

Diseño de una Peletizadora para Biomasa de Matriz Plana de Capacidad 80 kg/hora

Rodney Steven De la Torre Ojeda

Universidad Internacional SEK

Nota de Autor

Rodney Steven De la Torre, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Internacional SEK; Director Luis Tipanluisa.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
stevendlt91@gmail.com

INDICE

INDICE DE TABLAS	3
ÍNDICE DE FIGURAS	3
INDICE DE ECUACIONES	4
RESUMEN	5
ABSTRACT	6
INTRODUCCIÓN	7
Molino de pellet Plano (Plato vertical)	12
Molinos de anillo (Vertical)	14
Molinos de anillo (Horizontal)	15
MÉTODO	18
• Cuerpo de alimentación	19
• Cuerpo de molino y descarga	19
• Cuerpo Motriz	20
<i>Presión de peletizado</i>	23
<i>Presión en la matriz</i>	26
<i>Dimensionamiento de rodillos</i>	28
<i>Diseño de Matriz</i>	30
<i>Selección de rodamientos</i>	37
<i>Rodamiento para flecha</i>	38
<i>Diseño de eje porta rodillos</i>	41
RESULTADOS	44
DISCUSIÓN	46
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48
ANEXOS	52

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Producción agropecuaria en el año 2013	9
Tabla 2: Tabla de selección de maquinaria	17
Tabla 3: Valores de avellanado empírico	25
Tabla 4: Resultados	44

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Flujo grama de producción de arroz	10
Figura 2: Peletizadora Plana modelo	13
Figura 3: Plato (Matriz) y Muelas	13
Figura 4: Diagrama básico Molino plano (Brigth hub, 2014)	13
Figura 5: Anillo Matriz	14
Figura 6: Peletizadora de anillo	14
Figura 7: Diagrama de funcionamiento	15
Figura 8: Diagrama básico Molino de anillo (Brigth hub, 2014)	15
Figura 9: Peletizadora de anillo horizontal	19
Figura 10	24
Figura 11. Fuerzas de compactación	26
Figura 12 Capa de material a peletizar	31
Figura 13: Zona de trabajo de rodillo	38
Figura 14: Tipos de rodamientos 1	38
Figura 15: Tipos de rodamientos 2	40
Figura 16 Diagrama rodamientos de bolas	42
Figura 17: Diagrama de rodillos cónicos	

INDICE DE ECUACIONES

(1) Longitud del pellet.....	22
(2) Volumen del pellet.....	22
(3) Relación de compresión.....	23
(4) Volumen de cascarilla para cada pellet.....	23
(5) Densidad del pellet	23
(6) Esfuerzo de fluencia promedio	24
(7) Deformación por extrucción	25
(8) Presión de compactación	25
(9) Fuerza de Compactacion o Compresión	26
(10) Presion Adicional por fricción.....	27
(11) Presión del matrial contra la matriz	27
(12) Fuerza de fricción	28
(13) Radio de rodillo de compresión.....	28
(14) Ancho del rodillo	29
(15) Masa del rodillo	29
(16) Aceleración de rodillo.....	30
(17) Velocidad del rodillo	30
(18) Fuerza de friccion por normal.....	30
(19) Fuerza total de rodillos	30
(20) Velocidad angular.....	30
(21) Distancia angular	31
(22) Angulo de trabajo	32
(23) Tiempo de salida de los pellets	32
(24) Aceleración dentro de la matriz.....	32
(25) Velocidad de extrucción	32
(26) Flujo volumétrico.....	33
(27) Numero de agujeros	33
(28) Capacidad de peletizado	34
(29) Potencia necesaria para rodillos.....	34
(30) Potencia total de peletizado	35
(31) Torque final	35
(32) Relación de reducción de giro	35
(33) Esfuerzo normal de diseño.....	36
(34) Diametro de flecha.....	36
(35) Diametro eje horizontal por von misses	37
(36) Diametro eje horizontal por aceleracion.....	37
(37) Capacidad de carga dinámica	39
(38) Capacidad de carga dinámica equivalente.....	39
(39) Factor de seguridad para rodamiento de bolas (Flecha)	40
(40) Capacidad de carga dinámica equivalente eje horizontal	41
(41) Capacidad de carga dinámica eje horizontal.....	41
(42) Factor de seguridad rodamiento de rodillos cónicos.....	42

RESUMEN

La fabricación de pellets de biomasa es una forma de combustible para numerosas aplicaciones dentro y fuera de la industria, desde calefacción de hogares hasta obtención de energía. El Ecuador al ser un país productor de arroz presenta la cascarilla como desecho la cual por medio del peletizado puede convertirse en un producto de fuente de ingreso y mejor aprovechamiento de recursos. Este proyecto busca diseñar una maquina peletizadora de biomasa capaz de satisfacer necesidades pequeñas de producción o de laboratorio y de esta manera aprovechar el desecho proveniente de la producción del arroz. Para esto, el diseño contará con una matriz de extrusión y dos rodillos de compresión para fabricación de pellets logrando de esta forma un mejor manejo de desechos y una fuente de combustible alternativa.

Palabras clave

Peletizadora de biomasa, pellet, matriz de extrusión, Rodillo de compresión, CAD, Cascarilla de arroz, aprovechamiento energético, combustible alternativo.

ABSTRACT

Manufacture of biomass pellets has become a form of fuel, making this a suitable source for many applications inside and outside the industry from heating homes to obtaining energy. Ecuador, as a result of being a rice producer, has large quantities of waste, which could be pelletized and become an additional source of income and a way of contributing to the environmental issue. This project seeks the design of a biomass pellet machine able to satisfy small production needs or laboratory production and take advantage of the waste from rice production. This design will have an extrusion die and two compression rollers for pellet production achieving a better waste management and an alternative source of fuel.

Key words

Pellet biomass pellets, extrusion die , nip , CAD, rice husks , energy efficiency , alternative fuel

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el impacto ambiental producido por la combustión de combustibles fósiles que contienen altos niveles de contaminación (Docum, 2006) ha llevado a la búsqueda de formas alternativas para la producción de energía y al aprovechamiento de recursos renovables, con el fin de obtener una forma de energía más limpia.

Los combustibles fósiles que son usados en la actualidad para la producción de energía calórica a manera de hornos y en hogares para sistemas de calefacción son principalmente el queroseno y bunker, la generación de energía por estos combustibles ha desarrollado un ecosistema que se vuelve insostenible en términos ambientales, por consiguiente la contaminación ambiental va en aumento (Docum, 2006).

El consumo exponencial de energía eléctrica a base de energías fósiles tanto para el uso industrial como para su uso doméstico aumenta los niveles de CO_2 en la atmósfera generando un efecto invernadero muy conocido actualmente, el cual aumenta la temperatura de la tierra ocasionando la disminución de las reservas de agua dulce en el planeta así como alterando el clima. (National Geographic, 2013)

La búsqueda de energías alternativas amigables con el medio ambiente plantea una solución al problema, reduciendo la quema de combustibles fósiles para disminuir cantidad de residuos a la atmósfera con lo que se controlaría el deterioro del planeta, tomando en cuenta que las energías renovables dependen de los recursos de cada caso de estudio, la solución viene a ser variable en función de los recursos disponibles (Frers, 2013) Dentro de las posibles soluciones al problema existe la implementación de sistemas para el manejo correcto de desechos así como sistemas de reciclaje para los mismos

Este proyecto se enfoca en diseñar una peletizadora de biomasa de matriz plana de capacidad 80 Kg/Hora, implementar un prototipo de una máquina que se fundamente en la utilización de biomasa para su mejor aprovechamiento calórico, este objetivo permite enfocarse dentro de los objetivos que constituyen el Plan Nacional del Buen Vivir, entre los cuales se pretende Garantizar los derechos de la naturaleza y promover la sostenibilidad ambiental territorial y global. (SENPLADES, 2014), enfocándose en el Ecuador, por lo que se pretende investigar un recurso renovable apto para la obtención de energía abundante en el País así como definir el tipo de máquina más apta para el proyecto tomando como base máquinas existentes similares con los mismos fines.

En los lugares fríos del planeta, la necesidad de obtener calor es fundamental para la existencia humana, las industrias productoras también necesitan calor para su funcionamiento, por lo tanto la forma de obtenerlo se vuelve muy diversa y tras el estudio realizado por los ingenieros de la facultad de electricidad y computación de la ESPOL determino que la cascarilla del arroz es un combustible alternativo óptimo para los combustibles fósiles, reduciendo los problemas de gases invernadero, y debido a la gran producción se habla de la disminución en la dependencia de abastecimiento de combustibles, sin embargo no todos los puntos son ventajosos, la cascarilla de arroz contiene 3 veces menos poder calorífico que el diesel lo que significa que se requiere 3 veces la cantidad de cascarilla que de diesel para obtener la misma energía, otro limitante es el volumen que ocupa lo cual se traduce directamente a un costo de transporte y almacenamiento considerable, sumiendo que los porcentajes de humedad son los más óptimos.

En la actualidad existen diferentes diseños de peletizadoras que permiten un mejor aprovechamiento energético empleando diferentes maderas o biomasa en función de la

ubicación geográfica, sin embargo la limitación en producción de pellets para el país es la obtención de materia prima apta para la fabricación.

La dieta alimenticia del Ecuador se basa en el alto consumo del arroz (INEC 2014). En la tabla 1 se indica la producción agropecuaria del Ecuador para el año 2013

Tabla 1.

