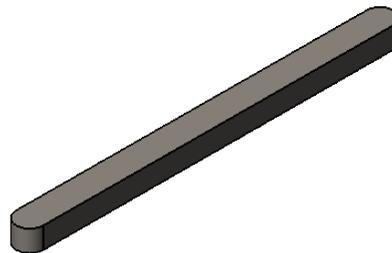


Vista Frontal

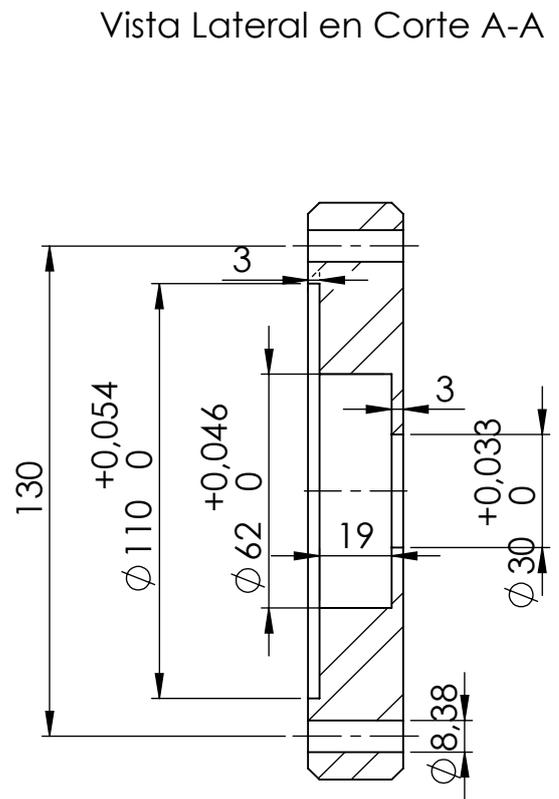
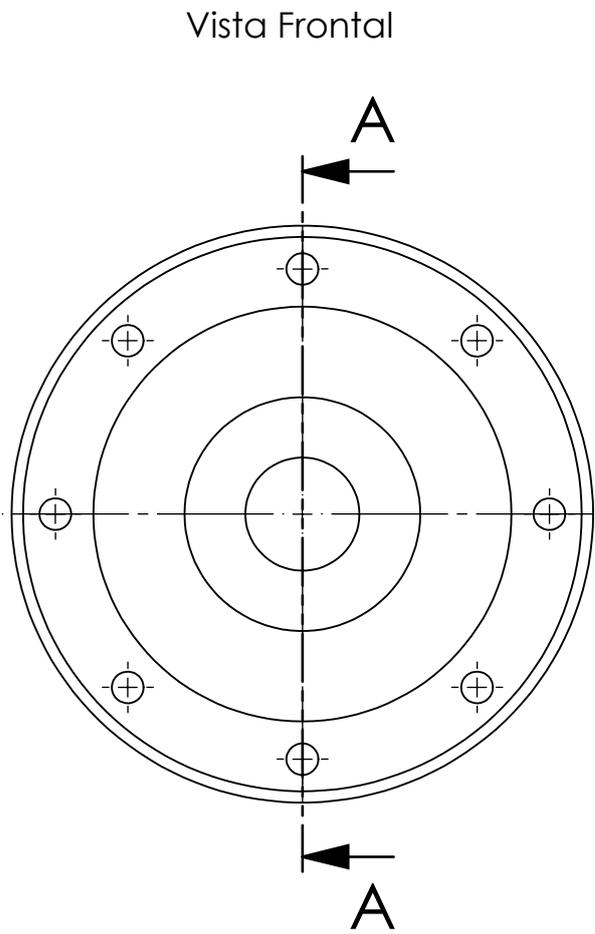
Vista Lateral



