

**“MÁQUINA DE MOLIENDA Y PELLETIZADO DE
CÁSCARA DE MANÍ”.**

***PROYECTO FINAL
PARA OBTENER EL TÍTULO DE GRADO DE
INGENIERO MECÁNICO.***

AUTORES: Borgiattino, Ezequiel - Pilla, Gonzalo.

DOCENTES: Ing. Di Cola Américo - Ing. Costamagna, Marcelo.



Villa María, Córdoba. 18/ 06/2020.

En la mesa de examen del día de la fecha, los alumnos Borgiattino Ezequiel Alberto, y Pilla Gonzalo, presentaron el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María. El tribunal examinador estuvo compuesto por el Profesor Titular de la cátedra Proyecto Final, Ing. Américo Di Cola, el Profesor Jefe de Trabajos Prácticos, Ing. Marcelo Costamagna y por el Director de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ing. Huber Fernández.

El tribunal examinador determinó que los alumnos aprobaron el examen con la siguiente calificación:

_____.

Ing. Américo Di Cola
Titular de Cátedra

Ing. Marcelo Costamagna
Jefe Trab. Prácticos

Ing. Huber Fernández
Jefe de Departamento

Av. Universidad 450 – 353 4537500 – Villa María – Córdoba.





Agradecimientos

A nuestros padres, madres, familias y amigos que nos apoyaron a lo largo de estos años.

A nuestros profesores, por los conocimientos brindados.

A Dios, por iluminar nuestro camino.



Resumen

En el presente trabajo se propuso dar una solución alternativa a la utilización de la cáscara de maní como combustible sólido mediante la creación de pellets, que se incluye dentro de la lista de combustibles y energías renovables. Dando también, solución a la incineración innecesaria, a la suciedad generada y a las molestias ocasionadas en cuanto al espacio que estas ocupan en las instalaciones de las plantas procesadoras de maní.

Por lo acontecido, se realizó el diseño y desarrollo de una máquina unificadora de las etapas fundamentales del proceso de pelletizado, es decir molienda y pelletizado, alcanzando una producción de 500 kg/h sin el aporte de una sustancia aglutinante.

Aquí se utilizó un desecho para la obtención de un subproducto que a la vez le servirá a los productores y a la sociedad rural como fuente de energía alternativa a las convencionales, satisfaciéndose necesidades como calefacción o cualquier otra aplicación energética.

Abstract

In the present work, it was proposed to provide an alternative solution to the use of peanut shells as solid fuel through the creation of pellets, which is included in the list of fuels and renewable energy. Also providing a solution to unnecessary incineration, the dirt generated and the inconvenience caused in terms of the space they occupy in the facilities of peanut processing plants.

Due to what happened, the design and development of a unifying machine for the fundamental stages of the pelletizing process was carried out, that is, milling and pelletizing, reaching a production of 500 kg / h without the contribution of a binding substance.

Here a waste was used to obtain a by-product that at the same time will serve producers and rural society as an alternative energy source to conventional ones, satisfying needs such as heating or any other energy application.



Índice

1.	Introducción.....	10
2.	Generalidades de la materia prima.	12
2.1.	Biomasa residual.	12
2.2.	Historia de la cáscara de maní y su humedad.	12
2.3.	Usos actuales	13
2.4.	Características físicas y químicas (Aceitera General Deheza).	14
3.	Molienda.....	15
3.1.	Descripción de sus partes.	15
3.2.	Principio de funcionamiento.....	17
3.3.	Factores a regular.....	17
4.	Transporte neumático y separador ciclónico.....	18
4.1.	Transporte neumático.....	18
4.1.1.	Transporte en fase diluida.....	18
4.1.2.	Transporte en fase densa.	19
4.1.3.	Diferencias entre los transportes de fase diluida y densa.	19
4.1.4.	Transporte según posicionamiento de la cañería.....	20
4.2.	Separador ciclónico.	21
4.2.1.	Generalidades. Funcionamiento.	22
4.2.2.	Familias de separadores ciclónicos	24
5.	Pelletizado.....	26
5.1.	Densificación de la biomasa residual.....	26
5.2.	El pellet.....	26
5.3.	Máquina de Pelletizado: Partes. Principio de funcionamiento.	28
5.4.	Tipos de pelletizadoras	28
➤	De matriz anular	28
➤	De matriz plana.....	29
5.5.	Condiciones de pelletizado.....	32
5.5.1.	Humedad.....	32
5.5.2.	Tamaño de las partículas.	32
5.5.3.	Densidad específica del material.	33
5.5.4.	Presión y temperatura.....	33



5.5.5.	Aglutinante y proporción en la mezcla.	34
6.	Descripción de la máquina, características técnicas y funcionamiento.	35
6.1.	Principio de funcionamiento.....	36
6.2.	Características constructivas.....	37
6.3.	Aspectos de entrada de la materia prima.	38
6.4.	Secuencia de encendido.	38
7.	Diseño y cálculo de Tolva, manga conectora y sistema de alimentación..	40
7.1.	Tolva de ingreso.....	40
7.2.	Manga conectora.....	40
7.3.	Sistema de alimentación por tornillo sinfín.	42
7.3.1.	Dimensionamiento del sinfín y cálculo de revoluciones.	46
7.3.2.	Cálculo de potencia y selección del motor trifásico.....	47
7.3.3.	Selección del reductor de velocidad.....	49
7.3.4.	Selección del acoplamiento elástico.	50
7.3.5.	Selección de rodamiento y soporte de rodamiento axial.....	51
7.3.6.	Cálculo de la chaveta y pasador cilíndrico en acoplamiento..	55
8.	Diseño y cálculo de molino de martillo.	59
8.1.	Características iniciales de diseño.....	59
8.2.	Partes del molino de martillos.....	60
8.3.	Cálculo de caudal volumétrico de cáscaras.....	67
8.4.	Cálculo de cantidades de cáscaras golpeadas por revolución.	67
8.5.	Análisis dimensional de las cáscaras. Área extendida.	68
8.6.	Teoría de producción de partículas. Cantidad de martillos.....	69
8.7.	Procedimiento de cálculo.....	74
8.8.	Verificación del martillo.....	74
8.8.1.	Análisis posicional del martillo.....	75
8.8.2.	Simulación estática con elementos finitos.....	75
8.9.	Cálculo del eje secundario.....	77
8.9.1.	Aproximación estática sin fatiga.....	77
8.9.2.	Cálculo a fatiga.	78
8.9.3.	Simulación estática con elementos finitos.....	82
8.10.	Verificación del disco lateral y central, (elementos finitos).....	83



8.10.1.	Disco lateral.	85
8.10.2.	Disco central.	86
8.11.	Cálculo de potencia consumida.	88
8.11.1.	Potencia en vacío (sin carga).	88
8.11.2.	Potencia de molienda.	88
8.11.3.	Potencia del motor eléctrico trifásico.	91
8.12.	Equilibrio del martillo.	92
8.13.	Sistema de transmisión de potencia.	93
8.13.1.	Sección de correa.	94
8.13.2.	Diámetros de poleas.	94
8.13.3.	Distancia entre ejes y longitud primitiva de correa.	95
8.13.4.	Cálculo del número de correas.	96
8.13.5.	Dimensiones de polea.	99
8.13.6.	Velocidad tangencial de la correa.	99
8.14.	Cálculo del voladizo del eje principal.	99
8.14.1.	Fuerzas actuantes.	100
8.14.2.	Cálculo analítico de la sección del eje, sin peso propio.	101
8.14.3.	Recálculo: peso propio, concentrador y corte puro.	104
8.15.	Selección y cálculo de rodamiento.	105
8.15.1.	Verificación preliminar de la capacidad dinámica y estática.	106
8.16.	Cálculo de la parte entre rodamientos del eje principal.	109
8.17.	Deformación torsional.	114
8.18.	Verificación del eje principal, utilizando elementos finitos.	117
8.19.	Recálculo del rodamiento.	120
8.20.	Cálculo de chaveta para polea del rotor.	120
8.20.1.	Cálculo a cizalladura.	121
8.20.2.	Cálculo a compresión.	121
8.21.	Velocidad crítica del rotor.	122
9.	Diseño y cálculo del transporte neumático.	125
9.1.	Características iniciales de diseño.	125
9.2.	Procedimiento de cálculo.	126
9.2.1.	Velocidad superficial de sedimentación.	127

9.2.2.	Velocidad superficial de seguridad.....	128
9.2.3.	Pérdidas de cargas en el tramo horizontal.....	128
9.2.4.	Pérdidas de cargas en el tramo vertical.	132
9.2.5.	Perdida de carga en los codos.....	135
9.3.	Unión de transición, fuelle de expansión.	136
9.4.	Caída de presión total en la tubería, accesorios y ciclón.....	137
9.5.	Selección de la fuente de aire.	137
	Selección del tipo de soplador	138
10.	Diseño y cálculo del separador ciclónico.....	139
10.1.	Consideraciones iniciales de diseño.....	139
10.2.	Procedimiento de cálculo.....	139
	Verificación de la resuspensión en el ciclón.....	141
11.	Diseño y cálculo de la pelletizadora.	144
11.1.	Características iniciales de diseño.....	144
11.2.	Partes de la pelletizadora.	145
11.3.	Premisa: Analogía entre prensado dinámico y estático.	153
11.4.	Ensayo de compactación.....	154
	11.4.1. Densidad de las partículas a cada porcentaje de humedad.	155
	11.4.2. Densidad deseada del pellet. Relación de compresión.....	157
	11.4.3. Explicación del ensayo.....	158
	11.4.4. Prueba de resistencia mecánica o dureza.	159
11.5.	Zonas del orificio de la matriz y etapas del material.	161
11.6.	Fuerzas actuantes durante la extrusión.....	162
11.7.	Fuerza de rozamiento (FR) y del espesor de la matriz (E).	162
11.8.	Ciclo de compactación.....	165
11.9.	Cantidad extruida por cada CC. Volumen colindante.	165
11.10.	Volumen vertido en la cámara de pelletizado.....	167
11.11.	Cantidad de agujeros en la matriz.....	167
11.12.	Altura del volumen barrido en CC y cálculo de Vc.	168
11.13.	Ancho, diámetro y características de los rodillos.....	169
11.14.	Estudio de las fuerzas actuantes en la pelletización.	170
	Tiempo de extrusión. Velocidad de extrusión. Fuerza de expulsión ...	172



11.15.	Momentos de fuerza en cada batería y momento resultante...	174
11.16.	Potencia de pelletizado y selección de motor trifásico.	177
11.17.	Selección de reductor de velocidad.....	178
11.18.	Cálculo del eje principal.....	180
11.18.1.	Cargas actuantes sobre el eje principal.	180
11.18.2.	Aproximación analítica.....	181
11.18.3.	Verificación de la deformación torsional.	182
11.18.4.	Simulación estática con elementos finitos.	182
11.19.	Selección de rodamientos para el eje principal.	187
11.19.1.	Cálculo capacidad de carga dinámica.	187
11.19.2.	Verificación de la capacidad de carga estática.	188
11.19.3.	Rodamiento para soportar la carga peso.....	189
11.20.	Selección de rodamientos para los rodillos.	190
11.20.1.	Revoluciones a las que giran los rodillos.	190
11.20.2.	Cálculo capacidad de carga dinámica.	191
11.20.3.	Cálculo capacidad de carga estática.	191
11.21.	Selección de acoplamiento motor – reductor.	192
11.22.	Selección de acoplamiento reductor - eje principal.	193
11.23.	Cálculo de chavetas motor-acoplamiento elástico-reductor. ...	193
11.23.1.	Cálculo a cizalladura.....	193
11.23.2.	Cálculo a compresión.	194
11.24.	Cálculo de chaveta reductor-acoplamiento rígido.	195
11.24.1.	Cálculo a cizalladura.....	195
11.24.2.	Cálculo a compresión.	195
11.25.	Cálculo del estriado en el eje de la pelletizadora.	196
11.25.1.	Cálculo a cizalladura.....	197
11.25.2.	Cálculo a compresión.	197
12.	Chasis móvil.	199
13.	Anexo.	200
14.	Bibliografía.....	208
15.	Codificación y planimetría.	209



1. INTRODUCCIÓN.

En la Argentina, se siembran anualmente entre 300 y 350 mil hectáreas de maní, más del 90 % de las cuales son sembradas en el centro y sur de la Provincia de Córdoba, donde las condiciones agroecológicas son óptimas para su desarrollo. El resto se reparte entre San Luis, Salta, Formosa, Santa Fe, Jujuy y Corrientes.

Cada día existen toneladas de cáscaras de maní que se acumulan a cielo abierto en las inmediaciones de las plantas procesadoras y son cotizadas a muy bajo costo y en algunos casos es entregada de manera gratuita. Generalmente, el mayor porcentaje de esta cantidad de residuo agrícola es destinado a la producción de energía térmica en calderas, sin tener un procesamiento previo a la combustión.

Según estudios realizados y experiencia en otros países, es posible aumentar el poder energético de la combustión de dicho desecho a partir de su densificación o aglomeración, ya sea a través de la elaboración de briquetas o pellets. Para ello deberíamos seguir una serie de etapas productivas: acondicionado, molienda y densificación. De los dos modos existentes de aglomeración de biomasa, el pellets es elegido por nivel de excelencia en procesos industriales y domésticos para fines energéticos ya que brinda facilidades en su racionalización y alimentación de sistemas automatizados. Aunque pueda parecer inconcebible, el pellet viene produciéndose hace más de un siglo utilizándose técnicas de prensado en un formato de pequeños elementos cilíndricos y desde múltiples tipos de materiales de desecho para diferentes propósitos, desde la calefacción, la alimentación de animales, la fertilización de campos entre otros motivos muy variados.

La creciente demanda energética y la necesidad de proteger nuestro ambiente nos obliga a impulsar nuevas formas de generar energías limpias y renovables. Para dar solución a lo mencionado, proponemos la utilización de la cáscara de maní en forma de pellets que se incluye dentro de la lista de combustible y energía renovables, ya que durante su combustión emite CO₂ de carácter neutro que es absorbido por la misma planta de maní, demás especies vegetales y árboles.

En muchos casos, cada etapa necesaria en la fabricación de pellet es realizada por una máquina específica desconectada cada una con la máquina subsiguiente, por lo que la materia prima no pasa instantáneamente de una máquina a la otra sino que se requiere de un tiempo muerto de transporte, por consiguiente se crea un proceso discontinuo. Como consecuencia se propone el diseño y desarrollo de una máquina que reúna las etapas y cumpla con un proceso continuo y automatizado.

2. GENERALIDADES DE LA MATERIA PRIMA.

2.1. Biomasa residual.

La biomasa es la materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía.

Se clasifican dos tipos de biomasa según la participación del hombre:

- La biomasa natural es la que se produce en ecosistemas naturales, sin la intervención del hombre para potenciarla o para modificarla, principalmente residuos forestales (leñas, ramas, restos de plantaciones). La explotación intensiva de este recurso no es compatible con la protección del medio ambiente.
- La biomasa residual es la que generada en las actividades humanas que utilizan materia orgánica. Este tipo de biomasa tiene asociadas las principales ventajas en su utilización:
 - ✓ Reduce la contaminación y riesgos de incendios.
 - ✓ Reduce el espacio en vertederos.
 - ✓ Evita emisiones de CO₂ si son densificadas.
 - ✓ Genera puestos de trabajo. Contribuye al desarrollo rural.

A su vez, la biomasa residual se divide en:

- **Excedentes agrícolas:** Los excedentes agrícolas que no sean empleados en la alimentación humana pueden ser considerados utilizados biomasa con fines energéticos. Pueden ser utilizados tanto como combustible en plantas de generación eléctrica como transformados en biocombustibles. Ejemplo: Cáscaras de maní, chala y marlos de maíz, etc.
- **Cultivos energéticos:** Son cultivos específicos dedicados exclusivamente a la producción de energía. Por ejemplo: caña de azúcar, semillas oleaginosas, sorgo, alfalfa, etc).

2.2. Historia de la cáscara de maní y su humedad.

En Córdoba, la siembra comienza a mediados de octubre de cada año. La planta requiere 140 días para la maduración óptima del maní. El primer paso de la cosecha consiste en invertir, mecánicamente la planta y dejarla durante siete días al aire libre en el mismo lugar de siembra para que se seque. De este modo, la humedad de las vainas se reduce aproximadamente del 40% al 20% y luego son enviadas a las plantas procesadoras con una humedad máxima del 25%.

En las procesadoras, el maní en vaina es sometido a un proceso de prelimpieza y secado, donde es puesto en contacto con aire caliente para reducirle el nivel de humedad a 8-10 % y prevenir el desarrollo de hongos y la generación de aflatoxinas (toxinas). Posteriormente, atraviesa las etapas de limpieza, descascarado y selección.

Del proceso de descascarado mecánico, las cáscaras salen despedazadas y en gran parte partidas a la mitad (Figura 2-1), manteniendo las propiedades físicas y químicas que se encontraban en la planta. Posteriormente, son depositadas, generalmente a cielo abierto, a la espera de su disposición final, tanto con fines productivos como improductivos, como el almacenamiento en montones sobre zonas rurales.

Se estipula que según las condiciones a las que son extraídas, almacenadas y transportadas las cáscaras se encontrarán disponibles a ser pelletizadas en porcentajes entre 10% a 50%.



Figura 2-1: Estado en que se hallan las cáscaras luego de salir de las plantas procesadoras.

2.3. Usos actuales

- El principal uso es como combustible de calderas pirotubulares, para la generación de otro tipo de energía. Ejemplo: Aceitera General Dehesa.
- Se emplea como alimento de ganado particularmente porcino, como camada de aves de corral, como medio para cultivo de hongos, entre otras.
- Generación de ladrillos para la construcción, como material de relleno.
- Actualmente se conoce muy escasa aplicación en la pelletización.

Destacamos que las cáscaras son difícilmente degradables en su exposición al exterior, debido al alto contenido de lignina y bajo contenido de nitrógeno.



Estas condiciones ofrecen pocas posibilidades para actuar como abono o mejoradores de suelos.

2.4. Características físicas y químicas (datos de Aceitera General Deheza).

- **Tamaño:** Durante el proceso de descascarado, son golpeadas unas contra otras para desprender el grano. De manera que la mayor cantidad de la cáscara llega partida en tamaños diferentes. Su variedad oscila entre 40 mm y 9 mm, medidos con calibre. El espesor aproximado de la cáscara se halla entre 0,5 a 1mm.
- **Densidad a granel:** Oscila entre 45 y 50 kg/m³.
- **Poder calorífico medio:** 17800kJ/kg.
- **Composición química:** Carbono 39%, Oxígeno 37%, Hidrógeno 3%, Alcalinos (Calcio/Potasio/Magnesio) 8%, Agua 6%, Cenizas 5%.

3. MOLIENDA.

El proceso de molienda tiene como finalidad proporcionar un tamaño adecuado de partícula, en este caso el adecuado para generar pellet de calidad. En la actualidad, existen numerosas máquinas utilizadas para la molienda de materiales, entre ellas destacamos:

- Molinos de bolas.
- Molinos de barras.
- Molinos de rodillos.
- Molinos de martillos.

Luego de analizar cada uno de los molinos, se determinó que el sistema más adecuado para nuestro material a desintegrar es el molino de martillos. Los motivos de la elección fueron los siguientes:

- ✓ Por ser uno de los tipos de molino más usados y difundidos en la actualidad.
- ✓ Adecuado para materiales no abrasivos y de baja dureza, como las cáscaras de maní.
- ✓ Principio de funcionamiento sencillo.
- ✓ Simple construcción en cada una de sus partes.
- ✓ Simple mantenimiento.
- ✓ Bajo costo de construcción a comparación de otros molinos.

3.1. Descripción de sus partes.

La finalidad del molino de martillos es pulverizar y desintegrar la materia prima introducida en él. Para ello, son necesarios los martillos que se encargan de golpear al material produciendo la fractura y división del mismo; a la vez, también obligan al material a dirigirse hacia las paredes y chocar contra estas, es aquí donde nuevamente se puede producir una división del material o no, dependiendo del tipo de material. Por ejemplo, para la cascara de maní, tendremos que existe gran resistencia ejercida por el aire a la superficie de la cáscara y dicha rotura contra las paredes no ocurrirá en gran probabilidad.

La forma de los martillos puede ser muy variada. Generalmente es común que por facilidad en su construcción se utilicen martillos de forma prismática, provenientes de un recorte de chapa laminada.

Los martillos se pueden hallar vinculados al eje del molino (eje principal), que recibe la potencia motora, de distintas maneras. Una de ellas es con conexión rígida, los martillos permanecen fijos vinculados al eje por medio de un soporte rígido, o con conexión móvil (Figura 3-1), los martillos flotan o giran sobre un eje

secundario que mediante unos discos se vinculan al eje principal. En la práctica se prefiere la conexión móvil y en la cual haremos hincapié.

Todo el conjunto compuesto del eje principal, los ejes secundarios, discos y martillos se denomina rotor. Este es quien recibe la potencia mecánica utilizada para la molienda. La posición del eje del rotor puede ser vertical u horizontal, pero la más usada es esta última.

Los martillos se hallan distribuidos y agrupados en hileras o filas conformando un tren de martillos montado sobre cada eje secundario. A la vez, estos ejes suelen ser 4 o más, pero generalmente se adoptan 4 y se encuentran ubicados equidistantes y separados cada 90 grados, como puede verse en la Figura 3-1 y 3-2.

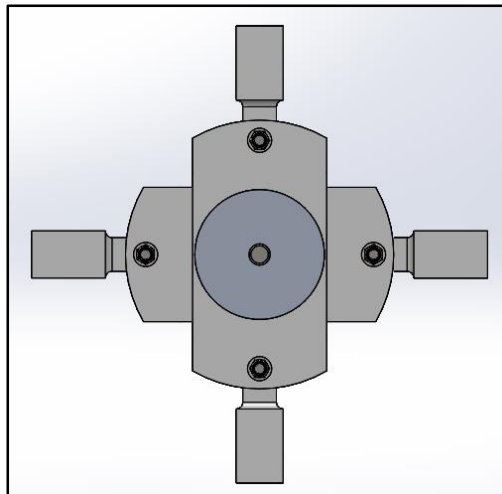


Figura 3-1: Disposición de martillos.

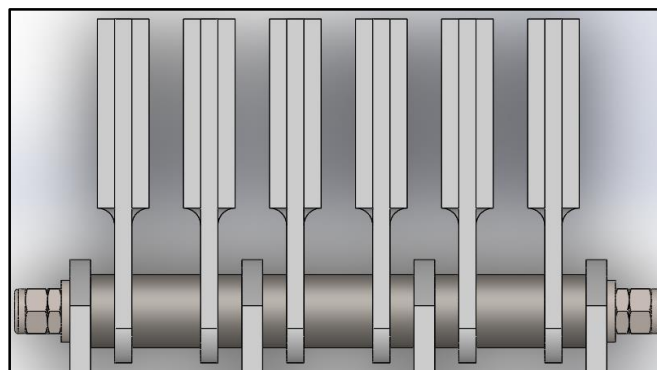


Figura 3-2: Tren de martillos.

El rotor se encuentra rodeado por una carcasa que lo encierra y permite que el material que es lanzado por los martillos vuelva hacia el interior del molino para ser rápidamente otra vez golpeado. El interior de la carcasa delimita la denominada cámara de desintegración. Dentro de la carcasa distinguimos la

boca de entrada por la cual ingresa el material y la boca de salida que direcciona el material molido hacia afuera del molino. Anteriormente a la boca de salida se encuentra la denominada criba o rejilla encargada de seleccionar el tamaño de partículas que tendrán salida. Esta consiste en una chapa curvada con múltiples orificios de determinado diámetro, tanta cantidad de orificios como sea posible para dar rápida salida al material pulverulento. El tamaño de salida de las partículas puede variarse cambiando el tamaño de dichos orificios.

3.2. Principio de funcionamiento.

El material a moler ingresa por la boca de entrada (5) y por gravedad cae al interior de la cámara de desintegración, donde es golpeado por los martillos (2). Seguidamente choca contra las paredes de la cámara de desintegración (3) y nuevamente es golpeado por los martillos. Esto ocurre sucesivamente hasta que alcanza un tamaño tal que puede pasar por las perforaciones de la criba de la descarga (4). Ver Figura 3-3.

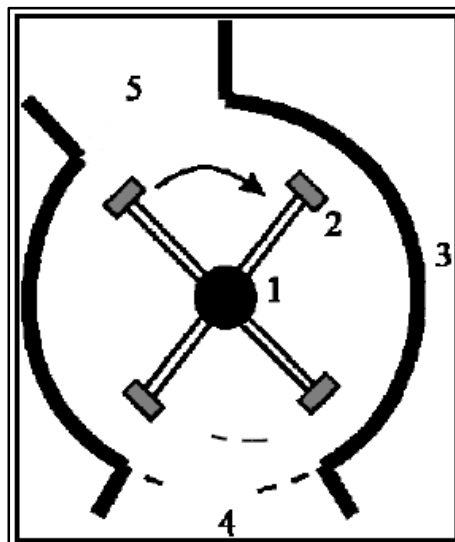


Figura 3-3: Partes del molino de martillos.

3.3. Factores a regular.

- El espacio existente entre los martillos y las paredes, es importante en la determinación de la finura del producto molido.
- Otro factor preponderante es la velocidad del rotor.
- Velocidad de alimentación, proporcionada por algún dispositivo mecánico, como un tornillo sinfín o cinta transportadora, o de manera manual.
- Número de martillos. Formas.
- Diámetro de agujeros en la criba.

4. TRANSPORTE NEUMÁTICO Y SEPARADOR CICLÓNICO.

4.1. Transporte neumático.

Históricamente surgieron dos tipos de transporte neumático, según el régimen de flujo. Primeramente, surgió el **transporte en fase diluida** que utiliza aire a alta velocidad para transportar sólidos que quedan suspendidos por el aire, requiriéndose **altos caudales de aire con poca presión**. Desde el año 1960, se presta atención al **transporte en fase densa** donde los sólidos no están totalmente suspendidos y se requieren **menores caudales de aire pero a su vez una mayor presión** para impulsar los sólidos.

4.1.1. Transporte en fase diluida.

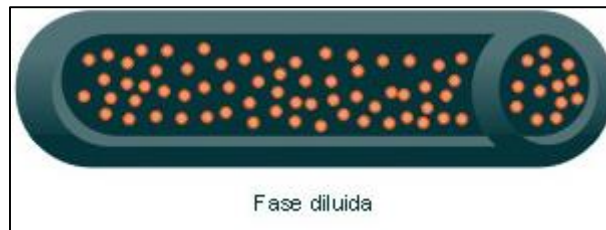


Figura 4-1: Fase diluida.

Casi cualquier material puede ser transportado en fase diluida (Figura 4-1). Se trata de partículas totalmente suspendidas en el fluido de transporte, es decir no existe acumulación en la zona inferior de la línea de transporte y se puede transportar de ésta forma en sistemas de presión, vacío o combinados. Presenta las siguientes características:

- ✓ Sólidos en suspensión al interior de la corriente.
- ✓ Se requieren grandes volúmenes de aire.
- ✓ El gasto energético es importante por la necesidad de un suministro continuo de gran cantidad de fluido.
- ✓ Su alta velocidad, permite un flujo continuo de gran cantidad de material.
- ✓ Requieren baja presión.
- ✓ Aplicable para materiales abrasivos y no abrasivos.
- ✓ Se evita taponamientos en la cañería, como puede ocurrir en transporte en fase densa.

En general, un material que puede ser transportado en fase densa también lo hará en fase diluida y para ello se requiere solamente un aumento de la velocidad del gas.

4.1.2. Transporte en fase densa.

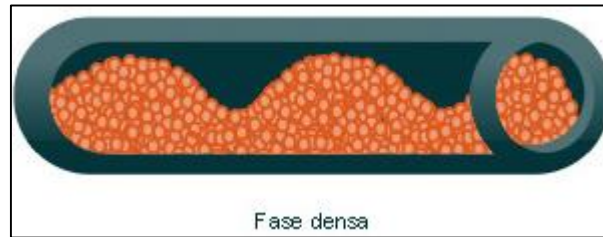


Figura 4-2: Fase densa.

Si no es posible identificar claramente una fase diluida estaremos en presencia de una fase densa (Figura 4-2). A menudo es llamado flujo no suspendido, como su nombre lo indica el material no está completamente suspendido en la corriente de aire. Se puede presentar de varias formas, como ondulaciones o como paquetes de material separados por una zona de aire, aunque existen muchos puntos intermedios en que se presentan combinaciones de ambas. Presenta las siguientes características:

- ✓ El sólido se transporta por empuje haciendo ondulaciones o paquetes.
- ✓ El volumen de aire requerido es bastante menor que en fase diluida.
- ✓ Demanda una mayor presión y una menor velocidad para el mismo caudal.
- ✓ La energía requerida es menor que en fase diluida.
- ✓ El desgaste en la tubería es menor.
- ✓ Es recomendable cuando el material transportado es abrasivo.
- ✓ Se pueden generar taponamientos debido a que el material crea una capa sobre la superficie inferior de la tubería, lo que restringe el flujo.

4.1.3. Diferencias entre los transportes de fase diluida y densa.

En la Tabla 4-1, se caracteriza las principales propiedades a tener en cuenta en cada tipo de transporte.

Tabla 4-1: Diferencia entre fase diluida y fase densa.

Propiedad	Transporte en fase diluida	Transporte en fase densa
Velocidad de gas, m/s	20	1-5
Concentración de sólidos, % en volumen	<1	>30
$\frac{\Delta P}{L}$, mbar / m	< 5	>20

4.1.4. Transporte según posicionamiento de la cañería.

De acuerdo a como en el diseño se dispongan los tramos de cañería, por donde circula el material, se tendrán dos tipos de transporte: vertical y horizontal.

Transporte vertical de sólidos.

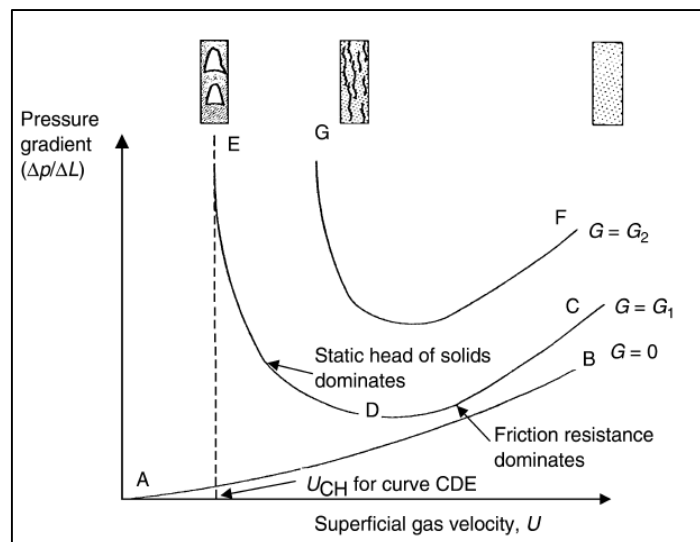


Figura 4-3: Gráfica de la caída de presión vs velocidad del gas para transporte vertical.

La Figura 4-3 muestra la relación de la caída de presión por unidad de longitud $\frac{\Delta p}{\Delta L}$ en una línea de transporte vertical en función de la velocidad superficial del gas U utilizada para los distintos flujos másicos $\left(\frac{kg}{h}\right)$ de sólidos por unidad de área de la línea de transporte denotados por $G \left(\frac{kg}{h.m^2}\right)$. De la Figura 4-3 se deduce:

- Cuando $G=0$ estamos en el caso que sólo se transporta gas.
- Cuando se aumenta el flujo de sólidos, las curvas de pérdida de carga cambian significativamente (ver curvas para $G=G_1$ y $G=G_2$; donde $G_2 > G_1$).

En el punto C, podemos observar que la velocidad del gas es alta, la concentración de sólidos es baja; por lo tanto la pérdida de carga se aproxima a la caída de presión por la fricción del gas con las paredes de la línea de transporte. A medida que la velocidad del gas disminuye, la pérdida de carga cae hasta una dada velocidad donde la presión estática aumenta debido al aumento de la concentración de sólidos. En este punto el gas no puede fluidificar el medio, y comienzan a formarse tapones de gas (slugs) en la línea de transporte. La velocidad para la cual se produce

este fenómeno se denomina *velocidad de ahogo* UCH (en inglés “choking velocity”), y es la transición del transporte neumático en fase diluida a fase densa.

- Cuando se transporta un caudal másico por unidad de área mayor G_2 la velocidad de ahogo es mayor.

Transporte horizontal de sólidos.

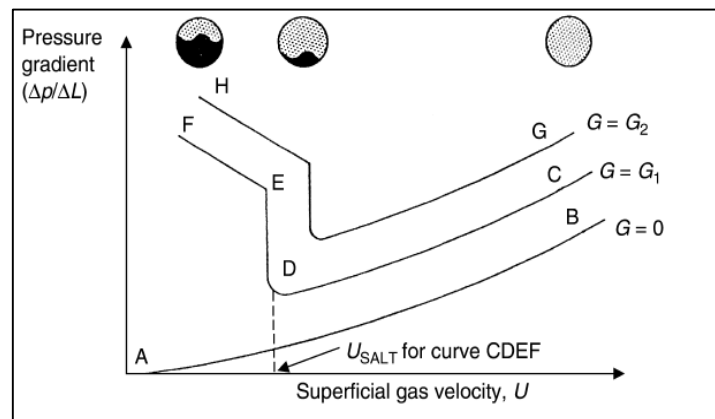


Figura 4-4: Gráfica de la caída de presión vs velocidad del gas para transporte horizontal.

La Figura 4-4 muestra el diagrama de fases para el transporte neumático para líneas de transporte horizontal. De la gráfica se deduce:

- La línea AB representa la pérdida de carga que se manifiesta cuando sólo gas se transporta en tuberías horizontales $G = 0$.
- Cuando se alimentan sólidos a G_1 , si la velocidad superficial del gas es alta (punto C) los sólidos se encuentran en suspensión, no sedimentan. Cuando la velocidad se disminuye para un mismo caudal de sólidos, la caída de presión baja; esto ocurre hasta una velocidad para la cual los sólidos sedimentan en el fondo de la línea de transporte. A dicha velocidad (punto D) se la denomina *velocidad de sedimentación* $USALT$ (en inglés saltation velocity). A partir de esta velocidad, descensos de la velocidad ocasionan una mayor pérdida de carga debido a la disminución de área para el pasaje del gas.

En el tramo EF, algunos sólidos se mueven en fase densa por el fondo de la tubería, mientras que otros viajan en fase diluida en la parte superior de la línea de transporte.

4.2. Separador ciclónico.

Los separadores ciclónicos son equipos utilizados para realizar la separación de material sólido que se encuentra suspendido en una corriente de gas. Son

altamente efectivos especialmente con partículas mayores a 10 micrómetros. Constituyen uno de los métodos de separación más económicos, no cuentan con partes móviles y los materiales para su construcción resultan económicos, generalmente contruidos de chapas de acero.

4.2.1. Generalidades. Funcionamiento.

Un ciclón está formado básicamente por un cilindro vertical con fondo cónico, una entrada tangencial normalmente cuadrada, un ducto en la parte superior que se encarga de retirar el aire limpio y otro inferior que extrae el material sólido previamente separado. Las características geométricas se pueden visualizar en la Figura 4-5.

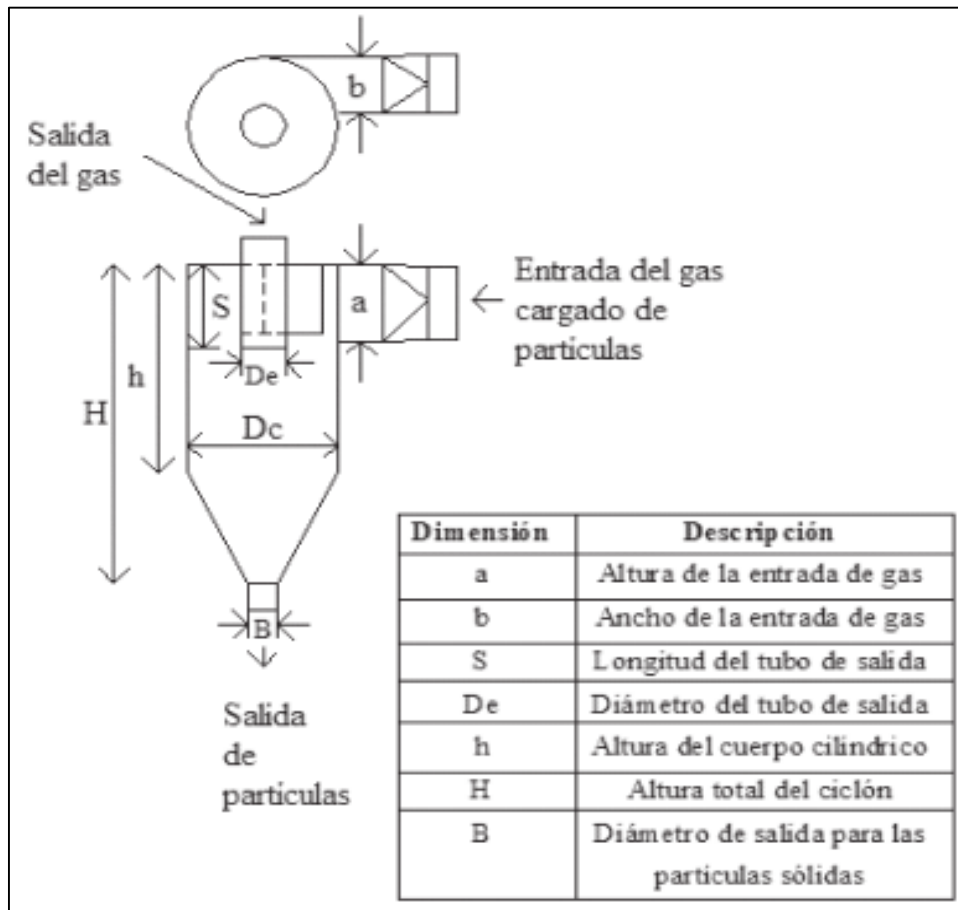


Figura 4-5: Descripción geométrica.

Su principio de funcionamiento es el de impactación inercial (Figura 4-6), generado por la fuerza centrífuga; las partículas sólidas viajan en la corriente de gas y entran tangencialmente al ciclón donde chocan con las paredes del mismo. Por ésta razón, se recomienda un puerto de entrada cuadrado y que sea más alto que ancho y de ésta forma garantizar un incremento en la superficie tangencial lo que brinda una mayor eficiencia de separación.

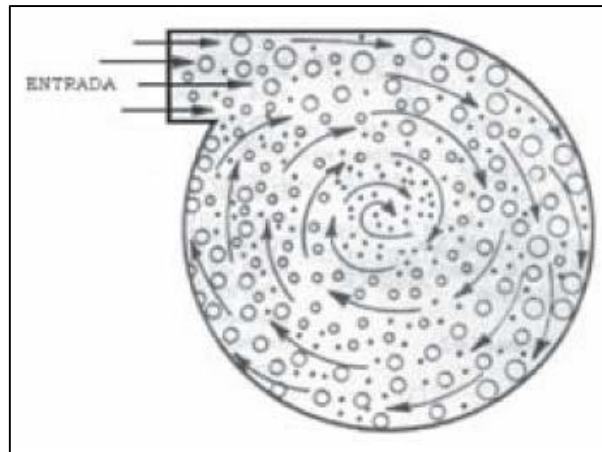


Figura 4-6: Impactación inercial.

Luego de que la mezcla gas-sólido entra al ciclón, se presenta un doble vórtice, uno exterior formado por la corriente de gas que entra al ciclón con las partículas que debido a su inercia tienden a moverse hacia la periferia del equipo alejándose de la entrada del gas y acumulándose en la base cónica. El segundo vórtice es creado por el gas, después de que alcanza la base del ciclón y ascender por la zona central describiendo una hélice. Ver Figura 4-7.

Básicamente los ciclones se comportan como cámaras de sedimentación, pero son más eficientes que éstas debido a que no utilizan la fuerza gravitacional para lograr la separación sino la fuerza centrífuga. Debido a que la fuerza centrífuga depende de la velocidad del gas y del radio de giro es posible que ésta fuerza sea mucho mayor que la gravitacional. La mayor parte de la recolección se da en la zona cónica debido a la reducción en el radio de giro.

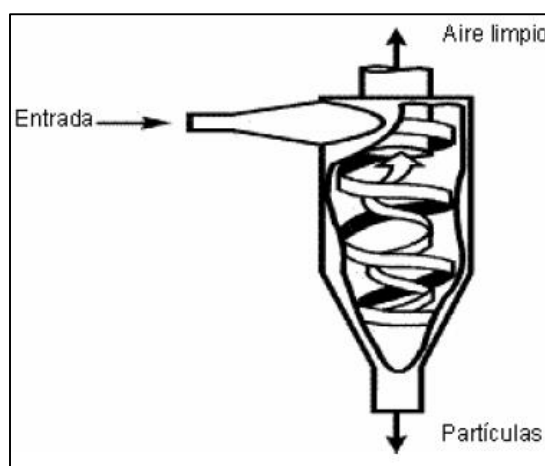


Figura 4-7: Generación de vórtices.

Se podría pensar que si se aumenta la velocidad de entrada al ciclón se tendría una mayor eficiencia de separación pero esto no es cierto debido a la resuspendación del material que ocurre, es decir el material se encuentra flotando

sin descender por gravedad. Cuando la velocidad del gas es demasiado alta es posible que en el fondo del ciclón parte del material sea arrastrado por el vórtice interno que sale del ciclón; esto entorpece la separación y salida de material por la parte inferior del ciclón. El incremento de la velocidad por encima de los valores recomendados implica un mayor gasto de energía ocasionado por una caída de presión más alta y una eficiencia de recolección menor.

Aunque un cambio en las condiciones de operación genera una variación en la eficiencia del ciclón, el factor que más influye es el diámetro del mismo. Un ciclón de diámetro más pequeño, a una caída de presión fija, es más eficiente, pero a menudo se requiere utilizar varias unidades en paralelo para lograr la capacidad requerida.

Velocidad de entrada, velocidad de saltación y eficiencia.

Existen parámetros que permiten evaluar el desempeño adecuado de un ciclón, entre ellos se tiene el diámetro del ciclón, la caída de presión, la relación entre la velocidad de entrada del gas y la velocidad de saltación. Nos detendremos en este último concepto, la velocidad de saltación, que representa si hay o no resustentación en el fondo del ciclón. Kalen y Zenz propusieron la existencia de una velocidad de saltación en el ciclón para explicar por qué la eficiencia de colección algunas veces descendía con incrementos en la velocidad de entrada.

De esta manera debemos garantizar una correcta velocidad de entrada para que no exista resuspensión y según Kalen y Zenz deberá cumplirse que:

$$\frac{V_i}{V_s} < 1,35$$

Dónde: V_i = Velocidad de entrada y V_s = Velocidad de saltación.

Velocidades de entrada muy bajas permiten la sedimentación de partículas y neutralizan el efecto de la fuerza centrífuga generando disminución en la eficiencia de colección. A velocidades de entrada muy altas pueden resuspender partículas previamente colectadas, disminuyendo también la eficiencia.

4.2.2. Familias de separadores ciclónicos.

Los ciclones de entrada tangencial pueden ser clasificados en 3 grandes familias o tipos que tienen características definidas; *ciclones de alta eficiencia*, *ciclones de alta capacidad* y *ciclones convencionales*.

En la Tabla 4-2 se presenta los valores de eficiencia de separación estándar (PST), es decir partículas de un tamaño superior a 10 micrómetros, para partículas de 10 micrómetros y de 2,5 micrómetros para cada familia.

Tabla 4-1: Eficiencia de las familias de ciclones.

Familia de ciclones	Eficiencia de remoción (%)		
	PST	PM10	PM2.5
Convencionales	70 - 90	30 - 90	0 - 40
Alta eficiencia	80 - 99	60 - 95	20 - 70
Alta capacidad	80 - 99	10 - 40	0 - 10

- Familia de ciclones de alta eficiencia.