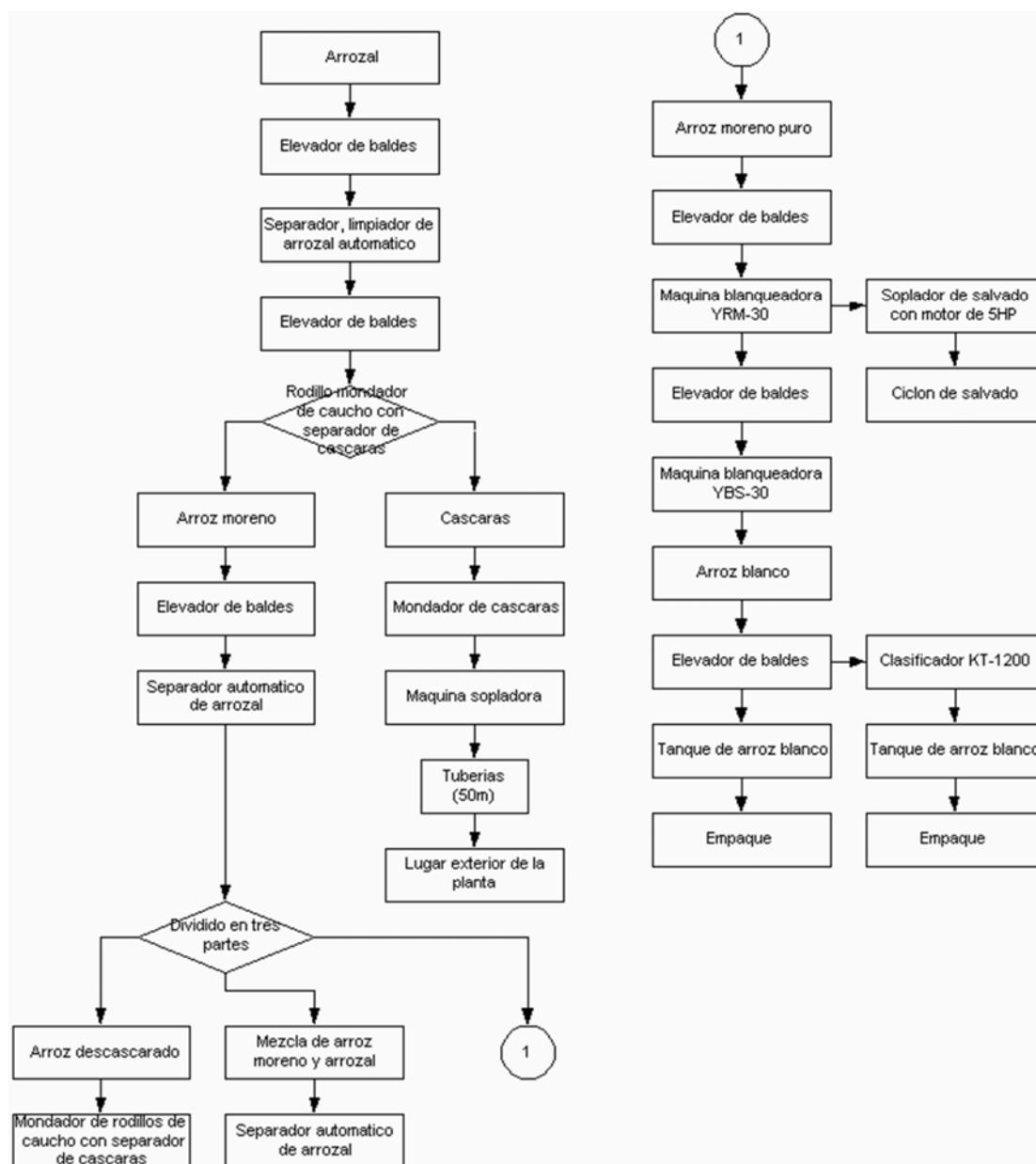
Producción agropecuaria en el año 2013

PRODUCTOS	PRODUCCIÓN (Toneladas métricas)
ARROZ	1'516,054
ARVEJA	3,133
CEBADA	21,154
FREJOL	21,808
HABA	11,806
MAIZ SUAVE (GRANO SECO)	42,570
PAPA	345,922
TOMATE	13,121
TRIGO	5,755
YUCA	70,954

(INEC, 2015)

Dentro el proceso para la producción de arroz existe el desecho de la cascarilla de arroz la cual se elimina, en la figura 1 se aprecia el proceso de producción arroz.

Figura 1: Flujograma de Producción de Arroz



Fuente: (INDUSTRIADELARROZ, 2014).

El desecho del proceso fundamenta la validez de este proyecto ya que define un recurso apto y abundante en el país abriendo la posibilidad de emplear el mismo equipo a mayor escala para aplicarlo a las diferentes industrias productoras agropecuarias.

Resulta fundamental definir qué es pellet, se puede definir como cilindros de madera o/y biomasa producidos mediante el prensado tras un proceso de molienda y secado. (ISVED, 2015) El prensado se realiza simplemente mediante presión, sin añadir ningún tipo de aditivos, en esta tesis se trabajará con biomasa proveniente de la cascarilla de arroz en lugar de serrines.

El calor necesario para la producción de pellet se produce por la fricción proveniente de la biomasa y los elementos de la máquina, sin embargo el calor producido depende de la biomasa a comprimir por lo tanto una temperatura muy baja no comprimirá de forma adecuada y una temperatura demasiado alta quemará la biomasa y sobre calentará los componentes de la máquina reduciendo su vida útil. (PealHeat, 2014)

Dentro de la vida útil es necesario considerar que la distancia entre las ruedas del molino (muelas de compresión) y el plato de forma o matriz es crucial en el desempeño ya que de esto dependerá la fuerza aplicada y por ende la energía que consume la máquina, los materiales de construcción para la matriz son importantes para el aprovechamiento energético, una matriz fabricada con una aleación incorrecta provocará un desgaste prematuro y un terminado no deseado en los pellets, como también aumentará los costos de mantenimiento y el consumo energético. (pealheat, 2014)

Aspectos como el tamaño del material y la humedad son fundamentales, el tamaño del material es necesario para la formación de pellets, de ser necesario se emplea cortadoras o trituradoras para alcanzar las medidas óptimas las cuales van en función del diámetro del plato de forma o matriz, el porcentaje de humedad se relaciona con el consumo energético ya que según estudios “con el 1% de humedad sobre los rangos necesarios se consume un 20% de energía” (PELHEAT, 2014), sin embargo se emplean lubricantes específicos para mejorar la calidad de los pellets.

Entonces es necesario definir las máquinas existentes para la realización de pellets, en

países donde son conscientes de los beneficios energéticos que provienen de la biomasa se han desarrollado varios tipos de peletizadoras aptas para esta función, de las cuales se han investigado las más importantes tomando en cuenta la capacidad de producción y su complejidad en la fabricación, entre otros aspectos como su tamaño y su fin como prototipo de laboratorio.

Hay muchos diseños diferentes de pellets, cada uno con sus propias ventajas y problemas, los dos diseños principales usados para la fabricación de pellets son molinos de pellets planos y los molinos de anillo

Molino de pellet Plano (Plato vertical)

Este diseño de molino de gránulo se basa en un diseño vertical, donde el material cae sobre una sección de rodillos que se monta en la superficie de un troquel colocado horizontalmente. Después que el material se comprimió a través de la matriz, y los pellets salen de la parte inferior de la matriz. (*Brigth hub, 2014*)

La principal desventaja de este diseño es que los rodillos cubren una distancia angular en la superficie de la matriz, esto provoca que los rodillos salten constantemente debido a las irregularidades del material, provocando un mayor desgaste y reduciendo la vida útil de los rodillos y el plato (Matriz). El uso de este tipo de matriz consume más energía al momento de producir los pellets. (PelHeat, 2012), en las siguientes figuras se muestra la máquina terminada y los elementos dedicados a la compresión del material. En la figura 4 se muestra el sistema completo en funcionamiento y sus partes.



Figura 2: Peletizadora Plana

(ZLSP R-Tipo 200B – GEMCO ENERGY)



Figura 3: Matriz y Rodillos

(Gemco, 2014)

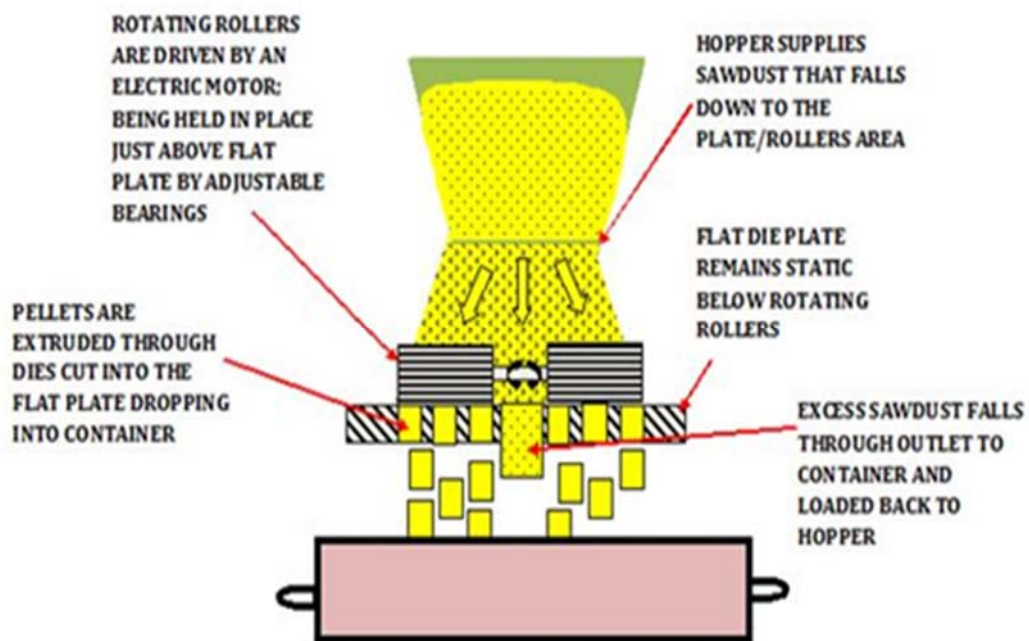


Figura 4: Diagrama básico Molino plano (Brigh hub, 2014)

Molinos de anillo (Vertical)

La mayoría de las operaciones que comercializan a gran escala utilizan este diseño. Tanto los rodillos y la matriz operan en el eje vertical, los bordes interior y exterior de los rodillos cubren la misma distancia a través de la superficie de la matriz. Por lo tanto, no se produce el salto por la irregularidad del material, aumentando de esta manera la vida de los rodillos y la matriz. (Gemco, 2014)

Puede ser diseñado para funcionar a partir de una fuente de alimentación interna, Debido a su diseño puede ser utilizado para producir pellets de madera a partir de un motor monofásico de 2,2 KW. (PelHeat, 2012), gracias a la reducción del consumo de energía de la matriz anular. En las figuras 5 y 6 se presenta el anillo matriz mientras que en las figuras 7 y 8 se presenta los movimientos de los rodillos y un esquema de funcionamiento.



Figura 5: Anillo Matriz



Figura 6: Peletizadora de Anillo

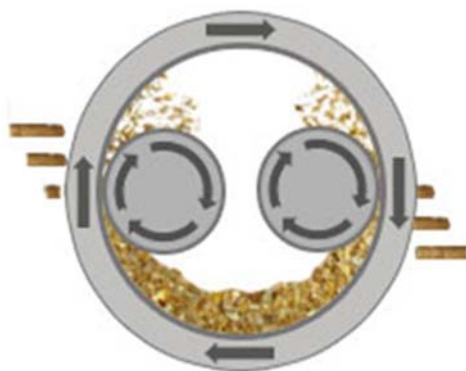


Figura 7: Diagrama de funcionamiento

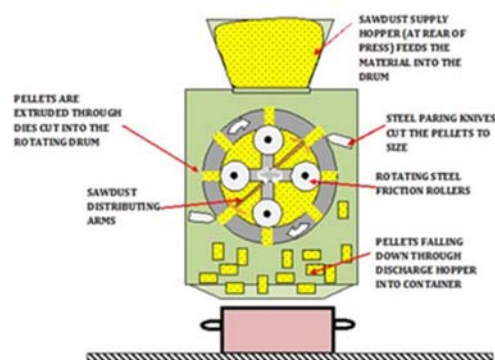


Figura 8: Diagrama básico Molino de anillo

Molinos de anillo (Horizontal)

La diferencia que existe entre los molinos verticales y los horizontales es el tipo de alimentación (Sentido de alimentación) y la posición del anillo, también existe variación en el tren motriz, en los molinos de anillo verticales el tren motriz hace girar al anillo y en otros modelos lo que gira son las muelas, sin embargo el funcionamiento es el mismo anteriormente descrito. A continuación en la figura 9 presenta una peletizadora de anillo horizontal.

