



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

**TESIS**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PROCESADORA DE  
PELLETS EN BASE A MERMA DE ARROZ CON  
CAPACIDAD DE 200 KG/H PARA LA EMPRESA  
ESCALY S.R.L. – LAMBAYEQUE**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**Autores:**

**Bach. Fiestas Querebalú José Carlos**

**Bach. Vargas Herrera Mario Francis**

**Asesor:**

**Dr. Jorge Antonio Olortegui Yume Ph.D.**

**Línea de Investigación:**

**Ingeniería de Procesos Productivos**

**Pimentel - Perú  
2018**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PROCESADORA DE PELLETS EN  
BASE A MERMA DE ARROZ CON CAPACIDAD DE 200 KG/H  
PARA LA EMPRESA ESCALY S.R.L. - LAMBAYEQUE**

**Aprobación tesis:**

---

Bach. José Carlos Fiestas Querebalú

---

Bach. Mario Francis Vargas Herrera

---

Mg. Ing. Silvia Yvone Gastiaburú Morales

**Presidenta del Jurado**

---

Mg. Ing. Carlos Alexis Alvarado Silva

**Secretario del Jurado**

---

Mg. Ing. Juan Carlos Vives Garnique

**Vocal del Jurado**

## DEDICATORIAS

A Dios, por permitirme llegar a esta etapa tan especial para mí y mi familia. A los triunfos y tropiezos que me permitieron valorar cada día más el estar vivo. A mi abuelito que desde el cielo siempre me acompaña en cada logro que voy consiguiendo. A mi madre y mi abuela en especial que siempre me acompañan en cada una de las etapas de mi vida, a mis tíos que nunca dejaron de velar por mí para poder culminar con mi carrera, a mis primos que siempre me apoyaron cuando los necesite. A mi compañero de tesis Jose Carlos con el que trabaje arduamente en equipo para el termino de nuestra tesis. A mis amigos los estrechos, ya que gracias al equipo que formamos pudimos llegar al final del camino al apoyarnos siempre y aprendiendo juntos. A mis asesores que siempre nos brindaron el conocimiento necesario para hacer las cosas bien y por último a todos mis profesores que tuve el grato placer de conocer en el camino de mi formación profesional.

Mario Francis Vargas Herrera

Esta etapa de mi vida que dieron el fruto esperado se le dedico en primer lugar a Dios, a mis hermanos, a mis cuñadas, a mis sobrinos que tanto los adoro, mis abuelos pero sobre todo a mi abuelita Cata. A mis asesores y profesores. A mi amigo Francis, compañero de tesis, de clases y hermano de vida. También esto va para mis amigos de toda la vida, de San José, que aunque no los veo tanto siempre los tengo presente, a mis amigos que conocí en la universidad y formamos un excelente grupo, Los Estrechos. A mis amigos y amigas de la chamba. A mi hermano del gym y de los grandes momentos. Gracias también a mi enamorada que siempre está a mi lado, a mi papá porque a pesar de cada problema nunca dejo de apoyarme, te amo papá. Y especialmente esto va para mi mami que sé que desde el cielo siempre me cuida y me protege, te amo mami.

José Carlos Fiestas Querebalú

## AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero dar gracias a Dios por permitirme llegar a esta etapa de mi vida en la que cumplo uno de mis sueños que es el de culminar esta tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista y ser un orgullo más para familia, no fue fácil pero se pudo lograrlo propuesto, hubieron muchos sacrificios en el camino pero ninguno fue una barrera para mí ya que siempre tuve el apoyo de mi familia a mis espaldas; especialmente a mi madre que siempre me dio la confianza necesaria para salir adelante haciendo muchos sacrificios, a mi abuela que siempre estuvo apoyándome en lo que podía para poder culminar con mi carrera, a mis tíos y primos que siempre estuvieron ahí cuando los necesite y nunca me dieron la espalda; por lo cual estoy eternamente agradecido con todos ellos. También quiero agradecer a mi compañero de tesis Jose Carlos ya que en equipo hicimos posible el término de esta tesis consiguiendo lograr el objetivo, consiguiendo así llegar al final del camino; a nuestros asesores el Ing. Olortegui y el Ing. Vives que siempre estuvieron ahí para apoyarnos y aclararnos cualquier duda que teníamos.

Mario Francis Vargas Herrera

Quiero agradecer en primer lugar a Dios, por cada día y fuerza brindada para siempre salir adelante a pesar de los malos momentos, a mis hermanos. A mi amigo de tesis, Francis, con el cuál formamos un gran equipo para lograr este objetivo, a mi enamorada que siempre me apoyo sin importar las circunstancias. Gracias a mis jefes y amigos del trabajo, por los buenos consejos, la amistad y los permisos. Gracias a mis amigos de vida, por estar ahí en los buenos y malos momentos. A mis asesores, especialmente al Ing. Olortegui y el Ing. Vives, gracias por la paciencia y el buen humor. A la universidad por el buen trato. Gracias también a mi mami por creer siempre en mí y apoyarme como sólo ella lo hacía. A mi viejo que sin él nada de esto fuera posible, conseguir la meta de ser Ingeniero Mecánico Electricista, gracias papá.

José Carlos Fiestas Querebalú

## RESUMEN

En la presente tesis se describe el diseño de una máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz con capacidad de 200 kg/h para la empresa ESCALY S.R.L. ya que se notó tras varias visitas de trabajo a la empresa de que se podía reutilizar la merma de arroz que se genera en el proceso de secado y pilado de arroz. La importancia de este trabajo radica en la reutilización de desechos de las industrias molinera, en este caso para biocombustibles, creando así un nuevo producto mediante esta máquina, los cuales son pellets. Esta materia comprimida sirve como combustible orgánico alternativo ya que posee un alto poder calorífico.

Para el diseño, se parte de la capacidad de producción que la empresa tiene de generar la materia prima que utiliza la máquina, y las características que debe tener el granulo de merma, que en este caso es de 6 mm el diámetro que tendrá el pellet según la Norma Europea EN 1496, norma empleado para este proyecto. Se define los sistemas que va a utilizar la pelletizadora mediante variables planteadas empleando la metodología de la caja negra, 2 cálculos paramétricos y 3 configuraciones de diseño. Por último se lleva a cabo los cálculos y dimensionamiento de las piezas, en los cuáles se hallaros los datos como el diámetro del eje principal que será de 51 mm con un FS de 3, la matriz horizontal con un total de 119 agujeros, 2 rodillos de compresión de 14 cm de altura y 7 cm de espesor cada uno, 2 poleas y 2 correas que transmitirán los 40 HP que da el motor eléctrico, cada componente de la máquina está reflejado mediante planos diseñados en software CAD para modelado mecánico 2D y 3D.

Para la comprobación de resultados se utilizaron software de cálculo y base de datos en ingeniería dando un porcentaje de error menor al 2%, y para el diseño de piezas, ensamble y simulación de la máquina se usó programas computacionales de elementos finitos. Se empleó también un software de automatización para la parte eléctrica de mando y protección de la máquina. El diseño de una máquina pelletizadora asegura que la inversión sea recuperada en el mismo año.

**PALABRAS CLAVE:** Merma, biocombustible, pellets, diseño, pelletizadora.

## ABSTRACT

In the present project describes the design of a pellet-processing machine based on shrinkage of rice with a capacity of 200 kg/h for the company ESCALY S.R.L. since it was noticed after several work visits to the company that it was possible to reuse the shrinkage of rice that is generated in the process of drying and rice piling. The importance of this work lies in the reuse of waste from the milling industries, in this case for biofuels, thus creating a new product through this machine, which are pellets. This compressed material serves as an alternative organic fuel since it has a high calorific value.

For the design, it starts from the production capacity that the company has to generate the raw material used by the machine, and the characteristics that the waste granule must have, which in this case is 6 mm the diameter that the pellet will have according to the European Standard EN 1496, the standard used for this project. The systems to be used by the pelletizer are defined by variables proposed using the black box methodology, 2 parametric calculations and 3 design configurations. Finally, the calculations and sizing of the pieces are carried out, in which the data is found as the diameter of the main axis that will be 51 mm with an FS of 3, the horizontal matrix with a total of 119 holes, 2 rollers of compression of 14 cm of height and 7 cm of thickness each one, 2 pulleys and 2 belts that will transmit the 40 HP that the electric motor gives, each component of the machine is reflected by drawings with CAD software for 2D and 3D mechanical modeling.

For the checking of results, we used calculation software's and database in engineering, giving an error percentage less than 2%, and for the design of parts, assembly and simulation of machine, we used finite element computational programs. Automation software was also used for the electrical control and protection part of the machine. The design of a pelletizing machine ensures that the investment is recovered in the same year.

**KEYWORDS:** Waste, biofuel, pellets, design, pelletizer.

## INDICE

### I. INTRODUCCIÓN

1.1.	Realidad Problemática .....	1
1.1.1.	Internacional .....	1
1.1.2.	Nacional.....	1
1.1.3.	Local .....	2
1.2.	Antecedentes de Estudio .....	4
1.2.1.	Internacional .....	5
1.2.2.	Nacional.....	6
1.3.	Teorías relacionadas al tema.....	8
1.3.1.	Merma de arroz.....	8
1.3.2.	El Pellet.....	10
1.3.3.	Etapas del Proceso para la formación del Pellet .....	12
1.3.4.	Máquina Procesadora de Pellets.....	13
1.3.5.	Tipos de máquinas Procesadoras de Pellets .....	14
1.3.6.	Partes de una Máquina Pelletizadora .....	16
1.3.7.	Principio de funcionamiento de las máquinas pelletizadoras.....	17
1.3.8.	Diseño de una Máquina Procesadora de Pellets.....	19
1.3.9.	Normativa asociada a Máquinas procesadoras de Pellet .....	22
1.3.10.	Definición de términos .....	25
1.4.	Formulación del problema .....	26
1.5.	Justificación e importancia del estudio .....	27
1.5.1.	Justificación técnica.....	27
1.5.2.	Justificación Económica.....	27
1.5.3.	Justificación Social .....	27
1.5.4.	Justificación Ambiental .....	27
1.6.	Hipótesis.....	28
1.7.	Objetivos .....	28
1.7.1.	Objetivo General .....	28
1.7.2.	Objetivos Específicos:.....	28

### II. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1.	Tipo y Diseño de Investigación .....	29
2.2.	Población y muestra .....	29
2.3.	Variables, Operacionalización .....	29
2.3.1.	Caja negra para variables .....	30

2.3.2.	Operacionalización de variables.....	30
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	33
2.4.1.	Abordaje metodológico.....	33
2.4.2.	Técnica de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	33
2.4.3.	Instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad .....	34
2.5.	Procedimiento de análisis de datos .....	35
2.5.1.	Etapas del diseño .....	37
2.6.	Criterios éticos.....	38
2.7.	Criterios de rigor científico.....	39
III.	RESULTADOS	
3.1.	Resultados en tablas y figuras.....	40
3.1.1.	Lista de exigencias.....	40
3.1.2.	Estructura de funciones .....	42
3.1.3.	Funciones técnicas .....	43
3.1.4.	Matriz Morfológica de conceptos de solución .....	43
3.1.5.	Conceptos de solución para la configuración de la máquina pelletizadora.....	45
3.1.6.	Determinación del concepto de solución óptimo .....	46
3.1.7.	Diseño preliminar .....	49
3.1.8.	Cálculo del pellet y la merma de arroz.....	57
3.1.9.	Cálculo de los elementos principales de la máquina procesadora de pellets.....	62
3.1.10.	Cálculos complementarios de la máquina pelletizadora .....	105
3.1.11.	Diseño paramétrico de los sistemas/partes críticas de la máquina pelletizadora	118
3.1.12.	Simulación de las cargas aplicadas a las partes más críticas de la máquina.....	121
3.1.13.	Selección de los componentes estándar de la máquina procesadora de pellets	123
3.1.14.	Cálculo y selección del sistema eléctrico para la máquina pelletizadora .....	126
3.1.15.	Diseño final de la máquina pelletizadora .....	132
3.1.16.	Análisis financiero de la máquina procesadora de pellets.....	134
3.2.	Discusión de resultados.....	142
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
	CONCLUSIONES .....	144
	RECOMENDACIONES .....	146
	<b>REFERENCIAS .....</b>	<b>144</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>147</b>



# **Capítulo I**

# **INTRODUCCIÓN**

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad Problemática

#### 1.1.1. Internacional

La crisis energética en el mundo en los últimos treinta años ha exigido a las empresas del sector industrial buscar nuevas opciones de fuentes de generación de energía con menor influencia negativa en el entorno ambiental y al costo más económico. Las variantes de generación de energía surgen ante la necesidad de desarrollar alternativas tecnológicas que permitan la utilización de elementos desechados en procesos productivos aprovechando su potencial y contribución a la disminución del impacto ambiental, es en esta área en el cual la merma de arroz sobresale como un material con la suficiente energía calorífica para ser utilizado como biocombustible (Sierra, 2010).

Las máquinas procesadoras de pellets y el proceso de pelletizado se introdujo en Europa alrededor de 1920 y en Estados Unidos a fines de 1920 (Schoeff, 1994). Suecia, Canadá y Estados Unidos son países que producen más de un millón de toneladas por año, aunque es Dinamarca, la nación que cuenta actualmente con la mayor planta de calentamiento distrital en el mundo empleando pellets de biomasa, dicha industria se encuentra ubicada en Avedore (Forero, Guerrero & Sierra, 2014).

#### 1.1.2. Nacional

En el Perú, los negocios agroindustriales, molinos y las industrias son una importante fuente de desechos de biomasa, los cuales anualmente generan más de 11´600,000 toneladas métricas/año de residuos constituidos principalmente por 440 000 TM de merma de arroz y 55 000 TM de cascarilla de café (Revista Ingenium, 2016). Dichos residuos tienen casi nula aplicación en procesos industriales y hasta en algunos casos son tratados como basura orgánica afectando el entorno social y ambiental.

Actualmente en nuestro país son escasos los proyectos relacionados a máquinas procesadoras de pellets. Es “Olympia Group” una de las únicas empresas que producen máquinas pelletizadoras en el Perú desde 1997 (Olympia Group, 2017).

### 1.1.3. Local

Lambayeque en el 2015 fue una de las regiones más productoras de arroz (14,1%) en el balance completo de producción nacional de este cereal, el cual fue de 3,13 millones de toneladas. Así mismo el rendimiento abarco un total de 9,2 t/ha con un productivo general de 441 418 t (Ministerio de Agricultura y Riego, 2016).

El molino Escaly S.R.L – Lambayeque está ubicado en el kilómetro 778.6 de la Panamericana Norte (Carretera Lambayeque 778) en el distrito de Lambayeque. Es una empresa industrial que se encarga de descascarar y limpiar el arroz en el cual emplea diversas máquinas y equipos con el fin de dejar un producto de calidad listo para el consumo humano. Inicio actividad el 01 de julio del 2001, actualmente se encuentra activo y tiene como gerente general al señor Alfredo Lara Nestares. La empresa posee 3 áreas: Secado, Pilado y Envasado y Venta de arroz (ver **Fig. No 1**).

El procesamiento de los granos de arroz en esta empresa inicia en el área del Secado, comenzando con la pre limpia, siguiendo las pruebas de humedad y finalmente el proceso de secado. Luego, el grano es almacenado por 24 horas en silos de fondo cónico con una humedad de hasta el 20%, para evitar que el grano se quiebre. A continuación, el grano pasa al área del Pilado, donde se llevan a cabo el descascarillado, las pruebas de molinería, el blanqueo del grano y el pulimiento. Por último, entra al área de Envasado y Venta de arroz. Es en el área del Secado y Pilado de arroz en donde desechan toda la merma sobrante del molino, aproximadamente el 25% del grano de arroz que entra a la producción, es merma (ver **Fig. No 2**). Ante esta necesidad de darle un buen uso a dicha biomasa restante surge la posible solución de procesar pellets. Esto generará un ingreso extra para la empresa o ahorro en combustible, debido a que este material orgánico posee un alto poder calorífico que puede ser empleado como biocombustible para la máquina llamada, horno quemador de biomasa, encargado de brindar aire caliente a la máquina secadora de granos.

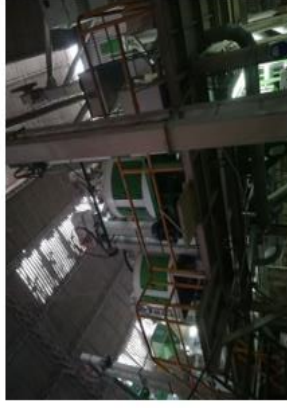


**EMPRESA  
MOLINERA  
ESCALY S.R.L.  
LAMBAYEQUE**

**ÁREA DEL SECADO**



**ÁREA  
DEL PILADO**



**ÁREA DEL ENVASADO  
Y VENTA DE ARROZ**



Figura No 1. Áreas de la empresa molinera Escaly S.R.L.

Fuente: Propia, 2017



***Figura No 2. Merma de arroz***

**Fuente: Propia, 2017**

En el presente proyecto de investigación se tiene como finalidad diseñar una máquina que cumpla la función de procesar pellets aprovechando la merma que se genera en las áreas del seco y pilado de arroz en el Molino Escaly S.R.L., el cual puede servir como biocombustible para esta empresa u otros fines comerciales.

## **1.2. Antecedentes de Estudio**

Los trabajos que se detallan a continuación son antecedentes del trabajo en mención.

### 1.2.1. Internacional

Carreño, J. (2015) diseñó y construyó una máquina pelletizadora de alimentos balanceados para ganado vacuno con una capacidad de 115.54 kg por hora en Loja, Ecuador. La finalidad de la máquina consistía en mejorar la producción y calidad del pellet que estaba hecho de harina. El sistema general del equipo lo componen los siguientes subsistemas; sistema de alimentación, sistema de extrusión compuestos por rodillos de compresión, sistema de transmisión de potencia a través de ejes, sistema de corte y un segundo sistema de transmisión a través de correas que transportaba el resultado final. Para la realización del diseño de la pelletizadora se aplicó el método de complejidad concurrente, que se basa en detallar cada etapa del diseño con el fin de evaluar alternativas constructivas de piezas o componentes. Con este estudio de diseño mecánico se hallaron las cargas, deformaciones, esfuerzos y factores de seguridad. La construcción de la máquina se dividió en 4 etapas. La primera etapa se basó en la construcción de las piezas, la segunda etapa lo abarcó la construcción de la estructura, en la tercera etapa se realizó el montaje y en la etapa final se llevaron a cabo las pruebas de funcionamiento. La inversión total de la máquina dio de 1751.78 dólares que brinda pellets entre los 3 y 5 cm de longitud cumpliendo con la capacidad planteada en el tiempo indicado.

Oduntan O., Koya O. & Faborode M. (2014) diseñaron, fabricaron y realizaron ensayos de una máquina para la producción de pellets a nivel rural a partir de puré de yuca en Nigeria, el cual se basó en proyectar la parte granuladora de la máquina. El granulador es un tornillo sinfín que comprime el puré de yuca contra la placa final perforada, a través de la cual se hará el pelletizado. Para la fabricación de este elemento se tomaron los parámetros de diseño calculados (diámetro del eje, longitud del tornillo, tensión de tracción, par, caudal volumétrico y potencia nominal). Las pruebas se determinaron en términos de rendimiento de la máquina, contra el contenido de humedad del puré (18, 20 y 22%), el tamaño de la matriz (4, 6 y 8 mm) y la velocidad del sinfín (90, 100 y 120 rpm). Los resultados probaron que los mejores atributos de calidad se obtuvieron a partir de puré de yuca con un contenido de

humedad del 18% a través de la matriz de 4 mm a 90 rpm y un rendimiento máximo de 54 kg / h. El estudio concluyó que la eficiencia se incrementó con el aumento en los tamaños de los troqueles y se correlacionó altamente con la velocidad del sinfín, ya que se registró una eficiencia menor (55.7%) usando una matriz de 4 mm a 90 rpm. El diseño de la máquina descrita anteriormente brinda simplicidad y seguridad, y se espera la producción de pellets con forma circular más uniforme, el cual podrá ser utilizado por pequeños agricultores y microindustrias.

Arpi, J. & Calderón, C. (2010) diseñaron una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca, Ecuador. Se proyectó cada uno de los elementos que constituirán la máquina, y se esquematizó los procesos que la compondrán, molido o triturado, tamizado, secado, alimentación, pelletizado y enfriado. Se halló como cálculos principales la potencia del motor, el cual depende del caudal de alimentación y del grado de desmenuzamiento que al ser multiplicado por su factor de servicio según el trabajo de esta máquina dio 7 HP, las fuerzas que tendrán que soportar cada eje y el volumen que se empleará para formar cada pellet, el cual fue  $8.4823 \times 10^{-7} m^3$ . Se comprobó que la metodología de diseño de los componentes y materiales utilizados las cuales fueron seleccionadas de acuerdo al cálculo de los esfuerzos a soportar, capacidad de producción y consideraciones basadas en la Normativa Europea de Diseño brindan la obtención de un producto de calidad favorable para el diseño y fabricación de este tipo de máquinas, con esto se espera que la inversión inicial se recuperé al segundo año de producción.

### **1.2.2. Nacional**

Fernández, P. (2015) realizó en la Provincia de Leoncio Prado, Huánuco - Perú, una estrategia de búsqueda para caracterizar y evaluar las propiedades físico-químicas de la biomasa residual maderable y agrícola, y su transformación en pellets para uso sostenible como fuente de energía determinando su viabilidad técnica y económica. Se utilizaron tres tipos de residuos: aserrín, cascarilla de arroz y cascarilla

de café. De los análisis de laboratorio de las tres muestras se halló los diferentes contenidos de húmedas, volatilidad, ceniza, carbono fijo y poder calorífico superior e inferior. Además, se realizó una prueba de duración en cuanto a generación de calor, prueba de resistencia de los pellets fabricados, y pruebas de resistencia a la humedad. Según resultados obtenidos, se determinó que el aserrín es la mejor alternativa para generación de energía, ya que mostró elevado poder calorífico superior (4.509,19 en promedio), mejor compactación y mayor resistencia. Los análisis empleados en el presente estudio de laboratorio concluyeron que, desde el punto de vista técnico y económico, la producción de pellets a base de biomasa maderable y agrícola es altamente rentable, ya que genera un ingreso adicional neto de US\$ 3'246,081.

Tenorio, R. (2014) diseñó y simuló una máquina pelletizadora de fertilizantes de cloruro de potasio de 500 kg/h para el proyecto de Bayovar - Piura cuya finalidad tenía transformar los fertilizantes en polvo a fertilizantes granulados en forma de pellet, mejorando sus propiedades mecánicas aumentando su performance en la agricultura. Para esto se llevó acabo el diseño de las primordiales partes mecánicas que constituyen este equipo, primero se realizó el modelamiento para luego culminar con el ensamblado usando un software comercial CAD 3D, luego estos elementos dinámicos fueron simulados con el software CAE. Con este estudio de diseño mecánico se hallaron sus esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad. El estudio brindó porcentajes de error menores al 10% entre los valores teóricos y los valores de la simulación CAE; permitiendo la aprobación del diseño de la máquina pelletizadora de fertilizantes de cloruro de potasio de 500 kg/h. El presente proyecto de investigación mostró la asociación de un software de diseño CAD con la utilización de instrumentos de recolección de datos como el análisis de documentos, las ayudas electrónicas, y el método de elementos finitos, los cuales al ser relacionados entre sí brindan un producto suficientemente confiable con validación para el diseño y construcción.



### 1.3. Teorías relacionadas al tema

#### 1.3.1. Merma de arroz

Residuo sobrante del proceso industrial del arroz a causas de secamiento, limpieza u descascarillado, el cual posee alto índice de poder calorífico y que actualmente se ha convertido en alternativa llamativa para diferentes sectores económicos como el ganadero, avícola, construcción, floricultor y el de los combustibles (ver *Fig. No 3*) (CONtexto ganadero, 2016).

La merma en general no es considerada como pérdida. Por ejemplo, la merma de arroz en el proceso de secado es una cantidad de residuo por acto de la extracción de humedad, en comparación de una pérdida por secado, que sería cuando se seca excesivamente, por debajo de un parámetro admitido, problema conocido por el nombre de "sobresecado", ya sea por defecto de uso de la secadora o mala operación (de Dios, 1996).



*Figura No 3. Merma de arroz*

Fuente: Warathum Tengyai, 2017

#### **Poder calorífico**

La merma de arroz posee un alto poder calorífico el cual sería de 3 281.6 kcal/kg. Para que dicho beneficio de calor sea aprovechado la temperatura máxima que se obtiene cuando esta biomasa está siendo quemada oscila entre 970° (seca) y 650°

(húmeda) y hasta los 1000° C (mezclada con combustible). Este proceso de quemado genera 17, 8% de ceniza (Prada & Cortés, 2010).

### Propiedades Fisicoquímicas

La merma o cascarilla de arroz es de consistencia abrasiva, quebradiza y su color varía del púrpura oscuro al pardo rojizo. Cuando el arroz suele apilarse ocupa grandes espacios debido a su densidad es baja. El peso específico es de 125 kg/ m<sup>3</sup>, es decir, 1 tonelada ocupa un espacio de 8 m<sup>3</sup> a granel (Varón, 2005). La composición química de la cascarilla de arroz y de sus cenizas se muestra en la **Tabla No 1**.

<b>CASCARILLA DE ARROZ</b>		<b>CENIZA DE CASCARILLA DE ARROZ</b>	
Componente	%	Componente	%
Carbono	39,1	Ceniza de Sílice (SiO <sub>2</sub> )	94,1
Hidrógeno	5,2	Oxido de Calcio (CaO)	0,55
Nitrógeno	0,6	Oxido de magnesio (MgO)	0,95
Oxígeno	37,2	Oxido de Potasio (K <sub>2</sub> O)	2,10
Azufre	0,1	Oxido de Sodio (Na <sub>2</sub> O)	0,11
Cenizas	17,8	Sulfato	0,06
		Cloro	0,05
		Oxido de titanio (TiO <sub>2</sub> )	0,05
		Oxido de Aluminio (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	0,12
		Otros componentes (P <sub>2</sub> O <sub>5</sub> , F <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	1,82
<b>Total</b>	<b>100,0</b>	<b>Total</b>	<b>100,0</b>

**Tabla No 1. Composición química de la Cascarilla de Arroz y de las cenizas de la cascarilla de arroz**

**Fuente: Diseño, construcción y puesta a punto de un prototipo de quemador para la combustión continua y eficiente de la cascarilla de arroz, 2005**

### 1.3.2. El Pellet

El pellet en base a biomasa es energía renovable que se consigue cuando se realiza la concentración densificado de residuos o desperdicios principales de una industria de producción (Schoeff, 1999).

#### Tamaño y forma

Se manufactura de tamaño menor que una briqueta, tiene forma cilíndrica y su diámetro oscila entre los 5 y 22 mm, sin superar los 25 mm. Mayormente la longitud del pellet está entre los 10 y 30 mm y en algunos casos alcanza hasta los 7 cm, aunque esto depende del fabricante (ver *Fig. No 4*) (Pellet Fuels Institute, 2017).



*Figura No 4. Tamaño del pellet*

Fuente: <http://www.pelletheat.org>

#### Densidad específica o real

Cuando un pellet posee una mayor densidad ocupará menos volumen a igualdad de peso cuando se transporté (Campos & Marcos, 2008).

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \dots (1)$$

Donde:

m : Masa real de los pellets (Kg)

v : Volumen real de los pellets ( $m^3$ )

### **Densidad Aparente**

Es el cociente de la masa aparente (equivalente a la masa real) entre el volumen aparente (volumen real sumado con el volumen de los huecos entre los pellets) (Campos & Marcos, 2008).

$$\rho = \frac{m}{v+v_{huecos}} \quad \dots (2)$$

Donde:

$v_{huecos}$  : Volumen de los huecos entre los pellets ( $m^3$ )

### **Humedad**

Para un alto aprovechamiento energético la humedad del pellet es vital debido a que es el parámetro más influyente en el poder calorífico del biocombustible. Para obtener un buen proceso de compactación se requiere de un buen porcentaje de humedad, la cual dependerá de la masa usada (Campos & Marcos, 2008).

$$CH = \frac{P_{inicial} - P_{seco}}{P_{seco}} \times 100 \quad \dots (3)$$

Donde:

CH : Contenido de humedad de los pellets

$P_{inicial}$  : Peso inicial del pellet húmedo (N)

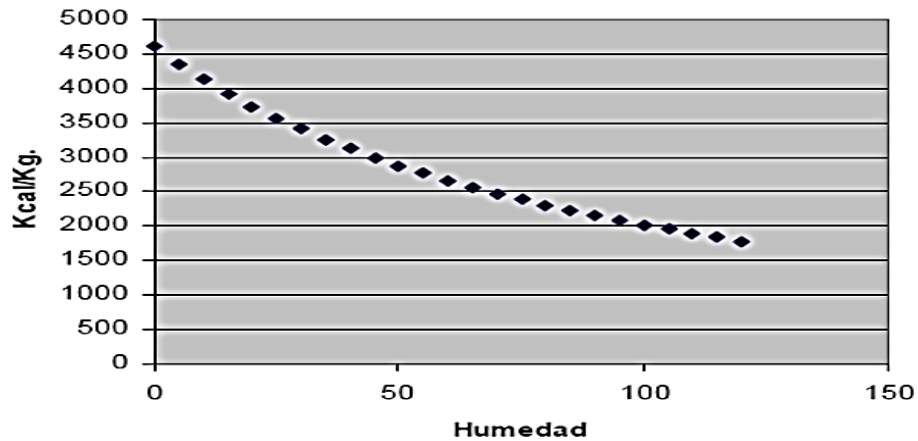
$P_{seco}$  : Peso final del pellet seco (N)

### **Friabilidad**

Capacidad de los pellets para la resistencia de abrasión y golpes sin que se destruyan durante los procesos de empaque, manufactura, transporte y uso. La friabilidad de los pellets se considera en dos casos, resistencia al golpeteo entre sí y contra el suelo y la resistencia a desmenuzarse (Campos & Marcos, 2008).

### Poder Calorífico

Se le conoce como poder calorífico a la cantidad de energía que se desliga por un kg de pellet al quemarse. El poder calorífico depende del tipo de material y de la humedad del pellet (ver *Fig. No 5*).



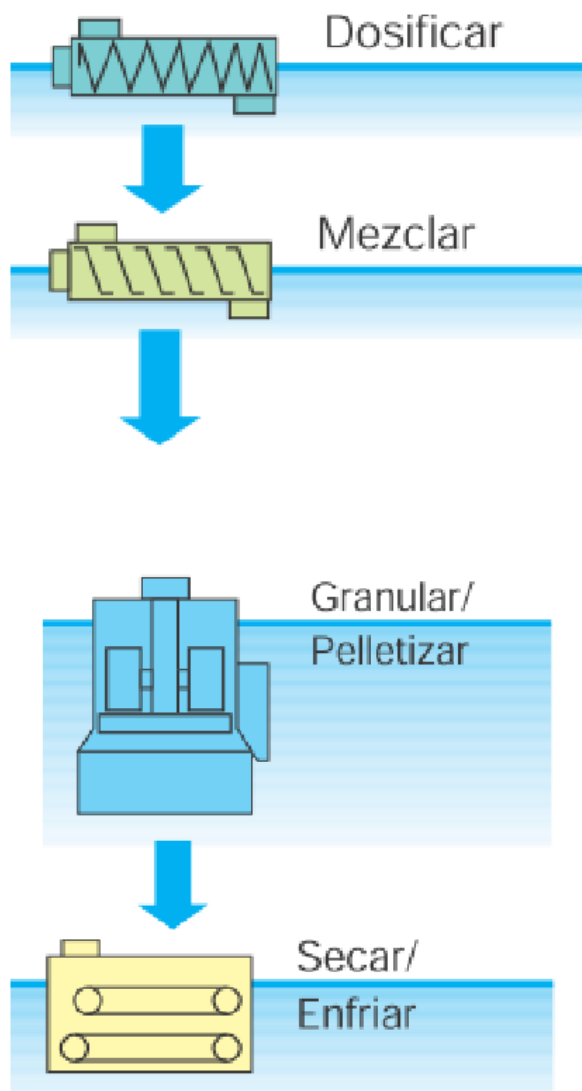
*Figura No 5. Poder calorífico en función de la humedad*

Fuente: KAHL GmbH&co. Bioenergía a partir de la biomasa, 2008

### 1.3.3. Etapas del Proceso para la formación del Pellet

Está compuesta por 3 etapas típicas encargadas de formar correctamente los pellets procesando el material en polvo, estas son: alimentación o dosificación, mezclado y prensado o pelletización. También existe una cuarta etapa que corresponde al proceso de secado y enfriamiento, esta disminuye la humedad avalando la integridad del pellet y su fácil manejo. Las principales etapas del proceso de pelletización son (ver *Fig. No 6*) (KAHL GmbH&co, 2008):

- **Dosificación:** Se otorga y alimenta la materia prima en facciones conforme a sus componentes.
- **Mezclado:** Se agrega el vapor de agua y los aditivos, así como también se homogeniza la mezcla.
- **Granulación/Pelletización:** La aplicación de fuerzas de presión que aglomeran el material permite la producción de la preforma y forma del pellet
- **Secado/Enfriamiento:** Se disminuye la cantidad de humedad y le otorga la resistencia y durabilidad que se necesita.



**Figura No 6.** Etapas de un proceso genérico de pelletizado

**Fuente:** KAHL GmbH&co, 2008

#### 1.3.4. Máquina Procesadora de Pellets

Una máquina procesadora de pellets es un equipo que tiene como trabajo o actividad transformar y/o convertir la materia prima (biomasa u otro insumo) en pellet, que son piezas pequeñas de forma cilíndrica (ver *Fig. No 7*).



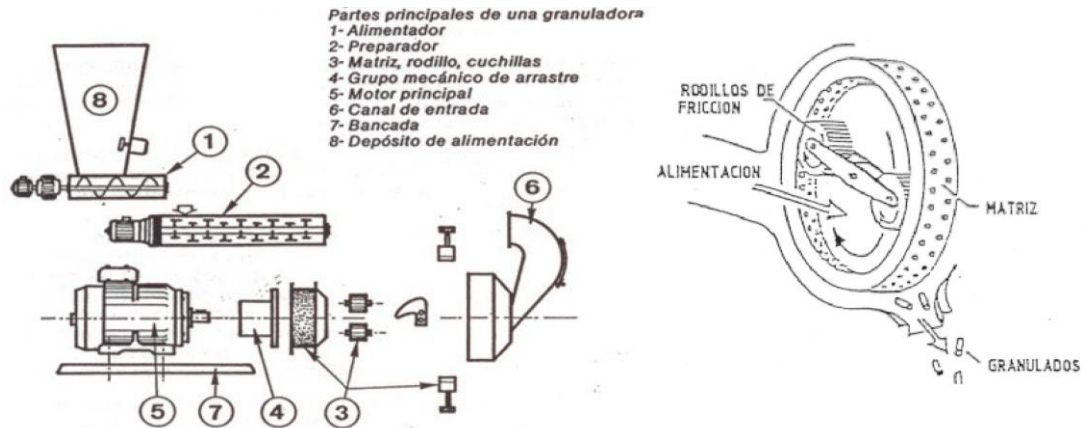
**Figura No 7. Máquina pelletizadora modelo Af-350**

**Fuente: Nanchang Alex Electric Appliance Manufactory, 2013**

### **1.3.5. Tipos de máquinas Procesadoras de Pellets**

Existen dos configuraciones más comunes de pelletizadoras:

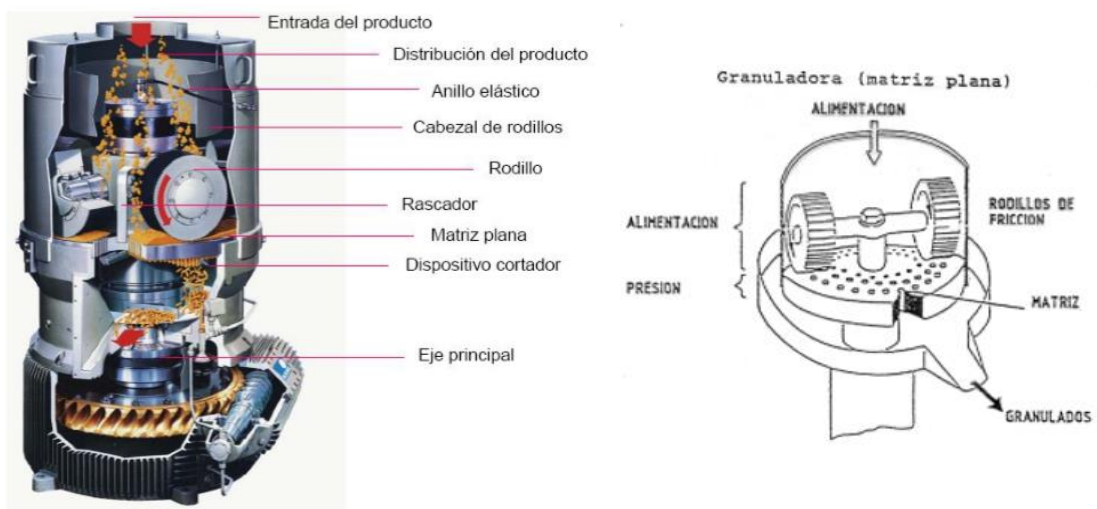
La primera configuración se caracteriza por el transporte del material hasta el acondicionador a una velocidad variable por medio de un tornillo sin fin que está encargado de la alimentación. La formación del pellet se produce en el transportador de paletas que es el acondicionador en el cual se inyecta vapor para incrementar la humedad del polvo y darle la contextura necesaria para su posterior formación. Por ultimo a través del uso de una matriz anular vertical con rodillos de ejes horizontales se produce la extrusión de los pellets para que luego unas cuchillas lo corten al largo requerido en función de las revoluciones por minuto de la matriz (Engormix, 2009).



**Figura No 8. Pelletizadora de matriz vertical anular**

**Fuente: Engormix, 2009**

En la segunda configuración se presentan diferentes características en el proceso de pelletizado a través de sus mecanismos. Por ejemplo, la etapa de alimentación se produce sin presencia de un tornillo sin fin, solo es por gravedad, de manera que el pellet es orientado directamente hacia la cámara de prensado, lo que conlleva que debió realizarse un pre-acondicionamiento anterior a la entrada de la máquina. A diferencia de la configuración anterior la matriz y el eje de rodillos están ubicados en posición horizontal. Nuevamente el largo del pellet es cortado por unas cuchillas que se ubica al interior de la matriz y es función de las revoluciones que se produzcan en la misma (KAHL GmbH&co, 2008).



**Figura No 9. Pelletizadora de matriz horizontal**

**Fuente: KAHL GmbH&co, 2008**



### 1.3.6. Partes de una Máquina Pelletizadora

Las partes de una máquina procesadora de pellets que se seleccionaron para el diseño fueron en base al tipo de pelletizadoras de matriz horizontal (ver *Fig. No 9*). Dichas partes son las siguientes (ver *Fig. No 10*) (Arpi & Calderón, 2010):

**Alimentador:** Parte donde se transportan los residuos secos hacia la pelletizadora mediante un conducto a través de un mecanismo el cual puede ser un eje con palas de orientación variable o un tornillo sin fin. Esta sección puede reemplazarse por un depósito de alimentación con funcionamiento de caída por gravedad.

**Motor Principal:** Es el equipo que se encarga de brindar la potencia mecánica a través de un eje para realizar el proceso de pelletización.

**Matriz, Rodillo:** La matriz ofrece la fuerza de resistencia que depende de su espesor (área de trabajo efectivo), diámetro del orificio y coeficiente de fricción. Y el rodillo proporciona la fuerza de compresión entre la masa seleccionada y la matriz.

**Eje de transmisión:** Es el elemento cilíndrico constructivo que tiene la finalidad de transportar el movimiento de rotación del motor principal a la matriz donde se formaran los pellets. Posee diámetros y un espesor que dependen de la potencia y velocidad que se le aplicará y de las fuerzas o cargas a soportar.