Los ciclones de alta eficiencia están diseñados para separar adecuadamente partículas de 5 micrómetros con una eficiencia cercana al 90%. Los diseños de éste tipo presentan caídas de presión grandes, por lo que el consumo de energía es elevado, en general éstos equipos se diseñan teniendo en cuenta la caída de presión máxima permisible.

- Familia de ciclones de alta capacidad.

Los ciclones de alta capacidad están diseñados para partículas de más de 20 micrómetros aunque es posible que con partículas más pequeñas se presente algún grado de separación.

- Familia de ciclones convencionales.

Los ciclones convencionales se encuentran en una gran cantidad de tamaños, la entrada al equipo puede ser rectangular o circular. Sirven para la separación de partículas más grandes, la caída de presión no es tan elevada y en general poseen una buena eficiencia de separación para la mayoría de las aplicaciones.

5. PELLETIZADO.

5.1. Densificación de la biomasa residual.

La densificación de biomasa es un proceso de compresión o compactación de la biomasa que permite aumentar su densidad y modificar sus propiedades físico-químicas para de esta manera obtener un combustible de características más eficientes, energéticamente hablando, de fácil almacenamiento y manipulación.

Los productos obtenidos de la densificación de residuos son principalmente dos, los pellets y las briquetas, que difieren en su tamaño siendo los pellets aproximadamente de 40 a 100 veces más chicos que una briqueta. Además, como el pellet es más pequeño que la briqueta arde más deprisa por lo que su potencia calorífica es mayor a igualdad de composición química. Es decir, los pellets presentan mayor superficie específica que las briquetas y arden más deprisa que éstas.

Ventajas de la densificación.

- ✓ Poseen mayor poder calorífico que los residuos en estado natural, principalmente porque presentan menor cantidad de humedad, por lo que aumenta el calor producido en la combustión.
- ✓ Genera una combustión más eficiente, por lo anterior.
- ✓ Durante la combustión se emite CO₂ de carácter neutro que es absorbido por las plantas.
- ✓ Permite mantener a la materia en condiciones de baja humedad 8 a 10%.
- ✓ Reducción de volumen, ya que presentan mayor densidad.
- ✓ Fácil almacenamiento.
- ✓ Reemplaza a la leña y evita la tala de árboles.

5.2. El pellet.

El pellet (Figura 5-1) es un biocombustible estandarizado, cilíndrico, hecho por la compresión de material finamente molido de maderas (árboles), residuos de maderas (aserrín, virutas), por cultivos energéticos o desechos agrícolas. En nuestro caso, es considerado un biocombustible o energía renovable porque puede ser obtenido mientras se pueda producir el cultivo del maní.

Este biocombustible presenta un balance de emisiones de CO₂ neutro, lo que equivale a decir que el CO₂ emitido en la combustión es el que ha absorbido por la planta al crecer, y que volverá a absorber aquella planta que crezca en su lugar. Por lo tanto, la combustión con pellet colabora en la reducción de los gases

de efecto invernadero en la atmosfera, ayudando en el cumplimiento del protocolo de Kioto.



Figura 5-1: Pellets de madera.

Existen diversas normas europeas que regulan la calidad del pellet, entre ellas: ISO 17225-2, norma CTI R04/05 en Italia, norma SS 18 71 20 en Suecia, norma DIN51731 y DIN Plus en Alemania, etc. En Argentina, actualmente no existe normativa alguna, por la escasa importancia que tiene el pellets en nuestro país, y los fabricantes nacionales deben basarse en las normas del país al cual exportan.

Forma y tamaño.

El pellet tiene forma cilíndrica y siempre se fabrica de menor tamaño que la briqueta, para poder ser manipulado, con medios mecánicos, en forma más rápida y eficiente. El diámetro de los pellets oscila entre 5 y 22mm, Figura 5-2. La longitud del pellet es variable y depende de cada fabricante, sin embargo oscilan entre 10 y 30mm.



Figura 5-2: Tamaños de pellets.

5.3. Máquina de Pelletizado: Descripción de sus partes. Principio de funcionamiento.

Básicamente, debemos distinguir dos actores principales: los rodillos que podrán ser 2, 3 o 4 y una matriz.

Los rodillos son los encargados de desplazar el material, precomprimirlo y obligarlo a pasar a través de los orificios de la matriz, proceso denominado extrusión, para compactar el material y conformar los pellets. Destacamos que, para aumentar la tracción de los mismos con el material comúnmente se le suele practicar ranuras o moleteados en la superficie cilíndrica exterior. El conjunto de rodillos va montado sobre ejes soportes que a la vez se vinculan al eje principal que recibe la potencia del motor eléctrico y otorgan el movimiento de traslación de los rodillos.

La matriz en cambio es una pieza que varía en su forma, según el tipo de máquina pelletizadora, pero que consiste en un elemento que brinda una superficie sobre la cual van ubicada gran cantidad de orificios, tan próximos como constructivamente sea posible, y por donde se lleva a cabo la extrusión y la conformación del pellet.

Actúa un tercer elemento que denominamos cuchilla, que es la encargada de cortar el pellet de longitud infinita, que sale por los orificios, a la medida deseada, la cual se regula variando su ubicación, es decir el tamaño de los pellets estará determinado por la distancia existente entre la matriz y la cuchilla.

5.4. Tipos de pelletizadoras

Existen dos tipos principales de pelletizadoras, que se distinguen de acuerdo a la forma de la matriz de pelletizado y a la capacidad de producción para la cual son empleadas.

- **De matriz anular.** Aquí la matriz es un anillo con perforaciones originando el troquel donde el material pulverulento es obligado a pasar forzosamente, por el accionar de los rodillos que desplaza el material. A la vez distinguimos dos principios de funcionamiento de acuerdo al órgano móvil que presente la máquina: 1) Los rodillos presentan un movimiento giratorio, mientras que la matriz permanece fija. 2) La matriz circular se rota estando los rodillos estáticos. Generalmente, se utiliza la primera alternativa, Figura 5-3.

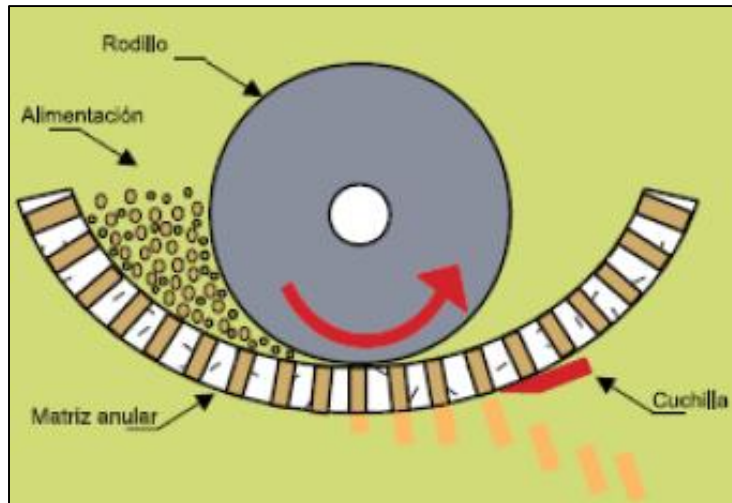


Figura 5-3: Representación de la pelletizadora de matriz anular.

Es utilizada para grandes producciones 1000 a 6000 kg/h, ya que presenta mayores eficiencias para esos volúmenes de producción a comparación que la pelletizadora de matriz plana.

➤ **De matriz plana.** Utilizada para bajas producciones 100 a 800 kg/h. (Figura 5-4 y Figura 5-5).

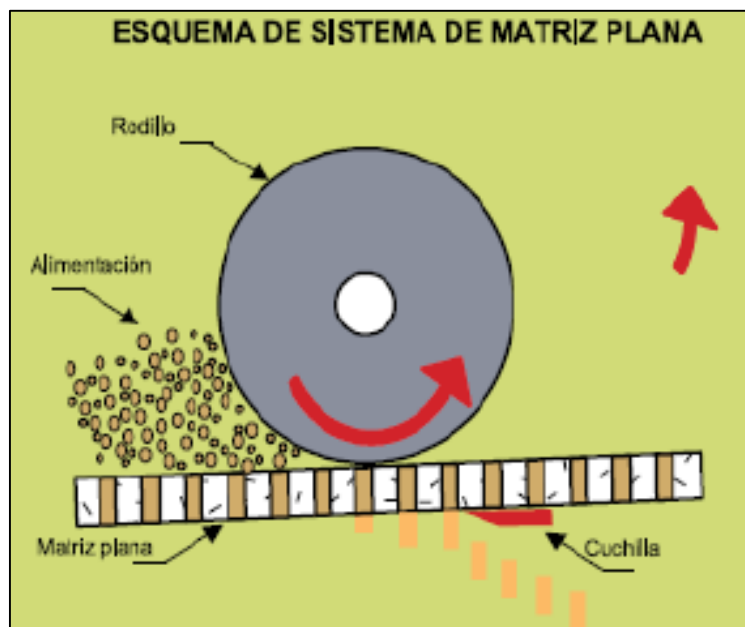


Figura 5-4: Representación de la pelletizadora de matriz plana.

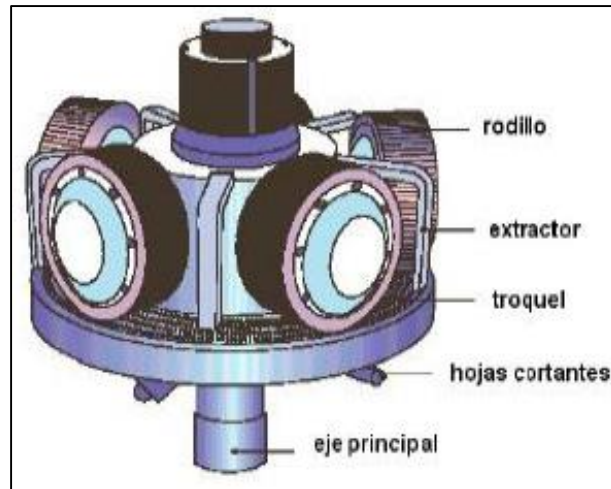


Figura 5-5: Vista en perspectiva de la pelletizadora de matriz plana.

A diferencia de la anterior, las perforaciones están ubicadas sobre un plano. También, existe la posibilidad que los rodillos giren y la matriz permanezca fija o que la matriz gire y los rodillos estén fijos. Siendo la primera opción la más recomendada, Figura 5-6.

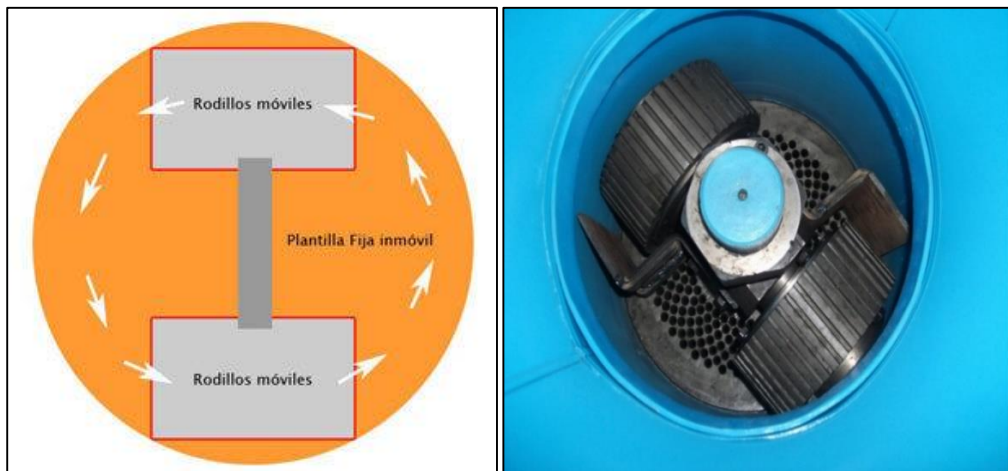


Figura 5-6: Movimiento del par de rodillos (izq) y conjunto rodillos matriz (der)

La cuchilla está generalmente, solidaria al eje principal de la pelletizadora mediante un tornillo prisionero.

Debemos destacar que para facilitar el ingreso del material a los orificios o dados, comúnmente llamados, se utiliza avellanado cónico en el borde superior, como muestra la Figura 5-7.

Al salir los pellets cortados es necesario contar con algún dispositivo que permita el direccionamiento de los mismos hacia la boca de salida. En el caso de la pelletizadora de matriz plana, se utiliza un plato solidario al eje principal (plato de arrastre) y situado debajo de la

cuchilla, que por acción de la fuerza centrífuga expulsa tangencialmente a los pellets cuando estos caen sobre él.

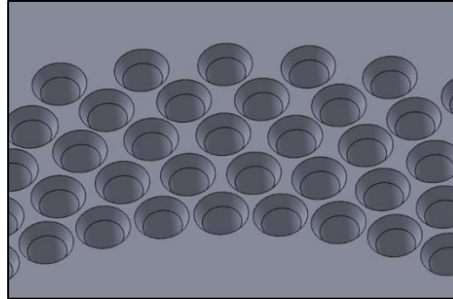


Figura 5-7: Visualización de los orificios y avellanado cónico.

Además, como elementos accesorios es posible contar con un nivelador (Figura 5-6, derecha) y un extractor (Figura 5-5). El nivelador es una paleta ubicada delante del rodillo y tiene la función de regular la altura del colchón de material molido que va a ser pisado, lográndose una carga constante a lo largo de todo el ancho del rodillo. El extractor por su parte, saca el material que se aloja entre la carcasa y los rodillos, que no puede ser alcanzado por estos últimos, y lo mete a la zona de pisado. En algunos casos, el nivelador también puede cumplir la función de extractor. Para lograr que el eje principal alcance la velocidad utilizada (entre 40 y 80 revoluciones), es necesario un reductor de velocidad que cumpla con dicha finalidad.

En la Figura 5-8, se puede observar los principales componentes de la máquina pelletizadora en su correspondiente ubicación.

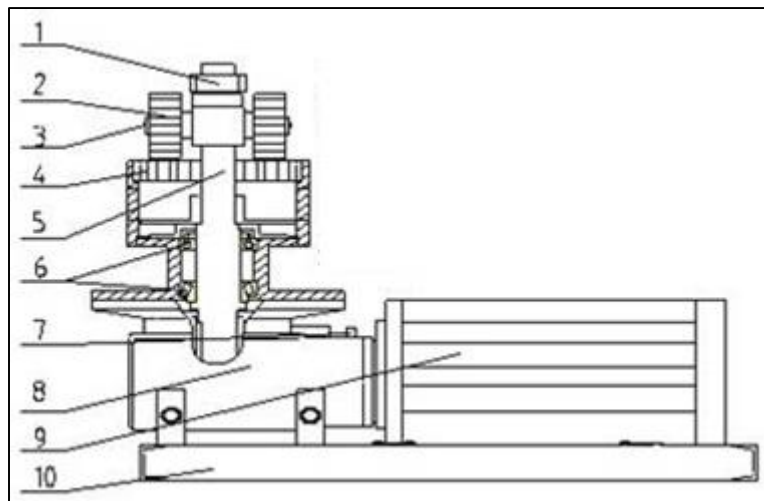


Figura 5-8: Componentes de la máquina pelletizadora. *Referencia:* 1) Tuerca de ajuste. 2) Rodillos. 3) Boquilla de lubricación de rodillos. 4) Matriz plana. 5) Eje principal. 6) Rodamientos. 7) Boquilla de lubricación de reductor. 8) Reductor. 9) Motor. 10) Base soporte.

5.5. Condiciones de pelletizado.

Para garantizar un pellets de calidad es necesario controlar los siguientes parámetros:

- Humedad.
- Tamaño de partículas.
- Densidad específica del material.
- Presión y temperatura.
- Aglutinante.

5.5.1. Humedad.

- ✓ Más allá de la importancia que tiene la humedad en el poder calorífico, es importante colocar el porcentaje de humedad de la materia a pelletizar en un rango de humedad que económicamente resulte posible y que permita obtener un pellet de calidad. Un porcentaje de humedad por encima o por debajo de los valores límites, crean dificultades en el proceso de compactación, grietas y deformaciones en los densificados. Si la humedad es elevada, como las presiones internas al compactar son grandes el incremento de la humedad causa mayor cantidad de vapor de agua producido por la temperatura que se genera durante la compresión, por lo que el pellets se resquebraja superficialmente al enfriarse. Al disminuir la resistencia de la materia a la compresión con la humedad, la energía específica de densificación también disminuye. Por eso, intentar densificar con humedad por debajo del límite inferior obliga a aplicar mucha energía y con ello un coste energético elevado.
- ✓ Experimentalmente, el porcentaje de humedad más adecuado difiere en la materia a pelletizar y también si se requiere o no aglutinante. Se utiliza entre el 15 y 20 % de humedad en caso de requerirse un aglutinante y del 8% al 15% sin presencia del mismo.
- ✓ Cabe destacar que la humedad relativa del material pulverulento podrá ser modificada mediante un secado, antes de la entrada a la pelletizadora, o aumentada por el agregado de algún aglutinante en forma pulverizada en el proceso de acondicionamiento de la materia.
- ✓ Se desea obtener un pellets de calidad con 8 a 10% de humedad y conservar estos valores según las exigencias de la mayoría de las normas de calidad.

5.5.2. Tamaño de las partículas.

- ✓ Es necesario que las partículas del material orgánico tengan un tamaño adecuado, que permita una correcta ubicación de las mismas entre los

intersticios de la estructura, obteniéndose una mejor compactación y acabado superficial.

- ✓ El tamaño ideal de las partículas dependerá de los resultados que arroje la experimentación para cada tipo de materia prima. Como norma general el tamaño de la partícula debe ser menor al tamaño del diámetro de los orificios de la pelletizadora.

5.5.3. Densidad específica del material.

- ✓ La densidad específica de las cáscaras no es una variable cuyo valor pueda modificarse, como ocurre con la humedad o la granulometría. Es una característica propia de cada materia a procesar. Cuanto más denso sea el material más resistencia a la compresión ofrece, obligando a aplicar más presión para conseguir los mismos grados de compactación.

5.5.4. Presión y temperatura.

- ✓ La presión y la temperatura son factores muy importantes sobre todo cuando se trata de compactar material orgánico sin añadir aglomerante.
- ✓ Debido a la fricción generada, entre el material y la matriz y entre las partículas mismas, durante la extrusión se alcanzan temperaturas rondantes entre 80 y 100°C en la matriz de pelletizado, dependiendo no solo del tipo de materia sino de que presiones se utilicen y el grado de humedad.
- ✓ A las presiones de trabajo la biomasa se auto-aglomera por el aumento de la temperatura durante el compactado, ya que se trata de materia lignocelulósica que aporta lignina propia como aglutinante, y al alcanzarse el rango citado de temperatura la materia prima pierde su elasticidad permitiendo comprimirse de manera más fácil. Al enfriarse se produce el endurecimiento de la lignina y la conformación sólida del pellets.
- ✓ Las presiones de trabajo son superiores a 100 MPa y alcanzan valores hasta 250 MPa.
- ✓ La reducción de volumen o relación de compresión es muy variada entre 1 a 6 veces su volumen e incluso de 15 veces para materiales como pajas.
- ✓ Por efecto de la presión, las partículas de la materia prima tienden a comportarse como sólidos frágiles o material fibroso dependiendo del caso, se acomodan progresivamente y se fracturan sucesivamente hasta que los fragmentos son capaces de soportar la presión externa aplicada y se dice que se alcanza un estado de cuasi-equilibrio. Cuando se elimina la presión este equilibrio se altera y la materia prima

comprimida se expande experimentando un *efecto de relajación* y el consiguiente aumento de volumen.

- ✓ El enfriado es una etapa posterior a la extrusión que se suele agregar para dar estabilidad a los pellets, evitando que el vapor de agua producto de la temperatura a que se encuentra el material quiera salir y durante su paso producir grietas y fisuras que deterioran al pellets. También mediante el enfriado se produce más rápido el endurecimiento de la lignina y consecuentemente aumenta la resistencia mecánica, por lo que el pellet ya se encuentra en la condición de ser despachado o embolsado más rápidamente, sin tiempos de espera.

5.5.5. Aglutinante y proporción en la mezcla.

- ✓ Los aglutinantes (ligantes, aglomerantes) son sustancias capaces de generar fuerzas para unir fragmentos, partículas de una o varias sustancias o materiales y dar cohesión al conjunto por métodos físicos, químicos o térmicos.
- ✓ En el pellets la misión del aglutinante es mantener unidas las partículas durante su secado, almacenamiento y posterior uso sin presentar problemas de desmenuzamiento.
- ✓ Otra función del aglutinante es mejorar la calidad del combustible, es decir reducir las emisiones de gases de efecto invernadero aumentando la eficiencia de la combustión.
- ✓ La necesidad de un aglutinante será determinada por los valores de presión que se puedan alcanzar y el porcentaje de lignina que la materia prima libere durante la compactación. Generalmente para evitar el uso de un aglutinante es necesario grandes valores de presiones, cercanos a 200 Mpa, pero por diversos factores hay veces en que en la práctica resultan difícil pelletizar a esos nivel elevados de presión, principalmente por el tipo de materia prima que dificulta el desplazamiento del material por la matriz de pelletizado. No obstante, no debemos descartar la posibilidad del uso de una sustancia aglutinante y trabajar así a menores presiones de pelletizado.
- ✓ Generalmente entre los distintos tipos de aglutinantes los más utilizados para comprimir biomasa se encuentran: Almidones de yuca, maíz, arroz, melaza, resinas (cola blanca), parafina, arcillas, alquitrán.

6. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA, CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y FUNCIONAMIENTO.

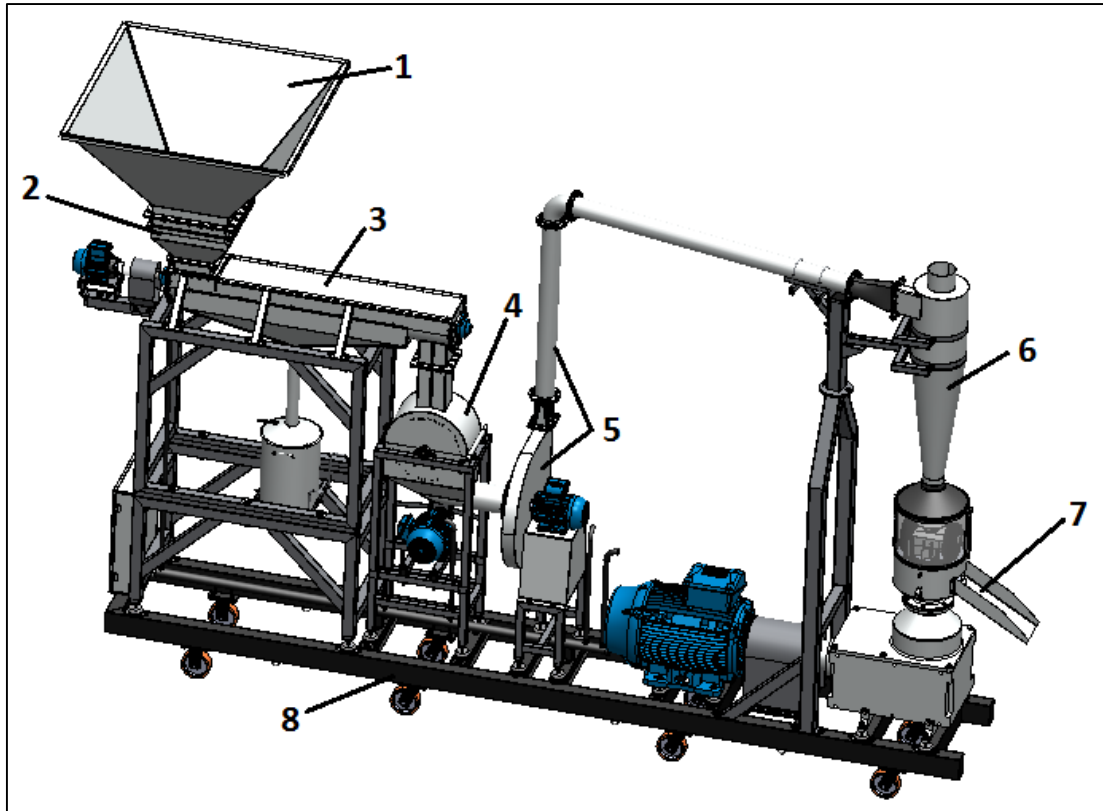


Figura 6-1: Vista en perspectiva de la máquina unificadora. *Referencia:* 1) Tolva de llenado a través de chimango o cinta transportadora. 2) Manga conectora con trampa magnética y compuerta de cierre. 3) Sistema de alimentación sinfín con sistema recolector de arenas y gravas. 4) Molino de martillos. 5) Transporte neumático. 6) Ciclón separador. 7) Pelletizadora de matriz plana. 8) Chasis móvil.

El proyecto propone el diseño y desarrollo de una máquina unificadora de las etapas fundamentales en la fabricación del pellets, como son:

- 1) Molienda.
- 2) Pelletizado.

El orden de ejecución de las etapas está dado por la numeración establecida anteriormente y el pasaje del material de una a otra etapa se hace de manera instantánea, por lo que se constituye un proceso continuo, sin interrupciones, es decir sin tiempos de espera entre las etapas.

Se estima alcanzar una producción de 500 kg/h de pellets resultantes de un residuo agrícola como la cáscara de maní. Cabe destacar que es posible utilizar esta máquina para procesar otro tipo de materia de prima similar, es decir con la misma densidad de partículas.

La máquina unificadora (Figura 6-1) está integrada por las siguientes componentes o subsistemas dispuestos en serie o en cadena:

- 1) Tolva de llenado a través de chimango o cinta transportadora.
- 2) Manga conectora con trampa magnética y compuerta de cierre.
- 3) Sistema de alimentación sinfín con sistema recolector de arenas y gravas.
- 4) Molino de martillos.
- 5) Transporte neumático.
- 6) Ciclón separador.
- 7) Pelletizadora de matriz plana.
- 8) Chasis móvil.

6.1. Principio de funcionamiento.

Inicialmente, las cáscaras se encuentran alojadas en la tolva de ingreso y posteriormente, descienden a la manga conectora que presenta una trampa magnética, para el filtrado de materiales ferromagnéticos, y una compuerta de cierre para impedir el paso del material cuando por algún motivo se disponga. A continuación, un alimentador sinfín impulsa la materia prima hacia la máquina encargada del molido, el molino de martillos. Luego, el material pulverulento es impulsado por un forzador eléctrico, mediante conductos, hacia el ciclón separador del aire y las partículas de material. Finalmente, el material desciende por gravedad en el ciclón hacia la pelletizadora de matriz plana para ser pelletizado.

Para su accionar la máquina posee un sistema de automatización que coordina el funcionamiento de cada una de los componentes involucrados.

El funcionamiento involucra las siguientes tareas fundamentales:

- ❖ Aprovechamiento de materia prima, mediante chimango, cinta transportadora o tolva (instalación fija), a los valores adecuados de humedad (sección 6.3). La pelletización en esta máquina está pensada para ser realizada sin adición de sustancias aglutinantes.
- ❖ Evaluación permanente de la calidad del pellet. En la industria del pellet, existen tres ensayos principales utilizados por los fabricantes: 1) Agitación mecánica, 2) Densidad aparente, 3) Humedad. Si no se dispone de los medios adecuados para realizar los ensayos industriales deberemos hacernos de algún método de verificación de la friabilidad de los pellet según los medios disponibles, por ejemplo: prensado, impacto, etc.
- ❖ Supervisión del funcionamiento de la máquina, detección de anomalías y mantenimiento.

6.2. Características constructivas.

Como la cáscara de maní se encuentra en las inmediaciones de las plantas procesadoras y su transporte a las plantas pelletizadoras resultaría costoso, por su baja relación peso/volumen, la máquina está diseñada para ser transportada en un vehículo de carga y dotada de ruedas, en el chasis, para lograr movilidad a cortas distancias. Otra función de las ruedas además de lograr la movilidad, es la de ayudar a reducir la cantidad de la vibración que se transmite al suelo, ya que la máquina va oscilar sobre su posición convirtiendo gran parte de la energía de vibración en movimiento.

Se dispone de un motor eléctrico asincrónico trifásico por cada máquina como fuente de potencia. De esta manera, logramos una independencia entre las máquinas a la hora de su control, mantenimiento preventivo o reparación por avería.

En el diseño se busca en todo momento proteger a los usuarios u operarios que manipulen la máquina y cada una de las partes o dispositivos que la componen, utilizando los elementos de seguridad apropiados:

- Dispositivos de protección de choque eléctrico para las personas como los disyuntores diferenciales y puesta a tierra.
- Guardamotores y fusibles para proteger a la instalación eléctrica y motores eléctricos.
- Señalizaciones de peligro y de uso.

Como protección de las superficies exteriores, se utiliza pintura polieuretánica, que ofrece gran resistencia al desgaste, aplicada sobre un fondo convertidor.

Se puede apreciar que la conexión entre las máquinas se realiza mediante uniones bridadas con bulones y tuercas autofrenantes de Grado SAE 8.8 con rosca métrica corriente y la combinación de arandelas planas y arandelas elásticas (Grower), obteniéndose una confiable y segura sujeción. Para lograr hermeticidad y atenuar la propagación de la vibración se dispone de juntas de cauchos de espesor igual a 2 mm.

También, es importante mencionar que las máquinas individuales van a estar vinculadas al chasis mediante tacos antivibratorios, para lograr atenuar la vibración.

La justificación de la elección de cada tipo de parte o máquina utilizada y la descripción ampliada se encontrará en los respectivos capítulos subsiguientes, que se dispusieron para cada una de ellas.

6.3. Aspectos de entrada de la materia prima.

Debemos establecer que los dos aspectos que se deben controlar en la entrada de la materia prima son: el grado de suciedad que presenta y el porcentaje de humedad.

Por un lado, la suciedad puede considerarse un aspecto controlado si durante el procesado del maní existió un tratamiento de limpieza previo al descascarado. En caso de no haber ocurrido, se deberá proceder a realizar un proceso que permita eliminar la tierra que pueden tener adherida, ya que no hay que olvidar que la cáscara durante la vida de la planta estuvo bajo tierra. Sin embargo, en el alimentador de sinfín (capítulo 7), presente en la máquina, se incorporó un sistema recolector de arena y grava, como complemento a la limpieza.

Por otro lado, el grado de humedad con que se proveen las cascaras de las plantas procesadoras generalmente está por encima de los valores especificados para el pelletizado, dentro del 10 al 50%, y será necesario un proceso de secado, utilizando máquinas o instalaciones especiales denominadas secadores. Comúnmente para biocombustibles, se utilizan los secadores directos como el secador rotatorio o secado por transporte neumático, por ser rápidos y efectivos a la hora de obtener resultados. También, se emplean los secadores solares, aunque se debe disponer de mayor cantidad de tiempo de secado (5 a 10 días), mayor ocupación física y depende de las condiciones ambientales.

Debemos tener en cuenta que por normas de calidad de pellet se desea obtener 8 a 10% de humedad y que durante la molienda, transporte neumático y pelletizado son posibles pérdidas del 1 a 2% de humedad, puesto que son procesos de producción de calor. Es por ello, que la humedad de las cáscaras con que entrarán a la máquina deberá ser del 9 a 11%. Valores mayores al porcentaje de humedad adecuado producirían pellet de baja resistencia y de escaso aprovechamiento energético, mientras que valores menores generarían posibles atascamientos del material en la matriz.

6.4. Secuencia de encendido.

Como la máquina no realiza la carga o la alimentación de las cáscaras, el funcionamiento de la misma comenzará oprimiendo el pulsador de marcha que pondrá en funcionamiento la cadena de encendido de los motores en dos etapas:

1. Primeramente, mediante un encendido estrella triangulo, se encenderán el motor del sinfín, el motor del molino de martillos y el motor del forzador conjuntamente al mismo tiempo.
2. Posteriormente, se encenderá el motor de la pelletizadora, mediante un encendido estrella triangulo.



El hecho de encender los motores en dos etapas, luego de transcurrido el tiempo de régimen, se realiza para evitar el gran consumo de corriente eléctrica en la línea de tensión que se tendría si arrancarían todos juntos.

Si no ocurren inconvenientes durante la cadena de encendido de motores, se da inicio a la apertura de la compuerta de la manga conectora mediante el deslizamiento manual de una palanca para dar ingreso a las cáscaras. Para detener el funcionamiento se oprime el pulsador de parada y automáticamente se corta el suministro eléctrico a la cadena de motores trifásicos.

7. DISEÑO Y CÁLCULO DE TOLVA DE INGRESO, MANGA CONECTORA Y SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

7.1. Tolva de ingreso.

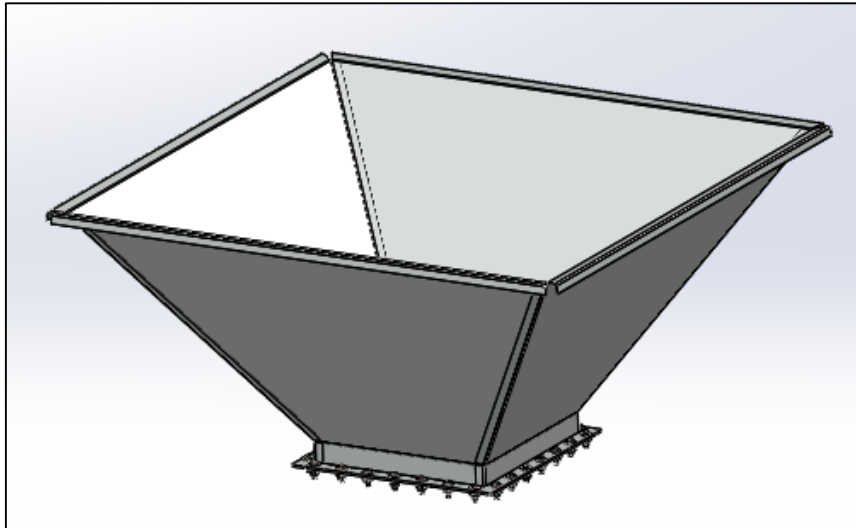


Figura 7-1: Vista 3D de la tolva de ingreso.

Como antes se mencionó, la materia prima puede ser ingresada a través de un chimango o cinta transportadora, por lo que para evitar derrame alguno de material y permitir una fácil entrada se dispuso de una tolva de ingreso de baja capacidad ($0,5\text{m}^3$), Figura 7-1. Esta puede ser removida (quitando los bulones) y remplazada por otra de mayor envergadura, siempre y cuando se tomen recaudos para garantizar la estabilidad de la máquina en su conjunto (por ejemplo: tolva con estructura fija).

La tolva está construida mediante chapas de acero SAE 1010, plegadas y soldadas de espesor 1,65 mm (Calibre B.W.G 16).

7.2. Manga conectora.

Posteriormente, la materia prima desciende por gravedad atravesando la manga conectora (Figura 7-2) denominada así por conectar el dispositivo de aprovisionamiento y el alimentador sinfín. Presenta forma de tronco de pirámide y su totalidad está construida de chapas de acero SAE 1010 de espesor 3,2mm ($1/8''$). Además, dispone en sus extremos bridas con perforaciones para colocar bulones y vincularse al alimentador y a la tolva.

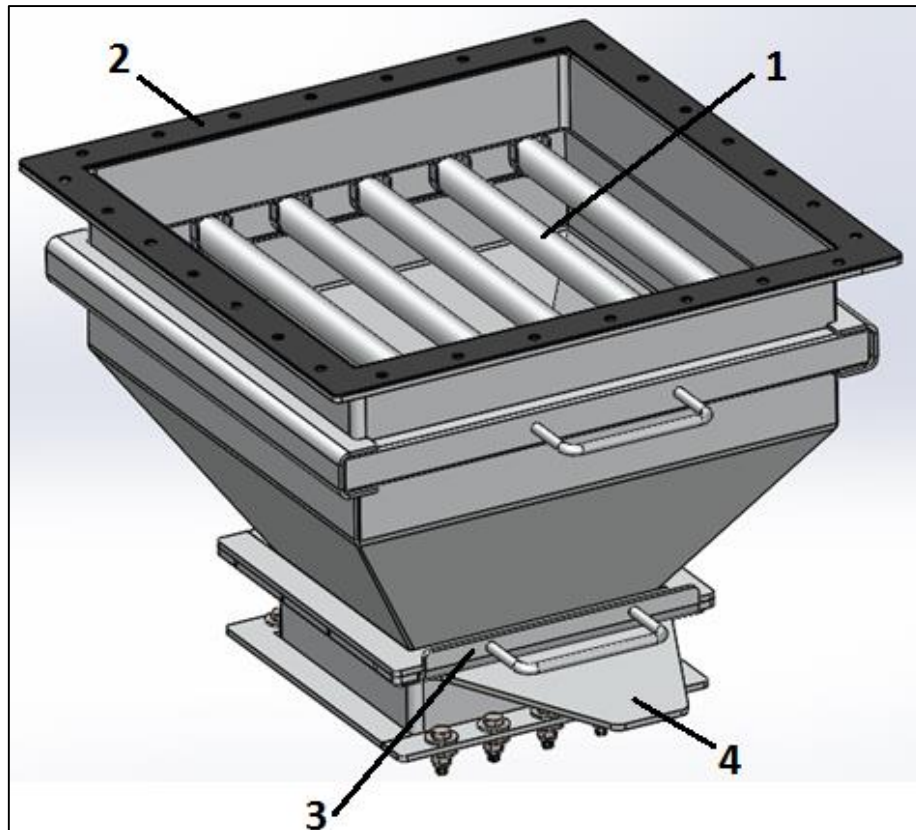


Figura 7-2: Vista en perspectiva de la manga conectora. Referencia: 1) Trampa magnética. 2) Junta de caucho. 3) Compuerta de cierre. 4) Apoyo de compuerta de cierre.

La manga dispone de dos elementos claves. Por un lado, la trampa magnética (Figura 7-3), que consiste en un emparillado cilíndrico (imán permanente), quien evita el ingreso de todo tipo de objeto ferromagnético y el daño consiguiente. La separación entre barras se estableció para que la restricción en el flujo no sea excesiva y que no exista algún área libre de campo magnético, por el que pudiera ingresar algún objeto ferroso. Según este criterio, se adoptó una separación entre barras de 40mm. Las mismas están construidas de caños de acero inoxidable SAE 304 (no magnético) de diámetro 25,4mm (1") y espesor 1,5mm, con la posibilidad de ser removidas del recuadro de caños SAE 1010 que las aloja, como puede verse en la Figura 7-3. Dentro de las barras se encuentra el material magnético llamado *cerámico anisotrópico de alta fuerza coercitiva*.

Por otro lado, una compuerta de cierre al paso de material, de accionamiento manual, utilizada en caso de requerirse una parada de emergencia o reparación de la máquina, evitándose por ejemplo que deba vaciarse la tolva para solucionar el inconveniente. Está ubicada en la parte inferior de la manga, dispone de una manija para su accionamiento y de un apoyo para cuando esta se encuentra abierta, Figura 7-2.

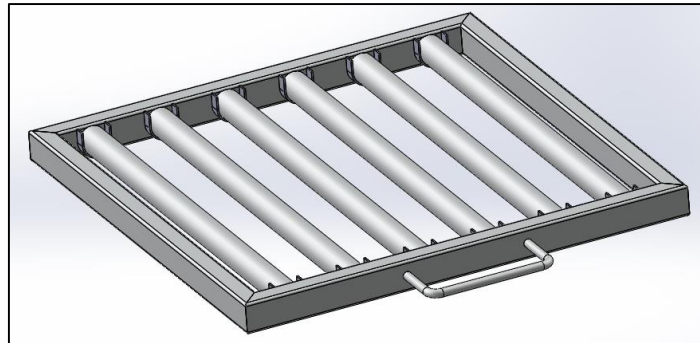


Figura 7-3: Trampa magnética.

7.3. Sistema de alimentación por tornillo sinfín con sistema recolector de arenas y gravas.

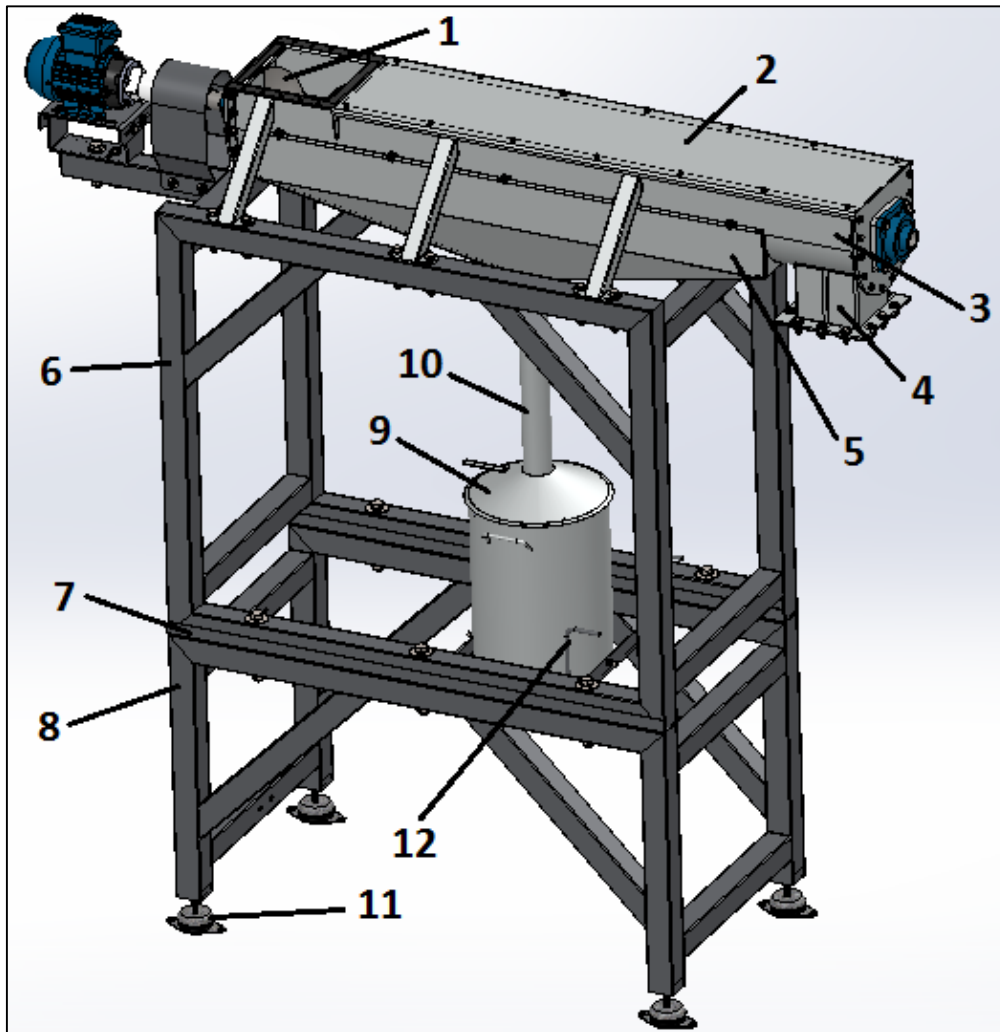


Figura 7-4: Alimentador sinfín. 1) Tornillo sinfín. 2) Tapa superior. 3) Canalón. 4) Boca de salida. 5) Bandeja. 6) Carro. 7) Guía. 8) Base. 9) Tarro con tapa. 10) Tubo de bajada. 11) Tacos antivibratorios. 12) Tope para el carro.

El alimentador sinfín (Figura 7-4) es el encargado de transportar el material de manga conectora hacia el molino de martillos.

La potencia de rotación del sinfín es entregada por un motor eléctrico trifásico con un variador de frecuencia para los ajustes precisos del caudal másico \dot{m} . Dicho motor es montado sobre una base regulable (Figura 7-5), tanto en la dirección del eje del sinfín como en la dirección perpendicular al mencionado eje.