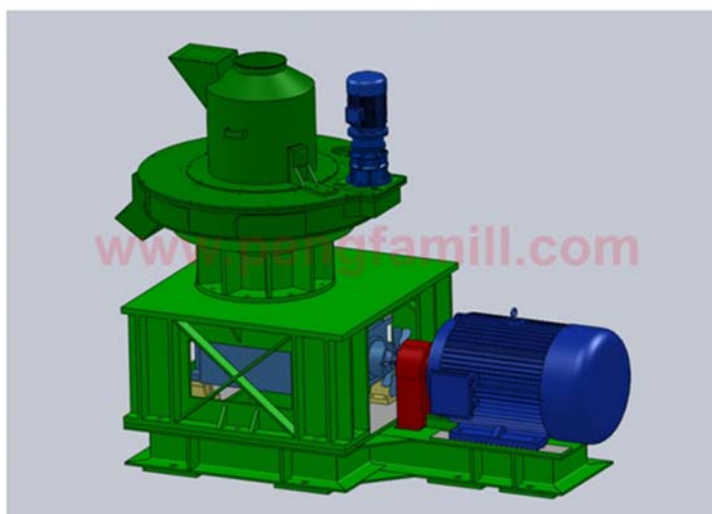


Figura 9: Peletizadora de Anillo Horizontal

Al comparar las máquinas es necesario determinar qué criterios de selección se va aplicar para determinar qué máquina usar para la fabricación de pellets. Busca:

- Una producción moderada (casera o de laboratorio).
- Precisión y calidad en el producto terminado.
- No sea muy costosa la fabricación.
- Velocidad de producción.
- Espacio que ocupa
- Complejidad de fabricación
- Tiempo de fabricación

Los criterios a tomar en cuenta son la cantidad de producción que se desea lo cual proviene de un estudio de las capacidades normales de producción en máquinas ya existentes, la precisión y calidad del producto terminado determina un parámetro de calificación ya que se busca realizar estudios de laboratorio, por lo tanto la calidad es importante para la selección.

El costo de fabricación siempre es un limitante cuando se trata de un proyecto de investigación y prototipo, se considera la velocidad de producción ya que por medio de este se dimensionan componentes como el motor y la caja reductora de giro o mecanismo de transmisión de potencia.

El espacio que va a ocupar la máquina se vuelve un tema de manipulación de piezas ya armadas y su fácil desmontaje va a depender de esto, la complejidad del equipo nos da un estimado del costo de fabricación ya que este está relacionado con la precisión de la máquina, y por último el tiempo de fabricación es fundamental para este proyecto ya que también va

relacionado con la complejidad del equipo. Por lo tanto se va a realizar una selección por calificación (0 al 20, siendo 20 la mejor calificación), a continuación en la tabla 2 se presenta los criterios de evaluación con sus respectivas calificaciones para cada tipo de máquina.

Tabla 2.

Tabla de Selección de Maquinaria

Criterios de selección / Peletizadoras	Anillo		Anillo
	Plana	Vertical	Horizontal
Producción	17	12	10
Precisión y calidad	9	16	16
Costo de fabricación	19	7	6
Velocidad de producción	15	18	18
Espacio que ocupa	18	14	10
Complejidad	19	12	8
Tiempo de fabricación	15	7	7
Total	112	86	75

Según los criterios de selección se determina que la peletizadora ideal es una de matriz plana las cual tiene una capacidad de producción es de 60 a 800 (Kg/hora). Por lo que se determina que para los fines de la máquina la producción va a ser de 80 (kg/hora).

MÉTODO

La realización de una peletizadora consta de tres partes las cuales representan los sistemas que operan para la producción de pellets, cada uno de ellos con su respectivas especificaciones y criterios para su elaboración, partiendo desde el sistema de alimentación, se busca una estructura en cono cuya función sea depositar el residuo de biomasa a trabajar en el proceso de presión y formado, en este proceso el material es calentado hasta alcanzar una temperatura entre 73°C a 93.3°C esto depende de la temperatura de equilibrio, es decir que los materiales encargados de la peletización (matriz y rodillos) alcancen una temperatura de operación la cual depende de las condiciones ambientales y material de los componentes usados en el este proceso, esta temperatura está en función del material a procesar (KMEC engineering, 2012) tomando en cuenta un torque considerable para lograr el giro necesario, las empresas fabricantes recomiendan una caja reductora o un sistema oleo hidráulico, estos valores al ser teóricos van a estar relacionados con la capacidad de producción antes mencionada, partiendo de esto consta de un tren matriz para las ruedas dentadas, tomando en cuenta todo esto se termina con la selección de la caja reductora de giro y el motor eléctrico apto para trabajar bajo estas condiciones acompañado de un sistema de control eléctrico simple on/off muy común para comenzar la operación o se dimensiona el sistema hidráulico que consta de motor eléctrico, bomba, válvulas de control, reguladoras y finalmente el motor hidráulico acoplado a la flecha.

Al juntar estas tres partes se junta las variables necesarias para la formación de pellets que son alimentación correcta, temperatura y torque. (KMEC engineering, 2012)

Existen más variables a considerar en el proceso de la producción de pellets como es la humedad la cual se investigó por medio de contactos con las empresas fabricantes que el porcentaje óptimo es del 15%, el diseño se lo realizará en AutoCAD (Autodesk) en donde se

presentará planos en 2D. (AGICO group, 2014), tomando en cuenta la configuración de la máquina se puede diferenciar tres cuerpos principales. Cuerpo de alimentación, Cuerpo de molino y descarga y Cuerpo motriz y control, cada uno contiene partes sujetas a diseño las cuales se especifican a continuación. En la figura 10 se muestra una peletizadora armada con las tres partes descritas anteriormente.



Figura 10. Peletizadora de Matriz Plana

- **Cuerpo de alimentación**

El cuerpo de alimentación no está sometido a grandes fuerzas ya que la presión se genera en el plato molde o matriz, por lo tanto el diseño es funcional para los propósitos de la máquina

- **Cuerpo de molino y descarga**

El cuerpo de molino y descarga consta a su vez de dos partes:

La parte de molino que es en donde se presentan las condiciones críticas de diseño y la parte de desalojo de material la cual no está sometida a fuerzas ni presiones por lo tanto cumple la función de transporte de material procesado.

El molino consta de muelas, plato matriz y ejes, las muelas y el plato se fabrican en aleaciones de acero óptimas para el desgaste, los criterios de diseño de estos elementos son

consideraciones de presión y temperatura sin olvidar al abrasión ocasionada por los materiales, para los ejes encargados de girar las muelas se emplea el criterio de diseño por von mises condicionado por torque y se diseñará el diámetro tomando como referencia ejes ya fabricados y que están comprobada su funcionalidad óptima bajo estas condiciones así como el material en el cual se lo va a fabricar.

Dentro de esta sección cabe definir los cálculos para determinar la potencia de peletizado, se los realizará conforme a la investigación sobre máquinas y proyectos similares los cuales basan sus cálculos en teoremas de torque vs presión aplicados al estudio de cámaras de peletizado. (Avicultura, 2011) se desarrollará paso por paso en la construcción de la máquina. Para los criterios de selección de material y fabricación de partes se tomará en cuenta investigaciones del tipo antes mencionadas como temperatura y desgaste.

- **Cuerpo Motriz**

El cuerpo motriz consta de un motor eléctrico y una caja reductora controlados por un sistema eléctrico intuitivo, el diseño y la selección del motor y caja reductora se lo hará en función del torque necesario para el funcionamiento óptimo de la máquina o de ser necesario se aplicará un sistema de potencia óleo hidráulico por medio de un motor hidráulico.

En este punto se tomará en cuenta el teorema de energía de distorsión. (Shigley, Budynas, & Keith Nisbett, 2008), y el teorema de von mises para evaluar torques y momentos presentes para el funcionamiento de la máquina tomando en cuenta que la máquina consta de dos molinos dentados montados sobre el tren motriz (antes mencionados) girando por medio de unos rodamientos cónicos, ya que existen cargas axiales al eje debido al giro y fuerzas de empuje por reacción de la presión ocasionada en la matriz plana, para esto se deben tomar en cuenta variables como la presión y temperatura que aunque no llega a ser perjudicial para el desempeño mecánico de los materiales y las partes.

Los criterios de diseño utilizados son:

Energía de distorsión ya que tenemos datos de revoluciones por medio de la caja reductora, la relación de giro y la multiplicación en la caja reductora, dicho torque es transferido a los rodillos por lo tanto debido a las condiciones en las que debe trabajar este elemento se trata de un método de diseño para materiales dúctiles. (Shigley, Budynas, & Keith Nisbett, 2008), también se apoya en el sistema de cálculo por von mises debido a la presencia de torques en la flecha.

Se conoce que el número de revoluciones no puede ser el mismo que viene del motor por que la elevada fricción elevaría la temperatura, afectando directamente a la humedad deseada en el material de ingreso, por esta razón y para aumentar y garantizar el torque necesario para vencer la presión se coloca la caja reductora de giro y a un motor según maquinas investigadas van desde 3 a 5 HP. (KMEC engineering, 2012)

El procesamiento de cálculos y fórmulas se lo elaborará en Mathcad para cálculos de diseño y en Auto CAD para el diseño de los componentes.

El procesamiento de los datos para el diseño de la máquina es fundamental para la determinación de fuerzas y torques con los que se determinará diámetros necesarios en el eje principal de transmisión de fuerza, así como dimensionar el sistema de potencia (Motor con caja reductora o sistema óleo hidráulico).

Algunos de los parámetros que se van a emplear son resultados de una investigación realizada a los fabricantes de estas máquina, los mismos que se guardan los motivos de estos valores como propiedad intelectual, por lo tanto se consideran como datos los siguientes valores

- Valores de constantes A y B por avellanado.

- Diámetros de masas o rodillos.
- Distancia de separación (hf) entre matriz y rodillos.
- Coeficiente de fricción (madera – hierro) no se encontró el coeficiente entre cascarilla y hierro.
- Esfuerzo de corte (madera) esto se emplea para el cálculo de torque necesario en las cuchillas.

La metodología de cálculo se da partiendo desde el diámetro del pellet, el cual está dado por la investigación antes mencionada en donde se obtiene que es de 6 mm, la longitud del pellet nos da la ecuación 1 la cual se obtiene de la norma CEN/TS 14691

$$l_p := D_p \cdot 5 = 30 \text{ mm} \quad (1)$$

Donde:

D_p = Diámetro del pellet

l_p = Longitud del pellet

Se obtiene el volumen del pellet (V_p) haciendo el cálculo de volumen de un cilindro, por lo tanto en la ecuación 2 se obtiene:

$$V_p := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \cdot l_p = 848.23 \text{ mm}^3 \quad (2)$$

Es necesario calcular el grado de compactación del material a peletizar, lo que se obtiene por medio de la ecuación 3 obtenida de la fuente www.citynorth-bay.on.ca "Technical Research

Center of Finland 2002".

$$R_c := \frac{1}{\left(\frac{D_p}{l_p}\right)} = 5 \quad (3)$$

Donde R_c es la relación de compactación

Se calcula el volumen de cascarilla en la ecuación 4 (V_c) para cada pellet al multiplicar el volumen del pellet de la ecuación 2 por la relación de compactación obtenida en la ecuación 3.

$$V_c := V_p \cdot R_c = (4.241 \cdot 10^3) \text{ mm}^3 \quad (4)$$

Al multiplicar la relación (ecuación 3) de compactación por la densidad de la cascarilla la cual se obtiene la densidad del pellet en la ecuación 5, esto se obtiene de la fuente (Tecnologías Limpias, 2014)

$$\rho_p := \rho_c \cdot R_c = 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (5)$$

Donde

ρ_p = Densidad del pellet

ρ_c = Densidad de la cascarilla

Presión de peletizado

Para formar cada uno de los pellets es necesario una presión de compactación que es ejercida por los rodillos al pasar sobre el agujero de la matriz (Ecuación 6), la metodología de cálculo se obtuvo de la fuente Arpi Trujillo & Calderón Toral, 2010.