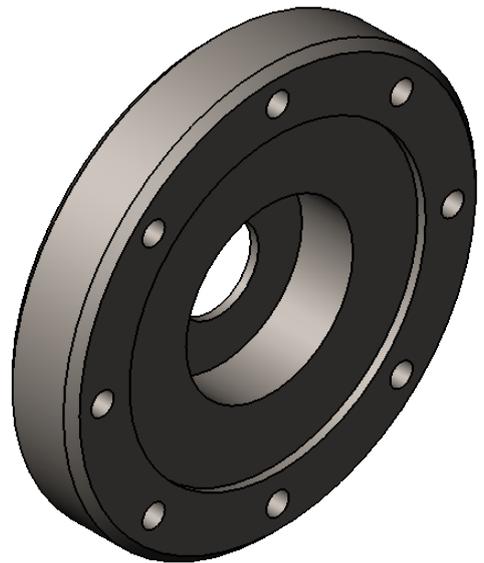
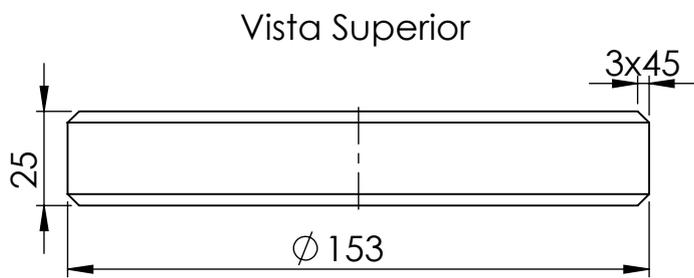
Vista superior



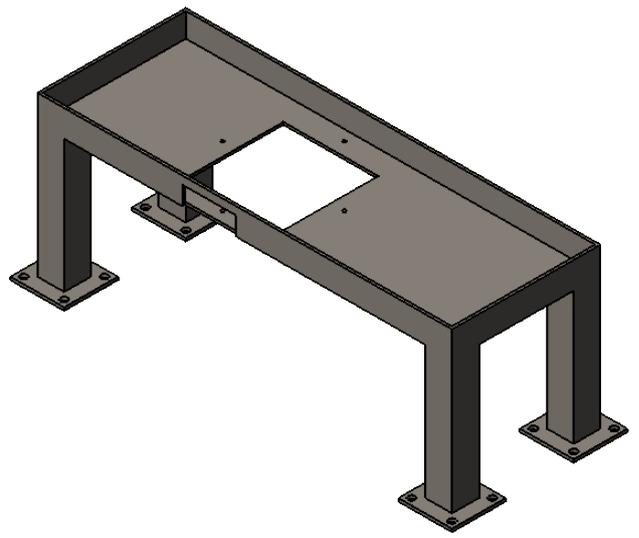
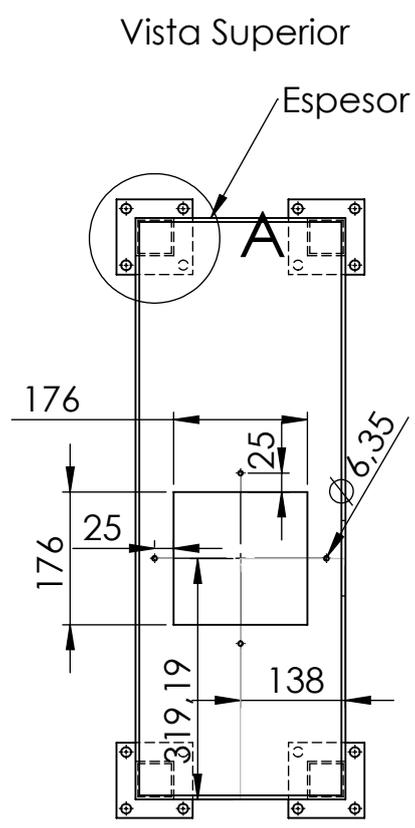
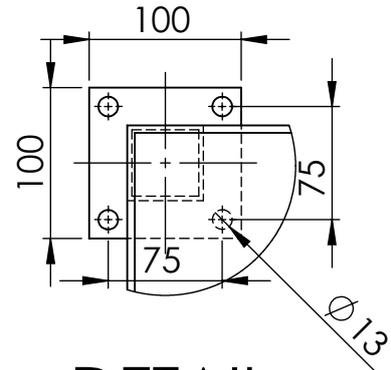
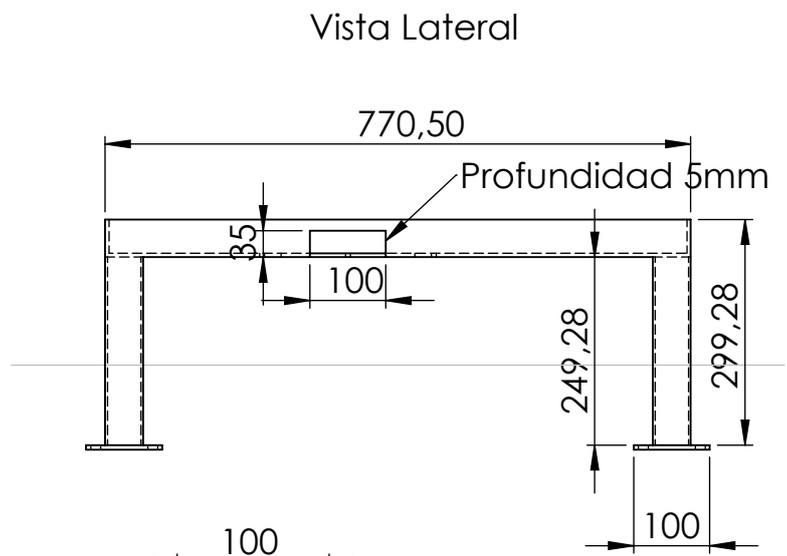
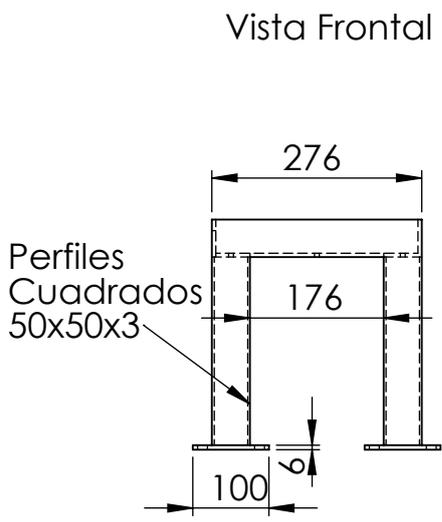
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO		A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal		
	VERIF.	Emérita Delgado P.	26/08/17	MATERIAL:	TÍTULO:	Chaveta del Eje Principal	
	APROB.	Emérita Delgado P.	26/08/17	AISI 4340			
				Unidad: mm	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1	