Para reducir las altas revoluciones del motor a las necesarias del tornillo se dispone de un reductor de velocidad, tipo planetario con alta eficiencia y gran vida útil. La conexión de este con el motor demandó la construcción de una placa de adaptación, sujeta mediante tornillos a la brida del motor y a la base del reductor, como puede verse en la Figura 7-5.

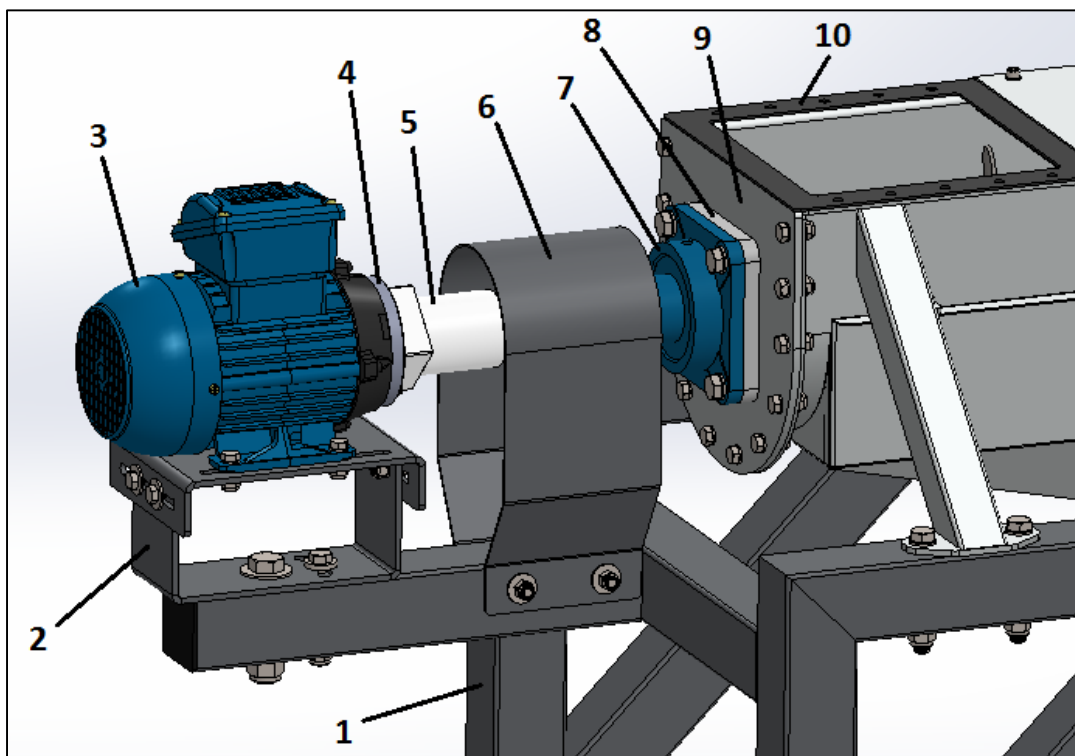


Figura 7-5: Vista ampliada de la conexión del sinfín con el motor. Referencia: 1) Carro. 2) Base regulable. 3) Motor trifásico. 4) Placa de adaptación. 5) Reductor planetario. 6) Protector. 7) Soporte de rodamiento axial. 8) Placa de alojamiento. 9) Tapa lateral. 10) Junta de caucho.

La transmisión de potencia del eje del motor al eje del reductor se realiza mediante un acoplamiento elástico, caracterizado principalmente por absorber las vibraciones y permitir las desalineaciones de los ejes. Como elemento de seguridad, se presenta un protector de chapa que rodea al acoplamiento.

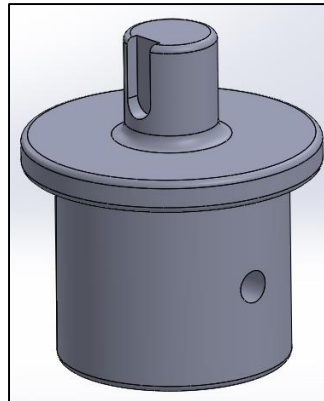


Figura 7-6: Vista 3D del acople.

Para garantizar la conexión del acoplamiento con los ejes, a través de chavetas longitudinales tipo cuña DIN 6886, se utiliza una pieza mecanizada de acero SAE 1045 (laminado en caliente) denominada acople, Figura 7-6. Esta pieza de un lado presenta una chavetero y por el otro una superficie cilíndrica que se inserta interiormente sobre el tubo o eje del sinfín, y un orificio que la atraviesa para colocar un pasador cilíndrico.

El motor como el reductor y el sistema de alimentación están montados sobre una estructura soporte vinculada al chasis móvil mediante tacos antivibratorios y bulones de sujeción. De la misma manera, tanto la unión tolva-alimentador como la de alimentador-molino de martillos emplean bulones con la participación de una junta de caucho que permite lograr estanqueidad y disminuir la propagación de la vibración.

La estructura soporte está compuesta por dos partes: el carro y la base (Figura 7-4), unidas por bulones. El carro sostiene al alimentador sinfín y puede desplazarse horizontalmente una carrera, sobre dos guías montadas en la base, limitada por dos topes, si previamente se procedió a retirar los bulones anteriormente mencionados. La construcción se realizó a partir de caños estructurales 60x60x2mm.

La disposición adoptada del sinfín es horizontal por la eficiencia energética brindada. Su carcasa o canalón tiene sección omega y está cerrada por una tapa superior, sujeta con tornillos para fácil desmontaje ante una reparación o inspección, y además por tapas laterales, soldadas al canalón, donde se ubican los soportes de rodamientos axiales. Si bien los rodamientos presentan una protección ante el polvo se dispone de sellos de anillos en V (Figura 7-7 izq.), montados sobre el eje del sinfín, próximo al soporte de rodamiento y dentro de una placa de alojamiento (Figura 7-7 der.).

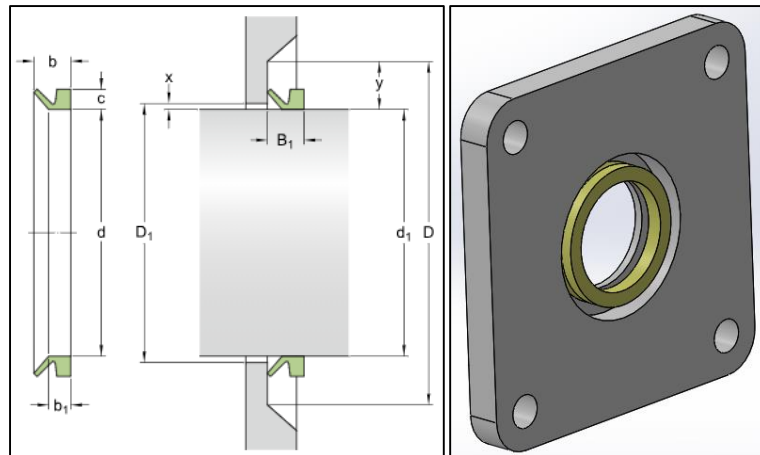


Figura 7-7: *Imagen izquierda: Sellos de anillos en V. Imagen derecha: Placa de alojamiento para los sellos.*

El canalón está fabricado de chapas de acero SAE 1045 de espesor de 3,2mm (1/8") teniendo en cuenta el desgaste por abrasión. El eje del sinfín está constituido por un tubo Schedule 40 de diámetro 42,2mm (1 1/4") y las espiras, soldadas al eje, con chapas de acero SAE 1045, de mediana resistencia con respecto al desgaste por abrasión, de espesor 3,2mm (1/8").

Debido que se halla una considerable cantidad de suciedades adheridas a la materia a transportar y que estas tienden a desprenderse cuando se ven sacudidas en el sinfín se optó por practicarse ranuras de 3mm de ancho en el fondo del canalón, como puede verse en la Figura 7-8. La finalidad es permitir el paso de las suciedades (arena, tierra, grava, etc.) arrastradas hacia una bandeja desmontable y de allí caer a un tacho de almacenamiento temporal. Ver Figura 7-4.

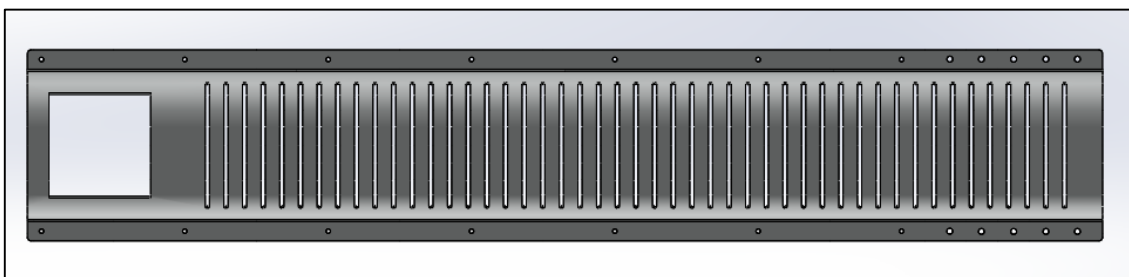


Figura 7-8: *Vista superior del canalón.*

Arranque

En lo que respecta al arranque del alimentador sinfín es posible realizarlo de dos formas: 1) con la influencia de todo el peso de la columna de las cáscaras. 2) Sin la influencia del peso.

En el primer caso, existirá una resistencia adicional en el arranque del motor de carácter leve lo que permite que sea el arranque sin gran esfuerzo para el motor. La segunda forma garantiza eliminar esa sobrecarga, y mejores condiciones de arranque. Para ello, se procede a cerrar primero la compuerta de la manga y seguidamente arrancar el motor. Posteriormente, se abrirá la compuerta para dar caída al material y al funcionamiento normal. Esta última modalidad de arranque es la preferible.

7.3.1. Dimensionamiento del sinfín y cálculo de revoluciones.

Datos y consideraciones técnicas.

- La capacidad a producir $\dot{m} = 0,5 \frac{tn}{h}$
- Longitud del sinfín $l = 1000mm$
- Se adopta generalmente un paso del tornillo t entre $0,5$ y D_s , (diámetro del tornillo). En nuestro caso, por ser ligera la carga se eligió $t = D_s$.
- Para materiales ligeros el límite máximo de velocidad (rpm) es $n_s < 150$.
- Densidad a granel de las cáscaras $\delta_g = 0,05 \frac{tn}{m^3}$
- El diámetro del sinfín se definió de $D_s = 192mm = 0,192m$, de acuerdo a las dimensiones de la boca de entrada del molino y a una tabla de un fabricante de sinfines [7]. Además, el diámetro del eje según el fabricante es $D_e = 42mm$.

Determinación de la velocidad de rotación (rpm) n_s .

La ecuación fundamental que relaciona todos los parámetros necesarios para el cálculo de la velocidad de giro del sinfín es la siguiente:

$$\dot{m} = 3600 \cdot S \cdot v_s \cdot \delta_g \cdot \kappa \quad (1)$$

Donde \dot{m} es el flujo de material en toneladas por hora, S es el área de relleno del canalón medida en m^2 y se calcula mediante $S = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4}$. La

velocidad periférica del sinfín medida en m/s es $v_s = \frac{t \cdot n_s}{60}$.

Remplazando en (1) los valores de S y v_s :

$$\dot{m} = 3600 \cdot \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot \frac{t \cdot n_s}{60} \cdot \delta_g \cdot \kappa$$

Se necesita de dos parámetros experimentales obtenidos de la Tabla 7-1 y Tabla 7-2, respectivamente.

Tabla 7-1: Coeficiente de inclinación.

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
k	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Tabla 7-2: Coeficiente de relleno.

Tipo de carga	λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada poco abrasiva	0,25
Ligera poco abrasiva	0,32
Ligera no abrasiva	0,4

- Coeficiente de inclinación del canalón $k = 1$.
- Coeficiente de relleno $\lambda = 0,4$.

Despejando tenemos n_s :

$$n_s = 75 \text{rpm}$$

7.3.2. Cálculo de potencia y selección del motor trifásico.

➤ Potencia de arrastre de material.

La potencia de arrastre P_a es la necesaria para el desplazamiento del material.

$$P_a = c_o \cdot \frac{\dot{m} \cdot l}{367}$$

Donde c_o es el coeficiente experimental de resistencia del material y se tomará $c_o = 1,2$, por existir escasa resistencia.

$$P_a = c_o \cdot \frac{\dot{m} \cdot l \cdot 1000}{367} = 1,635W = 0,0022HP$$

➤ **Potencia en vacío.**

La potencia de vacío P_{sv} es la necesaria para acelerar el sinfín y que este alcance las revoluciones de régimen del motor. En consecuencia, tenemos:

$$P_{sv} = M_s \cdot \omega_s$$

Donde M_s es el momento resistente inercial y ω_s es la velocidad angular a la cual debe girar el sinfín. A su vez:

$$M_s = I_s \cdot \alpha_s$$

Siendo I_s , el momento de inercia resistente tanto del sinfín como del rotor del motor y α_s es la aceleración angular. Teniendo en cuenta el tiempo de entrada en régimen del motor $t_r = 2s$, según fabricantes de motores eléctricos trifásicos, obtenemos la aceleración angular:

$$\alpha_s = \frac{\omega - 0}{t_r} = \frac{7,45 \frac{rad}{s}}{2s} = 3,725 \frac{rad}{s^2}$$

El momento de inercia del sinfín fue obtenido del programa Solidwork $I_{sin\ fin} = 0,0037kgm^2$ y el momento de inercia del rotor fue buscado en la ficha técnica del motor $I_{rotor} = 0,00033kgm^2$. De esta manera el total es $I_s = 0,00403kgm^2$

$$M_s = I_s \cdot \alpha_s = 0,00403kgm^2 \cdot 3,725 \frac{rad}{s^2} = 0,015Nm$$

$$P_{sv} = M_s \cdot \omega_s = 0,015Nm \cdot 7,854 \frac{rad}{s} = 0,118W = 0,00016HP$$

Si el transportador arranca en plena carga, es decir con todo el peso del granel que se halla en la tolva, deberá tenerse en cuenta las dos potencias

calculadas anteriormente. Entonces, la potencia total afectada de un coeficiente de servicio $F_s = 1,2$ resulta:

$$P_{total} = F_s \cdot (P_a + P_{sv}) = 1,2 \cdot (0,0022HP + 0,00016HP) = 0,0028HP$$

➤ Elección del motor.

De manera conservadora, se seleccionó un motor trifásico con los siguientes datos técnicos:

- Potencia nominal: 1/2HP.
- Par nominal: 1,26Nm.
- Rpm salida=2795rpm.
- Polos =2.
- Marca: WEG.
- Línea: Estándar eficiencia.
- Protección: IP55.
- Régimen de servicio= S1.
- Forma constructiva B3/B5 con brida C105.

7.3.3. Selección del reductor de velocidad.



Figura 7-9: Fotografía del reductor planetario elegido.

Para la selección del reductor de velocidad (Figura 4-9), se procedió a recurrir al catálogo de un fabricante [8] conociendo de entrada la relación de velocidad a implementar.

$$i = \frac{n_{motor\ sin\ fin}}{n_s} = \frac{2795rpm}{75rpm} \approx 37$$

Características:

- Tipo planetario
- $i=35$

- Número de etapas: 2
- Vida útil > 20000 hs
- Lubricado de por vida
- Protección: IP64
- Código de pedido: CP 060-MO2-35-111

7.3.4. Selección del acoplamiento elástico.

La determinación del tipo de acoplamiento para la conexión eje reductor-eje sinfín se basó en el criterio brindado por un fabricante nacional [9]. A continuación, se detallan los pasos seguidos para la selección:

- 1) Inicialmente, se calcula el torque al que va estar sometido el acoplamiento de acuerdo a la potencia neta del motor N , en este caso consideraremos $1/2HP$, y al coeficiente de servicio, de tal forma que si ocurre una sobrecarga en la máquina se amortiguan los efectos que se pueden llegar a dar.

$$M_t(Nm) = \frac{7026 \cdot N(HP) \cdot F_s}{n(rpm)} = \frac{7026 \cdot 0,5HP \cdot 1,3}{75rpm} = 61Nm$$

Siendo $M_t(Nm)$ el torque que soportará el acoplamiento, F_s el factor de servicio según Tabla 13-1 del anexo, y $n(rpm)$ la velocidad de giro, en este caso coincidente con las revoluciones nominales del motor.

- 2) Determinación del modelo de acoplamiento flexible de acuerdo a las características que presentan cada uno de los tipos y la aplicación del criterio dado por la Tabla 13-2 del anexo. De aquí se seleccionó el tipo SG, acoplamiento de banda de goma, con las siguientes propiedades:
 - ✓ Desalineación angular leve.
 - ✓ Desalineación radial.
 - ✓ Libre de mantenimiento.
 - ✓ Elevada capacidad para amortiguar vibraciones.
- 3) Determinación el tamaño, según el torque a resistir: Se escogió un acoplamiento SG-3 que resiste un torque superior al necesario y de una relación $\frac{HP}{rpm}$ mayor a la necesaria, como se señala en la Tabla 13-4 (anexo, también se adjuntada una figura donde se muestran las correspondientes cotas dimensionales).

$$\frac{HP}{rpm} = \frac{0,5HP}{75rpm} = 0,0066$$

4) Recomendaciones para ajustes según la norma ISO, Tabla 13-3 (anexo):

- Eje motor m6 – Agujero acoplamiento K7.
- Agujero acoplamiento M7-Eje entrada reductor k6.

7.3.5. Selección de rodamiento y soporte axial.

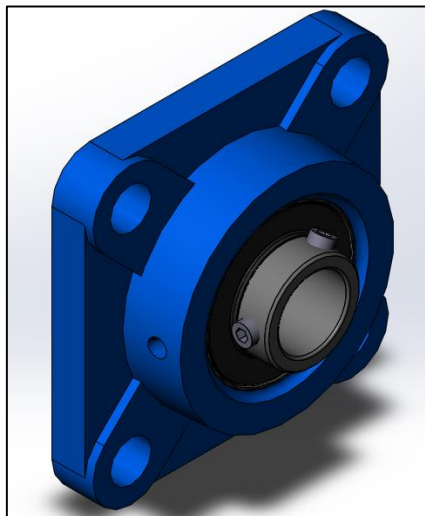


Figura 7-10: Imagen ilustrativa del soporte axial de rodamiento.

Fuerzas actuantes sobre el rodamiento.

Para la selección del rodamiento adecuado es necesario identificar las fuerzas actuantes sobre él, que van a ser producto de las fuerzas existentes en el tornillo sinfín. Se pueden identificar dos fuerzas:

Fuerza radial: Se genera por el peso del tornillo sinfín.

Fuerza axial: Se genera por la oposición de las cáscaras a ser transportadas.

Para lograr determinar la fuerza axial se parte de un análisis energético, donde se relaciona la potencia total del sinfín necesaria para el transporte de las cáscaras con la potencia necesaria para vencer la resistencia de las cáscaras.

Según el autor F. Aguilar Parés [10] la ecuación empleada es:

$$P_{TOTAL} = (F_a - G_c \cdot \text{sen}\beta) \cdot \tan(\alpha + \rho) \cdot r_i \cdot D \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad [\text{Watts}]$$

Donde:

$P_{TOTAL} \rightarrow$ Potencia total en el transportador sin fin (Watts)

$F_a \rightarrow$ Fuerza axial (N)

$G_c \rightarrow$ Peso del tornillo sin fin (hélice + eje) (N)

$\beta \rightarrow$ Ángulo de inclinación del tornillo sin fin respecto a una horizontal

$\alpha \rightarrow$ Ángulo de inclinación de la hélice

$\rho \rightarrow$ Ángulo de fricción dinámico de la cáscara con la hélice

$r_t \rightarrow$ Distancia similar a la del centro de gravedad del material, medido desde el eje del sin fin (m)

$D \rightarrow$ Diámetro de la hélice (m)

$n \rightarrow$ Velocidad de giro del tornillo sin fin (rpm)

La potencia de arrastre P_a y la potencia de elevación P_e conforman la potencia total del tornillo sin fin. En nuestro caso como el mismo se encuentra en posición horizontal, la única potencia puesta en juego es la necesaria para mover el material. Por lo que, la ecuación anterior queda:

$$P_a = F_a \cdot \tan(\alpha + \rho) \cdot r_t \cdot D \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad [\text{Watts}]$$

El ángulo de inclinación de la hélice se determina por medio del paso t y el diámetro de la hélice D . Como el paso y el diámetro son iguales tenemos que:

$$\alpha = \arctan \frac{1}{\pi} = 17.66^\circ$$

La distancia r_t se ve afectada por el coeficiente de llenado del canalón λ . A medida que éste aumenta r_t disminuye.

$$\text{Para } \lambda = 0.15 \Rightarrow r_t = 0.4$$

$$\text{Para } \lambda = 0.30 \Rightarrow r_t = 0.3$$

$$\text{Para } \lambda = 0.45 \Rightarrow r_t = 0.24$$

Para estar del lado de la seguridad se toma $r_t = 0.4$.

Despejando F_a :

$$F_a = \left[\frac{P_a}{\tan(\alpha + \rho) \cdot r_t \cdot D \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}} \right]$$

Siendo: $P_a = 1,635 W$

$\rho = 30^\circ$

$D = 0,192 m$

$n = 75 rpm$

$F_a = 2.47 N$

La fuerza radial actuante, como se menciona anteriormente, es el peso del tornillo sinfín, cuyo valor es $P_{\text{sinfín}} = 111.7 N$, repartida entre los dos rodamientos ubicados en los extremos del sinfín, es decir:

$$F = \frac{P_{\text{sinfín}}}{2} = 55.85 N$$

Cálculo de la capacidad de carga dinámica.

Se obtiene por la siguiente fórmula:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n}$$

Siendo P la carga equivalente, f_h el factor de vida frente a la fatiga y f_n el factor de velocidad.

$$f_n = (0.03 \cdot n)^{-\frac{1}{3}} = 0.76 \quad f_h = \sqrt[3]{\left(\frac{L_h}{500}\right)^3} = 2,15$$

Adoptándose como vida del rodamiento $L_h = 5000hs$.

Posteriormente se debe hallar la carga equivalente P, actuante en el rodamiento que está dada por la expresión:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Como no es elevada la carga axial que tiene que soportar el rodamiento se optó por un rodamiento de bolas de ranura profunda de una hilera.

Se deben determinar los factores X e Y . Para ello se emplea la Tabla 13-5 del anexo, entrando con $\frac{F_a}{F} \leq e \Rightarrow \frac{F_a}{F} = 0.022 \ll e_{\min} = 0.19$ los factores resultan $X = 1$ $Y = 0$.

La fuerza radial es una fuerza teórica calculada que actúa sobre el rodamiento y es afectada de un factor de carga f_w adecuado para obtener la fuerza radial real que actúa sobre el mismo.

El valor de f_w se obtiene de la Tabla 13-6 del anexo.

$$f_w = 1,2$$

Reescribiendo la ecuación de la carga equivalente:

$$P = X \cdot F \cdot f_w = 55.85 N \cdot 1,2 = 67.02 N = 6.83 kgf$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n} = \frac{2.15 \cdot 6,83 \overrightarrow{kg}}{0,76} = 19,32 \overrightarrow{kg} = 189,45 N$$

Cálculo capacidad de carga estática.

La expresión utilizada es:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s$$

Siendo P_o la carga equivalente estática y f_s el factor de carga permisible que se obtiene de la Tabla 13-7 del anexo.

$$f_s = 1.5$$

La carga estática equivalente se puede hallar como expresa la tabla 13-5 del anexo, dado que $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$.

$$P_o = F_r = 5,7 \overrightarrow{kg}$$

Por último, tenemos que:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s = 8,54 \overline{kg}$$

Al existir bajos valores de cargas tanto dinámicas como estáticas, el rodamiento de más baja capacidad es capaz de soportar dichas cargas, por lo que se eligió un rodamiento en función del diámetro del eje del tornillo sinfín $\varnothing = 40mm$.

El rodamiento elegido es el 6208 DDU (sellado) que tiene las siguientes características mostradas en la Tabla 7-3:

Tabla 7-3: Características del rodamiento 6208 DDU.

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r min.	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
									Abierto	DU	Abierto				
									Z - ZZ	DDU	Z				
									V - VV						
40	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU

El rodamiento se coloca en un soporte de brida cuadrada de código ZUCF208, como se muestra en la Figura 7-10.

7.3.6. Cálculo de la chaveta longitudinal y del pasador cilíndrico en la conexión del sinfín con el acoplamiento.

Cálculo chaveta longitudinal.

A continuación, el cálculo de la chaveta longitudinal utilizada en la conexión del acoplamiento y la pieza denominada acople. Para ello, se analizarán los esfuerzos de corte y de compresión a los que está sometida la chaveta utilizando la simbología de la Figura 7-11.

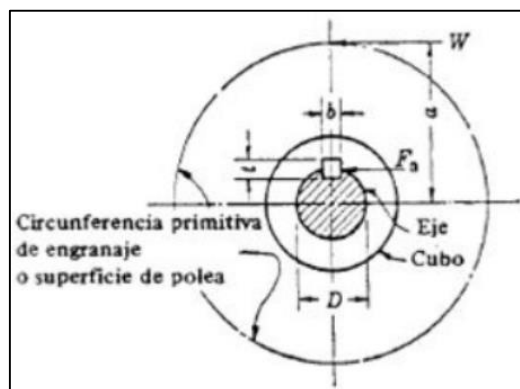


Figura 7-11: Sección eje chaveta y nomenclatura

Cálculo a cizalladura.

La resistencia de la chaveta se expresa en función del momento de torsión que ha de transmitirse a través de la misma, en este caso:

$$M_{TS} = 1,25Nm = 12,74\overrightarrow{kgcm}, \text{ que corresponde al par nominal del motor.}$$

$$M_{TS} = \frac{S_s \cdot b \cdot L_1 \cdot D}{2}$$

Siendo $D = 14mm = 1,4cm$ el diámetro del eje, que se adoptó de igual dimensión que el eje del reductor planetario.

Como existe una normalización de las chavetas y existen tablas que expresan sus correspondientes medidas, ancho b y altura t de acuerdo al diámetro del eje, quedando la longitud como variable a determinar en el cálculo.

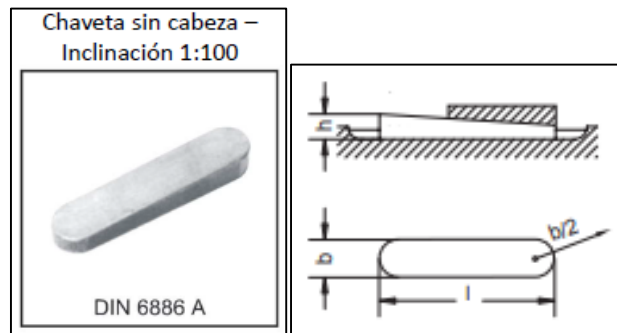


Figura 7-12: Izquierda: Imagen de la chaveta DIN 6886 A. Derecha: Cotas dimensionales.

La chaveta que se eligió es una chaveta de cuña, DIN 6886 de forma A, (Figura 7-12) y por Tabla (13-7 anexo) según el diámetro es recomendada una chaveta 5x5 ($b \times h$) y el material utilizado para su elaboración es acero SAE 1010

, con un esfuerzo de fluencia de $S_y = 3200 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$ y $S_{ys} = 0,577 \cdot S_y = 1846 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$.

Se elige un coeficiente de cálculo de $N=2$ para cargas de choque suave.

Entonces, el esfuerzo de cálculo es:

$$S_s = \frac{S_{ys}}{N} = 923 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

Despejando de la expresión anterior.

$$L_1 = \frac{2 \cdot M_{TS}}{S_s \cdot b \cdot D} = 0,04cm = 0,4mm$$

Cálculo a compresión.

Aquí se utiliza el mismo momento de torsión utilizado para cizalladura, pero que referido a un área normal a las fuerzas actuantes en la chaveta nos permite obtener el siguiente esfuerzo de compresión.

$$S_c = \frac{4 \cdot M_{TS}}{L_2 \cdot t \cdot D},$$

Tomando a S_c del material más débil de las partes intervinientes (eje, chaveta y cubo). Siendo el material del acople el más débil, SAE 1010 laminado en caliente con $S_y = 3200 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$, entonces $S_c = \frac{S_y}{N} = 1600 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$.

Despejando L_2 :

$$L_2 = \frac{4 \cdot M_{TS}}{S_c \cdot t \cdot D} = 0,046cm = 0,46mm$$

Comparando los resultados en los distintos esfuerzos, y teniendo en cuenta la facilidad de montaje se adoptó una longitud normalizada de $L = 12mm$.

En resumen, la chaveta seleccionada es de 5x5x12mm, y las tolerancias dimensionales del chavetero para el tipo de ajuste están dadas en el anexo por la Tabla 13-8.

Cálculo del pasador cilíndrico.

Para el cálculo del pasador cilíndrico es necesario determinar los esfuerzos de corte y en base a ello, determinar el diámetro del pasador a utilizar.

Primeramente, se escogió es pasador basado en la norma DIN 6325, Figura 7-13 y Tabla 13-9 anexo, construido en acero SAE 1010 laminado en caliente de tensión de fluencia da corte $S_{ys} = 0,577 \cdot S_y = 1846 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$.

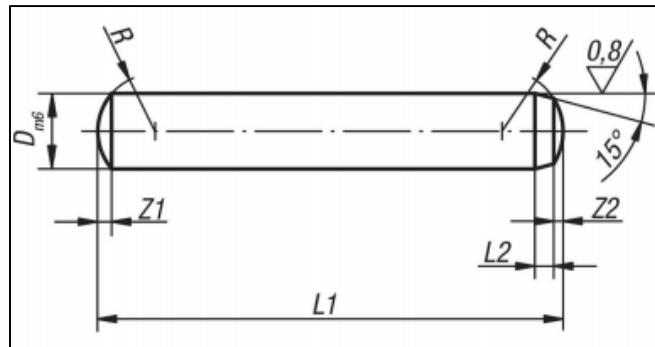


Figura 7-13: Forma y cotas del pasador cilíndrico.

De forma similar a la chaveta se tiene un momento torsor puesto en juego y un área de corte pero circular, por lo tanto la expresión del esfuerzo nos queda:

$$M_{TS} = \frac{S_s \cdot \pi d^2 \cdot D_1}{4 \cdot 2} = \frac{S_s \cdot \pi d^2 \cdot D_1}{8}$$

Con $S_s = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{1846 \text{ kg}}{2 \text{ cm}^2} = 923 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$; siendo $D_1 = 4\text{cm}$ el diámetro correspondiente al acople y d el diámetro del pasador.

Despejando, obtenemos $d = 0,1\text{cm} = 1\text{mm}$. Por finalidades prácticas, se emplea un pasador de diámetro= 5mm y longitud igual a 45mm (5x45).

Se destaca que el aplastamiento entre el pasador y el eje del sinfín es conservador y no será detallado.

8. DISEÑO Y CÁLCULO DE MOLINO DE MARTILLO.

En el capítulo 3, se detallaron las características generales de los molinos de martillos. A continuación, se puntualiza y detallan las características técnicas adoptadas en el molino.

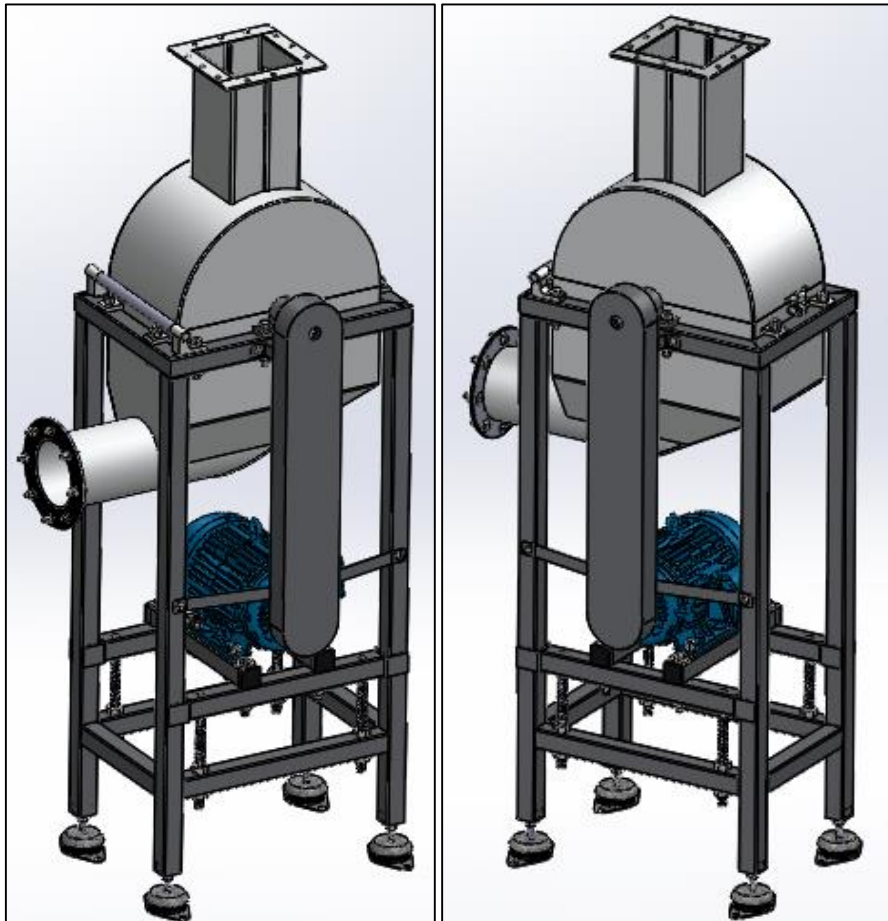


Figura 8-1: Vista en perspectiva del molino de martillos.

8.1. Características iniciales de diseño.

- Perforaciones de la criba de 3mm de diámetro, ya que se permite el paso de partículas de tamaño inferior a 3mm, tamaño que es adecuado para generar pellets de alta calidad según normas de fabricantes europeos.
- Holgura entre los martillos y la carcasa igual a 3mm.
- Velocidad del rotor: 3000rpm.
- Se adopta la disposición de colocar 4 martillos actuando sobre un plano transversal al eje principal del molino.
- Molienda seca.

- Rodamientos lubricados de por vida. Sin mantenimiento. Duración mínima estimada de vida de los rodamientos: 5000 horas.

8.2. Partes del molino de martillos.

El molino de martillo (Figura 8-1) está compuesto por las siguientes partes: Rotor, Carcasa, Base soporte y Motor eléctrico, que se detallan a continuación.

- **Rotor:** Es el elemento rotante y encargado de proporcionar la energía cinética a los martillos para efectuar los impactos con el material y consecuentemente, la molienda.

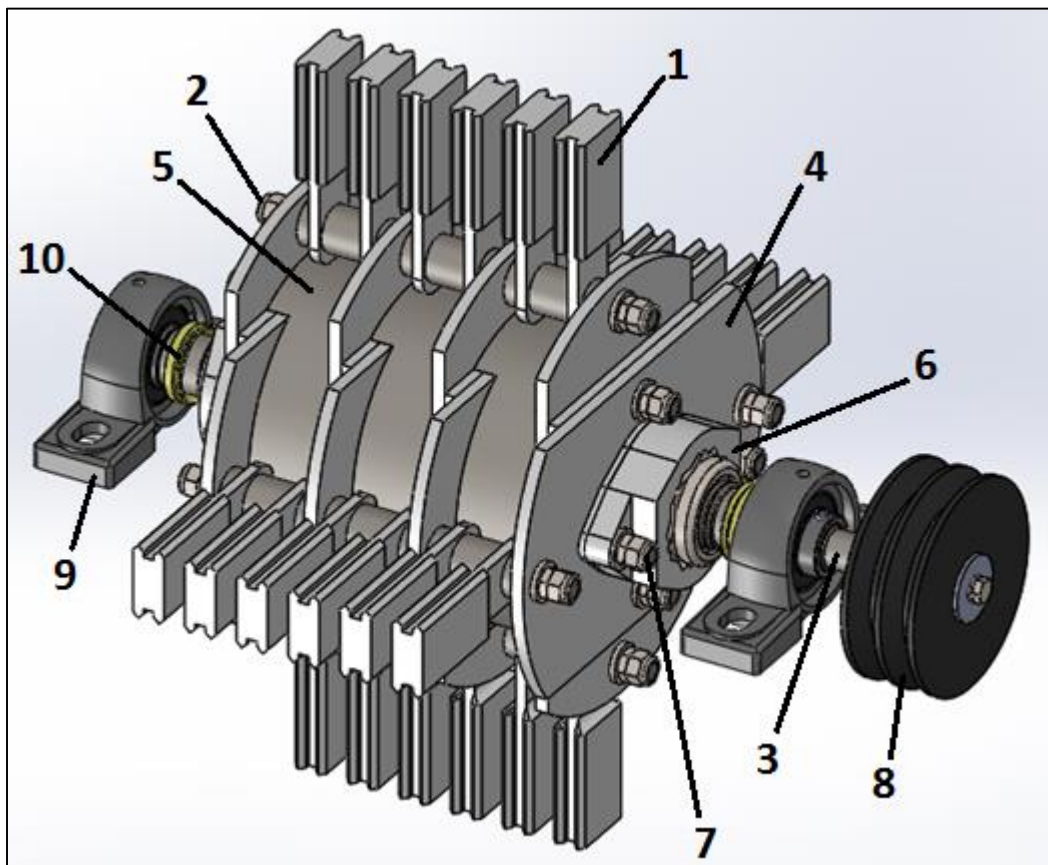


Figura 8-2: Vista 3D del rotor. *Referencias:* 1) Martillo. 2) Eje secundario. 3) Eje principal. 4) Disco. 5) Separador de disco. 6) Sujetador de tuerca. 7) Varilla del sujetador. 8) Polea. 9) Soporte de rodamiento. 10) Sello de anillo en V.

A su vez está compuesto por los siguientes elementos (Figura 8-2):

Martillos.

- Presenta doble cara de impacto y a su vez sobre cada una doble área de impacto lo que permite beneficios en espacio aprovechado y probabilidad de impacto, y posibilidad de invertirse para utilizar la otra

cara de impacto una vez desgastada. Martillos tipo flotante, de fácil remplazo, construcción y reacondicionado o reafilado.

- Presentan un filo o arista que ayuda a lograr una rotura del material más efectiva, actuando el martillo como cuchilla.
- Fabricados a partir de acero Domex 700 MC (ver propiedades en Tabla 13-10 anexo) para aumentar la vida útil de los martillos.

Ejes secundarios.

- Acero trefilado SAE 1045, por su tolerancia y rectitud.
- Sección circular.
- Roscado en sus dos extremos para permitir un apriete por tuercas y contratuercas.
- Estos actúan de materiales de sacrificio, como consecuencia del desgaste, en la interacción del área de contacto con los martillos debido a que son económicamente más fácil de construir y se disponen de menos cantidades a reponer.

Separadores de martillos.

- Conformados a partir de tubos con costura, acero SAE 1010.
- Encargados de distanciar los martillos para lograr las luces adecuadas.
- Montados sobre el eje secundario de manera concéntrica.
- Existen dos tipos distintos de separadores que solo difieren en su longitud, de 7 y 20 mm. Su disposición se puede ver en la Figura 8-3.

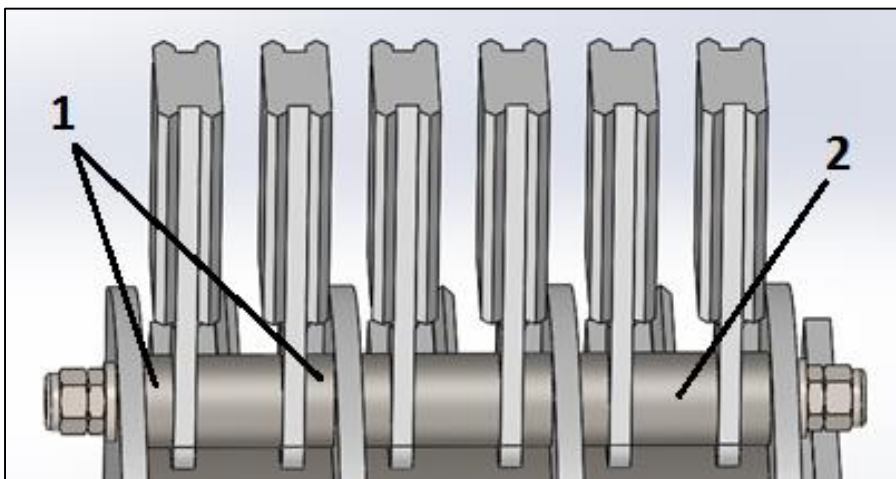


Figura 8-3: Separadores de martillos y martillos. *Referencias:* 1) Separadores de 7mm. 2) Separadores de 20mm.

Eje principal.

- Acero trefilado SAE 1045.
- Para su construcción se parte de una barra de sección hexagonal para lograr el montaje de los discos (parte central), ya que actúa a la vez como un chavetero por su forma geométrica y esta mecanizada cilíndricamente en sus extremos para el alojamiento de tuercas, rodamientos y polea.
- Recibe la potencia del motor eléctrico mediante el sistema de transmisión de poleas y correa trapezoidal.

Platos. Discos.

- En el rotor se encuentran cuatro platos, (dos platos centrales y dos laterales) cada uno formado por el conjunto de tres elementos, dos discos de igual forma y un separador intermedio. (Figura 8-4). A su vez los discos de los platos centrales y laterales difieren en el diámetro de una de sus perforaciones donde se montan los ejes secundarios.
- Construidos de chapas de acero SAE 1010.
- Concéntricos con el eje principal y en su periferia van montados los ejes secundarios que poseen a los martillos.
- Distanciados y sujetos por separadores de discos.
- El ajuste de los discos y los separadores se realiza mediante tuercas autofrenantes M28 roscadas al eje principal y con distinto sentido de rosca (rosca izquierda y derecha) para lograr un autoajuste por el par de fuerzas causado por la fricción.

Separadores de discos.

- Obtenidos a partir de tubos con costura, acero SAE 1010.
- Encargados de distanciar y transmitir el apriete de las tuercas a los discos. Además, tienen la función de reducir el volumen de la cámara de desintegración permitiendo que exista menor tiempo y distancia recorrida por las partículas hacia un nuevo impacto.

Sujetadores de tuercas y arandela de sujetador.

- Son un elemento de seguridad, que mantiene a las tuercas, que aprietan a los discos y a los separadores de discos, en la posición de apriete y evitan que por efecto de la vibración estas se desajusten. (Figura 8-4).
- El sujetador construido de fundición nodular ferrítica F.G.E. 42012 (Norma IRAM 700) y la arandela de chapa SAE 1010.

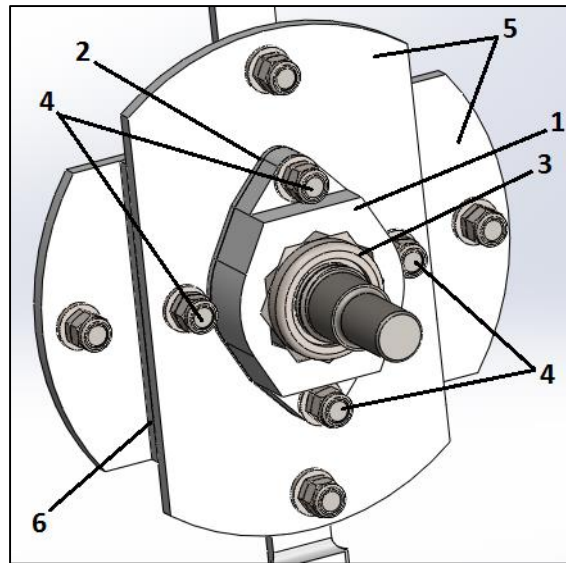


Figura 8-4: Plato. Sistema de sujeción y discos. *Referencias:* 1) Sujetador de tuerca. 2) Arandela de sujetador. 3) Tuerca autofrenante M28. 4) Varillas del sujetador. 5) Discos. 6) Separador intermedio.

Varillas del sujetador.

- Mantienen fijados los sujetadores de tuerca al conjunto del rotor y a su vez dan sujeción a todo el rotor (Figura 8-4).
- En total son cuatro, traspasan todo el rotor ubicadas equidistantes del eje principal.
- Son obtenidos de barras trefiladas SAE 1045 y presentan roscas en sus extremos para montar tuerca y contratuerca.