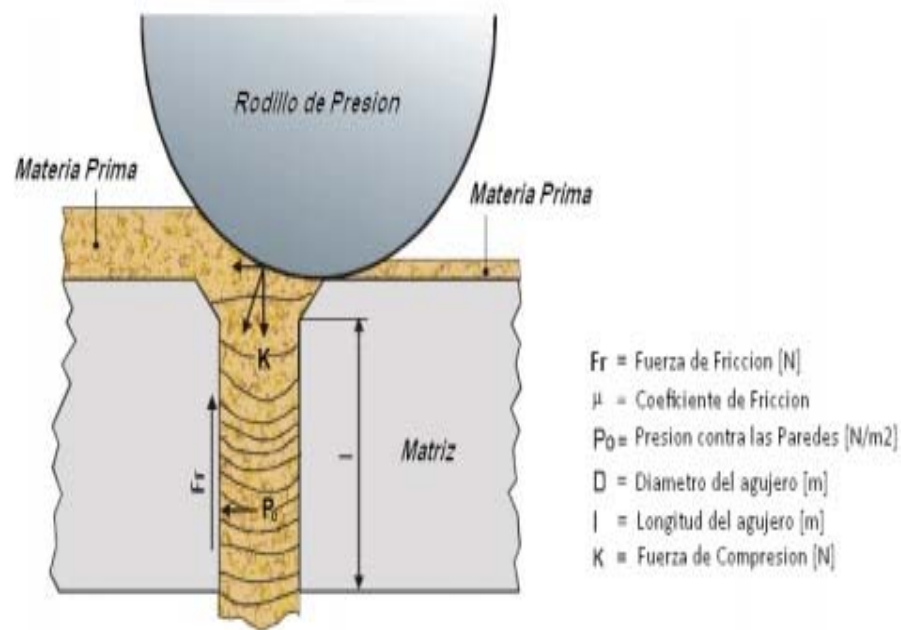


Figura 11. Fuerzas de compactación

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$P_c := Y_f \cdot \epsilon x \quad (6)$$

Donde:

Y_f = Esfuerzo de fluencia promedio

ϵx = Deformación de extrusión

La deformación por extrusión está en función de los ángulos de avellanado que tenga los agujeros de la matriz los cuales se exponen a continuación en la tabla 3.

Tabla 3:

Valores de avellanado empírico

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

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$\epsilon x := a + b \cdot \ln(R_c) = 3.314 \quad (7)$$

Donde:

a y b= Coeficientes de avellanado

Rc= Relación de compactación

En la ecuación 8 se presenta la respuesta de la ecuación 6 empleando la ecuación 7 y multiplicando por el esfuerzo de fluencia promedio.

$$P_c := Y_f \cdot \epsilon x = 112.681 \text{ MPa} \quad (8)$$

Donde:

Pc= Presión de Compactación

Al tratarse de un tipo de material sobre el cual no existe el esfuerzo a la fluencia se toma el esfuerzo a la compresión más bajo de la tabla Yf= 34 MPa. (Tabla anexa A1)

Una vez obtenida la presión dentro de la matriz se calcula la fuerza que debe aplicar el rodillo por medio de la ecuación 9.

$$K := P_c \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \right) = 3.186 \text{ kN} \quad (9)$$

Donde:

K= Fuerza de Compresión o Compactación

Presión en la matriz

Al ingresar el material a la matriz se forma una capa inicial con una altura determinada y al pasar el rodillo deja una segunda altura como indica la figura 12

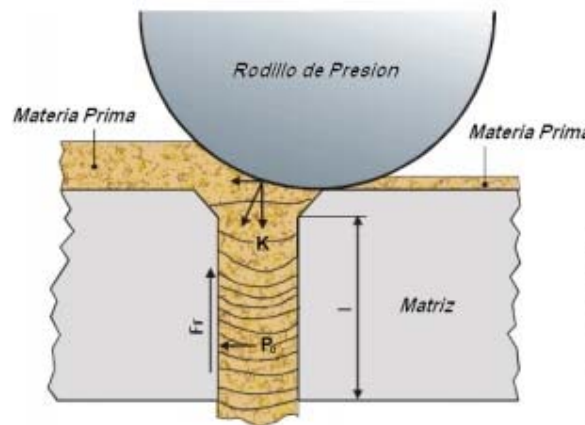


Figura 12. Capa de material a peletizar

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

La fricción originada entre la matriz de palatización y el rodillo genera una fuerza adicional la cual deben vencer los rodillos para lograr la extrusión de pellets la cual se obtiene por medio de la ecuación 10.

$$P_f := Y_f \cdot \left(\frac{2 \cdot h_f}{D_p} \right) = 2.267 \text{ MPa} \quad (10)$$

Donde:

P_f = Presión adicional requerida para superar fricción.

h_f = Altura mínima luego de pasar el rodillo entre 0.2 mm - 0.3 mm.

D_p = Diámetro del pellet.

La fricción que se origina entre los dos materiales (Matriz y Cascarilla) ocasiona una presión en el interior de las paredes del dado la cual se puede determinar mediante la ecuación 11.

$$P_p := \frac{P_f \cdot D_p}{4 \cdot \mu \cdot h_f} = 24.286 \text{ MPa} \quad (11)$$

Donde:

P_p = Presión del material contra la matriz.

D_p = Diámetro del pellet.

μ = Coeficiente de fricción entre madera y acero.

h_f = Altura inicial antes del rodillo.

Fuerza de fricción interna

La fuerza de fricción interna es la que se encarga de lograr que el material se compacte y a su vez no debe ser mayor que la fuerza de empuje, de lo contrario no existiría extrusión mediante la ecuación 12 se obtiene.

$$F_r := \mu \cdot P_p \cdot D_p \cdot l_p = 3.06 \text{ kN} \quad (12)$$

Donde:

Fr= Fuerza de fricción.

μ = Coeficiente de fricción.

Pp= Presión interna.

Dp= Diámetro del pellet.

lp= Longitud del pellet.

Una vez obtenida la fuerza de fricción se debe cumplir la condición de que la fuerza de fricción no debe ser mayor a la fuerza de compactación, de lo contrario el material no se extruye.

$$Fr < K$$

$$3.06 \text{ KN} < 3.186 \text{ KN}$$

Al comparar las dos fuerzas comprobamos que cumple la condición.

Dimensionamiento de rodillos

Según la bibliografía consultada se sugiere dimensionar el rodillo en función del material, las fórmulas siguientes se obtuvieron de la fuente (Alakangas & Paju, 2002) y (Universidad Mayor de San Simón , 2104), en la ecuación 13 se determina el radio del rodillo.

$$r := \frac{h_o - h_f}{\mu^2} = 36.327 \text{ mm} \quad (13)$$

Donde:

u = Coeficiente de fricción.

r = Radio rodillo de compactación.

h_o = Altura antes del rodillo.

h_f = Altura final después del rodillo.

El ancho del rodillo (a_r) es considerado la mitad del diámetro, mediante la ecuación 14 se obtuvo.

$$a_r := \frac{D_r}{2} = 36.327 \text{ mm} \quad (14)$$

Donde:

D_r = Diámetro del rodillo.

Para obtener el número de revoluciones y el tiempo de producción es necesario calcular la velocidad del rodillo, la misma que se encuentra en función de la masa, por lo tanto la ecuación 15 de la masa es la siguiente.

$$m_r := (\pi \cdot r^2 \cdot a_r) \cdot \rho_a = 1.182 \text{ kg} \quad (15)$$

Donde:

ρ_a = Densidad del acero.

En la ecuación 16, la aceleración del rodillo se da en función de las fuerzas de compresión y fricción, por lo tanto

$$a_r := \frac{K - F_r}{m_r} = 106.572 \frac{m}{s^2} \quad (16)$$

La velocidad tangencial o normal del rodillo se calcula mediante la ecuación 17 obtenida de la fuente HIBBERLER, 2006

$$V_r := \sqrt{a_r \cdot r} = 1.968 \frac{m}{s} \quad (17)$$

En la ecuación 18 se obtiene una fuerza originada entre el rodillo y el material por la normal de la fricción, la cual se la determina por medio de.

$$Ff_r := m_r \cdot g \cdot \mu = 8.115 \text{ N} \quad (18)$$

Una vez obtenida esta fuerza se le debe sumar la fuerza de compactación para obtener la fuerza total del rodillo como se puede apreciar la sumatoria de esta fuerza es prácticamente insignificante, como se puede apreciar en la ecuación 19.

$$F_T := Ff_r + K = (3.194 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (19)$$

Diseño de Matriz

Se calcula la velocidad angular de los rodillos mediante la ecuación 20, es decir la velocidad tangencial que tiene respecto a la matriz para esto se toman los datos de la velocidad del rodillo y el brazo del rodillo.

$$w := \frac{V_r}{l_b} = 23.148 \frac{rad}{s} \quad w = 221.048 \text{ rpm} \quad (20)$$

Donde:

V_r = Velocidad del rodillo.

l_b = Longitud del brazo de rodillo.

Se debe determinar la distancia angular que cubre el rodillo para esto se emplea la ecuación 21.

$$D_w := \sqrt{r \cdot (h_o - h_f)} = 25.429 \text{ mm} \quad (21)$$

Donde:

r = Radio del rodillo.

Dentro del proceso de trabajo se diferencia entonces dos zonas en el rodillo la zona de compresión y la zona de extrusión.

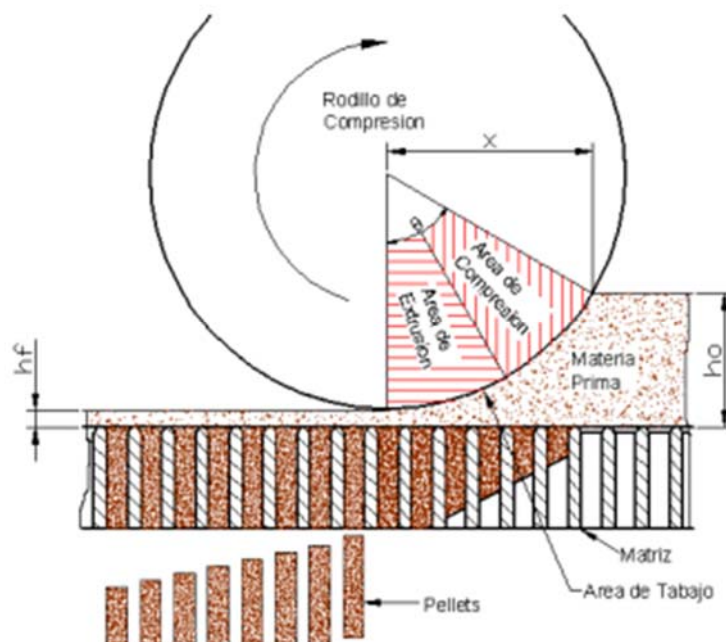


Figura 13: Zona de trabajo de rodillo.

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

El ángulo de trabajo se lo puede definir de la ecuación 22.

$$\theta_r := \operatorname{atan}\left(\frac{D_w}{r}\right) = 0.611 \text{ rad}$$

$$\theta_r = 34.992^\circ$$
(22)

Con los datos obtenidos anteriormente se calcula la velocidad de salida de cada pellet, por lo tanto en la ecuación 23 se obtiene.

$$t_s := \frac{\theta_r}{w} = 0.026 \text{ s}$$
(23)

Es necesario calcular el número de agujeros que va tener la matriz, para esto el valor de la aceleración dentro de la matriz nos puede dar una metodología de cálculo obtenida de la fuente (Universidad Mayor de San Simón , 2104) , la aceleración se calcula de la ecuación 24.

$$A_e := \frac{K - F_r}{m_c} = 1.575 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$
(24)

Donde:

K = Fuerza de compactación.