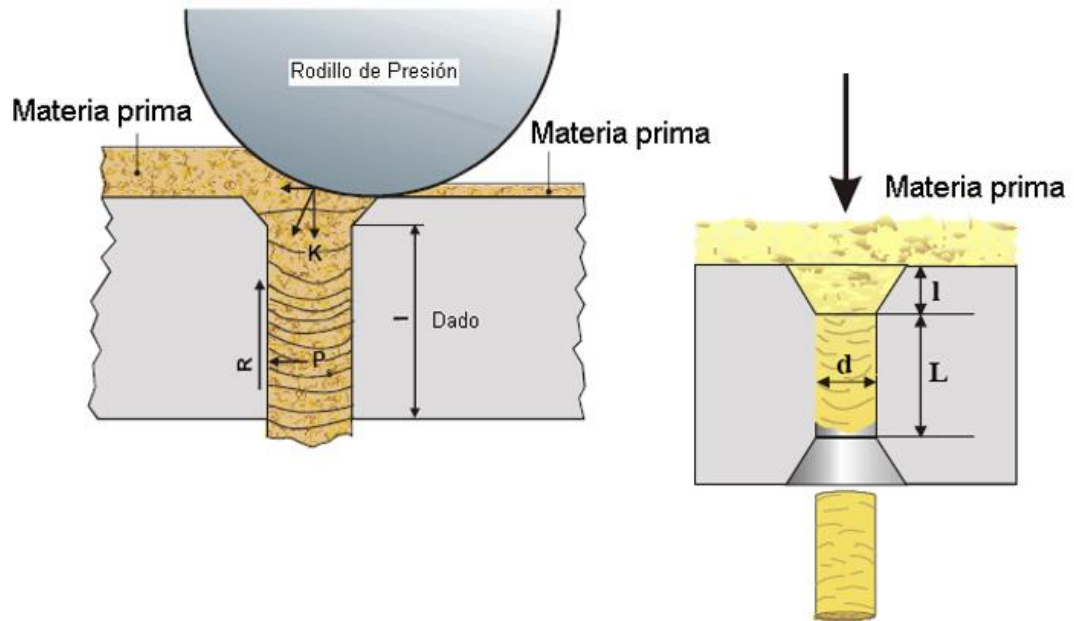
**Canal de salida:** Área de expulsión del pellet formado y compactado según requerido, mayormente es arrojado por la misma potencia que ocasiona el eje conectado a la parte compresora del proceso.



*Figura No 10. Partes de una máquina pelletizadora de matriz horizontal*  
Fuente: Laizhou Chengda Machinery Co., Ltd., 2012

### 1.3.7. Principio de funcionamiento de las máquinas pelletizadoras

El rodillo de compresión se sitúa frente a la capa yacida de la materia elegida, este componente presiona la masa dentro del orificio de una matriz para darle una primera forma. Cuando el rodillo pasa nuevamente por el orificio este presiona nueva masa dentro del mismo, produciendo la forma definitiva del pellet (ver *Fig. No 11*) (English Handbook for pellet, 2009):



*Figura No 11. Principio de pelletización (a) y relación de compresión  $R_c = d/(L + 2l)$  (b)*

Fuente: English Handbook for pellet, 2009

### Relación de compresión

Es la relación entre el diámetro del orificio y el espesor efectivo de compresión (Technical Research Centre of Finland, 2002).

$$R_c = \frac{d}{(L+2l)} \quad \dots (4)$$

Donde:

d : Diámetro del agujero (m)

L : Longitud del agujero (m)

l : Longitud del avellanado cónico (m)

### Fuerza de fricción (R)

Fuerza (N) que se opone al deslizamiento del pellet pre formado (Technical Research Centre of Finland, 2002).

$$R = \mu \cdot P_s \cdot d \cdot L < |K| \quad \dots (5)$$

Donde:

- $\mu$  : Coeficiente de fricción
- L : Longitud del agujero (m)
- $P_s$  : Presión de las paredes ( $N/m^2$ )
- d : Diámetro del agujero (m)
- L : Longitud del agujero (m)
- K : Fuerza de presión del rodillo (N)

### 1.3.8. Diseño de una Máquina Procesadora de Pellets

Para el diseño de la máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz se tomará en cuenta la investigación “DESIGN AND FABRICATION OF MODEL FEED PELLETIZER” de los autores Abubakre, Garba & Tukur, H. (2014), los cuales plantean las siguientes fórmulas:

#### **Determinación del volumen del barril (Cámara de extrusión):**

El volumen del barril de extrusión ya que es cilíndrico se puede calcular utilizando la relación:

$$v = \pi r^2 h \quad \dots (6)$$

Donde:

- v : Volumen del barril de extrusión ( $m^3$ )
- r : Radio del barril (m)
- h : Longitud del barril (m)

#### **Determinación de la presión de operación en el cañón de extrusión:**

La presión en el cañón de extrusión se calcula utilizando:

$$P = \frac{I}{Z} \quad \dots (7)$$

Donde:

- P : Presión de operación ( $N/m^2$ )  
I : Potencia (W)  
Z : Operación de volumen (capacidad)

La potencia se halla de la siguiente manera:

$$P = 0.7353 \times c \times x^2 \times Q \quad \dots (7.1)$$

Dónde:

- P : Potencia (W)  
L : Longitud del cañón  
Q : Capacidad  
C : Constante = 1 para sinfín horizontal

$$P = 0.7355 \times c \times L \times Q \quad \dots (7.2)$$

### **Determinación de la fuerza de empuje**

La fuerza de empuje ( $F_e$ ) que mueve el material dentro del cañón de extrusión podría calcularse usando la expresión:

$$F_e = PA \quad \dots (8)$$

Dónde:

- P : Presión en el cañón ( $N/m^2$ )  
A : Área de extrusora ( $m^2$ )  
 $F_e$  : Fuerza de empuje (N)

El área la podemos hallar con la siguiente fórmula:

$$A = \pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} \quad \dots (8.1)$$

Donde:

D : Diámetro mayor (m)

d : diámetro menor (m)

### **Diámetro de la fuerza tangencial**

La fuerza que levanta el material de alimentación cuando se mueve dentro de un cañón de extrusión es tangencial y se calcula usando:

$$F_t = F_e \tan\theta \quad \dots (9)$$

Dónde:

$F_t$  : Fuerza tangencial (N)

$F_e$  : Fuerza de empuje (N)

$\Theta$  : ángulo de hélice

El ángulo de hélice la podemos obtener de la siguiente manera:

$$\tan\theta = \frac{D_{max}}{(\pi \times \text{diámetro del hoyo})} \quad \dots (9.1)$$

Donde:

$D_{max}$  : Diámetro máximo

### **Determinación de la presión de extrusión**

Para una velocidad de avance constante de extrusión, composición de alimentación y densidad del material, la presión de extrusión solo varía con el tamaño de la matriz.

La presión de extrusión con respecto a los datos se calcula utilizando la relación:

$$P_{ex} = \frac{F_e}{A} \quad \dots (10)$$

Donde:

$P_{ex}$  : Presión de extrusión ( $N/m^2$ )

$F_e$  : Fuerza de empuje (N)

A : Área total de los orificios de extrusión (m<sup>2</sup>)

El área del orificio de extrusión se halla de la siguiente manera:

$$A = \frac{N\pi D^2}{4} \quad \dots (10.1)$$

Dónde:

N : Número de agujeros en el dado

D : Diámetro del agujero (m)

### **Determinación de retención de material en el barril de extrusión**

El cual se puede calcularse usando la relación expresada por Van Zuilichien et al (1989):

$$H = \Delta V_{Tot} \quad \dots (11)$$

Dónde:

H : Retención de material (m<sup>3</sup>)

D : Grado de relleno obtenido como 46% (Mu'azu, 2008).

V : Volumen de reacción de la extrusora = Vol. de barril - Vol. de tornillo.

### **1.3.9. Normativa asociada a Máquinas procesadoras de Pellet**

Algunas razones por la cual una Normativa sobre pellets es fundamental para el avance del mercado, son las siguientes (Arpi & Calderón, 2010):

- Precisa los valores límites y los indicadores de calidad.
- Comunica al cliente sobre las diferentes calidades del producto.
- Asegura una calidad general referente en todos los lugares, ya sea en los sistemas de combustión, transporte o almacenamiento.
- Brinda seguridad legal a los intermediarios.

## **NORMA EUROPEA CEN/TS 14961**

El Comité Europeo para la Normalización CEN/TS 335 posee especificaciones técnicas para métodos de análisis y biocombustibles sólidos, en donde se incluyen las briquetas y pellets. Aunque actualmente la norma común del CEN/TS 14961, la cual se aprobó en 2004, incorpora también métodos de clasificación, estandarización y análisis del pellet. Se espera que la CEN/TS 14961 se convierta en Norma Europea (EN) de “Certificación europea para biocombustibles sólidos”. La presente normativa tiene los siguientes objetivos:

- Dar a conocer las características químicas y de composición que deben poseer los pellets.
- Brindar las especificaciones y propiedades de los pellets.
- Dar a conocer las características físicas que deben poseer los pellets.

La página principal de la NORMA EUROPEA CEN/TS 14961 y las especificaciones y propiedades de los pellets que menciona dicha norma se pueden visualizar en el **Anexo 1**.

## **NORMA EUROPEA UNE – EN 16126:2012 (VERSIÓN ALEMANA)**

Esta norma europea fue aprobada por el CEN el 7 de enero de 2012 y lleva por título, Biocombustibles sólidos. Determinación de la distribución de tamaño de partícula de pellets desintegrados.

La presente versión alemana de la Norma EN 16126:2012 ha sido preparado por el Comité Técnico CEN / TC 335 "Biocombustibles sólidos".

El objetivo de esta norma europea es:

- Especificar los requisitos y el procedimiento para determinar la distribución del tamaño de partícula del material de partida del pellet.
- Dar a conocer los parámetros adecuados para la fabricación y planificación de pellets de combustible.



La página principal de la NORMA EUROPEA UNE – EN 16126:2012 (VERSIÓN ALEMANA) se puede visualizar en el **Anexo 2**.

## **SISTEMA DE CERTIFICACIÓN DE LA CALIDAD ENplus® BASADA EN EL ESTANDAR INTERNACIONAL ISO 17225 – 2**

El esquema de certificación ENplus divide la calidad de los pellets en tres clases, las cuales están basadas en la norma ISO 17225-2, éstas son:

- ENplus A1
- ENplus A2
- ENplus B

En la clase A1 figuran los residuos de madera sin químicos y los pellets de madera virgen, los cuales poseen bajos contenidos en cenizas, cloro y nitrógeno. Dentro de la clase A2 estarán los combustibles con un contenido ligeramente más alto en cenizas, nitrógeno y/o cloro. Por último, en la clase B se admite emplear también madera reciclada y residuos industriales, aunque en ambos orígenes no se aprueba maderas que hayan sido tratadas químicamente y hay valores máximos muy estrictos para los metales pesados.

La siguiente norma tiene los siguientes objetivos:

- Mostrar los valores de umbral de los parámetros más importantes de los pellets en las tres clases.
- Dar a conocer los requisitos de calidad y requisitos de sostenibilidad de los pellets.
- Brindar información sobre requisitos para materias primas de madera y aditivos que formen los pellets, etc.

La página principal del Sistema de Certificación de la Calidad ENplus® se puede visualizar en el **Anexo 3**.

### 1.3.10. Definición de términos

**Pellet:** Pequeña porción de material comprimido o aglomerado en base a diferentes tipos de sustancia.

**Merma de arroz:** Residuos sobrante y cascarilla del grano de arroz quedado del proceso industrial de una molienda.

**Biomasa:** Biomasa es toda la materia prima de tipo renovable y grupos de productos energéticos que se producen a partir de sustancias orgánicas formada por vía biológica.

**Pelletización:** Pelletización es el proceso que radica en la acumulación de la masa molida o un concentrado de esta con cierta cantidad de húmeda para producir cantidades esféricas los cuales son formados mediante compresión.

**Briqueta:** Catalogado como biomasa sólida, tiene forma cilíndrica o de ladrillo compactador. Son productos 100% renovables y ecológicos.

**Avellanado cónico:** Es la operación que se lleva a cabo en un agujero cuando se agranda su entrada o salida con el fin de una mejor incrustación.

**Abrasión:** Es la acción de provocar la erosión de un tejido o material debido a la acción mecánica de rozamiento y desgaste.

**Troquel:** Máquina o instrumento con bordes cortantes para realizar recortes o estampar por presión diversos materiales.

**Eficiencia energética:** Alto rendimiento y consumo inferior de energía para realizar un trabajo o actividad requerida.

**Biocombustible:** Combustible de origen biológico adquirido de manera renovable a partir de restos orgánicos, los cuales proceden normalmente de granos, plantas, etc.

**Coefficiente de fricción:** Coeficiente adimensional que vincula la resistencia al deslizamiento que presentan las superficies de dos sustancias en roce según la intensidad del soporte mutuo que experimentan.

**Densidad aparente:** Es menor que la densidad real debido a que su volumen aparente es mayor que el volumen real.

**Presión:** Es la reacción inmediata que proporciona un cuerpo sobre otro en relación de fuerza o peso.

**Fuerza tangencial:** La fuerza tangencial consiste en aquella fuerza física que posee la misma dirección que el movimiento del cuerpo en el que se aplica, por lo tanto, toda esta fuerza crea energía.

**Resistencia:** Se le llama resistencia a la capacidad física que posee un cuerpo cuando soporta una fuerza de oposición en un tiempo determinado.

**Empuje:** Es el acto de ejercer fuerza o presión física contra algún objeto para realizar un desplazamiento, ya sea para aguantarlo o repelerlo.

**Torque:** Es una magnitud vectorial que se consigue mediante el punto de aplicación de una fuerza. Dicha fuerza provoca un momento de fuerza y con esto se produce un esfuerzo de torsión.

#### 1.4. **Formulación del problema**

¿Cuál será la arquitectura y características técnicas que tendrá la máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz con capacidad de 200 kg/h para la empresa Escaly S.R.L. - Lambayeque?

## **1.5. Justificación e importancia del estudio**

### **1.5.1. Justificación técnica**

La máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz tiene un diseño innovador y poco común, además este proyecto presentará un cálculo de ingeniería formal frente a la escasez de este tipo de máquinas en el país. Asimismo, a nivel de la región no existe, hasta donde han investigado los autores, un trabajo de ingeniería que cubra el diseño de la máquina en cuestión.

Cabe señalar también que se seleccionó el pellet como producto final por su reducido diámetro a comparación con una briqueta (35 mm de diámetro como mínimo). El pellet al tener un diámetro no mayor a 25 mm según norma, logra que la matriz horizontal de agujeros tenga menor diámetro y la máquina, menor tamaño.

### **1.5.2. Justificación Económica**

El molino Escaly S.R.L. actualmente desecha la merma de arroz, ahora con la máquina procesadora de pellets generarán un ingreso extra por este material si es vendido a terceras empresas o en todo caso, un gran ahorro en el combustible.

### **1.5.3. Justificación Social**

Una máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz logrará que no solo los molinos se vean beneficiados, sino que también los agricultores que se dedican al micro producción tengan un ingreso extra rentable al momento de vender pellets orgánicos o en el tema de ahorro en combustible. Esto brindará una mejor estabilidad para el gran porcentaje de familias lambayecanas que tienen como único ingreso, cultivo y producción de arroz.

### **1.5.4. Justificación Ambiental**

Una máquina procesadora de pellets que recibirá todo el material restante del proceso de secado y descascarillado del grano de arroz de un molino, ayudará a tener un mejor cuidado ambiental ya que muchas veces este residuo es tratado como basura y arrojado a campos deshabitados, además se sabe que esta máquina no necesita de

ningún combustible contaminante para su funcionamiento, por el contrario, producirá un pellet que podrá utilizarse como biocombustible.

## **1.6. Hipótesis**

No aplicable para este tipo de investigación.

## **1.7. Objetivos**

### **1.7.1. Objetivo General**

Diseñar una máquina pelletizadora en base a merma de arroz de 200 kg/h para el Molino Escaly S.R.L. en donde el material obtenido sirva como biocombustible para la empresa.

### **1.7.2. Objetivos Específicos:**

- Determinar la capacidad anual de merma de arroz que se genera en el molino Escaly S.R.L.
- Determinar las propiedades fisicoquímicas y mecánicas de la merma de arroz.
- Seleccionar la alternativa de diseño adecuado para dar solución al requerimiento al proceso de pelletizado de merma de arroz.
- Dimensionar mediante cálculo y selección la máquina pelletizadora de acuerdo a estándares y normas.
- Elaborar análisis financiero de la máquina procesadora de pellets (VAN, TIR).

**Capítulo II**  
**MATERIALES Y**  
**MÉTODOS**

## II. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Tipo y Diseño de Investigación

Tipo: Aplicada

Diseño: Investigación cuasi-experimental

### 2.2. Población y muestra

No aplicable para este tipo de investigación.

### 2.3. Variables, Operacionalización

En la presente tesis se expone dos tipos de variables, las variables independientes y las variables que requieren de un primer factor, variables dependientes.

En el apartado 1.3.2. “El pellet” menciona las variables independientes de la biomasa que formarán los pelles, cuyos datos rigen en gran medida a una norma vigente (ver **Anexo No 1**). Y en el apartado 1.3.7. “Principio de funcionamiento de las máquinas pelletizadoras” y el 1.3.8. “Diseño de una máquina procesadora de pellets” muestra el resumen de las variables dependientes empleadas para este trabajo.

#### **Variables Dependiente**

Diseño de la máquina

- Potencia Mecánica, P (HP)
- Capacidad, Q (kg/s)

#### **Variables Independientes**

Proceso de Pelletizado

- Propiedades físicas
- Propiedades mecánicas

### **2.3.1. Caja negra para variables**

La caja negra o black box es un sistema cuyo funcionamiento interno es desconocido, pero posee entradas o inputs que experimentan unas determinadas transformaciones en el interior de la caja y que, como consecuencia de esto, brindan unas salidas u outputs (Nava, T. et al., 2013). En nuestro caso las variables de entrada serán las variables independientes y las variables de salida, variables dependientes.

En la *Figura No 12* se gráfica la caja negra con las variables planteadas.

### **2.3.2. Operacionalización de variables**

En la **Tabla No 2** se muestran la Operacionalización de las variables que intervienen en el diseño de la máquina pelletizadora en base a merma de arroz.



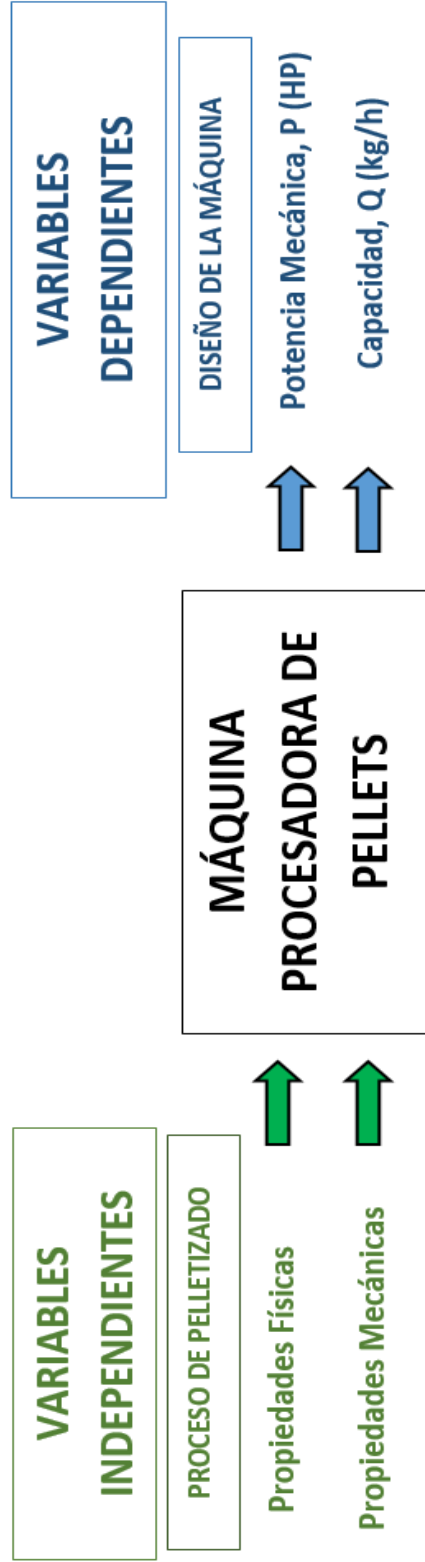


Figura No 12. Caja negra  
Fuente: Propia, 2017

Tabla No 2

*Operacionalización de las variables planteadas*

<b>VARIABLES</b>	<b>DIMENSIONES</b>	<b>INDICADORES</b>	<b>TÉCNICA E INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b>
<b>VARIABLE DEPENDIENTE</b>			
<b>Diseño de la Maquina</b>	Potencia Mecánica, P	Fuerza de Compresión (N)	Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002
	HP	Velocidad angular (rpm)	www.fcyt.umss.edu.bo
Capacidad, Q	Kg/h	Flujo Másico (kg/s)	Fuente: Propia Anexo No 7
<b>VARIABLE INDEPENDIENTE</b>			
Propiedades Físicas	Longitud (m)		Fuente: KAHL GmbH&co. Bioenergía a partir de la biomasa, 2008
	Volumen (m <sup>3</sup> )		
	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )		
	Poder Calorífico (kJ/kg)		Norma Europea CEN/TS 14961
Propiedades Mecánicas	Resistencia a la Compresión (Pa)		Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002 Anexo No 9

## **2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad**

### **2.4.1. Abordaje metodológico**

#### **Analítico**

El objeto de estudio pasa a descomponerse por partes igualitarias para obtener diferentes problemáticas que se manifiesten en el proyecto, para esto es esencial tener conocimiento sobre sus propiedades y riesgos.

En nuestro caso analizaremos el desecho total de la merma de arroz para obtener un correcto diseño de la máquina pelletizadora en temas de capacidad.

#### **Deductivo**

Se analizará, estudiará y examinará los distintos trabajos de investigación, papers, artículos científicos, tesis, revistas científicas, etc., que hablen de inversión de este tipo de máquinas pelletizadoras y a la vez, su diseño.

Se llevará a cabo una revisión detallada de la normativa encontrada para este tipo de máquinas, antecedentes y sobretodo, la realidad problemática del presente proyecto de investigación comparadas con otros tipos de tesis o trabajos similares.

#### **Inductivo**

Con este método de estudio se espera obtener la observación de manera precisa y directa sobre la cantidad, utilización y desperdicio de la merma en el molino de arroz. La finalidad de esto será obtener el método que diagnostique un buen uso de toda la merma sobrante del proceso industrial.

### **2.4.2. Técnica de recolección de datos, validez y confiabilidad**

Con la finalidad de realizar un buen trabajo de investigación, se emplearon técnicas de recolección de datos que ayudan a obtener una información valiosa y necesaria que permiten el logro de los objetivos de este proyecto de tesis. Las técnicas que se van a emplear son las siguientes:

### **Observación**

Es una técnica de suma importancia que nos permitirá comparar, registrar, conocer y describir datos para la investigación. La observación consiste en emplear los sentidos para observar los acontecimientos, personas haciendo sus labores cotidianas y con esto, la realidad social.

Se llevará a cabo visitas técnicas a la empresa molinera Escaly S.R.L., las cuales nos ayudarán a determinar la problemática actual y necesidad de este molino. A través de estas visitas se realizará una observación continua de todo lo que sucede con el procesamiento del grano de arroz, con la finalidad de hallar evidencias que muestren la innecesidad del desperdicio de la merma.

### **Información Bibliográfica**

Las distintas fuentes bibliográficas que se consultarán para la recopilación de información serán provenientes de libros, tesis, internet, publicaciones, normas, leyes, etc., esto con el objetivo de llevar a cabo una correcta evaluación del diseño de la máquina procesadora de pellets a base de merma de arroz para la empresa Escaly S.R.L.

Esta técnica es primordial ya que nos ayudará a obtener una adecuada información y entender más cosas sobre el tema.

### **Análisis de documentos**

Se empleará esta técnica para generar un buen análisis de documentos (leyes, tesis, publicaciones, normas, libros, etc.), esto nos permitirá obtener información adecuada y entendimiento sobre el tema para una concreta evaluación del diseño de la máquina procesadora de pellets a base de merma de arroz para la empresa Escaly S.R.L.

## **2.4.3. Instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad**

### **Guía de observación**

Las guías de observación se utilizarán para llevar un orden sobre los documentos, datos e información de interés que se necesitará de la empresa Escaly S.R.L., tales

como: Carretera que guía hacia la empresa, áreas de división de la empresa, cantidad de trabajadores, las labores cotidianas, etc.

### **Recolección de datos**

Se recolecto datos e información en medios escritos como digitales obtenidos de la misma molinera Escaly, ya que pudimos obtener un análisis estadístico de la producción de arroz anual (ver **Anexo No 7**). Con los datos obtenidos se estimó la merma sobrante, la información obtenida a través de trabajadores y jefes de área fueron también relevantes, así como la data digital obtenida del internet y bibliografía.

## **2.5. Procedimiento de análisis de datos**

Los procedimientos realizados para la recolección de datos e información se realizaron por etapas.

### **Etapa 1: Identificación de la necesidad de la empresa**

Se identificará la necesidad de la empresa para tener un dato importante para el futuro diseño de la máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz.

### **Etapa 2: Evaluación social**

Se realizará visitas técnicas a la empresa Escaly S.R.L. para observar la problemática de la empresa con respecto a la utilización de la merma de arroz. Así mismo, se espera proponer soluciones a esta necesidad del molino con relación a un futuro diseño de una máquina procesadores de pellets en base a la merma sobrante.

### **Etapa 3: Evaluación de la cantidad de merma sobrante**

Se ejecutará entrevistas personales a los altos mandos de la empresa para tener un dato seguro de cuanta es la cantidad de merma sobrante por cada tonelada de granos de arroz que entran al molino.

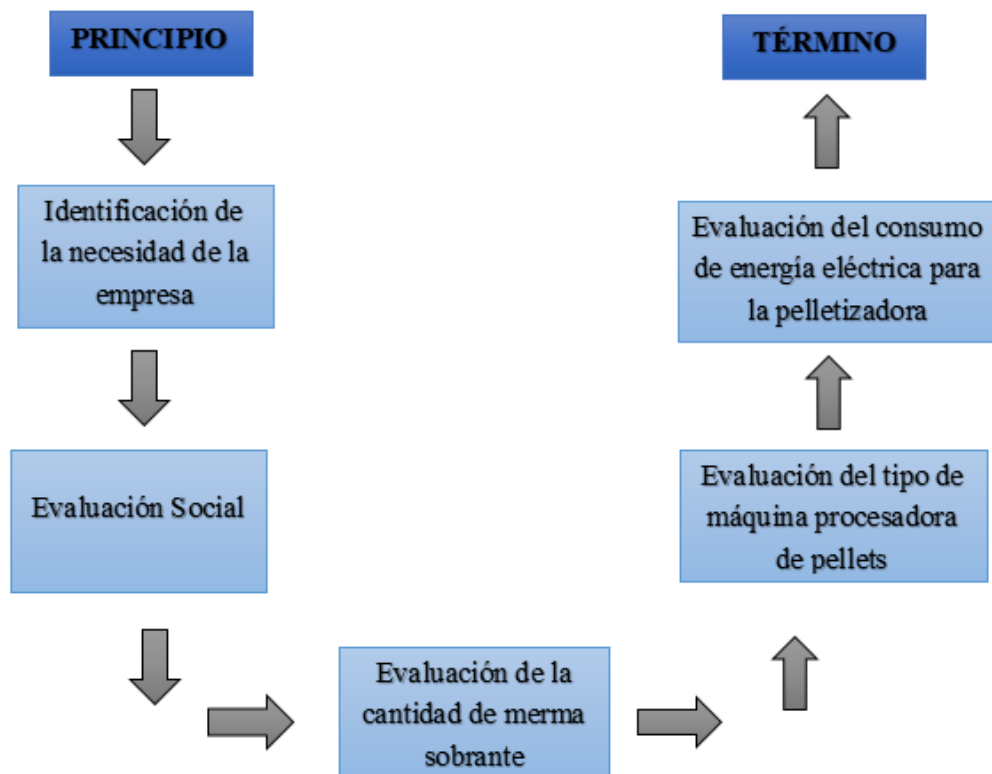
#### **Etapa 4: Evaluación del tipo de máquina procesadora de pellets**

Se realizará una entrevista personal sobre el tipo de máquina procesadora de pellets que se esperaría para la utilización de la merma, esto con la finalidad de adquirir información de algún interés formal sobre la máquina y una posible inversión.

#### **Etapa 5: Evaluación del consumo de energía eléctrica para la pelletizadora**

Se hará una entrevista para determinar el consumo de energía eléctrica de la empresa. Se espera demostrar que una máquina procesadora de pellets a comparación de otra máquina del molino de arroz, no empleará mucha energía.

En la *Figura No 13* se muestra un diagrama del desarrollo por etapas de los procedimientos realizados para la recolección de datos e información, validez y confiabilidad.



*Figura No 13.* Diagrama del desarrollo por etapas de los procedimientos realizados

Fuente: Propia, 2017

### 2.5.1. Etapas del diseño

Las etapas del diseño en las que se fundamentó nuestra tesis es una variante que plantea el especialista en el área de diseño, Dieter, G. (2013), que abarca:



*Figura No 14. Etapas del proceso de diseño según Dieter, G.*

Fuente: Propia, 2019

**Reconocimiento de una necesidad:** Identificación de una situación real e indagar su viable solución.

**Definición de un problema:** Necesidad de determinar la situación problemática de forma correcta, con la intención de evitar posibles soluciones erradas, y obtener una mejor visión para el desarrollo de las próximas fases del proceso de diseño.

**Recopilación de información:** Para dar validez a lo mencionado anteriormente existen las fuentes de información como artículos, registros de patentes, documentos legales, informes de expertos, etc., que son fuentes recomendadas tal como alguna plática que podamos tener con un consultor externo que conozca el tema.

**Conceptualización:** La conceptualización es una fase del proceso de diseño que nos posibilita definir los elementos, mecanismos, configuraciones o procesos que al acoplarse formaran un diseño que pueda satisfacer nuestra necesidad.

**Evaluación:** Esta fase envuelve el análisis detallado del diseño. Normalmente la evaluación implica cálculos matemáticos, generalmente digitales, de la forma

analítica del diseño, aunque también en otros casos involucra alguna simulación del diseño a través de un modelo experimental o tal vez en un prototipo real.

**Comunicación del diseño:** La comunicación del diseño es la parte final del proceso de diseño en las cuales se detalla los resultados logrados. Típicamente esta fase muestra una presentación oral que por lo general viene acompañada de un informe escrito que puede contener planos, gráficos y modelos o programas digitales

## 2.6. Criterios éticos

Los principios que se tendrán en cuenta para el desarrollo de este trabajo de investigación están basados en el Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP, 1999) y el Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS, 2017).

### **Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP)**

El presente documento (ver **Anexo No 4**) muestra los criterios éticos que debe tener en cuenta un ingeniero para un buen desenvolvimiento y competencia dentro de la profesión en su relación con el público, el ambiente, la sociedad, y colegas de carrera. A continuación se muestran artículos de este valioso código:

“Art. 1 – los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales.”

“Art. 4 – los ingenieros reconocerán que la seguridad de la vida, la salud, los bienes y el bienestar del país de la población y del público en general, así como el desarrollo tecnológico del país depende de los juicios, decisiones incorporados por ellos o por su consejo, en dispositivos, edificaciones, estructuras, máquinas, productos y procesos. Por ninguna razón pondrán sus conocimientos al servicio de todo aquello que afecte la paz y la salud.”



## **Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS)**

Este documento consigna los lineamientos a seguir al momento de realizar investigación universitaria (ver **Anexo No 5**). A través del presente código se detallan los criterios éticos y principios para el uso de información, las políticas antiplagio y con esto, los procesos de sanción. Es con este fundamento que sus primeros artículos mencionan lo siguiente:

“Art. 1 – finalidad: El Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), tiene como finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad y el bienestar de la(s) persona(s) que participan en una actividad de investigación Científica, Tecnológica e innovación, ciñéndose a los principios éticos acogidos por la normativa nacional e internacional, y los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia.”

“Art. 3 – alcance: El presente código de ética de investigación es de cumplimiento obligatorio para todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes, egresados y administrativo de la Universidad Señor de Sipán.”

### **2.7. Criterios de rigor científico**

Para este proyecto de investigación se tendrá como base los criterios de validez, generalización, fiabilidad y replicabilidad.

**Validez:** Se hará el análisis adecuado al momento de escoger las variables relativas y relacionadas al problema de investigación.

**Generalización:** Se planeará y ejecutará adecuadamente la información extraída de las entrevistas.

**Fiabilidad:** Cuando se obtengan las medidas se verificará que éstas correspondan a una metodología científica y meticulosa.

**Replicabilidad:** Los protocolos y procedimientos que se llevarán a cabo estarán guiados a simplificar la repetición experiencial con la finalidad de animar la contrastación de resultados en trabajos de investigación posteriores.

# **Capítulo III**

## **RESULTADOS**

### III. RESULTADOS

#### 3.1. Resultados en tablas y figuras

Los resultados que se mostraran a continuación con respecto al diseño y cálculo de la máquina procesadora de pellets están basados a diseños ya existentes de este tipo de máquinas (ver **Anexo No 6**).

##### 3.1.1. Lista de exigencias

A continuación se detalla el procedimiento sistemático de diseño según la norma VDI 2222, la cual se inicia con la elaboración de una lista de exigencias (es una forma de contrato entre el cliente y el diseñador o la parte responsable de la construcción del proyecto).

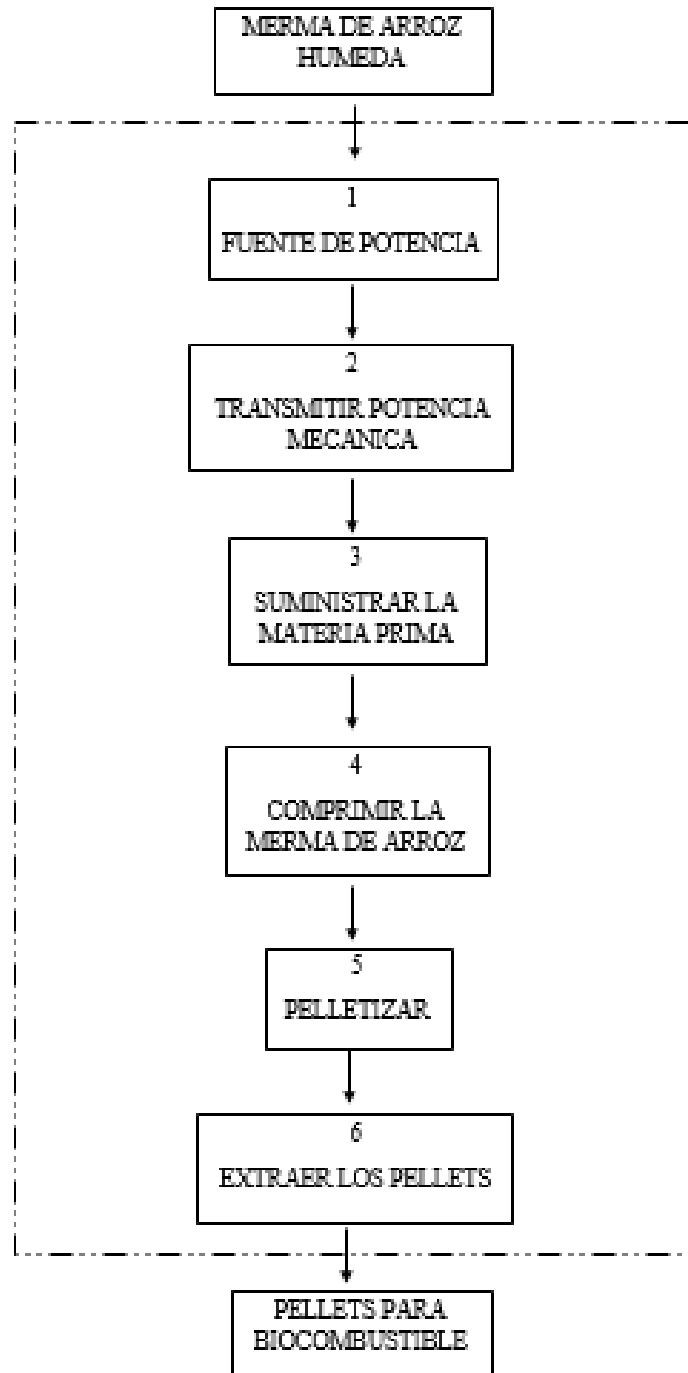
**Tabla No 3**

*Lista de exigencias para el diseño de la máquina pelletizadora*

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>		
<b>PROYECTO</b>		
<b>DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELLETIZADORA EN BASE A MERMA DE ARROZ PARA BIOCOMBUSTIBLE DE 200 KG/H PARA LA EMPRESA ESCALY S.R.L. - LAMBAYEQUE</b>		
<b>No</b>	<b>Deseo (D) Exigencia (E)</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
<b>FUNCION PRINCIPAL</b>		
1	E	Pelletizar la merma de arroz.
2	E	Brindar pellets bien compactados para ser usados como biocombustible.
<b>ENERGÍA</b>		
3	E	Tener como fuente de poder un motor eléctrico, con un operador responsable.
<b>ERGONOMÍA</b>		
4	D	El usuario debe ser capaz de suministrar correctamente la materia prima, para evitar algún inconveniente con la máquina.
5	D	Grupo de trabajo máximo de 1 persona.
<b>USO</b>		
6	D	Debe ser de operación sencilla y no requerir especialización técnica.
<b>TRANSPORTE</b>		

7	E	Su transporte será de fácil desplazamiento y será posible por no más de 3 personas.
8	D	Su transporte no debe involucrar un gran cambio en su geometría general.
<b>FABRICACION</b>		
9	E	Debe ser posible fabricada en una pequeña factoría, con el uso de máquinas herramientas, equipos de precisión y con componentes accesibles en el mercado nacional.
10	E	Esta operación debe exigir al fabricante conocimientos técnicos especializados.
<b>PESO</b>		
11	D	Debe ser alrededor de los 40 kg.
<b>ENSAMBLAJE</b>		
12	E	Montaje y desmontaje solo con herramientas usuales en un taller mecánico.
13	E	Esta operación debe exigir conocimientos técnicos especializados.
<b>MANTENIMIENTO</b>		
14	E	Debe ser posible con insumos y accesorios usuales en el taller mecánico.
15	E	Debe ser posible a través de un manual de mantenimiento que estará en anexos, donde el operario podrá realizarlo sin necesidad de conocimientos técnicos.
<b>COSTO</b>		
16	D	La máquina a construir debe costar menos de 3000 soles.

### 3.1.2. Estructura de funciones



*Figura No 15. Diagrama de la estructura de funciones*

Fuente: Propia, 2018

### 3.1.3. Funciones técnicas

Para el diseño de la máquina procesadora de pellets se reconocieron las seis siguientes funciones básicas:

- Fuente de potencia.
- Transmitir potencia mecánica.
- Suministrar la materia prima.
- Comprimir la merma de arroz.
- Pelletizar.
- Extraer los pellets.

### 3.1.4. Matriz Morfológica de conceptos de solución

Usando el diseño y método de una matriz morfológica se definieron conceptos de solución óptimos para el diseño de la máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz. El modo para definir esto es a través de una calificación en un orden del 0 al 4 para cada parte opcional que compondrá la máquina seleccionado mediante 3 conceptos de configuración que fueron planteados, en la *Fig. No 16* se puede observar lo mencionado.