Polea de doble canal y correas trapezoidales.

- Poleas de fundición gris.
- Correas trapezoidales de sección A, obtenidas del fabricante Dunlop.

Soportes y rodamientos.

- Obtenidos del fabricante NSK.
- Soporte de fundición gris.
- Rodamientos de bolas de ranura profunda lubricados de por vida.

Chaveta longitudinal de cuña para montaje de polea de rotor.

Tornillos, tuercas autofrenantes, contratuercas y arandelas.

- Sistema de sujeción conformado por tornillos grado 8.8, tuercas autofrenante, contratuercas y arandelas elásticas tipo Grower (DIN 127).

- **Carcasa:** Consiste en una estructura de chapa de acero SAE 1010, que rodea al rotor para permitir que el material que es impulsado por los martillos retorne a la zona de impacto rápidamente y a la vez participando en la molienda como resultado del choque de las partículas contra ésta, es decir el material se romperá por acción de los martillos y además por el impacto con las paredes de la carcasa.

Está compuesta de dos partes: carcasa superior y carcasa inferior. La primera posee la boca de entrada del material proveniente del sinfín y está vinculada a la inferior mediante una bisagra y sujeta a ésta por un tensor de cierre, que permite un fácil acceso al rotor. La carcasa inferior está montada sobre la base soporte mediante bulones (Figura 8-6) y tuercas y posee un fondo con un ángulo de inclinación mayor al ángulo de talud que direcciona el material pulverulento hacia la boca de salida para dar conexión con el forzador.

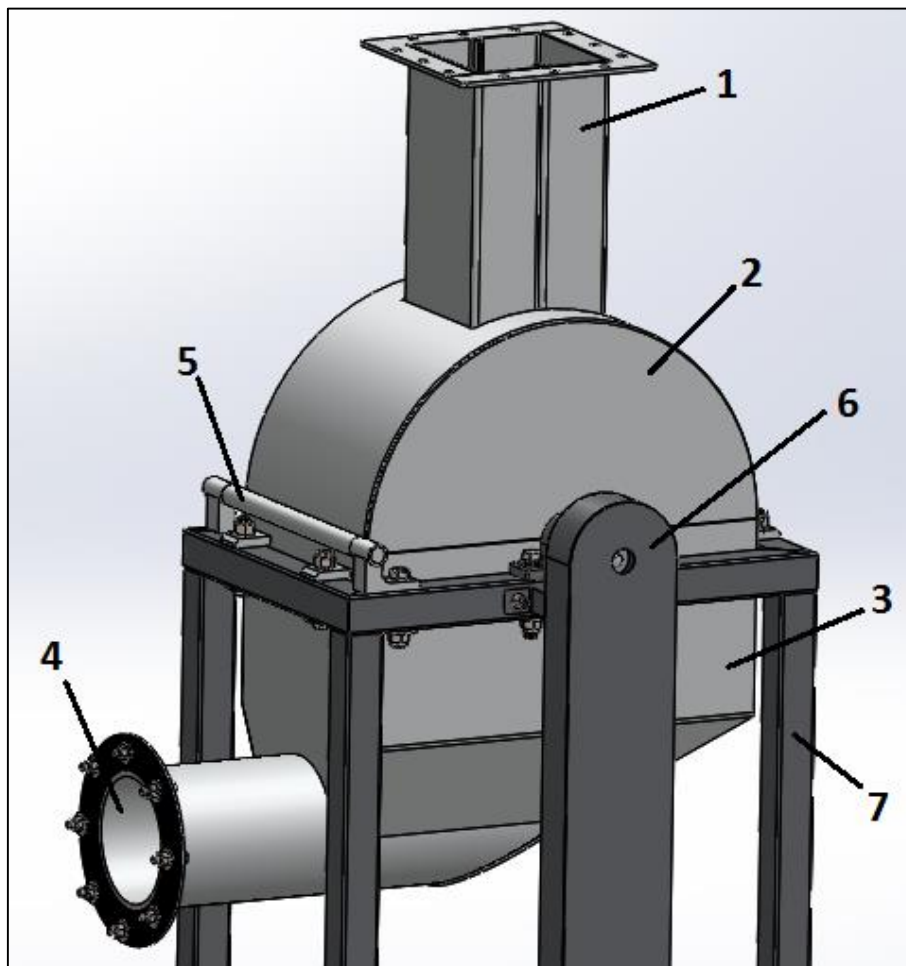


Figura 8-5: Carcasa. *Referencias:* 1) Boca de entrada del material. 2) Carcasa superior. 3) Carcasa inferior. 4) Boca de salida del material. 5) Bisagra. 6) Separador intermedio.

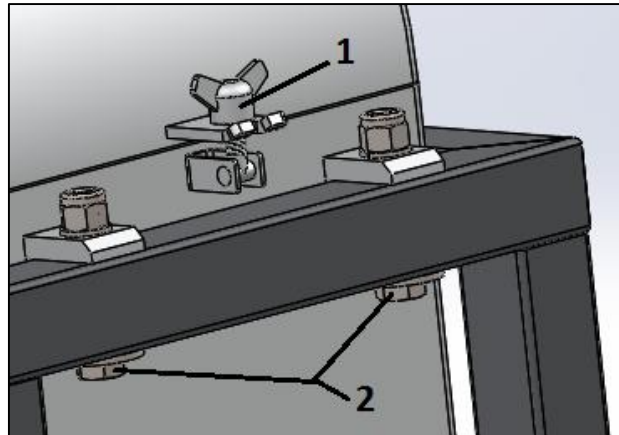


Figura 8-6: Tensor de cierre (1) y bulones (2) de sujeción de la carcasa inferior a la base soporte.

Cada brida utilizada presenta juntas de caucho para lograr mejor estanqueidad de la unión.

Para la selección del tamaño de las partículas se dispone de una criba circular de chapa de acero galvanizada, SAE 1075, con perforaciones circulares de diámetro 3mm trabadas a 60° y de área perforada de 32,8 %. En la Figura 8-7, se ilustra la criba de manera ejemplificativa, ya que se observa solo algunas perforaciones y no su totalidad.

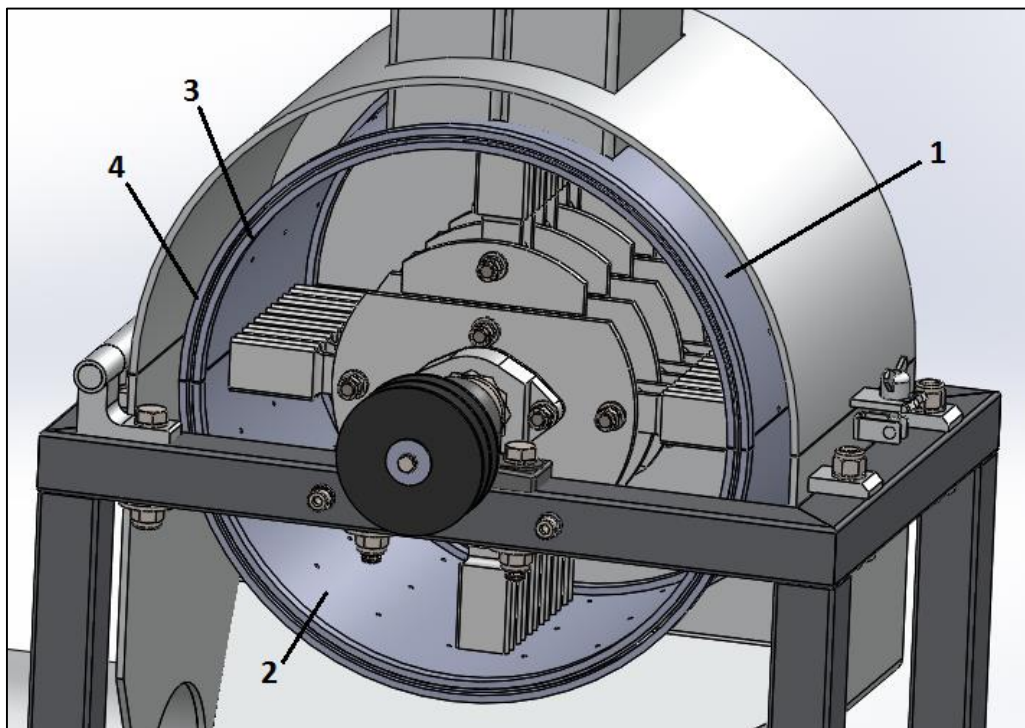


Figura 8-7: Vista interior del molino. Referencias: 1) Criba superior. 2) Criba inferior. 3) Aro interior. 4) Aro exterior. (Aclaración: la cantidad de perforaciones mostradas en las cribas de la imagen no es la real, solo ilustrativa, ya que se dispone de un área perforada de 32,8%).

La criba se divide en criba superior y criba inferior. Las dos cribas abarcan 180° y difieren, solamente, en que la criba superior presenta una abertura cuadrada en su centro por donde pasa el caudal de material que se va a moler, como se ve en la Figura 8-7. Las dos cribas están contenidas por los aros interiores y aros exteriores, Figura 8-7, que se hallan soldados a los laterales de la carcasa.

La holgura entre la criba y los martillos es del diámetro máximo de la partícula a obtener en la molienda, en este caso 3mm.

El efecto de cribado se ve beneficiado por el flujo turbulento de aire generado por las altas velocidades del rotor que obliga a las partículas a escapar radialmente y atravesar las perforaciones.

- **Base soporte:** Es la encargada de dar sostén a todos los componentes que integran al molino de martillo y absorber las vibraciones. Para esto último, la base está vinculada al chasis mediante tacos antivibratorios. La base soporte consiste en una base de caños estructurales 40x40x2mm laminados de acero SAE 1010.

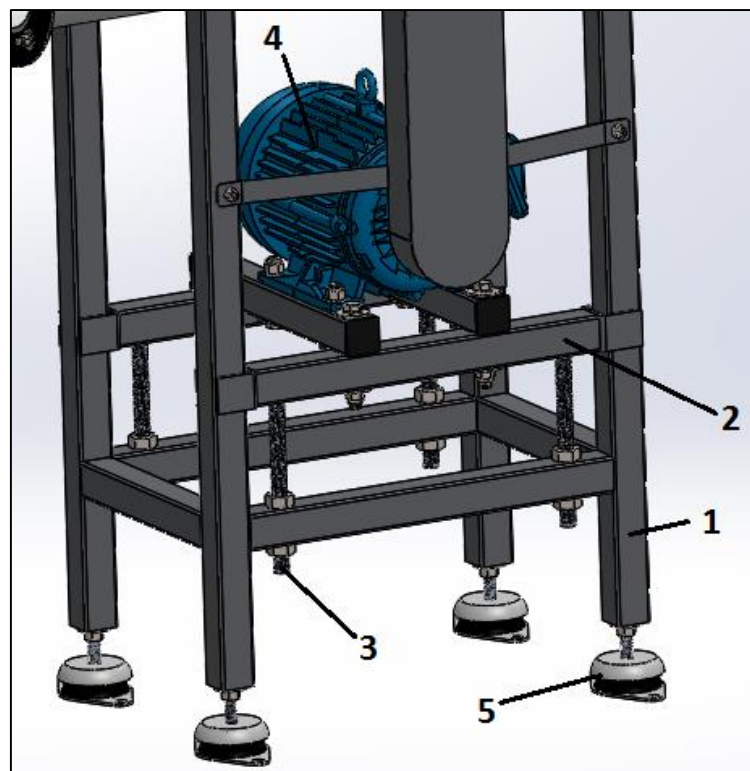


Figura 8-8: Parte inferior de la base soporte. *Referencias:* 1) Base soporte. 2) Caballete. 3) Varilla roscada. 4) Motor trifásico. 5) Tacos antivibratorios.

Presenta un caballete (Figura 8-8) donde se sujeta el motor que permite la regulación de su posición en altura y en dirección de su eje a través de varillas

roscadas con tuerca y contratuerca. También, sobre su estructura se sujeta el protector de correas, construido de chapa SAE 1010.

- **Motor eléctrico trifásico:** Marca Weg y línea estándar eficiencia. Sobre su eje, sujeta por una chaveta DIN 6886 A, se halla una polea que transmite la potencia a través de dos correas trapezoidales al eje principal del molino.

8.3. Cálculo de caudal volumétrico de cáscaras.

En base a la producción de pellets a obtener y a la densidad promedio a granel de las cáscaras, aproximadamente $\rho_g = 50 \frac{kg}{m^3}$, el caudal volumétrico circundante de cáscaras \dot{V} resulta:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_g} = \frac{500 \frac{kg}{h}}{50 \frac{kg}{m^3}} = 10 \frac{m^3}{h}$$

Siendo \dot{m} la masa a producir en kilogramos por hora.

8.4. Cálculo de cantidades de cáscaras golpeadas por revolución.

La capacidad a producir se definió de 500 kg/h equivalente a una masa de 0,14kg/s.

$$\dot{m} = 500 \frac{kg}{h} = 0,14 \frac{kg}{s}$$

Mediante una balanza de precisión se determinó el peso promedio de una cáscara. Para ello, se procedió a extraer una muestra de 50 cáscaras, pesar las mismas y realizar un promedio de la masa unitaria.

Masa total de las 50 cáscaras = 8g = 0,008kg

Masa unitaria = $m_c = 0,16g = 0,00016kg$

Considerando el caudal másico y la masa unitaria, el total de cáscaras a moler por segundo es de 875 unidades.

$$Q_s = \frac{\dot{m}}{m_c} = 875 \frac{u}{s}$$

De acuerdo, a la densidad por granel de $50 \frac{\overline{kg}}{m^3}$, ésta cantidad representa un volumen de $0,0028 m^3$.

$$V_s = \frac{m_s}{\rho_g} = \frac{0,14 kg}{50 \frac{kg}{m^3}} = 0,0028 m^3$$

La masa que ingresa al molino por revolución del rotor es de $0,0028 kg/rev$.

$$m_r = \frac{\dot{m}_s}{n_{rps}} = \frac{0,14 \frac{kg}{s}}{50 \frac{rev}{s}} = 0,0028 \frac{kg}{rev}$$

Esta cantidad equivale a un total aproximado de 17 cáscaras por revolución.

$$Q_c = \frac{m_r}{m_c} = 17 \frac{u}{rev}$$

Por irregularidades en el proceso de molido, (atascamientos de material, baja eficiencia en las roturas por impacto, sobrecargas de cáscaras al ingreso del molino, y demás factores), se estima un coeficiente de irregularidades C_i , que obliga a considerar un exceso de partículas a ser impactadas, por revolución, en todo el volumen del molino, por las causas citadas. A criterio se eligió un coeficiente de 1,25; es decir un 25% más de la materia por revolución se halla presente y por lo consiguiente se eleva un 25% los impactos necesarios. No podemos no destacar la influencia que tendrá dicho coeficiente en el valor de la potencia suficiente para realizar la molienda cumpliendo un rol semejante a un factor de servicio que comúnmente se aplica como coeficiente de seguridad de la potencia final que una máquina tendrá a disposición.

Entonces, la cantidad final de cáscaras por revolución resulta:

$$Q_{cd} = 1,25 \cdot Q_c = 1,25 \cdot 17 = 21 \frac{u}{rev}$$

8.5. Análisis dimensional de las cáscaras. Área extendida.

Cabe destacar, que las cáscaras presentan un delgado espesor, aproximadamente 1mm, por lo tanto, de la fragmentación se tiene como resultado a partículas más bien superficiales que volumétricas, es decir, dos dimensiones predominantes, largo y ancho. Conociendo las diversas formas y

variaciones dimensionales que presentan estos residuos se optó por analizar 10 unidades y realizarle a cada una de ellas las siguientes operaciones:

- 1) Comprimir y extender manualmente hasta formar una lámina de forma similar a un rectángulo.
- 2) Medición de lados y cálculo del área (Tabla 8-1).
- 3) Promedio de todas las áreas extendidas.

Tabla 8-1: Dimensiones de las muestras.

Nº de muestra	Largo (mm)	Ancho (mm)	Área rectangular (mm ²)
1	40	18	720
2	37	20	740
3	35	15	525
4	35	17	595
5	38	15	570
6	39	18	702
7	40	14	560
8	42	18	756
9	41	17	697
10	41	18	738
Promedio			660

Como resultado se obtuvo que el área extendida promedio es 660 mm². Este valor nos resultará de gran importancia como se verá más adelante.

8.6. Teoría de producción de partículas. Cantidad de martillos.

Observando el funcionamiento de un molino de martillo, existen numerables cantidades de fenómenos de choques e impactos distintos e irrepetibles entre los martillos y fragmentos de cáscaras, es decir que no es posible predecir el comportamiento de las partículas y de este modo, determinar en cuantas partículas e impactos una cáscara se va a romper. No obstante, es posible establecer alguna teoría que trate de acercarnos a la realidad y que nos permita predecir las cantidades de partículas que se van a producir en la unidad de tiempo. Para ello, partiremos de las siguientes suposiciones:

- Durante cada impacto, una cáscara o fragmento de ella se dividirá en 2 partes de igual área.
Así es posible visualizar que a medida que van sucediendo los impactos los tamaños de las partículas varían como lo indica la Tabla 8-2 y existirán 8 tamaños de partículas o fragmentos. También observamos que para obtener un tamaño de partícula inferior al diámetro del orificio de la criba

es necesario realizar 7 impactos sucesivos. De esta manera, se necesitan un total de 64 impactos para producir 128 partículas de un área aproximada de 5,15mm².

Tabla 8-2: Sucesión de impactos.

Número de tamaño	Área	Nº de impactos	Cantidad de partículas
A	660		1
B	330	1	2
C	165	2	4
D	82,5	3	8
E	41,25	4	16
F	20,6	5	32
G	10,31	6	64
H	5,15	7	128

- Se establece que un martillo golpeará a un partícula una vez cada 90 grados (1/4 de revolución) a lo que llamaremos ciclo de trabajo. Por la distribución de martillos, 4 martillos simétricamente distribuidos cada 90 grados, la cantidad de ciclos de trabajo en una vuelta de un martillo es 4, en consecuencia, en un plano de martillos existen 16 ciclos de trabajo por vuelta.

Número de ciclos de trabajo por vuelta = CT=16

- Por lo anterior, una partícula como máximo recibirá 4 impactos pero también existe la posibilidad de que reciba 3, 2, 1, o ningún impacto. Es por ello que se escoge un número de impacto promedio, es decir se considera que todas las partículas sufren 2 impactos a lo largo del período de tiempo de una vuelta, es decir que al final de una vuelta la cantidad de partículas que se hallaban en el comienzo se cuadruplicarán.
- El choque de la partícula y el martillo cuando está girando es mayoritariamente de forma frontal.
- No se tendrá en cuenta la fracción producida por el choque de las partículas y las paredes de la carcasa, puesto que ocurre con menos eficacia que de la producida entre los martillos y el material. La principal razón es la gran resistencia que presentan las cáscaras con el aire, por lo que se ven frenadas en corta distancia cuando salen impulsadas con velocidad.

Para hallar la cantidad producida de partículas es necesario analizar los distintos tamaños y las cantidades que existen en cada vuelta sabiendo que

hasta que se empiece a producir partículas del tamaño final se va acumular material y deberán pasar determinada cantidad de vueltas. En las siguientes tablas (Tabla 8-3) se representa la cantidad de partículas de cada tamaño existente en el final de cada vuelta, luego de haberse producido los dos impactos por vuelta por cada martillo.

Tabla 8-3: Tablas de producción.

Primer vuelta	
Tamaño de partículas	Cantidad de partículas
C	4

Segunda vuelta	
Tamaño de partículas	Cantidad de partículas
C	4
E	16

Tercer vuelta	
Tamaño de partículas	Cantidad de partículas
C	4
E	16
G	64

Cuarta vuelta	
Tamaño de partículas	Cantidad de partículas
C	4
E	16
G	64
H	128

De las tablas, concluimos que deben suceder 4 vueltas hasta que se dé salida a las partículas de tamaño deseado.

De esta manera se producen 128 partículas por cáscara en una vuelta y un total final de 2688 unidades por revolución considerando las 21 cáscaras que ingresan.

$$N_f = 128 \cdot 21 = 2688 \frac{u}{rev}$$

Además, por el caudal de alimentación, es posible establecer una densidad de partículas de distintos tamaños que permanecerá constante, luego de ocurrida la 3° vuelta. Analizando la 3° vuelta se tiene un total de 84 partículas que flotan en el volumen vacío del molino, sin considerar las partículas de tamaño final H.

Considerando las 21 cáscaras que ingresan por vuelta, la cantidad total de partículas que conforman la densidad constante será de:

$$N_{pt} = (4 + 16 + 64) \cdot 21 = 84 \cdot 21 = 1764u$$

Para que los impactos de los martillos sean más efectivos y como consecuencia se mejore la producción, se utiliza un tubo alojado concéntricamente con el eje principal que a la vez funciona de separador de discos (ver Figura 8-2). Esto permite que las partículas se hallen en un volumen menor con forma de ánulo.

El volumen de vacío que se encuentra en el molino es aproximadamente igual al volumen de un ánulo V_a , calculado con las dimensiones interiores de la carcasa, menos el volumen del rotor V_r que se obtuvo del programa de dibujo Solidwork, es decir:

$$V_v = V_a - V_r = (16428134,8 - 1327596,2) mm^3 = 15100538 mm^3 \approx 0,0151 m^3$$

Es posible calcular el valor de la densidad de partículas:

$$\delta_p = \frac{N_{pt}}{V_v} = \frac{1764u}{0,0151 m^3} = 116821,2 \frac{u}{m^3}$$

A partir de la densidad es posible calcular el número de partículas que un martillo en un ciclo de trabajo golpeará, las cuales están alojadas en el volumen que un martillo barre durante un ciclo de trabajo. Dicho volumen V_{CT} tiene forma de un cuarto de anillo, como puede verse en la Figura 8-9.

$$V_{CT} = 155852 \text{ mm}^3 = 0,000158 \text{ m}^3$$

El número de partículas golpeadas por ciclo trabajo resulta:

$$N_{CT} = \delta_p \cdot V_{CT} = 18u$$

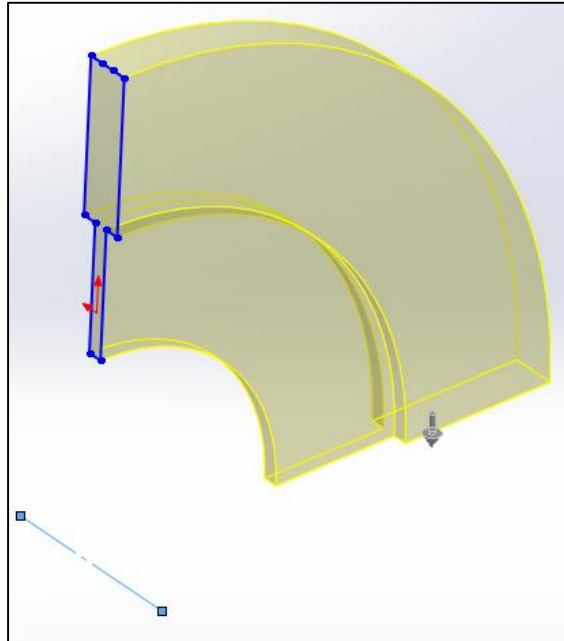


Figura 8-9: Volumen barrido por un martillo durante un ciclo de trabajo.

Considerando que un plano de martillo desarrolla 16 ciclos de trabajos en una vuelta la cantidad de partículas barridas por vuelta resulta:

$$N_p = 16 \cdot N_{CT} = 16 \cdot 18 = 288u$$

Dividiendo el número de partículas totales en el volumen del molino por el número de partículas impactadas en una vuelta por un plano de martillos encontramos la cantidad de planos necesarios.

$$N^{\circ}P = \frac{N_{pt}}{N_p} = \frac{1764}{288} = 6$$

Como un plano posee 4 martillos, el número total de martillos está dado por:

$$N^{\circ}M = 4 \cdot N^{\circ}P = 24$$

8.7. Procedimiento de cálculo.

Para comenzar destacaremos que durante el cálculo de los elementos de máquinas implicados en el molino de martillos existirá una tendencia a aumentar la sección geométrica de los elementos, a partir de los resultados obtenidos de las teorías de la mecánica de resistencia. No solamente para bajar el nivel de tensión, sino también favorece a la formación de un volante de inercia de mayor importancia que permite una marcha más estable tanto del molino como del motor eléctrico, aumentando así también su vida útil.

8.8. Verificación del martillo.

Inicialmente, se realizó el diseño del martillo de acuerdo a las especificaciones constructivas a satisfacer y posteriormente, se procedió a verificar el estado de resistencia y de deformación.

Como se mencionó anteriormente, el material utilizado para la construcción de los martillos es acero Domex 700MC de tensión de fluencia (Tabla 13-10 anexo) y tensión admisible adoptada para un factor de seguridad $N = 1,5$.

$$S_{fl} = 7142 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2} \quad S_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{\sigma_{fl}}{1,5} = 4761 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

La masa del martillo se determinó mediante el programa Solidwork $m_m = 0,24kg$. Para asegurar la funcionalidad del martillo debemos analizar los esfuerzos a los que está sometido el mismo, pero antes se deben determinar las cargas asociadas.

- **Fuerza centrífuga.**

$$F_{cm} = m_m \cdot a_c = m_m \cdot \omega^2 \cdot d_{gm} = 326,301 \overrightarrow{kg}$$

Siendo $d_{cm} = 0,135m$ la distancia del centro de gravedad del martillo al eje de revolución del molino y $\omega = 100\pi \frac{rad}{s}$ la velocidad angular.

- **Peso del martillo.**

$$P_m = 0,24 \overrightarrow{kg}$$

- **Fuerza de impacto promedio** (Fuerza de rotura de la cáscara de maní).

$$F_i = 0,187 \overrightarrow{kg} \quad (\text{Explicada en la sección 8.11.2})$$

8.8.1. Análisis posicional del martillo.

Si analizamos el estado de carga de un martillo, dado por el peso propio y la fuerza centrífuga, es posible ver que es variable de acuerdo a la posición en que se encuentre el martillo, por lo que existirán esfuerzos de fatiga. Analizaremos las posiciones del martillo planteadas en la Figura 8-10, siendo estas las que producen tensiones alternas más desfavorables.

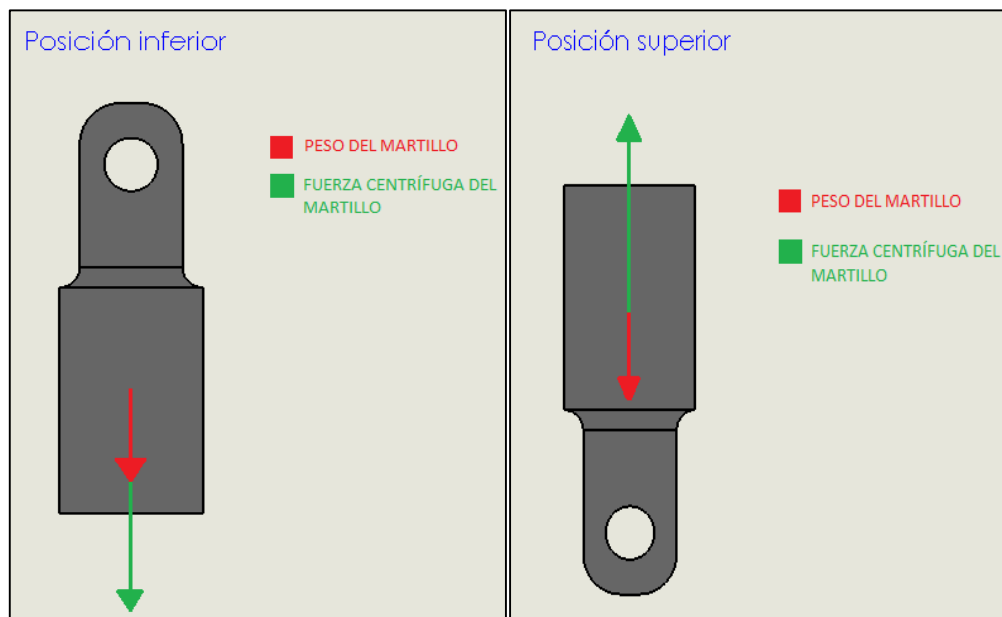


Figura 8-10: Estado de cargas en la posición inferior (izq.) y en la posición superior (der.)

En la posición superior las fuerzas peso y fuerza centrífuga son colineales, pero en diferentes sentidos, mientras que en la posición inferior son colineales y del mismo sentido. Esta última situación es la que presenta mayores esfuerzos y la que será analizada en una simulación estática a través de elementos finitos, omitiéndose un estudio por fatiga, ya que es solamente el peso del martillo quien produce la variación de los esfuerzos.

8.8.2. Simulación estática con elementos finitos.

El análisis dejó resultados de tensiones máximas en la zona de contacto del martillo con el eje secundario muy por debajo de la tensión admisible (Figura 8-11), niveles controlados de deformación (Figura 8-12) y refleja la baja influencia de la carga de impacto de la cáscara de maní.

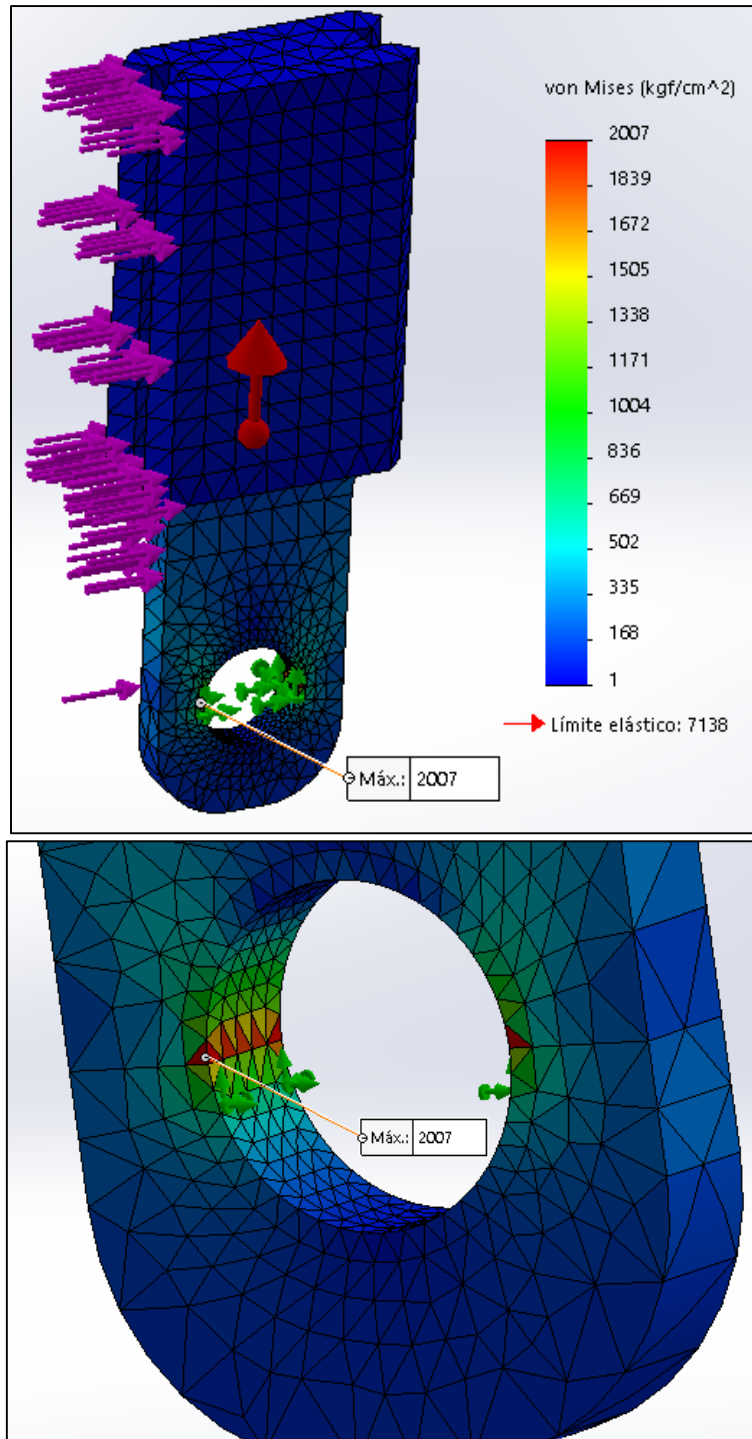


Figura 8-11. Estado de tensiones del martillo.

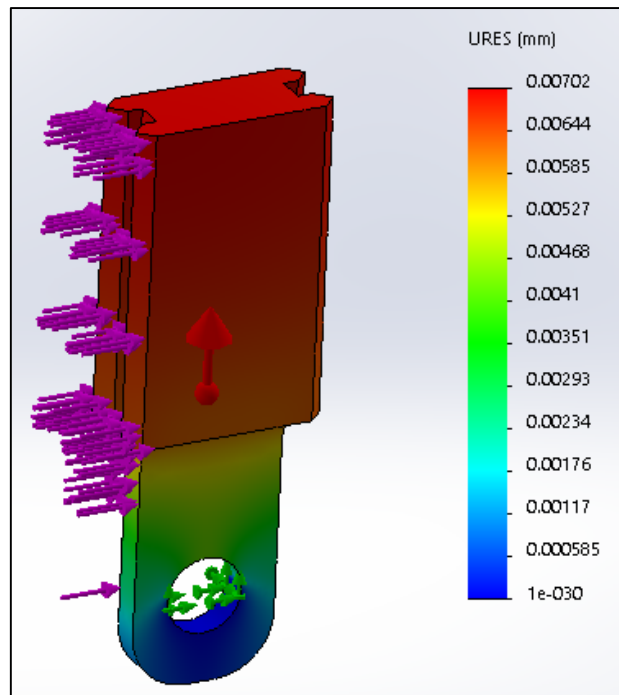


Figura 8-12: Estado de deformación del martillo.

8.9. Cálculo del eje secundario.

Como se mencionó en sección 8.2, el eje secundario está construido de acero trefilado SAE 1045 con tensión de fluencia y tensión admisible adoptada para un factor de seguridad $N = 1,5$.

$$S_y = 5404 \frac{\overline{kg}}{mm^2} \quad S_{adm} = 3602 \frac{\overline{kg}}{mm^2}$$

8.9.1. Aproximación estática sin fatiga.

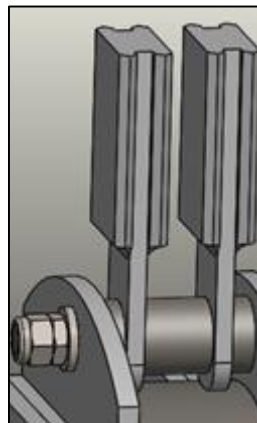


Figura 8-13: Segmento comprendido para la aproximación analítica.

Inicialmente, se estimó el diámetro del eje secundario, sobre el segmento comprendido entre dos discos (Figura 8-13), considerando solamente la influencia de las fuerzas centrífugas de dos martillos, siendo estas cargas las de mayor importancia, mediante la utilización de la ecuación de Navier para la flexión estática.

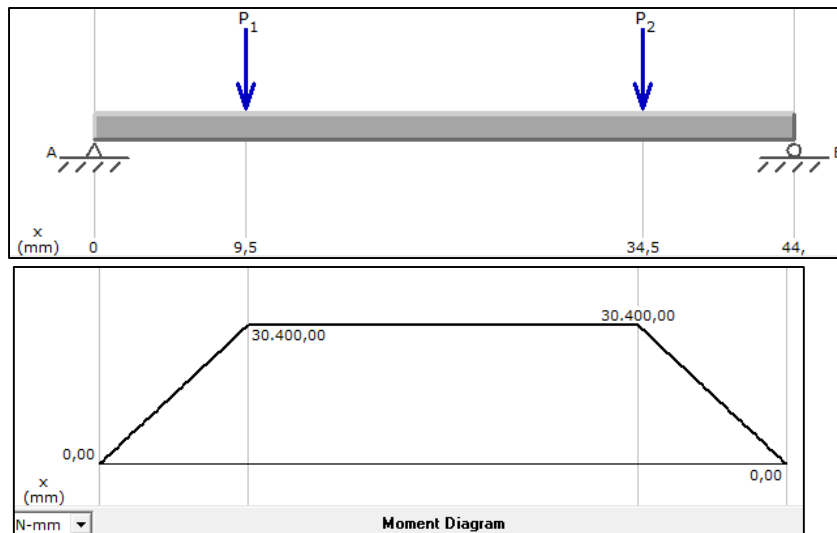


Figura 8-14: Distribución de cargas y diagrama de momento flector.

En la Figura 8-14, se observa la distribución de cargas utilizadas y el diagrama de momento flector.

$$W_{\min} = \frac{Mfl_{\max}}{S_{adm}} = \frac{310,014 \overline{Kgcm}}{3602 \frac{Kg}{cm^2}} = 0,086 cm^3 \Rightarrow D_{\min} = 0,957 cm = 9,570 mm$$

Se adoptó $D = 1,3 cm = 13 mm$ de manera estimativa para mantener el parámetro de la deformación dentro del margen de la seguridad.

8.9.2. Cálculo a fatiga.

La realidad indica que al igual que el martillo el eje secundario se halla sometido a fatiga por la variación del sentido de las fuerzas centrífugas con las fuerzas pesos, tanto de los martillos, de los separadores y del eje secundario. Para ello, primeramente se menciona cada una de las cargas de los elementos que se consideran necesarios en el cálculo del eje secundario, en el segmento de eje anteriormente analizado (Figura 8-13).

Martillos.

- Peso del martillo:

$$P_m = 0,024 \overline{Kg}$$

- Fuerza centrífuga:

$$F_{cm} = 326,301 \overline{Kg}$$

Separadores.

En total son dos los separadores utilizados, de largos diferentes pero iguales diámetros tanto exterior como interior.

- Dimensiones:

$$D_{iSG} = D_{iSC} = 13,84mm \quad D_{eSG} = D_{eSC} = 21,3mm$$

$$L_{SG} = 20mm \quad L_{SC} = 7mm$$

- Peso del separador grande y chico:

$$P_{SG} = 0,032 \overline{Kg} \quad P_{SC} = 0,011 \overline{Kg}$$

- Fuerza centrífuga del separador grande y chico:

$$F_{SG} = \frac{P_{SG} \cdot \omega^2 \cdot d_{cc}}{9,8} = 27,67 \overline{Kg} \quad F_{SC} = \frac{P_{SC} \cdot \omega^2 \cdot d_{cc}}{9,8} = 9,68 \overline{Kg}$$

Siendo $d_{cc} = 8,5cm$ la distancia del centro de gravedad del eje secundario al eje de revolución del molino y $\omega = 100\pi \frac{rad}{s}$ la velocidad angular del molino.

Eje secundario.

- Dimensiones:

$$D = 13mm \text{ y } L = 44mm \text{ (longitud entre discos).}$$

- Peso propio del eje:

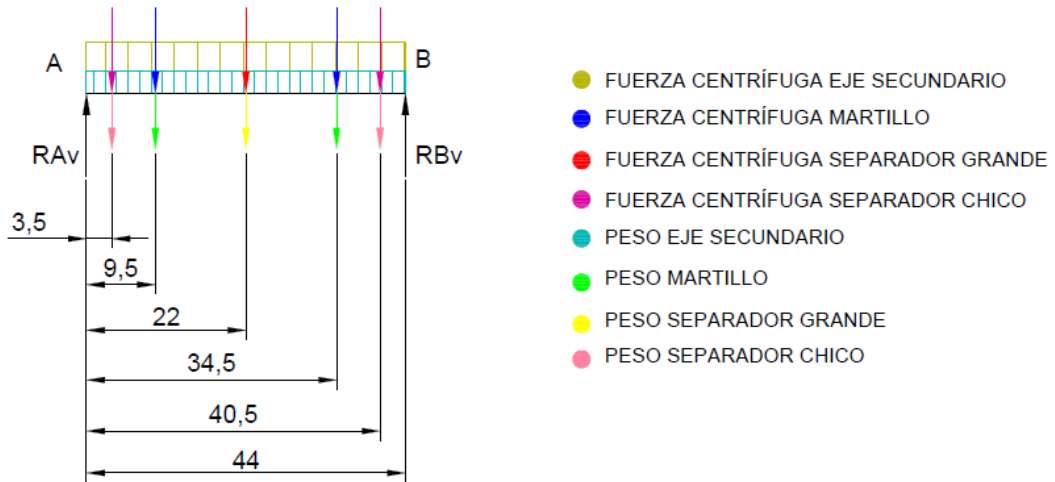
$$P_{Pe} = 0,0010 \frac{\overline{Kg}}{mm}$$

- Fuerza centrífuga por unidad de longitud:

$$F_{ce} = \frac{P_{Pe} \cdot \omega^2 \cdot d_{cc}}{9,8} = 0,89 \frac{\overline{Kg}}{mm}$$

Se grafican a continuación, Figura 8-15, las dos posiciones adoptadas por el eje secundario que producen la situación más desfavorable de igual modo que se planteó en el análisis de cargas del martillo.

POSICIÓN INFERIOR



POSICIÓN SUPERIOR

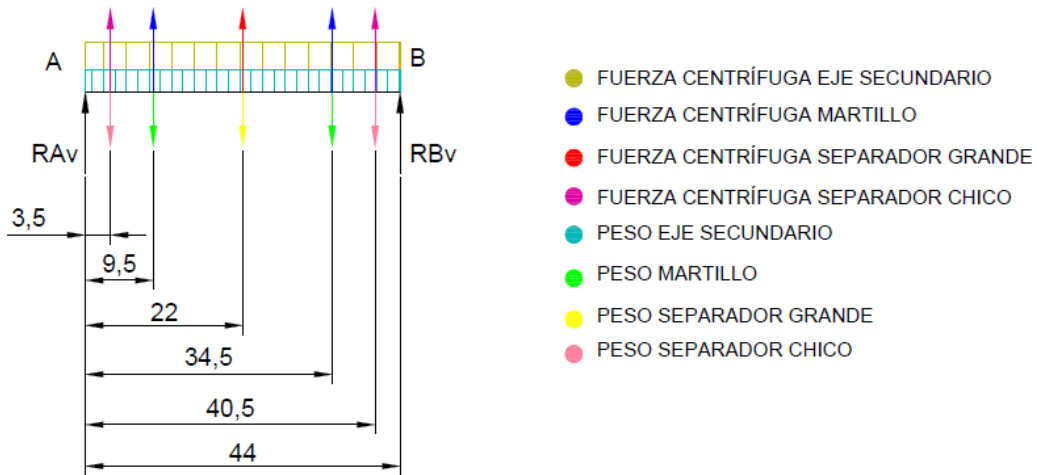


Figura 8-15: Estados de cargas. Diagrama de cuerpo libre para las posiciones inferior y superior.

Posición inferior.

Se plantea una sumatoria de fuerzas verticales y momentos:

$$\sum F_v = 0 \quad \text{y} \quad \sum M_A = 0$$

De donde se obtiene:

$$RA_v = 369,73 \overrightarrow{Kg} \quad \text{y} \quad RB_v = 369,73 \overrightarrow{Kg}$$

El máximo momento flector se da a una distancia de:

$$d_{mf} = 22 \text{ mm}$$

Y su valor es:

$$Mfl_{\max} = 3657 \overrightarrow{Kg} \cdot \text{mm}$$

Posición superior.

De igual modo se obtiene:

$$RA_v = 369,15 \overrightarrow{Kg} \quad \text{y} \quad RB_v = 369,15 \overrightarrow{Kg}$$

El mínimo momento flector ocurre a la misma distancia que en la posición inferior y su valor es:

$$Mfl_{\min} = 3651 \overrightarrow{Kg} \cdot \text{mm}$$

Se plantea la siguiente ecuación de fatiga, donde se procede a determinar el factor de seguridad N :

$$\frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_n} \quad (1)$$

El esfuerzo medio es:

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$$

$$\text{Donde: } S_{\max} = 16,95 \frac{\overrightarrow{Kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{y} \quad S_{\min} = \frac{Mfl_{\min}}{W} = 16,93 \frac{\overrightarrow{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = 16,94 \frac{\overrightarrow{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Se observa que el esfuerzo medio no varía mucho respecto a su valor máximo y mínimo, por lo que el valor del esfuerzo alterno actuante sobre el eje es muy

pequeño e insignificante, pero necesario para la proximidad a la situación real de esfuerzos a la que está sometida la pieza.