Fr = Fuerza de fricción en la matriz.

mc = Masa de compactación (80 kg) .

La ecuación 25, donde se obtiene la velocidad de salida de los pellets se la puede obtener por medio de análisis cinemático, por lo tanto.

$$V_{ex} := V_o + A_e \cdot t_s = 0.042 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
(25)

Donde:

Vo = Velocidad inicial (Vo=0).

A_e = Aceleración dentro de la matriz.

t_s = Tiempo de salida de los pellets.

Una vez calculado esto es momento de tomar como dato la capacidad de peletizado y obtener un flujo volumétrico el cual nos va a dar la cantidad de volumen que se procesa en un determinado tiempo, por lo tanto en la ecuación 26 se obtiene.

$$Q := Fm_2 \cdot Y_{pelet} = 0.16 \frac{m^3}{hr} \quad (26)$$

Donde:

Fm_2 = Flujo másico (80 kG/Hr)

Y_{pelet} = Inversa de la densidad del pellet.

Con el flujo volumétrico (Ecuación 26) es posible obtener el número de agujeros de la matriz mediante la ecuación 27 dividiendo para el área de cada pellet y multiplicando por la velocidad de extrusión (Ecuación 25).

$$N_{ae} := \frac{Q}{(V_{ex} \cdot N_r) \cdot (\pi \cdot r_p^2)} = 18.916 \quad (27)$$

Donde:

Q = Flujo Volumétrico.

V_{ex} = Velocidad de extrusión.

N_r = Número de rodillos.

r_p = Radio del pellet.

Con los datos Calculados es posible determinar la capacidad de peletizado como producto

terminado que tiene la máquina, en la ecuación 28 se multiplica el volumen de material por la densidad de cada pellet y se obtiene.

$$C_{pe} := Q \cdot \rho_p = 80 \frac{kg}{hr} \quad (28)$$

Donde:

Q = Flujo volumétrico de peletizado.

Pp = Densidad del pellet.

Obtenido este valor se comprueba que se cumple con el parámetro de diseño de 80 kG/Hr.

Con estos datos se puede obtener la potencia de peletizado la cual viene a ser fundamental para la selección del motor y la caja reductora, la potencia se la calcula de la ecuación 29.

$$Pot := (2 \cdot \pi) \cdot w_2 \cdot (N_r \cdot K) \cdot D_w = 5.03 \text{ hp} \quad (29)$$

Donde:

w2 = velocidad angular.

Nr = Número de rodillos.

K = Fuerza de compactación.

Dw = Distancia angular.

El siguiente equipo que se necesita dimensionar es la caja reductora para esto se debe tener datos de torque y relación de reducción o multiplicación, por lo tanto se debe calcular el torque que necesitan los rodillos al girar y las cuchillas para cortar, para esto debemos tomar en cuenta que la fuerza de compactación K no es la fuerza de cálculo ya que esta fuerza es axial al eje y no radial, por esto se calcula la el momento de los rodillos con la componente

horizontal de la fuerza adicionalmente se requiere la potencia necesaria.

La sumatoria de potencias sale de la ecuación 30.

$$Pot_{total} := Pot_c + Pot = 4.34 \text{ kW} \quad (30)$$

Este valor nos indica la potencia del motor a emplear, según el catalogo WEG para motores trifásicos a 60 Hz se escoge un motor de 4.5 kW.

En la ecuación 31 el torque necesario final es decir la sumatoria de torques es lo siguiente.

$$M_{r2} := T_c + T_r = 190.308 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (31)$$

Donde:

Mr2 = Torque final.

Tc = Torque en cuchillas.

Tr = Torque en rodillos.

La relación de reducción de giro se obtiene mediante la ecuación 32.

$$R_m := \frac{1750 \text{ rpm}}{w} = 8.036 \quad (32)$$

Donde:

w = Velocidad angular

Con los datos obtenidos se selecciona la caja reductora adecuada de la tabla anexa A2 del catálogo Motovario. Con código NMRV-P075, con un torque máximo de 219 Nm, la relación de reducción es de 7.50, lo cual satisface las necesidades de diseño.

Diseño de flecha y ejes

Continuando con la metodología de cálculo los diámetros necesarios para la flecha principal la cual está diseñada con un acero A36 y con un factor de seguridad de 1.5, el método de cálculo aplicado es von-mises por lo tanto el diámetro se calcula de la siguiente manera: donde se emplean las ecuaciones 33, 34 y 35 como una forma de cálculo y la ecuación 36 corresponde a otra forma de cálculo.

$$\sigma_p := \frac{Sy}{Fs} = 165.474 \text{ MPa} \quad (33)$$

Donde:

Sy = Esfuerzo último a la fluencia.

Fs = Factor de seguridad.

$$d1 := \sqrt[3]{\left(\frac{16 \cdot M_{r2}}{\pi \cdot \sigma_p}\right)} = 18.026 \text{ mm} \quad (34)$$

Donde:

σ_p = Esfuerzo de diseño .

Para el eje horizontal se empleó dos métodos de cálculo distintos, en el primero se aplicó von-mises y en el segundo se calculó por inercias y aceleraciones, a continuación se presentan las respuestas obtenidas.

$$d_{pr} := \sqrt[6]{\left(\frac{Fs^2 \cdot (1024 M_{pr}^2 + 2304 T_{pr}^2)}{Sy^2 \cdot \pi^2} \right)} = 25.292 \text{ mm} \quad (35)$$

Donde:

M_{pr} = Momento aplicado al extremo del eje

T_{pr} = Torque ocasionado por velocidad angular.

F_s = Factor de seguridad

$$d_2 := \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot \sigma_{mf}}{\pi \cdot \sigma_p} \right)} = 24.567 \text{ mm} \quad (36)$$

Donde:

σ_{mf} = Esfuerzo producido por momento.

σ_p = Esfuerzo de diseño .

Cabe aclarar que en esta metodología de cálculo el torque aplicado al eje por el giro de los rodillos no es considerado, debido a la presencia del rodamiento.

Como se puede ver, la diferencia entre las dos metodologías no es muy considerable, por lo tanto se escoge un diámetro de 1 pulgada.

Selección de rodamientos

La selección del tipo de rodamientos a emplearse se da en función de la dirección de la carga que soporta, en las siguientes figuras se muestra los tipos de rodamientos y las direcciones para las que están diseñados, la metodología de selección de rodamientos se da según la fuente (FAG, 1995)

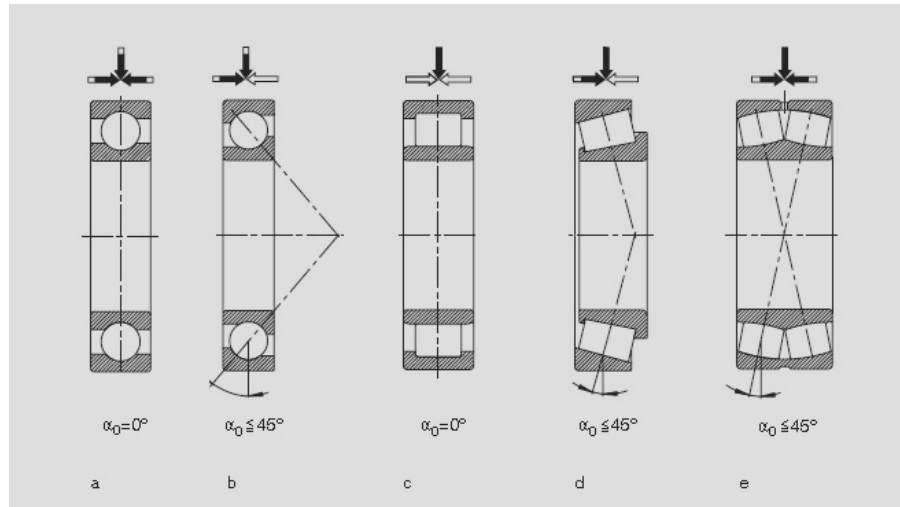


Figura 14: Tipos de rodamientos 1.

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

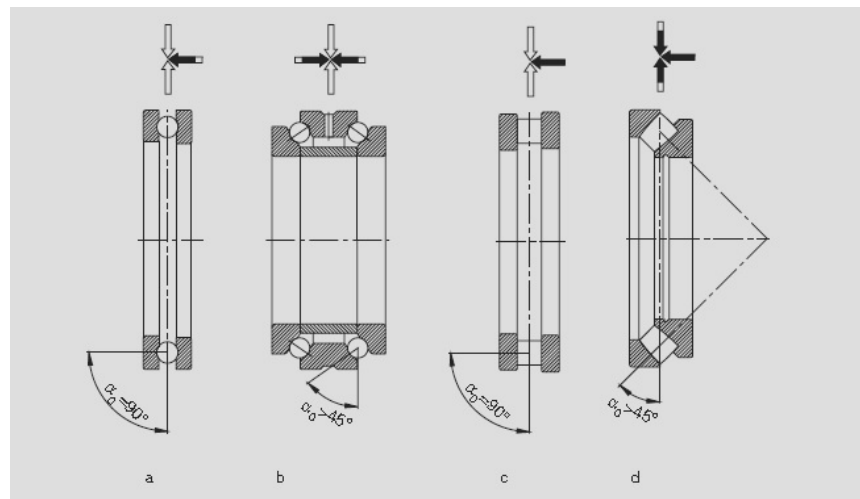


Figura 15: Tipos de rodamientos 2.

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

Rodamiento para flecha.

Las fuerzas presentes en la flecha indican que un rodamiento de bolas es el más adecuado debido a que se pueden presentar fuerzas en ambas direcciones. Es necesario calcular la capacidad de carga dinámica y estática, a continuación se presentan los resultados del cálculo

de las mismas obtenidas se encuentra detallado en tabla anexa A1.

Las capacidades de cargas calculadas para la flecha principal se presentan en las ecuaciones 37 y 38.

$$C := \frac{f_L \cdot P}{f_n} = 20.816 \text{ kN} \quad (37)$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica.

P = Carga dinámica equivalente.

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos.

f_n = Factor de velocidad.

El factor de esfuerzos dinámicos se obtiene de la tabla anexa A3, el cual corresponde a 3.73, El valor seleccionado hace referencia a 26000 horas que son igual a 3 años de trabajo continuo o 6 años trabajando en jornadas de 12 horas.

La selección del factor de velocidad se encuentra en la tabla anexa A4, el mismo se lo selecciona a partir de la velocidad de rotación (rpm), el valor seleccionado es de 0.533.

El valor calculado para la carga dinámica equivalente es el siguiente.

$$P := (X \cdot f_r) + (Y \cdot f_a) = 2.975 \text{ kN} \quad (38)$$

Donde

f_a = Carga axial.

f_r = Carga radial.

Los factores X y Y están calculados con los valores máximos obtenidos de la tabla anexa A5, los valores seleccionados fueron:

$$X = 0.56$$

$$Y = 1$$

Es necesario calcular el factor de seguridad para asegurar que el rodamiento está correctamente seleccionado mediante la ecuación 39 se obtuvo.

$$F_{sf} := \frac{C_0}{P_0} = 1.5 \quad (39)$$

Donde:

C_0 = Capacidad de carga dinámica equivalente.

P_0 = Capacidad de carga estática equivalente.