		No aceptable	0
CONCEPTO DE SOLUCIÓN A	—	Suficiente	1
CONCEPTO DE SOLUCIÓN B	—	Poco satisfactorio	2
CONCEPTO DE SOLUCIÓN C	—	Satisfactorio	3
		Muy satisfactorio	4

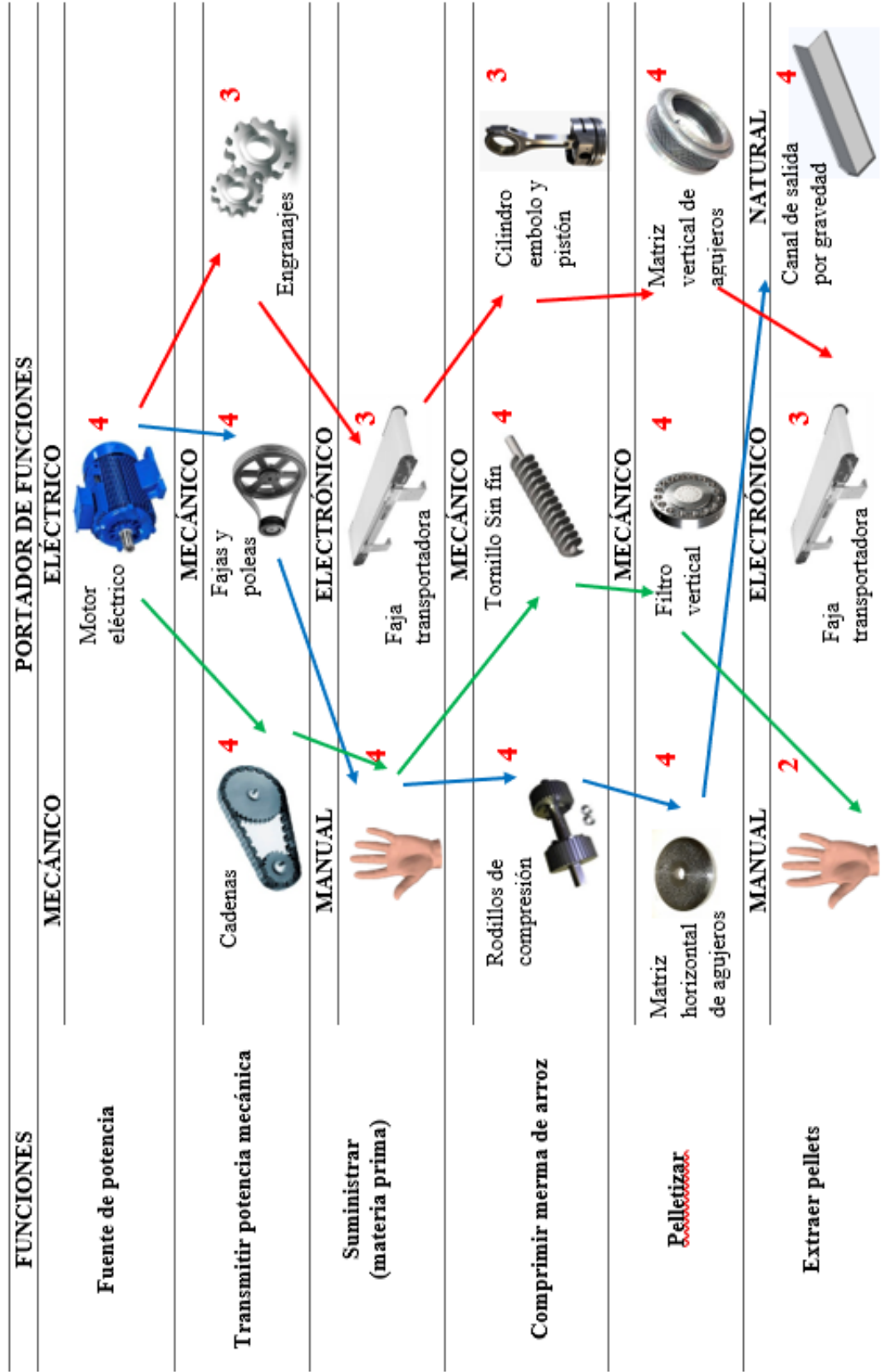
*Figura No 16. Conceptos de solución y puntaje brindado para criterios de una matriz.*

Fuente: Propia, 2018

La matriz morfológica de selección de conceptos para la configuración de la máquina pelletizadora se encuentra en la **Tabla No 4**.

Tabla No 4

Matriz de selección de conceptos de solución para la configuración de la máquina pelletizadora.



## Resultados obtenidos mediante una matriz morfológica

El análisis de las partes seleccionadas y el puntaje obtenido mediante la calificación que se brindó en la matriz morfológica tiene los siguientes resultados:

Tabla No 5

*Puntaje brindado para cada concepto planteado de configuración de diseño de la pelletizadora.*

FUNCIONES	CONCEPTOS DE CONFIGURACION PARA LA MÁQUINA PELLETIZADORA		
	Puntaje calificativo		
	CONCEPTO A	CONCEPTO B	CONCEPTO C
Fuente de potencia	4	4	4
Transmitir potencia mecánica	4	4	3
Suministrar (materia prima)	4	4	3
Comprimir merma de arroz	4	4	3
Pelletizar	4	4	4
Extraer Pellet	4	2	3
<b>TOTAL</b>	<b>24</b>	<b>22</b>	<b>20</b>

### 3.1.5. Conceptos de solución para la configuración de la máquina pelletizadora

#### Concepto de Solución A

La máquina es accionada por un motor eléctrico que transmite la potencia de la velocidad por un sistema de fajas y poleas, luego la merma de arroz es colocada manualmente en el alimentador de la máquina que por gravedad cae hacia los rodillos que comprime la materia para luego ser introducida por presión a los agujeros de la matriz de modelo horizontal donde se obtienen como resultados los pellets que son expulsados por un canal de salida, que tiene ángulo de inclinación.



### **Concepto de Solución B**

La máquina es accionada por un motor eléctrico que transmite la potencia de la velocidad a través de cadenas, luego la merma de arroz es colocada manualmente en el alimentador de la máquina que por gravedad cae hacia un tornillo sin fin que lleva a cabo el proceso de compresión a través de una fuerza de empuje que es aplicada a la materia hasta llegar a un filtro vertical donde se obtienen como resultados los pellets que son retirados manualmente.

### **Concepto de Solución C**

La máquina es accionada por un motor eléctrico que transmite la potencia de la velocidad mediante engranajes, luego la merma de arroz es llevada por una faja transportadora hacia el alimentador de la máquina que por gravedad cae hacia un cilindro émbolo y pistón que comprime la materia mientras es introducida por presión hacia una matriz vertical de agujeros donde se obtienen como resultados los pellets que son retirados del proceso por otra faja transportadora.

#### **3.1.6. Determinación del concepto de solución óptimo**

##### **Evaluación Técnica**

Para realizar una evaluación técnica se tomaron en cuenta categorías y sus factores de ponderación, cuyos criterios están valorizados entre el 1 (mínimo) y 5 (máximo), los cuales quedan de la siguiente manera:

- Criterio 1 (C1): Facilidad de fabricación
- Criterio 2 (C2): Transportabilidad
- Criterio 3 (C3): Ahorro de energía
- Criterio 4 (C4): Mantenimiento
- Criterio 5 (C5): Nivel mínimo de ruido

**Tabla No 6**

*Valorización de los criterios técnicos para los tres conceptos de soluciones.*

CONCEPTOS DE SOLUCIÓN	CRITERIOS TÉCNICOS					TOTAL
	C1	C2	C3	C4	C5	
Concepto de solución A	5	5	5	5	4	24
Concepto de solución B	4	5	5	4	3	21
Concepto de solución C	4	3	4	4	5	20

### **Evaluación Económica**

Se detallarán a continuación los diferentes precios de cada parte planteada de los tres conceptos de solución que compondrán la máquina pelletizadora dependiendo de la función que ejecute mostrados anteriormente en la matriz morfológica. Los costos son aproximados por lo que no representan el valor económico que requerirán algunas piezas sin son fabricadas por especialistas.

**Tabla No 7**

*Evaluación económica para los materiales y mano de obra de los tres conceptos de solución.*

CONCEPTOS DE SOLUCIÓN	MATERIALES
<b>Concepto de solución A</b>	S/.
Motor eléctrico	1000
Fajas y poleas	100
Rodillos de compresión	120
Matriz horizontal de agujeros	150
Canal de salida por gravedad	80
<b>TOTAL S/.</b>	<b>1450</b>
<b>Concepto de solución B</b>	
Motor eléctrico	1000
Cadenas	100
Tornillo sinfín	90
Filtro vertical	180
<b>TOTAL S/.</b>	<b>1370</b>
<b>Concepto de solución C</b>	
Motor eléctrico	1000
Engranés	100
Faja transportadora	600
Cilindro embolo y Pistón	120
Matriz vertical de agujeros	180
Faja transportadora	600
<b>TOTAL S/.</b>	<b>2600</b>

### **Criterios ponderados para la selección del concepto de solución óptimo**

Luego de analizar la matriz morfológica en la cual se plantearon los tres conceptos de solución A, B y C respectivamente, y evaluar técnica y económicamente dichos conceptos mencionados y con ellos las partes de la máquina planteadas para cada función de la configuración de la pelletizadora, se tuvo el siguiente criterio ponderado total que ayudo a elegir la mejor opción de concepto de solución.

**Tabla No 8**

*Ponderación total de los tres conceptos de solución.*

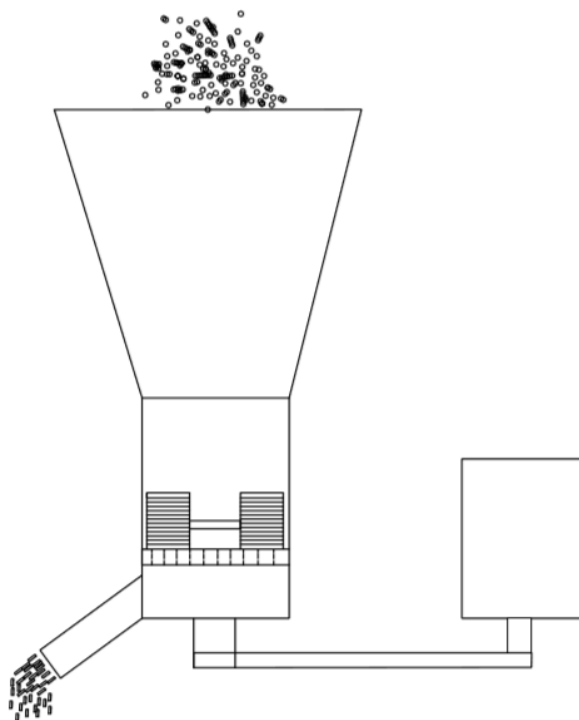
<b>CONCEPTOS DE SOLUCIÓN</b>	<b>EVALUACIÓN ECONÓMICA</b>	<b>EVALUACIÓN TÉCNICA</b>
Concepto de solución A	S/. 1450	24
Concepto de solución B	S/. 1370	21
Concepto de solución C	S/. 2420	20

El concepto de solución B es el más económico, 80 soles menos que el concepto de solución A y 1230 soles menos que el concepto de solución C, pero en la parte técnica el concepto de solución A tiene 3 puntos más que el B y 4 más que el C.

### **Identificación del concepto seleccionado de configuración de la pelletizadora**

El tornillo sinfín del concepto de solución B provoca que la longitud de la máquina sea más amplia, ocupando más espacio además de que hace más ruidosa la operación y dificulta el mantenimiento que se le pueda aplicar. La máquina pelletizadora planteada en el concepto de solución A tiene un funcionamiento más vertical, reducido y menos complejo, debido a que la materia prima es suministrada manualmente en el rodillo y a su vez en la matriz horizontal de agujeros, ambas piezas ubicadas en un mismo eje, logrando que la máquina sea más estrecha y fácil de transportar. El concepto de solución C utiliza fajas transportadoras que elevan el costo de la máquina, reducen la seguridad de trabajo y demandan mucha energía eléctrica, por la cual queda totalmente descartada.

Ya con los criterios mencionados se seleccionó el CONCEPTO DE SOLUCIÓN A (ver *Fig. No 17*), debido a que su costo no es tan elevado, sólo 80 soles más que la opción de configuración más económica pero con un alto valor técnico de diseño, construcción y manejo.



**Figura No 17. Concepto de solución A de una máquina pelletizadora**

**Fuente: Propia, 2018**

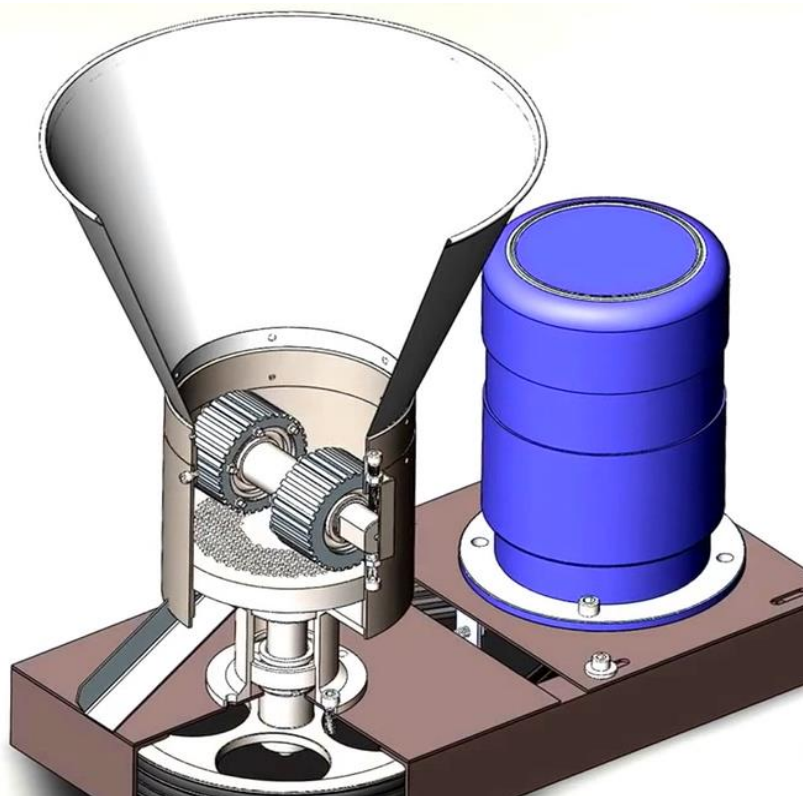
### **3.1.7. Diseño preliminar**

Con el diseño preliminar se busca demostrar más a detalle el diseño y configuración que tendrá la máquina pelletizadora luego de los estudios correspondientes. En este apartado se evaluará lo siguiente:

- Realización del diseño de configuración de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz.
- Capacidad de la máquina que depende de la cantidad de merma sobrante del molino de arroz y horas de trabajo de dicho equipo.

## REALIZACIÓN DEL DISEÑO DE CONFIGURACIÓN DE LA MÁQUINA PELLETIZADORA

La opción de diseño de configuración para la máquina pelletizadora a base de merma de arroz seleccionada según lo expuesto anteriormente fue el CONCEPTO DE SOLUCIÓN A, el cual comprende un motor eléctrico, fajas y poleas, suministro de merma de arroz manualmente, rodillo de compresión, matriz de agujeros y un canal de salida metálico por gravedad (ver *Fig. No 18*).



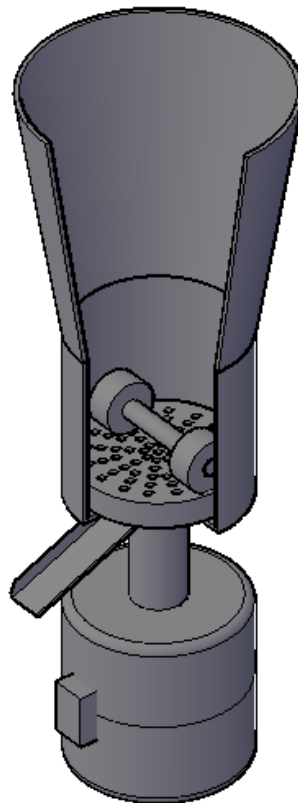
**Figura No 18.** Diseño preliminar de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz

**Fuente:** Adaptado de KAHL GmbH&co, 2008

A continuación, se presentarán las siguientes configuraciones en base a diseños previos sobre el modelo de una máquina pelletizadora con rodillos de compresión y matriz horizontal de agujeros con la intención de demostrar la elección del modelo y configuración del diseño preliminar ya tomado para nuestra máquina pelletizadora mediante el CONCEPTO DE SOLUCIÓN A.

**Configuración 1: Máquina pelletizadora con motor eléctrico posicionado en el mismo eje de transmisión que conecta a la matriz de agujeros y rodillos**

Esta configuración muestra un posicionamiento vertical del motor eléctrico donde su eje de salida de potencia mecánica se ensambla con el eje de transmisión que conecta a la matriz horizontal de agujeros y rodillos de compresión (ver *Fig. No 19*). Esta configuración es algo tediosa debido a que la ubicación del motor logra que la máquina tenga mayor altura dificultando su transporte y a la vez su desamblaje al momento de llevar a cabo algún mantenimiento.

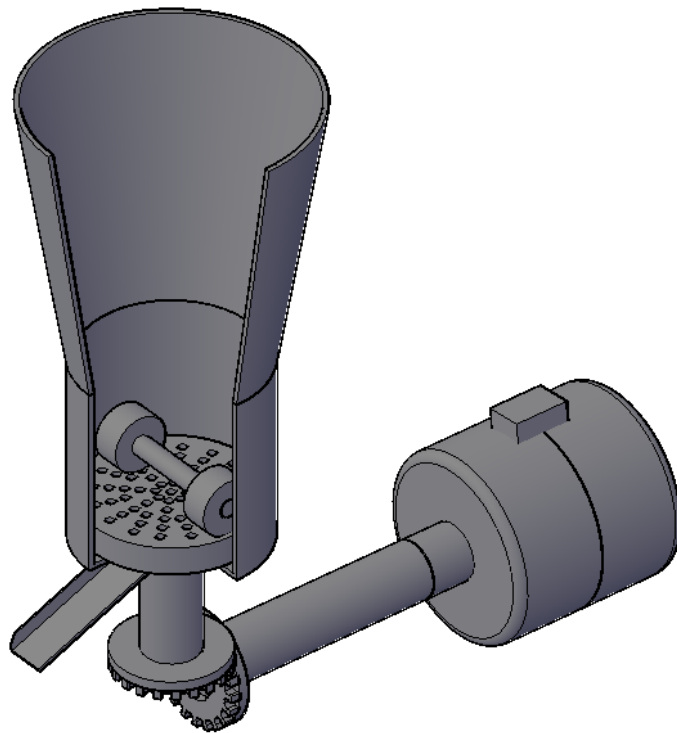


*Figura No 19. Configuración 1: Motor eléctrico en posición del eje de rodillos y matriz*

Fuente: Propia, 2018

**Configuración 2: Máquina pelletizadora con motor eléctrico posicionado de forma horizontal que conecta su eje a través de engranajes moldeados con el eje de transmisión vertical que empalma con la matriz de agujeros y rodillos**

La configuración número 2 muestra un posicionamiento horizontal del motor eléctrico donde su eje de salida de potencia mecánica se ensambla con un eje que contiene engranajes moldeados para llevar la velocidad angular de forma horizontal hacia un lado vertical donde se conectará con el eje posicionado con la matriz de agujeros y rodillos de compresión (ver *Fig. No 20*). La configuración número 2 es compleja y a la vez aumentaría el valor económico de diseño, así mismo dificultaría el cálculo matemático para definir las variables del eje de transmisión por la cual queda descartada.

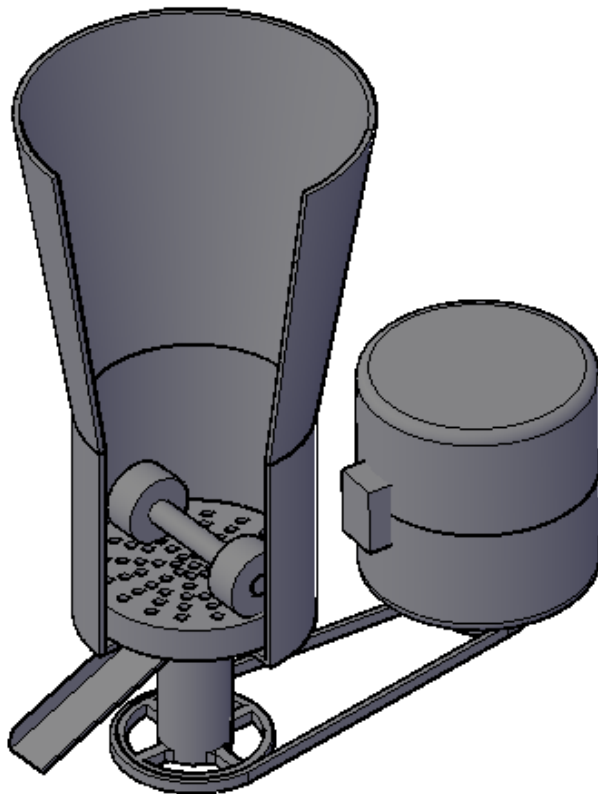


*Figura No 20.* Configuración 2: Motor eléctrico en posición horizontal que conecta con el eje de transmisión a través de engranajes que cambian la posición de la velocidad angular

Fuente: Propia, 2018

**Configuración 3: Máquina pelletizadora con motor eléctrico posicionado verticalmente que conecta su salida de potencia a través de fajas y poleas con el eje de transmisión vertical que empalma con la matriz de agujeros y rodillos (CONFIGURACIÓN ELEGIDA)**

Esta última configuración y la elegida según las evaluaciones y estudios correspondientes muestran un posicionamiento vertical del motor eléctrico donde su eje de salida de potencia mecánica se conecta a través de fajas y poleas con el eje de transmisión que conecta a la matriz horizontal de agujeros y rodillos de compresión (ver *Fig. No 21*). Esta opción es la más adecuada debido a que no dificultará su mantenimiento, el cálculo matemática para el eje de transmisión, cargas y velocidades es algo que se encuentra en cualquier literatura de diseño mecánico, no posee gran altura y sobre todo es de configuración accesible si se desea construir la máquina.



**Figura No 21. Configuración 3: Motor eléctrico en posición vertical que lleva la velocidad angular a través de fajas y poleas hacia el eje de transmisión**

**Fuente: Propia, 2018**



## CAPACIDAD DE LA MÁQUINA PELLETIZADORA A BASE DE MERMA DE ARROZ

El molino Escaly E.I.R.L. entrega 1 200 sacos pilados por turno, existen dos turnos y cada uno consta de 10 horas laborales (ver **Anexo No 7**). Teniendo una producción por hora de 120 sacos pilados, es decir 6 tn/hr o 6000 kg/ hr, ya que cada saco tiene 50 kilogramos de arroz pilado (ver **Fig. No 22**). Recalcemos que el arroz pilado es el resultado de todo el proceso que se lleva a cabo en el molino.



**Figura No 22. Producción de sacos pilados**

**Fuente: Propia, 2018**

La cantidad de grano de arroz total que se ingresa al proceso arroja un 25% de merma de arroz, 6000 kilogramos de arroz pilado por hora es la producción que da la empresa, pero el grano de arroz entrante al molino (X) es la suma de la cantidad de arroz pilado (6000 kg/ hr) más el 25% de merma del grano de arroz entrante. Entonces tenemos:

$$X = 0.25X + 6000$$

$$X - 0.25X = 6000$$

$$0.75X = 6000$$

$$X = \frac{6000}{0.75} = 8000 \text{ kg/hr}$$

La cantidad de grano de arroz total que entra al molino son de 8000 kg/ h, el cual arroja un 25% de merma de arroz. Dicho valor sería:

$$8\ 000 (0.25) = 2000\ kg/hr$$

2000 kg/hr es la merma de arroz que se obtiene mediante todo el proceso que se lleva a cabo en el molino, de dicho valor solo el 12% equivale a la merma que se utilizará para la máquina pelletizadora. Esto se debe a que de los 2000 kg/hr de merma que se genera solo el 80% es la humedad del grano, dicha materia es no existente, y el otro 8% es merma gruesa, conocido como vano o espiga de arroz que no logro llenar su interior, el cual tiene nulas propiedades energéticas (ver **Fig. No 23**). Por lo mencionado anteriormente tenemos una cantidad de 240 kg/hr que es el 12% de merma de arroz que puede ser utilizada para la biocombustión, esa merma es llamada como merma fina, o también como cascarilla que se divide en pajilla y nielen (ver **Fig. No 23**).



**Figura No 23.** Tipos de merma de arroz (izquierda, merma gruesa y derecha, merma fina)

Fuente: Propia, 2018

Entonces 240 kg/hr es la masa de merma utilizable. Por último tenemos que los pellets serán empleados para el horno quemador de biomasa ya que es ahí donde se emplearán a través de una biocombustión (ver *Fig. No 24*), dicho equipo consume 200 kg/hr de pajilla de arroz como máxima cantidad de biomasa (ver **Anexo No 8**), así que por este requerido nuestra máquina **producirá sólo 200 kg/hr de pellets en base a merma de arroz como máximo.**



**Figura No 24. Horno quemador de biomasa**

**Fuente: Propia, 2018**

### 3.1.8. Cálculo del pellet y la merma de arroz

#### CÁLCULO DEL PELLETT

En el apartado 1.3.3. “Etapas del Proceso para la formación del Pellet” se menciona el fundamento teórico del sistema de prensado, granulación o pelletización que básicamente se refiere al proceso de compactación de la materia prima mediante usos de fuerzas de presión que formarán el pellet a base de merma de arroz.

#### Consideraciones iniciales

- Según la Norma Europea CEN/TS 14961, “Certificación europea para biocombustibles sólidos” (ver **Anexo No 1**), selecciona el pellet con un diámetro de 6 mm considerando que es el menos propenso para el desmenuzamiento a granel.
- Partiendo del análisis sobre la producción anual y considerando la capacidad del horno del área de secado del molino, se determinó que el flujo másico de la merma que ingresan al proceso de pelletizado es:

$$\text{Flujo Masico de la merma} = 200 \text{ kg/h}$$

#### Longitud del Pellet

La longitud del pellet se tomó teniendo como base las especificaciones de la Norma CEN/TS 14961.

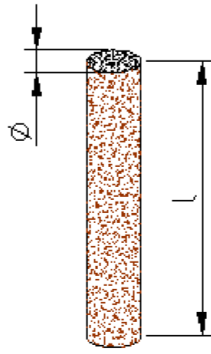
Para pellet con  $\phi = 6 \text{ mm}$

$$l \leq 5 \times \phi_{\text{pellet}}$$

... (12)

$$l = 5 \times 6 \text{ mm}$$

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



**Figura No 25. Dimensiones del pellet**

**Fuente: Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

### **Volumen del Pellet**

Este dato se determina en base a las dimensiones del pellet, cabe señalar que es su volumen por unidad.

$$V_{pellet} = \pi \times r_{pellet}^2 \times l \quad \dots (13)$$

$$V_{pellet} = \pi \times 0.003^2 \times 0.03$$

$$V_{pellet} = 8.48 \times 10^{-7} m^3$$

### **Relación de compresión**

En el apartado 1.3.7. “Principio de funcionamiento de las máquinas pelletizadoras – Relación de compresión” se menciona la relación existente entre el espesor efectivo de compresión y el diámetro del hueco con la longitud hallada. Esta relación determina el grado de compactación de la merma de arroz.

$$Rc = \frac{1}{\phi_{pellet}/l} \quad \dots (14)$$

$$Rc = \frac{1}{6mm/30mm}$$

$$Rc = 5$$

### Volumen de la merma necesaria para cada pellet

$$V_{merma} = V_{pellet} \times Rc \quad \dots (15)$$

$$V_{merma} = 8.48 \times 10^{-7} \times 5$$

$$V_{merma} = 4.24 \times 10^{-6} m^3$$

### Densidad del pellet

La densidad de la merma o pajilla ( $150 \text{ kg/m}^3$ ) se modifica debido a la compresión dando como resultado la densidad del pellet, para esto hemos tomado como referencia la densidad de la pajilla.

$$\rho_{pellet} = \rho_{pajilla} \times Rc \quad \dots (16)$$

$$\rho_{pellet} = 150 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 5$$

$$\rho_{pellet} = 750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

## CÁLCULOS ASOCIADOS A LA MERMA

### Consideraciones iniciales

- Las características que pueda tener el avellanado cónico de los agujeros en la matriz es de suma importancia ya que si el avellanado cónico es muy profundo puede transmitir un efecto de pre compresión a la matriz, con riesgo a estancamiento y de bloqueo sobre todo en las primeras horas laborales de la máquina. Por ese motivo el avellanado normalmente posee una conicidad de  $55 - 60^\circ$ .
- Arpi, J., & Calderón, C. (2010) llevaron a cabo comprobaciones para verificar cuál sería la presión adecuada para obtener buenos resultados de compactación de pellets, empleando distinta bibliografía de varios autores llegaron a la conclusión que las presiones varían entre los  $1100$  y  $2500 \text{ Kg/cm}^2$  ( $188 \text{ Mpa} - 295 \text{ Mpa}$ ).

## Compresión de la merma

Los encargados de comprimir la merma de arroz dentro de los agujeros o dados que contiene la matriz circular plana, son los rodillos de presión. Es en este proceso de compresión donde se generan fuerzas y presiones en el interior del dado, las mismas que dependerán de diversos factores que serán analizados más adelante.

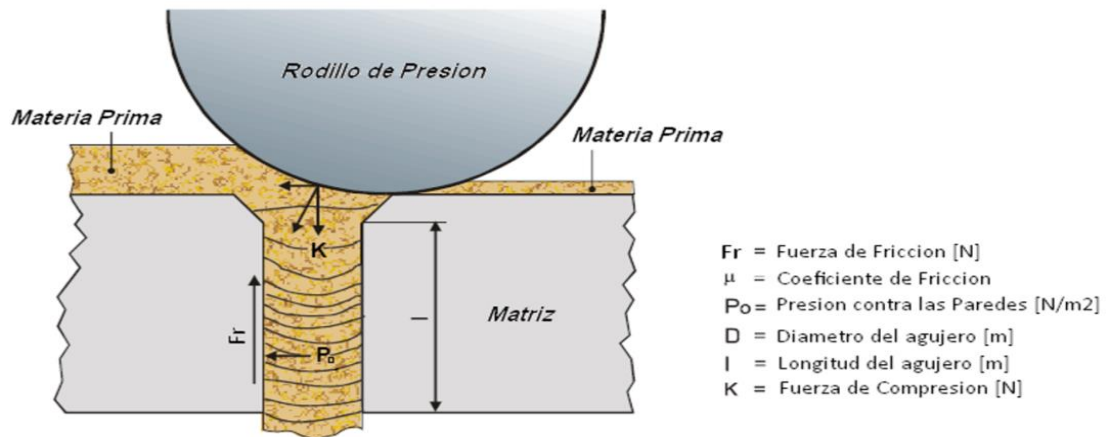


Figura No 26. Fuerzas de compresión de la merma

Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002

## Presión de compactación de la merma

Para hallar la presión con la cual se comprime la merma en el interior de cada uno de los dados de la matriz, el cual está en función de la clasificación del material y la deformación que se produce en la extrusión del material, hemos tomado la ecuación de compactación del aserrín (madera), ya que son biomásas similares. La presión de compactación de la merma equivale la presión que debe ejercer el rodillo para formar el pellet (Arpi & Calderón, 2010):

$$P_{Rodillo} = \bar{Y}_f \times \varepsilon_x \quad \dots (17)$$

Donde:

$\bar{Y}_f$ : Esfuerzo de fluencia promedio del aserrín durante la deformación, dicho valor es de 60 MPa (ver Anexo No 8).

$\varepsilon_x$ : Deformación de extrusión.

La deformación de extrusión depende de la relación de compresión y los ángulos de avellanado que pueda tener los agujeros de la matriz plana. Entonces, dicho valor se halla en la siguiente ecuación (Arpi & Calderón, 2010):

$$\varepsilon_x = a + [b \times \ln(Rc)] \quad \dots (17.1)$$

Donde:

a - b: Constantes empíricas para el ángulo del dado.

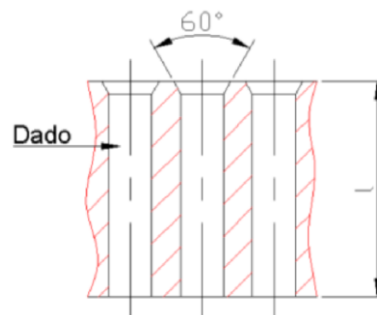
Para un ángulo de (50° - 60°)			
a	0,8 - 0,9		
b	1,2 - 1,5		

Para un ángulo (50°- 60°)		Para un ángulo (30°-45°)	
a	0,8 - 0,9	a	0,7 - 0,78
b	1,2 - 1,5	b	1 - 1,1

**Figura No 27. Constantes empíricas para el ángulo del dado**

Fuente: <http://www.fcyt.umss.edu.bo>, 2018



**Figura No 28. Ángulo de entrada del dado**

Fuente: **Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

Entonces:

$$\varepsilon_x = 0.9 + [1.5 \times \ln(5)]$$

$$\varepsilon_x = 3.314$$

Y por lo tanto la presión de compactación de la merma sería:

$$P_{Rodillo} = 60MPa \times 3.314$$

$$P_{Rodillo} = 199Mpa \approx 200Mpa$$



Cabe señalar que dicha presión de compactación de la merma hallada se encuentra justificadamente dentro del intervalo de la compresión teórica de la merma que se señaló en las consideraciones iniciales de diseño (188 MPa – 295 MPa).

### 3.1.9. Cálculo de los elementos principales de la máquina procesadora de pellets

#### CÁLCULO DEL DADO

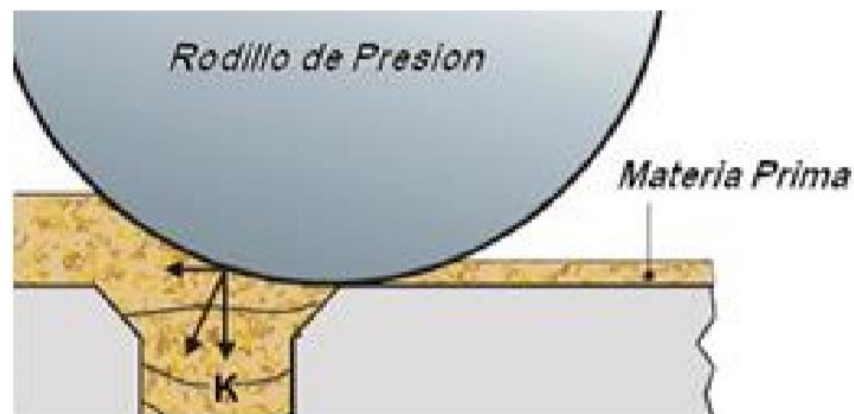
##### Fuerza de compactación del rodillo ( $F_K$ ) con respecto al dado

La fuerza que aplicará el rodillo sobre el dado de la matriz plana viene dado por la siguiente formula (“Technical Research Center of Finland”, 2002):

$$F_K = P_{Rodillo} \times A_{Dado} \quad \dots (18)$$

$$F_K = 200\text{Mpa} \times \pi(0.003\text{ m})^2$$

$$F_K = 5654.87\text{ N}$$

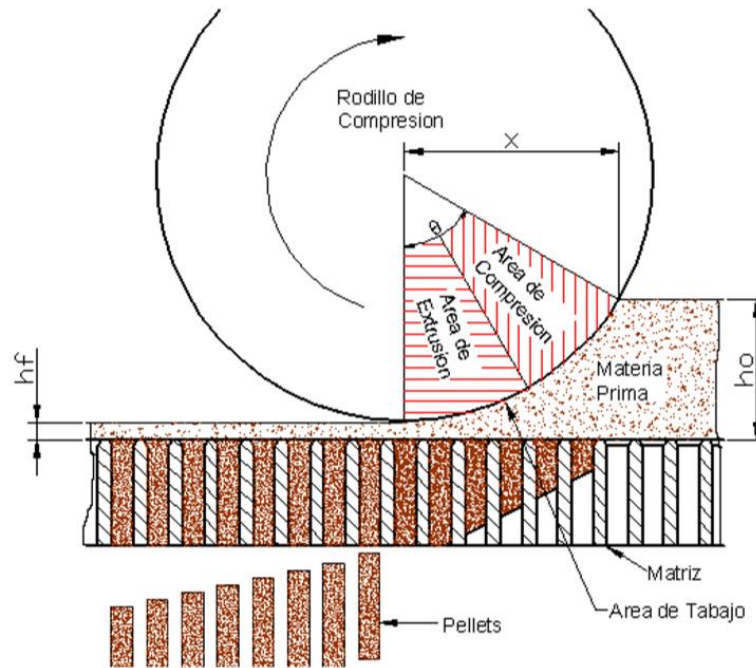


*Figura No 29. Fuerzas de compresión*

Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002

### Fuerza y presión en el dado

El material al momento de ingresar a la cámara de pelletización forma una capa con una altura inicial  $h_o$ , que luego al pasar por la zona de trabajo del rodillo se reducirá a una altura final  $h_f$  (ver *Fig. No 30*).



**Figura No 30. Zona de compresión de la materia prima**

**Fuente: Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

La fricción que se genera cuando el material a pelletizar y el dado de la matriz entran en contacto, genera una fuerza opuesta a la que produce el rodillo.

Por este motivo es necesario que los rodillos puedan generar una presión extra, de tal forma que pueda superar la fuerza de fricción. La presión adicional para superar la fricción queda dada por la siguiente expresión física (“Technical Research Center of Finland”, 2002):

$$P_f = \bar{Y}_f \times \frac{2h_f}{\phi_{pellet}} \quad \dots (19)$$

Donde:

$P_f$ : Presión adicional requerida para superar la fricción, (MPa).

$h_f$ : Altura final del material luego de pasar por el área de trabajo del rodillo. La distancia mínima entre la matriz y los rodillos debe ser 0,2 – 0,3 mm (www.lamec-pellets.com).

$\phi_{pellet}$ : Diámetro del pellet.

El esfuerzo de fluencia promedio que se toma durante la deformación, como se mencionó anteriormente, se ha tomado la data del aserrín (madera), dicho valor es de  $\bar{Y}_f = 60Mpa$  (ver **Anexo No 9**).

Entonces la presión adicional requerida para superar la fricción, sería:

$$P_f = 60Mpa \times \frac{2(0.0002m)}{0.006m}$$

$$P_f = 4MPa$$

### **Presión en las paredes del dado**

La presión generada en el interior de las paredes del dado (ver **Fig. No 31**) provocada por la fuerza de fricción entre ambos materiales de puede calcular mediante la siguiente ecuación (Arpi & Calderón, 2010):

$$P_o = \frac{P_f \times \phi_{pellet}}{4 \times \mu \times h_f} \quad \dots (20)$$

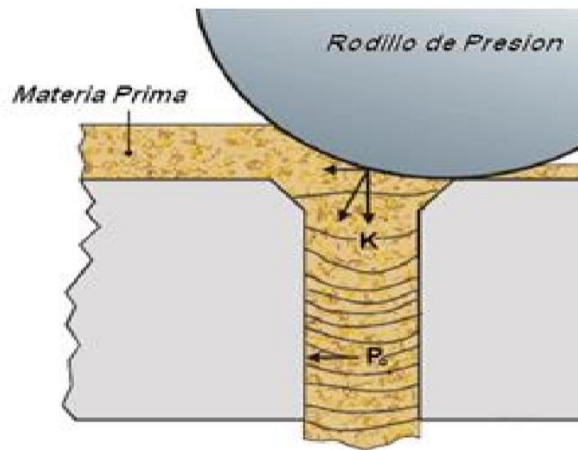
Donde:

$P_o$ : Presión del material comprimido contra la pared del contenedor

$\phi_{pellet}$ : Diámetro del pellet

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre la merma y el acero que es de 0,7 (ver **Anexo No 10**)

$h_f$ : Altura final del material luego de pasar por el área de trabajo del rodillo



**Figura No 31. Presión en la pared del dado**

**Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002**

Entonces la presión en las paredes del dado sería:

$$P_o = \frac{4Mpa \times 0.006m}{4 \times 0.7 \times 0.0002m}$$

$$P_o = 42.86 MPa$$

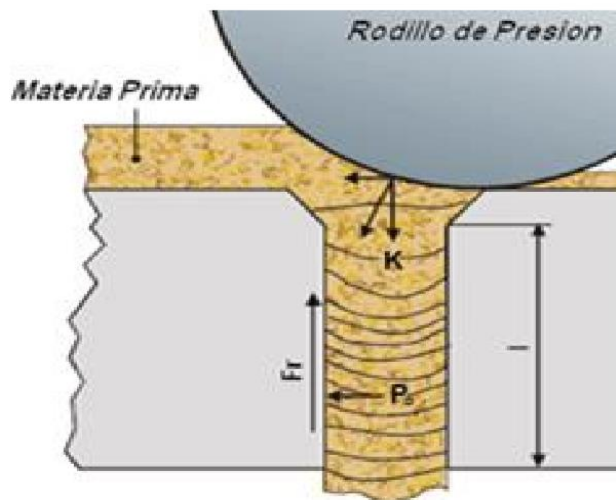
**Fuerza de fricción en el interior del dado ( $F_R$ )**

La fuerza de fricción entre el dado de pelletización y la masa debe ser tal que pueda permitir que el material se compacte en el interior del dado, pero a la vez debe ser menor a la fuerza ejercida por el rodillo para que así el pellet pueda salir de la matriz sin ningún estancamiento. La fuerza de fricción en el interior del dado queda definido por la siguiente formula (“Technical Research Center of Finland”, 2002):

$$F_R = \mu \times P_o \times \phi_{pellet} \times l \quad \dots (21)$$

$$F_R = 0.7 \times 42.86MPa \times 0.006m \times 0.03m$$

$$F_R = 5400.36 N$$



**Figura No 32. Fuerza de fricción en el interior del dado**

Fuente: “Technical Research Center of Finland”, 2002

Ahora compararemos los dos valores para evaluar que efectivamente se cumple la condición de diseño.

$$F_R < F_K$$

$$5400.36 \text{ N} < 5654.87 \text{ N}$$

## CÁLCULOS Y DIMENSIONES DEL RODILLO

### Radio del rodillo

Para hallar el radio del rodillo de compactación, emplearemos la siguiente expresión matemática (Arpi & Calderón, 2010):

$$h_o - h_f = \mu^2 \times r_{rodillo} \quad \dots (22)$$

Donde:

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre la merma y el acero que es de 0,7 (ver **Anexo No 10**)

$r_{rodillo}$ : Radio del rodillo de compactación

$h_f$ : Altura inicial del material cuando cae a la compactación, la cual es de 35 mm (ver **Fig. No 33**) ([www.lamec-pellets.com](http://www.lamec-pellets.com)).