El valor de la tensión alterna es:

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} = 0,014 \frac{\overline{Kg}}{mm^2}$$

Por último, es necesario determinar el valor de S_n .

$$S_n = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot S'_n = 31,4 \frac{\overline{Kg}}{mm^2}$$

Donde: K_1 (flexión)=1, K_2 (acabado superficial)=1,15, K_3 (tamaño)=0,85.

$$S'_n = 0,5 \cdot S_u \quad \therefore S_u = 64,24 \frac{\overline{Kg}}{mm^2} \Rightarrow S'_n = 32,12 \frac{\overline{Kg}}{mm^2}$$

Además, el módulo resistente:

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = 215,69 mm^3$$

Remplazando los valores en la ecuación (1), solamente nos queda despejar el factor de seguridad.

$$N = 3$$

Por lo tanto, el eje se encuentra dimensionado favorablemente.

8.9.3. Simulación estática con elementos finitos.

En la Figura 8-16 y 8-17, se observa los resultados de la simulación estática, verificándose que los niveles de tensión y deformación son conservadores.

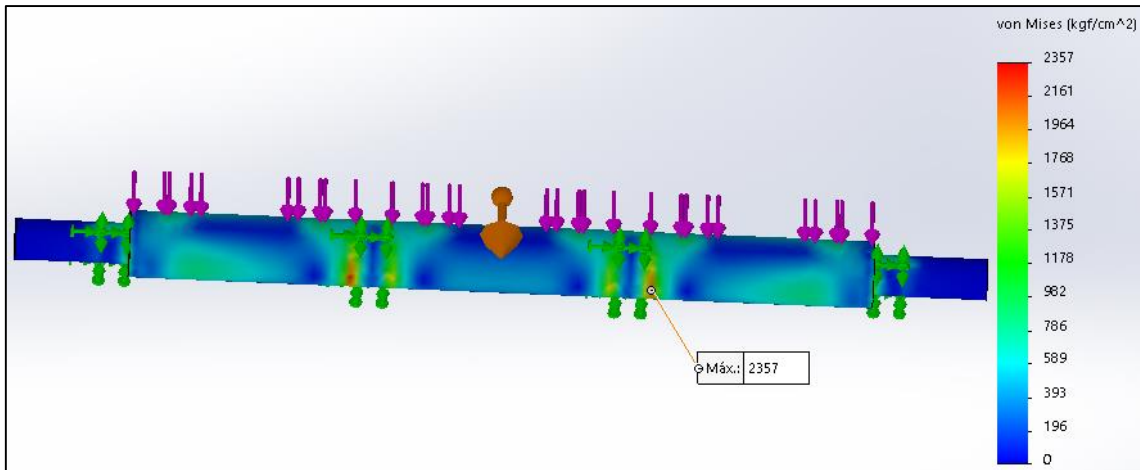


Figura 8-16: Estado de las tensiones. Se observan zonas bien marcadas de máximas tensiones.

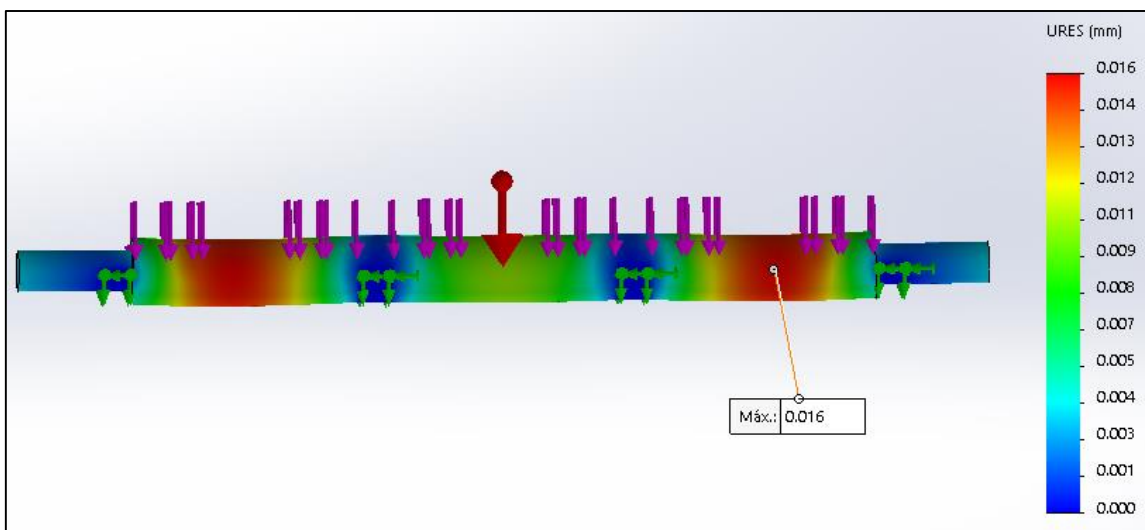


Figura 8-17: Desplazamientos resultantes en mm.

8.10. Verificación del disco lateral y central, utilizando el método de elementos finitos.

Al igual que en los casos anteriores los discos están sometidos a esfuerzos variables, pero de poco valor significativo para analizar y realizar un estudio de fatiga. Consecuentemente, un estudio estático basado en elementos finitos resulta la opción más adecuada para determinar los estados de tensión y deformación.

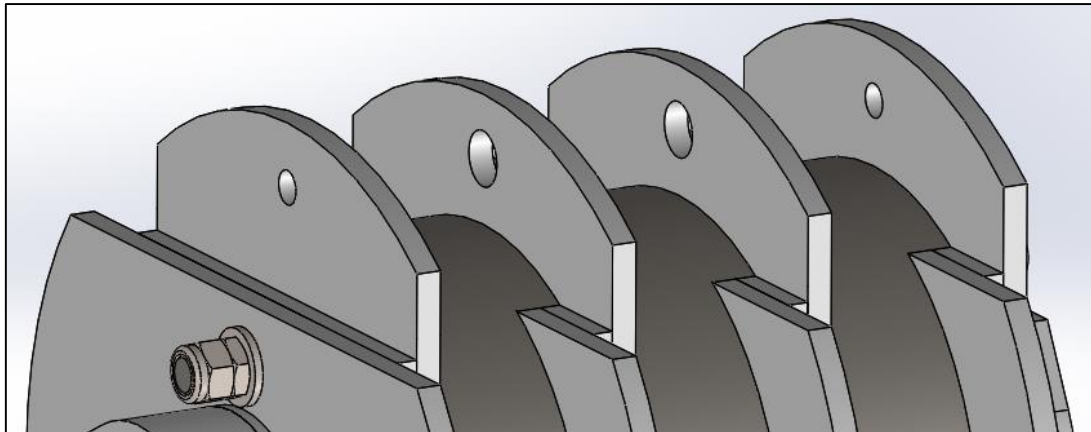


Figura 8-18: Discos laterales y centrales.

En la construcción del molino se utilizan 8 discos dispuestos equidistantes entre sí, 4 laterales y 4 centrales, como se observa en la figura 8-18. Cada uno de ellos tiene practicado cuatro orificios donde se alojan los ejes secundarios. Por la forma de montaje los discos centrales presentan orificios de diámetro mayor que los discos laterales. Al presentar distintas situaciones de cargas deberemos analizar cada caso, pero siempre durante la posición inferior, planteada en la Figura 8-10, siendo la más desfavorable.

En lo que respecta a las cargas externas asociadas, tenemos:

- Fuerza centrífuga del disco: generada por el programa durante la simulación.
- Gravedad.
- Carga remota: producida por la fuerza centrífuga de cada martillo sobre el lado del disco que corresponda.
- Reacción debido a las cargas asociadas al eje secundario: Pesos de separadores, peso del martillo, peso propio del eje y la fuerza centrífuga debido a todos los separadores y al eje secundario. Sobre cada lado de un disco, cuando corresponda el caso, va a actuar una reacción $R = 44 \overline{Kg}$. Para el disco central tendremos $2R$ porque el eje se encuentra de los dos lados del disco, en cambio el disco lateral tendrá una sola.

A continuación, se muestran los resultados conservadores de la simulación estática para disco lateral (Figura 8-19, 8-20, 8-21) y disco central (Figura 8-22, 8-23, 8-24).

8.10.1. Disco lateral.

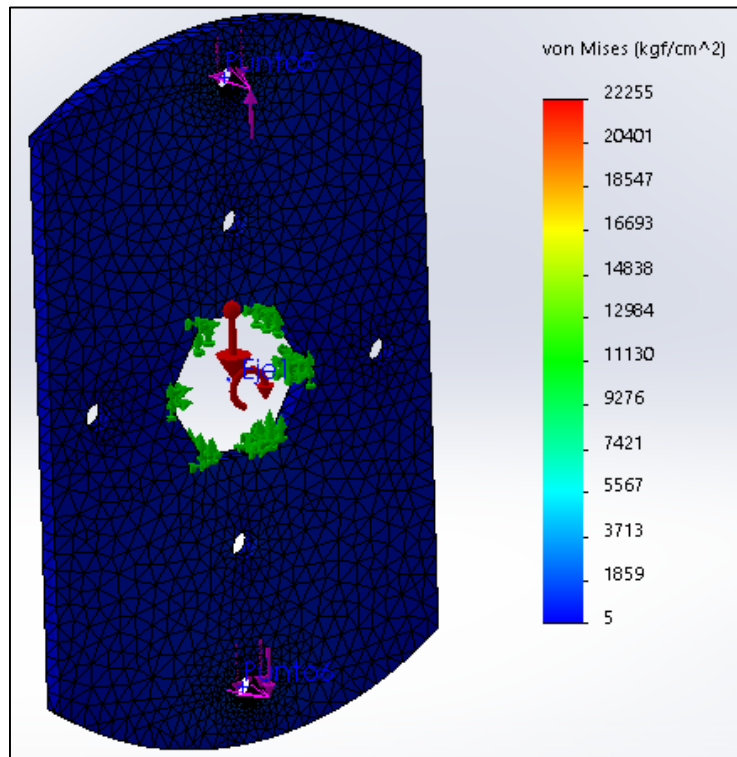


Figura 8-19: Valores de tensiones.

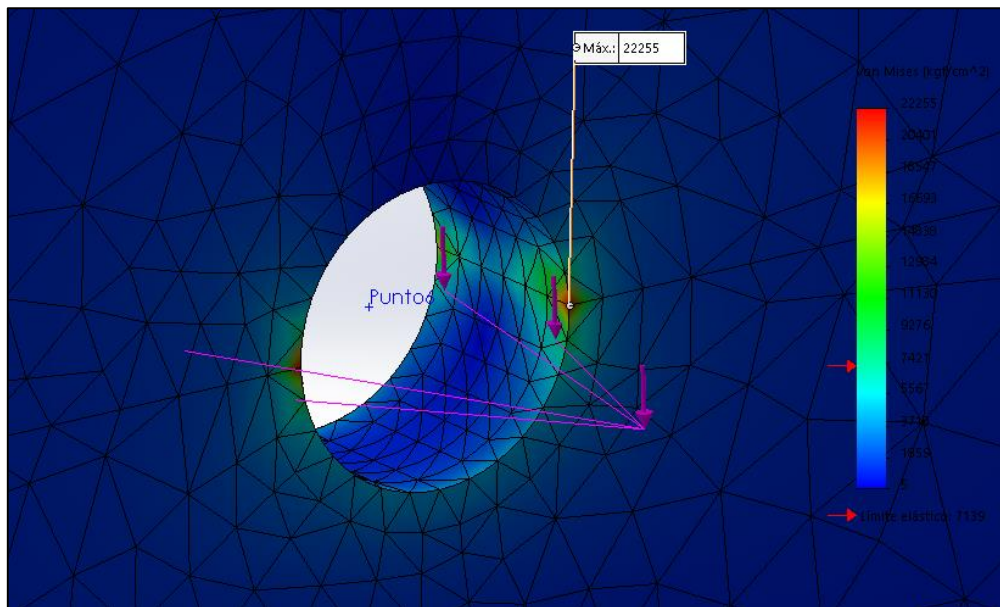


Figura 8-20: Zona de máxima tensión sobre el orificio.

En la Figura 8-20, se observa una pequeñísima zona o punto en la que la tensión toma valores muy elevados al límite elástico, si bien está en duda que el valor sea real porque justo ocurre sobre una singularidad (arista), debemos recordar que la zona está sometida a esfuerzos mayoritariamente estáticos y en

este caso, de ser certero el valor, existirá una cedencia local del material, sin consecuencia mayores.

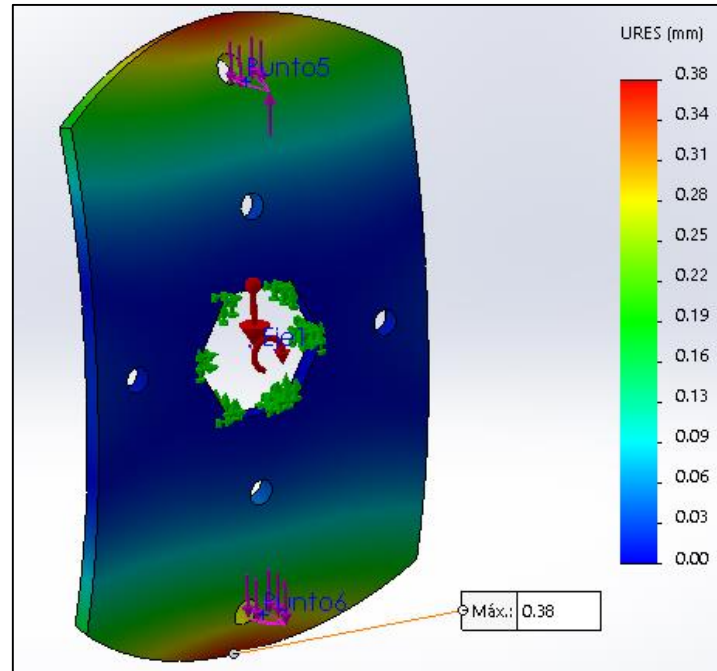


Figura 8-21: Desplazamientos en mm

8.10.2. Disco central.

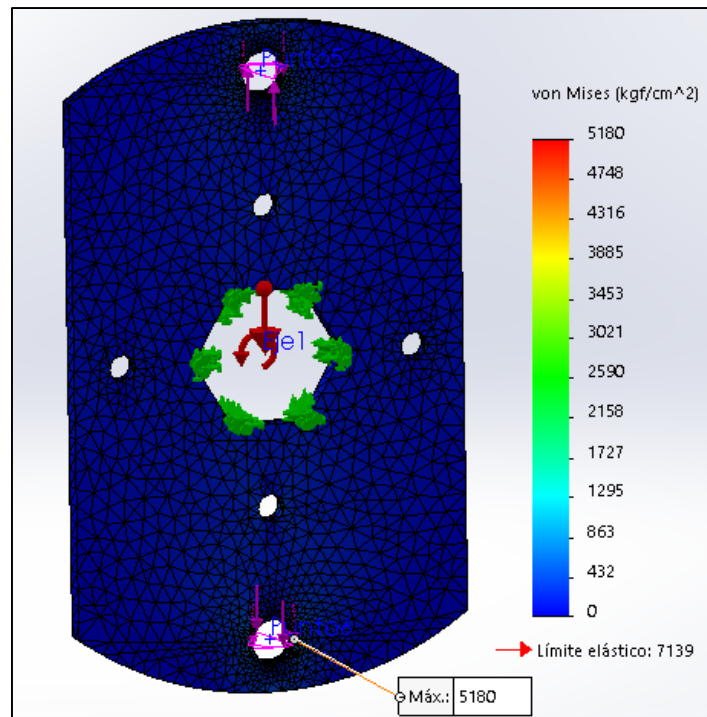


Figura 8-22: Valores de tensiones.

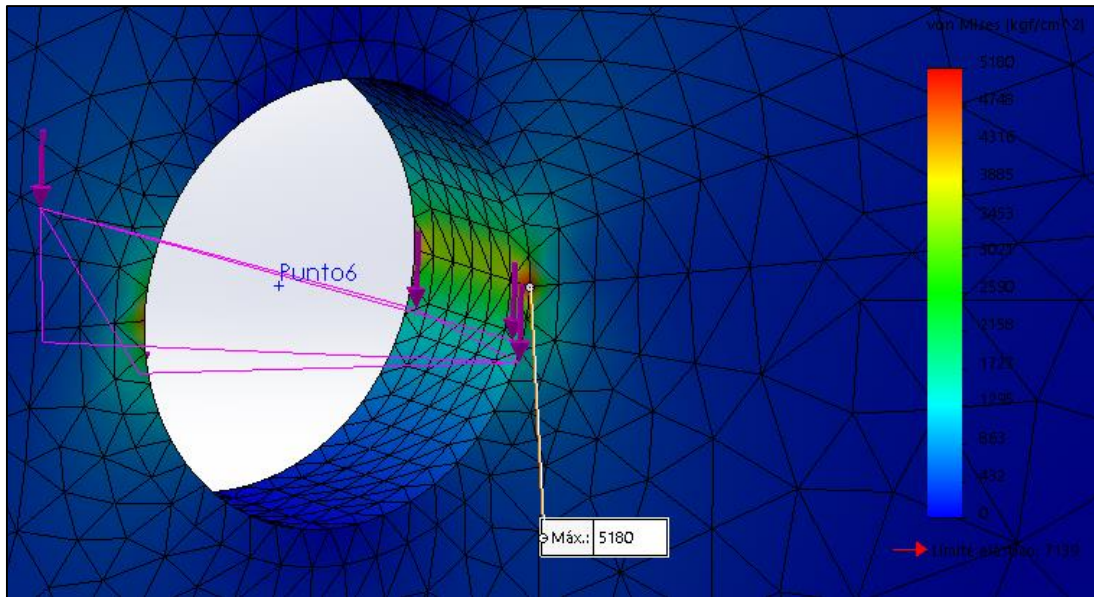


Figura 8-23: Zona de máxima tensión ubicada en el orificio.

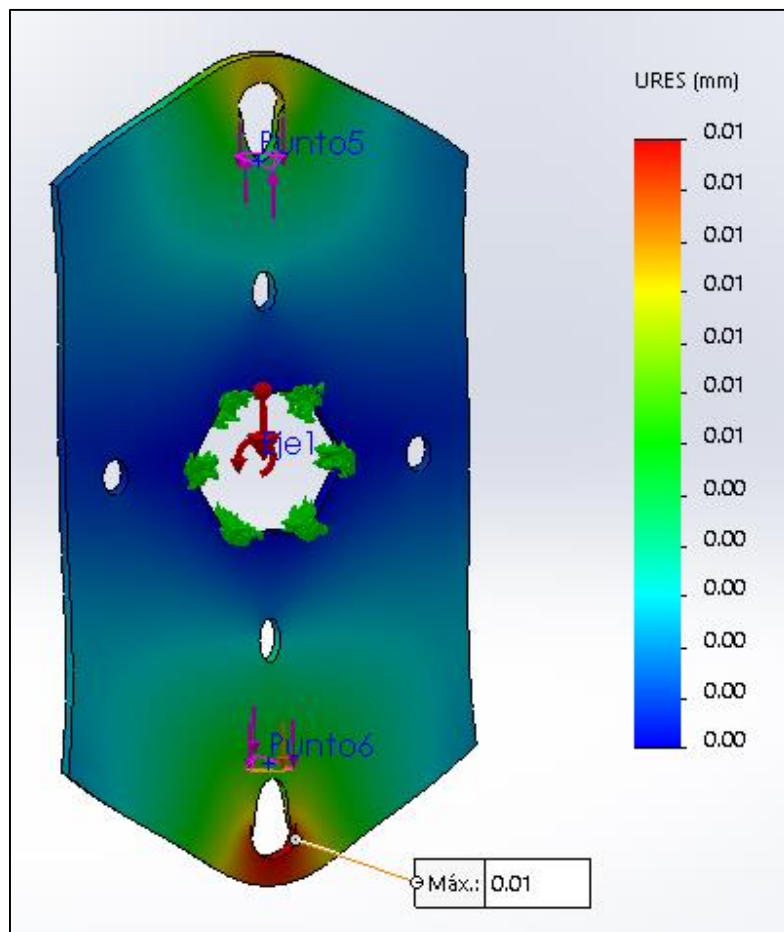


Figura 8-24: Desplazamientos en mm.

8.11. Cálculo de potencia consumida.

La potencia consumida por el molino está compuesta por dos partes, la potencia en vacío y la potencia de molienda.

8.11.1. Potencia en vacío (sin carga).

Es la potencia necesaria para poner a girar al rotor del molino a una velocidad de rotación específica, en nuestro caso 3000 rpm, sin la presencia materia prima. Por la distribución de masa del rotor y tener asociado un momento de inercia va a existir una resistencia a la rotación y en consecuencia un momento resistente M_v , que multiplicado por la velocidad angular del rotor ω nos dará dicha potencia. Primero, calcularemos el par resistente:

$$M_v = I \cdot \alpha$$

Donde I es el momento de inercia del rotor en Kgm^2 y α es la aceleración angular en rad/s^2 . El momento de inercia se obtuvo mediante Solidwork: $I = 0,173 \text{kgm}^2$

La aceleración angular se calculó considerando un tiempo de entrada en régimen t_r del motor que para motores trifásicos de baja potencia se estima, según fabricantes, alrededor de 7 segundos.

$$\alpha = \frac{\omega - 0}{t_r} = \frac{100\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{7\text{s}} = 44,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Entonces:

$$M_v = I \cdot \alpha = 0,173 \text{kgm}^2 \cdot 44,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 7,76 \text{Nm}$$

La potencia en vacío queda:

$$P_v = M_v \cdot \omega = 7,76 \text{Nm} \cdot 100\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2437,87 \text{W} = 3,27 \text{HP}$$

8.11.2. Potencia de molienda.

Es la potencia de resistencia que ejercerá el material al ser impactado y fragmentado. En otras palabras, la que el motor deberá estar dispuesto a entregar durante la molienda y la que permitirá que los martillos mantengan la

suficiente energía cinética para producir la rotura y alcanzar la producción necesaria. Esta dependerá de cada material y para calcularla es necesario determinar la energía que se necesita para romper una cáscara o fragmento de ella.

La energía de rotura se determinó mediante un dispositivo de fabricación propia de los autores, como puede verse en la Figura 8-25. Este consiste en un soporte compuesto por dos columnas que actúan de guía para el desplazamiento vertical del martillo, encargado de la rotura del material. De esta manera, se intenta reproducir la caída libre del martillo, desde cierta altura h . Durante la caída, el martillo convierte toda su energía potencial acumulada en energía cinética, un instante antes de impactar, y esta se transforma en energía de rotura del material.

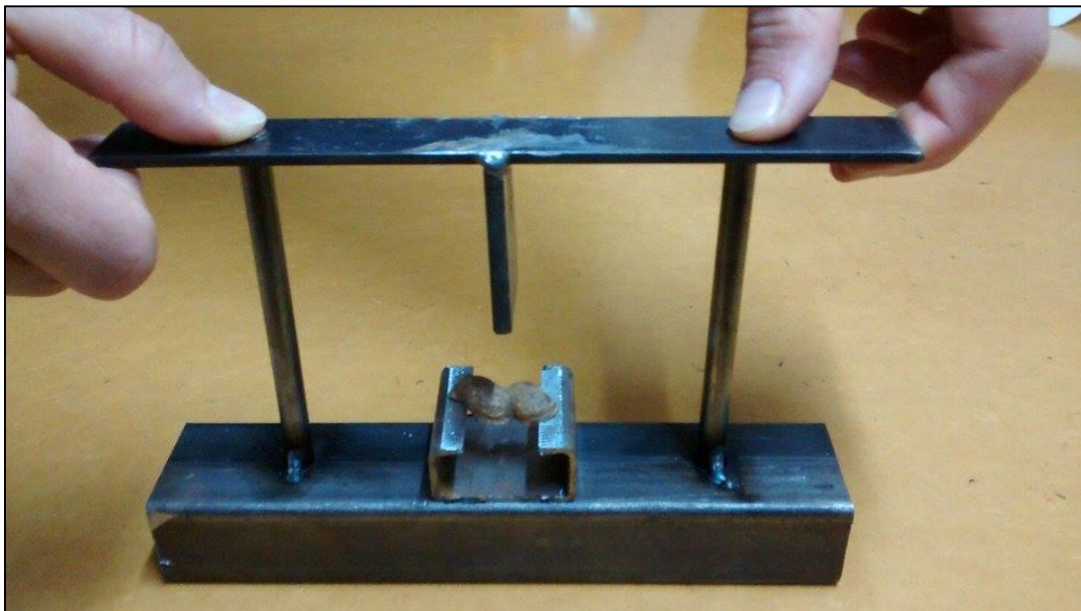


Figura 8-25: Dispositivo utilizado para conocer la energía de rotura de la cáscara.

Cabe destacar que la cáscara se colocó simplemente apoyada sobre un perfil de sección C, como puede verse en la figura, con una distancia entre apoyos cercana a la longitud de la cáscara. La representatividad del experimento de la situación real se debe a dos motivos:

- A la gran diferencia de velocidad del martillo y la cáscara en el molino, cercana a 50 veces, y la gran diferencia de masas entre estos. Pues por ello, la cáscara se puede considerar en condiciones de reposo en el molino como ocurre también en el experimento.
- Además es posible establecer una analogía entre la energía absorbida por los apoyos y la energía disipada por la resistencia del aire con la cáscara. Esta comparación permite desprestigiar la energía absorbida por los apoyos, ya que durante el experimento se trató que la distancia

entre los apoyos sea máxima (igual a la longitud de la cáscara) y de esta forma mínima la energía absorbida por los apoyos.

Bajo estas condiciones, se procedió a realizar varios ensayos hasta lograr la altura mínima necesaria que produjera la rotura de la cáscara bien definida, pero tratando que la energía cinética sobrante del martillo, luego de la rotura, fuera mínima. Se destaca que en el cálculo se despreja cualquier tipo de pérdida generada por el rozamiento en la guía y el martillo.

El resultado fue el siguiente:

- Se necesitó una altura $h = 0,020m$, medida sobre la base del perfil donde se apoyó la cáscara.

Ahora si estamos en condiciones de calcular la energía de rotura ER valiéndonos de su convertibilidad con la energía potencial EP alcanzada por el martillo. Por lo tanto:

$$ER = Ep = P_m \cdot h = 1,716N \cdot 0,020m = 0,034J$$

Siendo $P_m = 0,175\overline{kg} = 1,716N$ el peso del martillo del dispositivo.

Por cuestiones simplificativas en el cálculo y de injustificación, esta energía de rotura se adoptará independiente del tamaño de la partícula o fragmento a romper, es decir la energía gastada para romper una partícula chica o grande será la misma.

A partir de aquí, es posible calcular la energía utilizada durante un ciclo de trabajo ER_{CT} sabiendo la cantidad de partículas que se barrieron durante el CT, según la teoría de producción.

$$ER_{CT} = N_{CT} \cdot ER = 18 \cdot 0,034J = 0,612J$$

Esta energía perdida en la rotura provoca una disminución de la velocidad del rotor, por lo que se puede interpretar como una variación de energía cinética del rotor y aplicando el teorema de trabajo y energía cinética se puede calcular un trabajo de impacto T_i . De este a la vez, es posible calcular una fuerza de impacto promedio F_i que realiza dicho trabajo sobre una trayectoria s , igual a un cuarto de circunferencia de radio r_g (la distancia del centro de gravedad del martillo al eje de rotación del molino).

$$T_i = ER_{CT} = F_i \cdot s = 0,612J$$

$$s = \frac{r_g \cdot \pi}{2} = \frac{0,135m \cdot \pi}{2} = 0,210m$$

$$F_i = \frac{T_i}{s} = \frac{0,621J}{0,210m} = 1,842N \approx 0,187 \overline{kg}$$

Conociendo la F_i , se puede calcular un momento resistente MR , asociado a cada martillo durante un ciclo de trabajo.

$$MR = F_i \cdot r_g = 1,842N \cdot 0,135m = 0,248Nm$$

Teniendo en cuenta la cantidad total de martillos se obtiene el momento resistente total de rotura MR_t que se transmite directamente sobre el eje principal del rotor y nos permite hallar la potencia de molienda.

$$MR_t = N^\circ M \cdot MR = 24 \cdot 0,248Nm = 5,963Nm \approx 6Nm$$

Entonces, la potencia de molienda resulta:

$$P_M = MR_t \cdot \omega = 6Nm \cdot 100\pi \frac{rad}{s} = 1884,95W = 2,53HP$$

8.11.3. Potencia del motor eléctrico trifásico.

Las potencias calculadas anteriormente actúan en momentos distintos de tiempo, ya que la potencia de vacío actúa en el tiempo de entrada en régimen del motor y la de molienda luego de ocurrido ese tiempo, cuando ingresan las cáscaras al molino. Para seleccionar la potencia del motor se debe tener en cuenta la potencia que numéricamente mayor resulta, como lo es la potencia de vacío.

Una vez que el motor alcanza sus revoluciones de régimen este deberá proporcionar la potencia necesaria debida a los rozamientos, a la resistencia inercial y a la molienda en cada instante, pero ayudado por la energía acumulada en el volante de inercia (rotor del molino) que asegurará una marcha más estable al motor.

Además, por cuestiones de respaldo en el cálculo se debe tener en cuenta un factor de servicio o factor de corrección de potencia que depende del tipo de

motor, de la máquina conducida y la hora de servicio, en este caso mayor a 8 horas. Entonces: $F_s = 1,25$

$$P_{Motor} = F_s \cdot P_v = 1,25 \cdot 3,27HP = 4HP$$

➤ **Elección del motor**

De manera conservadora, se seleccionó un motor trifásico con los siguientes datos técnicos:

- Potencia nominal: 4HP
- Par nominal: 9,85 Nm
- Rpm salida=2910rpm
- Polos: 2
- Marca: WEG
- Línea: Standard eficiencia
- Protección: IPW55
- Régimen de servicio= S1
- Forma constructiva B3.

8.12. Equilibrio del martillo.

Durante la rotación del rotor, los martillos tenderán a colocarse perpendiculares al eje principal, gracias a la fuerza centrífuga que experimentan los mismos. Dicha posición tenderá a cambiar durante el impacto con la materia prima, es decir el martillo tenderá a inclinarse, siempre y cuando se saque de equilibrio.

El equilibrio está dado por los siguientes momentos de fuerzas:

- **Momento resistente por el momento de inercia.**

$$Mi = I_o \cdot \alpha$$

Donde I_o es el momento de inercia del martillo con respecto al eje secundario, el cual fue obtenido mediante el programa Solidwork.

$$I_o = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$$

$$Mi = I_o \cdot \alpha = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2 \cdot 44,880 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,017 \text{Nm}$$

- **Momento de la fuerza de rozamiento del martillo con el eje secundario.**

$$Mr = \mu_e \cdot F_{cm} \cdot \frac{D}{2} = 0,740 \cdot 3197,761N \cdot \frac{0,013m}{2} = 15,410Nm$$

Donde $\mu_e = 0,74$ es el coeficiente de rozamiento estático de acero-acero y D el diámetro del eje secundario.

- **Momento de la fuerza de rotura.**

$$MR = FR_{CT} \cdot b = 1,841N \cdot 0,050m = 0,092Nm$$

b , corresponde a la distancia entre el centro de gravedad de martillo y el eje geométrico del eje secundario.

- **Momento de la fuerza peso M_p .**

Este momento favorecerá al desequilibrio cuando el martillo tenga ángulo de inclinación (por el impacto de las cascarás) y aumentará a medida que el ángulo de inclinación aumente, es decir que M_p está en función del ángulo. Si el ángulo es cero $M_p = 0$. Se demuestra que adopta valores muy bajos a comparación de Mr y de poca significancia, por ejemplo: para un ángulo de 2° $M_p = 0,117Nm$.

El martillo se inclinará siempre y cuando se cumpla la siguiente relación:

$$MR + M_p > M_i + M_r$$

Pero como puede observarse, no se cumple dicha condición y el martillo no se inclinará. Para una inclinación de 2° :

$$\begin{aligned} MR + M_p &< M_i + M_r \\ 0,092Nm + 0,117Nm &\lll 0,017Nm + 15,410Nm \\ 0,209Nm &\lll 15,427Nm \end{aligned}$$

De esta manera, la articulación de los martillos actuará como empotramientos y absorberá los momentos de rotura hasta que dicho momento no supere a la sumatoria $M_i + M_r$, es decir que se cumpla $MR > M_i + M_r$.

8.13. Sistema de transmisión de potencia.

Para transmitir la potencia al eje principal del molino se utilizan, como elemento intermedio entre el motor y el eje principal, correas trapezoidales DUNLOP del tipo industrial.

El motivo de emplear correas y no otro elemento transmisor de potencia es porque ésta puede actuar como dispositivo de seguridad ante algún desperfecto en el molino; además, las condiciones de trabajo en la molienda pueden resultar severas para otro tipo de dispositivo transmisor.

8.13.1. Sección de correa.

La sección de la correa se determina ingresando al gráfico de la Figura 8-26 con la potencia corregida y el número de revoluciones correspondiente a la polea menor. La potencia corregida, calculada anteriormente en el apartado 8.11.3, es de 4 HP.

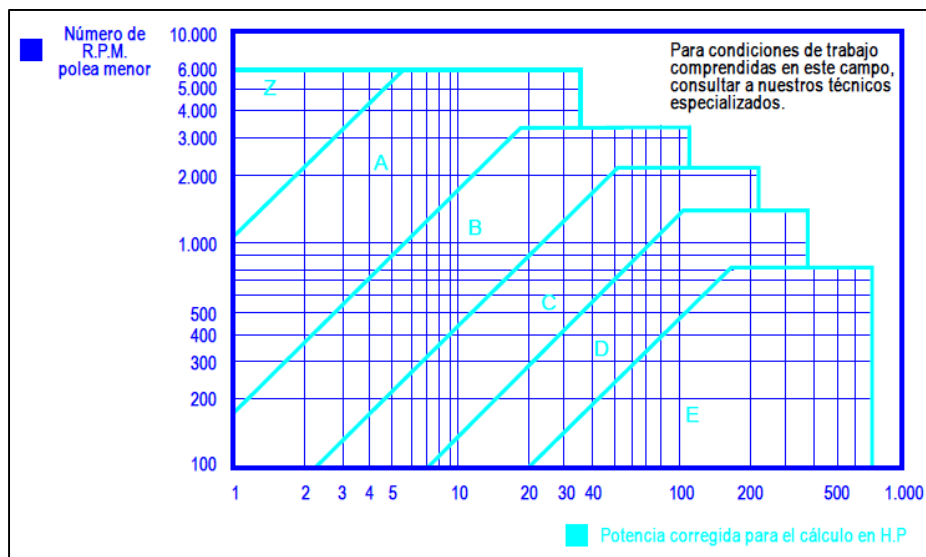


Figura 8-26: Sección de correa.

La correa a emplear es del tipo sección A y sus dimensiones se muestran en la Figura 8-27:

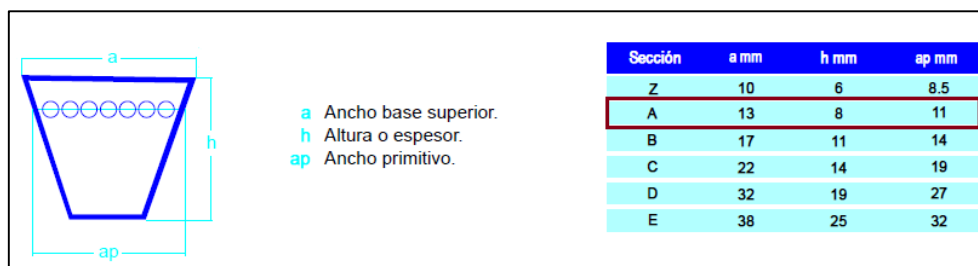


Figura 8-27: Dimensiones de la sección.

8.13.2. Diámetros de poleas.

La relación de transmisión necesaria para determinar los diámetros de las poleas es:

$$K = \frac{n}{N} = \frac{3000rpm}{2910rpm} = 1,03$$

Para determinar el diámetro primitivo de la polea menor debemos ingresar a la Tabla 8-4.

Tabla 8-4: Diámetros recomendados según la sección.

∅ mm	Z	A	B	C	D	E	∅ mm	Z	A	B	C	D	E
50							315	••	••	••			
53							355	•		•		••	
56							375		•	•		•	
60	•						400	••	••	••	••		
63	••						425					•	
67	•						450	•	•	•		•	
71	••	•					475					•	
75	••	•					500	••	••	••	••	••	••
80	••	•					530						•
90	•	••					560	•	•	•	•	•	••
95							600		•		•	•	•
100	••	••					630	••	••	••	••	••	••
106							670						•
112	•	••	•				710	•	•	•	•	•	••
118		••	•				750		•	•	•	•	
125	••	••	•				800		••	••	••	••	••
132			•				900		•	•	•	•	
140	•	••	••				1000		••	••	••	••	••
150	•	••	•				1060					•	
160	••	••	••				1120				•	•	•
170			••				1250			••	••	••	••
180	•	••	••	•			1400		•	•	•	•	
200	••	••	••	••			1500				•	•	•
212			•				1600			••	••	••	••
224	•	•	•	••			1800					•	•
236				•			1900					•	•
250	•	••	••	••			2000					••	••
265				•			2240						•
280		•	•	••			2500						••
300		•	•	•			3000						

Según normas BS 3790 • Diámetro especificado. •• Diámetro especialmente recomendado.

Se eligió un diámetro de 90mm para la polea menor. Ahora por la relación de transmisión podemos obtener el diámetro de la polea mayor.

$$D = K \cdot d = 1,03 \cdot 90mm = 93mm \approx 95mm$$

Se adoptará por cuestiones de fabricación 95mm para la polea mayor.

8.13.3. Distancia entre ejes y longitud primitiva de correa.

El siguiente paso es determinar la distancia entre los ejes i que alojan las dos poleas. En éste caso la distancia se establece según la posición en la cual se encuentra el motor y debemos respetarla por el diseño establecido.

$$i = 600mm$$

La longitud primitiva nominal de la correa:

$$L = 2 \cdot i + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot i}$$

$$= 2 \cdot 600\text{mm} + 1,57 \cdot (95\text{mm} + 90\text{mm}) + \frac{(95\text{mm} - 90\text{mm})^2}{4 \cdot 600\text{mm}} = 1490,46\text{mm}$$

Con el valor obtenido anteriormente ingresamos a la Tabla 8-5 y elegimos el valor de la longitud primitiva nominal de la correa.

Tabla 8-5: Longitudes primitivas.

Tabla Nº 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-

Elegimos la correa sección A57 cuyo largo es mayor al calculado $L = 492\text{mm}$, es por ello que debemos recalculer la distancia entre ejes:

$$i = 600,8\text{mm}$$

8.13.4. Cálculo del número de correas.

Para determinar el número de correas a utilizar es necesario determinar la potencia nominal P_{ba} que admitirá una correa del tipo A, la cual deberá ser ajustada por factores de corrección como se detalla a continuación:

$$P_e = P_{ba} \cdot F_{cl} \cdot F_{c\theta}$$

Siendo P_e la potencia efectiva por correa, P_{ba} la potencia nominal, F_{cl} el factor de corrección de la longitud de la correa y $F_{c\theta}$ el factor de corrección del contacto angular. Además:

$$P_{ba} = P_b + P_a$$

Siendo P_b la potencia de prestación base y P_a la potencia de prestación adicional por relación de transmisión, obtenidos de las Tablas 8.9 y 8.10.

El Factor de corrección de la longitud primitiva de la correa F_{cl} se obtiene de la Tabla 8-6:

Tabla 8-6: Factor de corrección de la longitud primitiva.

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	-	-

Se adoptó por cuestiones simplificativas y conservadoras $F_{cl} = 0,96$ correspondientes a una correa A55.

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula:

$$\theta = 180 - 57 \cdot \frac{(D-d)}{i} = 180 - 57 \cdot \frac{(95mm - 90mm)}{600,8mm} = 179,5^\circ = 3,13rad$$

Teniendo en cuenta que un arco de contacto de 180° sobre la polea ofrece la prestación óptima de la correa y que el ángulo de contacto de la polea menor es próximo a dicho valor (como puede verse en la Tabla 8-7), omitiremos la influencia del factor de corrección para ángulo de contacto.

Tabla 8-7: Factor de corrección para el ángulo de contacto.

Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas
180°	1.00
175°	0.99
170°	0.98
167°	0.97

Entonces: $F_{c\theta} = 1$

La prestación base por correa para arco de contacto de 180° se obtiene de la Tabla 8-8 y la prestación adicional por relación de transmisión de la Tabla 8-9.

Tabla 8-8: Prestación base en HP.

Tabla Nº 2 - Sección A										
Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)									
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14
2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29
2800	0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43
3000	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78

El valor determinado es: $P_b = 2,42$.

Tabla 8-9: Prestación adicional en HP.

Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre
0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.47
0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45	0.50
0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24
0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30
0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34

El valor determinado es $P_a = 0,06$.

$$P_{ba} = P_b + P_a = 2,42HP + 0,06HP = 2,48HP$$

Entonces:

$$P_e = P_{ba} \cdot F_{cl} \cdot F_{c\theta} = 2,48HP \cdot 0,96 \cdot 1 = 2,38HP$$

Por último, el número de correas necesarias para la transmisión de la potencia al eje principal es:

$$C_c = \frac{P_c}{P_e} = \frac{4HP}{2,38HP} = 1,68 \text{ Correas} \approx 2 \text{ Correas}$$

8.13.5. Dimensiones de polea.

En la Tabla 13-11 del anexo, se muestran las dimensiones de la polea necesaria para las correas de sección A.

8.13.6. Velocidad tangencial de la correa.

La velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los 30m/s según expresa el fabricante, por lo que debemos conocerla para saber si funciona de manera adecuada.

$$v_t = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 90mm \cdot 3000rpm}{60 \cdot 1000} = 14,14 \frac{m}{s} \ll 30 \frac{m}{s} \quad (\text{verifica})$$

8.14. Cálculo del voladizo del eje principal.

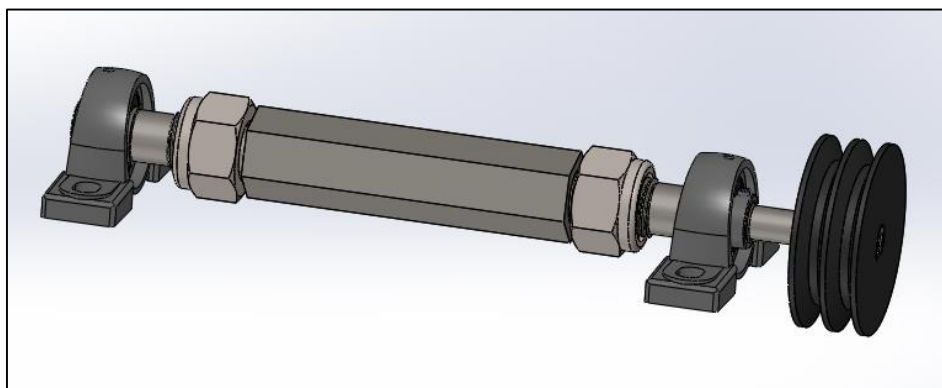


Figura 8-28: Diseño final del eje principal montado sobre los soportes de rodamientos.

En la Figura 8-28, se observa el diseño final del eje principal del molino con la polea sobre los soportes de rodamientos. Es posible distinguir dos partes sobre el eje: 1) La parte voladiza comprendida desde el soporte de rodamiento derecho

hasta el extremo derecho del eje, donde se ubica la polea, 2) La parte entre los soportes.