El rodamiento seleccionado para la flecha se encuentra en el catálogo mencionado para

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

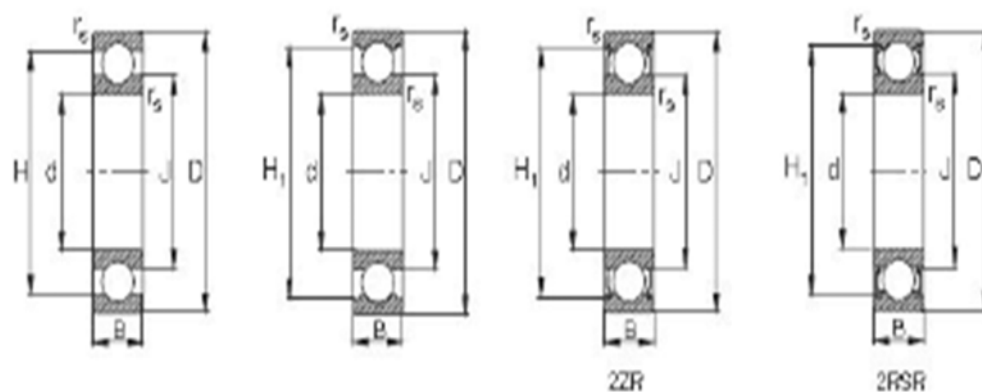


Figura 16 Diagrama rodamientos de bolas.

El rodamiento seleccionado tiene una capacidad de carga dinámica de 22.4 kN y 11.4 kN de capacidad de carga estática, el código de FAG es 6305.

Diseño de eje porta rodillos.

Se debe seleccionar el rodamiento para el eje horizontal, para esto se debe analizar las fuerzas que actúan, para esta aplicación la fuerza radial es mucho más considerable que la fuerza axial, por esta razón se selecciona un rodamiento de rodillos cónicos. Para ampliar el cálculo referirse al anexo 1, las cargas dinámicas se obtienen de las ecuaciones 40 y 41

$$P_2 := \langle f_{r2} \rangle = 2.97 \text{ kN} \quad (40)$$

Donde:

f_{r2} = Carga radial

La capacidad de carga dinámica se define por.

$$C_2 := \frac{f_L \cdot P_2}{f_n} = 24.889 \text{ kN} \quad (41)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente.

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos.

f_n = Factor de velocidad.

El factor de esfuerzos dinámicos se obtiene de la tabla anexa A6, con un cálculo de 90000 horas, lo cual corresponde a 10 años de trabajo y el valor es 4.75, El factor de velocidad está dado por la tabla anexa A7 de donde se obtiene el valor de 0.568

El factor de seguridad para el rodamiento nos indica la correcta selección del mismo en la ecuación 42 se obtuvo.

$$Fs_f := \frac{C_{02}}{P_{02}} = 1.5 \quad (42)$$

Donde:

C_{02} = Capacidad de carga dinámica equivalente.

P_{02} = Capacidad de carga estática equivalente.

El rodamiento seleccionado para el porta rodillos se obtiene del catálogo mencionado en la fuente para esta metodología de cálculo.

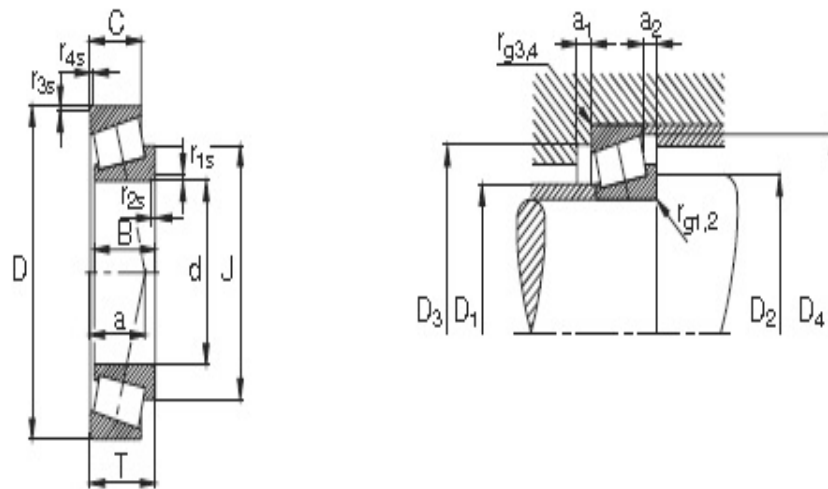


Figura 17: Diagrama de rodillos cónicos.

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

El Rodamiento seleccionado tiene una capacidad de carga dinámica de 26.5 kN y 34 kN de capacidad de carga estática.

RESULTADOS

La fase de diseño generó parámetros de dibujo, selección de materiales y componentes para el funcionamiento óptimo, los cuales se detallan a continuación.

Tabla 4:

Resultados de la Fase de Diseño

Equipo o Elemento	Selección o Característica	Condición o Comentario
Motor Eléctrico	6 HP ; 4.5 kW	Marca WEG
Caja reductora de giro	$i = 7.5$; $T = 219$ Nm	Marca MOTOVARIO
Barra flecha	$D = 32$ mm	$F_s = 1.5$; Acero A36
Eje porta-rodillos	$D = 30$ mm	$F_s = 1.5$; diferencia de 1 mm entre metodologías de cálculo, Acero A36
Matriz	Espesor = 30 mm ; $D = 177.8$ mm	Plancha Acero A36, Con tratamiento térmico de temple.
Rodillos	$D = 72.64$ mm ; $L = 36.32$ mm	Barra Acero A36 con tratamiento térmico de templeado
Rodamientos Rodillos	FAG 32005X , Rodamiento de rodillos cónicos	F_s obtenido 1.5, Ajustes: j5 (eje); j6 (soporte)
Rodamiento Matriz	FAG 6305, Rodamiento de bolas rígidas	F_s obtenido 1.49, Ajustes: j5(eje); j6 (soporte)
Tubo carcaza	D exterior = 183 mm; Espesor = 2mm	Acero A36
Tolva de alimentación	Área = 564.6 x 282.3 Espesor = 1mm	Lamina Galvanizado o Acero A36

Los resultados obtenidos después de la investigación nos indican que es un proyecto aplicable a cualquier tipo de residuo orgánico, es decir cualquier tipo de biomasa, haciendo así que sea adaptable a cualquier tipo de industria que genere residuos, como consecuencia se logra que sea un proyecto aplicable a la generación de energía alternativa solucionando el problema por el cual se planteó el tema, logrando llegar a comparar a la biomasa directamente con los

combustibles fósiles.

El proyecto cumple los objetivos planteados conforme el plan del buen vivir y haciendo una contribución pequeña al desarrollo de energías alternativas provenientes de biomasa

Los factores de seguridad en los que se basa este proyecto están considerados dentro de los parámetros normales lo que evita un sobredimensionamiento y extra costes.

DISCUSIÓN

El material seleccionado para todos los componentes es acero A36, debido a que el trabajo normal de la maquina y las fuerzas con las que trabaja no son tan altas como para considerar un acero con mayores capacidades mecánicas. es el acero, la flecha y el eje porta-rodillos se mantienen en el mismo acero ya que los diámetros considero que son aceptables tomando en cuenta la carga que van a soportar, comúnmente se selecciona un acero de transmisión para ejes y flechas, por esta razón se decidió partir con un factor de seguridad y obtener el diámetro necesario poniendo como primera opción el acero A36 debido a su costo y bajo mi criterio cumple con las exigencias de diseño .

En la matriz y Rodillos de compresión se decidió aplicar tratamiento térmico por temple debido a la alta fricción que soportan, sin embargo un tratamiento térmico por temple reduce la ductilidad del material, haciéndolo más duro y más frágil, esto se vuelve un punto de análisis crítico en el caso que se considere impurezas en el material de entrada a la máquina, ya que estas provocan fuerzas por encima de las calculadas obligando a los materiales a deformarse para soportarlas y un tratamiento térmico por temple haría que el material sea menos apto para estas condiciones, sin embargo las condiciones de trabajo normal presentan altos niveles de fricción y el tratamiento térmico se seleccionó en función de la condición normal de trabajo.

Los equipos de generación y multiplicación de potencia se seleccionaron con un pequeño sobre dimensionamiento, considerando condiciones de trabajo fuera de lo normal, la comprobación de los equipos se da al comparar con máquinas en el mercado, ya que presentan la misma potencia que la obtenida, esto nos indica que la selección está dentro del rango normal en los fabricantes.

La selección de rodamientos fue una comprobación de los factores de seguridad de toda la

máquina desde la perspectiva que al evaluar las fuerzas más críticas presentes en el funcionamiento e introducirlas en una metodología de cálculo para selección de equipos ya establecida para cualquier tipo de aplicación por una empresa especializada se obtuvo un factor de seguridad dentro de los límites normales de operación dados por la misma empresa, esto desde mi punto de vista aprueba el correcto dimensionamiento y diseño mecánico.

Aunque los diámetros calculados sean menores a los dibujados se debe considerar como punto más crítico el diámetro más pequeño y bajo esta condición los dos diámetros cumplen con lo calculado, el sobredimensionamiento se da debido a que los rodamientos se deben acoplar a una altura mínima de soporte, esto altera el diámetro final de la barra sólida.

Los alcances de este proyecto se pueden dar en la dirección del desarrollo de un flujo volumétrico constante de alimentación para automatización de la máquina y adicionalmente en la fabricación de un horno para biomasa en donde se podría analizar el poder calorífico de la cascarilla de arroz y su eficiencia energética, de esta forma poder evaluar su rentabilidad en función de otros combustibles.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Brigh hub. (13 de Abril de 2014). *Brighthub*. Recuperado el 13 de Abril de 2014, de <http://www.brighthub.com>

Gemco. (2014 de Marzo de 2014). *Gemco energy*. Recuperado el 13 de Abril de 2014, de <http://www.pellet-press.com/>

PelHeat. (2 de Diciembre de 2012). *pellet production solutions*. Recuperado el 13 de Abril de 2014, de <http://www.pelheat.com>

SENPLADES (2014). *Objetivos del Plan Nacional del Buen Vivir*. Recuperado el 20 de Marzo del 2014 de: <http://plan.senplades.gob.ec/>

INEC (2014). *Ecuador en Cifras*. Recuperado el 20 de Marzo del 2014 de: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/estadisticas-agropecuarias-2/>

INDUSTRIADELARROZ (2014). *Industria del arroz*. Recuperado el 20 de Marzo del 2014 de: <http://industriadelarroz.wikispaces.com/>

Engormix. (16 de Septiembre de 2011). *Avicultura*. Recuperado el 4 de Enero de 2015, de Diseno conceptual de una maquina peletizadora de alimento para aves de corral: <http://www.engormix.com/MA-avicultura/manejo/articulos/disen-conceptual-maquina-peletizadora-t3077/124-p0.htm>

Gemco Energy. (20 de Junio de 2010). *Productos*. Recuperado el 4 de Enero de 2015, de Sistema de peletizacion: <http://www.peletizadoras.com/sistema-de-peletizacion.html>

PealHeat. (10 de Febrero de 2006). *The beginners guide to pellet production*. Recuperado el 4 de Enero de 2015, de

http://www.pelheat.com/index.html#.VKoeHivF9_A

Rodriguez Roman, J. C., & Helguero Gonzalez, M. P. (2003). *Diseño de una máquina peletizadora para laboratorio*. Guayaquil: PDF.