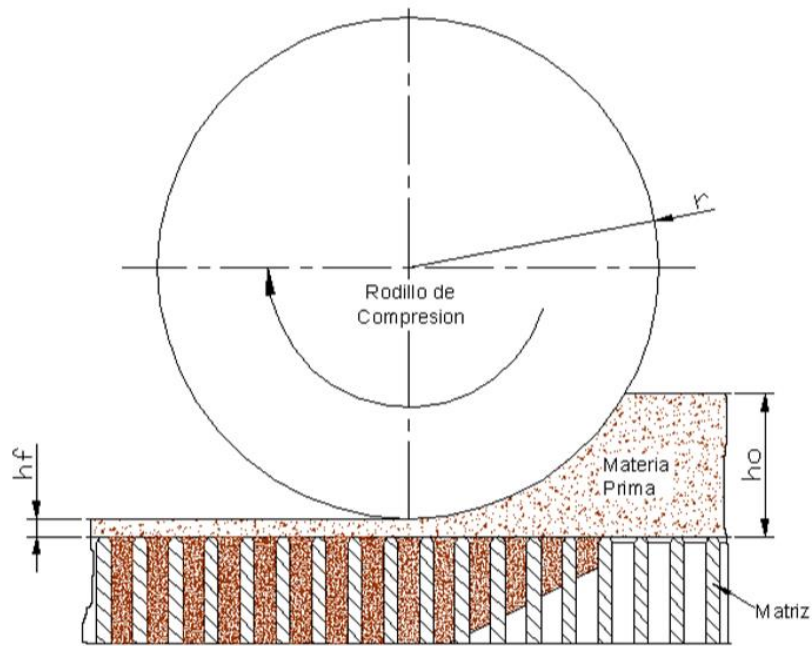
Entonces:

$$r_{\text{rodillo}} = \frac{0.035\text{m} - 0.0002\text{m}}{0.7^2}$$

$$r_{\text{rodillo}} = 0.071\text{m}$$

$$D_{\text{Rodillo}} = 0.142\text{m}$$

$$D_{\text{Rodillo}} = 14.2\text{cm} \cong 14\text{cm}$$



**Figura No 33. Diámetro del rodillo de compactación**

**Fuente: Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

Para este informe de investigación se tomará la mitad del diámetro de rodillo como el espesor del rodillo de compactación.

$$e_{\text{Rodillo}} = \frac{D_{\text{Rodillo}}}{2} \quad \dots (23)$$

$$e_{\text{Rodillo}} = \frac{14\text{cm}}{2}$$

$$e_{\text{Rodillo}} = 7\text{cm}$$

### Masa del rodillo

El material empleada para los rodillos de compresión son de acero, el cuál posee una densidad de  $7850 \text{ kg/m}^3$ , entonces:

$$m_{Rodillo} = V_{Rodillo} \times \rho_{Acero} \quad \dots (24)$$

$$m_{Rodillo} = (\pi \times r_{rodillo}^2 \times e_{Rodillo}) \times \rho_{Acero}$$

$$m_{Rodillo} = [\pi \times (0.07\text{m})^2 \times 0.07\text{m}] \times 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{Rodillo} = 8.46\text{Kg}$$

### Desplazamiento angular del área de trabajo

La ecuación de longitud del desplazamiento angular del área de trabajo del rodillo se determina con la siguiente ecuación (Arpi & Calderón, 2010):

$$X \approx \sqrt{r_{Rodillo} \times (h_o - h_f)} \quad \dots (25)$$

$$X \approx \sqrt{0.07\text{m} \times (0.035\text{m} - 0.0002\text{m})}$$

$$X \approx 0.049\text{m} \approx 0.05\text{m}$$

### Aceleración normal del rodillo

En el libro de Dinámica de Hibbeler se toma la aceleración como producto ocasionado por el giro de los rodillo, el cuál está en función a la fuerza de compresión.

La aceleración normal del rodillo se calcula de la siguiente manera:

$$an_{rodillo} = \frac{F_K}{m_{Rodillo}} \quad \dots (26)$$

$$an_{rodillo} = \frac{5654.86 \frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{s}^2}}{8.46\text{kg}}$$

$$an_{rodillo} = 668.42 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### Velocidad tangencial del rodillo

En el libro de Dinámica de Hibbeler también se detalla el cálculo de la velocidad tangencial del rodillo, el cual viene dado a partir de la siguiente ecuación:

$$v_{rodillo} = \sqrt{an_{rodillo} \times r_{rodillo}} \quad \dots (27)$$

$$v_{rodillo} = \sqrt{668.42 \frac{m}{s^2} \times 0.07}$$

$$v_{rodillo} = 6.84 \frac{m}{s}$$

### Velocidad de giro del rodillo

La velocidad de giro del rodillo será la velocidad con la que los rodillos rotan en su mismo. El dato de la velocidad de giro de rodillo depende de su radio y la velocidad lineal del mismo.

$$\omega_{rodillo} = \frac{v_{rodillo}}{r_{rodillo}} \quad \dots (28)$$

$$\omega_{rodillo} = \frac{6.84 \frac{m}{s}}{0.07 m}$$

$$\omega_{rodillo} = 97.71 \frac{rad}{s}$$

$$N_{rodillo} = 933.1 rpm$$

### Potencia del rodillo

Kalpakjan en la 4ta edición de su libro de Manufactura, establece la siguiente fórmula de potencia para una pelletizadora de dos rodillos requeridos para comprimir la biomasa:

$$P_{rodillo} = \frac{2\pi \times N_{rodillo} \times F_K \times X}{60000} \quad \dots (29)$$

Donde:

$P_{rodillo}$ : Potencia del rodillo requerido en kW



$N_{rodillo}$ : Velocidad de giro del rodillo en rpm

$F_K$ : Fuerza de compactación del rodillo en N

$X$ : Desplazamiento angular del área de trabajo

Entonces:

$$P_{rodillo} = \frac{2\pi \times 933.1 \text{ rpm} \times 5654.86 \text{ N} \times 0.05}{60000}$$

$$P_{rodillo} = 27.63 \text{ kW}$$

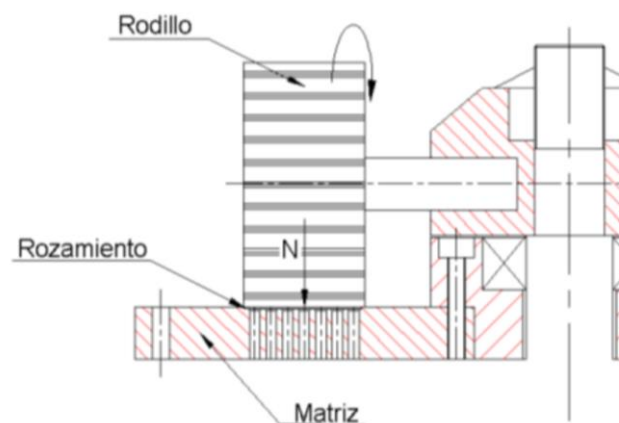
### Torque de los rodillos sobre el eje principal

El torque que genera los rodillos sobre el eje principal se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$T_{rodillo} = \frac{P_{rodillo}}{\omega_{rodillo}} \quad \dots (30)$$

$$T_{rodillo} = \frac{27.63 \text{ kW}}{97.71 \text{ rad/s}}$$

$$T_{rodillo} = 282.78 \text{ N.m}$$



**Figura No 34.** Torque del rodillo sobre el eje

**Fuente:** Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010

## CÁLCULOS DE LA MATRIZ

### Velocidad del eje principal

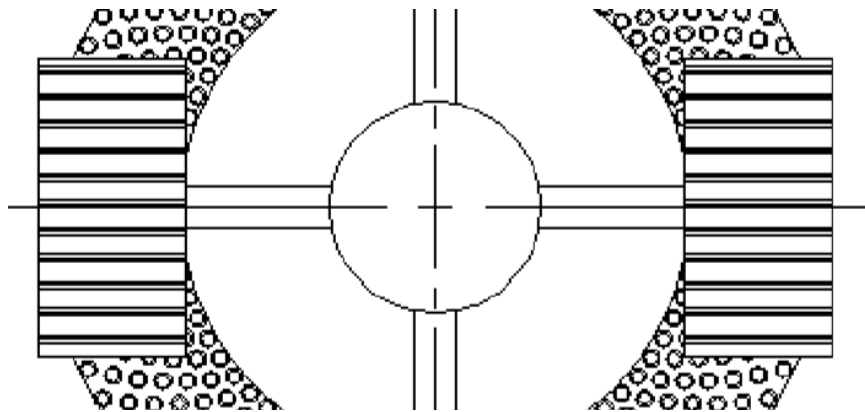
El eje principal conectado con la polea de salida del sistema de transmisión de potencia, transfiere la velocidad a los rodillos. Al estar en contacto los rodillos con la matriz circular horizontal, estarán relacionados mediante su velocidad de forma tangencial y el radio de giro que corresponde a la distancia desde el centro del eje de rotación hacia los rodillos de presión., con esto se puede calcular la velocidad de giro de la matriz reflectada como la velocidad del eje principal para la compactación, el cuál corresponde a la velocidad de salida de la polea .

$$\omega_2 = \frac{v_{rodillo}}{R'} \quad \dots (31)$$

$$\omega_2 = \frac{6.84 \frac{m}{s}}{0.14m}$$

$$\omega_2 = 48.86 \text{ rad/s}$$

$$n_2 = 466.58 \text{ rpm} \approx 467 \text{ rpm}$$



**Figura No 35.** Esquema de los rodillos de compresión y matriz horizontal de agujeros

**Fuente:** Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010

### Tiempo de salida de los pellets

El área en donde el material será comprimido hasta que se extruya, es el ángulo del área de trabajo del rodillo. La cual viene dado por la siguiente ecuación (Arpi & Calderón, 2010):

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{X}{r_{Rodillo}} \right) \quad \dots (32)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{0.05m}{0.07m} \right)$$

$$\theta = 35.54^\circ = 0.62rad$$

En función a la velocidad angular de la matriz horizontal de agujeros, velocidad angular conducida o rpm del eje principal y del ángulo del área de trabajo del rodillo se obtiene el tiempo de salida de cada pellet o el tiempo de extrusión.

$$t_{extrusion} = \frac{\theta}{\omega_2} \quad \dots (33)$$

$$t_{extrusion} = \frac{0.62rad}{48.86 \text{ rad/s}} = 0.01 \text{ seg}$$

### Factor de sobreproducción

Para evitar repercusiones con el consumo de energía y sobretodo garantizar la eficiencia de la máquina (200 kg/h) se ha tomado un factor de sobreproducción del 20%. Dicho porcentaje equivale a 40 kg/h de merma de arroz, cabe mencionar que en el apartado 3.7.2. "Capacidad de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz" se menciona la cantidad total de merma utilizable del molino de arroz, dicho valor es de 240 kg/h. Por lo tanto la capacidad de producción de diseño será toda la merma utilizable sobrante del proceso industrial.

$$200 \frac{kg}{hr} \times 1.2 = 240 \frac{kg}{h}$$

### Aceleración en el interior del dado de la matriz

Cuando el rodillo transita por cada parte de la matriz de agujeros horizontal, la merma es forzado a pasar por dichos orificios, debido a eso, adquieren valores de velocidad y aceleración. Son estos dos datos que nos ayudarán a calcular el número de agujeros que debe poseer la matriz para satisfacer la capacidad de la máquina. Dicha aceleración de extrusión viene dado por la siguiente fórmula (Arpi & Calderón, 2010):

$$\boxed{F_K - Fr = m_{merma} \times a_{extrusion}} \quad \dots (34)$$
$$a_{extrusion} = \frac{5654.87 N - 5400.36 N}{240kg}$$
$$a_{extrusion} = 1.06 m/s^2$$

### Velocidad de extrusión del pellet

La fórmula de la velocidad de extrusión del pellet se toma en base a las ecuaciones cinemáticas de la velocidad (Arpi & Calderón, 2010):

$$\boxed{v_{extrusion} = v_o + (a_{extrusion} \times t_{extrusion})} \quad \dots (35)$$
$$v_{extrusion} = 0 + (1.06 m/s^2 \times 0.01 seg)$$
$$v_{extrusion} = 0.011 m/s$$

### Flujo volumétrico de pelletizado

El flujo volumétrico de pelletizado se halla teniendo como base la capacidad de producción que tendrá la máquina.

$$\boxed{Q = 200 \frac{kg}{h} \times \gamma_{pellet}} \quad \dots (36)$$
$$Q = 200 \frac{kg}{h} \times \frac{1m^3}{750kg} = 0.267 m^3/h = 0.000074 m^3/s$$

## Números de agujeros de extrusión

Para saber la cantidad de agujeros que tendrá la matriz se tomará en cuenta el número de rodillos y la capacidad de producción que tendrá la máquina, la cual se determina en función de la fórmula del flujo volumétrico. Entonces tendrá que despejarse la siguiente ecuación (Arpi & Calderón, 2010):

$$Q = (v_{extrusion} \times \#Rodillos) \times (A_{dado} \times \#Agujeros) \quad \dots (37)$$
$$\#Agujeros = \frac{0.000074 \text{ m}^3/\text{s}}{[0.011 \text{ m}/\text{s} \times 2\text{Rodillos}] \times [\pi \times (0.003\text{m})^2]}$$
$$\#Agujeros = 118.96 = 119$$

## DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE

### Ángulo de posición e incidencia

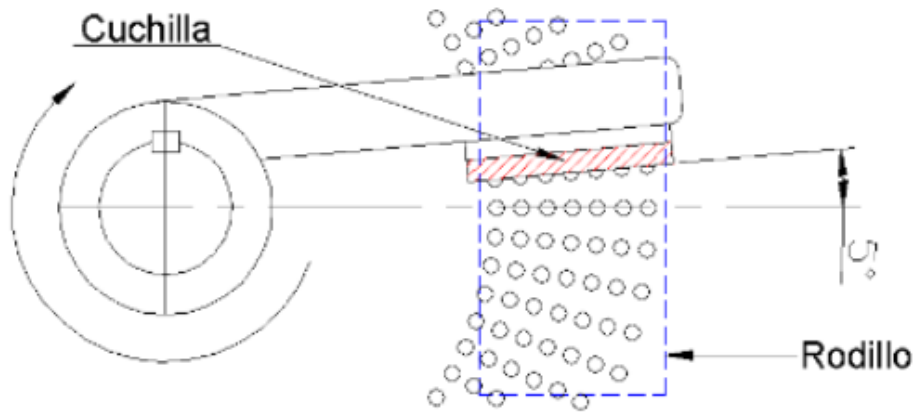
Cuando el pellet logra alcanzar su longitud de 3 cm debido a la extrusión ocasionada por los rodillos y la matriz, un par de cuchillas giratorias cortan el material para luego caer gravitatoriamente por el canal de salida. El par de cuchillas de corte están acopladas al eje principal y por lo cual, poseen la misma velocidad.



*Figura No 36. Cuchillas de corte*

Fuente: Guerra, S. (2013)

Para poder obtener el corte del largo requerido, las cuchillas deben estar ubicadas aproximadamente  $5^\circ$  con respecto al eje horizontal de los rodillos conectados.

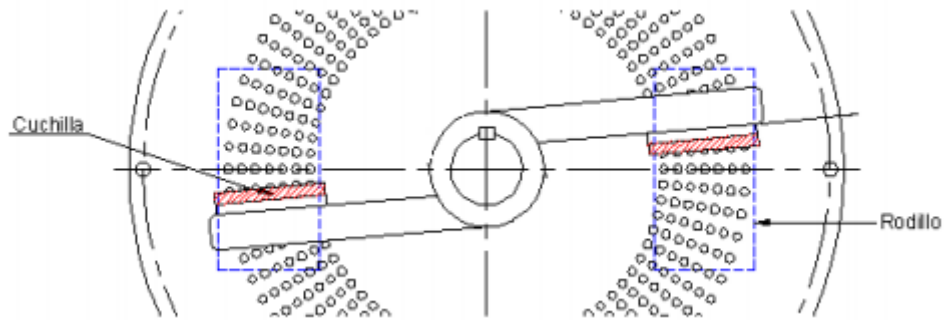


*Figura No 37. Detalle de una cuchilla de corte*

Fuente: Guerra, S. (2013)

Se ha tomado un valor que oscila entre  $6^\circ$  y  $10^\circ$  como ángulo de incidencia que tiene como función disminuir el rozamiento entre el material y la herramienta de corte. Cabe mencionar que esto también depende del material de la cuchilla y la biomasa seleccionada. Los materiales que normalmente se seleccionada para las cuchillas de corta son aceros con una dureza aproximadamente de 62-54 HRC (ver **Anexo No 11**).

Las cuchillas de acero rápido (HSS) 18% también están dentro de esta categoría, que se diferencian por ofrecer un corte que dura hasta cinco veces más que las empleadas en trabajos de carpintería y por ser más duras, eso brinda una mayor eficiencia al utilizarlas para cortar los pellets hechos de merma de arroz. Según el diseño expuesto hay dos rodillos que están ubicados entre sí a  $180^\circ$  de separación, cada uno de ellos comprime una columna de pellets a través de cada giro o pasada, en consecuencia también habrán dos cuchillas de corte que estarán ubicadas a  $180^\circ$  una de la otra.



**Figura No 38. Vista inferior de las dos cuchillas de corte**

**Fuente: Guerra, S. (2013)**

### **Potencia de corte ( $P_{cc}$ )**

Este dato se calcula a partir de la dureza de la biomasa y del volumen que se debe cortar en un tiempo determinado (Vignote & Martínez, 2005). La fórmula viene dada de la siguiente manera:

$$P_{cc} = J \times S \times v_{extrusion} \times 2cuchillas \quad \dots (38)$$

Donde:

P: La potencia necesaria, en W

J: La presión de resistencia de la pajilla, en  $N/cm^2$

Para este valor de resistencia consideraremos al valor de la dureza Yanka como referencia ya que no hay un valor específico establecido para el material que utilizaremos. En el desarrollo del valor de la potencia necesaria se ha puesto el valor del pino como un aproximado para este proyecto en donde  $R = 6566 N/cm^2$  (Vignote & Martínez, 2005).

S: Superficie del material en la cual se ejercerá la presión, en  $cm^2$ .

$v_{extrusion}$ : La velocidad de extrusión o velocidad de avance del material, en m/s.

Entonces:

$$P_{cc} = 6566 N/cm^2 \times [\pi \times (0.3cm)^2 \times 3agujeros] \times 0.011 m/s \times 2cuchillas$$

$$P_{cc} = 122.53 W$$

$$P_{cc} = 0.123 kW$$

### **Torque de las cuchillas ( $T_{cuchillas}$ )**

Es originado por la fuerza resultante del par de cuchillas de corte en relación con la velocidad angular con la que estas giran. Este torque es contra el eje principal, el cual queda definido de la siguiente manera:

$$T_{cuchillas} = \frac{P_{cc}}{\omega_2} \quad \dots (39)$$

$$T_{cuchillas} = \frac{0.123 \text{ kW}}{48.86 \text{ rad/s}}$$

$$T_{cuchillas} = 2.51 \text{ N.m}$$

### **Potencia total requerida del trabajo**

La potencia total requerida que debe brindar el eje principal a los rodillos de compresión será la suma de la potencia de los rodillos, que es el sistema de compactación y la potencia de corte que es dado a las cuchillas.

$$P_{Total} = P_{rodillos} + P_{cuchillas} \quad \dots (40)$$

$$P_{Total} = 27.63 \text{ kW} + 0.123 \text{ kW}$$

$$P_{Total} = 27.753 \text{ kW} = 37.22 \text{ HP}$$

## **CÁLCULOS DEL MOTOR ELÉCTRICO**

### **Cálculo de la potencia**

La potencia requerida para nuestra maquina pelletizadora en base a merma de arroz se halla mediante la velocidad de giro del rodillo y la fuerza que necesita cada rodillo para comprimir la merma, la cuál queda definida en la siguiente fórmula (Arpi & Calderón, 2010):

$$P_{pelletizadora} = \omega_2 \times 2rodillo \times F_K \times X \quad \dots (41)$$



Donde:

$\omega_2$ : Velocidad angular conducida o rpm del eje principal

$F_K$ : Fuerza de compactación del rodillo en N

$X$ : Desplazamiento angular del área de trabajo

Entonces:

$$P_{\text{pelletizadora}} = 48.86 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times (2\text{Rodillos} \times 5654.87\text{N}) \times 0.05\text{m}$$

$$P_{\text{pelletizadora}} = 27.63 \text{ kW} = 37.05 \text{ HP} \approx 38 \text{ HP}$$

### Velocidad del motor en RPM ( $n_1$ )

La velocidad del motor eléctrico se puede hallar mediante una fórmula conocida en el ámbito de la ingeniería, la cuál es la siguiente:

$$n_1 = \frac{(60 \times \text{Hz})}{\frac{\# \text{Polos}}{2}} \quad \dots (42)$$

$$n_1 = \frac{(60 \times 60)}{\frac{6}{2}} = 1200 \text{ rpm} \approx 1180 \text{ RPM}$$

$$\omega_1 = 123.57 \text{ rad/s}$$

La frecuencia en el Perú es de 60 Hz, mientras que el número de polos tomado fue el de 6 polos en una tensión trifásica, debido a que su velocidad en RPM no sería tan elevada al momento de reducirla.

### Par motor (T)

El torque (N.m) que genera el motor esta en función a su potencia y las revoluciones por minuto que puede generar, esto puede expresarse en la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P_{\text{pelletizadora}}}{\omega_1} \quad \dots (43)$$

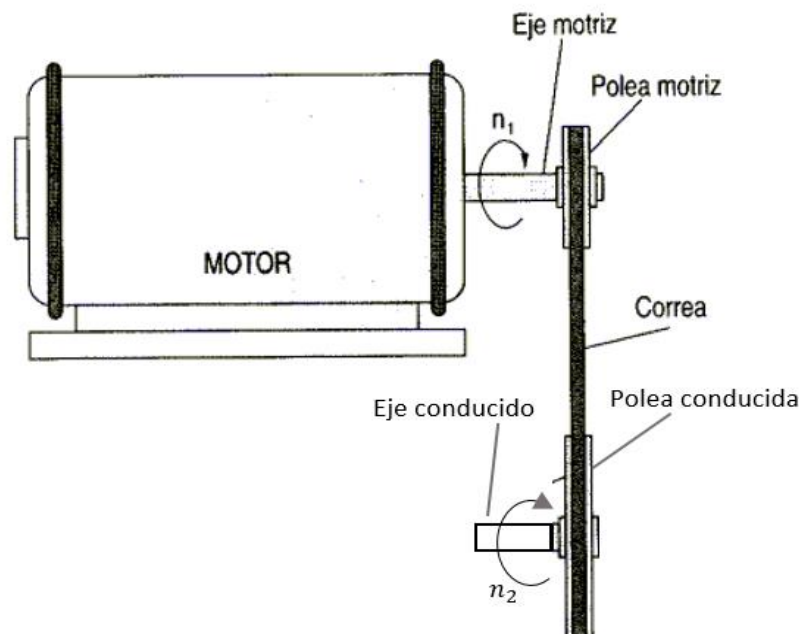
$$T = \frac{27630 \text{ W}}{125.66 \text{ rad/s}} = 219.88 \text{ N.m}$$

## CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para nuestra máquina pelletizadora en base a merma de arroz se utilizan poleas y correa como medio de transmisión mecánica, la cual es proporcionada por el eje del motor para otro eje separados por una distancia.

La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento de éstas sobre las poleas, de tal manera que eso sólo será posible cuando el movimiento de torsión y rotórico que se desea transmitir entre ejes sea interior a la fuerza de rozamiento (Gonzales, 2017).

En todo mecanismo de transmisión existen como mínimo dos eje, llamados eje motriz y eje conducido o arrastrado. El eje motriz es el que genera el movimiento y es el que emplearemos directamente como polea matriz, dicho movimiento es mecánico brindado por la potencia que arroja el motor. El eje conducido es el que recibe el movimiento generado por el eje motriz (Gonzales, 2017).



**Figura No 39.** Sistemas de fajas y correa de la máquina pelletizadora en base a merma de arroz

Fuente: Adaptado de [almez.pntic.mec.es](http://almez.pntic.mec.es)

### Potencia de diseño o potencia corregida (Pc)

La potencia que brinda el motor (P) es el comienzo para hallar los datos de la faja y correa, esta potencia esta afectada por un coeficiente de corrección que depende de factores como; tipo de motor conductor, tipo de máquina conducida y horas de servicio por día. Es así como esta nueva potencia será llamada potencia de diseño (Pc) o potencia transmitida sobre la que de diseñará la correa (Rodríguez, 2018).

$$P_c = P_{\text{pelletizadora}} \cdot K \quad \dots (44)$$

Donde:

K: Factor de corrección de la potencia 1,3 (ver **Anexo No 12**).

$P_{\text{pelletizadora}}$ : Potencia de la pelletizadora o potencia del motor que es de 38 HP

Entonces:

$$P_c = 38 \text{ HP} \times 1.3 = 49.4 \text{ HP} \approx 50 \text{ HP} = 37.28 \text{ kW}$$

### Tipo de correa

Con la potencia corregida del motor de la máquina y sus rpm se seleccionara el tipo de correa de perfil C trapezoidal (ver **Anexo No 13**).

### Relación de transmisión (i)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad \dots (45)$$

Donde:

$n_1$ : Velocidad angular motriz

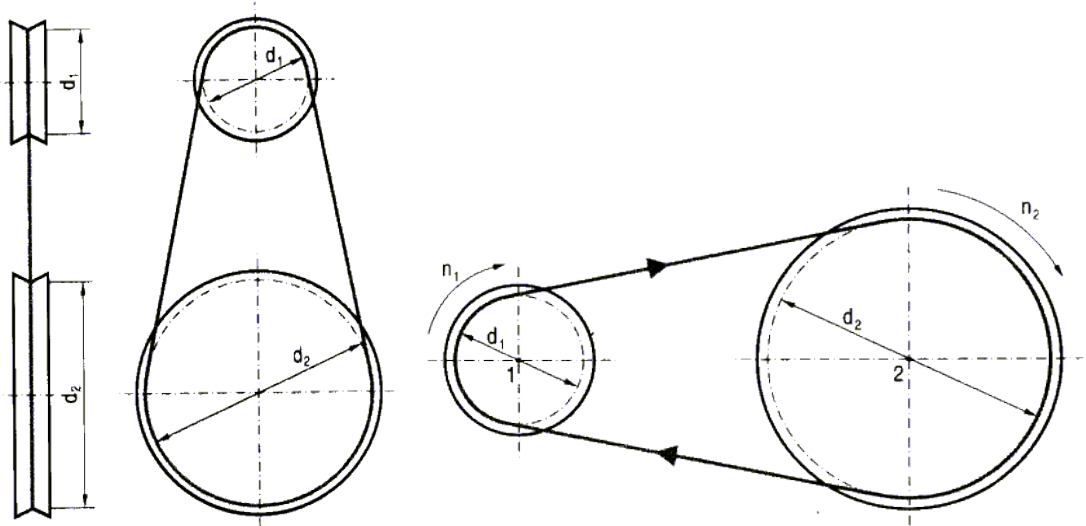
$n_2$ : Velocidad angular conducida o rpm del eje principal

$d_2$ : Diametro de la patea conducida

$d_1$ : Diámetro de la patea motriz

Entonces:

$$i = \frac{1180 \text{ rpm}}{467 \text{ rpm}} = 2.53$$



**Figura No 40. Sistemas de fajas y correa**

**Fuente:** <http://almez.pntic.mec.es/jgonza86/Sistemas%20de%20poleas%20y%20correas.htm>

### **Diámetros de p Polea motriz ( $d_1$ )**

El diámetro menor de la p Polea motriz se halla también con los rpm del motor y su potencia corregida en HP, el cuál sería de 8.2 pulg (ver **Anexo No 14**) que equivale a 208.28 (212 mm) según el perfil de p Polea “C” (ver **Anexo No 15**).

### **Diámetro de la p Polea conducida ( $d_2$ )**

Con la ecuación de la relación de transmisión (i) se puede hallar el  $d_2$ .

$$d_2 = 2.53 \times 212 = 536.36 \text{ mm} \approx 537 \text{ mm}$$

$$r_2 = 268.18 \text{ mm} = 0.268 \text{ m}$$

### **Torque de la polea de transmisión de potencia ( $T_p$ )**

Este torque es causado por el movimiento de la transmisión de la polea conducida. Robert Norton en su libro de Elementos de Máquinas brinda la siguiente ecuación para hallar el torque de una polea:

$$T_p = \frac{P_c}{\omega_{matriz}} \quad \dots (46)$$

Donde:

$P_c$ : Potencia corregida que es de 37.28 kW

$\omega_{matriz}$ : Velocidad de la matriz o eje principal en rpm

Entonces:

$$T_p = \frac{37280 \text{ W}}{48.86 \text{ rad/s}}$$

$$T_p = 762.99 \text{ N.m} \approx 763 \text{ N.m}$$

### **Fuerzas producidas por la transmisión**

El movimiento de la transmisión de la polea conducida también genera fuerzas de flexión y de torsión. Robert Norton en su libro de Elementos de Máquinas brinda la siguiente ecuación para hallar dichas fuerzas:

$$F_t = \frac{T_p}{r_2} \quad \dots (47)$$

$$F_f = F_t \times 1.5 \quad \dots (48)$$

Donde:

$F_t$ : Fuerza de torsión en N

$T_p$ : Torque de la polea de transmisión de potencia en N.m

$r_2$ : Radio de la polea conducida en m

$F_f$ : Fuerza de flexión en N

Entonces:

$$Ft = \frac{763 \text{ N.m}}{0.26818 \text{ m}} \qquad Ff = 2845.1 \text{ N} \times 1.5$$
$$Ft = 2845.1 \text{ N} \qquad Ff = 4267.65 \text{ N}$$

### **Distancia entre ejes de poleas (E)**

De acuerdo a los fabricantes y con la intención de optimizar el rendimiento del sistema de transmisión, la distancia entre ejes de poleas (E) será mayor o igual que el diámetro de la polea conducida siempre y cuando la relación de transmisión (i) sea mayor o igual que 3 (Rodríguez, 2018). Todo lo mencionado se expresa de la siguiente manera:

$$i \geq 3$$

$$E \geq d_2$$

Y si la relación de transmisión (i) está comprendida entre un rango de 1 y 3, la distancia entre ejes de poleas se puede hallar en la siguiente ecuación (Rodríguez, 2018):

$$E \geq \frac{(i+1) \times d_1}{2} + d_1 \qquad \dots (49)$$

Donde:

E: Distancia entre ejes de poleas

i: relación de transmisión

$d_2$ : Diámetro de la polea conducida

$d_1$ : Diámetro de la polea motriz

Entonces:

$$E \geq \frac{(2.53 + 1) \times 212}{2} + 212$$

$$E \geq 586.18 \text{ mm} \geq 600 \text{ mm} = 1001 \text{ mm}$$

Se seleccionada como distancia valida entre ejes, E= 1001 mm (ver **Anexo No 16**).

### Longitud de la correa (Lp)

La longitud de la correa o longitud primitva de la correa (Lp) de un sistema de transmisión se calcula directamente a partir de la siguiente expresión (Rodríguez, 2018):

$$L_p = 2E + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4E} \quad \dots (50)$$

Donde:

E: Distancia entre ejes de poleas

$d_1$ : Diámetro de la polea motriz

$d_2$ : Diametro de la polea conducida

Entonces:

$$L_p = 2(1001) + \frac{\pi}{2}(537+212) + \frac{(537-212)^2}{4(1001)}$$

$$L_p = 3204.9 \text{ mm}$$

Los 3204.9 mm de la longitud teórica de la correa será una longitud nominal de 3212 mm según su tipo de perfil C (ver **Anexo No 17**).

### Factor de corrección del largo de la correa (Fcl)

Las tablas de cualquier fabricante muestran una longitud base de la correa, por el cálculo mostrado el resultado de longitud de correa es distinta al desarrollo base.

Por esta razón es que existe un coeficiente corrector de longitud. Si la longitud hallada matemáticamente es mayor a la longitud base, habrá que afectarle con un Fcl mayor a la unidad ( $> 1$ ). Por el contrario si la longitud calculada es menor al desarrollo confeccionado del fabricante, habrá que aplicar un Fcl menor a la unidad ( $< 1$ ). En el **Anexo No 18** se muestran los Fcl disponibles según longitud de correa calculada (en pulgadas) y el tipo de sección de perfil de correa.

Para nuestra longitud de la correa hallada el Fcl es de 0.98.

### Cálculo del arco de contacto (A)

La polea de menor diámetro (en nuestro caso la polea motriz) es la determinante en el diseño pero sobre todo en la vida útil de la correa. Por este motivo es necesario conocer el ángulo de contacto sobre esta polea (Rodríguez, 2018). La expresión matemática queda expresada de la siguiente manera:

$$A = 180 - 57 \left( \frac{d_2 - d_1}{E} \right) \quad \dots (51)$$

Donde:

A: Ángulo de contacto sobre la polea motriz

E: Distancia entre ejes de poleas

$d_2$ : Diámetro de la polea conducida

$d_1$ : Diámetro de la polea motriz

Entonces:

$$A = 180 - 57 \left( \frac{537 - 212}{1001} \right)$$

$$A = 161.49^\circ \approx 160^\circ$$



### **Factor de corrección del arco de contacto (FcA)**

El diseño óptimo da un ángulo de contacto sobre la polea motriz de 180°, generalmente el ángulo de contacto es menor a 180°, eso dará como resultado que el diseño no sea el más óptimo, y para evitar eso se toma un FcA (ver **Anexo No 19**).

Para nuestro arco de contacto hallado el FcA es de 0.95.

### **Velocidad de la correa ( $V_c$ )**

La velocidad lineal o tangencial de una correa trapezoidal no debe ser mayor a los 30 m/s, debido a que si sobrepasará esta velocidad la correa podría desencajar de la ranura de la polea (Rodríguez, 2018). La velocidad de la correa se halla de la siguiente manera:

$$V_c = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} \quad \dots (52)$$

Donde:

$V_c$ : Velocidad lineal, tangencial o simplemente velocidad de la correa en m/s

$n_1$ : Velocidad angular motriz en rpm

$d_1$ : Diámetro de la polea motriz en mm

Entonces:

$$V_c = \frac{\pi \times 212 \times 1180}{60 \times 1000}$$

$$V_c = 13.1 \text{ m/s}$$

### **Cálculo del número de correas**

Norton en su libro de diseño de máquinas informa que el número de correas para mover la transmisión depende de la potencia corregida ( $P_c$ ), coeficiente de corrección del arco de contacto (FcA), coeficiente de corrección del largo de la correa (Fcl) y del factor de corrección de la potencia (K). Todo esto se expresa de la siguiente manera:

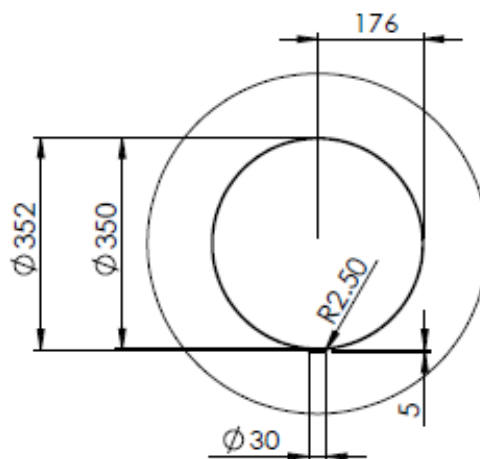
$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{P_c \times K}{P_c \times FCA \times Fcl} \quad \dots (53)$$

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{37.28 \text{ kW} \times 1.3}{37.28 \text{ kW} \times 0.95 \times 0.98}$$

$$N^{\circ} \text{ de correas} = 1.7 \approx 2$$

## CÁLCULOS DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El diseño de la tolva de alimentación se realizará en base a la carga que soporta el mismo debido al material granular en el recipiente y partiendo del diámetro menor el cual será considerado casi igual al de la matriz.



**Figura No 41. Dimensiones propias de la tolva de alimentación**

**Fuente: Propia (2019)**

## El flujo volumétrico a la entrada de la tolva

Será calculada a través de:

$$\dot{Q} = 200 \text{ kg/h} \times \gamma_{pajilla} \quad \dots (54)$$

$$\dot{Q} = 200 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{150 \text{ kg}} = 1.33 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0.00037 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

### Velocidad a la salida de la tolva de alimentación

El objetivo principal para el diseño de la tolva es calcular la velocidad a la salida del orificio, para ello se supone que al interior de la tolva las partículas tienen una velocidad nula, por lo tanto las partículas que salen por el orificio de alimentación ganan una velocidad en caída libre partiendo del reposo.

Utilizando la ecuación, que relaciona la altura y la velocidad desde la que comienza la caída libre respecto a la parte superior del orificio, se obtiene:

$$v = \sqrt{H \times 2 \times g} \quad \dots (55)$$

La altura de caída del material (H) hacia la tolva se considera de 20cm empíricamente ya que al tener el rodillo de presión con un diámetro de 14cm se emplea una altura promedio.

Por lo tanto tenemos:

$$v = \sqrt{0.2m \times 2 \times 9.81m/s^2}$$
$$v = 1.98m/s$$

### Área para el flujo volumétrico

Como se mencionó anteriormente el flujo volumétrico de entrada del material es igual a:

$$\dot{Q} = v \times A_{necesaria} \quad \dots (56)$$

Donde podemos despejar el área mínima necesaria para el flujo volumétrico calculado:

$$A_{necesaria} = \frac{\dot{Q}}{v} \quad \dots (56.1)$$

$$A_{necesaria} = \frac{0.00037m^3/s}{1.98m/s}$$

$$A_{necesaria} = 0.00019m^2$$

### Angulo de inclinación y descarga de la tolva

En este proyecto en el que existe rozamiento interno entre las partículas de la merma y el acero, hacen que aparezca un rozamiento entre el producto almacenado y las paredes del recipiente y un caudal de descarga prácticamente constante e independiente de la altura que alcanza el material dentro del recipiente (Catalán, 1992).

Según el libro de Mecánica Vectorial para Ingenieros (Dinámica), el cálculo del ángulo de inclinación se realiza geoméricamente mediante el coeficiente de rozamiento ( $\mu_s$ ) y el ángulo descrito por la inclinación de la tolva a utilizar.

$$\theta = \tan^{-1}\mu_s \quad \dots (57)$$

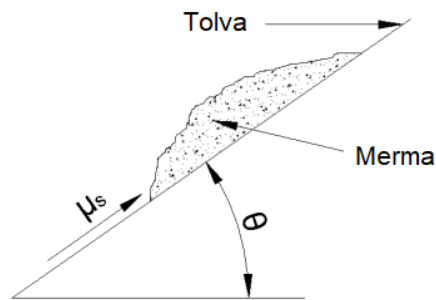


Figura No 56. Ángulo de Inclinación de Tolva.

Fuente: Propia (2018)

$$\theta = \tan^{-1}0.7$$

$$\theta = 34.9^\circ \approx 35^\circ$$

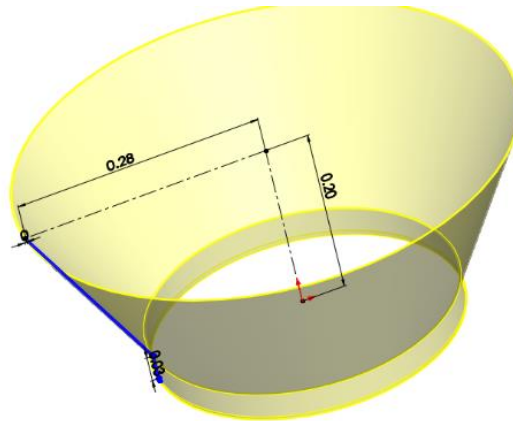
Por lo tanto, nuestro ángulo de descarga sería  $55^\circ$  que es el que emplearemos más adelante.