La parte 1 es posible dimensionarla, ya que se dispone con las cargas predominantes en ella y la forma que deberá tener su diseño; en cambio la parte 2 dependerá de las dimensiones de la parte 1, puesto que el diseño deberá ser escalonado hacia el medio del eje para la colocación tanto de los rodamientos como de los discos. Es aquí que partiremos calculando la parte 1 (Figura 8-29).

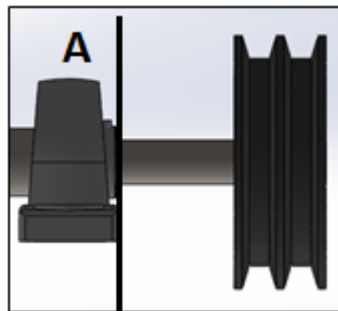


Figura 8-29: Parte1, parte voladiza del eje principal.

8.14.1. Fuerzas actuantes.

En la parte voladiza se encuentra ubicada la polea menor donde las correas al actuar transmiten un par de fuerzas que provocan la flexión del eje en el tramo comprendido entre ésta y el rodamiento, es por ello que resulta necesario hallar el valor de éstas fuerzas. Sabemos que un ramal de la polea se encuentra a mayor tensión que el otro, por lo que la diferencia entre las fuerzas actuantes en cada ramal nos da como resultado una fuerza neta a la que llamaremos F_0 .

$$F_0 = F_1 - F_2$$

Esta fuerza neta o tangencial se puede obtener de la ecuación del momento de fuerza actuante M_t sobre la polea menor, de radio r .

$$M_t = F_o \cdot r \Rightarrow F_o = \frac{M_t}{r}$$

El par que brinda el motor es el necesario para provocar el giro del rotor y su valor es $M_t = 7,76Nm$. La fuerza neta resulta:

$$F_o = \frac{M_t}{r} = \frac{7,76Nm}{0,045m} = 172,44N \approx 17,6 \overline{kg}$$

Por experiencia se considera que la fuerza de flexión para correas trapezoidales está dada por:

$$F = F_1 + F_2 = 1,5(F_1 - F_2) = 1,5F_0$$

$$F = 258,72N = 26,4\overline{kg}$$

Esta fuerza actúa en cada una de las correas, por lo tanto existirá una fuerza resultante flectora de valor $2F$.

El peso de la polea de fundición gris, con sus respectivas dimensiones, determinado por un software es $P_p = 14,06N = 1,435\overline{kg}$.

Como el eje está en rotación existe un esfuerzo variable o fatiga sobre el eje.

8.14.2. Cálculo analítico de la sección del eje, sin tenerse en cuenta su peso propio.

Teniendo en cuenta que existirá un momento torsor debido a la transmisión de potencia del árbol y un momento flector causado principalmente por las fuerzas en la polea existirán esfuerzos combinados. Analizaremos la sección A que es la más desfavorable, Figura 8-29.

Momento torsor

$$M_t = 7,76Nm = 79,10\overline{kgcm}$$

Fuerza cortante

Resultante de la sumatoria de fuerzas flectoras de poleas y el peso de la polea. Ver (Figura 8-30).

$$F_A = 531,44N = 54,19\overline{kg}$$

Momento flector

En la Figura 8-30, se observa el diagrama de momento flector.

El momento flector máximo se halla en la sección A y su valor es:

$$M_{fl_{m\acute{a}x}} = 33,22Nm = 339\overline{kgcm}$$

Al estar el eje principal en rotación si analizamos un punto del mismo veremos que en un instante se encuentra comprimido y 180° después está traccionado.

Utilizando la ecuación de esfuerzos combinados para fatiga [1].

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde: $S_e = \frac{S_n}{S_y} \cdot S_m + K_f S_a \Rightarrow S_e = K_f S_a$ $S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms} + K_{fs} S_{as} \Rightarrow S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms}$

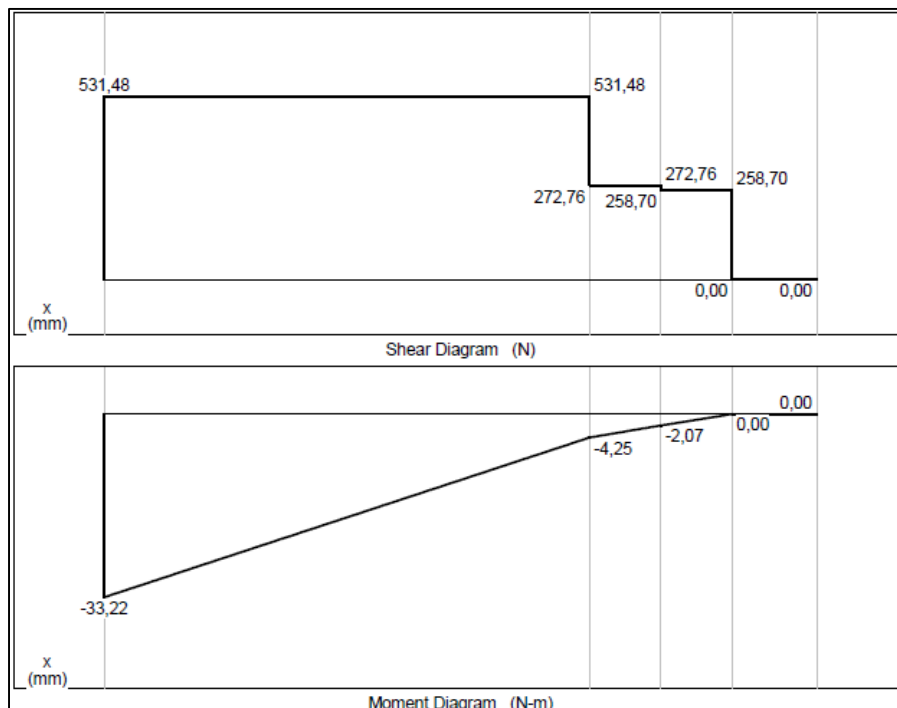
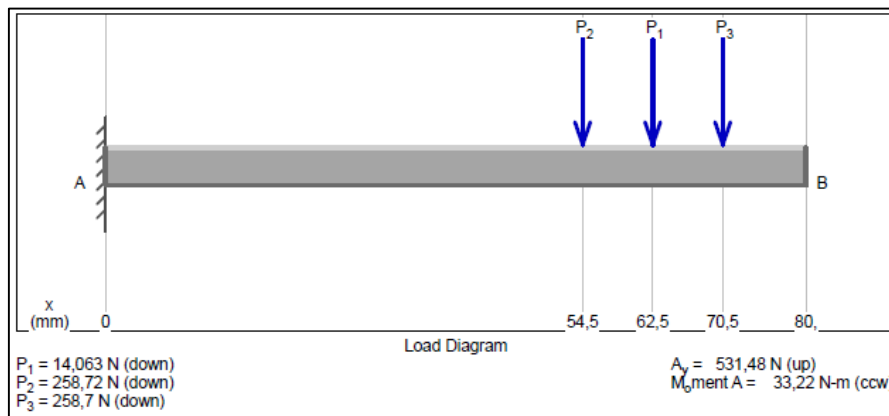


Figura 8-30: Diagramas de corte y momento flector.

El esfuerzo medio es nulo en esta ocasión, pero si existe esfuerzo alterno y su ecuación es:

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad \text{como: } S_{\max} = \frac{Mfl_{\max}}{W} \text{ y } S_{\min} = -S_{\max} \Rightarrow S_a = \frac{Mfl_{\max}}{W}$$

$$S_{ms} = \frac{M_t}{Z}$$

Entonces:

$$S_e = K_f S_a = K_f \cdot \frac{Mfl_{\max}}{W} \quad \text{Donde: } K_f = 2,5 \text{ (Valor estimado).}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \left(\frac{M_t}{Z} \right)$$

Es necesario determinar el valor de S_n para el acero SAE 1045 trefilado.

$$S_n = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot S'_n$$

Donde:

$$K_1(\text{flexion-torsion}) = 1 \quad K_2(\text{acabado superficial}) = 0,92 \quad K_3(\text{tamaño}) = 0,85$$

$$S'_n = 0,5 \cdot S_u \quad \therefore S_u = 6424 \frac{\overline{Kg}}{cm^2} \Rightarrow S'_n = 3212 \frac{\overline{Kg}}{cm^2}$$

$$S_y = 5404,41 \frac{\overline{Kg}}{cm^2} \quad S_{ys} = S_y \cdot 0,577 = 3118,34 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$$

Nos queda:

$$S_n = 25,12 \frac{\overline{Kg}}{mm^2} = 2512 \frac{\overline{Kg}}{cm^2}$$

Por último, reemplazando y despejando el diámetro para $N = 1,4$, obtenemos:

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{K_f \cdot S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{K_f \cdot M_{f \max}}{S_n \cdot W} \right)^2 + \left(\frac{M_t}{\frac{2W}{S_{ys}}} \right)^2 \right)$$

$$W = 0,47 \text{ cm}^3 \Rightarrow d = 1,7 \text{ cm} = 17 \text{ mm}$$

8.14.3. Recálculo: teniendo en cuenta el peso propio del eje, el concentrador de esfuerzo y el esfuerzo de corte puro.

El estado de carga resultante se observa en la Figura 8-31.

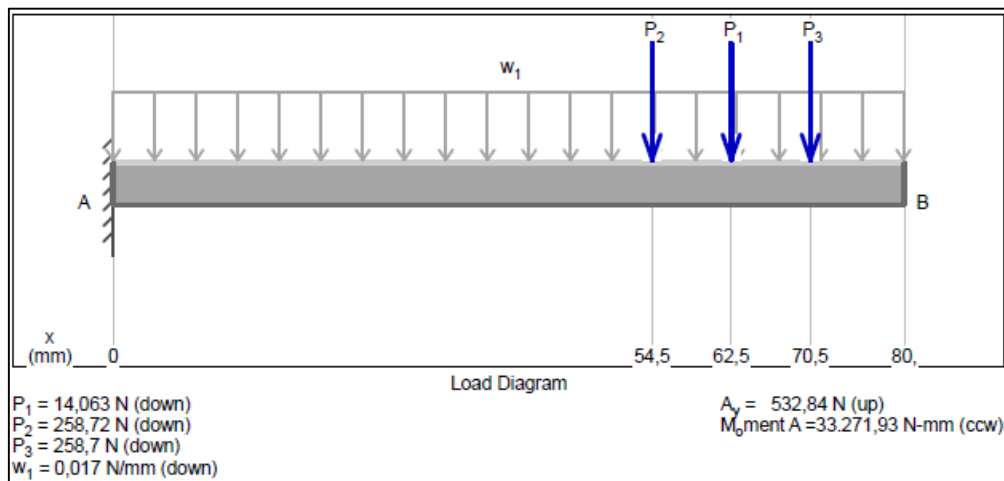


Figura 8-31: Estado de carga del recálculo y valor del momento flector y fuerza cortante.

Reajustando la ecuación de cálculo nos queda:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{K_f \cdot M_{f \max}}{S_n \cdot W} \right)^2 + \left(\frac{M_t + \frac{F_A}{A}}{\frac{2W}{S_{ys}}} \right)^2 \right)$$

El concentrador de esfuerzo es un redondeo de radio de 1mm ubicado en la sección A, quien nos arroja un valor de reducción de la resistencia a la fatiga diferente al considerado en el cálculo estimativo.

$$q = 0,82 \Rightarrow K_t = 1,81 \text{ Como: } K_f = q(K_t - 1) + 1 \Rightarrow K_f = 1,66$$

Entonces para $d = 1,7 \text{ cm}$ tenemos que:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2,27 \text{ cm}^2 \quad W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,48 \text{ cm}^3$$

Bajo estas circunstancias, el coeficiente de seguridad nos queda:

$$N = 2,13 \text{ (Verifica)}$$

Para un $N = 1,4$ despejamos el diámetro:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{0,224 \text{ cm}^3}{W} \right)^2 + \left(\frac{\frac{169,75 \overline{\text{kgcm}}}{W} + \frac{72,5 \overline{\text{kg}}}{A}}{3118,34 \frac{\overline{\text{kg}}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right)$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{2,28 \text{ cm}^3}{d^3} \right)^2 + \left(\frac{\frac{1729,06 \overline{\text{kgcm}}}{d^3} + \frac{92,31 \overline{\text{kg}}}{d^2}}{3118,34 \frac{\overline{\text{kg}}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right)$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{2,28 \text{ cm}^3}{d^3} \right)^2 + \left(\frac{0,554 \text{ cm}^3}{d^3} + \frac{0,0296 \text{ cm}^2}{d^2} \right)^2 \right)$$

$$d = 1,5 \text{ cm} = 15 \text{ mm}$$

A fines conservadores, se adopta un diámetro igual a $d = 1,7 \text{ cm} = 17 \text{ mm}$

8.15. Selección y cálculo de rodamiento.

A partir del diámetro del eje en la parte voladiza procedemos a seleccionar del catálogo de fabricantes de rodamiento un soporte de rodamiento que permita el montaje de un eje de diámetro ligeramente superior al calculado, para garantizarnos que sea posible el montaje del mismo.

El soporte de rodamiento elegido fue para eje de diámetro 20mm, Figura 8-32, denominado UPC204, cuyas características y ventajas se mencionan a continuación:

- El soporte con rodamiento NSK es una combinación de rodamientos de bolas radiales, retenes, y un alojamiento de fundición de alta calidad.

- Facilidad de montaje y sujeción. El anillo interior se ajusta al eje por dos puntos por medio de tornillos prisioneros, cuyo par de apriete máximo recomendado por el fabricante es de 3,9Nm.
- Unidad autolineante. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interna del alojamiento son esféricas.
- Libre de mantenimiento, rodamientos sellados con grasa a base de litio de alta calidad adecuada para usar en largos períodos y garantizar gran estanqueidad.
- El tipo de rodamiento utilizado es de la serie 62, es decir rodamientos de bolas de ranura profunda, particularmente para nuestro soporte utilizamos el rodamiento 6204 VV.

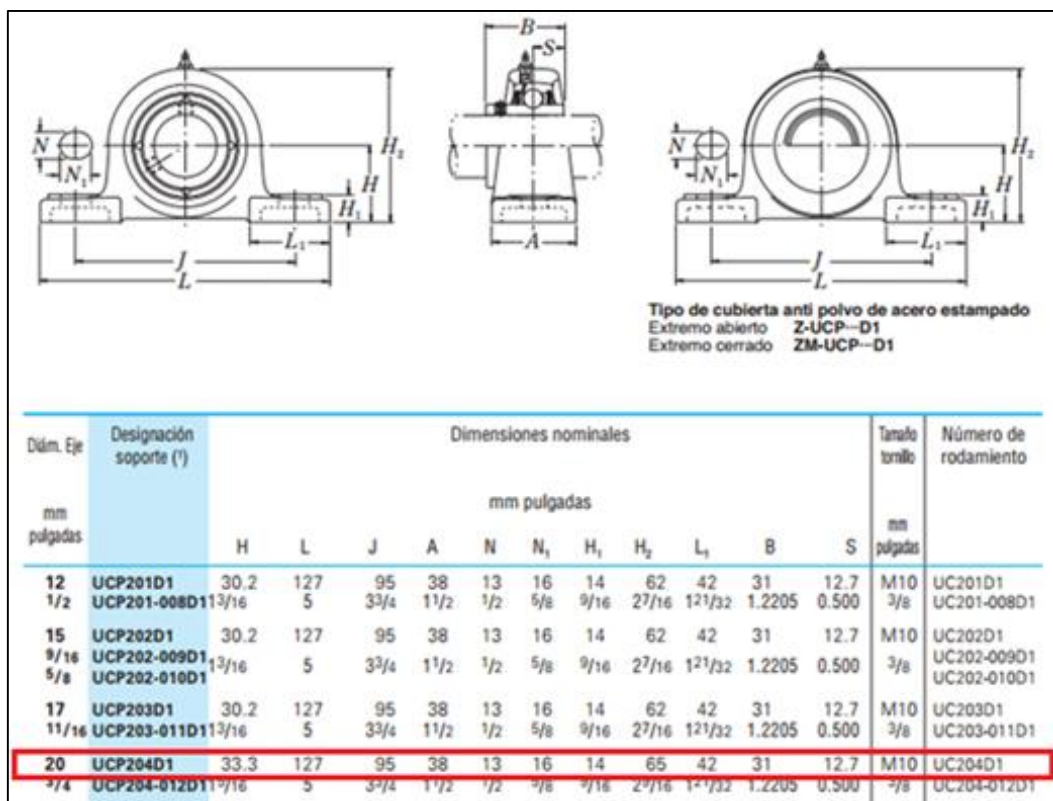


Figura 8-32: Soportes de rodamientos.

8.15.1. Verificación preliminar de la capacidad dinámica y estática del rodamiento seleccionado.

Para definir las dimensiones que presentará el eje principal es indispensable, por cuestiones de diseño, definir el diámetro de la sección donde ira montado el rodamiento, es por ello que realizaremos un verificación del mismo para estar seguro de que el rodamiento seleccionado es el adecuado. Como desconocemos el peso propio del eje principal este no será incluido en el cálculo

preliminar. No así el subconjunto tambor (discos, eje secundario, martillos) que previamente ya fue dimensionado.

Considerando al eje simplemente apoyado, al peso del rotor como una carga puntual, las fuerzas flectoras de las poleas y su correspondiente peso, tenemos la siguiente distribución de cargas, Figura 8-33.

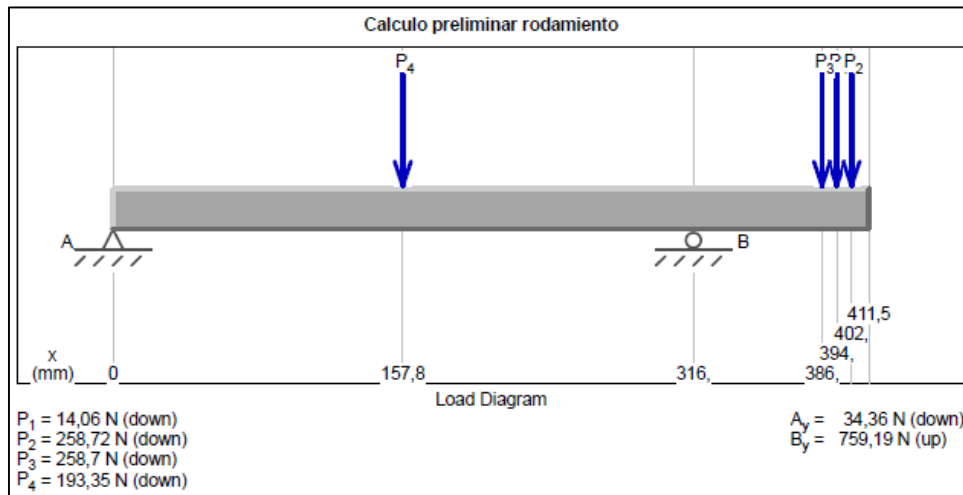


Figura 8-33: Distribución de cargas.

Cálculo capacidad de carga dinámica.

La capacidad de carga dinámica (C_r) y la capacidad de carga estática (C_{or}) están expresadas en un millón de revoluciones (1Mr). En nuestro caso, donde la velocidad de funcionamiento de los rodamientos es constante es conveniente expresar la vida frente a la fatiga en horas L_h . Considerándose que el molino de martillos gira a 3000rpm y se desea una vida de 5000hs de los rodamientos, se tiene por formula que:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \quad \text{Donde: } f_n = (0.03 \cdot n)^{-\frac{1}{3}} = 0.22 \quad f_h = \sqrt[3]{\left(\frac{L_h}{500}\right)^3} = 2,15$$

Siendo P la carga equivalente, f_h el factor de vida frente a la fatiga y f_n el factor de velocidad.

El siguiente paso es calcular la carga equivalente que actúa sobre el rodamiento.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{como } F_a = 0 \Rightarrow P = X \cdot F_r$$

De la Tabla 13-5 anexo, se obtiene que $X = 1$, ya que la fuerza axial es nula.

Por el cálculo de las reacciones deducimos que el rodamiento más solicitado va hacer aquel ubicado sobre el apoyo B (Figura 8-33) y su correspondiente fuerza radial resulta $F_r = 759,19N = 77,47\overrightarrow{kg}$.

A esta se le afecta de un factor de carga f_w , ya que la fuerza real que actúa sobre el rodamiento puede ser mucho mayor a la calculada debido a vibraciones e impactos producidos durante el funcionamiento de la máquina.

De la Tabla 13-6 se determinó el valor del factor de carga $f_w = 1,5$. La carga a la que está sometido el rodamiento nos queda:

$$P = X \cdot F_r \cdot f_w = 116,20\overrightarrow{kg}$$

Entonces:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n} = 1135,6\overrightarrow{kg}$$

Cálculo capacidad de carga estática.

$$C_{or} = P_o \cdot f_s \quad \text{donde: } f_s = 1,5$$

Siendo P_o la carga equivalente estática y f_s el factor de carga permisible que se obtiene de la Tabla 13-7 anexo. La carga estática equivalente se puede hallar como expresa la Tabla 13-5 anexo y en nuestro caso:

$$P_o = F_r = 77,47\overrightarrow{kg}$$

Por último, tenemos que:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s = 116,20\overrightarrow{kg}$$

Según el fabricante el rodamiento 6204 ofrece una capacidad dinámica y estática (Tabla 8-10) de:

Tabla 8-10: Rodamientos a utilizar en el soporte y sus características.

Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento						
						Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado				
						Z - ZZ	DU	Abierto							
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> _{min.}	<i>C_r</i>	<i>C_{or}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{or}</i>	<i>f₀</i>	Z - ZZ	DU	Abierto	Abierto	Blindado	Sellado	
20	32	7	0.3	4 000	2 470	410	252	15.5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV	DD
	37	9	0.3	6 400	3 700	650	375	14.7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV	DDU
	42	8	0.3	7 900	4 450	810	455	14.5	18 000	—	20 000	16004	—	—	—
	42	12	0.6	9 400	5 000	955	510	13.8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV	DDU
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13.1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV	DDU
	52	15	1.1	15 900	7 900	1 620	805	12.4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV	DDU
22	44	12	0.6	9 400	5 050	960	515	14.0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV	DDU
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13.5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV	DDU
	56	16	1.1	18 400	9 250	1 870	940	12.4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV	DDU

$$C_r = 1300\overrightarrow{kg} \quad C_{or} = 670\overrightarrow{kg}$$

Concluyendo que el rodamiento 6204 VV presenta la capacidades dinámicas y estáticas adecuadas para las condiciones de funcionamiento establecidas, y de hecho tendra una vida mayor a la esperada.

8.16. Cálculo de la parte entre rodamientos del eje principal.

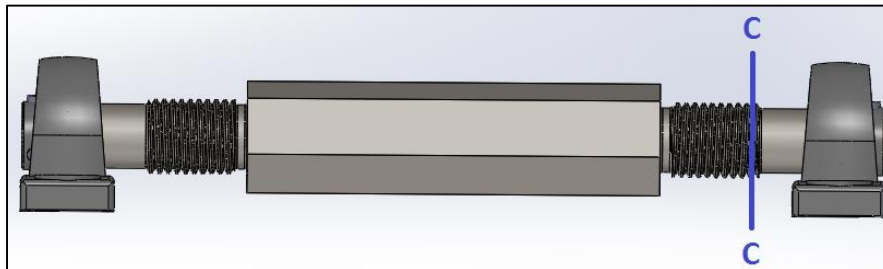


Figura 8-34: Parte entre rodamientos del eje principal.

Por lo antes realizado, podemos definir las dimensiones que caracterizarán al eje principal basándonos en fundamentos de diseño para un fácil armado del rotor y lograr una geometría para reducir al máximo los concentradores de esfuerzo. La Figura 8-34 muestra la parte del eje comprendida entre rodamientos y la Figura 8-35 las dimensiones del eje principal en su diseño final.

Para comenzar el cálculo de este tramo del eje es necesario, en primera instancia, determinar los momentos flectores, torsores y esfuerzo de corte involucrados. Pero antes, someteremos al diseño final del rotor de molino a una simplificación, mediante la utilización de un conjunto de volantes de inercia de la misma masa y momento de inercia que el rotor, con la finalidad de visualizar como se ubican las cargas sobre el eje.

La ubicación de cada volante es la correspondiente a la que presentan cada plato, habiendo un total de cuatro y por lo consiguiente, tendremos cuatro

volantes. Dos de ellos denominados centrales y los restantes llamados laterales. Por la simetría presente en el diseño del rotor, ambos volantes laterales tendrán igual masa y momento de inercia; igual situación pasa con los centrales.

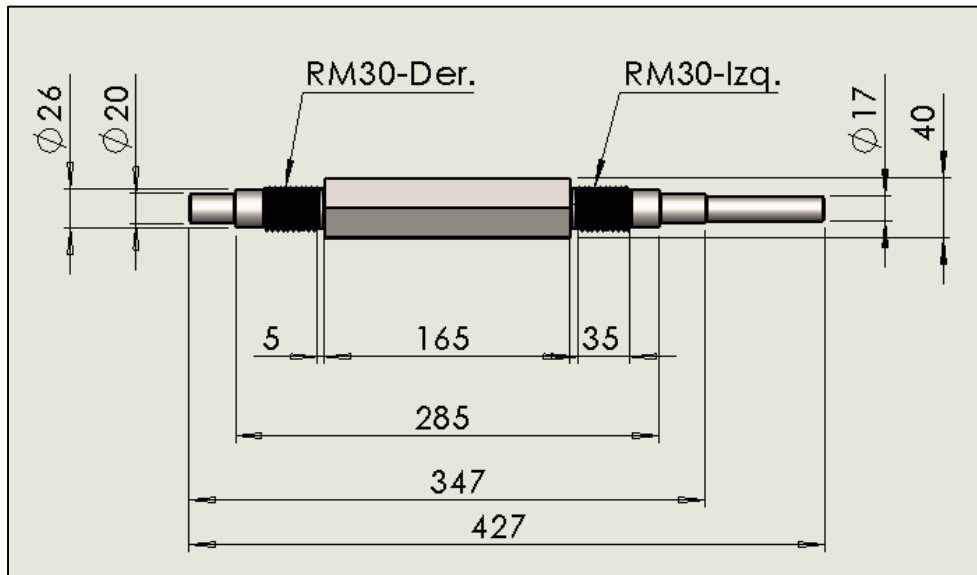


Figura 8-35: Dimensiones del eje principal.

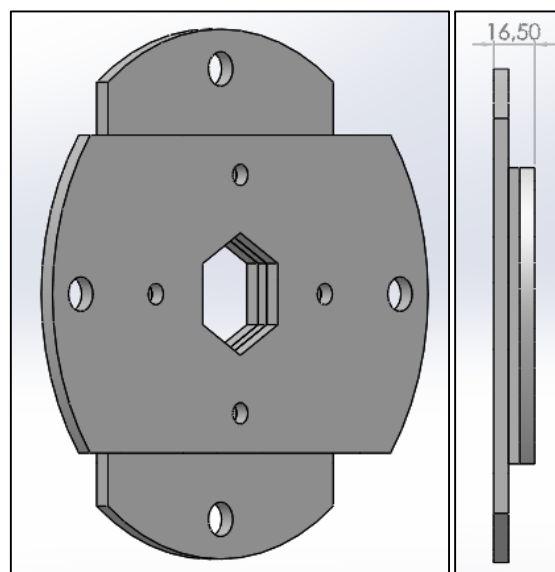


Figura 8-36: Visualización de un plato.

Para la obtención de cada volante, con la ayuda de un programa de diseño 3D, se procedió a dividir el tramo comprendido entre los rodamientos en 4 partes de tal manera que el centro de masa de cada una de ellas coincidiera con el centro de masa de cada plato. A cada tramo de masa y momento de inercia determinado se lo transformó en un disco de espesor igual al ancho de los platos construidos en el diseño final (Figura 8-36) y con radio igual al deducido de la ecuación momento de inercia correspondiente, Figura 8-37.

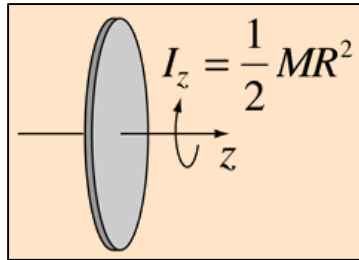


Figura 8-37: Disco de inercia.

Disco de inercia lateral: $m_L = 5,46kg$ $I_L = 345,2kgcm^2$

Disco de inercia central: $m_C = 5,6kg$ $I_C = 490,5kgcm^2$

$$I_L = \frac{1}{2} m_L R_L^2 = 345,2kgcm^2 \Rightarrow R_L = 11,60cm$$

$$I_C = \frac{1}{2} m_C R_C^2 = 490,5kgcm^2 \Rightarrow R_C = 12,62cm$$

De esta manera, el diseño de la Figura 8-38 queda reducido al diseño de estudio de la Figura 8-39. Es posible observar que teniendo en cuenta la existencia de concentradores y la presencia de los grandes esfuerzos, la sección roscada C-C más próxima al rodamiento adyacente a la polea es el lugar más comprometido, señalada en la Figura 8-34. Aquí tendremos un esfuerzo combinado a fatiga involucrando a esfuerzos producidos por flexión, torsión y corte puro (Figura 8-40).

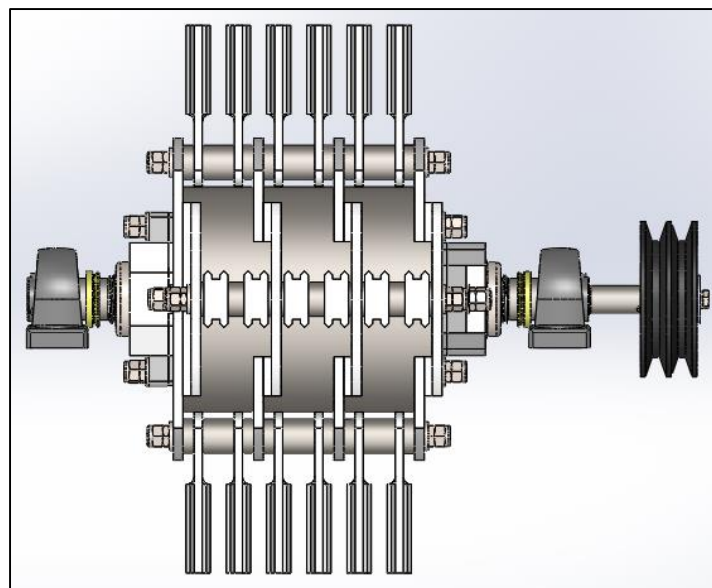


Figura 8-38: Diseño final del rotor.

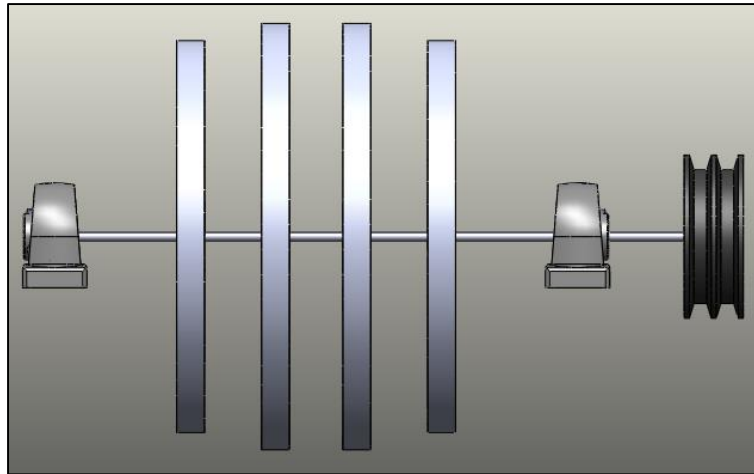


Figura 8-39: Rotor reducido a volantes de inercia.

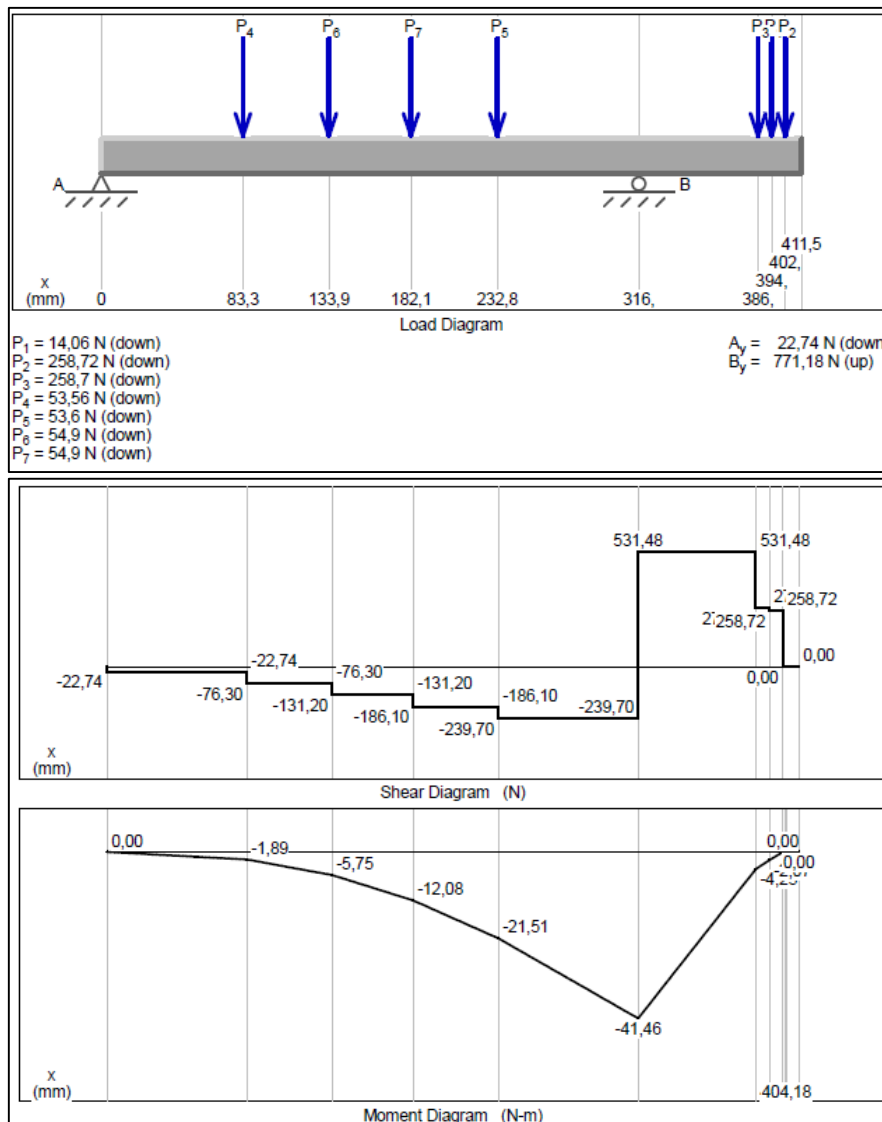


Figura 8-40: Distribución de cargas, diagramas de corte y momento flector.

Momento torsor

$$M_t = 7,76Nm = 79,18\overrightarrow{kgcm}$$

Momento flector

$$Mfl_{m\acute{a}x} = 32,95Nm = 336,22\overrightarrow{kgcm}$$

Fuerza de corte

$$F_c = 24,46\overrightarrow{kg}$$

Utilizando la ecuación de esfuerzo combinado de fatiga:

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \cdot S_m + K_f S_a \Rightarrow S_e = K_f S_a$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms} + K_{fs} S_{as} \Rightarrow S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms}$$

El esfuerzo medio es nulo, pero si existe esfuerzo alterno:

$$S_a = \frac{S_{m\acute{a}x} - S_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{como: } S_{m\acute{a}x} = \frac{Mfl_{m\acute{a}x}}{W} \text{ y } S_{m\acute{i}n} = -S_{m\acute{a}x} \Rightarrow S_a = \frac{Mfl_{m\acute{a}x}}{W}$$

$$S_{ms} = \frac{M_t}{Z} + \frac{F_c}{A}$$

Entonces:

$S_e = K_f S_a = K_f \cdot \frac{Mfl_{m\acute{a}x}}{W}$ Donde: $K_f = 2,8$ Considerando K_f para rosca métrica tallada y recocida (Tabla AT 12 [1]).

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \left(\frac{M_t}{Z} + \frac{F_c}{A} \right)$$

Cabe destacar que los correspondientes valores de S_n , S_y y S_{ys} se utilizaron los usados anteriormente para el cálculo de la parte del eje en voladizo.

$$S_y = 5404,41 \frac{\vec{kg}}{cm^2} \quad S_{ys} = 3118,34 \frac{\vec{kg}}{cm^2} \quad S_n = 2512 \frac{\vec{kg}}{cm^2}$$

El diámetro del núcleo de la rosca M30 en la sección C es igual a $d_c = 26,6mm = 2,66cm$, por lo tanto:

$$A = 5,55cm^2 \quad W = 1,85cm^3 \quad Z = 3,70cm^3$$

Por último, reemplazando y despejando N

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{K_f \cdot S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\left(\frac{K_f \cdot M_{f \max}}{S_n \cdot W} \right)^2 + \left(\frac{M_t + \frac{F_c}{2}}{S_{ys}} \right)^2 \right)$$

Resultando $N = 4,9$, cuyo valor garantiza una resistencia adecuada del eje en esa sección.

8.17. Deformación torsional.

Para maquinarias los criterios para limitar la desviación por torsión varían desde 0,25 grados por metro de longitud a 3,2 grados por metro [1].

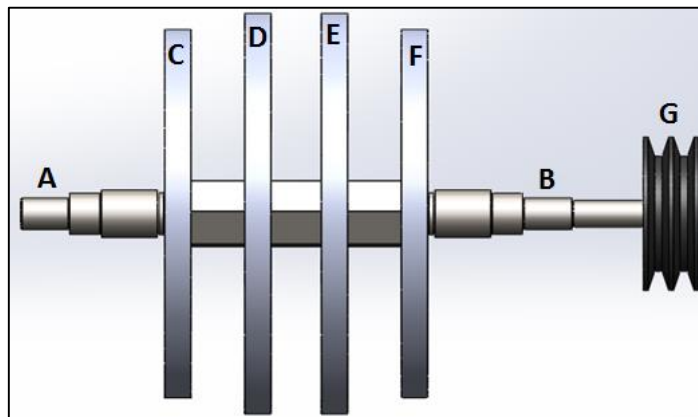


Figura 8-41: Eje principal con volantes de inercia.

Analizando la Figura 8-41, se observa el eje principal con los volantes inercias obtenidos anteriormente. Cada tramo comprendido del eje, es decir AC, CD, DE, EF, FB y BG tendrá una sección y un momento torsor diferente, por lo que existirá un ángulo de torsión en cada tramo.

Tramo BG

$$d_{BG} = 1,7cm \quad T_{BG} = 79,18\overrightarrow{kgcm} \quad L_{BG} = 9,55cm$$

$$J = \frac{\pi d_{BG}^4}{32} = 0,82cm^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

Remplazando en $\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$:

$$\theta_{BG} = 1,153 \times 10^{-3} rad = 0,066^\circ$$

Tramo FB

$$d_{FB} = 2cm \quad T_{FB} = 79,18\overrightarrow{kgcm} \quad L_{FB} = 8,325cm$$

$$J = \frac{\pi d_{FB}^4}{32} = 1,57cm^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

$$\theta_{FB} = 0,525 \times 10^{-3} rad = 0,03^\circ$$

Tramo EF

$$\text{Hexágono} \quad L_{EF} = 5,1cm \quad \alpha = 44,88 \frac{rad}{s^2}$$

$$T_{EF} = T_{FB} - T_L = T_{FB} - I_L \alpha = 79,18\overrightarrow{kgcm} - 15,71\overrightarrow{kgcm} = 63,47\overrightarrow{kgcm}$$

$$J = 30,8cm^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

$$\theta_{EF} = 0,013 \times 10^{-3} rad = 0,00075^\circ$$

Tramo DE

$$\text{Hexágono } L_{DE} = 4,8\text{cm} \quad \alpha = 44,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_{DE} = T_{EF} - T_C = T_{EF} - I_C \alpha = 63,47\overrightarrow{\text{kgcm}} - 22,35\overrightarrow{\text{kgcm}} = 41,12\overrightarrow{\text{kgcm}}$$

$$J = 30,8\text{cm}^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

$$\theta_{DE} = 0,008 \times 10^{-3} \text{rad} = 0,00046^\circ$$

Tramo CD

$$\text{Hexágono } L_{CD} = 5,1\text{cm} \quad \alpha = 44,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_{EF} = I_L \alpha = 15,71\overrightarrow{\text{kgcm}}$$

$$J = 30,8\text{cm}^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

$$\theta_{CD} = 0,0032 \times 10^{-3} \text{rad} = 0,0002^\circ$$

Tramo AC

Se despreció del análisis.

Sumando los ángulos de torsión asociados a cada tramo obtenemos el ángulo total: $\theta = 0,097 \text{grados}$.

Comparando con la desviación admisible recomendada es posible observar el diseño del eje es conservador en este sentido.

A fines comparativos, se realizó un análisis mediante elementos finitos para obtener la máxima deformación tangencial en dirección Y, del sistema de referencia mostrado en la Figura 8-42, para calcular el ángulo de torsión máximo.

$$\theta = \frac{U_y}{r} = \frac{0,00823\text{mm}}{8,5\text{mm}} = 0,00097\text{rad} = 0,055\text{grados}$$

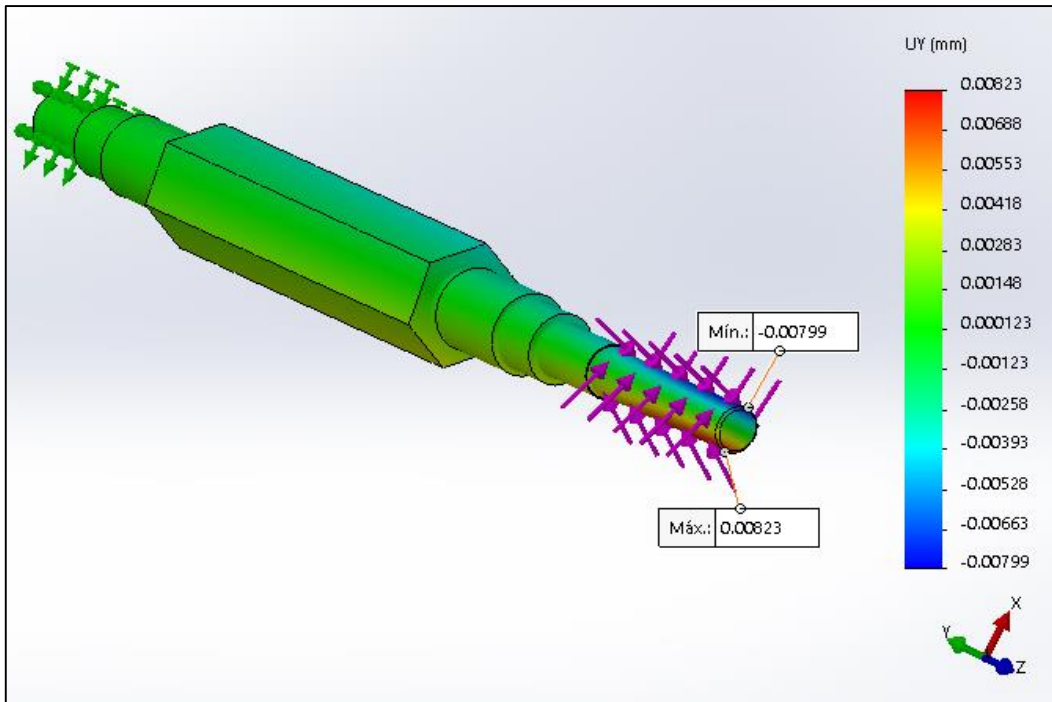


Figura 8-42: Deformación transversal en dirección Y.

8.18. Verificación del eje principal, utilizando el método de elementos finitos.

De manera complementaria, se desarrolla a continuación un análisis estático del eje principal planteando el estado de carga dado por los momentos torsores de cada volante de inercia de la Figura 8-41, los pesos propios y fuerzas flectoras de las correas. Los resultados se observan en la Figura 8-43, 8-44, 8-45, 8-46 y 8-47.