Tijdhof Persmatrijzen. (5 de Marzo de 2010). *Plato de anillo*. Recuperado el 4 de Enero de 2015, de

http://www.persmatrijs.nl/cm/index.php?option=com_content&view=article&id=9&Itemid=13&lang=en

Valverde, A., Sarria, B. L., & Monteagudo, J. P. (2007). *Análisis Comparativo de las características fisicoquímicas de la cascarilla de arroz*. Pereira: PDF.

Álvaro, A. G. (2014). *Planta de producción de pellets de biomasa*. Valladolid: PDF.

Romero Calcerrada, R., Manzano chicote, I., & J Novillo, C. (2014). *Análisis de la viabilidad de una peletizadora de biomasa forestal*. Madrid: PDF.

Yánquez, G. G. (2012). *Diseño de una planta de peletización en Castilla Leon*. Madrid: PDF.

AGICO group. (2014, Noviembre 13). Quotation model . Hong Kong, Chai Wan, China.

Avicultura. (2011, Octubre 16). *Diseño conceptual de una máquina peletizadora de alimento para aves de corral para una producción de 1 tonelada diaria*. Retrieved from <http://www.engormix.com/MA-avicultura/manejo/articulos/diseño-conceptual-maquina-peletizadora-t3077/124-p0.htm>

Docum. (2006, Enero 1). *Cointaminación combustibles fósiles*. Retrieved from <http://docum.x10.mx/nat/contaminacion.htm#>

EcologicosSI. (2014, Agosto 20). *Que es la biomasa*. Retrieved from <http://www.ecologicosi.com/que-es-biomasa/85.html>

- Frers, C. (2013, Febrero 10). *Energias avance*. Retrieved from <http://waste.ideal.es/energias-avance.htm>
- ISVED. (2015, Enero 25). *okofen-2*. Retrieved from Que es el pellet?: <http://www.isved.com/okofen-2/que-es-el-pellet/?lang=es>
- KMEC engineering. (2012, Febrero 20). *molinos de pellets*. Retrieved from <http://www.plantaspeletizadoras.com/molino-de-pellets.html>
- National Geographic. (2013, Mayo 10). *Medio ambiente*. Retrieved from Calentamiento global causas: <http://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/calentamiento-global/calentamiento-global-causas>
- PealHeat. (2014, Noviembre 12). *Definicion de pellet*. Retrieved from <http://www.pelheat.com/>
- pealheat. (2014, Marzo 24). *The beginners guide to pellet production*. Retrieved from http://www.pelheat.com/Beginners_Guide_To_Pellet_Production.html
- Shigley, Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseno en ingenieria mecanica de Shigley*. Mexico D.F: McGrawHill.
- Universidad agraria del Ecuador. (2011, Mayo 8). *Proceso de peletización*. Retrieved from <http://www.uagraria.edu.ec/>
- Alakangas, E., & Paju, P. (2002). *wood pellet in finland' tecnologia, economy and marketing*. Finland: VIT.
- Arpi Trujillo, J. E., & Calderon Toral, C. S. (10 de Febrero de 2010). Tesis de grado para obtención del titulo de ingeniero mecanico con mencion en diseño y materiales. *Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de cuenca para su aprovechamiento energético*. Cuenca, Azuay, Ecuador: Universidad Politecnica Salesiana.
- FAG. (1995). *Radmientos de bolas, Rodamientos de rodamientos, Soportes, Accesorios*. Miami: Fag.

HIBBERLER, R. (2006). *Dinámica*. Estados Unidos: Prince Hall.

Tecnologías Limpias. (14 de Noviembre de 2014). *Red institucional de tecnologías limpias*. Obtenido de

http://www.tecnologiaslimpias.org/html/central/311603/311603_reci.htm

Universidad Mayor de San Simón . (20 de Noviembre de 2104). *Facultad de ciencias y tecnologías*. Obtenido de <http://www.fcyt.umss.edu.bo/>

ANEXOS

Tabla Anexa A1.

Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería.

Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería^{1,5}
(Unidades SI)
Continuación de la página 747

749

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Fluencia ²		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, MPa	Cortante, MPa	Tensión, MPa	Cortante, MPa				
Aleaciones de magnesio										
Alloy AZ80 (Forjado)	1 800	345		160	250		45	16	25.2	6
Alloy AZ31 (Extrusión)	1 770	255		130	200		45	16	25.2	12
Titanio										
Aleación (6% Al, 4% V)	4 730	900			830		115		9.5	10
Aleación monel 400(Ni-Cu)										
En frío	8 830	675			585	345	180		13.9	22
Recocida	8 830	550			220	125	180		13.9	46
Cuproníquel (90% Cu, 10% Ni)										
Recocido	8 940	365			110		140	52	17.1	35
Trabajado en frío	8 940	585			545		140	52	17.1	3
Madera ⁴ secada al aire										
Pino-Douglas	470	100	50	7.6			13	0.7	Varía	
Picea, Sitka	415	60	39	7.6			10	0.5	3.0 a 4.5	
Pino de hoja corta	500		50	9.7			12			
Pino blanco	390		34	7.0			10			
Pino Ponderosa	415	55	36	7.6			9			
Roble blanco	690		51	13.8			12			
Roble rojo	660		47	12.4			12			
Abeto occidental	440	90	50	10.0			11			
Nogal de corteza fibrosa	720		63	16.5			15			
Secoya	415	65	42	6.2			9			
Concreto										
Resistencia media	2 320		28				25		9.9	
Alta resistencia	2 320		40				30		9.9	
Plásticos										
Nylon, tipo 6/6, (moldeado)	1 140	75	95		45		2.8		144	50
Polycarbonato	1 200	65	85		35		2.4		122	110
Poliéster PBT (termoplástico)	1 340	55	75		55		2.4		135	150
Poliéster elastomérico	1 200	45		40			0.2			500
Poliestireno	1 030	55	90		55		3.1		125	2
Vinilo, PVC rígido	1 440	40	70		45		3.1		135	40
Caucho	910	15							162	600
Granito (promedio)	2 770	20	240	35			70	4	7.2	
Mármol (promedio)	2 770	15	125	28			55	3	10.8	
Arenisca (promedio)	2 300	7	85	14			40	2	9.0	
Cristal, 98% sílice	2 190		50				65	4.1	80	



¹ Las propiedades de los metales varían ampliamente con la composición, el tratamiento térmico y el trabajo mecánico.² Para materiales dúctiles la resistencia a compresión se supone igual a la resistencia a tensión.³ Offset 0.2%.⁴ Las propiedades de la madera son para carga paralela a la fibra.⁵ Véase también Mark, *Mechanical Engineering Handbook*, 10a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1996; *Annual Book of ASTM*, American Society for Testing Materials, Philadelphia, Pa.; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Metals Park, Ohio; y *Aluminum Design Manual*, The Aluminum Association, Washington, D.C.

(Mecánica de materiales, Beer;P, Jhonshon; Russel, DeWolf: Jhon)

Tabla Anexa A2.

Selección de equipos catalogo MOTOVARIO.

4,80 kW

n2 [1/min]	M2 [Nm]	f.s.	i			Fr [N]
187,0	219,0	0,8	7,50	NMRV-P075	112MB4	2785
187,0	221,0	1,4	7,50	NMRV-P090	112MB4	3081
140,0	292,0	1,2	10,00	NMRV-P090	112MB4	3391
93,0	427,0	0,9	15,00	NMRV-P090	112MB4	3882
70,0	557,0	0,7	20,00	NMRV-P090	112MB4	4273
187,0	221,0	2,5	7,50	NMRV-P110	112MB4	3893
140,0	292,0	2,1	10,00	NMRV-P110	112MB4	4285
93,0	427,0	1,5	15,00	NMRV-P110	112MB4	4905
70,0	563,0	1,1	20,00	NMRV-P110	112MB4	5399
56,0	696,0	1,0	25,00	NMRV-P110	112MB4	5816
47,0	786,0	0,9	30,00	NMRV-P110	112MB4	6181
56,0	696,0	1,3	25,00	NMRV130	112MB4	7607
47,0	796,0	1,3	30,00	NMRV130	112MB4	8084
35,0	1035,0	1,0	40,00	NMRV130	112MB4	8897
28,0	1245,0	0,8	50,00	NMRV130	112MB4	9584
28,0	1261,0	1,1	50,00	NMRV150	112MB4	13103
23,0	1454,0	0,9	60,00	NMRV150	112MB4	13924

Fuente: www.motovario.com

Tabla Anexo A3.

Factores de esfuerzos dinámicos para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas									
L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

Tabla Anexa A4.

Factores de velocidad para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas									
n min ⁻¹		f_n min ⁻¹		n min ⁻¹		f_n min ⁻¹		n min ⁻¹	
								$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \times 10^6}{n}}$ min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

Tabla Anexa A5.

Factores X y Y para rodamientos de bolas.

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas																		
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento						Juego de rodamiento C3						Juego de rodamiento C4					
	e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2		0,32	1	0	0,46	1,7		0,4	1	0	0,44	1,4	
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8		0,35	1	0	0,46	1,56		0,43	1	0	0,44	1,31	
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58		0,39	1	0	0,46	1,41		0,45	1	0	0,44	1,23	
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4		0,43	1	0	0,46	1,27		0,48	1	0	0,44	1,16	
3	0,36	1	0	0,56	1,2		0,48	1	0	0,46	1,14		0,52	1	0	0,44	1,08	
6	0,43	1	0	0,56	1		0,54	1	0	0,46	1		0,56	1	0	0,44	1	

Tabla Anexa A6.

Factores de esfuerzos dinámicos para rodamientos de rodillos.

▼ Valores f_L para rodamientos de rodillos

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{L_h}{500} \cdot \frac{1}{f_L}}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

(Fuente: Catálogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

Tabla Anexa A7.

Factores de velocidad para rodamientos de rodillos.

▼ Valores f_n para rodamientos de rodillos

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33}{n}} \sqrt[3]{\frac{33}{f_n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

Anexo1. Metodología completa de cálculo.