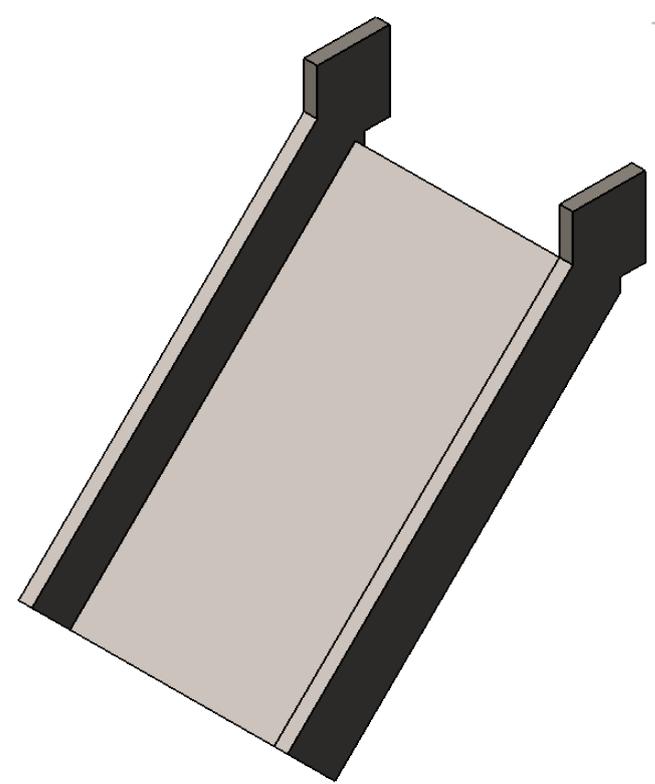
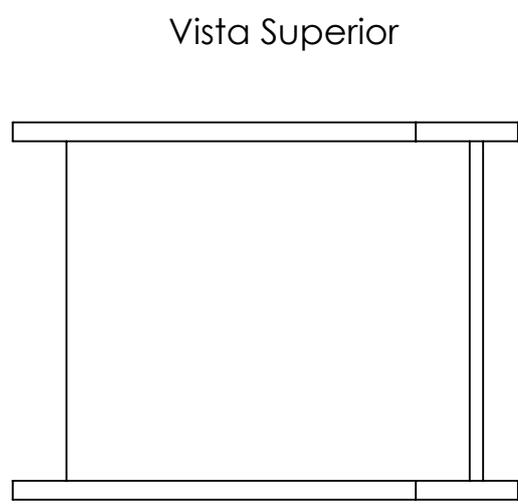
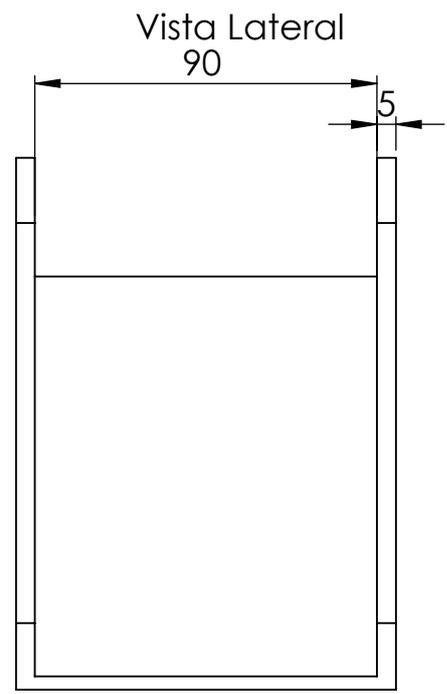
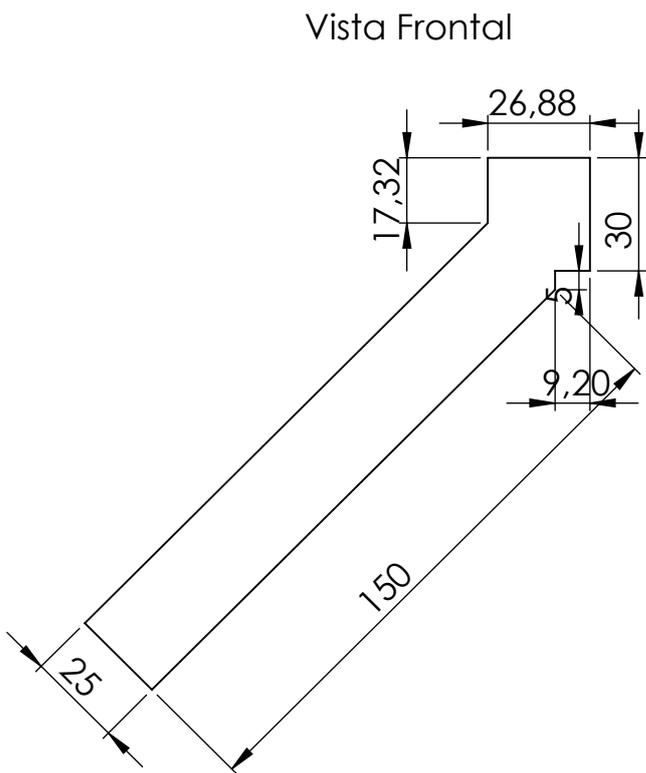
SECCIÓN A-A