## Capacidad de la tolva en función de sus dimensiones

Según el ángulo calculado de  $35^\circ$ , se puede determinar la altura a través del teorema de Pitágoras:

$$\tan 55^\circ = \frac{20}{h}$$

$$h \approx 14\text{cm}$$



**Figura No 42. Dimensiones propias de la tolva de alimentación**

**Fuente: Propia (2019)**

Una vez ya definidas las medidas y ángulos de nuestra tolva cónica, pasaremos a calcular el volumen que esta tendrá, ya que según al blog de Alfredo Paredes Guerra (Mecanotecnia) está dada por la siguiente fórmula:

*V = Volumen de sección variable*

$$V = \left[ \frac{\pi}{24 \times \tan \varphi} \times (D^3 - B^3) \right] \quad \dots (58)$$

$$V = \left[ \frac{\pi}{24 \times \tan \varphi} \times ((0.56\text{m})^3 - (0.35\text{m})^3) \right]$$

$$V = \left[ \frac{\pi}{24 \times \tan 55^\circ} \times ((0.7\text{m})^3 - (0.3\text{m})^3) \right]$$

$$V = 0.012 \text{ m}^3$$

### Calculo de flujo del material en la tolva

El flujo del material por lo general en tolvas de alimentación es particularmente importante por poder dosificar la carga en las fajas transportadoras si es que se hubiera requerido en nuestro proyecto. Puede servir para estudios futuros si es se quisiera implementar más adelante nuestro diseño. No olvidar que tenemos dos tipos básicos de tolvas según las cuales procederemos con el cálculo de la tolva cónica que fue la seleccionada; por consiguiente de acuerdo nuestro flujo seria calculado a través de la siguiente formula (Paredes, 2018):

$$\dot{m} = \rho A \sqrt{\frac{Bg}{2(1+m)\tan\theta}} \quad \dots (59)$$

Donde:

$\theta$ : Angulo de la tolva

$\dot{m}$ : Tasa de descarga ( $kg/s$ )

$\rho$ : Densidad del material ( $kg/m^3$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

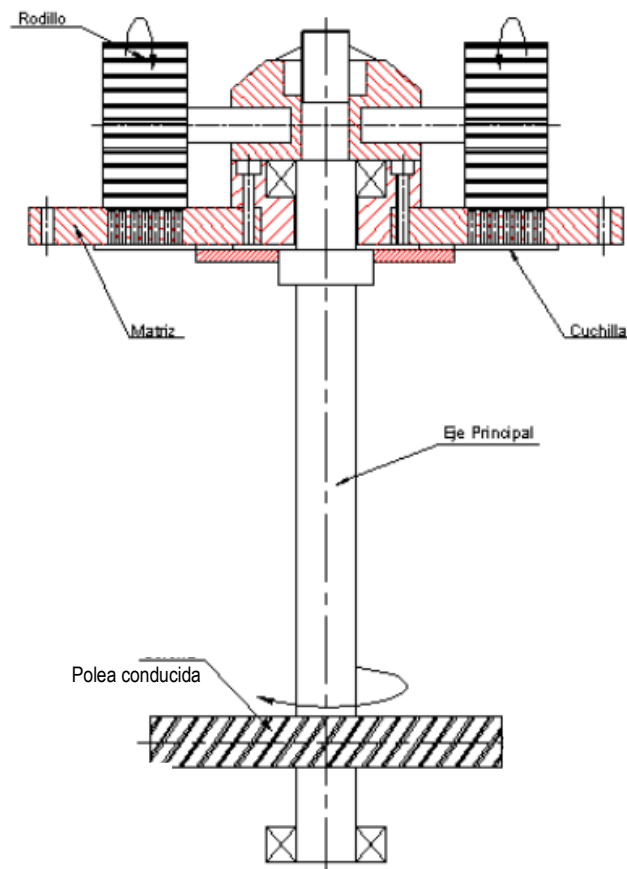
Parámetros	Tolva cónica
<b>B</b>	D: Diámetro de salida
<b>A</b>	$\frac{\pi D^2}{4}$
<b>m</b>	1

$$\dot{m} = (150kg/m^3) \times \left( \frac{\pi(0.35m)^2}{4} \right) \times \left( \sqrt{\frac{0.35m \times 9.81m/s^2}{2(1+1)\tan 55^\circ}} \right)$$

$$\dot{m} = 11.19 kg/s$$

## CÁLCULOS DEL EJE PRINCIPAL

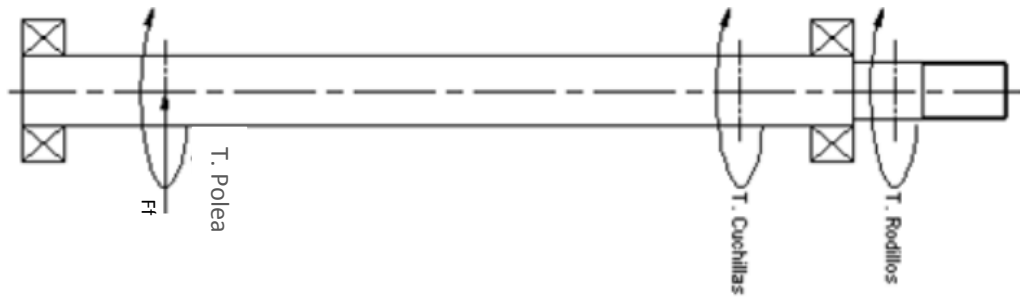
Los rodillos, cuchillas y las fuerzas producidas por la transmisión generan torques en el eje principal. A continuación se muestra el gráfico donde se exponen las fuerzas y torques que intervienen en el diseño del eje.



**Figura No 43. Mecanismos de transmisión de potencia y compactación**

**Fuente: Diseño de una máquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

En la siguiente figura se muestran los torques que generan los rodillos, las cuchillas y la transmisión que a su vez crea una fuerza flexionante.

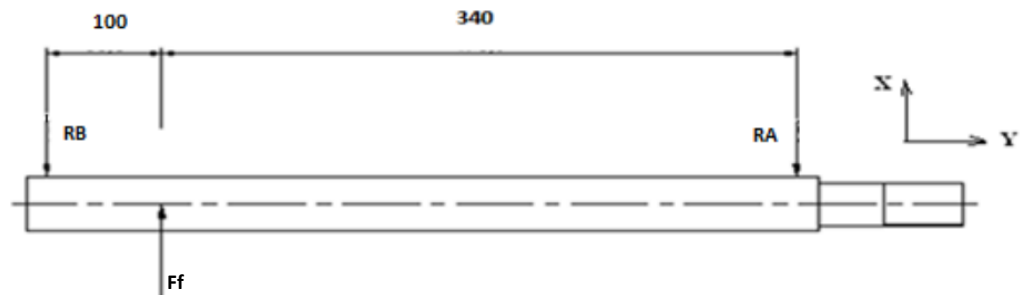


**Figura No 44. Torques generadas en el eje principal**

**Fuente:** Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010

**Diagrama de cuerpo libre**

El torque máximo que tendrá que soportar el eje principal de nuestra máquina pelletizadora se obtendrá por la sumatoria de los torques individuales que generan los rodillos, las cuchillas y la transmisión.



**Figura No 45. Diagrama de cuerpo libre del eje principal**

**Fuente:** Guerra, S. (2013)

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \\ -RA \times (0.44m) + Ff \times 0.1m &= 0 \\ -RA \times (0.44m) + 4267.65 \text{ N} \times 0.1m &= 0 \\ RA &= 969.92 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ Ff - RA - RB &= 0 \\ 4267.65 \text{ N} - 969.92 \text{ N} - RB &= 0 \end{aligned}$$



$$RB = 3297.73 \text{ N}$$

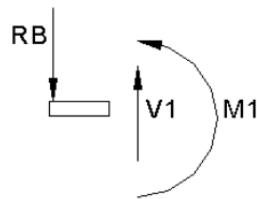
**Cálculo del momento flector y esfuerzo cortante**

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_x = 0$$

**Tabla No 9**

*Fuerzas cortantes y momentos flectores*



**SECCIÓN 1**  
 $0 \text{ m} \leq X < 0.1 \text{ m}$

$$V1 - RB = 0$$

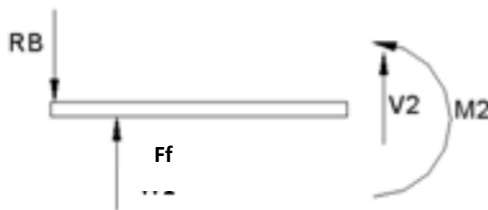
$$V1 = RB = 3297.73 \text{ N}$$

$$M1 + RB(X) = 0$$

$$M1 = -3297.73 \text{ N} \cdot (X)m$$

$$X = 0.1 \quad M1$$

$$= -329.77 \text{ Nm}$$



**SECCIÓN 2**  
 $0.1 \text{ m} \leq X < 0.44 \text{ m}$

$$V2 - RB + Ff = 0$$

$$V2 = -Ff + RB$$

$$V2 = -4267.65 \text{ N} + 3297.73 \text{ N} = -969.92 \text{ N}$$

$$M2 + RB(X) - Ff(X - 0.1) = 0$$

$$M2 = -RB(X)m + Ff(X - 0.1)m$$

$$X = 0.1 \quad M1 = -3297.73 \text{ N} (0.1)m$$

$$+ 4267.65 \text{ N} (0.1 - 0.1)$$

$$= -329.77 \text{ Nm}$$

$$X = 0.44 \quad M2 = -3297.73 \text{ N} (0.44)m$$

$$+ 4267.65 \text{ N} (0.44 - 0.1)$$

$$= -0.0002 \text{ Nm} = 0$$

FUERZA CORTANTE	MOMENTO FLECTOR
V1 = 3.3 kN	M1 = -329.7 Nm
V2 = -0.97 kN	M2 = 0 Nm

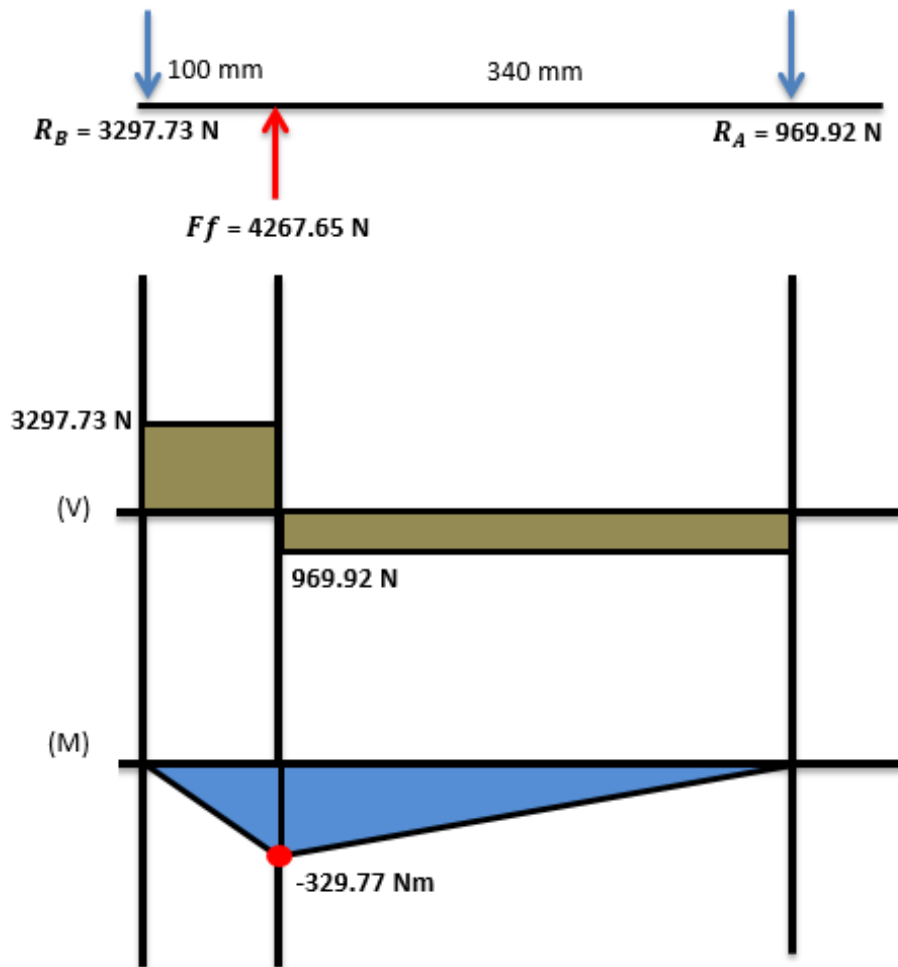


Figura No 46. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo

Fuente: Propia (2018)

### Diámetro del eje principal

Debido a que nuestro eje no estará sometido a cargas axiales se puede hallar el diámetro mediante la fórmula planteada en la Teoría de la máxima tensión de corte (Criterio de Coulomb-Tresca) que se expresa en la literatura de Norton, la cuál es:

$$D_{eje} = \left[ \frac{32 \times F_s}{\pi \times S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots (60)$$

Donde:

$D_{eje}$ : Diámetro del eje

$F_s$ : Factor de seguridad, para el diseño del eje principal supondremos un factor de seguridad de 3.

$S_y$ : Resistencia límite de fluencia. En nuestro caso el material para el diseño será un Acero de transmisión ASTM A36 con un  $S_y$  de 250 MPa (ver **Anexo No 20**).

$M$ : Momento flector

$T$ : Momento torsor o torque total que generan los rodillos, las cuchillas de corte y el sistema de transmisión a nuestro eje.

$$T = T_P + T_{rodillo} + T_{cuchillas} \quad \dots (60.1)$$

$$T = 763 \text{ N.m} + 282.78 \text{ N.m} + 2.51 \text{ N.m} = 1048.29 \text{ N.m}$$

Entonces:

$$D_{eje} = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi \times 250 \times 10^6} ((329.7 \text{ N.m})^2 + (1048.29 \text{ N.m})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{eje} = 0.051 \text{ m} = 51 \text{ mm} = 2 \text{ pulg}$$

Para la sección de longitud de 440 mm que se muestra en la **Figura No 57** se revela que no se necesita de un diámetro elevado por lo tanto se reducirá el eje a un diámetro de 42 mm, para el resto del eje el diámetro será de 51 mm que fue el valor hallado.

## Análisis de esfuerzos

Para poder obtener un factor de seguridad es necesario calcular los esfuerzos de flexión y de torsión en el eje principal de nuestra máquina pelletizadora.

Tensión de flexión:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \times r_{eje}}{I} \quad \dots (61)$$

Tensión de torsión:

$$\tau_{torsión} = \frac{T \times r_{eje}}{J} \quad \dots (62)$$

Donde:

I: Momento de inercia transversal de un eje viene dado por la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi \times D_{eje}^4}{64} \quad \dots (61.1)$$

$$I = \frac{\pi \times (0.051)^4}{64} = 3.32 \times 10^{-7} m^4$$

J: Momento de inercia polar del eje principal viene dado por la siguiente fórmula:

$$J = \frac{\pi \times D_{eje}^4}{32} \quad \dots (62.1)$$

$$J = \frac{\pi \times (0.051)^4}{32} = 6.64 \times 10^{-7} m^4$$

Entonces:

$$\sigma_{flexión} = \frac{329.7 N \cdot m \times 0.0255 m}{3.32 \times 10^{-7} m^4} = 25.32 MPa$$

$$\tau_{torsión} = \frac{1048.29 N \cdot m \times 0.0255 m}{6.64 \times 10^{-7} m^4} = 40.26 MPa$$

Esfuerzo máximo:

$$\tau_{max} = \sigma_{flexión} + \tau_{torsión}$$

$$\tau_{max} = 25.32 \text{ MPa} + 40.26 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 65.58 \text{ MPa}$$

### Factor de seguridad ( $F_s$ )

El factor de seguridad del eje principal viene dado entre la relación del límite de resistencia de fluencia del material con la que esta hecho el eje y los esfuerzos flexionantes y torsores que generadas por las cargas de los elementos.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \dots (63)$$

Los esfuerzos flexionantes y torsores que generan las cargas de los elementos podemos hallarlos a través de la ecuación planteada por Von Mises, la cuál es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2} \quad \dots (63.1)$$

Entonces:

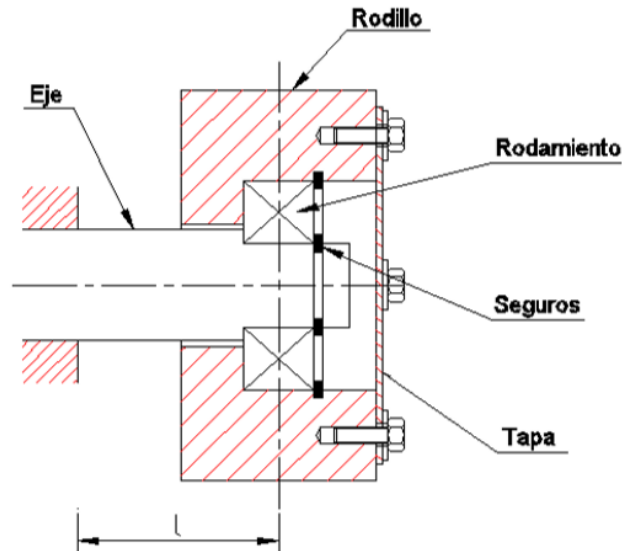
$$\sigma' = \sqrt{(25.32 \text{ MPa})^2 + 3 (40.26 \text{ MPa})^2} = 74.19 \text{ Mpa}$$

Y por lo tanto:

$$F_s = \frac{250 \text{ MPa}}{74.19 \text{ Mpa}} = 3.37 \approx 3$$

## CÁLCULOS DEL EJE PORTA RODILLOS

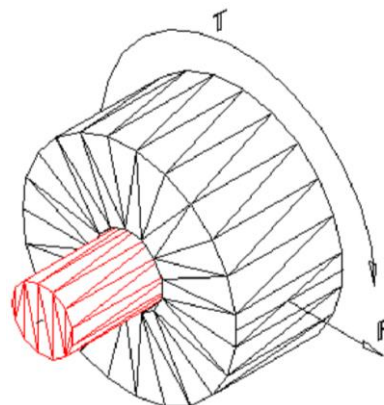
El eje porta rodillos esta acoplado a dos extremos, el primero es el cabezal de giro y el segundo, con el rodillo de compactación.



*Figura No 47. Eje porta rodillos*

**Fuente:** Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010

El eje porta rodillos al estar conectado al cabezal de giro genera un momento producido por la fuerza  $F$ , y también genera un torque originado por el contacto del rodillo de compactación con la matriz horizontal de agujeros.

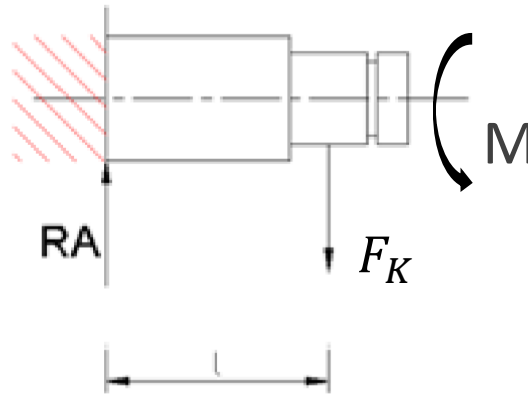


*Figura No 48. Fuerzas originadas por el rodillo de compactación*

**Fuente:** Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010

### Diagrama de cuerpo libre

El rodillo genera una fuerza de compactación contra el dado de la matriz, que puede verse en el apartado 3.9.1. “Cálculo del dado”, el cuál es de 5654.87 N. Las fuerzas en el eje porta rodillos actúan de la siguiente manera:



*Figura No 49. Diagrama de cuerpo libre del eje porta rodillos*

**Fuente: Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ RA - F_K &= 0 \\ RA &= 5654.87N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ M - F_K \cdot l &= 0 \\ M &= 5654.87 \times 0.053 \\ M &= 299.71N\end{aligned}$$

### Diámetro del eje porta rodillos

Debido a que nuestro eje porta rodillos no estará sometido a cargas axiales se puede hallar el diámetro sometido a flexión y torsión mediante la fórmula planteada en la Teoría de la máxima tensión de corte (Criterio de Coulomb-Tresca) que se expresa en la literatura de Norton, la cuál es:

$$D_{PR} = \left[ \frac{32 \times F_s}{\pi \times S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots (64)$$

Donde:

$D_{PR}$ : Diámetro del eje

$F_s$ : Factor de seguridad, para el diseño del eje principal supondremos un factor de seguridad de 3.

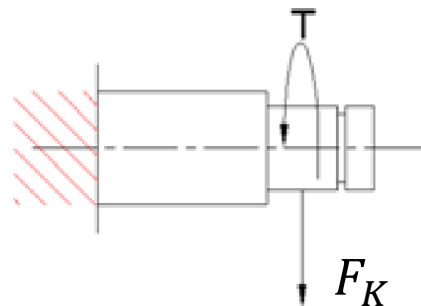
$S_y$ : Resistencia límite de fluencia. En nuestro caso el material para el diseño será un Acero de transmisión ASTM A36 con un  $S_y$  de 250 MPa (ver **Anexo No 20**).

$M$ : Momento flector

$T$ : Momento torsor o torque que generan los rodillos hacia el eje porta rodillo.

El torque del rodillo hacia su eje porta rodillos se halla de la siguiente manera:

$$T = H_{RODILLO} \cdot \alpha \quad \dots (64.1)$$



**Figura No 50. Diagrama de cuerpo libre del eje porta rodillos generando torque**

**Fuente: Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético, 2010**

Donde:

$H_{RODILLO}$  : Momento de inercia del rodillo

$\alpha$ : Aceleración angular



La aceleración angular del rodillo se halla con la fórmula de la velocidad angular, donde su velocidad angular inicial es 0 debido a que parte del reposo. Mientras que el tiempo (s) se hallará con una regla de tres simples porque ya se sabe que el rodillo da 933.1 rpm en 60 segundos, dando una revolución en 0.064 s. Entonces:

$$\omega_{rodillo} = \omega_0 + \alpha t \quad \dots (64.1.1)$$

$$\alpha = \frac{97.71 \frac{rad}{s}}{0.064 s} = 1526.72 \text{ rad/s}^2$$

El momento de inercia del rodillo se halla en base a su masa y el radio del mismo, queda de la siguiente manera:

$$H_{RODILLO} = \frac{m_{rodillo} \times r_{rodillo}^2}{2} \quad \dots (64.2)$$

$$H_{RODILLO} = \frac{(8.46 \text{ kg}) \times (0.07)^2}{2} = 0.0207 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Entonces:

$$T = H_{RODILLO} \cdot \alpha$$

$$T = 0.0207 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1526.72 \frac{rad}{s^2} = 31.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y el diámetro del eje porta rodillos queda dado de la siguiente manera:

$$D_{PR} = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi \times 250 \times 10^6} ((299.71 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + (31.6 \text{ N} \cdot \text{m})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{PR} = 0.033 \text{ m} = 33 \text{ mm} = 1.3 \text{ pulg}$$

## Análisis de esfuerzos

Para poder obtener un factor de seguridad es necesario calcular los esfuerzos de flexión y de torsión en el eje principal de nuestra máquina pelletizadora.

Tensión de flexión:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \times r_{PR}}{I} \quad \dots (65)$$

Tensión de torsión:

$$\tau_{torsión} = \frac{T \times r_{PR}}{J} \quad \dots (66)$$

Donde:

I: Momento de inercia transversal de un eje viene dado por la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi \times D_{PR}^4}{64} \quad \dots (65.1)$$

$$I = \frac{\pi \times (0.033 \text{ m})^4}{64} = 5.82 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

J: Momento de inercia polar del eje principal viene dado por la siguiente fórmula:

$$J = \frac{\pi \times D_{PR}^4}{32} \quad \dots (66.1)$$

$$J = \frac{\pi \times (0.033 \text{ m})^4}{32} = 1.16 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Entonces:

$$\sigma_{flexión} = \frac{329.7 \text{ N.m} \times 0.0165 \text{ m}}{5.82 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 93.47 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsión} = \frac{31.6 \text{ N.m} \times 0.0165 \text{ m}}{1.16 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 4.49 \text{ MPa}$$

Esfuerzo máximo:

$$\tau_{max} = \sigma_{flexión} + \tau_{torsión}$$

$$\tau_{max} = 93.47 \text{ MPa} + 4.49 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 97.96 \text{ MPa}$$

### Factor de seguridad (*F<sub>s</sub>*)

El factor de seguridad del eje porta rodillos viene dado entre la relación del límite de resistencia de fluencia del material con la que esta hecho el eje y los esfuerzos flexionantes y torsores que generadas por las cargas de los elementos.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \dots (67)$$

Los esfuerzos flexionantes y torsores que generan las cargas de los elementos podemos hallarlos a través de la ecuación planteada por Von Mises, la cuál es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2} \quad \dots (67.1)$$

Entonces:

$$\sigma' = \sqrt{(93.47 \text{ MPa})^2 + 3 (4.49 \text{ MPa})^2} = 93.79 \text{ Mpa}$$

Y por lo tanto:

$$F_s = \frac{250 \text{ MPa}}{93.79 \text{ Mpa}} = 2.67 \approx 3$$

### 3.1.10. Cálculos complementarios de la máquina pelletizadora

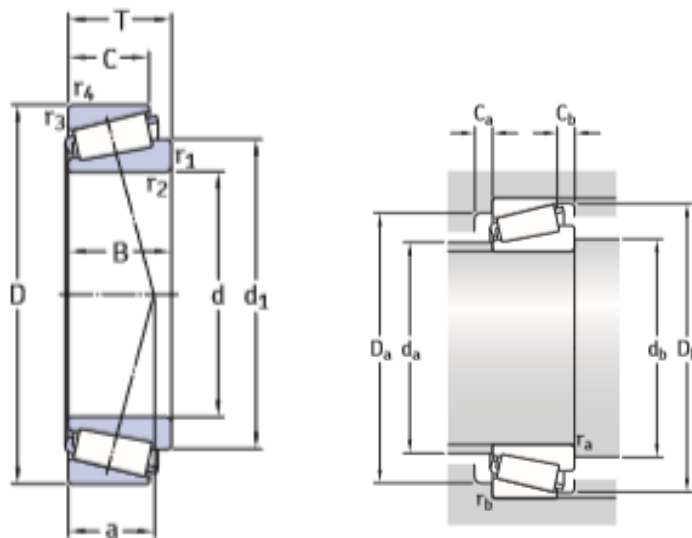
#### CÁLCULOS DE RODAMIENTOS PARA EL EJE PRINCIPAL

Los rodamientos son elementos de máquinas que nos sirven como puntos de apoyo para los árboles y ejes, nos ayudan a soportar su peso, evitar deslizamientos y guiarlos en su rotación.

#### Rodamiento Inferior

Se elegio un rodamiento de rodillos cónicos para la parte inferior del eje principal ya que es el adecuado para soportar las cargas mixtas que ocasiona la polea conducida. En base a la carga dinámica pero sobretudo al diámetro del eje se escoge el rodamiento 32010 X/Q de la marca SKF (ver **Anexo No 21**) que posee las siguientes características.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–	–
mm			kN		kN	r. p. m.			–	–
50	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	<b>32010 X/Q</b>	<b>3CC</b>



Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> máx.	d <sub>b</sub> min.	D <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	D <sub>b</sub> min.	C <sub>a</sub> min.	C <sub>b</sub> min.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm							mm								-			
50	65,9	20	15,5	1	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8

**Figura No 51. Características del rodamiento de 32010 X/Q**

Fuente: <http://www.skf.com>

### Vida nominal del rodamiento inferior

En base a la carga dinámica que puede aguantar el rodamiento se va a hallar la vida del rodamiento. Dicha ecuación se expresa en la siguiente fórmula (Budynas-Nisbett, 2008):

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \dots (68)$$

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica

P: Carga dinámica equivalente sobre el cojinete o Fuerza cortante 1 (V1)

p: Exponente obtenido empíricamente, rodamiento de rodillos cónicos: 10/3

Entonces:

$$L = \left( \frac{60.5 \text{ kN}}{3.3 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L = 1.62 \times 10^4 \text{ millones de revoluciones}$$

### Vida nominal en Número de Horas

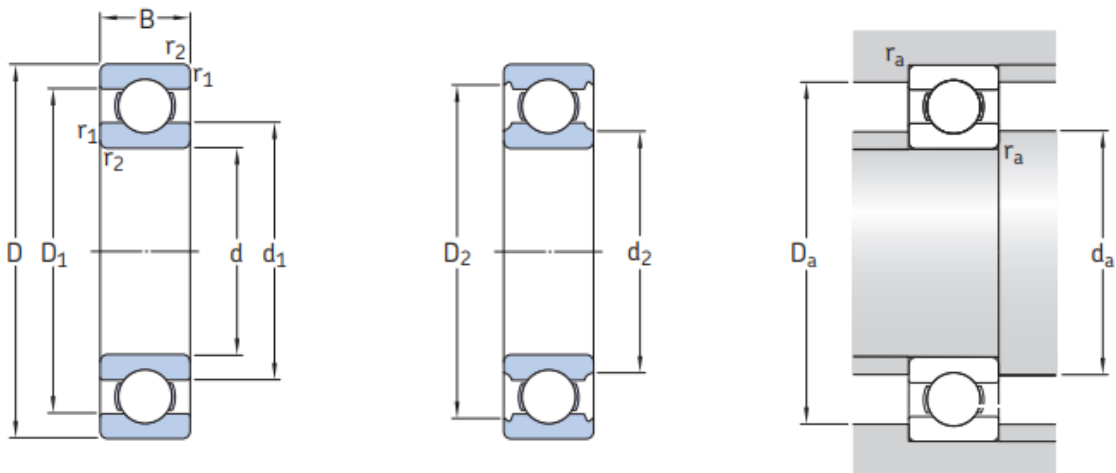
$$L = \left( \frac{1000000}{60 \times 467 \text{ rpm}} \right) \times \left( \frac{60.5 \text{ kN}}{3.3 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}} = 5.79 \times 10^5 \text{ horas de funcionamiento}$$

## Rodamiento Superior

Se elegio un rodamiento de bolas para la parte superior del eje principal ya que es el adecuado para soportar las cargas radiales que generan los rodillos.

Los rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable tienen diseño sencillo, apropiados para velocidades muy elevadas, resistentes y no son desarmables. En base a la carga dinámica equivalente pero sobretudo al diámetro del eje se escoge el rodamiento W 6208 de la marca SKF (ver **Anexo No 22**) que posee las siguientes características.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-
<b>40</b>	50	6	1,43	1,27	0,054	26 000	16 000	21,5	W 61708
	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	29,5	W 61808
	62	12	11,9	9,8	0,425	24 000	14 000	105	W 61908
	68	15	14,6	11,4	0,49	22 000	14 000	177	W 6008
	80	18	25,1	17,6	0,75	20 000	12 000	345	W 6208



Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>
mm						mm			-	
<b>40</b>	43,3	=	46,8	47,9	0,3	42	48,5	0,3	0,015	9
	43,2	=	48,1	49	0,3	42	50	0,3	0,02	15
	46,9	=	55,6	57,6	0,6	44	59,5	0,6	0,025	16
	49,2	=	59,6	62,5	1	45	63,5	1	0,03	15
	=	50,1	67,2	70,8	1,1	46,5	73,5	1	0,03	14

Figura No 52. Características del rodamiento de W 6208

Fuente: <http://www.skf.com>

### **Vida nominal del rodamiento inferior**

En base a la carga dinámica que puede aguantar el rodamiento se va a hallar la vida del rodamiento. Reemplazando la ecuación en la fórmula dada anteriormente obtenemos el siguiente resultado:

$$L = \left( \frac{25.1 \text{ kN}}{0.97 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L = 1.7 \times 10^4 \text{ millones de revoluciones}$$

### **Vida nominal en Número de Horas**

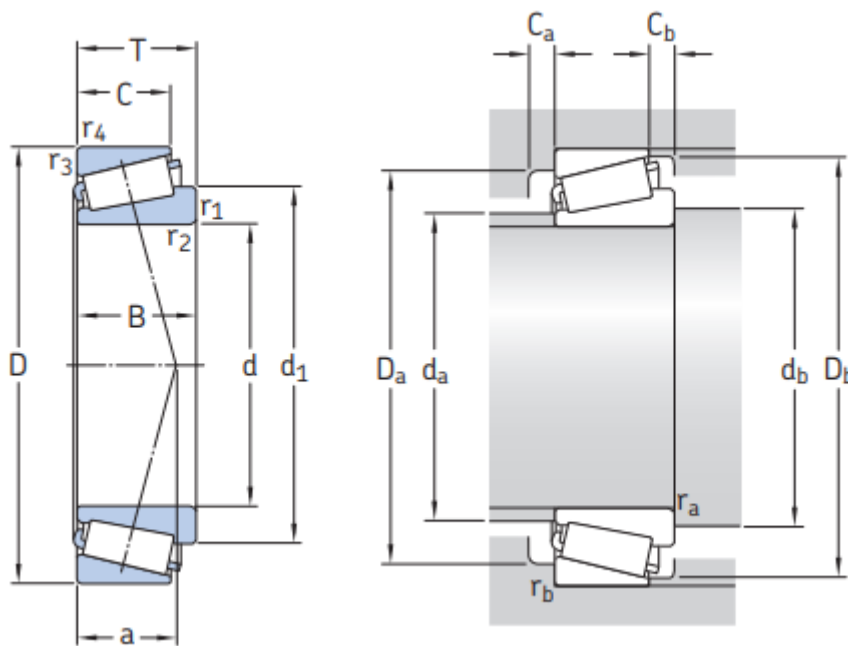
$$L = \left( \frac{1000000}{60 \times 467 \text{ rpm}} \right) \times \left( \frac{25.1 \text{ kN}}{0.97 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L = 6.18 \times 10^5 \text{ horas de funcionamiento}$$

## **CÁLCULOS DE RODAMIENTOS PARA LOS RODILLOS DE COMPRESIÓN**

El sistema de compresión de pellets consta de una matriz circular de agujeros horizontal y dos rodillos de compactación, para este par de rodillos se requieren dos rodamientos de iguales características. Estos rodamientos estarán expuestos y sometidos a fuerzas axiales y radiales. En base a la carga dinámica equivalente pero sobretodo al diámetro del eje se escogen los rodamientos de hilera de rodillos cónicos métricos 30207 J2/Q de la marca SKF (ver **Anexo No 23**) que posee las siguientes especificaciones.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	-	-	
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE



Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo							Factores de cálculo				
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub> mín.	r <sub>3,4</sub> mín.	a	d <sub>a</sub> máx.	d <sub>b</sub> mín.	D <sub>a</sub> mín.	D <sub>a</sub> máx.	D <sub>b</sub> mín.	C <sub>a</sub> mín.	C <sub>b</sub> mín.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm							mm							-				
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1

Figura No 53. Características del rodamiento de 30207 J2/Q

Fuente: <http://www.skf.com>



### Vida nominal del rodamiento inferior

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \dots (69)$$

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica

P: Carga dinámica equivalente sobre el cojinete o Fuerza de compactación del rodillo ( $F_K$ )

p: Exponente obtenido empíricamente, rodamiento de rodillos cónicos: 10/3

Entonces:

$$L = \left(\frac{51.2 \text{ kN}}{5.65 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}} = 1.55 \times 10^3 \text{ millones de revoluciones}$$

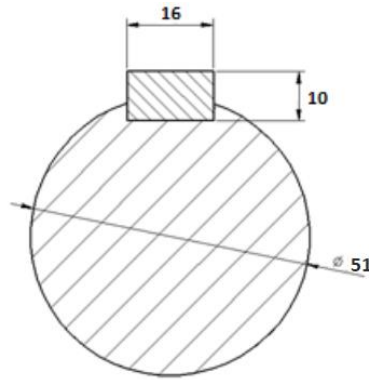
### Vida nominal en Número de Horas

$$L = \left(\frac{1000000}{60 \times 933.1 \text{ rpm}}\right) \times \left(\frac{51.2 \text{ kN}}{5.65}\right)^{\frac{10}{3}} = 2.77 \times 10^4 \text{ horas de funcionamiento}$$

### CÁLCULOS DE LA CHAVETA PARA LA TRANSMISIÓN

Según el diámetro del eje principal de la pelletizadora que es de 51 mm, se tomó la chaveta de acero C45K con una resistencia de fluencia ( $S_y$ ) de 685 MPa y dimensiones de  $b= 16$  mm y  $h= 10$  mm (ver **Anexo No 24**).

Con los datos de diseño que ya posee la chaveta lo restante para dimensionar sería la longitud necesaria de la chaveta para evitar el fallo.



**Figura No 54. Dimensiones de la chaveta para la polea conducida**

**Fuente: Propia**

Normalmente las chavetas que transmiten potencia tienden a fallar de dos tipos:

- Cizallamiento o cortadura sobre la sección transversal de la chaveta a la altura de la unión.
- Aplastamiento por compresión entre el eje y la superficie de asiento entre chaveta.

#### **Longitud necesaria de la chaveta sometida a cizallamiento o cortadura**

A continuación, se expresa la ecuación para hallar la longitud necesaria de la chaveta para evitar fallo por cizallamiento o cortadura, la cual es (Norton, 1999):

$$l \geq \frac{4 \times T_P \times F_S}{D_{eje} \times b \times S_y} \quad \dots (70)$$

Donde:

$S_y$ : Tensión de fluencia

$F_S$ : Factor de seguridad

$T_P$ : Par torsor de la polea conducida

$D_{eje}$ : Diámetro del eje

$b$ : Base de la chaveta

$h$ : Altura de la chaveta

Entonces:

$$l \geq \frac{4 \times 763 \text{ N.m} \times 3}{0.051\text{m} \times 0.016\text{m} \times 685 \times 10^6\text{Pa}}$$

$$l \geq 0.0164 \text{ m} \geq 16.4 \text{ mm}$$

### **Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento**

A continuación, se expresa la ecuación para hallar la longitud necesaria de la chaveta para evitar fallo por aplastamiento, la cual es (Norton, 1999):

$$l \geq \frac{2 \times T_p \times F_s}{D_{eje} \times h \times S_y} \quad \dots (71)$$

Entonces:

$$l \geq \frac{2 \times 763 \text{ N.m} \times 3}{0.051\text{m} \times 0.010\text{m} \times 685 \times 10^6\text{Pa}}$$

$$l \geq 0.013 \text{ m} \geq 13 \text{ mm}$$

Con estas dos comprobaciones se escogerá una cuña para el eje principal de la pelletizadora, tipo rectangular con las siguientes dimensiones: 16 x 10 x 92 mm (esta ultima medida debido al ancho que aproximadamente tendrá la polea conducida, ver apartado 3.1.13. “Selección de los componentes estándar de la máquina procesadora de pellets – Selección de poleas – Polea conducida”).

### **Fallo por cizallamiento**

La fuerza F de corte sobre la chaveta debido al momento torsor que genera la transmisión viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F = \frac{2 \times T_p}{D_{eje}} \quad \dots (72)$$

Entonces:

$$F = \frac{2 \times 763 \text{ N.m}}{0.051 \text{ m}}$$

$$F = 29921 \text{ N} \approx 29.92 \text{ kN}$$

### Tensión de corte

El esfuerzo cortante  $\tau$  sobre la chaveta debido a la fuerza por cizallamiento viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \dots (73)$$

Entonces:

$$\tau = \frac{29.92 \text{ kN}}{0.016 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}}$$

$$\tau = 37.4 \text{ MPa}$$

### Tensión de compresión

El esfuerzo de compresión  $\sigma_{apl}$  sobre las caras laterales de la chaveta se expresa en la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A'} \quad \dots (74)$$

Entonces:

$$\sigma_{apl} = \frac{29.92 \text{ kN}}{0.01 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}}$$

$$\sigma_{apl} = 59.84 \text{ MPa}$$

## CÁLCULOS DE LA CHAVETA PARA LAS CUCHILLAS

Se eligió la misma chaveta de acero C45K con una resistencia de fluencia ( $S_y$ ) de 685 MPa y dimensiones de  $b= 16$  mm y  $h= 10$  mm (ver **Anexo No 24**) para las cuchillas de corte debido a que el diámetro del eje en ese punto es el mismo, 51 mm.

Las longitudes requeridas para la chaveta sometida a cortadura o cizallamiento y aplastamiento son las mismas que se hallaron anteriormente.

El acople de las cuchillas tienen menor altura que el espesor de la polea conducida por eso las dimensiones de la chaveta tomadas son 16 x 10 x 30 mm.

### Fallo por cizallamiento

La fuerza  $F$  de corte sobre la chaveta debido al momento torsor que generan las cuchillas de corte viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F = \frac{2 \times T_{cuchillas}}{D_{eje}} \quad \dots (75)$$

Entonces:

$$F = \frac{2 \times 2.51 \text{ N.m}}{0.051 \text{ m}}$$

$$F = 98.43 \text{ N}$$

### Tensión de corte

El esfuerzo cortante  $\tau$  sobre la chaveta debido a la fuerza por cizallamiento viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \dots (76)$$

Entonces:

$$\tau = \frac{98.43 \text{ N}}{0.016 \text{ m} \times 0.03 \text{ m}}$$
$$\tau = 0.21 \text{ MPa}$$

### Tensión de compresión

El esfuerzo de compresión  $\sigma_{apl}$  sobre las caras laterales de la chaveta se expresa en la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A'} \quad \dots (77)$$

Entonces:

$$\sigma_{apl} = \frac{98.43 \text{ N}}{0.01 \text{ m} \times 0.03 \text{ m}}$$
$$\sigma_{apl} = 0.33 \text{ MPa}$$

### CÁLCULOS DE LA CHAVETA PARA EL CABEZAL PORTA RODILLOS

Se eligió la misma chaveta de acero C45K con una resistencia de fluencia ( $S_y$ ) de 685 MPa y dimensiones de  $b= 12 \text{ mm}$  y  $h= 8 \text{ mm}$  (ver **Anexo No 24**) para el cabezal porta rodillos debido a que el diámetro del eje en ese punto es de mismo, 40 mm según calculado y rodamiento comercial.