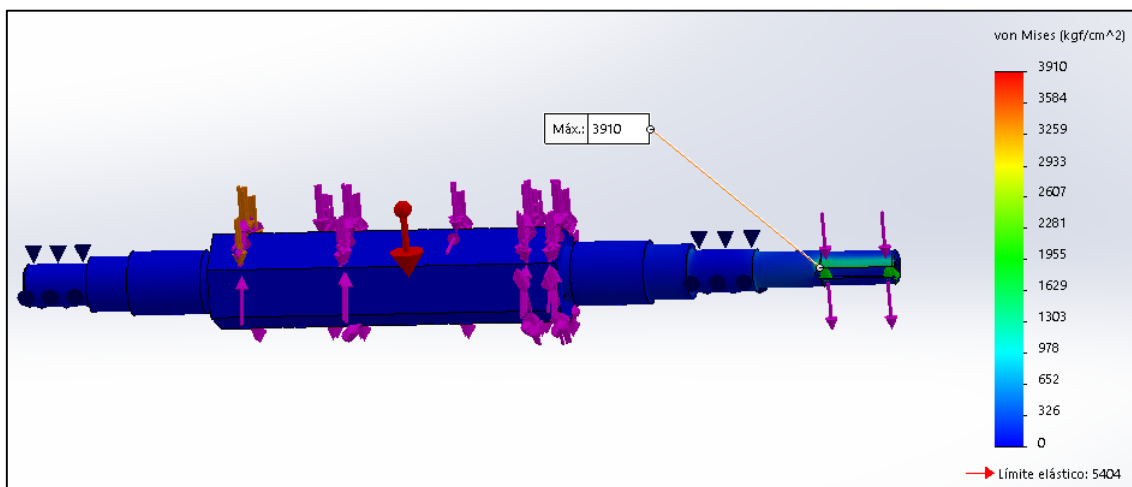


Figura 8-43: Estado de tensiones.

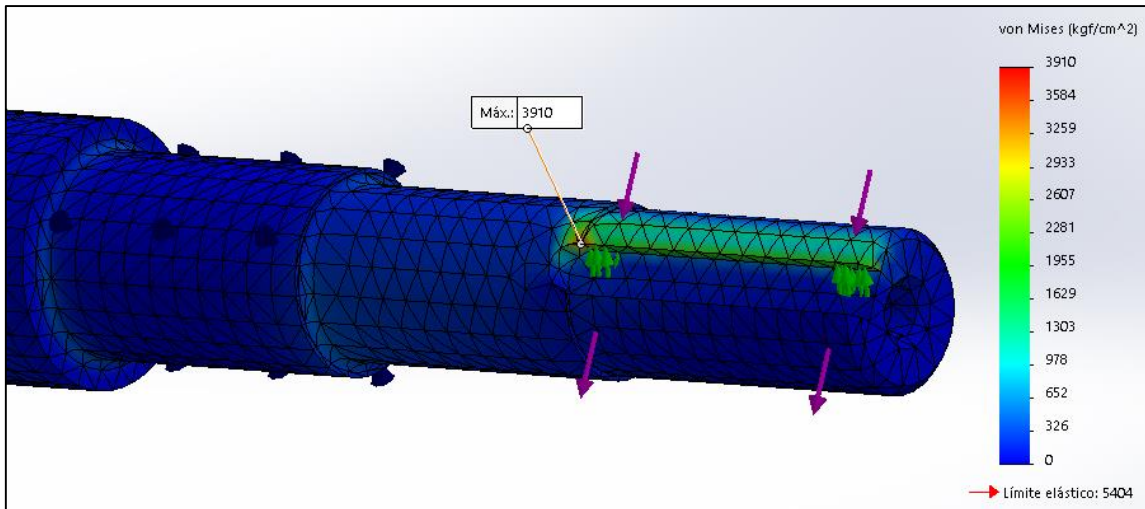


Figura 8-44: Zona de máxima tensión en el chavetero.

La Figura 8-44 refleja un punto de singularidad donde el programa no converge (zona roja) que debe ser ignorado. La importancia radica en que la zona global del chavetero adopta valores promedios por debajo de la tensión admisible del material. La Figura 8-45 refuerza el estado de conformidad del chavetero.

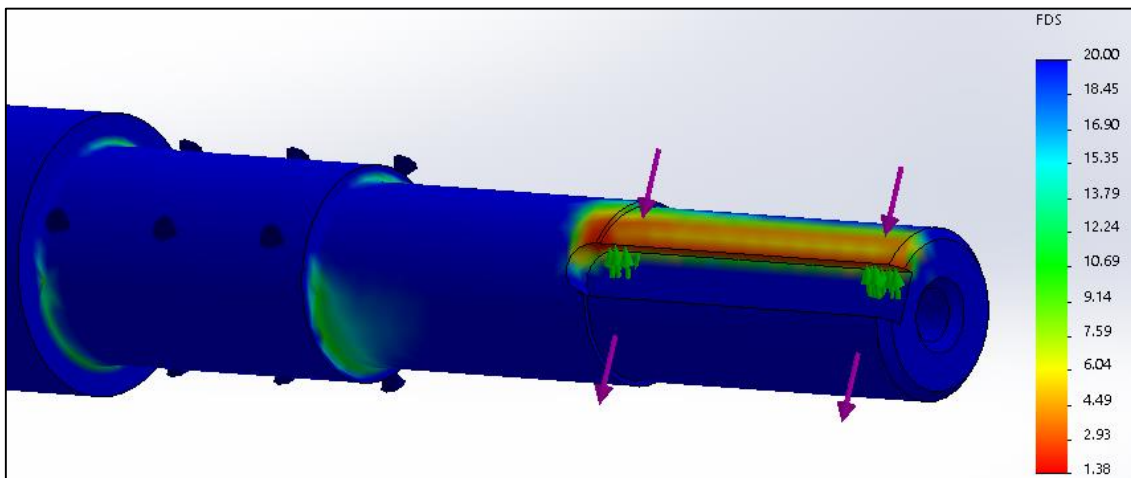


Figura 8-45: Factor de seguridad de Von Mises. Mínimo valor=1,38.

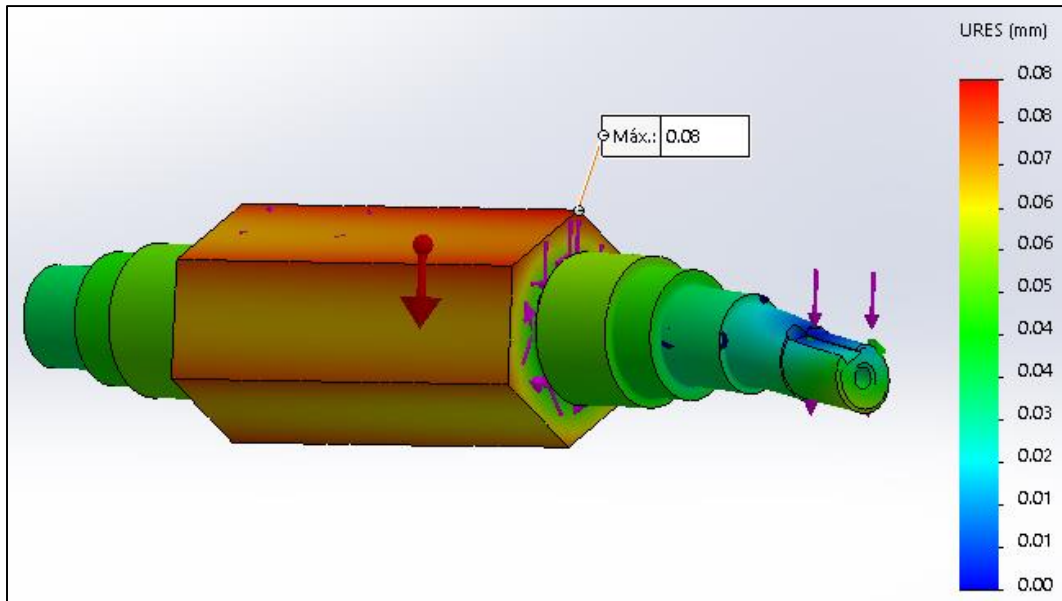


Figura 8-46: Desplazamientos resultantes en mm.

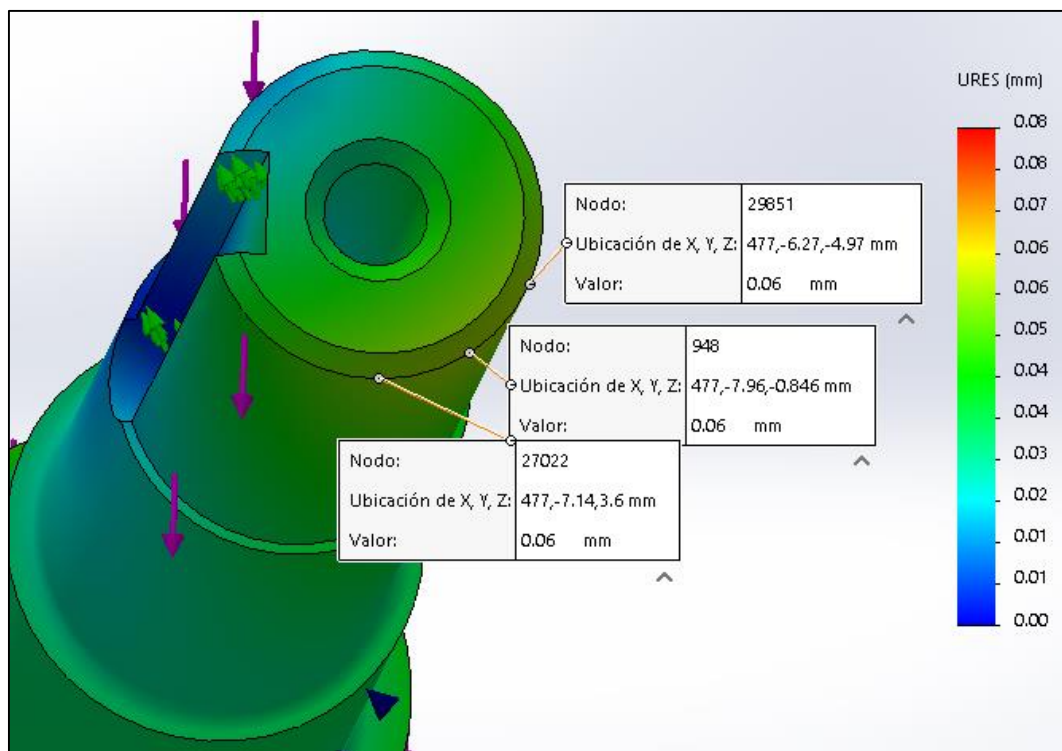


Figura 8-47: Desplazamiento resultante en parte voladiza.

Las Figuras 8-46 y 8-47 demuestran los desplazamientos resultantes no superan de 0,08mm, lo que se deduce directamente que la deformación transversal se encuentra dentro de los límites recomendados según [1] de 0,83mm por metro de longitud de eje.

8.19. Recálculo del rodamiento.

Considerando el diseño final del rotor y la nueva distribución de carga (Figura 8-41) representada por el conjunto de volantes, se vuelve a repetir el procedimiento de cálculo utilizando la nueva carga radial.

$$F_r = 771,18N = 78,7\overrightarrow{kg}$$

La capacidad de carga dinámica.

La carga equivalente que actúa sobre el rodamiento.

$$P = X \cdot F_r \cdot f_w = 118,05\overrightarrow{kg}$$

Entonces:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n} = 1153,7\overrightarrow{kg}$$

La capacidad de carga estática.

La carga estática equivalente,

$$P_o = F_r = 78,7\overrightarrow{kg}$$

Por último, tenemos que:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s = 118,05\overrightarrow{kg}$$

En resumen, el rodamiento elegido anteriormente sigue siendo apto para las condiciones de funcionamiento establecidas y tendrá una vida en horas de:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{r6204}}{P} \right)^3 = 7419 \text{ horas}$$

8.20. Cálculo de chaveta para polea del rotor.

Debemos hacer notar la necesidad de una chaveta longitudinal como elementos de conexión entre la polea del rotor y el eje principal. De igual forma que en la sección 7.3.6, se procede a realizar el cálculo de la misma.

8.20.1. Cálculo a cizalladura.

$$M_t = \frac{S_s \cdot b \cdot L \cdot D}{2}$$

Siendo $D = 1,7\text{cm}$, el diámetro del eje en la polea y $M_t = T_{BG} = 79,18\overrightarrow{\text{kgcm}}$ el momento proveniente del motor eléctrico.

La chaveta que se eligió es una chaveta de cuña, DIN 6886 y por Tabla (13-8 anexo) para nuestro diámetro es recomendado una chaveta 6x6mm (ancho x espesor, $b \times t$) y el material utilizado para su elaboración es acero 1045 estirado

en frío con un esfuerzo de fluencia de $S_y = 4148 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$.

El esfuerzo de cálculo y de corte para $N=2$ son:

$$S_{adm} = \frac{S_y}{N} = 2074 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \quad S_s = 0,577 \cdot S_{adm} = 1196,7 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

Despejando de la expresión del momento:

$$L_1 = \frac{2 \cdot M_t}{S_s \cdot b \cdot D} = 0,13\text{cm}$$

8.20.2. Cálculo a compresión.

En este caso, el material más débil a analizar pertenece al eje y a la chaveta, ya que son del mismo material.

$$S_c = \frac{4 \cdot M_t}{L \cdot t \cdot D}$$

Despejando L,

$$L_2 = \frac{4 \cdot M_t}{S_s \cdot t \cdot D} = 0,15\text{cm}$$

Comparando los resultados en los distintos esfuerzos, y teniendo en cuenta la facilidad de montaje se adoptó una longitud normalizada de 20mm.

En resumen, la chaveta seleccionada es de 6x6x20mm.

8.21. Velocidad crítica del rotor.

Todos los ejes, aun sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación. La magnitud de la deformación depende de la rigidez del eje y de sus soportes, de la masa total del eje, y de las piezas que se le añaden, del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación y del amortiguamiento presente en el sistema. Esta deformación será en función de la velocidad de giro del eje y presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas. Si bien existen varias formas modales críticas, normalmente sólo la velocidad crítica más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene relevancia. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación. Es por ello, que no se debe trabajar en un eje en las proximidades de la velocidad crítica, ya que se producirán amplitudes máximas.

De otra forma, cuando un sistema trabaja a frecuencias cercanas a la velocidad crítica, se dice que se produce Resonancia y ocurre cuando la frecuencia natural del sistema está próxima o al nivel de una frecuencia forzada como la velocidad del rotor. Un fenómeno de igual característica que la velocidad crítica, pero que también puede ocurrir en elementos no rotatorios, en general sobre estructuras de apoyo o piezas de máquinas.

Para un eje de masa despreciable con n masas concentradas unidas a él (n grados de libertad) existen distintos métodos de cálculo de las n velocidades críticas, uno de los más utilizados es el método de Rayleigh. Para su implementación es necesario las deformaciones estáticas (y) donde se hallan las masas W . De forma simplificada, la distribución de las masas del rotor se puede representar, como se vio anteriormente, mediante el uso de volantes de masa (Figura 8-48):

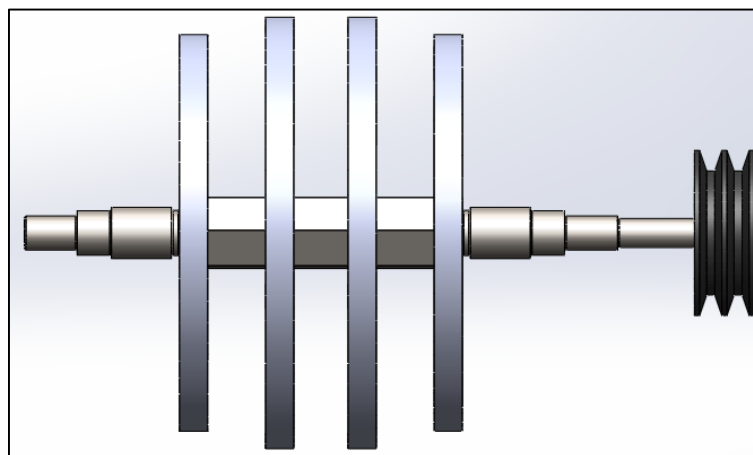


Figura 8-48: Volantes de masas W y deformación Y .

Según [1] (pág 361) y acudiendo al programa Solidwork para encontrar las deformaciones estáticas (Figura 8-49) es posible determinar la velocidad crítica primera.

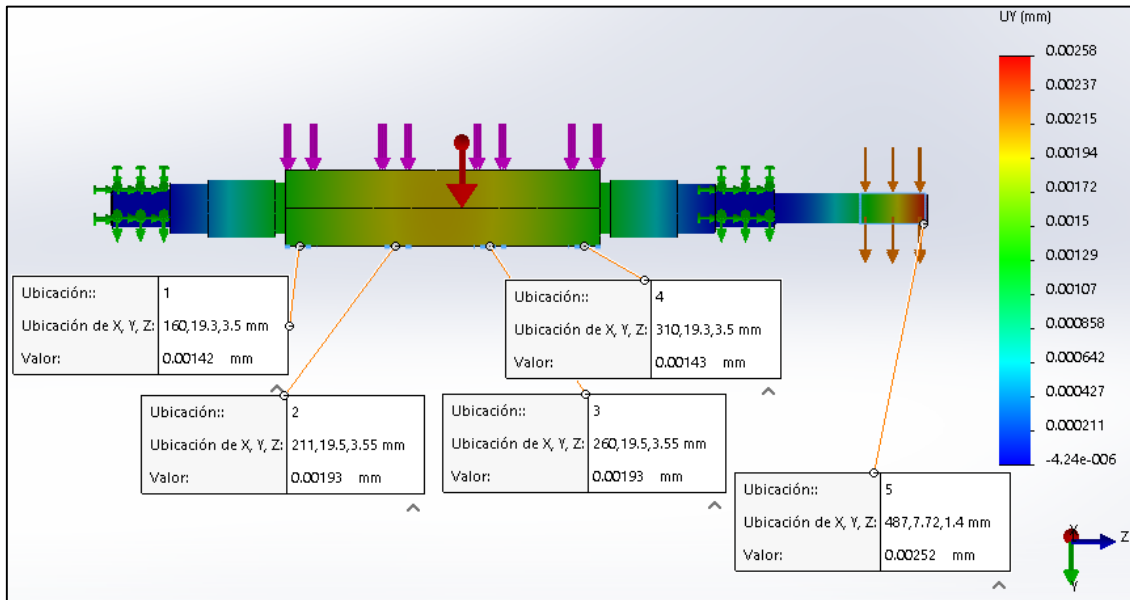


Figura 8-49: Desplazamientos en el eje Y por efecto de las masas vinculadas al eje.

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g_0(\sum W \cdot y)}{(\sum W \cdot y^2)}} = 222378rpm = 373 \frac{ciclos}{s}$$

Recordando que la velocidad del eje es de 3000rpm o 50 ciclos por segundo, concluimos que la primera velocidad crítica está muy por arriba de la velocidad de giro del eje y lejos de que se produzca la resonancia.

De modo de complemento, se realizó la simulación mediante Solidwork, demostrando que la frecuencia natural del sistema está por arriba de la velocidad de giro (Figura 8-50).

$$n_c = 170,25 \frac{ciclos}{s} = 10215rpm$$

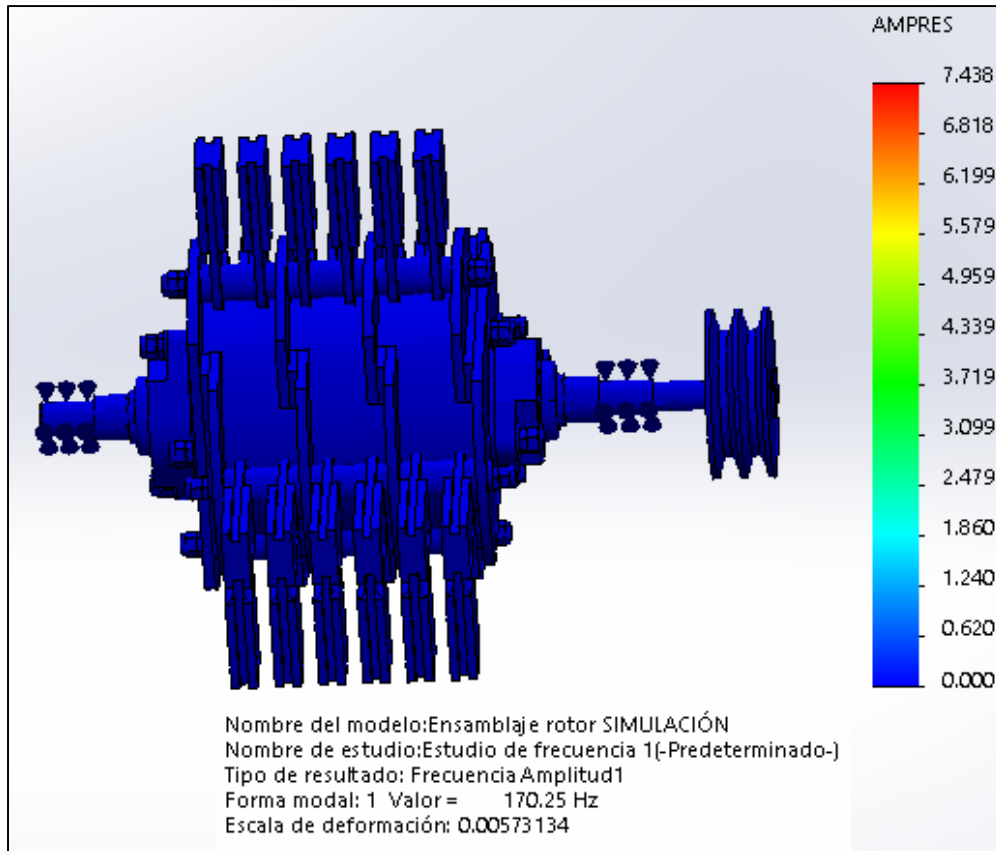


Figura 8-50: Resultados del estudio de frecuencia.

9. DISEÑO Y CÁLCULO DEL TRANSPORTE NEUMÁTICO.

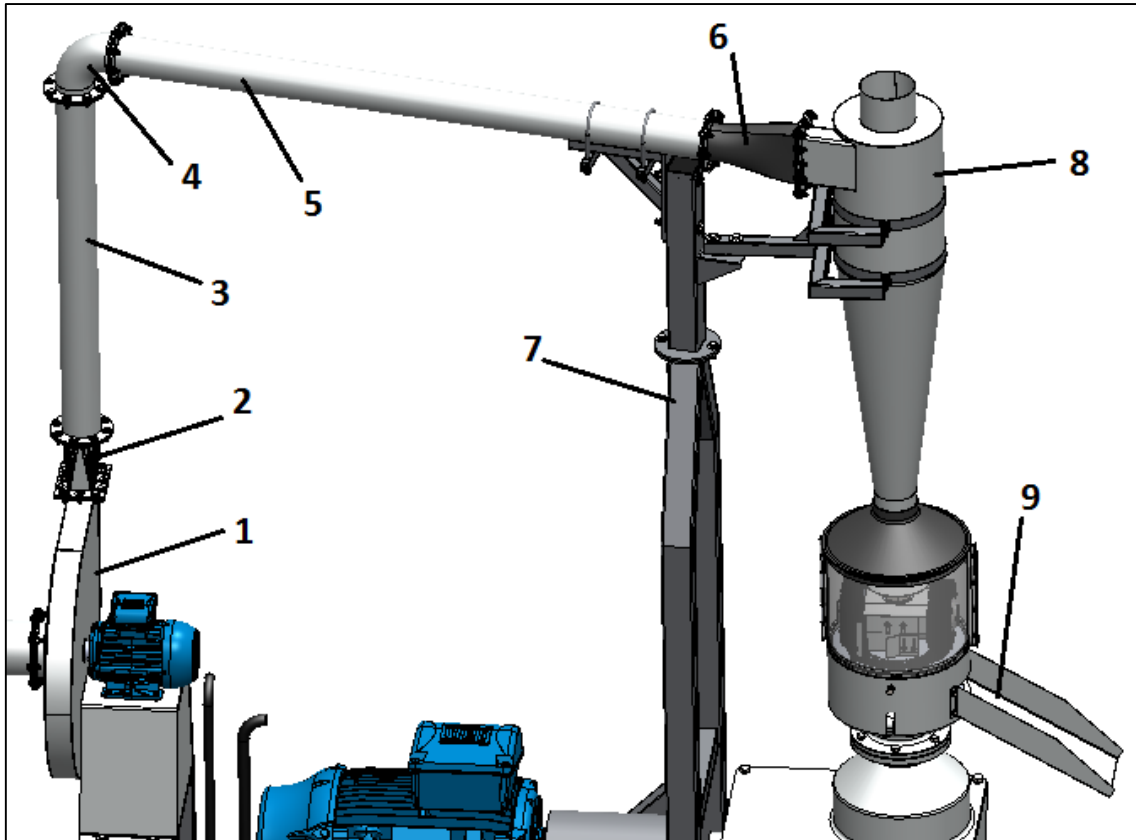


Figura 9-1: Transporte neumático y ciclón separador.

9.1. Características iniciales de diseño.

La cañería está formada por 2 tramos, (figura 9-1) ubicados según la siguiente secuencia:

- 1) Tramo vertical de longitud igual a 1m. En un extremo se halla el forzador eléctrico y en el otro una curva 90° que da vinculación al tramo horizontal.
 - 2) Tramo horizontal de longitud igual a 1,5m, que desemboca a la entrada del ciclón.
- Cañería compuesta por caños de acero al carbono con costura (IRAM- IAS U 500-2592) de diámetro exterior 4" (101,6mm) y espesor 1,6 mm.
 - El diámetro interior de la cañería se define de $D = 98,4mm$.
 - Vinculación entre los tramos mediante bridas abulonadas (tornillos grado 8.8) con juntas de caucho para lograr estanqueidad.

- Elección de tipo de fase de transporte: Se procedió a elegir el transporte de fase diluida, ya que se presentan menores inconvenientes a la hora de alcanzar el estado de fluidez de las partículas, de esta forma se evitan problemas como las obturaciones por tapones de material que se suelen ocurrir en la fase densa. Se logra a la vez un flujo más continuo y predecible. A costa de tener un gasto mayor de caudal nos aseguramos la mayor rapidez de transporte.
- Fluido de transporte= aire.
- Partículas de cáscara de maní, con diámetro equivalente de 1,8mm. Este diámetro hace referencia al diámetro que presenta una esfera con un volumen equivalente al de la partícula que atraviesa el orificio de la criba del molino de martillo. Esta consideración se toma debido a que las teorías de cálculo están fundamentadas con el uso de partículas esféricas.

9.2. Procedimiento de cálculo.

En el procedimiento se usará la siguiente simbología:

m_p : Tasa de flujo de masa de los sólidos (kg/s)

ρ_f : Densidad del fluido (aire) a temperatura ambiente 20°C (kg/m³)

ρ_p : Densidad de las partículas (kg/m³)

x : Diámetro de la partícula equivalente, considerándose partícula esférica (m)

g : Aceleración de la gravedad (m/s²)

D : Diámetro de la tubería (m)

U_{salt} : Velocidad superficial de sedimentación (m/s)

ε : Porosidad o fracción de huecos

U_p : Velocidad real de las partículas (m/s)

U_f : Velocidad real del fluido (m/s)

L : Longitud del tramo (m)

f : Factor de fricción del gas

f_p : Factor de fricción sólidos

Re_D : Número de Reynolds del gas

Re_p : Número de Reynolds sólidos

μ : Viscosidad absoluta del gas (Pa.s)

C_D : Coeficiente de arrastre

U_t : Velocidad terminal (m/s)

G : Caudal másico por unidad de área (kg/m².s)

En cualquiera de las dos posiciones, tanto en horizontal como vertical, es deseable operar a la velocidad más baja posible con el fin de minimizar la pérdida de presión por fricción, reducir desgaste y reducir los costos de funcionamiento.

Suponiendo, como anteriormente se mencionó, que la cañería es de sección constante es necesario establecer la velocidad permisible común para los dos tramos y que satisfaga las condiciones de eficiencia de cada tramo. Esta se determinará por aquella velocidad límite de cada posición de transporte, velocidad de ahogo (vertical) y velocidad de sedimentación (horizontal), que resulte numéricamente mayor. De esta manera al trabajarse con una velocidad permisible o mayor a esta, dentro de ciertos límites, nos garantizamos un transporte eficiente libre de taponamientos de material.

Experimentalmente, se sabe que para un caudal determinado, un tamaño de tubería y de partícula, la velocidad sedimentación es siempre mayor que la velocidad de ahogo. Por lo tanto, en un sistema de transporte que comprende líneas verticales y horizontales, la velocidad permisible debe ser la velocidad de sedimentación.

Por último, debemos destacar el uso del término “velocidad superficial” haciéndose referencia a aquella velocidad que experimentará tanto el gas como las partículas pero sin considerarse la interacción que experimentan cuando forman parte de un mismo caudal de transporte.

9.2.1. Velocidad superficial de sedimentación.

La ecuación recomendada por el autor Rhodes, en su obra [2] sobre transporte neumático, para calcular el valor de la velocidad superficial de sedimentación es:

$$\frac{m_p}{\rho_f \cdot U_{salt} \cdot A} = \left[\frac{1}{10^{(1440 \cdot x + 1,96)}} \right] \cdot \left(\frac{U_{salt}}{\sqrt{g \cdot D}} \right)^{(1100 \cdot x + 2,5)} \quad (1)$$

Donde:

$$m_p = 0,14 \frac{kg}{seg} \quad \rho_f = 1,2 \frac{kg}{m^3} \quad x = 0,0018m \quad g = 9,8 \frac{m}{seg^2}$$

Conociendo el diámetro del tubo $D = 98,4mm$, el área transversal del tubo es:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0984m)^2}{4} = 0,0076m^2$$

Conociendo todos los datos y despejando de (1) se puede calcular el valor de la velocidad de sedimentación.

$$U_{salt} = 6,87 \frac{m}{seg}$$

9.2.2. Velocidad superficial de seguridad.

Se debe tener suficiente caudal para garantizar que las partículas no se depositen en la parte inferior del tubo horizontal, por lo que a la velocidad de sedimentación (velocidad crítica) se debe multiplicar por un factor. Se recomiendan velocidades superficiales con márgenes de seguridad de 25% y mayor. Tomando éstas recomendaciones el factor que utilizamos es de 1,25.

$$U_f = U_{salt} \cdot 1,25 = 8,58 \frac{m}{seg}$$

Se deben calcular las pérdidas de cargas generadas tanto en el tubo horizontal como en el vertical.

9.2.3. Pérdidas de cargas en el tramo horizontal.

Para obtener una expresión de la caída de presión total a lo largo de una cañería de transporte neumático plantaremos la ecuación de cantidad de movimiento para un tramo de la misma. Se considera un tramo de tubería de sección transversal A y longitud δL inclinado respecto de la horizontal un ángulo θ , que transporta una suspensión de sólidos de porosidad ε (Figura 9-1).

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_H \cdot \rho_f \cdot U_{fH}^2 + \frac{1}{2} \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \cdot U_{pH}^2 + F_{fw} \cdot L_H + \dots \quad (2)$$

$$\dots + F_{pw} \cdot L_H + (1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \cdot L_H \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) + \varepsilon_H \cdot \rho_f \cdot L_H \cdot g \cdot \text{sen}(\theta)$$

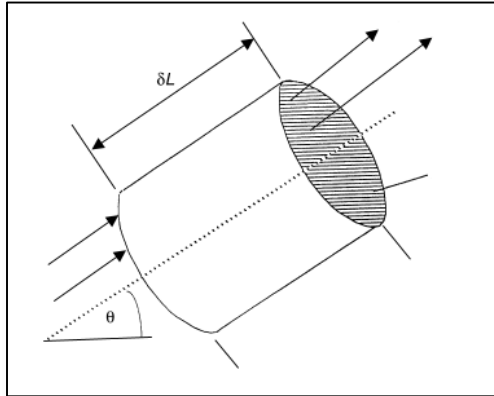


Figura 9-2: Tramo de tubería considerado.

Donde cada uno de los términos en el segundo miembro de la igualdad corresponde a las distintas pérdidas de cargas que ocurren en la tubería, enumeradas a continuación:

- 1) El primer término corresponde a la pérdida de carga que se genera por la aceleración del gas (aire).
- 2) El segundo término corresponde a la pérdida de carga que se genera por la aceleración del sólido (partículas de cáscara de maní).
- 3) El tercer término es la pérdida de carga debida a la fricción del gas con la pared del tubo.
- 4) El cuarto término es la pérdida de carga debida a la fricción de los sólidos con la pared.
- 5) Tanto el quinto como sexto término corresponden a la pérdida de carga generada por la energía potencial de los sólidos y el gas respectivamente.

Como se puede observar para el tramo horizontal los últimos dos términos de la ecuación (2) se anulan, es decir dados por el ítem 5, quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_H \cdot \rho_f \cdot U_{fH}^2 + \frac{1}{2} \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \cdot U_{pH}^2 + F_{fw} \cdot L_H + F_{pw} \cdot L_H$$

Para obtener el valor de los dos primeros términos de la ecuación anterior se deben calcular las velocidades reales tanto del gas como la de los sólidos.

La velocidad real del sólido:

$$U_{pH} = U_f \cdot (1 - 0,0638 \cdot x^{0,3} \cdot \rho_p^{0,5}) \Rightarrow U_{pH} = 7,28 \frac{m}{seg}$$

$$\rho_p = 250 \frac{kg}{m^3}$$

La porosidad o fracción de huecos:

$$m_p = A \cdot U_{pH} \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \Rightarrow \varepsilon_H = 1 - \frac{m_p}{A \cdot U_{pH} \cdot \rho_p} = 0,99$$

La velocidad real del gas:

$$U_{fH} = \frac{Q_f}{A \cdot \varepsilon_H} = \frac{U_f}{\varepsilon_H} = 8,66 \frac{m}{seg}$$

1) Pérdida de carga por aceleración del gas.

$$\Delta P_{ag} = \frac{\varepsilon_H \cdot \rho_f \cdot U_{fH}^2}{2} = 44,54 Pa$$

2) Pérdida de carga por aceleración de los sólidos.

$$\Delta P_{as} = \frac{(1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \cdot U_{pH}^2}{2} = 66,25 Pa$$

3) Pérdida de carga debido a la fricción del gas con las paredes del tubo.

$$\frac{\Delta P_{gas-pared}}{L_H} = \frac{2 \cdot f \cdot \rho_f \cdot U_f^2}{D}$$

Donde el factor de fricción resulta de analizar el número de Reynolds y está dado por las siguientes ecuaciones:

$$f = \frac{16}{Re_D} \text{ Para } Re_D \leq 2 \times 10^3$$

$$f = 0,079 \cdot \text{Re}_D^{-0,25} \text{ Para } 2 \times 10^3 \leq \text{Re}_D \leq 2 \times 10^4$$

$$f = 0,046 \cdot \text{Re}_D^{-\frac{1}{5}} \text{ Para } \text{Re}_D \geq 2 \times 10^4$$

El número de Reynolds:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_f \cdot U_f \cdot D}{\mu} = 54837,40$$

Donde $\mu = 1,84 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Factor de fricción:

$$f = 0,046 \cdot \text{Re}_D^{-\frac{1}{5}} = 0,0051$$

La pérdida de carga del gas con la pared del tubo es:

$$F_{fw} \cdot L_H = \frac{\Delta P_{\text{gas-pared}}}{L_H} \cdot L_H = 13,80 \text{ Pa}$$

4) Pérdida de carga debido a la fricción de los sólidos con las paredes del tubo.

$$F_{pw} \cdot L_H = \frac{2 \cdot f_p \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \rho_p \cdot U_{pH}^2 \cdot L_H}{D}$$

Factor de fricción:

$$f_p = \frac{3 \cdot \rho_f \cdot D \cdot C_D}{8 \cdot \rho_p \cdot x} \cdot \left(\frac{U_{fH} - U_{pH}}{U_{pH}} \right)^2$$

El coeficiente de arrastre C_D varía con el número de Reynolds de la siguiente manera:

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}_p} \text{ Para } \text{Re}_p \leq 1$$

$$C_D = 18,5 \cdot \text{Re}_p^{-0,6} \text{ Para } 1 \leq \text{Re}_p \leq 500$$

$$C_D = 0,44 \text{ Para } 500 \leq Re_p \leq 2 \times 10^5$$

El número de Reynolds:

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot (U_{fH} - U_{pH}) \cdot x}{\mu} = 162$$

El coeficiente de arrastre y el factor de fricción resultan:

$$C_D = 0,87 \quad f_p = 0,003$$

Entonces la pérdida de carga debido a la fricción de los sólidos con la pared del tubo da como resultado:

$$F_{pw} \cdot L_H = 12,17 Pa$$

Caída de presión total en el tramo horizontal.

Se deben sumar todos los términos correspondientes a las diferentes pérdidas de cargas en el tramo horizontal de tubería.

$$\Delta P_{TH} = F_{fw} \cdot L_H + F_{pw} \cdot L_H + \Delta P_{ag} + \Delta P_{as} = 136,76 Pa$$

9.2.4. Pérdidas de cargas en el tramo vertical.

De igual manera que para el tramo horizontal se utilizará la ecuación (2) para calcular la pérdida de carga. Debemos destacar que la porosidad ε_v o fracción de huecos es diferente a la del tramo horizontal y debemos calcularla de la siguiente ecuación.

$$m_p = A \cdot \left(\frac{U_f}{\varepsilon_v} - U_t \right) \cdot (1 - \varepsilon_v) \cdot \rho_p$$

De la fórmula anterior cabe destacar que si se conoce la velocidad terminal es posible determinar el valor de la porosidad.

$$U_t = \sqrt{\frac{4 \cdot (\rho_p - \rho_f) \cdot g \cdot x}{3 \cdot C_D \cdot \rho_f}}$$

Donde el coeficiente de arrastre varía con el número de Reynolds como se mencionó anteriormente.

$$C_D = \frac{24}{Re_p} \text{ Para } Re_p \leq 1$$

$$C_D = 18,5 \cdot Re_p^{-0,6} \text{ Para } 1 \leq Re_p \leq 500$$

$$C_D = 0,44 \text{ Para } 500 \leq Re_p \leq 2E^5$$

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot (U_{fV} - U_{pV}) \cdot x}{\mu}$$

A la velocidad terminal se la puede considerar aproximadamente igual a la velocidad relativa entre el gas y las partículas sólidas, por lo tanto la ecuación del número de Reynolds queda:

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot (U_t) \cdot x}{\mu}$$

Para encontrar el valor de la velocidad terminal se proponen valores y a través de las ecuaciones anteriores se calcula el número de Reynolds, el coeficiente de arrastre y el valor de la velocidad terminal por la fórmula planteada hasta encontrar un valor tal que se aproxime al valor propuesto.

El valor óptimo resultó:

$$U_t = 3 \frac{m}{seg}$$

Arrojando como resultado una velocidad terminal aproximadamente igual a la propuesta.

$$\text{Para } U_t = 3 \frac{m}{seg} \Rightarrow Re_p = 352 \Rightarrow C_D = 0,54 \Rightarrow U_t = 3 \frac{m}{seg}$$

Encontrado el valor anterior es posible calcular la porosidad para el tramo vertical y su valor es:

$$\varepsilon_V = 0,99$$

Una vez encontrada la porosidad se facilita el cálculo de todas las pérdidas de cargas presentes en el conducto vertical.

1) Pérdida de carga por aceleración del gas.

$$\Delta P_{ag} = \frac{\varepsilon_v \cdot \rho_f \cdot U_{fV}^2}{2}$$

Donde:

$$U_{fV} = \frac{U_f}{\varepsilon_v} = 8,66 \frac{m}{s}$$

Entonces la pérdida de carga por aceleración del gas es:

$$\Delta P_{ag} = \frac{\varepsilon_v \cdot \rho_f \cdot U_{fV}^2}{2} = 44,55 Pa$$

2) Pérdida de carga por aceleración de los sólidos.

$$\Delta P_{as} = \frac{(1 - \varepsilon_v) \cdot \rho_p \cdot U_{pV}^2}{2}$$

Donde:

$$U_{pV} = \frac{U_f}{\varepsilon_v} - U_t = 5,66 \frac{m}{s}$$

La pérdida de carga debido a la aceleración de sólidos es:

$$\Delta P_{as} = \frac{(1 - \varepsilon_v) \cdot \rho_p \cdot U_{pV}^2}{2} = 40 Pa$$

3) Pérdida de carga por fricción del gas con la pared del tubo.

Es idéntico al cálculo realizado para tramo horizontal con la diferencia que la longitud del conducto en este caso es de 1m.

$$F_{fw} \cdot L_V = \frac{\Delta P_{gas-pared}}{L_V} \cdot L_V = 9,2 Pa$$

4) Pérdida de carga debida a la fricción de los sólidos con la pared del tubo.

$$F_{pw} \cdot L_V = 0,057 \cdot G \cdot L_V \cdot \sqrt{\frac{g}{D}}$$

Donde el caudal másico por unidad de área es:

$$G = \frac{m_p}{A} = 18,42 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Entonces la pérdida de carga por la fricción de los sólidos con la pared resulta:

$$F_{pw} \cdot L_V = 10,50 Pa$$

5) Pérdida de carga generada por la energía potencial de los sólidos y del gas, respectivamente.

$$\Delta P_{EPS} = (1 - \varepsilon_V) \cdot L_V \cdot \rho_p \cdot g = 24,5 Pa$$

$$\Delta P_{EPG} = \varepsilon_V \cdot L_V \cdot \rho_f \cdot g = 11,64 Pa$$

Caída de presión total en el tramo vertical.

La caída de presión total en el tramo vertical está dada por la siguiente sumatoria:

$$\Delta P_{TV} = \Delta P_{ag} + \Delta P_{as} + F_{fw} \cdot L_V + F_{pw} \cdot L_V + \Delta P_{EPS} + \Delta P_{EPG} = 140,40 Pa$$

9.2.5. Pérdida de carga en los codos.

Cuando se diseñan las líneas de transporte deben considerarse los codos que existan en la misma. Se recomienda minimizar su cantidad, ya que ellos constituyen los puntos de mayor erosión de tuberías, atrición de sólidos y poca vida útil. En la actualidad no existen desarrollos matemáticos que definan exactamente la caída de presión originada por los codos, pero si muchas sugerencias dependiendo del autor. Una de las teorías es asignarle al codo una caída de presión equivalente a 7.5 metros de una tubería vertical. De esta forma:

$$\Delta P_{codos} = \frac{C_c \cdot 7,5 \cdot \Delta P_{TV}}{L_V} = 1053 Pa$$

Siendo $C_c = 1$ la cantidad de codos utilizados.

9.3. Unión de transición, fuelle de expansión.

Debemos hacer mención de la necesidad de dos piezas fundamentales para la continuidad del flujo. Una de ellas realiza la conexión de la tubería neumática con el forzador, permite pasar de una sección rectangular del forzador con la circular de la tubería, a esta pieza se denomina unión de transición (Figura 9-1 y 9-3). Se encuentra conformada de chapa SAE 1010 y en sus extremos presenta bridas soldadas con perforaciones para ser abulonadas al forzador y a la cañería. La otra pieza es llamada fuelle de expansión (Figura 9-1 y 9-4), pues no solo genera la unión de la tubería con el ciclón, sino que además permite reducir la velocidad del flujo a la que necesita el ciclón para su buen funcionamiento, a través de un cambio de sección. Esta construido de caucho sintético para amortizar los desalineaciones de montaje o errores de fabricación y se encuentra asociado a bridas abulonadas para lograr hermeticidad.