A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO		A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal		
		Kevin Mero C.		MATERIAL:	TÍTULO:	Tapa	
	VERIF.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	ACERO A36			
APROB.	Eméríta Delgado P.	26/08/17		Unidad: mm	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1	



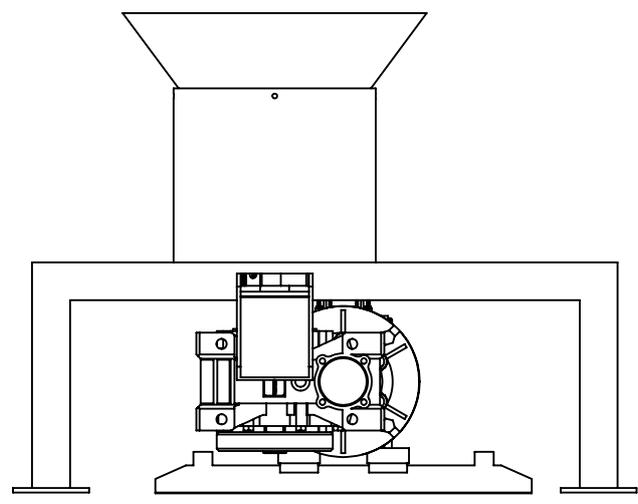
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO		A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal		
	VERIF.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	MATERIAL:	TÍTULO:	Mesa	
	APROB.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	ACERO A36	ESCALA: 1:10		
			Unidad: mm				