Con los datos de diseño que ya posee la chaveta lo restante para dimensionar sería la longitud necesaria de la chaveta para evitar el fallo.

### Longitud necesaria de la chaveta sometida a cizallamiento o cortadura

A continuación, se expresa la ecuación para hallar la longitud necesaria de la chaveta para evitar fallo por cizallamiento o cortadura, la cual es (Norton, 1999):

$$l \geq \frac{4 \times T_{rodillo} \times Fs}{D_{eje} \times b \times S_y} \quad \dots (78)$$

Donde:

$S_y$ : Tensión de fluencia

$Fs$ : Factor de seguridad

$T_{rodillo}$ : Par torsor de los rodillos

$D_{eje}$ : Diámetro del eje

$b$ : Base de la chaveta

$h$ : Altura de la chaveta

Entonces:

$$l \geq \frac{4 \times 282.78 \text{ N.m} \times 3}{0.040 \text{ m} \times 0.012 \text{ m} \times 685 \times 10^6 \text{ Pa}}$$
$$l \geq 0.0103 \text{ m} \geq 10.32 \text{ mm}$$

### Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento

A continuación, se expresa la ecuación para hallar la longitud necesaria de la chaveta para evitar fallo por aplastamiento, la cual es (Norton, 1999):

$$l \geq \frac{2 \times T_{rodillo} \times Fs}{D_{eje} \times h \times S_y} \quad \dots (79)$$

Entonces:

$$l \geq \frac{2 \times 282.78 \text{ N.m} \times 3}{0.040 \text{ m} \times 0.008 \text{ m} \times 685 \times 10^6 \text{ Pa}}$$
$$l \geq 0.0077 \text{ m} \geq 7.74 \text{ mm}$$

Con estas dos comprobaciones se escogerá una cuña para el cabezal porta rodillos, tipo rectangular con las siguientes dimensiones: 12 x 8 x 30 mm (esta ultima medida tomada del mismo valor de la chaveta para las cuchillas de corte)

### Fallo por cizallamiento

La fuerza  $F$  de corte sobre la chaveta debido al momento torsor que generan los rodillos viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F = \frac{2 \times T_{rodillo}}{D_{eje}} \quad \dots (80)$$

Entonces:

$$F = \frac{2 \times 282.78 \text{ N.m}}{0.040 \text{ m}}$$

$$F = 14139 \text{ N} \approx 14.14 \text{ kN}$$

### Tensión de corte

El esfuerzo cortante  $\tau$  sobre la chaveta debido a la fuerza por cizallamiento viene dada por la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \dots (81)$$

Entonces:

$$\tau = \frac{14.14 \text{ kN}}{0.012 \text{ m} \times 0.03 \text{ m}}$$

$$\tau = 39.27 \text{ MPa}$$



### Tensión de compresión

El esfuerzo de compresión  $\sigma_{apl}$  sobre las caras laterales de la chaveta se expresa en la siguiente fórmula (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A'} \quad \dots (82)$$

Entonces:

$$\sigma_{apl} = \frac{14.14 \text{ kN}}{0.008 \text{ m} \times 0.03 \text{ m}}$$
$$\sigma_{apl} = 58.92 \text{ MPa}$$

#### 3.1.11. Diseño paramétrico de los sistemas/partes críticas de la máquina pelletizadora

En la **Fig. No 55** se muestra un gráfico realizado en el software de computo numérico con lenguaje de programación propio, donde se realiza un análisis paramétrico de las variables del Diámetro del eje, la cual depende de la resistencia de fluencia del material,  $S_y$  y el factor de seguridad, el que es obtenido mediante el diámetro ya mencionado.

Y en la **Fig. No 56** se muestra un gráfico realizado en el software de computo numérico con lenguaje de programación propio, donde se realiza un análisis paramétrico de las variables del Radio del rodillo, la cual depende del coeficiente de fricción del material ( $\mu$ ) y la potencia de la máquina, la que es obtenida mediante el radio ya mencionado.

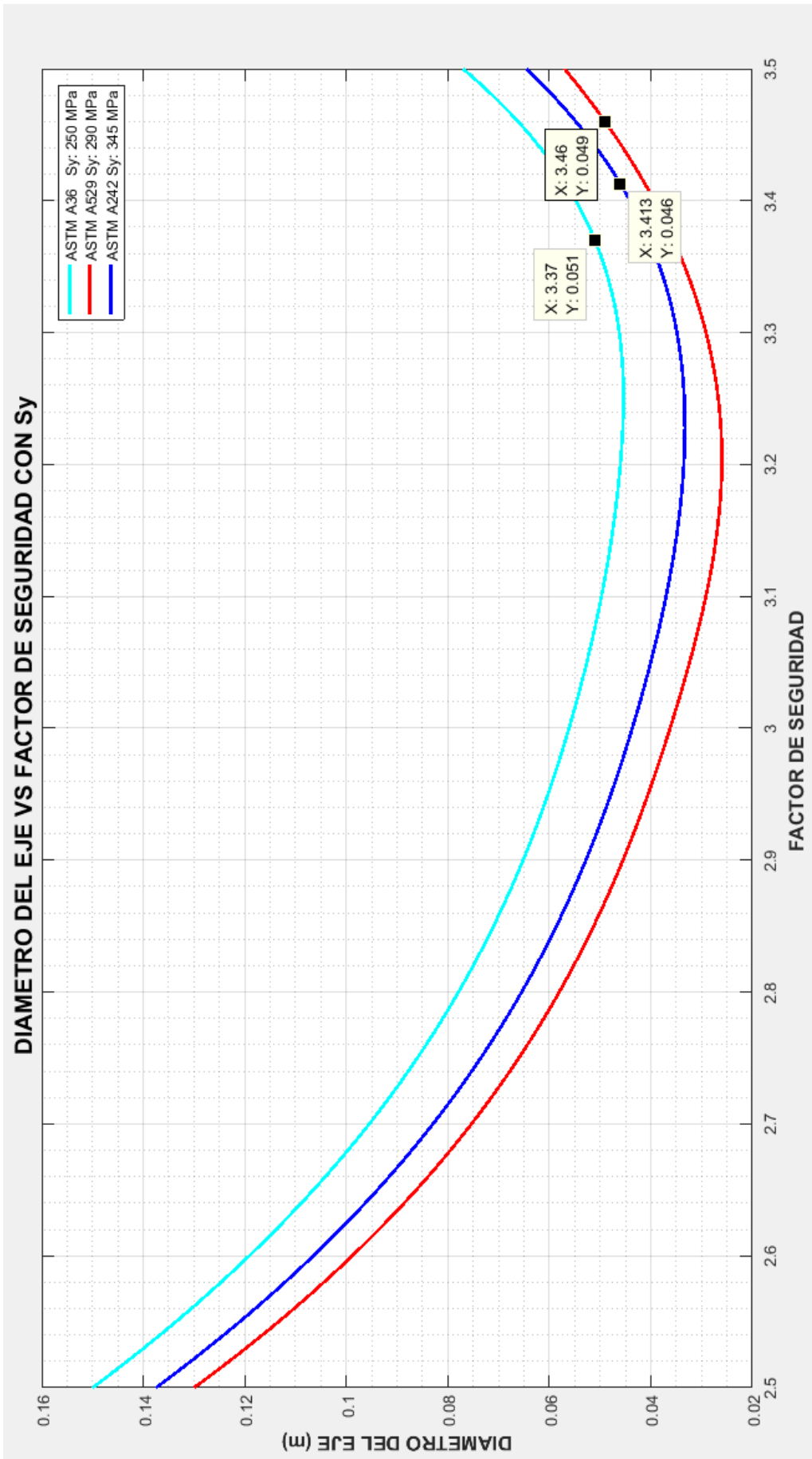
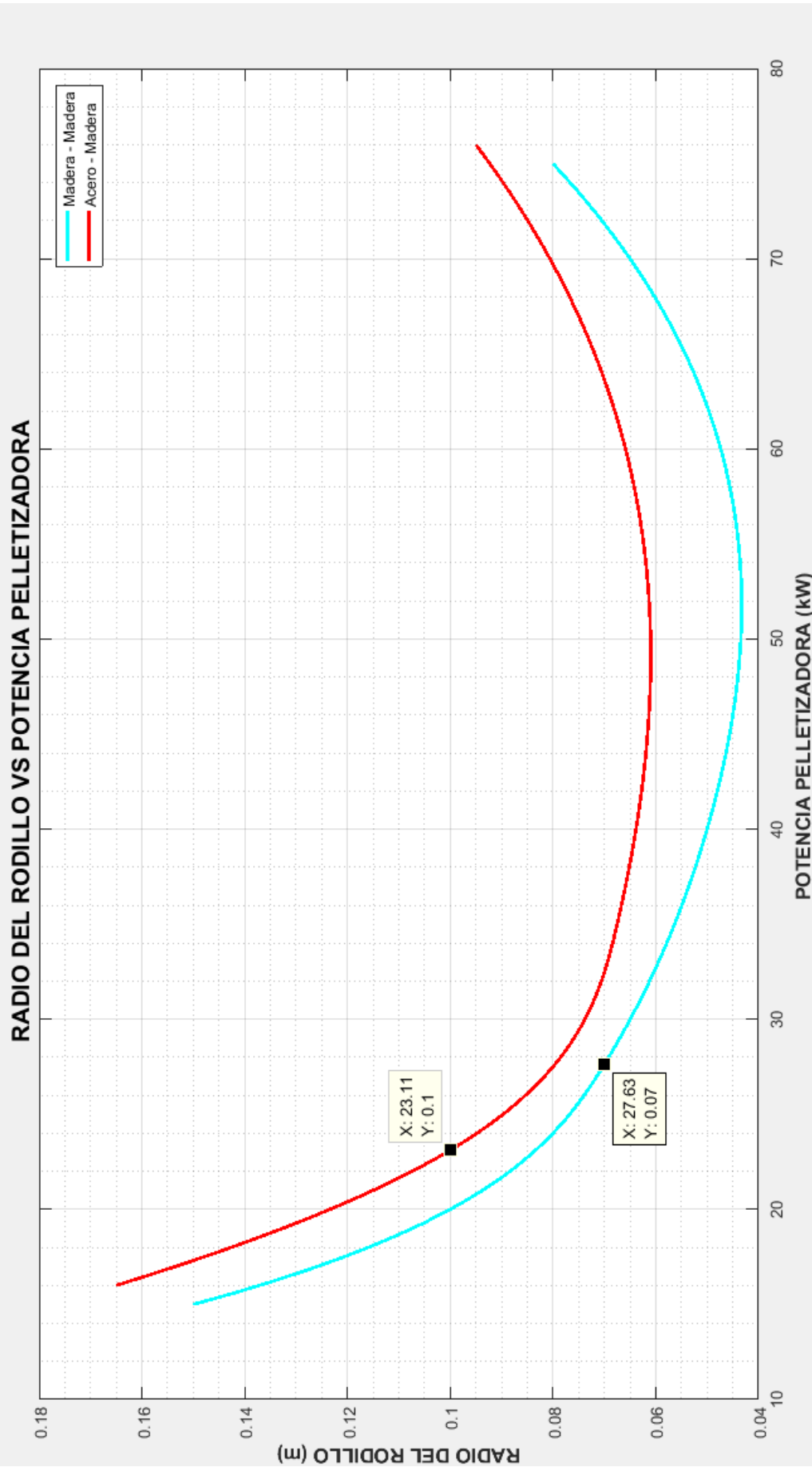


Figura No 55. Análisis paramétrico de Diámetro del eje y Factor de seguridad que dependen del Sy del material

Fuente: Propia



**Figura No 56.** Análisis paramétrico de Radio del rodillo y Potencia de la pelletizadora que dependen de la fricción del material realizado

Fuente: Propia

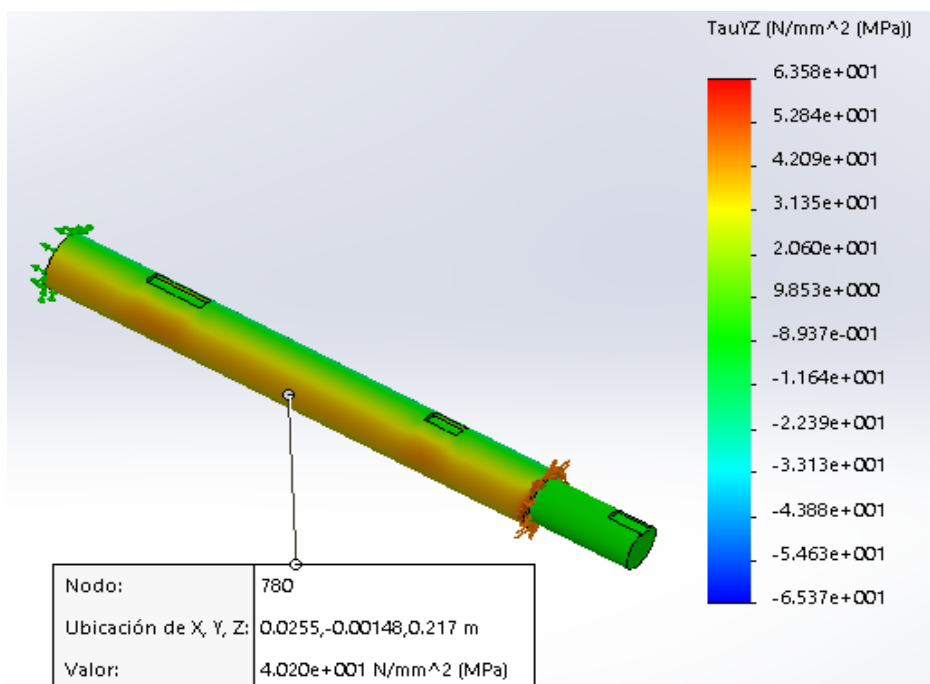
### 3.1.12. Simulación de las cargas aplicadas a las partes más críticas de la máquina

La parte más crítica de la máquina pelletizadora en base a merma de arroz es en eje principal, ya que es la pieza que recibe una gran potencia por parte del motor a través del sistema de transmisión y además soporta los torques y fuerzas que provocan dichas poleas, los rodillos de compactación y las cuchillas.

#### SIMULACIÓN DE CARGA ESTÁTICA DEL EJE PRINCIPAL

Los valores mediante cálculos hallados con respecto al eje principal de la máquina pelletizadora arrojaban un esfuerzo de torsión de 40.26 MPa y un factor de seguridad de 3.37. Se toma solo los momentos torsores en el análisis estático de simulación por el software CAD para modelado mecánico 2D y 3D, debido a que son los esfuerzos que más afectan al eje por los elementos de la máquinas conectadas con este. La longitud del eje es de 440 mm y el diámetro de 51 mm para la parte del eje que se ve más afectada por los torques.

#### Esfuerzo torsor ( $\tau_{torsión}$ )

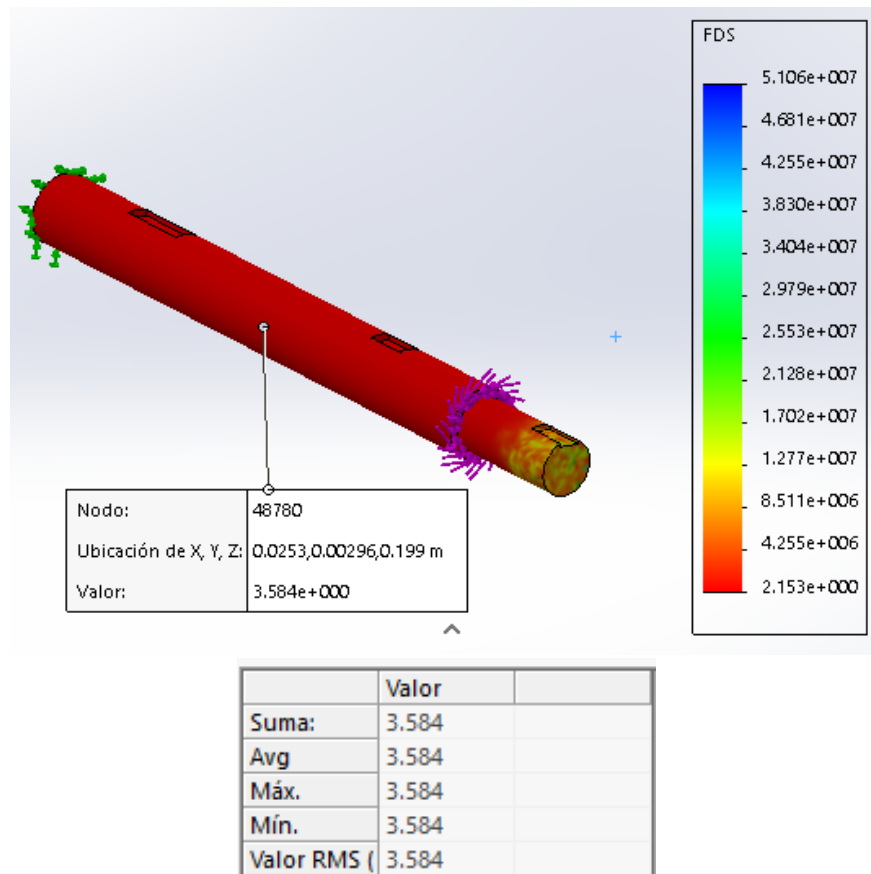


	Valor	
Suma:	40.2	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Avg	40.2	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Máx.	40.2	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Mín.	40.2	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Valor RMS (	40.2	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

**Figura No 57.** Simulación del eje principal de la pelletizadora aplicando torsión a través de Software

**Fuente:** Propia

### Factor de seguridad (Fs)

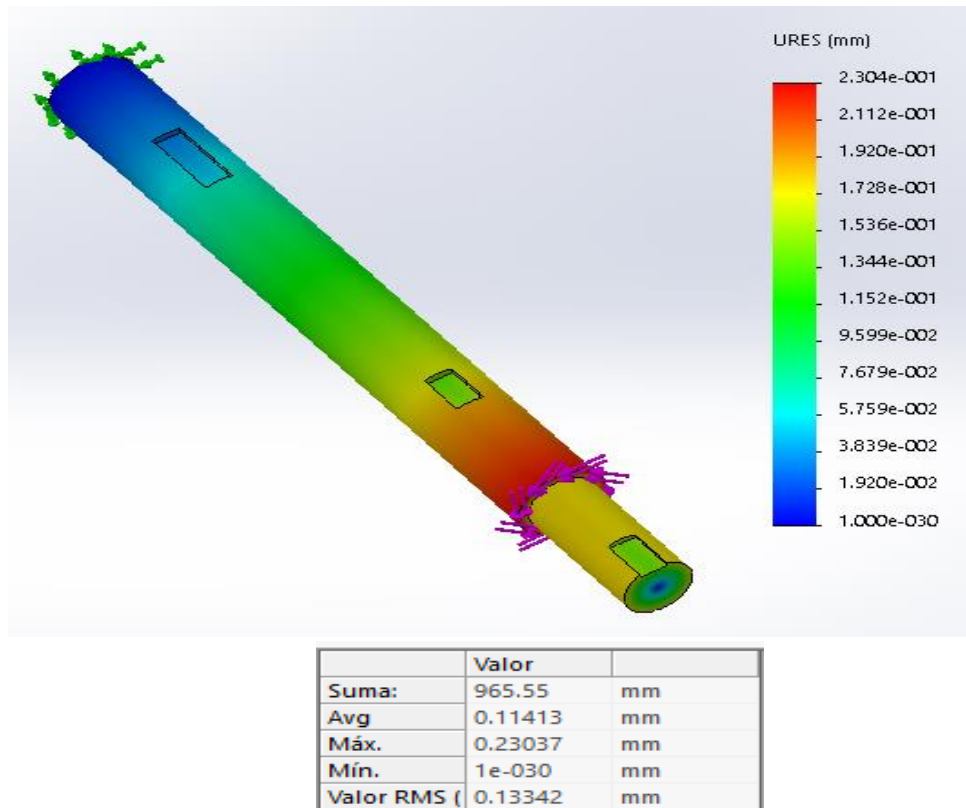


**Figura No 58.** Simulación del eje principal de la obteniendo un factor de seguridad través de Software

**Fuente:** Propia

### Deformación del eje principal

La deformación máxima que arroja la simulación es en la parte superior del eje, debido a que es la zona donde afectan dos torques ocasionados por los rodillos de compresión y las cuchillas de corte.



*Figura No 59. Simulación del eje principal de la pelletizadora obteniendo deformación a través de Software*

Fuente: Propia

### 3.1.13. Selección de los componentes estándar de la máquina procesadora de pellets

#### SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico seleccionado que cubra la potencia que necesita la máquina pelletizadora a base de merma de arroz es un **trifásico de 1180 rpm y 40 HP** (ver **Anexo No 25**) de la **marca WEG de la línea W22**. En Perú se trabaja con una frecuencia de 60 Hz, y se tomó 6 el número de polos para nuestro motor eléctrico.

## **SELECCIÓN DE LOS RODILLOS DE COMPRESIÓN**

Será dos rodillos de compresión hechos de acero que tendrán un espesor de 7 cm y un diámetro de altura de 14 cm, cada uno tendrá una masa de 8.46 kg.

## **SELECCIÓN DE LO MATRIZ HORIZONTAL DE AGUJEROS**

Se contará con una matriz horizontal de 30 mm de espesor y 119 agujeros donde cada uno de ellos tendrá un diámetro de 6 mm.

## **SELECCIÓN DE LA CORREA DE TRANSMISIÓN**

Según los rpm que expulsará el motor y sus HP nominales y de diseño, se hallaron un número de 2 correas trapezoidales con perfil “C” que contará con una longitud nominal de 3212 mm. Según el perfil de la correa seleccionada el ancho de su cara superior (a) es de 22 mm, una altura o espesor (h) de 14 mm y un ancho primitivo de 19 mm (ap) (ver **Anexo No 26**).

## **SELECCIÓN DE POLEAS**

### **Polea motriz**

El diámetro válido seleccionado para la polea motriz es de 212 mm en perfil de correa C. Dicha polea tiene que tener un espesor mayor a 44 mm (suma de la altura vertical que tendrán las dos correas) para que pueda encajar sin ningún inconveniente con las fajas de transmisión.

### **Polea conducida**

El diámetro seleccionado para la polea conducida es de 537 mm según la relación de transmisión de velocidades. Dicha polea tiene que tener un espesor mayor a 44 mm (suma de la altura vertical que tendrán las dos correas) para que pueda encajar sin ningún inconveniente con las fajas de transmisión.

## **SELECCIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN**

El eje principal tendrá una longitud máxima de 500 mm hecho de acero de transmisión ASTM A36 con un diámetro máximo de 2 pulgadas (51 mm) y un factor de seguridad de 3:1.

## **SELECCIÓN DEL EJE PORTA RODILLOS**

El eje porta rodillos tendrá una longitud máxima de 200 mm hecho de acero de transmisión ASTM A36 con un diámetro máximo de 1.3 pulgadas (33 mm) con un factor de seguridad de 3:1.

## **SELECCIÓN DE RODAMIENTOS**

### **Rodamientos del eje principal**

El eje principal posee dos rodamientos, un inferior que soporta las cargas de las poleas, el cuál es un rodamiento de hilera de rodillos cónicos métricos **32010 X/Q** de la marca SKF. Y en la parte superior esta el rodamiento **W 6208** de la marca SKF que soportara las cargas de los rodillos, dicho rodamiento es de tipo rígido de bolas de acero inoxidable.

### **Rodamientos del rodillo de compresión**

Se seleccionaron dos rodamientos iguales de hilera de rodillos cónicos métricos **30207 J2/Q** de la marca SKF que puedan soportar las fuerzas axiales y radiales.

## **SELECCIÓN DE CHAVETAS**

### **Chaveta del eje principal para la transmisión**

Según lo requerido se selecciono una chaveta de acero C45K con  $S_y$  de 685 MPa y dimensiones de 16 x 10 x 92 mm con un  $F_s$  de 3:1.



### **Chaveta para las cuchillas de corte**

Según lo requerido se selecciono una chaveta de acero C45K con  $S_y$  de 685 MPa y dimensiones de 16 x 10 x 30 mm con un Fs de 3:1.

### **Chaveta para el cabezal porta rodillos**

Según lo requerido se selecciono una chaveta de acero C45K con  $S_y$  de 685 MPa y dimensiones de 12 x 8 x 30 mm con un Fs de 3:1.

### **3.1.14. Cálculo y selección del sistema eléctrico para la máquina pelletizadora**

El sistema eléctrico es el responsable de dar energía al sistema de potencia de la máquina pelletizadora que es el motor eléctrico y con él, su sistema de control y protección, los cuales ayudan a que el motor tenga un gran funcionamiento y evitar riesgos como sobrecargas o cortocircuitos.

En el apartado 3.1.9. “Cálculo de los elementos principales de la máquina procesadora de pellets – Cálculo del motor eléctrico – Cálculo de la potencia”, se menciona la potencia hallada según cálculos del diseño de la máquina, un valor de 38 HP o 40 HP que sería la potencia de un motor eléctrico trifásico de 60 Hz comercial en el mercado.



*Figura No 60. Motor eléctrico de 40 HP 60 Hz 6 polos de la marca WEG de la línea W22*

**Fuente:** [www.weg.net](http://www.weg.net)

## CÁLCULO DE LA CORRIENTE ELÉCTRICA (A)

El molino Escaly S.R.L. trabaja con baja tensión en un voltaje de 380 V para la mayoría de motores eléctrico. Entonces, será esta la tensión con la que operará el motor eléctrico de la máquina pelletizadora, el cual también posee un factor de potencia de 0.8 y 30 kW de potencia (40 HP). Con estos datos hallaremos la corriente trifásica la cuál queda dada por la siguiente fórmula:

$$I = \frac{P_{3\phi}}{\sqrt{3} \times U \times \cos \phi} \quad \dots (83)$$

Entonces:

$$I = \frac{30\,000\text{ W}}{\sqrt{3} \times 380 \times 0.8} = 56.98\text{ A}$$

Se tomará como corriente nominal del motor una intensidad de 61.4 A (ver **Anexo No 25**).

## SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PROTECCIÓN Y CONTROL DEL MOTOR ELÉCTRICO

Para tener un excelente manejo del funcionamiento del motor y a la vez mantenerle protegido de algún daño que pueda causarle algún cortocuito o alguna sobrecarga se implementa el sistema de protección y control del motor eléctrico.

En la **Tabla No 10** se muestran un listado de los dispositivos eléctricos de control y protección que deberían emplearse cuando se ponga en funcionamiento el motor eléctrico y con este, la máquina pelletizadora a base de merma de arroz. Cabe mencionar que todos los elementos a detallar dependen de la corriente y potencia del motor eléctrico.

**Tabla No 10**

*Elementos del sistema eléctrico para la máquina pelletizadora*

<b>ELEMENTO</b>	<b>MARCA</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>CORRIENTE (A)</b>
Guardamotor Sirius 3RV1041-4KA15	Siemens	1	57-75
Interruptor termomagnético	Schneider	1	60
Contactador LC1D80M7	Schneider	1	80
Relé térmico RT3B	General Electric	1	55-80
Pulsador metálico 1NC	Chint	2	---
Cable 4 AWG	Inmersur	50 m	60
Cable 14 AWG	Indeco	50 m	6

**Guardamotor**

Disyuntor magneto-térmico ajustable encargado de brindar distintas funciones en una misma unidad compactada para la protección de un motor eléctrico expuesto a sobrecargas, elevación de la corriente de cortocircuito y pérdida de fase. Una de las características principales del Guardamotor es la alta capacidad de interrupción, su curva de disparo y la intensidad nominal.



**Figura No 61. Guardamotor Sirius 3RV Siemens**

**Fuente: [www.dmpcontrol.mx](http://www.dmpcontrol.mx)**

## Contactor

El contactor es un dispositivo electromecánico que sirve como conexión y desconexión eléctrica mediante una fuerza que origina su bobina que funciona como un electroimán de sus contactos. Normalmente un contactor posee varias tensiones de accionamiento tanto para AC como para DC siendo las más comunes de 24, 48, 220 y 380 V.



*Figura No 62. Contactor Schneider*

Fuente: [www.imc-direct.com](http://www.imc-direct.com)

## Relé térmico

Los relés térmicos son dispositivos de protección de motores contra sobrecargas débiles o prolongadas. Optimiza la durabilidad de los motores ya que impide que estas máquinas funcionen en condiciones de calentamiento anómalas, además de que generan que un motor vuelva arrancar con mayor rapidez después de un disparo.



*Figura No 63. Relé térmico RT3B General Electric*

Fuente: [www.ge.com](http://www.ge.com)

### **Interruptor termomagnético**

El interruptor o llave termomagnética es un dispositivo que tiene como función desconectar un circuito cuando este está sobrepasando valores límites para el cual está instalado. El interruptor termomagnético cuenta con un electroimán que crea una fuerza debido al paso de la corriente, capaz de abrir un circuito en caso de que la corriente sobrepase el límite establecido, conocido como cortocircuito.



*Figura No 64. Interruptor termomagnético Schneider*

Fuente: [www.schneider-electric.com.pe](http://www.schneider-electric.com.pe)

## Cable AWG

Para el sistema de protección eléctrica que conecta directamente el Guardamotor con el contactor, el contactor con el relé térmico y este último con el motor eléctrico, todo de forma paralela, se utiliza un cable 4 AWG.

Y para el sistema de control eléctrico que conecta directamente el interruptor termomagnético con un acceso auxiliar del contactor y a su vez también con un acceso auxiliar del relé térmico y con todo esto, hacia los pulsadores, se utiliza un cable 14 AWG.

**Tabla No 11**

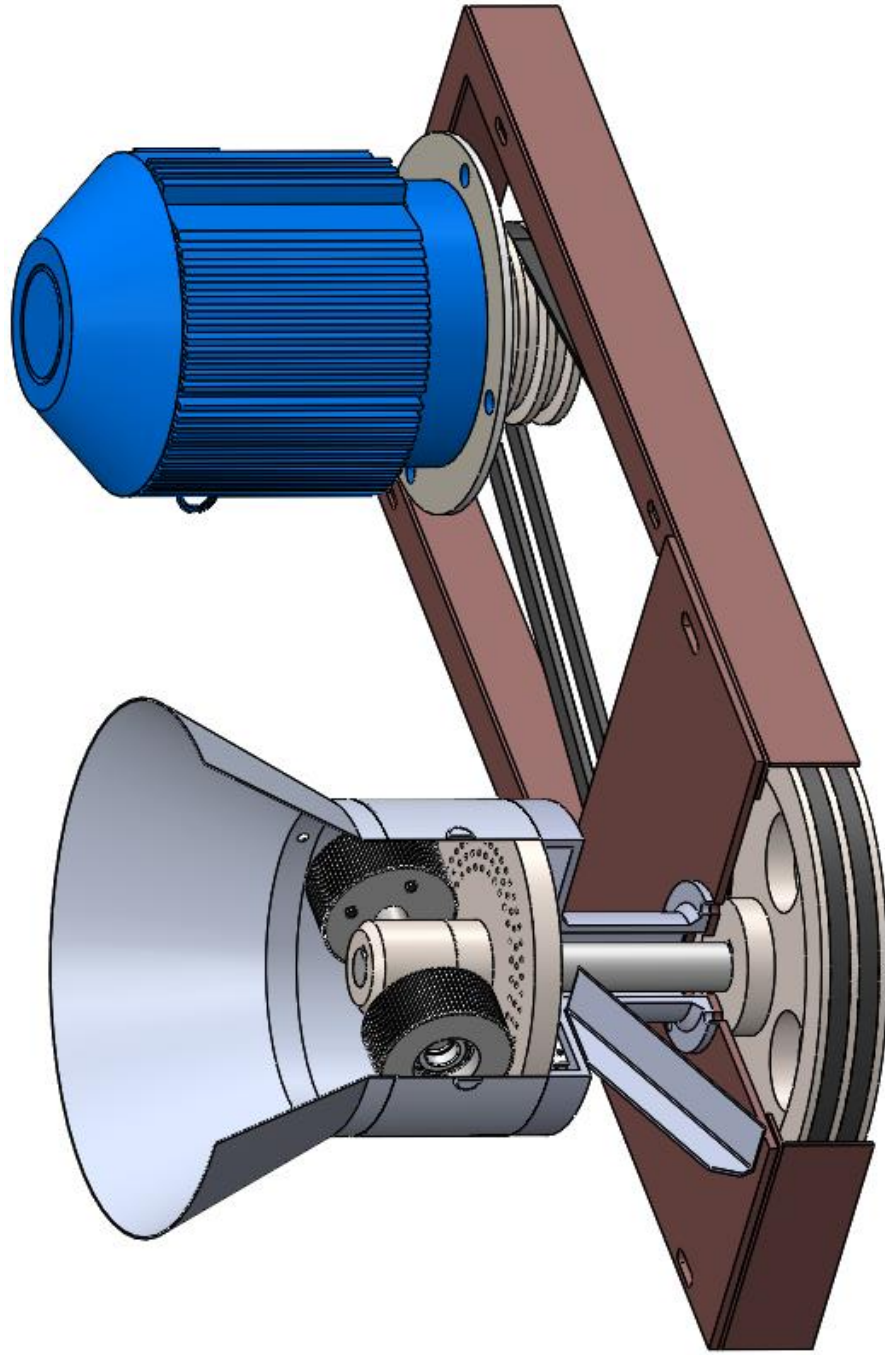
*Cable AWG y sus especificaciones. Fuente: <http://www.ceper.com.pe>*

<b>NÚMERO AWG</b>	<b>DIÁMETRO (mm)</b>	<b>Sección (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Resistencia (<math>\Omega</math>/Km)</b>	<b>Capacidad (A)</b>
2	6,544	33,63	1,50	96
4	5,189	21,15	0,80	60
6	4,115	13,30	1,27	38
8	3,264	8,36	2,03	24
10	2,588	5,26	3,23	15
12	2,053	3,31	5,13	9,5
14	1,628	2,08	8,17	6,0
16	1,291	1,31	12,9	3,7
18	1,024	0,82	20,83	2,5
20	0,8118	0,52	32,69	1,6

## DIAGRAMA ELÉCTRICO DE LA MÁQUINA PELLETIZADORA

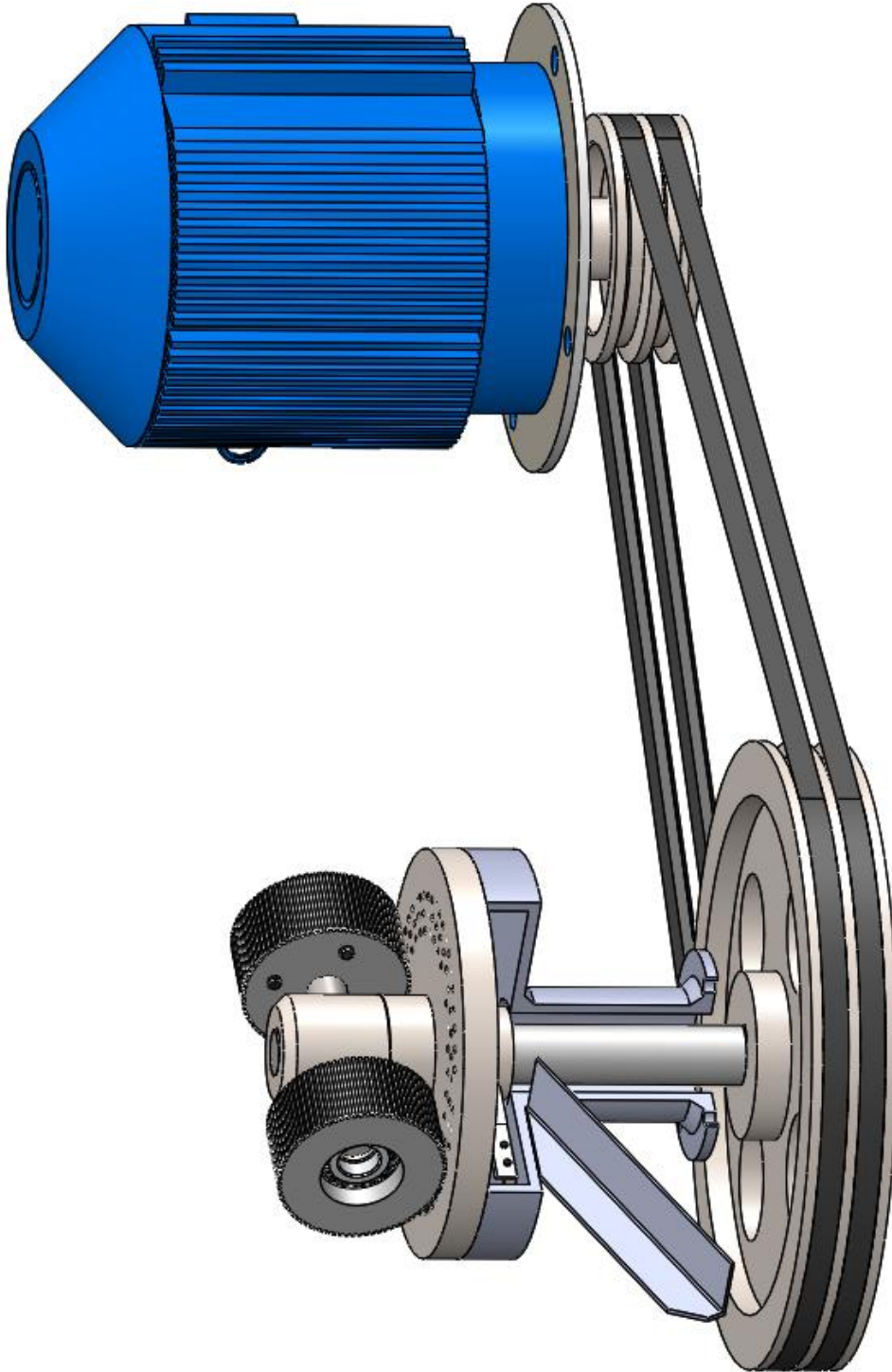
Se llevó a cabo el diseño de un diagrama eléctrico unifilar del sistema eléctrico de control y protección de la máquina pelletizadora, motor eléctrico 40 HP W22 para ser precisos, dicho diagrama está basado a la normativa vigente y muestra un gráfico de paro y arranque del motor trifásico. Dicho diagrama unifilar puede visualizarse en el **Anexo No 27**.

### 1.1.1.1. Diseño final de la máquina pelletizadora



*Figura No 65.* Diseño de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz

Fuente: Propia



*Figura No 66. Diseño de la maquina pelletizadora a base de arroz*

**Fuente: Propia**



### 3.1.15. Análisis financiero de la máquina procesadora de pellets

Se llevó a cabo una evaluación financiera que pueda comprobar la rentabilidad que pueda tener la máquina pelletizadora a base de merma de arroz, y también para verificar su viabilidad. Se emplearon cálculos ya conocidos como los son el VAN (Valor actual neto) y el TIR (Tasa interna de retorno). Antes de empezar con los cálculos mencionados se dará la lista de costos de los elementos seleccionados con los que contará la máquina procesadora de pellets.

#### INVERSIÓN INICIAL

##### Costos directos

Los costos directos hacen referencia al valor de la máquina, es decir sus partes, y su entorno que lo constituye. Los costos de fabricación y la mano de obra también están dentro de este rubro. Para este caso los costos directos se dividio en costos directos de elementos que constituyen la máquina y costos directos del sistema eléctrico de control y protección para la máquina (motor eléctrico de la pelletizadora).