DISEÑO DE UNA PELETIZADORA DE MATRIZ PLANA

$$D_p := 6 \text{ mm} \quad \rho_c := 100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \quad Y_f := 33 \text{ MPa} * \quad a := 0.9 \quad b := 1.5$$

$$h_f := 0.2 \text{ mm} \quad \mu := 0.7 \quad Fm_2 := 80 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * \quad m_c := 80 \text{ kg} *$$

$$r_p := \frac{D_p}{2} = 0.118 \text{ in}$$

$$l_p := D_p \cdot 5 = 30 \text{ mm}$$

Longitud del pelet Norma CEN/TS 14691

$$V_p := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \cdot l_p = 848.23 \text{ mm}^3$$

Volumen del pelet

$$R_c := \frac{1}{\left(\frac{D_p}{l_p}\right)} = 5$$

Relacion de compresion o grado de compactacion

(Fuente: www.citynorth-bay.on.ca "Technical Research Center of Finland 2002")

$$V_c := V_p \cdot R_c = (4.241 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

Volumen de cascarilla para cada pelet

$$\rho_p := \rho_c \cdot R_c = 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Densidad del pelet

$$\varepsilon x := a + b \cdot \ln(R_c) = 3.314$$

a, b son coeficientes de avellandado

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$P_c := Y_f \cdot \varepsilon x = (1.094 \cdot 10^8) \text{ Pa}$$

Presion de compresion

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$K := P_c \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_p^2}{4}\right) = (3.092 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de compactacion del rodillo

$$P_f := Y_f \cdot \left(\frac{2 \cdot h_f}{D_p}\right) = (2.2 \cdot 10^6) \text{ Pa}$$

Presion por friccion

(Fuente: www.citynorth-bay.on.ca "Technical Research Center of Finland 2002")

$$P_p := \frac{P_f \cdot D_p}{4 \cdot \mu \cdot h_f} = (2.357 \cdot 10^7) \text{ Pa}$$

Presion en las paredes de la matriz, Presion interna

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$F_r := \mu \cdot P_p \cdot D_p \cdot l_p = (2.97 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de friccion en la matriz

$$F_r \leq K$$

Se debe cumplir para permitir el flujo de material en este caso se cumple la condicion

$$F_r \leq K \quad \text{Se debe cumplir para permitir el flujo de material en este caso se cumple la condición}$$

DIMENSIONES DEL RODILLO

$$h_o := 0.018 \text{ m} \quad \rho_a := 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad l_b := 0.085 \text{ m} \quad * \quad N_r := 2 \quad * \quad V_o := 0$$

$$Y_{\text{pelet}} := \frac{1}{\rho_p} = 0.002 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad l_{b1} := 0.059 \text{ m} \quad *$$

$$r := \frac{h_o - h_f}{\mu^2} = 36.327 \text{ mm} \quad \text{Radio del rodillo} \quad D_r := r \cdot 2 = 72.653 \text{ mm}$$

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$a_r := \frac{D_r}{2} = 36.327 \text{ mm} \quad \text{Los fabricantes consideran el ancho como la mitad del diametro}$$

Para el calculo de las revoluciones y el tiempo de produccion es necasio obtener la velocidad la misma que se encuentra en funcion de la masa del rodillo

$$m_r := (\pi \cdot r^2 \cdot a_r) \cdot \rho_a = 1.182 \text{ kg} \quad \text{Masa del rodillo}$$

$$a_r := \frac{K - F_r}{m_r} = 103.438 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Aceleracion del rodillo*}$$

(Fuente: HIBBERLER, R.C DINAMICA. Prantice Hall 2006)

$$V_r := \sqrt{a_r \cdot r} = 1.938 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad tangencial del rodillo}$$

(Fuente: HIBBERLER, R.C DINAMICA. Prantice Hall 2006)

$$Ff_r := m_r \cdot g \cdot \mu = 8.115 \text{ N} \quad \text{Fuerza de friccion entre rodillos y material}$$

$$F_T := Ff_r + K = (3.1 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Fuerza total del rodillo}$$

$$w := \frac{V_r}{l_b} = 22.805 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad w = 217.773 \text{ rpm} \quad \text{Valocidad angular de la matriz}$$

$$D_w := \sqrt{r \cdot (h_o - h_f)} = 25.429 \text{ mm} \quad \text{Distancia angular}$$

$$\theta_r := \text{atan}\left(\frac{D_w}{r}\right) = 0.611 \text{ rad} \quad \theta_r = 34.992^\circ \quad \text{Angulo de trabajo rodillo}$$

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$t_s := \frac{\theta_r}{w} = 0.027 \text{ s}$$

Tiempo de salida de los pelets

$$A_e := \frac{K - F_r}{m_c} = 1.529 \frac{m}{s^2}$$

Aceleracion dentro del agujero matriz

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$V_{ex} := V_o + A_e \cdot t_s = 0.041 \frac{m}{s}$$

Velocidad de extruccion de un pelet

$$Q := Fm_2 \cdot Y_{pelet} = 0.16 \frac{m^3}{hr}$$

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

Flujo volumetrico de peletizado

$$N_{ae} := \frac{Q}{(V_{ex} \cdot N_r) \cdot (\pi \cdot r_p^2)} = 19.2$$

Numero de agujeros en la matriz

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$C_{pe} := Q \cdot \rho_p = 80 \frac{kg}{hr}$$

Capacidad de peletizado

$$w = 3.63 \frac{rev}{s} \quad w2 := 3.63 \frac{1}{s}$$

Rps - Rev / seg - problema de unidades

$$Pot := (2 \cdot \pi) \cdot w2 \cdot (N_r \cdot K) \cdot D_w = 3.587 \text{ kW}$$

Potencia de peletizado

(Fuente: www.fcyt.umss.edu.bo)

$$T_r := \frac{Pot}{w} = 157.284 \text{ N} \cdot m$$

Torque en los rodillos

$$F_{TH} := \frac{T_r}{l_{b1}} = 2.666 \text{ kN}$$

Fuerza tangencial

CALCULO DE CUCHILLAS

$$\tau_c := 1.176 \text{ MPa} \quad N_a := 3 \quad \text{Numero de agujeros}$$

$$S_{py} := 9.1 \text{ MPa} \quad S_y := 36 \text{ ksi} \quad F_s := 1.5 \quad T_{mo} := 85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_c := \tau_c \cdot (\pi \cdot r_p^2) \cdot N_a = 99.752 \text{ N} \quad \text{Fuerza de corte (Formula de esfuerzo)}$$

$$F_{fc} := (\pi \cdot r_p^2) \cdot S_{py} \cdot \mu = 180.108 \text{ N} \quad \text{Friccion en cuchilla}$$

(fuente: forraje de alimento Universiada de Navarra)

$$F_{total} := F_c + F_{fc} = 279.859 \text{ N} \quad \text{Fuerza total}$$

$$T_c := F_{total} \cdot l_{bl} \cdot N_r = 33.023 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Torque final en cuchillas}$$

$$M_{r2} := T_c + T_r = 190.308 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Torque o par de calculo final}$$

$$Pot_c := T_c \cdot w = 0.753 \text{ kW}$$

$$Pot_{total} := Pot_c + Pot = 4.34 \text{ kW} \quad \text{Potencia caja reductora}$$

$$w = 217.773 \text{ rpm} \quad \text{Potencia de motor acoplado directamente}$$

CALCULO DE MOTOR

$$R_m := \frac{1750 \text{ rpm}}{w} = 8.036 \quad \text{La relacion de giro del motor es de 8:1}$$

El motoreductor o caja reductora tiene un factor de 5.14 lo cual satisface la necesidad de potencia y potencia necesarios.

$$\sigma_p := \frac{S_y}{F_s} = 165.474 \text{ MPa}$$

(Fuente: NORTON, Robert, "Diseno de maquinas", Mexico 2008)

$$d1 := \sqrt[3]{\left(\frac{16 \cdot M_{r2}}{\pi \cdot \sigma_p}\right)} = 18.026 \text{ mm}$$

Diametro del eje principal, tomando la formula de von misses

(Fuente: NORTON, Robert, "Diseno de maquinas", Mexico 2008)

CALCULO DE DIAMETRO EJE PORTA RODILLOS

$$M_{pr} := K \cdot l_b = 262.844 \text{ N} \cdot m$$

Momento aplicado al extremo del eje

$$t_r := \frac{60 \text{ s} \cdot 1 \text{ rpm}}{w} = 0.276 \text{ s}$$

$$\alpha := \frac{w}{t_r} = 82.772 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$I_r := \frac{m_r \cdot r^2}{2} = (7.8 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot m^2$$

$$T_{pr} := I_r \cdot \alpha = 0.065 \text{ N} \cdot m$$

$$d_{pr} := \sqrt[6]{\left(\frac{F s^2 \cdot (1024 M_{pr}^2 + 2304 T_{pr}^2)}{S y^2 \cdot \pi^2} \right)} = 25.292 \text{ mm}$$

$$F_{mf} := \sqrt{K^2 + F_{TH}^2} = (4.083 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Resultante fuerzas en brazos de rodillos

$$\sigma_{mf} := F_{mf} \cdot l_{b1} = 240.883 \text{ N} \cdot m$$

Esfuerzo producido por momento

$$d2 := \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot \sigma_{mf}}{\pi \cdot \sigma_p} \right)} = 24.567 \text{ mm}$$

Diametro necesario para brazos de rodillos

(Fuente: NORTON, Robert, "Diseno de maquinas", Mexico 2008)

Se escoge un eje con un diametro de 1"

DIMENSIONAMIENTO DE RODAMIENTOS

Rodamiento de la Matriz

$$f_a := F_r = 2.97 \text{ kN}$$

Carga axial

$$f_r := F f_r = 0.008 \text{ kN}$$

Carga radial

$$R_{ro} := \frac{f_a}{f_r} = 365.971$$

Razon para seleccion de formula

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$P_0 := 0.6 \cdot f_a + 0.5 \cdot f_r = 1.786 \text{ kN}$$

Carga estatica equivalente

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$f_s := 1.5$$

Factor de esfuerzos estaticos para exigencias normales

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$C_0 := f_s \cdot P_0 = 2.679 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estatica

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$f_0 := 14.5$$

Factor obtenido de la pagina 145 catalogo fag

$$S_{ele} := \frac{f_0 \cdot f_a}{C_0} = 16.075$$

Maximo valor en tabla es 6 por lo tanto se calcula con ese valor

$$X := 0.56$$

Datos de tabla pag 144 FAG

$$Y := 1$$

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$P := (X \cdot f_r) + (Y \cdot f_a) = 2.975 \text{ kN}$$

Carga estatica Equivalente

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$f_L := 3.73$$

Valor obtenido de la tabla en la pagina 34 catalogo fAG para 1400 horas de uso

$$f_L := 3.73$$

Valor obtenido de la tabla en la pagina 34 catalogo FAG para 1400 horas de uso

$$f_n := 0.533$$

Valor obtenido en funcion de 220 RPM Tabla pagina 34 Catalogo FAG

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$C := \frac{f_L \cdot P}{f_n} = 20.816 \text{ kN}$$

Capacidad carga dinamica

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$Fs_f := \frac{C_0}{P_0} = 1.5$$

Factor de seguridad

Se selecciona el rodamiento 6005 con capacidad de carga estatica 5.85 kN y 10 kN de capacidad de carga dinamica

Rodamiento del Portarodillos

$$f_{r2} := F_r = 2.97 \text{ kN}$$

Carga radial

$$f_{a2} := F_{TH} = 2.666 \text{ kN}$$

Carga axial

$$R_{ro} := \frac{f_{a2}}{f_{r2}} = 0.898$$

Razon para seleccion de formula

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$Y_0 := 0.77$$

Datos y relaciones obtenidas de la pagina 297 de rodillos conicos

$$\frac{1}{2 \cdot Y_0} = 0.649$$

$$P_{02} := f_{r2} = 2.97 \text{ kN}$$

Carga estatica equivalente

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$f_s := 1.5$$

Factor de esfuerzos estaticos para exigencias normales

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$C_{02} := f_s \cdot P_{02} = 4.455 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estatica

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$e := 0.43$$

Valor obtenido mas aproximado a la relacion Rro el cual es valor de entrada a la tabla

$$P_2 := \{f_{r2}\} = 2.97 \text{ kN}$$

Carga Dinamica Equivalente

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$f_L := 4.75$$

Valor obtenido de la tabla en la pagina 34 catalogo FAG para 1400 horas de uso

$$f_L := 4.75$$

Valor obtenido de la tabla en la pagina 34 catalogo FAG para 1400 horas de uso

$$f_n := 0.568$$

Valor obtenido en funcion de 220 RPM Tabla pagina 34 Catalogo FAG

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$C_2 := \frac{f_L \cdot P_2}{f_n} = 24.837 \text{ kN}$$

Capacidad carga dinamica

(Fuente: Catalogo FAG WL41520 SE, Miami 1995)

$$Fs_f := \frac{C_{02}}{P_{02}} = 1.5$$

Factor de seguridad

Se selecciona el rodamiento de rodillos conico 32005X con capacidad de carga estatica 34 kN y 26.5 kN de capacidad de carga dinamica