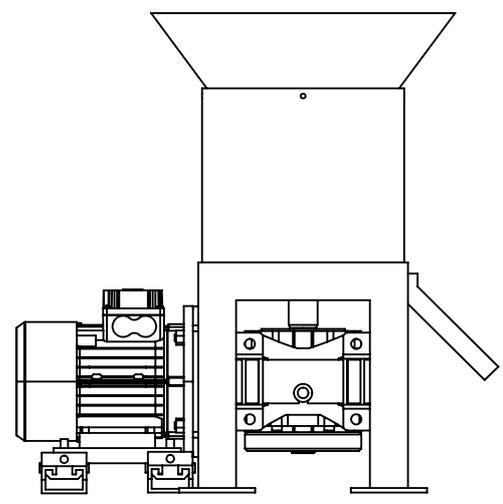
NOMBRE			FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO	
DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.			27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal	
	Kevin Mero C.				MATERIAL:	TÍTULO:	A4
VERIF.	Eméríta Delgado P.			26/08/17	ACERO A36	Resbaladera	
APROB.	Eméríta Delgado P.			26/08/17	Unidad: mm	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

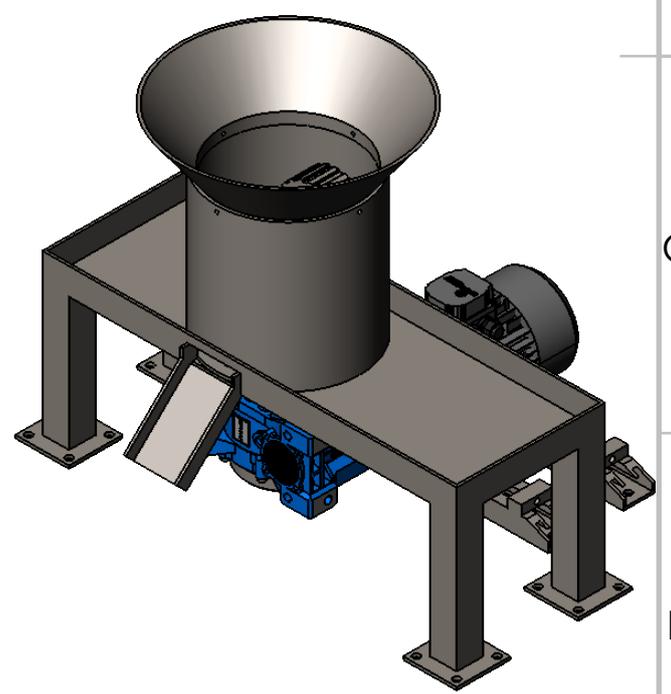
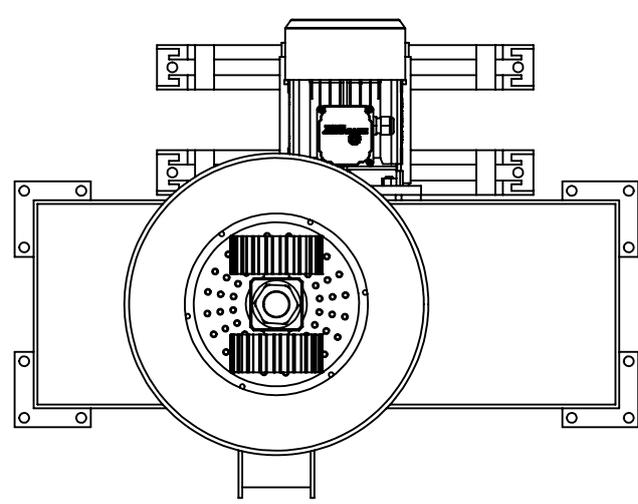
Vista Frontal