Tabla No 12

*Costos directos de inversión de los elementos que constituyen la máquina pelletizadora*

Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
<b>SISTEMA DE POTENCIA</b>			
Motor WEG modelo W22 40 HP	1	S/10000	S/10000
Riel base del motor	1	S/70	S/70
Juego arandela, tuerca y pernos de anclaje M14	6	S/1.60	S/9.6
<b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</b>			
Eje Principal	1	S/650	S/650
Chaveta Inferior	1	S/13	S/13
Chaveta Cuchillas	1	S/13	S/13
Chaveta Rodillos	1	S/13	S/13
Eje de Rodillos	2	S/80	S/160

Rodamientos del Eje Principal	1	S/170	S/170
Obturador rodamiento eje principal SKF	1	S/9	S/9
Rodamiento eje rodillo	2	S/280	S/560
Seguro rodamiento eje rodillo	2	S/9	S/18
Base cabezal rodillos	1	S/32	S/32
Cuerpo cabezal rodillos	1	S/35	S/35
Tapa cabezal rodillos	1	S/16	S/16

#### **SISTEMA DE COMPACTACIÓN**

Rodillo de presión	2	S/260	S/520
Tapa rodillo	2	S/13	S/26
Matriz de extrusión	1	S/650	S/650
Seguro rodillo	2	S/7	S/14
Pernos tapa	6	S/1.60	S/9.6
Pernos seguro rodillo	2	S/1.50	S/3

#### **SISTEMA DE CORTE**

Cuchilla	2	S/40	S/80
Soporte cuchilla	1	S/40	S/40
Chaveta soporte	1	S/25.	S/25
Juego arandela, tuerca y pernos soporte cuchillas	4	S/1.60	S/6.40
Tornillos fijación	4	S/1.40	S/5.60

#### **SISTEMA DE ALIMENTACIÓN**

Silo	1	S/130	S/130
Soportes de tolva	4	S/6.50	S/26
Juego arandela tuerca y pernos soportes silo	6	S/1.60	S/9.6
Juego arandela, tuerca y pernos de anclaje M14 de la estructura	12	S/1.60	S/19.20

#### **CARCAZA**

Lamina cámara compactación	1	S/65	S/65
Base matriz extrusión	1	S/130	S/130
Canal salida material	1	S/20	S/20
Pernos matriz	4	S/1.60	S/6.40

#### **ENSAMBLAJE Y FABRICACIÓN**

Soldadura		S/500	S/500
Herramientas		S/160	S/160
Pintura		S/80	S/80
Montaje		S/400	S/400

<b>TOTAL</b>			<b>S/14 694.40</b>
--------------	--	--	--------------------

**Tabla No 13**

*Costos directos de inversión del sistema eléctrico para la máquina pelletizadora*

<b>Elementos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
<b>SISTEMA ELÉCTRICO DE PROTECCIÓN Y MANDO</b>			
Guardamotor Sirius 3RV1041-4KA15 Siemens 57-75 Amp	1	S/700	S/700
Interruptor termomagnético Schneider 63 Amp	1	S/60	S/60
Contactador Schneider LC1D80M7 80 Amp	1	S/600	S/600
Relé térmico RT3B 55-80 Amp General Electric	1	S/250	S/250
Pulsador Metálico 1NC	2	S/15	S/30
Cable AWG 4 Inmersur	50 mt	S/7.5	S/375
Cable Tw AWG 14 Indeco	50 mt	S/0.85	S/42.5
<b>TOTAL</b>			<b>S/2057.5</b>

**Tabla No 14**

*Total costos directos*

<b>COSTOS</b>	<b>VALOR</b>
COSTOS DIRECTOS DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA	S/14694.40
COSTOS DIRECTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO PARA LA MÁQUINA	S/2057.5
<b>TOTAL</b>	<b>S/16751.9</b>

### Costos indirectos

Dentro de este rubro se encuentran los costos que no son materiales o mano de obra directa, como por ejemplo la energía, mano de obra y materiales indirectos, así como otros gastos técnicos y administrativos.

Tabla No 15

#### *Costos indirectos de inversión*

<b>Elementos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
<b>MATERIALES INDIRECTOS</b>			
Grasa, lubricantes		S/30	S/30
<b>MANO DE OBRA INDIRECTA</b>			
Diseño e Ingeniería		S/1000	S/1000
Diseño Interfaz		S/500	S/500
Planos Mecánicos		S/70	S/70
<b>RUBROS OPERACIONALES</b>			
Agua			S/20
Energía eléctrica			S/30
Teléfono/Celular			S/20
Transporte			S/40
Internet			S/20
<b>TOTAL</b>			<b>S/1730</b>

### Costos totales de inversión

Tabla No 16

#### *Costos totales de inversión*

<b>COSTOS</b>	<b>VALOR</b>
COSTOS DIRECTOS	S/16752
COSTOS INDIRECTOS	S/1730
<b>TOTAL</b>	<b>S/18482</b>

## **FLUJO DE CAJA ANUAL**

El beneficio neto de flujo anual (Ft) es la ganancia que se tendrá por año restando algún cobro adicional de mantenimiento u otro cargo.

Para saber cuales son las posibles ganancias que generará la máquina estas estarán en relacionadas a la comparativa de los pellets con el diésel

### **Ganancias mensual y anual en ahorro o venta de pellets**

Actualmente 2 kg de pellets equivale a 1 litro de diésel (ver **Anexo No 28**), el cobro del litro de gasóleo actualmente en Perú es de 3 soles con 8 céntimos (ver **Anexo No 29**). Ahora, para que el pellet tenga un buen valor comercial su precio debe ser más barato. Entonces cada 2 kg de pellets costara 2 soles (S/ 1 por kg). A pesar que el molino trabaja todo el día en dos turnos, se espera que la máquina opere entre 10 y 16 horas al día. La producción de la pelletizadora por hora es de 200 kg, por día una cantidad de 2000 kg y por mes, que son 20 días productivos según el rendimiento de la empresa, da un total de 40000 kg de pellets en base a merma de arroz, 40 toneladas. Entonces mensualmente la empresa ahorrará en combustible un total de 40 000 soles y al año 480 000 soles.

### **Gastos necesarios mensuales y anuales de la pelletizadora**

Para que la máquina pelletizadora en base a merma de arroz tenga un óptimo funcionamiento se detallan los siguientes gastos necesarios tanto mensual como anual en la **Tabla No 17**.

Cabe mencionar que actualmente el molino vende la merma usable que expulsa de su proceso como pajilla prensada a un valor de 180 soles por tonelada prensada, al día producen 4.8 de toneladas de merma, al mes 144 y al año 1728 toneladas.

Tabla No 17

*Gastos de operación mensual y anual de la máquina pelletizadora.*

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad diaria</b>	<b>Precio unitario (S/.)</b>	<b>Precio mensual (S/.)</b>	<b>Precio anual (S/.)</b>
<b>Costo de mano de obra</b>					
Personas	-	1	-	950	13300
<b>Materia prima</b>					
Merma de arroz	Tonelada	4.8	180	25920	311040
<b>Energía eléctrica</b>					
Motor 40 HP (30 kW)	kW-h	-	-	54.34	652.08
<b>Mantenimiento</b>					
Costo promedio	-	-	-	300	3600
<b>Gastos administrativos</b>					
Personal y gastos de administración	-	-	-	1000	14000
<b>Transporte</b>					
Traslado de material	m3	-	3.08	246.4	2956.8
<b>TOTAL</b>					<b>345548.88</b>

## VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El VAN tiene que ser mayor que 0, eso demostrará que nuestro ingresos durante un período de tiempo son mucho mayor que a la inversión y los costos adicionales como el mantenimiento y por lo tanto se generará ganancias (Boulanger, 2007). Para realizar el cálculo del VAN se tomaron los valores aproximados que se detallaron anteriormente y un lapso de tiempo de 5 años.

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+r)^t} - I \quad \dots (84)$$

- Ft: Beneficio neto de flujo anual
- I: Inversión inicial
- r: Tasa de descuento (12%) = 0.12
- t: 5 años
- n: Número de años

## TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Para un proyecto tenga buen TIR necesita ser mayor que el 12% ya que ese es el interés que paga un banco. Este cálculo muestra cuan rentable es el proyecto, a mayor TIR mayor rentabilidad (Boulanger, 2007). Lo mencionado viene expresado en la siguiente fórmula estadística:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+TIR)^t} - I = 0 \quad \dots (85)$$

En la **Tabla No 18** se muestran los resultados del VAN y el TIR para nuestro proyecto y diseño de la máquina pelletizadora, dando resultados muy favorables.

Tabla No 18

*VAN y TIR de la máquina pelletizadora*

Inversión Inicial	-18482					
Gastos en Reemplazos						
Gastos en operación, mantenimiento u otros	-345548.88	-345548.88	-345548.88	-345548.88	-345548.88	-345548.88
<b>TOTAL EGRESOS</b>	-18482	-345548.88	-345548.9	-345548.88	-345548.9	-345548.9
Ingresos por ventas de pellets o ahorro en combustible		480000	480000	480000	480000	480000
<b>TOTAL DE INGRESOS</b>		480000	480000	480000	480000	480000
<b>BENEFICIOS NETOS</b>	-18482	134451.12	134451.12	134451.12	134451.12	134451.12
				<b>VAN</b>	466184.20	
				<b>TIR</b>	727%	



### 3.2. Discusión de resultados

- Aunque al principio se creía que el requerido de capacidad de la máquina pelletizadora sería de 240 kg/h que es el total de merma utilizable que expulsa el proceso molinero, al final se tomó un requerido de 200 kg/h por el factor de sobreproducción. Algunas otras razones del porque se calculó esta capacidad, es el mejor rendimiento productivo que se podría esperar de la máquina pelletizadora, factores que intervienen como por ejemplo, la cantidad de biomasa que puede reducirse cuando se lleve a cabo el proceso de compactación ocasionada por los rodillos de compactación y la matriz de agujeros, la humedad de la merma, y porque es bien sabido que es complicado que alguna máquina arroje el 100% de eficiencia.
- Los rodillos de compactación y la matriz horizontal de agujeros son diseñados netamente por los autores, el resultado matemático final será el mismo al momento de su fabricación, refiriéndonos claramente a los diámetros, pesos, longitudes, masas, espesores y agujeros en caso de la matriz, ya que no hay catálogos comerciales para rodillos de compactación o matrices de agujeros que arrojen medidas guías al momento del cálculo teórico.
- Una de las limitaciones que tuvimos al momento de realizar los cálculos de las medidas del pellet y de las fuerzas de compactación son las constantes usadas en las fórmulas que mayormente trabajan con densidad, esfuerzos y otros datos de la biomasa empleada, la merma es una materia prima que no cuenta con datos de esfuerzos o propiedades mecánicas que se puedan encontrar en alguna base teórica, por ese motivo es que se tomaron los datos de la pajilla, para el tema de la densidad, y para algunas propiedades mecánicas, el aserrín, que es el material más asemejado tanto a la pajilla como a la merma.
- Comparando el diseño de nuestra máquina pelletizadora con otras ya existentes en el mercado sale a la vista directamente el mecanismo simple con el que cuenta nuestro diseño, otros modelos de pelletizadoras tienen mecanismos complejos, utilizando motorreductores, tornillos sin fin con coronas, etc., mientras que el diseño de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz tiene como sistema de transmisión uno de los sistemas más usado y simples en la industria del diseño

mecánico como los son las poleas y correas con tipos y tamaños conocidos comercialmente que sin ningún inconveniente se asemejan a los cálculos requerido de la máquina.

- Básicamente el modelo original de la máquina consistía en el movimiento de transmisión que es llevado hasta el eje principal y este compartía dicha velocidad rotatoria con la matriz de agujeros, estando tanto las cuchillas como los rodillos fijos a merced del movimiento angular de la matriz horizontal, trabajando de esta forma la pelletizadora daba una potencia igual a la que arroja si el eje comparte su movimiento no con la matriz como se mencionó, sino, con los rodillos de compactación y las cuchillas de corte. Ahora, la diferencia se ve en el diseño del eje principal, ya que si se trabaja solo con la matriz arrojaría un único torque que pueda afectar a dicho eje, dando por lo tanto un diámetro menor que puede estar más débil a la deformación, en cambio, si en vez de ese único esfuerzo torsor se toman dos, los cuales están dados por los rodillos y las cuchillas de corte, se hallaría un diámetro de eje más alto que pueda soportar más cargas y tener menor riesgo de deformación. Por esta conclusión es que se tomó el diseño final de que la matriz horizontal de agujeros sería la pieza que tenga el mismo movimiento angular que comparte la polea conducida y el eje principal, debido a que la potencia es similar y además de que el torque provocado por la matriz que afecta al eje principal no causará gran impacto debido a que este eje principal está diseñado para soportarte un torque doble como es el de las cuchillas de corte y los rodillos.
- Si los rodillos son los elementos que giren con el eje de transmisión es muy necesario que el rodillo tenga las medidas correctas, ya sea su masa, espesor o altura (diámetro), que mayormente son altos, esto con el fin de cerciorarnos que se pueda cumplir la producción esperada por la máquina. Muy aparte de esto, es la potencia del motor la cuál a través del sistema de transmisión y el eje principal da la energía necesaria para que la matriz y los rodillos hagan bien su labor, esta es la razón por la cual mayormente las pelletizadoras tienen una potencia elevada (HP), este proyecto lo confirma mediante todo el análisis y estudios realizados.

**Capítulo IV**

**CONCLUSIONES Y**

**RECOMENDACIONES**

## IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

- Se logró determinar la producción diaria de la merma con información de exacta de la cantidad de arroz que se produce en el último año (2017) obteniendo como resultado 2000 kg/h a través de una tabla de producción obtenida de una fuente interna. La máquina pelletizadora puede emplear los 240 kg/h de merma utilizable arrojada por el proceso molinero y arrojar de forma eficiente los 200 kg/h de pellets a base de merma de arroz para la cual está diseñada el equipo.
- La merma de arroz posee propiedades fisicoquímicas muy favorables. La capacidad calorífica que presenta esta biomasa (15 MJ/kg) es relativamente baja comparada a otros materiales sólidos como el carbón (27 MJ/kg), sin embargo su baja densidad ( $150 \text{ kg/m}^3$ ) facilita la compresión de la materia para obtener el producto esperado, el pellet (a mayor densidad, menor flujo volumétrico).
- Se le dio un excelente uso productivo a la merma de arroz para la producción de pellet que tienen unas propiedades fisicoquímicas muy favorables para la cual se seleccionó un diámetro de 6 mm del pellet según norma, considerando que es el menos propenso para el desmenuzamiento.
- Consideramos 3 conceptos de solución siendo el más factible el concepto A, ya que es la opción con mejor configuración técnica y eficaz al ser un diseño más conciso, menos complejo y de mejor manejo para la empresa molinera.

Los diseños paramétricos desarrollados a través de software brindaron resultados muy cercanos, con un error del 2% comparados con los cálculos. Se diseñó una configuración paramétrica del diámetro del eje principal de 51 mm, dependiendo del material del acero empleado, el cual dio un coeficiente de seguridad bastante favorable que es de 3:1; Y también se llevó a cabo una configuración paramétrica del radio del rodillo 0.07 m, que dependía del coeficiente de fricción. El resultado fue lo esperado, ya que arrojó una potencia para la pelletizadora ya obtenida mediante cálculos, que fue de 40 HP.

- Los cálculos de los rodillos de compactación y la matriz horizontal de agujeros, piezas principales para el funcionamiento de la máquina, dieron resultados de 119 agujeros para una matriz de 35 cm de diámetro y un diámetro de 14 cm con espesor de 7 cm para el rodillo. Dichos resultados obtenidos comparados con otras pelletizadoras arrojan un diseño más factible, que no necesita de grandes longitudes para obtener una buena producción.

El análisis del esfuerzo torsor del eje principal, esfuerzo con más presencia en el diseño por los movimientos de los rodillos, cuchillas y la polea, dio un resultado mediante cálculo de 40.26 MPa, comparando con el resultado obtenido mediante un software de elementos finitos que fue de 40.2 MPa con una deformación del eje de 0.23 mm, da un porcentaje de error menor al 1%. Esto comprueba la correcta selección del material empleado para el diseño de esta pieza.

- El análisis económico da como resultado que el Valor Actual Neto (VAN) del uso de la máquina pelletizadora a base de merma de arroz por un periodo de 5 años será de 466184.20 y un Tasa Interna de Retorno (TIR) de 727%. El monto anual de ingresos obteniendo mediante la producción de pellets es de S/. 480 000, dicho monto es mayor a la suma de la inversión S/.18 482 y los gastos anuales por año de operacionalidad S/. 345 5488.88. Dando ganancias por encima de los S/. 100 000 soles por año.

## RECOMENDACIONES

- En caso de que la empresa quiera vender el producto final (pellet), su costo dependerá de la biomasa empleada, pero se debe señalar que dicho precio tiene que ser competitivo al momento de ser comparado con el precio de algunos hidrocarburos.
- Si la máquina procesadora de pellets usa otra biomasa diferente a la merma de arroz es necesario que se recalcule el número de agujeros que poseerá la matriz horizontal. Ya que a mayor densidad de la biomasa empleada, menor será el flujo volumétrico ( $m^3/s$ ) y con esto, menor cantidad de orificios. La densidad referencial de la merma de arroz es de  $150\text{ kg}/m^3$ , si la comparamos con la densidad de la cascarilla de arroz ( $1212\text{ kg}/m^3$ ), el número de agujeros disminuirá notoriamente.
- Si bien es cierto que la pelletizadora puede hasta producir una cantidad de 240 kg/h por su factor de sobreproducción que fue empleado para su diseño, se sugiere emplear la máquina para su capacidad nominal, la cual es de 200 kg/h. Con esto se garantiza un óptimo cumplimiento del requerido.
- Para garantizar el funcionamiento exitoso de la máquina se deben emplear las dimensiones y materiales de los componentes de la pelletizadora calculados en esta investigación.
- En caso de que la máquina sea fabricada se aconseja que los valores económicos de los elementos y materiales de la máquina pelletizadora deben ser actualizados a la fecha que se desee construir esta máquina, ya que por motivos del mercado los precios suelen variar.
- Para avalar el óptimo funcionamiento de la pelletizadora es importante que se mantengan en excelente estado tanto los rodillos de compactación como la matriz horizontal de agujeros, con su respectiva lubricación, ya que son estos las piezas fundamentales de la máquina.
- Se aconseja crear un plan de mantenimiento preventivo para la máquina en caso de su fabricación o si es necesario, llevar un historial de la pelletizadora que contenga las inspecciones, revisiones, reparaciones o daños.

- Se recomienda tomar las precauciones necesarias de seguridad al momento de que la máquina esté en funcionamiento respetando la capacidad nominal de producción.

# **REFERENCIAS**



## REFERENCIAS

- Sierra Aguilar, J. (2009). *Alternativas de aprovechamiento de la cascarilla de arroz en Colombia* (Doctoral dissertation). Universidad de Sucre, Sincelejo, Colombia.
- Schoeff, R.W. 1994. Historia de la Fórmula Feed Industry. En: R.R. McElhiney, Ed. Tecnología de fabricación de piensos IV. Asociación Estadounidense de la Industria de Alimentos. Arlington, Virginia: 7.
- Núñez, C. A. F., Fajardo, C. A. G., & Vargas, F. E. S. (2012). Producción y uso de pellets de biomasa para la generación de energía térmica: una revisión a los modelos del proceso de gasificación. *Iteckne*, 9(1), 21-30.
- Prada, A., & Cortés, C. E. (2010). La descomposición térmica de la cascarilla de arroz: una alternativa de aprovechamiento integral. *Orinoquia*, 14 (1). Universidad de los Llanos, Villavicencio, Meta. Colombia.
- Varón, C. (2005). Diseño, construcción y puesta a punto de un prototipo de quemador para la combustión continua y eficiente de la cascarilla de arroz. *El Hombre y la Máquina*, (25). Universidad de Ibagué, Colombia.
- Rengifo, P. H. (2016). Aprovechamiento de residuos de biomasa secundaria como combustible. *Ingenium*, 1(1).
- Olympia Group (2017). Peletizadoras para Plástico. Lima, Perú.: Olympia Group, maquinaria para plásticos. Recuperado de <http://olympia-pe.com/site/index.php/productos/peletizadoras>.
- MINAGRI (2016). Evolución de Producción y Precios de Arroz. Lima, Perú.: Ministerio de Agricultura y Riego. Recuperado de: <http://www.minagri.gob.pe/portal/evolucion-precios-mayoristas/evol-precios-2016?download=9716:evolucion-de-precios-de-arroz-agosto-2016>.
- Oduntan, OB, Koya, OA, y Faborode, MO (2014). *Diseño, fabricación y prueba de un granulador de mandioca*. Investigación en Ingeniería Agrícola, 60 (4), 148-154. Universidad Obafemi Awolowo Ile-Ife, Nigeria

Arpi, J., & Calderón, C. (2010). *Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético* (Doctoral dissertation, Tesis de Pregrado en Ingeniería Mecánica). Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador.

Rodríguez, J. C. (2003). *Diseño de una Maquina Peletizadora para Laboratorio* (Doctoral dissertation, Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.

Soto, G., y Núñez, M. (2008). *Fabricación de pellets de carbón, utilizando serrín de Pinus radiata (D. Don), como material aglutinante*. Maderas: Ciencia y Tecnología, 10(2), 129-137. Universidad de Talca, Chile.

Tenorio Quispe, R. E. (2014). *Diseño y simulación de una máquina pelletizadora de fertilizantes de cloruro de potasio de 500 KG/H. proyecto der Bayovar - Piura*. Universidad Nacional del Callao, Lima.

Fernández Soria, P. P. (2015). *Transformación y uso sostenible de los residuos maderables y agrícolas en briquetas en Leoncio Prado - Perú*. Universidad Nacional Agraria de la Selva, Huánuco.

CONtexto ganadero (2016). Conozca otros usos que se le pueden dar a la cáscara de arroz. Bogotá, Colombia. CONtexto ganadero, una lectura rural de la realidad colombiana. Recuperado de <http://www.contextoganadero.com/agricultura/conozca-otros-usos-que-se-le-pueden-dar-la-cascara-de-arroz>

De Dios, C. A. (1996). Secado de granos y secadoras. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, Oficina Regional para América Latina y el Caribe.

Camps Michelena, M., & Marcos Martín, F. (2002). Los biocombustibles. Ediciones Mundi-Prensa.

Abubakre, O. K., Garba, A. B., & Tukur, H. (2014). *Diseño y fabricación de la pelletizadora de alimentación modelo*. En *Mecánica Aplicada y Materiales* (Vol. 533, pp. 64-67). Trans Tech Publications. Universidad de Tecnología y Educación de Tianjin, China.

Deprez, K., Haems, P., Riviere, L. V., Van Overbeke, P., y Vangeyte, J. (2012). *Desarrollo de una máquina móvil de granulación de paja*. En *energía, biomasa y residuos biológicos*.

Conferencia Internacional de Ingeniería Agrícola-CIGR-AGEng 2012: Agricultura e Ingeniería para una Vida más Saludable, Valencia, España, 8-12 de julio de 2012. CIGR-EurAgEng.

Flores, D. A., Ramírez, W. A., & Varela, L. B. (2010). *Diseño conceptual de una máquina peletizadora de alimentos para aves de corral*. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín.

Guerra Ludeña, S. R. (2013). *Diseño y simulación de una prensa granuladora de madera automatizada de hasta 200 kg/hr para la empresa reciclajes MYS SA* (Bachelor's thesis, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Carrera de Ingeniería Mecatrónica).

Correas de transmisión, cálculo y diseño (2018). En ingemecánica. Recuperado el 13 de junio del 2018 de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>.

La potencia y el par motor, estudio de la cadena cinemática, estabilidad en los vehículos (2018). En ingemecánica. Recuperado el 19 de junio del 2018 de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>.

Motor eléctrico asincrónico (2016). En roydisa. Recuperado el 19 de junio del 2018 de <https://www.roydisa.es/cuales-los-criterios-mas-utilizados-seleccionar-un-motor-electrico-asincronico/>.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson educación.

Rodamientos (2015). En SKF. Recuperado el 26 de junio de 2018 de <http://www.skf.com/pe/index.html>

Díaz Vélez, C. (2012). *Discusión y conclusiones*. Pearson educación.

Carreño Malla, J. S. (2016). *Diseño y construcción de una máquina peletizadora de alimentos balanceados para ganado vacuno* (Bachelor's thesis).

# **ANEXOS**

## Anexo No 1

Norma Europea EN 14961 (Sustitución actual de la UNE-CEN/TS 14961)

# norma española

UNE-EN 14961-1

Febrero 2011

<b>TÍTULO</b>	<p>Biocombustibles sólidos</p> <p>Especificaciones y clases de combustibles</p> <p>Parte 1: Requisitos generales</p> <p><i>Solid biofuels. Fuel specifications and classes. Part 1: General requirements.</i></p> <p><i>Biocombustibles solidos. Partie 1 : Classes et specifications des combustibles.</i></p>
<b>CORRESPONDENCIA</b>	<p>Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 14961-1:2010.</p>
<b>OBSERVACIONES</b>	<p>Esta norma anula y sustituye a la Norma Experimental UNE-CEN/TS 14961:2007 EX.</p>

## Anexo No 1

### Especificaciones y propiedades de los pellets, CEN/TS 14961 - Continuación

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

Anexo No 2

Norma Europea UNE – EN 16126:2012 (Versión Alemana)

DEUTSCHE NORM		Mai 2012
	<b>DIN EN 16126</b>	<b>DIN</b>
ICS 75.160.10		
<b>Feste Biobrennstoffe – Bestimmung der Partikelgrößenverteilung von Pellet-Ausgangsmaterial; Deutsche Fassung EN 16126:2012</b>		
Solid biofuels – Determination of particle size distribution of disintegrated pellets; German version EN 16126:2012		
Biocombustibles solides – Détermination de la distribution granulométrique des granulés désintégrés; Version allemande EN 16126:2012		
Gesamtumfang 14 Seiten		
Normenausschuss Materialprüfung (NMP) im DIN		

Anexo No 3

Manual *ENplus*, Requisitos de calidad de los pellets

---

Manual *ENplus*, Parte 3 - Requisitos de calidad de los pellets

---

***ENplus***

**Esquema de certificación de calidad  
para pellets de madera**



**Manual *ENplus***

Versión para España

**Parte 3: Requisitos de calidad  
de los pellets**

Versión 3.0, Agosto de 2015



## Anexo No 4

### Código de ética del Colegio de ingenieros del Perú (CIP)



## **CÓDIGO DE ETICA DEL CIP**

**APROBADO EN LA III SESIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS  
DEPARTAMENTALES DEL PERÍODO 1998 - 1999  
EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 ABRIL 1999**

## Anexo No 4

### Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP) - Continuación

## TITULO I

### DE LA RELACIÓN CON LA SOCIEDAD

- Art. 4.-** Los ingenieros reconocerán que la seguridad de la vida, la salud, los bienes y el bienestar de la población y del público en general, así como el desarrollo tecnológico del país dependen de los juicios, decisiones incorporados por ellos o por su consejo, en dispositivos, edificaciones, estructuras, maquinas, productos y procesos. Por ninguna razón pondrán sus conocimientos al servicio de todo aquello que afecta la paz y la salud.
- Art. 5.-** Los ingenieros cuidarán que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando su abuso o dispendio, respetarán y harán respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente.
- Art. 6.-** Los ingenieros ejecutarán todos los actos inherentes a la profesión de acuerdo a las reglas técnicas y científicas procediendo con diligencia; autorizaran planos, documentos o trabajos solo cuando tengan la convicción de que son idóneos y seguros, de acuerdo a las normas de ingeniería.
- Art. 7.-** Los ingenieros que adviertan hechos o condiciones que en su opinión puedan poner en peligro la vida, la salud, la seguridad o la propiedad, deberán llamar la atención de ello directamente o a través del CIP a quienes sean responsables para que cumplan con su deber, advirtiendo a las autoridades competentes.
- Art. 8.-** Si el juicio profesional es negado o contradicho y como consecuencia de ello, a juicio del mismo, resultara en peligro la seguridad, el ingeniero deberá informar a su cliente o empleador de las posibles consecuencias, sin perjuicio de dar aviso a la autoridad competente.
- Art. 9.-** Los ingenieros están obligados a cuidar el territorio de trabajo de la ingeniería peruana de acuerdo al Art. 1.05 del Estatuto del CIP, y fomentar el desarrollo tecnológico del Perú "

#### ESTATUTO DEL CIP

##### Sección Primera: De la Ingeniería.

*Art. 1.05.- La ingeniería es ejercida en el Perú exclusivamente por los ingenieros titulados universitarios, miembros habilitados del Colegio de Ingenieros del Perú. Los ingenieros colegiados están al servicios de la sociedad.*

- Art. 10.-** Son actos contrarios a la ética profesional
- a) Faltar a cualquiera de las normas establecidas en este titulo
  - b) Ejecutar actos reñidos con la buena técnica o incurrir en omisiones culposas, aún cuando fuere en cumplimiento de ordenes de autoridades superiores

Anexo No 5

**Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS)**



[www.uss.edu.pe](http://www.uss.edu.pe)

**CÓDIGO DE ÉTICA DE  
INVESTIGACIÓN DE LA USS**

VERSIÓN 03

**RATIFICADO POR ACUERDO DE CONSEJO UNIVERSITARIO CON RESOLUCIÓN  
RECTORAL N° 0851-2017/USS**

**CHICLAYO - PERÚ**

Verión: 03	Código: VRI-CE	F. Implementación:	Página 1 de 29
Elaborado por: Dirección de Investigación	Revisado por: Planificación y Desarrollo Institucional – Asesoría Legal		Ratificado con Resolución Rectoral N° 0851- 2017/USS

## Anexo No 6

### Estado del arte asociado a máquinas procesadoras de pellets

#### MÁQUINA PELLETIZADORA DE PAJA MÓVIL

La máquina pelletizadora de paja móvil es un proyecto que se diseñó en el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad College KAHO Sint-Lieven en Ghent, Bélgica en el año 2015. Es una máquina multifuncional que trabaja directamente desde el campo, recoge la paja, lo redimensiona y produce pellets midiendo la humedad requerida con los sensores que posee para luego almacenarlo en su propio tanque. Es un vehículo automático que funciona con un motor diésel, el cual se usa también para calentar la biomasa. Capacidad de producción de 1000 kg/h. (Department of mechanical engineering, University College KAHO Sint-Lieven, Ghent, Belgium, 2015)



## MÁQUINA PRODUCTORA DE PELLETS Y BRIQUETAS DE BIOMASA

La máquina productora de pellets y briquetas pertenece a la alta gama de equipos de la empresa Guangdong Ochan New Energy Technology Co., Ltd. en Guangdong, China. Fue creada en el 2014 y se conoce como la máquina “All-in-one” debido a que no solo produce pellets y briquetas a base de biomasa, sino que también es un gasificador de biomasa y productor de BMF (Combustible moldeado de la biomasa) uniforme de alta calidad. (Guangdong Ochan New Energy Technology Co., Ltd, 2014)



## PELLETIZADORA MÓVIL DE BIOMASA INDUSTRIAL

La máquina pelletizadora móvil en base a biomasa industrial tiene origen de diseño y fabricación en Henan, China. Posee una capacidad de producción entre los 300 y 350 kg/h trabajando con una potencia de 30 kW y dimensiones de 147 x 60 x 115 cm. Esta máquina es una excelente opción para el procesamiento de combustible de pellets de madera y piensos, adecuado para familias agricultoras e industrias moliendas ya que trabaja con materia prima como madera, paja, hierba, cascarillas de granos, diferentes tipos de tallos y otros materiales de desechos agrícolas. (Zhengzhou Dingli Nuevas Tecnologías Energéticas Co, Ltd, 2014)



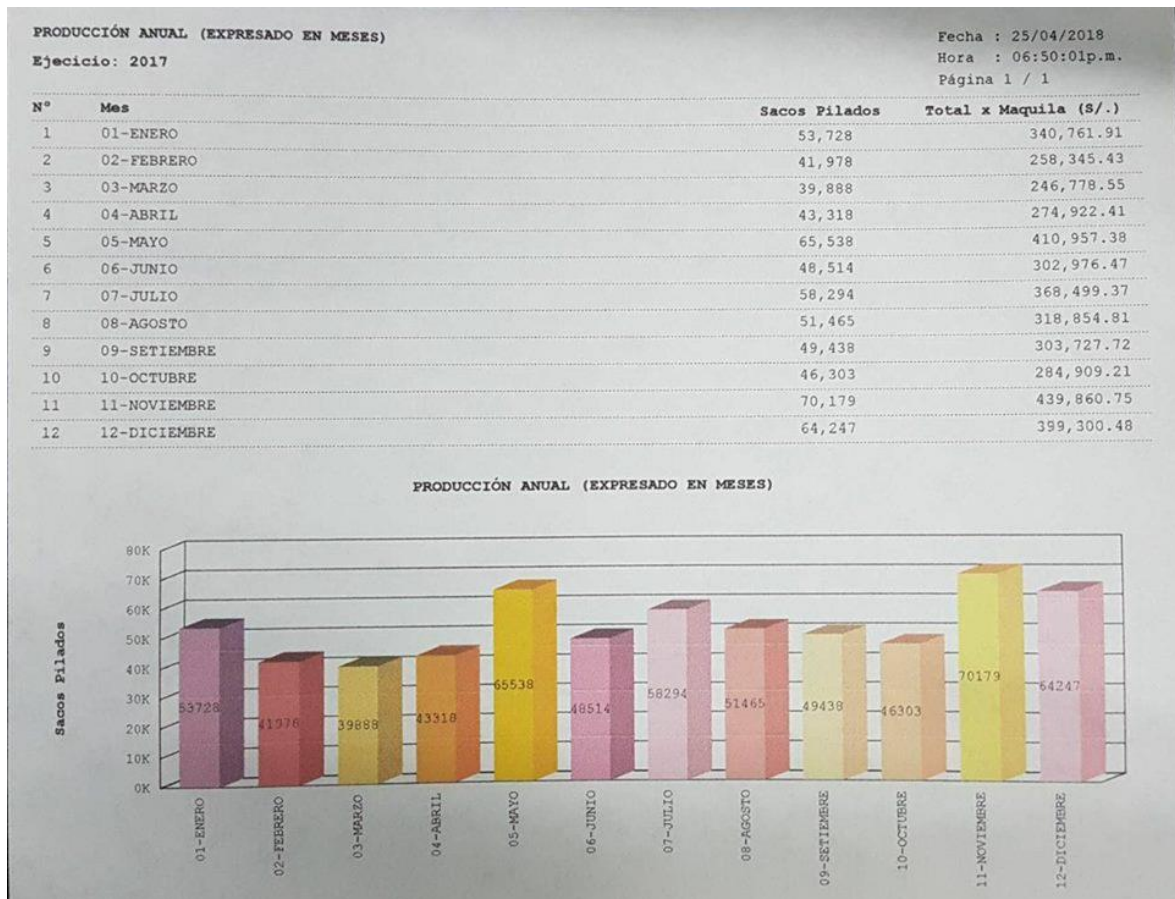
## MÁQUINA DE PELLETS DE MADERA

La máquina de pellets de madera fue patentada en el 2014 por la marca Rotexmaster en Shandong, China. Posee un sistema de lubricación automática, motor siemens, diseño especial, bajo consumo, alta eficiencia, estructura racional que asegura pelletizar hasta residuos domésticos, caucho y cenizas, muy aparte de cualquier tipo de cáscara de diversos granos, cáscaras de frutas, rama, tronco, corteza y más residuos de madera. El trabajo durable, económico y continuo permite tener una capacidad de producción de hasta 30 t/h. (Shandong Rotex Machinery Co., Ltd, 2014)



## Anexo No 7

### Producción mensual de sacos pilados del molino Escaly S.R.L.





## Anexo No 8

### Especificaciones técnicas del horno quemador de biomasa



Señor(es) / Mr(s)  
CMAC PIURA S.A.C  
- PERU

Cotización/ Quotation  
No. 77-206-17

Fecha / Date: 2017-02-06  
Validez de la oferta / Offer validity: 15 días  
Embalaje / Packing: Contenedor  
Origen / Origin: Colombia  
Despacho / Delivery: Barranquilla o Cartagena  
Términos de pago / Payment terms: 50% anticipo y 50% del saldo contra aviso de despacho en fabrica

Entregas / Delivery time: 10 semanas en fabrica  
Fletes / Freight: Incluidos  
Seguros / Insurance: Incluido  
Moneda / Currency: Usd dólar  
Destino / Final destination: Callao - Perú

Item Item	Cant. Qty.	Descripción Description	Valor Unit. Unit. price	Valor Total Total price

\*Escaleras con guarda cuerpo, plataformas y puertas para acceso y mantenimiento de la torre.

\*Motor eléctrico y motorreductor con variador electrónico para el control del flujo de descarga del grano.

Especificaciones de acabado: 100% galvanizado.

4	1	<p><b>HORNO QUEMADOR DE BIOMASA</b></p> <p><b>MODELO / MODEL: TEO IV - 1000</b></p> <p>CAPACIDAD promedio de generación de calor de 1.000 kW (3.400.000 btu/h).</p> <p>POTENCIA REQUERIDA: 2 x 1.5KW (2.0 HP) - 3600 RPM y moto reductores de 2 x 0.375 KW (0.5 HP) - 30 RPM; protección IP 55; corriente 220/440V-60Hz-3F</p> <p>Consumo de cascarilla: 100 - 200 kg/h</p> <p>Dimensiones Generales: 2.0 x 2.0 x 7.5 (A x L x H) m</p> <p><b>BENEFICIOS Y CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUIPO:</b></p> <p>Alta eficiencia en la combustión: debido al doble sistema ciclónico, se crea un "vórtice" de aire y cascarilla que permite la combustión completa de la cascarilla sin presencia de humo; el aire limpio y caliente resultante es amigable con el medio ambiente.</p> <p>La espiral de aire induce a la cascarilla quemada a caer al fondo hacia un sistema especial de enfriamiento (descargador de cenizas).</p> <p>Alimentador de cascarilla auto controlado que incluye variador de velocidad y con panel de control que asegura una regulación continua del aire caliente. Se logra levantar la temperatura del aire de secado desde 30 a 150°C después de 45 min. de encendido en equipo.</p> <p>** Las líneas de alimentación de corriente a los paneles de control deben ser del "tipo regulada" igual a la conexión de equipos electrónicos.</p> <p>Su diseño compacto le permite ser instalado en un área pequeña. Este equipo bien ser acoplado a múltiples tipos de secadoras de granos y además esta diseñado para operar las 24 horas del día.</p>		
---	---	---	--	--

## Anexo No 9

### Esfuerzo de fluencia promedio de deformación de distintos materiales

Material	Módulo de Young $E$ [GPa]	Tensión de Fluencia $\sigma_F$ [Mpa]	Módulo de Corte $G$ [Gpa]	Módulo de Volumen $K$ [Gpa]	$\alpha \times 10^6$ Coef. Exp. [1/°C]	$\mu$ Coef. Poiss.
Hierro Colado	100		40	90		
Hierro	150-170	180	60	120	11.7	
Acero Inox.	195	550			17.3	0.24 0.28
Acero	200		80	140		0.25 0.30
Latón	100		35	80		0.32 0.42
Aluminio	70		25	70	21.0	0.32 0.36
Cobre	110-120	300	38	120	16.5	0.33
Níquel	204	460			13.3	
Bronce	90					
Plata	82.7					0.37
Concreto	20 (compresión)	5- 35 (compresión)			11.7	0.1 0.15
Vidrio	48-78					0.2 0.3
Mármol	50			70		0.10 0.15
Granito	52	5-145 (tracc-comp)				
Madera, pino	1 a 10	40 – 80				
Madera, roble	11	117-59 (tracc-comp)				
Nylon	5	40-100				0.35
Hueso de extremidades	15	160-170 (tracc-comp)				

## Anexo No 10

### Coefficiente de rozamiento de algunas sustancias

<b>Materiales en contacto</b>	<b>Fricción estática</b>	<b>Fricción cinética</b>
Articulaciones humanas	0,22	0,003
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Vidrio // Cuero	0,3	0,25
Vidrio // Madera	0,53	0,4
Madera // Cuero	0,5	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Madera // Madera	0,7	0,4
Acero // Madera	0,6	0,3
Acero // Acero	0,15	0,1
Acero // Vidrio	0,15	0,2
Acero // Hielo	0,03	0,02
Acero // Latón	0,5	0,4
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Caucho // Cemento (seco)	1,0	0,8
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Cobre // Hierro (fundido)	1,1	0,3
Esquí (encerado) // Nieve (0°C)	0,1	0,05

## Anexo No 11

### Aceros de las cuchillas de corte

<b>Tabla guía de selección de materiales</b>			
<b>Aplicación</b>	<b>Solicitud (dinámica)</b>	<b>Aceros marca BÖHLER</b>	<b>Dureza HRC</b>
Cuchillas para cepillar listones	NORMAL	K105	58 - 60
	ALTA	K110 S600	58 - 60 62 - 64
Cuchillas cepilladoras regruesadoras	Favor consultarnos		
Cuchillas para cortar chapas de madera	NORMAL	K460 K720	K460 K720
Cizalladoras y cuchillas descortezadoras para chapas de madera	Favor consultarnos		
Cuchillas de presión	Favor consultarnos		
Cizalladoras para fabricación de cerillas	Favor consultarnos		
Puntas marcadoras	ALTA	S600	62 - 64
Cuchillas para cortar virutas	NORMAL	K455	56 - 58
	ALTA	K105	58 - 60
	MUY ALTA	K110 S600	58 - 60 60 - 63
Cuchillas cepilladoras para lana de madera	NORMAL	K105	58 - 60
	ALTA	K110 S600	58 - 60 60 - 63
Puntas marcadoras para la fabricación de chapas madera, planchas, viruta y lana de madera	NORMAL	K105	57 - 59
	ALTA	K110 S600	57 - 59 62 - 64
Cuchillas descortezadoras		K455	55 - 58
		K460	55 - 58
		K720	55 - 58

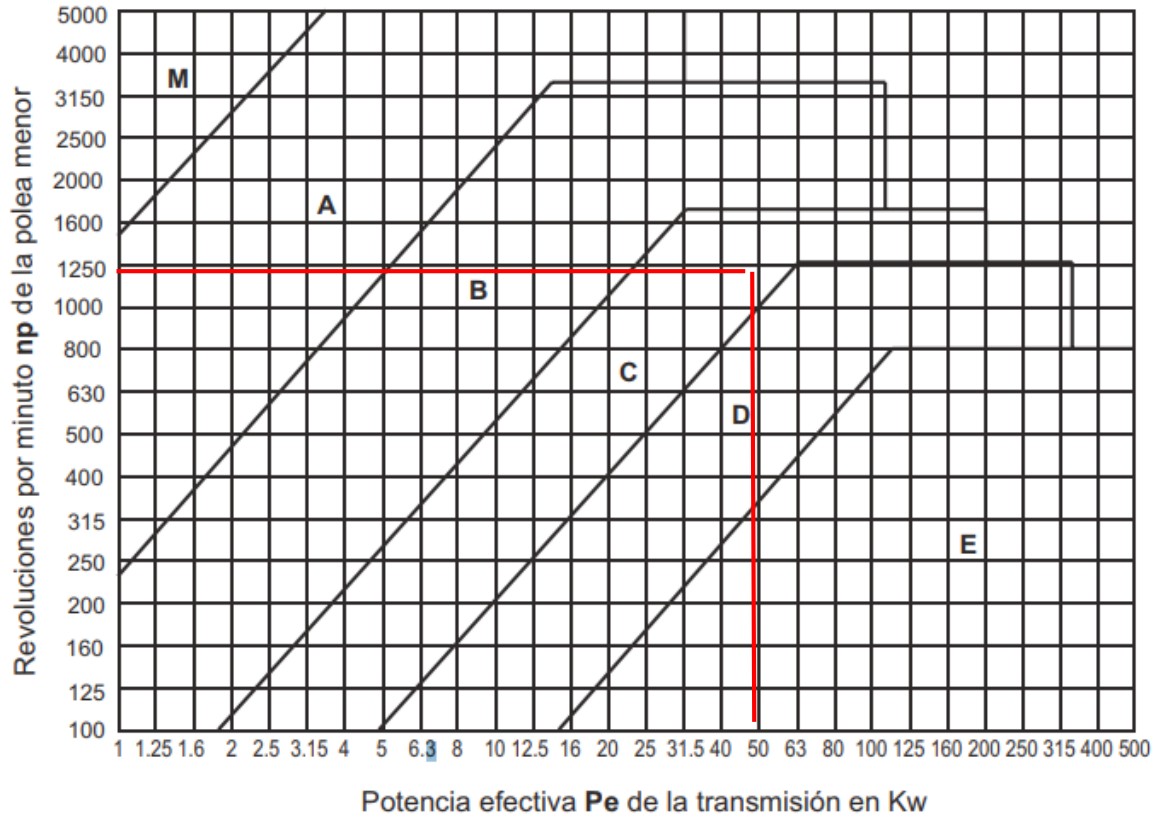
## Anexo No 12

### Factor de corrección de servicio, K

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <b>Normal</b>			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <b>Elevado</b>		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

### Anexo No 13

#### Selección de la sección de correa trapezoidal, perfil



### Anexo No 14

#### Selección del diámetro mínimo recomendado para poleas montadas en motores

Potencia del Motor Electrico															
[rpm]	1/2	3/4	1	1.5	2	3	5	7.5	10	15	20	25	30	40	50
870	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.4	5.2	6.0	6.8	6.8	8.2	8.4
1160	-	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.4	5.2	6.0	6.8	6.8	8.2
1750	-	-	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.4	4.4	5.2	6.0	6.8
3500	-	-	-	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.4	-	-	-

Anexo No 15

Diámetros de poleas válidos para cada sección de correa según la norma BS 3790

Tabla 8. Diámetros mínimos de poleas

Diámetro polea (mm)	Z	A	B	C	D	E
60	V					
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	V				
80	R	V				
90	V	R				
95		V				
100	R	R				
106		V				
112	V	R	V			
118		V	V			
125	R	R	V			
132		V	V			
140	V	R	R			
150	V	V	V			
160	R	R	R			
170			V			
180	V	R	R	V		
200	R	R	R	R		
212				V		
224	V	V	V	R		
236				V		
250	V	R	R	R		
265				V		
280		V	V	R		
300		V	V	V		
315		R	R	R		
355		V	V	V	R	
375			V	V	V	
400		R	R	R	R	
425					V	
450		V	V	V	R	
475					V	
500		R	R	R	R	R
530						V
560		V	V	V	V	R
600			V	V	V	V
630		R	R	R	R	R
670						V
710		V	V	V	V	R
750			V	V	V	
800			R	R	R	R
900			V	V	V	V
1000			R	R	R	R
1060					V	
1120				V	V	V
1250				R	R	R
1400				V	V	V
1500					V	V
1600				R	R	R
1800					V	V
1900						V
2000					R	R
2240						V
2500						R

## Anexo No 16

### Longitud primitiva nominal de correas

Desplazamiento mínimo (s) para el montaje de la correa (mm)							
Distancia entre centros <i>E</i> (mm)	Z	A	B	C	D	E	Desplazamiento mínimo ( <i>t</i> ) del tensor (mm)
500 - 1000	15	19	25	-	-	-	25
1001-1500	15	19	25	38	-	-	38
1501-2500	19	19	32	38	-	-	51
2501-3000	-	25	32	38	-	-	63
3001-4000	-	25	38	38	51	-	75
4001-5000	-	-	-	51	51	63	90
5001-6000	-	-	-	51	51	63	101
6001-7000	-	-	-	51	63	63	113
7001-8500	-	-	-	51	63	76	127
8501-10500	-	-	-	51	63	76	152
> 10501	-	-	-	-	76	90	1,5-1%



## Anexo No 17

### Longitud primitiva nominal de correas

Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
111	-	2859	2869	2888	2902	-
112	-	2878	2888	2907	2928	-
113	-	2903	2914	2933	2954	-
114	-	2929	2943	2959	2981	-
115	-	2954	2964	2983	3007	-
116	-	2979	2993	3012	3033	-
117	-	3005	3019	3038	3059	-
118	-	3033	3043	3062	3076	-
119	-	3059	3069	3088	3102	-
120	-	3081	3091	3110	3124	-
121	-	3107	3117	3136	3150	-
122	-	3132	3142	3162	3176	-
123	-	3158	3168	3188	3202	-
124	-	3183	3193	3212	3226	-
125	-	3209	3218	3238	3252	-
126	-	3234	3245	3264	3278	-
127	-	3260	3270	3290	3304	-
128	-	3283	3293	3312	3327	-
129	-	3309	3320	3338	3353	-
130	-	3335	3345	3364	3379	-
131	-	3361	3370	3390	3405	-
132	-	3383	3393	3412	3431	-
133	-	3409	3421	3438	3457	-
134	-	3437	3450	3466	3483	-
135	-	3463	3472	3492	3509	-
136	-	3487	3493	3518	3530	-
137	-	3513	3519	3544	3551	-
138	-	3538	3548	3570	3577	-
139	-	3564	3570	3596	3603	-
140	-	3583	3593	3612	3626	-
141	-	3609	3619	3638	3652	-
142	-	3634	3644	3669	3678	-
143	-	3660	3670	3695	3704	-
144	-	3691	3701	3720	3734	-
145	-	3717	3727	3746	3760	-
146	-	3742	3751	3772	3786	-
147	-	3770	3780	3795	3812	-
148	-	3783	3793	3812	3838	-
149	-	3809	3819	3838	3864	-
150	-	3834	3853	3872	3890	-
151	-	3860	3893	3898	3916	-
152	-	3885	3904	3924	3941	-
153	-	3911	3930	3964	3967	-
154	-	3936	3955	3990	3990	-
155	-	3970	3981	4016	4016	-
156	-	3996	4007	4042	4042	-
157	-	4012	4030	4058	4068	-
158	-	4033	4043	4062	4089	-
159	-	4059	4069	4088	4115	-
160	-	4084	4107	4126	4141	-
161	-	4110	4130	4152	4167	-
162	-	4148	4158	4177	4191	-
163	-	4174	4185	4203	4217	-
164	-	4199	4211	4229	4243	-
165	-	4225	4243	4255	4269	-
166	-	4250	4269	4278	4294	-
167	-	4283	4293	4304	4320	-
168	-	4309	4310	4329	4346	-
169	-	4334	4336	4355	4372	-
170	-	4360	4373	4381	4386	-
171	-	4388	4387	4406	4412	-
172	-	4411	4413	4432	4438	-
173	-	4427	4437	4456	4470	-
174	-	4453	4464	4482	4496	-
175	-	4478	4493	4508	4522	-
176	-	4504	4519	4533	4548	-
177	-	4533	4543	4562	4576	-
178	-	4559	4569	4588	4602	-
179	-	4584	4594	4614	4628	-
180	-	4605	4615	4634	4648	4677

## Anexo No 18

Tabla del Factor de corrección por longitud del largo de la polea (Fcl)

Longitud correa	Sección de la correa					
	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99

## Anexo No 19

Tabla del Factor de corrección del arco de contacto (Fca)

Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

## Anexo No 20

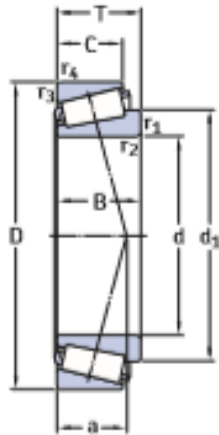
### Resistencia de aceros para diseño de ejes de transmisión

Nomenclatura		F <sub>y</sub> (3)		F <sub>u</sub> (4)	
NMX (1)	ASTM (2)	MPa	kg/cm <sup>2</sup>	MPa	kg/cm <sup>2</sup>
B-254	A36	250	2 530	400 a 550	4 080 a 5 620
B-99	A529	290	2 950	414 a 585	4 220 a 5 975
B-282	A242	290	2 950	435	4 430
		320	3 235	460	4 710
		345	3 515	485	4 920
B-284	A572	290	2 950	414	4 220
		345	3 515	450	4 570
		414	4 220	515	5 270
		450	4 570	550	5 620
	A992	345	3 515	450 a 620	4 570 a 6 330
B-177	A53	240	2 460	414	4 220
B-199	A500 (5)	320	3 235	430	4 360
B-200	A501	250	2 530	400	4 080
	A588	345 (6)	3 515 (6)	483 (6)	4 920 (6)
	A913	345 a 483 (7)	3 515 a 4 920 (7)	448 a 620 (7)	4 570 a 6 330 (7)

## Anexo No 21

### Catálogo de rodamientos de rodillos cónicos de la marca SKF

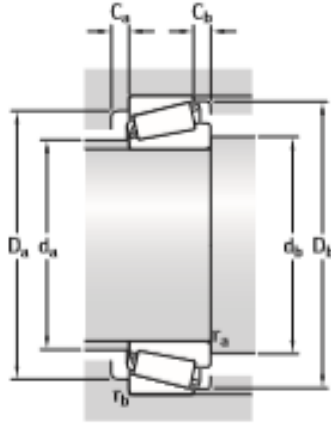
#### 1.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos d 46 – 55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–	–
mm			kN	kN	kN	r. p. m.			–	–
46	75	18	50,1	71	7,65	6 300	9 500	0,3	LM 503349/310/QCL7C	(LM 503300)
50	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/Q	3CC
	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/QCL7CVB026	3CC
	80	24	69,3	102	11,4	6 000	8 000	0,45	33010/Q	2CE
	82	21,5	72,1	100	11	6 000	8 500	0,43	JLM 104948 AA/910 AA/Q	2CE
	85	26	85,8	122	13,4	5 600	7 500	0,58	33110/Q	3CE
	90	21,75	76,5	91,5	10,4	5 600	7 500	0,54	30210 J2/Q	3DB
	90	24,75	82,5	100	11,4	5 600	7 500	0,62	32210 J2/Q	3DC
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110 A/Q	(M 205100)
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110/Q	2DD
	90	32	114	160	18,3	5 000	7 000	0,86	33210/Q	3DE
	100	36	154	200	22,4	5 000	7 500	1,3	T2ED 050/Q	2ED
	105	32	108	137	16	4 300	6 300	1,25	T7FC 050/QCL7C	7FC
	110	29,25	143	140	16,6	5 300	6 300	1,25	30310 J2/Q	2FB
	110	29,25	122	120	14,3	4 500	6 000	1,2	31310 J2/QCL7C	7FB
	110	42,25	183	216	24,5	4 500	6 000	1,95	32310 BJ2/QCL7C	5FD
	110	42,25	172	212	24	4 300	6 300	1,85	32310 J2/Q	2FD
55	90	23	80,9	116	12,9	5 300	7 000	0,56	32011 X/Q	3CC
	90	27	104	137	15,3	5 600	7 000	0,66	33011/Q	2CE
	95	30	110	156	17,6	5 000	6 700	0,85	33111/Q	3CE
	100	22,75	104	106	12	5 300	6 700	0,7	30211 J2/Q	3DB
	100	26,75	106	129	15	5 000	6 700	0,84	32211 J2/Q	3DC
	100	35	138	190	21,6	4 500	6 300	1,15	33211/Q	3DE
	110	39	179	232	26	4 500	6 700	1,7	T2ED 055/QCLN	2FD
	115	34	125	163	19,3	4 000	5 600	1,6	T7FC 055/QCL7C	7FC
	120	31,5	166	163	19,3	4 800	5 600	1,55	30311 J2/Q	2FB
	120	31,5	121	137	16,6	3 800	5 600	1,55	31311 J2/QCL7C	7FB
	120	45,5	216	260	30	4 300	5 600	2,5	32311 BJ2/QCL7C	5FD
	120	45,5	198	250	28,5	4 000	5 600	2,35	32311 J2	2FD

Anexo No 21

Catálogo de rodamientos de rodillos cónicos de la marca SKF – continuación

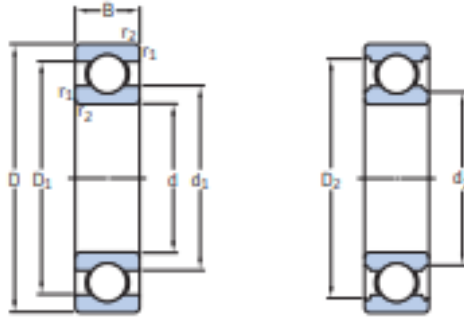


Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> máx.	d <sub>b</sub> min.	D <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	D <sub>b</sub> min.	C <sub>a</sub> min.	C <sub>b</sub> min.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm							mm								-			
<b>46</b>	61	18	14	2,3	1,6	16	53	55	67	67,5	71	2	4	2,3	1,5	0,4	1,5	0,8
<b>50</b>	65,9	20	15,5	1	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8
	65,9	20	15,5	3	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8
	65,3	24	19	1	1	17	56	56	72	74	76	4	5	1	1	0,31	1,9	1,1
	65,1	21,5	17	3,6	1,2	16	57	62	74	76	78	4	4,5	3,4	1,2	0,3	2	1,1
	68	26	20	1,5	1,5	20	56	57	74	78	82	4	6	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	68	20	17	1,5	1,5	19	58	57	79	83	85	3	4,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8
	68,6	23	19	1,5	1,5	21	58	57	78	83	85	3	5,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	85	85	5	5	2,5	0,8	0,33	1,8	1
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	78	85	5	5	2,5	2,5	0,33	1,8	1
	70,8	32	24,5	1,5	1,5	23	57	57	77	83	87	5	7,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,5	35	30	2,5	2,5	25	59	60	84	88	94	6	6	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9
	81,3	29	22	3	3	36	60	62	78	91	100	4	10	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	77,2	27	23	2,5	2	23	65	60	95	100	102	4	6	2,5	2	0,35	1,7	0,9
	81,5	27	19	2,5	2	34	62	60	87	100	104	4	10	2,5	2	0,83	0,72	0,4
	83,1	40	33	2,5	2	34	60	60	83	100	103	5	9	2,5	2	0,54	1,1	0,6
	77,8	40	33	2,5	2	27	62	60	90	100	102	5	9	2,5	2	0,35	1,7	0,9
<b>55</b>	73,3	23	17,5	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	4	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,1	27	21	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	5	6	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1
	75,1	30	23	1,5	1,5	22	62	62	83	88	91	5	7	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	74,7	21	18	2	1,5	20	64	64	88	91	94	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	75,3	25	21	2	1,5	22	63	64	87	91	95	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	78,1	35	27	2	1,5	25	62	64	85	91	96	6	8	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	80,9	39	32	2,5	2,5	27	66	65	93	99	104	7	7	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9
	89,5	31	23,5	3	3	39	66	67	86	103	109	4	10,5	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	84	29	25	2,5	2	24	71	65	104	110	111	4	6,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9
	88,4	29	21	2,5	2	37	68	65	94	110	113	4	10,5	2,5	2	0,83	0,72	0,4
	90,5	43	35	2,5	2	36	65	65	91	110	112	5	10,5	2,5	2	0,54	1,1	0,6
	84,6	43	35	2,5	2	29	68	65	99	110	111	5	10,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9

## Anexo No 22

### Catálogo de rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable de la marca SKF

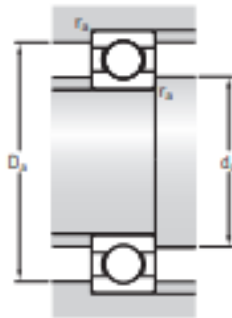
#### 1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable d 25 – 50 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Mesa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>L</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-
25	32	4	0,715	0,465	0,02	43 000	26 000	6,5	W 61705
	37	7	3,9	2,55	0,108	38 000	24 000	20	W 61805
	37	10	3,9	2,55	0,108	38 000	24 000	28,5	W 63805
	42	9	6,05	4,5	0,193	34 000	22 000	39,5	W 61905
	47	12	10,1	5,85	0,25	32 000	20 000	73	W 6005
	52	15	13,8	7,8	0,335	30 000	19 000	125	W 6205
	62	17	20,8	11,2	0,48	26 000	17 000	228	W 6305
30	37	4	0,65	0,53	0,022	36 000	22 000	7,6	W 61706
	42	7	3,58	2,9	0,125	34 000	20 000	23	W 61806
	42	10	3,58	2,9	0,125	34 000	20 000	35	W 63806
	47	9	6,24	5	0,212	30 000	19 000	44,5	W 61906
	55	13	13,3	8,3	0,355	28 000	17 000	108	W 6006
	62	16	19	11,4	0,48	26 000	16 000	188	W 6206
	72	19	22,9	15	0,64	22 000	14 000	340	W 6306
35	44	5	1,06	0,915	0,039	30 000	19 000	14	W 61707
	47	7	3,71	3,35	0,14	30 000	18 000	27	W 61807
	55	10	9,36	7,65	0,325	26 000	16 000	70	W 61907
	62	14	13,8	10,2	0,44	24 000	15 000	141	W 6007
	72	17	22,1	15,3	0,655	22 000	14 000	268	W 6207
	80	21	28,6	19	0,815	20 000	13 000	447	W 6307
40	50	6	1,43	1,27	0,054	26 000	16 000	21,5	W 61708
	52	7	4,49	3,75	0,18	26 000	16 000	29,5	W 61808
	62	12	11,9	9,8	0,425	24 000	14 000	105	W 61908
	68	15	14,6	11,4	0,49	22 000	14 000	177	W 6008
	80	18	25,1	17,6	0,75	20 000	12 000	345	W 6208
45	55	6	1,46	1,37	0,06	24 000	15 000	23,5	W 61709
	58	7	5,72	5	0,212	24 000	14 000	34,5	W 61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	118	W 61909
	75	16	18,2	15	0,64	20 000	12 000	229	W 6009
	85	19	28,1	20,4	0,865	18 000	11 000	377	W 6209
50	62	6	1,53	1,53	0,067	22 000	13 000	35	W 61710
	65	7	5,07	5,5	0,236	20 000	13 000	48	W 61810
	72	12	12,5	11,6	0,5	19 000	12 000	132	W 61910
	80	16	19	16,6	0,71	18 000	11 000	246	W 6010
	90	20	30,2	23,2	0,98	17 000	10 000	428	W 6210

## Anexo No 22

### Catálogo de rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable de la marca SKF - continuación



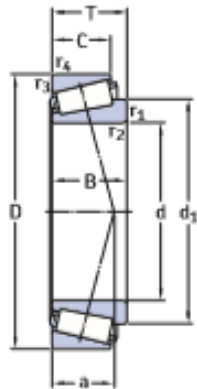
Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo		
d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>1</sub> min.	D <sub>1</sub> máx.	r <sub>1</sub> máx.	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>	
mm						mm			-		
25	27,3	=	29,7	30,3	0,2	26,5	31	0,2	0,015	8,8	
	28,2	=	33,2	34,2	0,3	27	35	0,3	0,02	14	
	28,2	=	33,2	34,2	0,3	27	35	0,3	0,02	14	
	30,9	=	37,5	39,5	0,3	27	40,5	0,3	0,025	15	
	31,7	=	40,3	42,8	0,6	29	44,5	0,6	0,03	15	
	34	=	44,2	45,8	1	30	47	1	0,03	14	
	38,1	=	51	53,3	1,1	31,5	55,5	1	0,035	13	
	30	32,4	=	34,7	35,7	0,2	31,5	36	0,2	0,015	8,9
33,1		=	38,2	39,2	0,3	32	40	0,3	0,02	14	
33,1		=	38,2	39,2	0,3	32	40	0,3	0,02	14	
35,1		=	42	44,1	0,3	32	45	0,3	0,025	16	
38		=	47,3	50	1	35	50,5	1	0,03	15	
40,7		=	52,9	55,2	1	35	57	1	0,03	14	
44,9		=	59,3	62,4	1,1	36,5	65,5	1	0,035	13	
35		38	=	41,1	42,2	0,3	37	42,5	0,3	0,015	8,9
	38,2	=	42,8	43,7	0,3	37	45	0,3	0,02	14	
	42,2	=	50,1	52,2	0,6	39	52,5	0,6	0,025	16	
	44	=	54,3	57,1	1	40	57,5	1	0,03	15	
	47,6	=	61,6	64,9	1,1	41,5	65,5	1	0,03	14	
	=	46,7	66,7	71,6	1,5	43	73,5	1,5	0,035	13	
	40	43,3	=	46,8	47,9	0,3	42	48,5	0,3	0,015	9
		43,2	=	48,1	49	0,3	42	50	0,3	0,02	15
46,9		=	55,6	57,6	0,6	44	59,5	0,6	0,025	16	
49,2		=	59,6	62,5	1	45	63,5	1	0,03	15	
=		50,1	67,2	70,8	1,1	46,5	73,5	1	0,03	14	
45		48,3	=	51,8	53,2	0,3	47	53,5	0,3	0,015	9,1
	48,2	=	54	54,9	0,3	47	56	0,3	0,02	15	
	52,4	=	61,2	63,2	0,6	49	64	0,6	0,025	16	
	54,5	=	65,8	69	1	50	70	1	0,03	15	
	=	53,5	72,9	76,4	1,1	51,5	78,5	1	0,03	14	
50	54,3	=	57,8	59,2	0,3	52	60	0,3	0,015	9,2	
	54,6	=	60,3	61,6	0,3	52	63	0,3	0,02	15	
	56,8	=	65,6	67,9	0,6	54	68,5	0,6	0,025	16	
	60	=	71	74,6	1	55	75,5	1	0,03	16	
	=	60	78,1	82,2	1,1	56,5	83,5	1	0,03	14	



## Anexo No 23

### Catálogo de rodamientos de una hilera rodillos cónicos de la marca SKF

#### 7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos d 35 – 45 mm

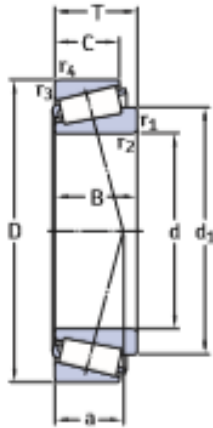


Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)		
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d D T	kN	kN	kN	r. p. m.	r. p. m.	kg	–	–		
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC	
72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB	
72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC	
72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE	
80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB	
80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB	
80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE	
80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE	
37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC	
68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC	
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE	
80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB	
80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC	
80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE	
85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QV8134	2EE	
90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	31308 J2/QCL7C	7FB	
90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	

## Anexo No 23

### Catálogo de rodamientos de una hilera rodillos cónicos de la marca SKF - continuación

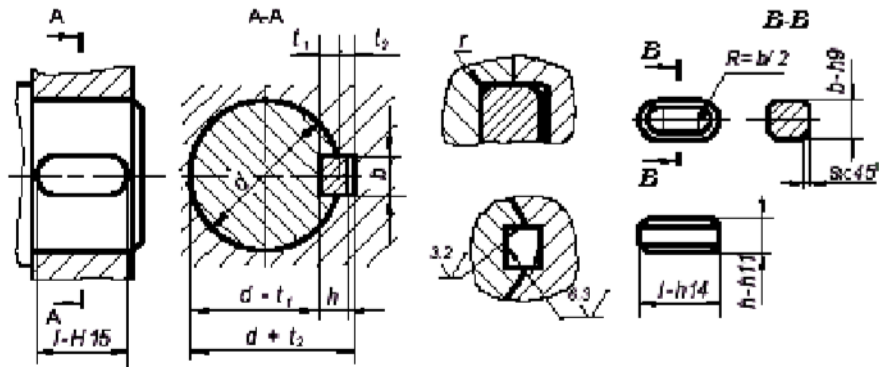
#### 7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos d 35 – 45 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg		
mm			kN		kN	r. p. m.			–	–
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB	
	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB	
	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE	
	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE	
37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE
85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QV8134	2EE	
90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB	
90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	

## Anexo No 24

Medidas métricas de las chavetas según el diámetro del eje, norma UNE 17102



Diámetro del árbol $d$ , mm	Medida nominal de la chaveta, mm		Medida nominal del chavetero, mm				
	$b \times h$	Chafilán S		Profundidad		Radio $r$	
		máx	mín	En el árbol $t_1$	En el cubo $t_2$	máx	mín
6 a 8	2 x 2			1.2	1.0		
8 a 10	3 x 3	0.25	0.16	1.8	1.4	0.16	0.08
10 a 12	4 x 4			2.5	1.8		
12 a 17	5 x 5			3.0	2.3		
17 a 22	6 x 6	0.40	0.25	3.5	2.8	0.25	0.16
22 a 30	7 x 7			4.0	3.3		
22 a 30	8 x 7			4.0	3.3		
30 a 38	10 x 8			5.0	3.3		
38 a 44	12 x 8			5.0	3.3		
44 a 50	14 x 9	0.60	0.40	5.5	3.8	0.40	0.25
50 a 58	16 x 10			6.0	4.3		
58 a 65	18 x 11			7.0	4.4		
65 a 75	20 x 12			7.5	4.9		
75 a 85	22 x 14	0.80	0.60	9.0	5.4	0.60	0.40
85 a 95	25 x 14			9.0	5.4		
95 a 110	28 x 16			10.0	6.4		
110 a 130	32 x 18			11.0	7.4		
130 a 150	36 x 20	1.2	1.00	12.0	8.4	1.0	0.7
150 a 170	40 x 22			13.0	9.4		
170 a 200	45 x 25			15.0	10.4		
200 a 230	50 x 28			17.0	11.4		

## Anexo No 25

### Catálogo de motores trifásicos de 60 Hz, 6 polos de la marca W22

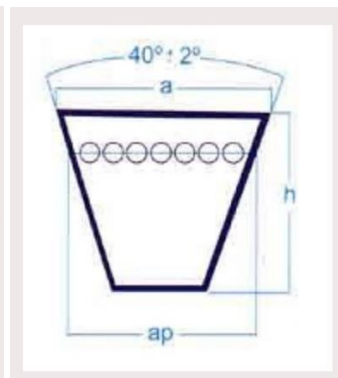
#### W22 - IE3 Premium Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I <sub>L</sub> /I <sub>n</sub>	Par con rotor trabado T <sub>L</sub> /T <sub>n</sub>	Par máximo T <sub>b</sub> /T <sub>n</sub>	Momento de inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	380 V						Corriente nominal I <sub>n</sub> (A)				
kW	HP							RPM	% de la potencia nominal			Caliente	Frio	Rendimiento			Factor de potencia					
									50					75	100	50	75		100			
VI Polos																						
0,12	0,16	63	0,103	3,6	2,2	2,3	0,0007	56	123	8,2	47	1130	46,0	52,0	64,0	0,36	0,45	0,54	0,528			
0,37	0,5	80	0,320	4,3	2	2,2	0,0025	27	59	12,5	47	1125	62,0	67,0	75,3	0,51	0,65	0,75	0,995			
0,55	0,75	90S	0,462	6,4	2,7	3,1	0,0055	35	77	19,0	49	1160	78,0	81,5	81,7	0,45	0,58	0,67	1,53			
0,75	1	L90S	0,638	5,9	2,6	3,1	0,0066	29	64	23,0	49	1145	78,5	81,5	82,5	0,48	0,59	0,68	2,03			
1,1	1,5	L100L	0,920	6,6	2,4	3	0,0176	61	134	38,0	48	1165	82,5	85,5	87,5	0,46	0,59	0,68	2,81			
1,5	2	L112M	1,25	7,3	2,7	3,2	0,0257	48	106	42,0	52	1165	85,4	87,7	88,5	0,47	0,60	0,68	3,79			
2,2	3	L112M	1,84	7,4	3,1	3,6	0,0293	33	73	47,0	52	1165	86,2	88,5	89,5	0,47	0,60	0,68	5,49			
3	4	L132S	2,50	7,2	2,2	2,8	0,0530	53	117	62,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,52	0,64	0,72	7,07			
3,7	5	L132S	3,08	7,5	2,4	3	0,0568	41	90	63,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,50	0,63	0,71	8,85			
4,5	6	L132M	3,75	7,4	2,3	2,9	0,0643	39	86	75,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,51	0,64	0,72	10,6			
5,5	7,5	L132M	4,60	6,6	2	2,8	0,0679	35	77	80,0	55	1165	88,4	89,5	89,5	0,52	0,65	0,73	12,7			
7,5	10	L132M/L	6,30	6,0	2,2	2,4	0,0757	21	46	90,0	55	1160	88,0	89,5	89,5	0,58	0,70	0,77	16,6			
9,2	12,5	L160M	7,66	6,3	2,5	3	0,1489	17	37	122	59	1170	90,0	90,8	91,0	0,63	0,75	0,81	19,0			
15	20	L180M	12,4	8,0	2,4	3	0,2560	9	20	174	59	1175	91,5	92,0	92,2	0,68	0,79	0,85	29,1			
18,5	25	L180L	15,3	8,5	2,5	3,3	0,3233	8	18	193	59	1175	92,5	93,0	93,1	0,68	0,79	0,85	35,5			
22	30	L200L	18,2	6,5	2,3	2,8	0,4204	19	42	232	62	1180	93,0	93,6	93,6	0,63	0,75	0,81	44,1			
30	40	L200L	24,8	6,7	2,4	2,8	0,4905	15	33	251	62	1180	93,0	93,6	94,1	0,61	0,73	0,79	61,4			
37	50	L225S/M	30,4	7,4	2,4	2,7	0,8876	13	29	398	66	1185	93,5	94,1	94,2	0,70	0,80	0,85	70,2			
45	60	L250S/M	37,0	7,6	2,5	2,7	1,20	12	26	463	68	1185	94,0	94,5	94,5	0,70	0,80	0,84	86,1			
55	75	L250S/M	45,2	7,6	2,6	2,7	1,38	11	24	491	68	1185	94,1	94,5	94,7	0,70	0,80	0,85	104			
75	100	L280S/M	61,6	6,0	2	2,3	2,91	23	51	699	69	1185	94,7	95,0	95,0	0,70	0,80	0,83	145			
90	125	L280S/M	74,0	6,0	2	2,3	3,35	16	35	678	69	1185	94,8	95,0	95,3	0,70	0,80	0,83	173			
110	150	L315S/M	90,0	6,6	2,2	2,4	5,99	28	62	1028	70	1190	94,9	95,6	95,8	0,69	0,79	0,83	211			
132	180	L315S/M	108	7,0	2,4	2,4	6,54	22	48	1072	70	1190	95,0	95,7	95,8	0,69	0,79	0,83	252			
150	200	L315S/M	123	6,5	2,1	2,2	7,05	24	53	1112	70	1190	95,2	95,8	95,9	0,70	0,80	0,83	286			
160	220	L315L	130	7,4	2,7	2,9	10,5	40	88	1448	71	1195	95,4	95,8	95,8	0,64	0,76	0,81	314			
185	250	L355M/L	151	6,0	2	2	9,26	36	79	1528	77	1190	95,3	96,0	96,0	0,69	0,78	0,82	357			
200	270	L355M/L	164	6,5	2,2	2,2	9,98	34	75	1594	77	1190	95,3	96,0	96,0	0,68	0,78	0,82	386			
220	300	L355M/L	179	6,5	1,9	2,1	10,7	30	66	1642	77	1195	95,6	96,1	96,1	0,69	0,79	0,82	424			
260	350	L355M/L	212	6,8	2	2,1	13,0	30	66	1824	77	1195	95,8	96,2	96,2	0,69	0,78	0,82	500			
300	400	L355M/L	245	7,0	2,4	2,3	15,1	26	57	1982	77	1195	95,7	96,2	96,4	0,66	0,77	0,80	591			

## Anexo No 26

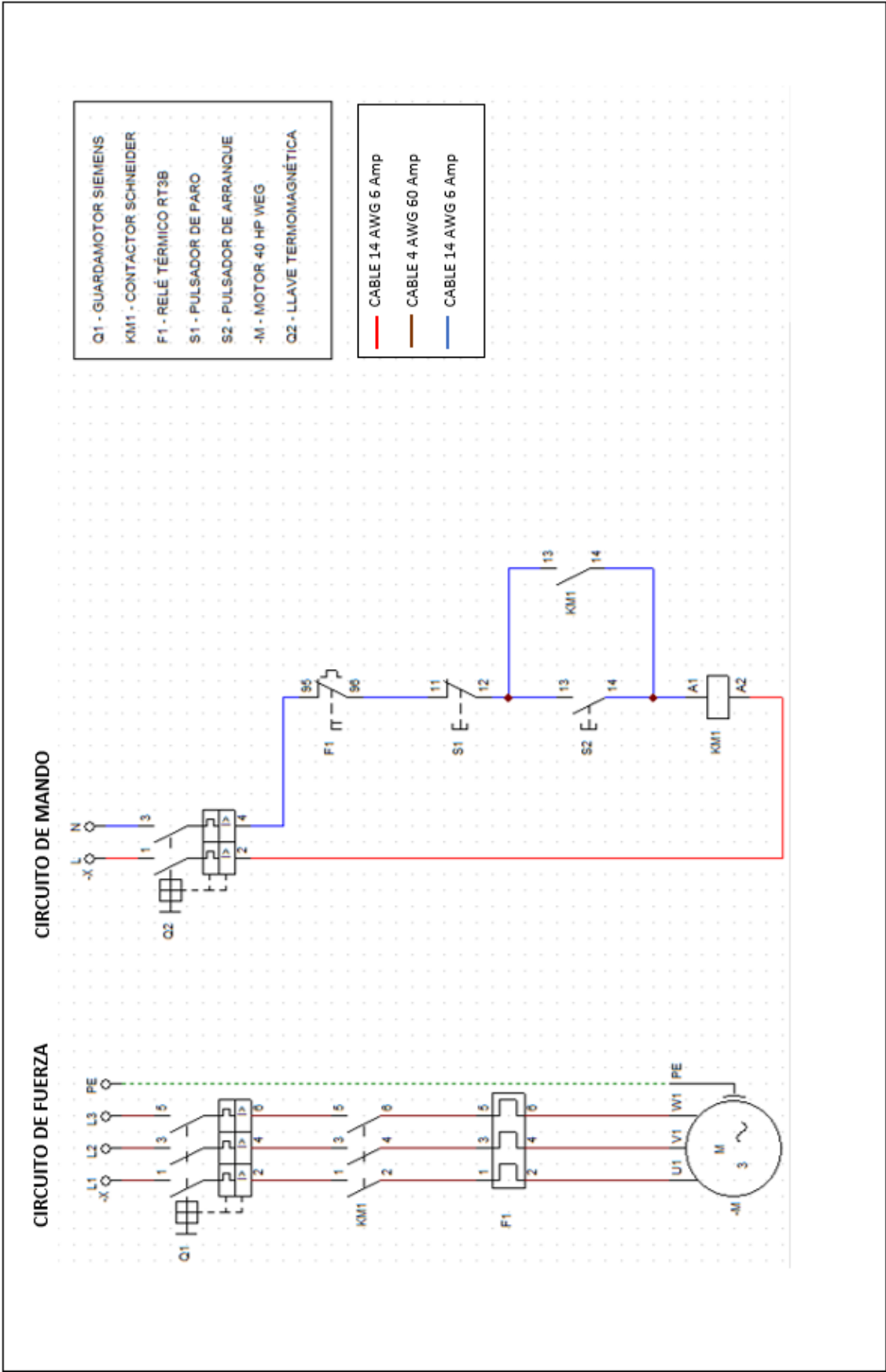
### Perfiles normalizados para correa trapezoidal

Sección	a (mm)	h (mm)	ap (mm)
Z	10	6	8,5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32



## Anexo No 27

### Diagrama unifilar de cargas del sistema eléctrico de protección y mando del motor eléctrico de la máquina pelletizadora



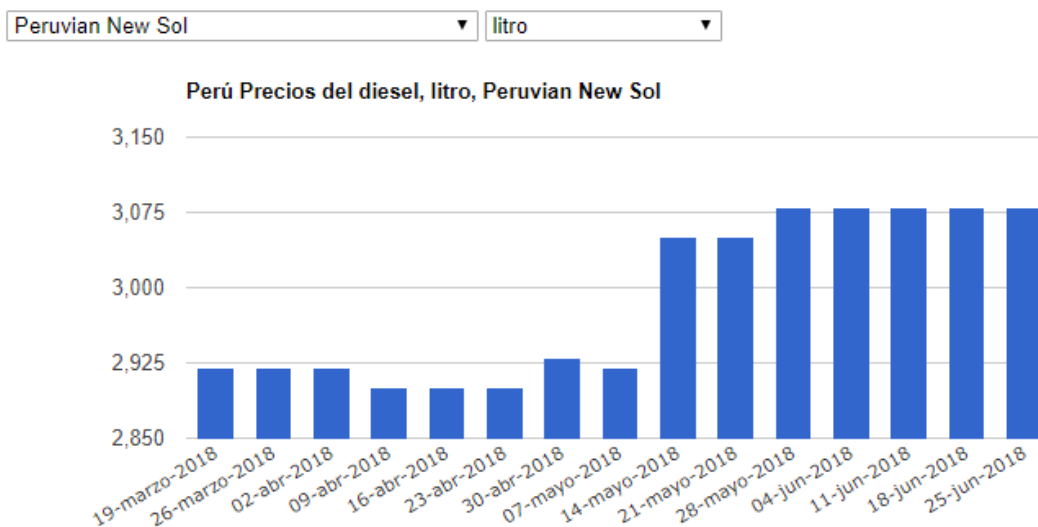
## Anexo No 28

### Poderes caloríficos y costes indicativos de combustibles fósiles y de la biomasa según El Grupo C.E.C.U. Proyecto RES & RUE Dissemination

Combustibles fósiles	P.C. neto KWh/kg	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Gasóleo	11,7	0,990	0,83	0,83	0,62	0,61	0,83	0,82
Metano	13,5	0,720	0,73	0,52	0,54	0,39	0,72	0,52
GPL	12,8	1,097	0,76	0,84	0,57	0,62	0,75	0,83
Combustibles de biomasa	P.C. neto KWh/kg	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Leña para quemar 25% humedad	3,5	0,103	2,79	0,29	2,07	0,21	2,76	0,28
Leña para quemar 35% humedad	3,0	0,093	3,31	0,31	2,45	0,23	3,27	0,30
Leña para quemar 45% humedad	2,4	0,077	4,08	0,32	3,02	0,23	4,03	0,31
Pellet de madera humedad máx. 10%	4,9	0,180	2,00	0,36	1,48	0,27	1,98	0,36

## Anexo No 29

### Precio del diésel según el portal GlobalPetrolPrices.com



**Anexo No 30**

**Imagen del Área del Secado de arroz**



**Anexo No 31**

**Imagen del horno quemador de biomasa en su área de trabajo**



### Anexo No 32

#### Imágenes del Área del Pilado de arroz



### Anexo No 33

#### Imágenes del Área del Envasado y venta de arroz





### Anexo No 34

**Merma de arroz (Imagen superior: merma fina o cascarilla, Imagen inferior: merma gruesa o vano)**



### Anexo No 34

**Planos de los elementos de la máquina procesadora de pellets**

-