Vista Lateral



Vista Superior

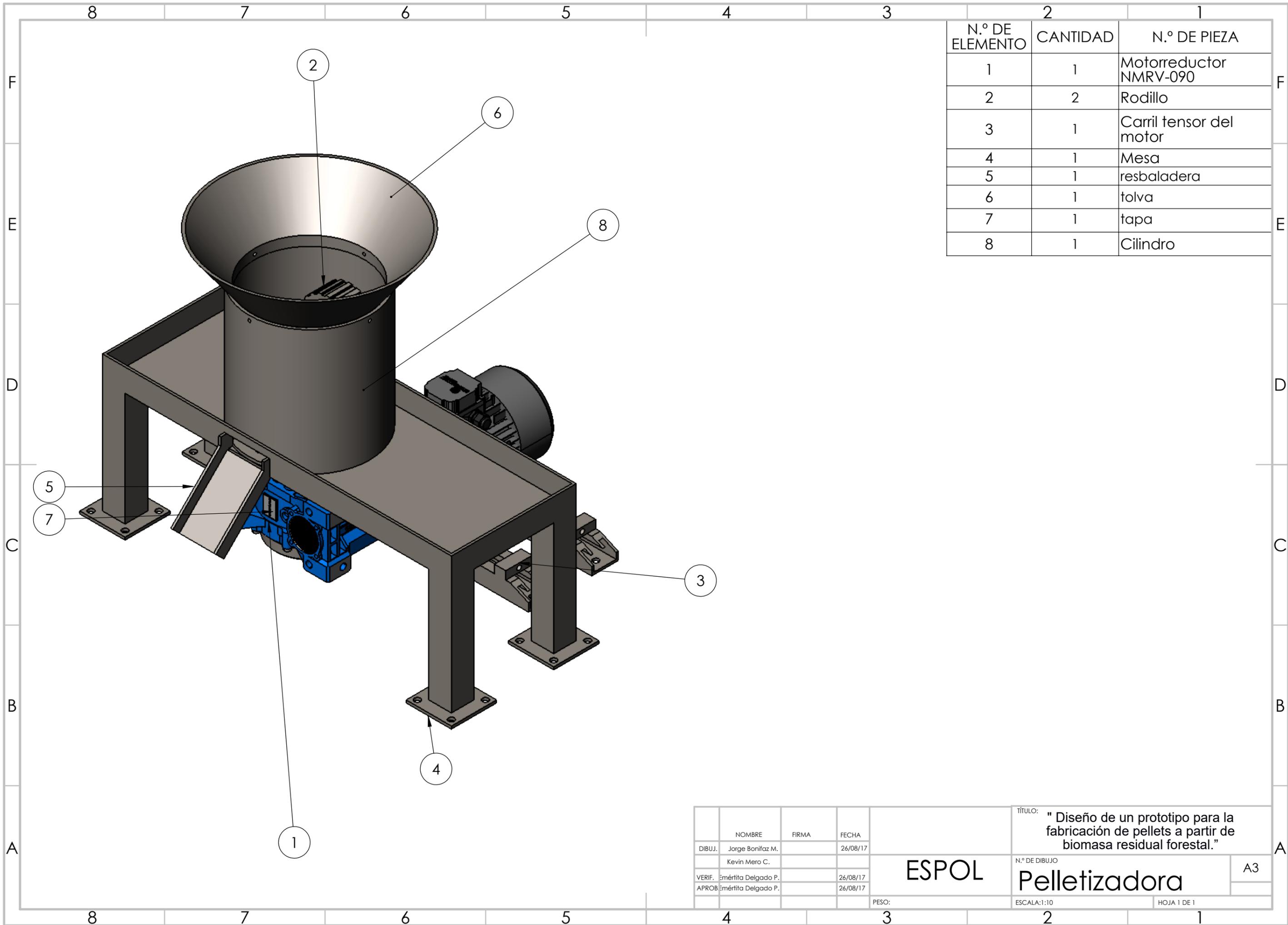


F
E
D
C
B
A

F
E
D
C
B
A

A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO		A4
	DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.	27/08/17		Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal		
		Kevin Mero C.		MATERIAL:	TÍTULO:		
	VERIF.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	ACERO A36	Emsamble de Pelletizadora		
	APROB.	Eméríta Delgado P.	26/08/17	Unidad: mm	ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1	

4 3 2 1



N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	N.º DE PIEZA
1	1	Motorreductor NMRV-090
2	2	Rodillo
3	1	Carril tensor del motor
4	1	Mesa
5	1	resbaladera
6	1	tolva
7	1	tapa
8	1	Cilindro

NOMBRE			FIRMA		FECHA		TÍTULO: "Diseño de un prototipo para la fabricación de pellets a partir de biomasa residual forestal."		
DIBUJ.	Jorge Bonifaz M.				26/08/17			N.º DE DIBUJO	
	Kevin Mero C.							A3	
VERIF.	Emérita Delgado P.				26/08/17			Pelletizadora	
APROB.	Emérita Delgado P.				26/08/17				
PESO:							ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 1

ESPOL

Pelletizadora