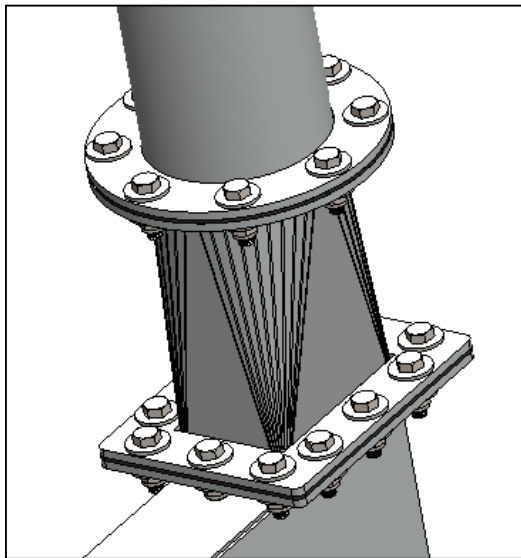


Figura 9-3: Unión de transición.

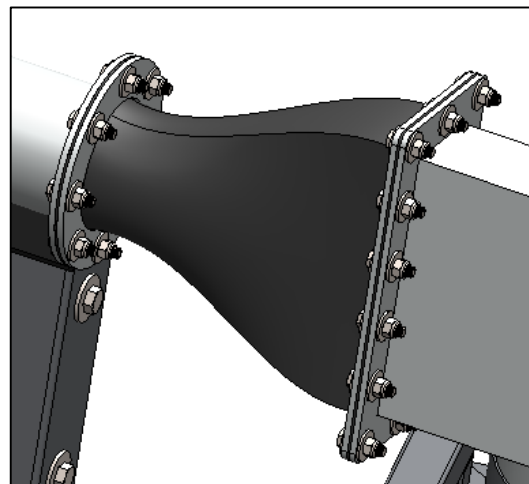


Figura 9-4: Fuelle de expansión.

En cuanto a la pérdida de carga consideraremos, ante el desconocimiento y el resguardo, lo siguiente:

- La unión de transición: $\Delta P_{UT} = 1,5 \cdot \frac{\Delta P_{TV}}{L_v} = 210,6 Pa$
- El fuelle de expansión: $\Delta P_{FE} = \frac{4 \cdot \Delta P_{TV}}{L_v} = 561,60 Pa$

9.4. Caída de presión total en la tubería, accesorios y ciclón separador.

La pérdida de carga total del sistema es la suma de todas las caídas de presión calculadas anteriormente y se agrega la carga del ciclón separador $\Delta P_{ciclón} = 342,76Pa$, que se calculó en el capítulo siguiente.

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{TH} + \Delta P_{TV} + \Delta P_{codos} + \Delta P_{UT} + \Delta P_{FE} + \Delta P_{ciclón} = 2187,25Pa = 0,022bar$$

La experiencia indica que para sistemas de presión positiva las pérdidas de cargas se limitan a 1 bar.

9.5. Selección de la fuente de aire.

Entre los dispositivos utilizados encontramos los ventiladores, sopladores y compresores. Las diferencias principales son la construcción física y las presiones para los que están diseñados. Analizando sus características y aplicaciones se optó por elegir a un soplador como fuente de aire por las cuestiones mencionadas a continuación:

- ✓ Son usados ampliamente en sistemas con caídas de presión inferiores a 1 bar.
- ✓ Son probablemente los equipos más utilizados en sistemas de fase diluida, ya que permiten niveles medios de caudal y presión.
- ✓ Su curva característica indica que tienen poca variación en el caudal entregado independientemente de los requerimientos de presión, esto hace que las obstrucciones en la tubería ocasionadas por el material depositado debido a disminución en el caudal de aire son menos probables que con el uso de ventiladores. Ver Figura 9-5.

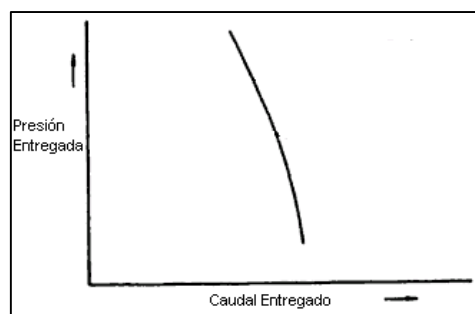


Figura 9-5: Curva característica del soplador.

Selección del tipo de soplador

$$\text{Caudal: } Q = A.V = \frac{\pi.D^2}{4} \cdot U_f = 0,065 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{Presión de aire: } \Delta P = 2187,25 Pa = 0,022 bar$$

En base a estos requisitos, se seleccionó un forzador de la empresa SODECA de la serie CAS (Forzador de alta presión y simple aspiración) caracterizador por:

- Rotor semiradial de elevado rendimiento.
- Motor trifásico de 1/2HP- 2700rpm.
- Código de pedido: CAS-242-2T-0,5.
- Curvas características, Figura 9-6:

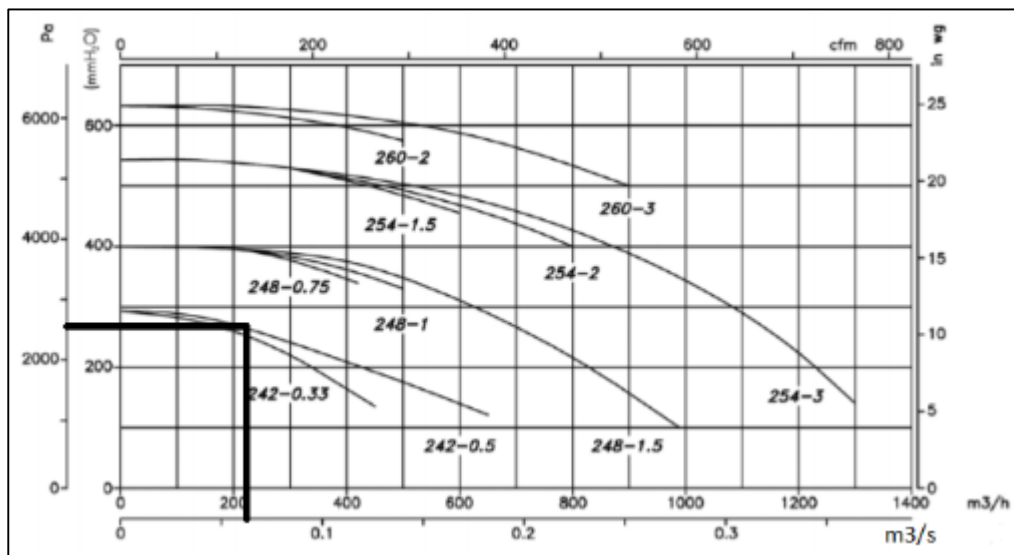


Figura 9-6: Curvas características de forzador.

- Orientación de boca de salida tipo A-0, Figura 9-7:

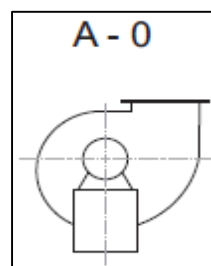


Figura 9-7: Posición elegida del forzador.

10. DISEÑO Y CÁLCULO DEL SEPARADOR CICLÓNICO.

10.1. Consideraciones iniciales de diseño.

El comportamiento de los diferentes tipos de ciclones dependen esencialmente de dos variables, la velocidad del gas en la entrada del ciclón y el tamaño de la partícula, a partir de estas dos variables escogemos la familia de ciclones que mejor se adapte a las condiciones de proceso.

En nuestro diseño específico, se necesita separar partículas de cáscaras de maní con un tamaño máximo de 1800 micrómetros. Viendo esto y comparando con la Tabla 4-2 el tipo de partícula a mover entraría en la columna de partícula estándar (PST) que me identifica un tamaño de partícula mayor a 10 micrómetros.

En la elección del tipo de familia de los ciclones se eligieron los separadores ciclónicos convencionales, dado que con este tipo es posible obtener baja altura del ciclón lo que permite menor volumen ocupado por la máquina, cosa que no ocurre con las otras familias de ciclones. A su vez, dentro de ésta familia se escogió tipo Peterson-Whitby, cuyas correlaciones que identifican las dimensiones geométricas del ciclón se hallan en la Tabla 13-12 anexo.

10.2. Procedimiento de cálculo.

Antes de comenzar con el cálculo, es necesario recordar el apartado 4.2 al cual haremos alusión.

1) Cálculo del caudal de gas que entra al ciclón de forma tangencial.

$$m_f = A.U_f.\rho_f = \frac{\pi.D^2}{4}.U_f.\rho_f = 0,078 \frac{kg}{s}$$

Entonces:

$$Q_f = \frac{m_f}{\rho_f} = \frac{0,078 \frac{kg}{s}}{1,2 \frac{kg}{m^3}} = 0,065 \frac{m^3}{s}$$

2) Cálculo del área de entrada al ciclón A_{ec} y velocidad de entrada al ciclón V_{ec} .

El área de entrada al ciclón se definió dos veces el área de la cañería.

$$A_{ec} = 2.A = 2.0,0152m^2$$

De esta forma, la velocidad de entrada resulta:

$$V_{ec} = \frac{Q_f}{A_{ec}} = 4,27 \frac{m}{s}$$

3) Cálculo del diámetro según correlaciones de la Tabla 13-12 anexo y Figura 4-5.

La entrada al ciclón es de área rectangular y tenemos que:

$$A_{ec} = a.b$$

Donde por correlaciones empíricas para el ciclón tipo Peterson-Whitby obtenemos el alto a y el ancho b del conducto de entrada:

$$a = 0,583.D_c$$

$$b = 0,208.D_c$$

Si reemplazamos éstas correlaciones en la ecuación del área podemos obtener el valor del diámetro del ciclón:

$$A_{ec} = 0,583.D_c.0,208.D_c$$

$$D_c = \sqrt{\frac{A_{ec}}{0,583.0,208}} = 0,354m$$

4) Dimensiones geométricas (Tabla 13-12 anexo).

Altura de la boca de entrada del ciclón:

$$a = 0,583.D_c = 0,207m$$

Ancho de la boca de entrada:

$$b = 0,208.D_c = 0,074m$$

Longitud del tubo de salida:

$$S = 0,583.D_c = 0,207m$$

Diámetro de salida:

$$D_s = 0,5.D_c = 0,178m$$

Altura parte cilíndrica:

$$h = 1,33.D_c = 0,474m$$

Altura parte cónica:

$$z = 1,83.D_c = 0,654m$$

Altura total del ciclón:

$$H = 3,17.D_c = 1,128m$$

Diámetro del tubo de salida del polvo:

$$B = 0,5.D_c = 0,178m$$

5) Caída de presión.

La caída de presión en el ciclón se puede calcular empleando la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{ciclón} = \frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot V_{ec}^2 \cdot NH$$

Donde NH representa el número de cabezas de velocidad.

$$NH = 7,76$$

Entonces:

$$\Delta P_{ciclón} = 84,90Pa$$

Verificación de la resuspensión en el ciclón.

Como se mencionó en la sección 4.2, para tener una correcta eficiencia del ciclón es necesario demostrar el correcto comportamiento de las partículas en su interior, precisamente determinar si existe o no resuspensión del material. Para ello, se prefirió una simulación mediante elementos finitos y no el método empírico ya que existen variedades de densidades y tamaños de partículas y las formulas no se adaptan a todas ellas, por lo que es de esperarse imprecisiones en los resultados.

Método de simulación.

La simulación se realizó utilizando el programa Solidwork y su complemento para el análisis de fluidos “Flow”. Se establecieron como condiciones de entrada el flujo volumétrico de aire y una presión atmosférica en conducto de salida del aire y se realizó una inyección de partículas con las mismas características que

las utilizadas en el transporte neumático. En la Figura 10-1, se puede observar las trayectorias del aire, los vórtices existentes y el gradiente de velocidad, en colores, a lo largo del ciclón. En la Figura 10-2, se verifica el buen comportamiento del ciclón, no existiendo resuspensión de las partículas, y como caen con velocidad baja en la boca inferior.

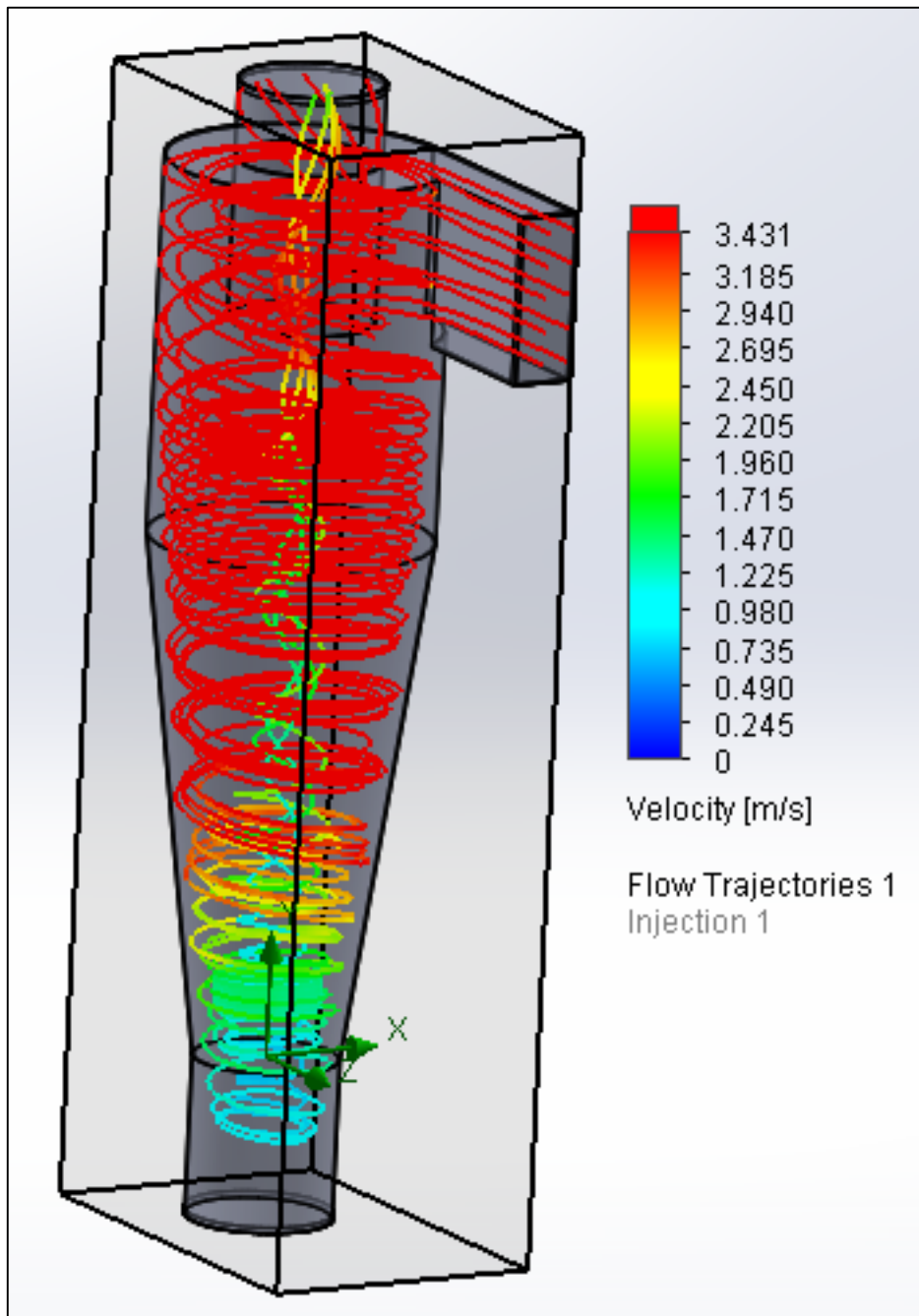


Figura 10-1: Representación de las líneas de trayectoria del aire con su gradiente de colores para representar a las distintas velocidades.

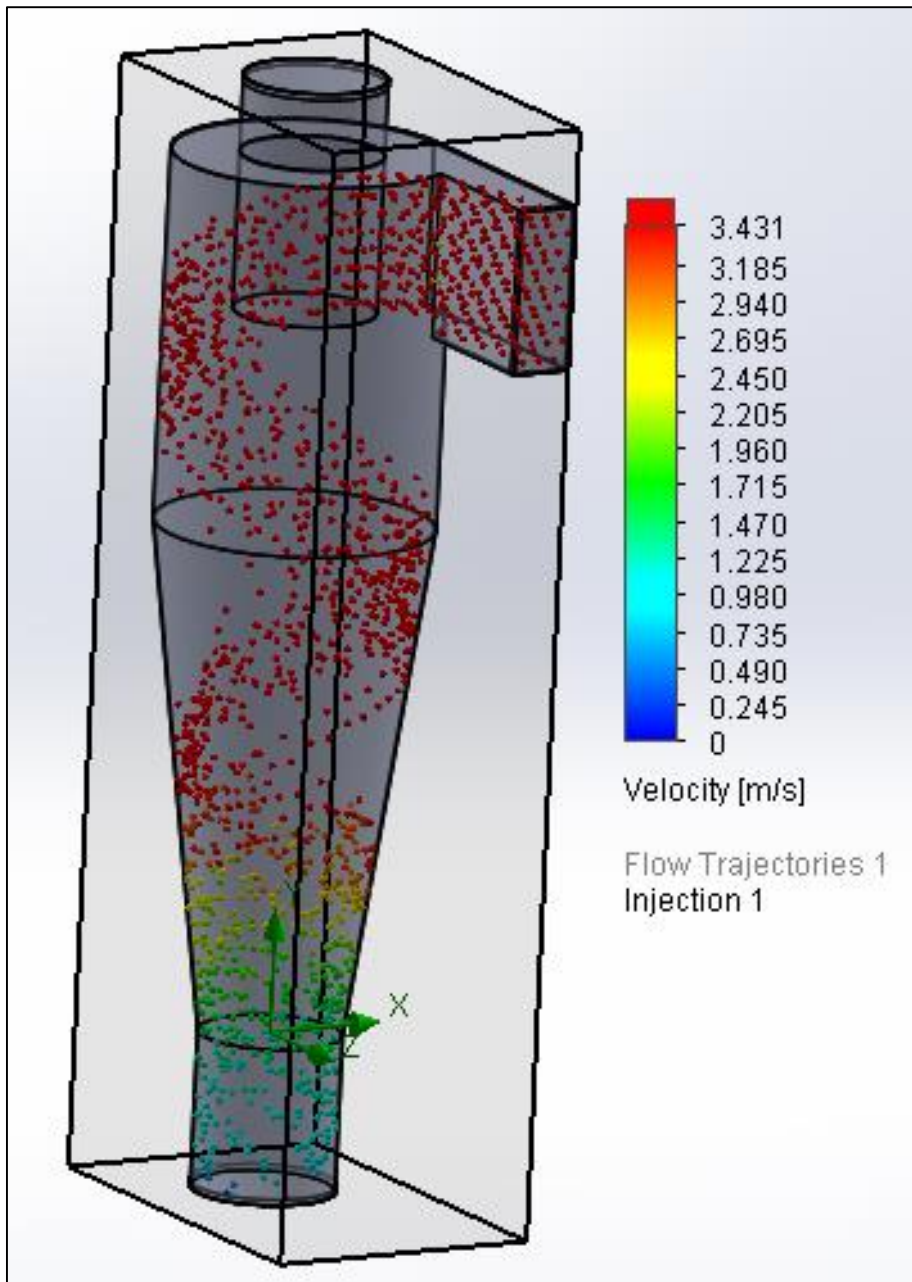


Figura 10-2: Comportamiento de las partículas dentro del ciclón y su gradiente de velocidad.

11. DISEÑO Y CÁLCULO DE LA PELLETIZADORA.

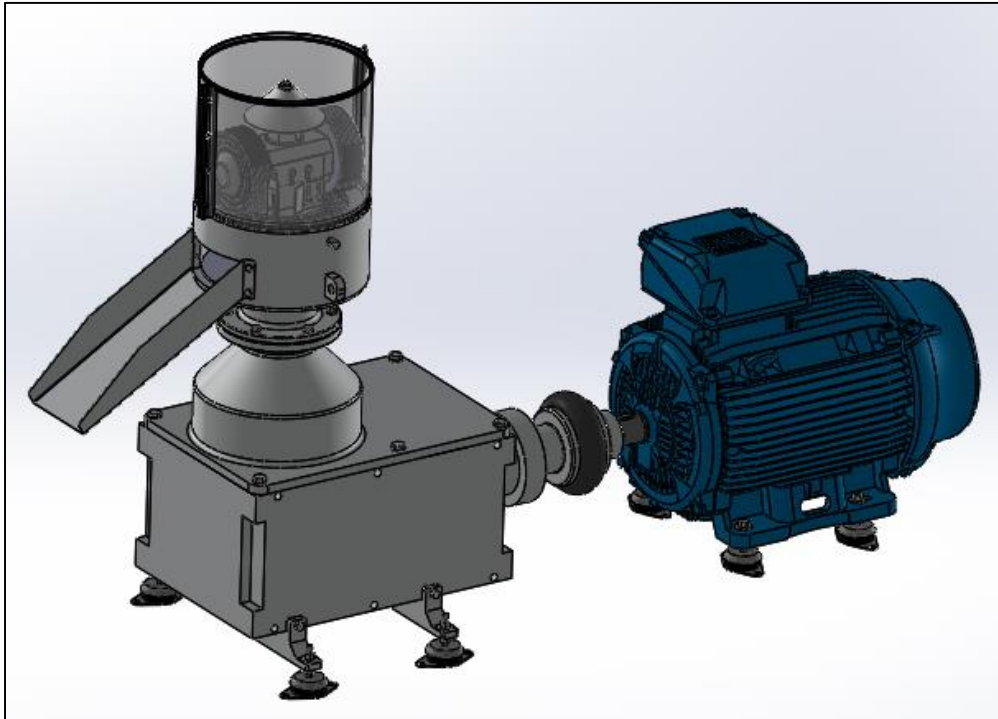


Figura 11-1: Vista general de la máquina pelletizadora.

11.1. Características iniciales de diseño.

Para dar comienzo, deberemos fijar características que se adoptarán como punto de partida en el diseño de la máquina pelletizadora, como se mencionan a continuación.

- Pelletizadora de matriz plana, ya que la producción mínima de 500kg/h es de mediana escala y el costo asociado a la elaboración de una pelletizadora de matriz anular sería muy grande en comparación. Se escogió la modalidad en que la matriz permanece fija y el par de rodillos rotan.
- Diámetro de los orificios 8mm, para obtener un pellet de diámetro 8mm, aproximadamente.
- Se realiza la pelletización sin la adición de aglutinantes.
- Velocidad de giro del eje de la pelletizadora de 60 rpm, es decir a la velocidad que gira el par de rodillos. Se trata de una velocidad que permite los tiempos suficientes para una correcta extrusión, según establecen los fabricantes reconocidos.

- Rodamientos lubricados de por vida. Sin mantenimiento. Duración mínima estimada de vida de los rodamientos: 5000 horas.

11.2. Partes de la pelletizadora.

La pelletizadora de matriz plana (Figura 11-1) está compuesta por los siguientes sistemas: Sistema extractor, Rotor, Carcasa y Sistema reductor – motor, que se detallan a continuación.

- **Sistema extractor:** Sistema encargado de formar el colchón uniforme de material a pelletizar y de realizar la extrusión o pelletización (Figura 11-2).

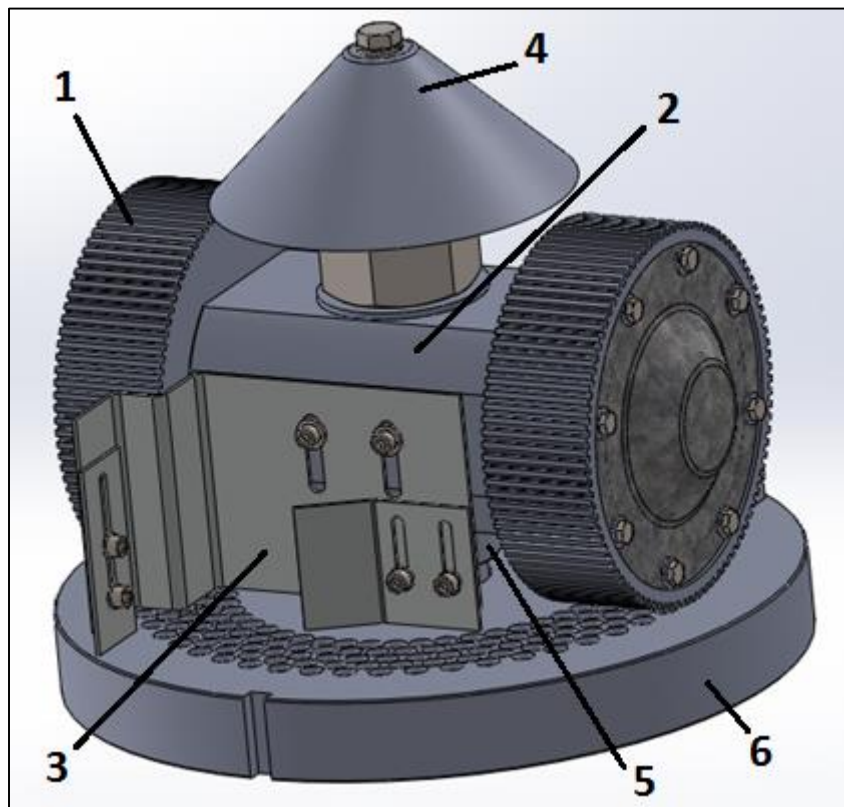


Figura 11-2: Sistema extractor. Referencias: 1) Rodillos de compactación. 2) Eje de rodillos. 3) Sistema de barrido. 4) Cono distribuidor. 5) Espaciador. 6) Matriz de pelletizado.

Entre sus partes tenemos:

Dos rodillos de compactación, rodamientos y tapas.

- Los rodillos tienen la función de ejercer la fuerza de compresión entre el material y la matriz.
- Fabricados de acero SAE 8620. Tratado térmicamente con un cementado, templado y revenido en aceite para obtener una dureza interior y superficial de 52-54HRC.

- Poseen en su periferia ranuras de sección 3x3mm para aumentar la tracción de los mismos.
- En su interior se alojan rodamientos (con rodillos como elementos rodantes) en su vinculación con el eje de los rodillos. Presentan una tapa atornillada de acero galvanizado (Figura 11-3 der.) en uno de sus lados para protección y desmontaje del rodamiento. Para lograr mejor estanqueidad en la unión de la tapa con el rodillo existe un oring, como se muestra en la Figura 11-3 izq.

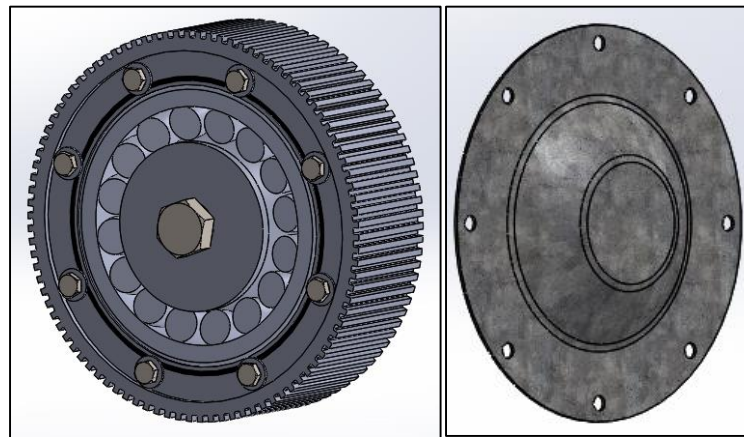


Figura 11-3: Imagen izq.: Vista de un rodillo sin tapa de protección. Aquí se observa el oring de sellado y la sujeción del rodamiento con el tornillo y la arandela de vuelo ancho. Imagen der.: Tapa de rodamiento.

- Para tener mayor poder de fijación del rodamiento sobre el eje de rodillos y como medida de seguridad se utilizó un tornillo y una arandela de vuelo ancho (Figura 11-3 izq.), que permiten mantener la pista interior del rodamiento firmemente al eje de rodillos.

Eje de rodillos.

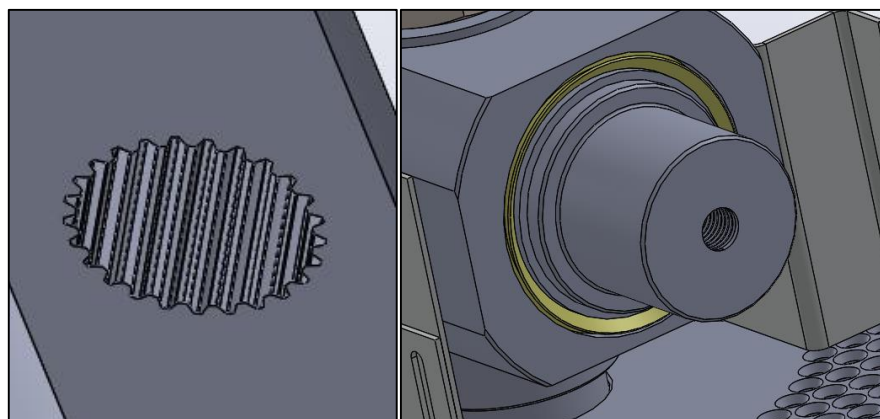


Figura 11-4: Imagen izq.: Perforación pasante estriada. Imagen der.: Sello anillo V montado sobre una cavidad del eje de rodillos.

- En su centro presentan una perforación pasante estriada (Figura 11-4 izq.) DIN 5482 para conectarse con el eje principal y recibir la energía de rotación, mientras que en sus extremos van montados los rodamientos de los rodillos.
- Construido de acero SAE 4140, estirado en frío.
- Otra medida para evitar el ingreso de polvo al rodamiento del rodillo es un sello anillo V montado sobre el eje de rodillos, Figura 11-4 der.

Sistema de barrido.

- Compuesto por tres elementos: El barredor central, que define la altura final del colchón o capa de material molido, el barredor interior y barredor exterior, que empujan el material que tiende a esparcirse hacia los costados y lo devuelve hacia la pista central donde se encuentran los orificios de la matriz. Ver Figura 11-2.
- Cada barredor está fabricado de chapa SAE 1010, presenta correderas para su regulación en altura y se mantienen fijo mediante el ajuste de tornillos o tornillos y tuercas.

Cono distribuidor.

- Es el encargado de direccionar el flujo central de material hacia los costados donde se encuentran los orificios de pelletizado (Figura 11-2).
- Fabricado de chapa SAE 1010 y sujeto al eje principal mediante un tornillo.

Espaciadores.

- Los espaciadores son elementos que dan apoyo al eje de rodillos y permiten dar la separación correcta entre los rodillos y la matriz. Se dispone de un espaciador por cada matriz a emplear. Si se utiliza la matriz de 40 mm de alto corresponderá un espaciador de 29,1mm. Siguiendo esa proporción se podrá disminuir o aumentar el espesor del espaciador de acuerdo a la altura de la matriz. De esta manera, la luz entre el rodillo y la matriz será de 0,4mm (con tolerancia entre +0,05 y -0,05mm).
- Por una cuestión de montaje cada espaciador presenta un estriado interior que corresponde con el mismo estriado del eje principal de la pelletizadora y con una tolerancia que permite un deslizamiento entre los elementos.
- Construidos de Acero SAE 1045 laminado en caliente.

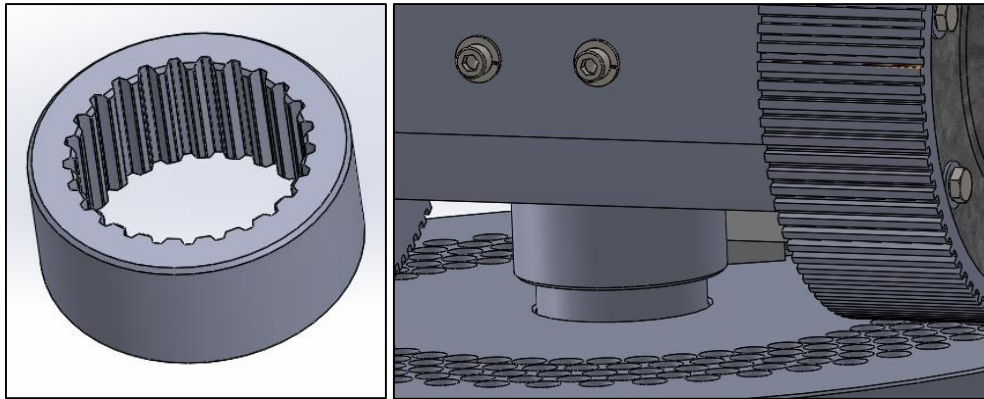


Figura 11-5: *Imagen izq.:* Espaciador con su estriado interior. *Imagen der.:* Vista exterior del espaciador.

Matriz de pelletizado.

- Es el lugar donde se realiza la extrusión y la formación del pellet, tantos pellet como perforaciones existan (Figura 11-6 izq.)
- Elaborada de fundición nodular perlítica. F.G.E. 70002 (Norma IRAM 700) tratada térmicamente con un templado y revenido para obtener una dureza de 50 HRC.
- La matriz esta simplemente apoyada en el interior de la carcasa y por seguridad fijada mediante dos tornillos prisioneros (Figura 11-6 der.) que se enroscan en la pared de la carcasa y la atraviesan para finalmente presionar sobre una cavidad fresada en la matriz, como se puede observar en la Figura 11-6 izq.

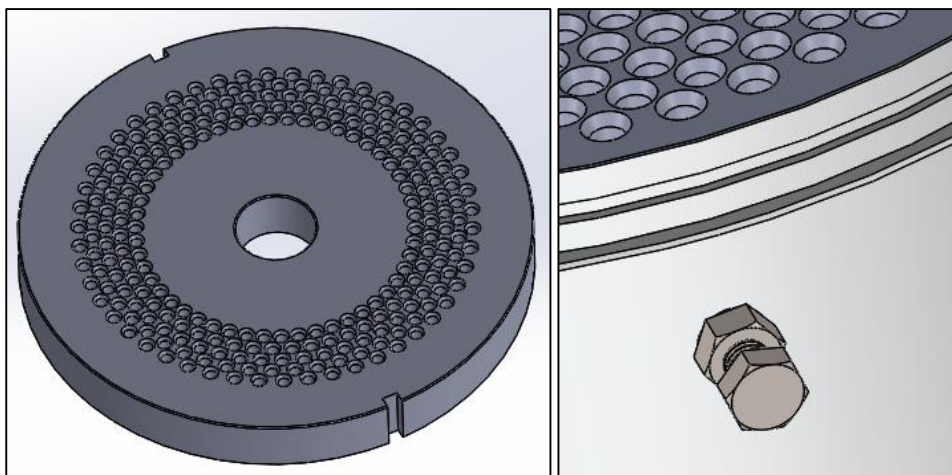


Figura 11-6: *Imagen izq.:* Matriz de pelletizado. *Imagen der.:* Tornillo prisionero que sostiene a la matriz.

- **Rotor:** Es quien transmite la potencia de salida de la caja reductora al sistema extractor (Figura 11-7).

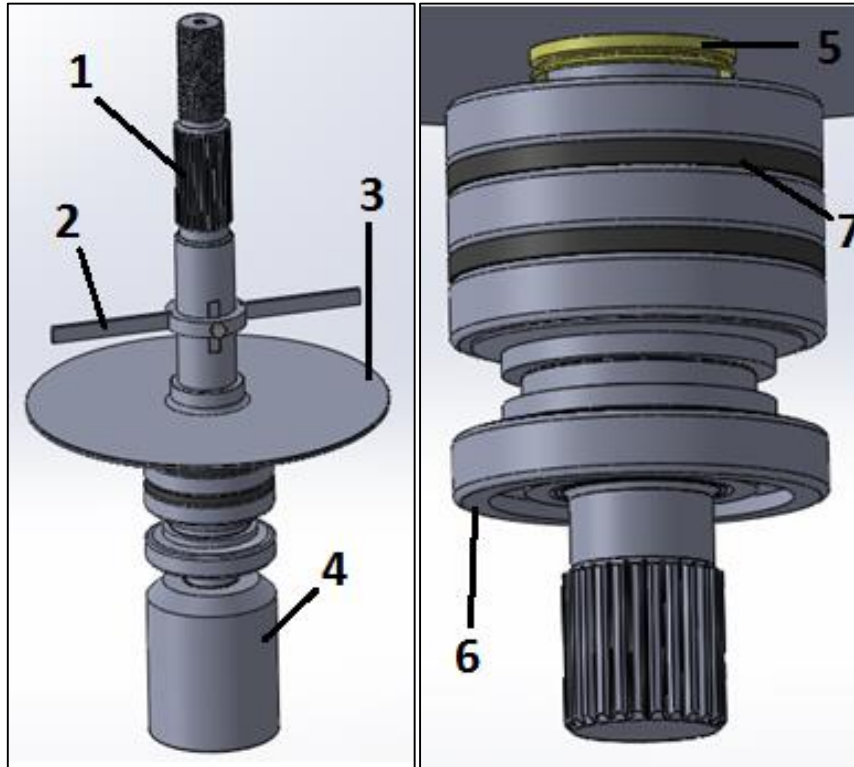


Figura 11-7: *Imagen izq.:* Rotor en su conjunto: 1) Eje principal. 2) Cuchilla. 3) Plato de arrastre. 4) acoplamiento rígido. *Imagen der.:* 5) Sello anillo V. 6) Conjunto de rodamientos 7) Aros separadores.

Citamos a continuación cada una de sus partes:

Eje principal.

- Acero SAE 4340 templado y revenido en aceite.
- Conexiones estriadas DIN 5482 sobre el eje principal para conexiones con la caja reductora (Figura 11-7 der.) y el eje de rodillos.
- Presenta una rosca M42 en su extremo superior para ajustarse al eje de rodillos mediante tuerca y contratuerca.

Cuchilla.

- Produce el corte del pellet a la longitud deseada, según a la posición fijada. Para ello, se dispone de un tornillo prisionero (Figura 11-7 izq.) que oprime sobre una parte fresada en el eje principal.
- Construida en acero SAE 1010.

Plato de arrastre y sello anillo V antipolvo.

- Es el encargado de arrastrar el pellet recién cortado por la cuchilla hacia la rampa de expulsión. Esto es posible gracias a la acción de la fuerza centrífuga actuante sobre cada pellets, dado que el plato se encuentra solidario al eje principal mediante un tornillo prisionero.
- Fabricado de fundición gris FGL 200 (Norma IRAM 629).
- Para evitar la contaminación de los rodamientos con el polvo debajo del plato se dispone de un anillo V, como puede verse en la Figura 11-7 der.

Rodamientos de rodillos cónicos y dos aros separadores.

- Se dispone de tres rodamientos de rodillos cónicos actuantes en un sentido, separados por dos aros de acero para lograr que el conjunto trabaje como un solo rodamiento, y de otro rodamiento de la misma denominación, pero invertido axialmente en su posición (Figura 11-7 der.).

Acoplamiento rígido.

- La conexión de la caja reductora con el eje principal se establece a través de un acoplamiento rígido, el cual presenta de un extremo un chavetero (conexión a caja) y del otro un estriado (conexión a eje).
- Construido de acero SAE 4140, estirado en frío.

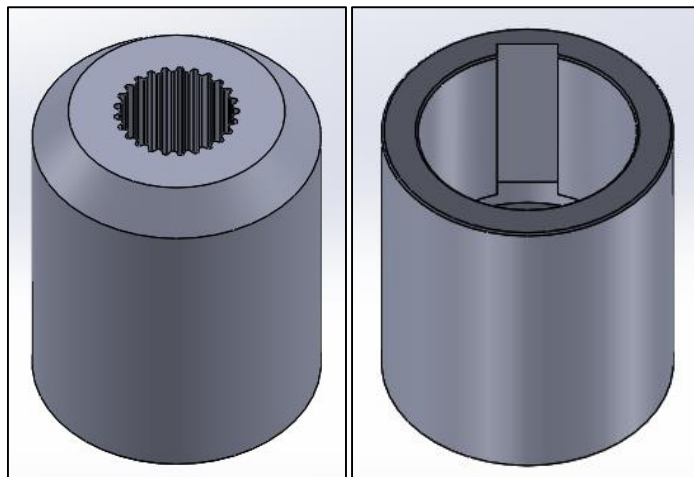


Figura 11-8: Acoplamiento rígido. *Imagen izq.:* Extremo estriado. *Imagen der.:* Extremo con chavetero.

- **Carcasa:** Es la parte encargada de sostener y alojar al rotor y al sistema extractor. Ver Figura 11-9.

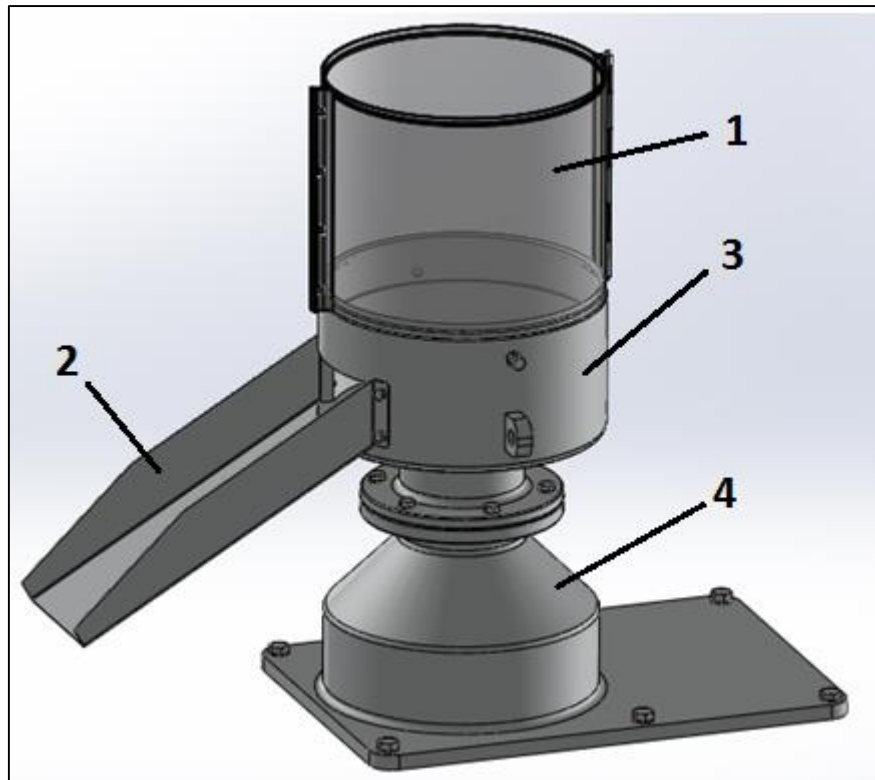


Figura 11-9: Partes de la carcasa. Referencia: 1) Protector acrílico. 2) Rampa. 3) Cabezal. 4) Base.

Protector acrílico.

- Cumple la función de contener el material y evitar que este salga despedido fuera de la máquina.
- Construido de plástico acrílico color transparente que permite visualizar lo que ocurre en la zona de los rodillos.
- Es de carácter desarmable, puesto que posee una bisagra y fijación mediante tornillos.

Rampa.

- Es el elemento que da salida a los pellets provenientes del plato de arrastre. Está sujeta al cabezal a través de tornillos.
- Construido de chapa de acero SAE 1010.

Cabezal.

- Es la pieza que principalmente sostiene a la matriz de pelletizado y aloja a los tres rodamientos destinados a soportar la carga axial producida por la extrusión del pellet.
- Construido de fundición nodular ferrítica F.G.E. 42012 (Norma IRAM 700).
- Presenta cáncamos para su transporte.

- Se conecta a la base mediante tornillos calidad grado 8.8.

Base.

- Aloja al cuarto rodamiento encargado de soportar la carga peso del rotor y del sistema extractor. Además, es la parte que vincula la carcasa con la caja reductora y protege al acoplamiento rígido.
- Construido de fundición nodular ferrítica F.G.E. 42012 (Norma IRAM 700).
- Se vincula a la caja reductora y al cabezal mediante tornillos grado 8.8.

➤ **Sistema reductor – motor:** Encargado de suministrar la potencia en condiciones de revoluciones y torque necesario al rotor.

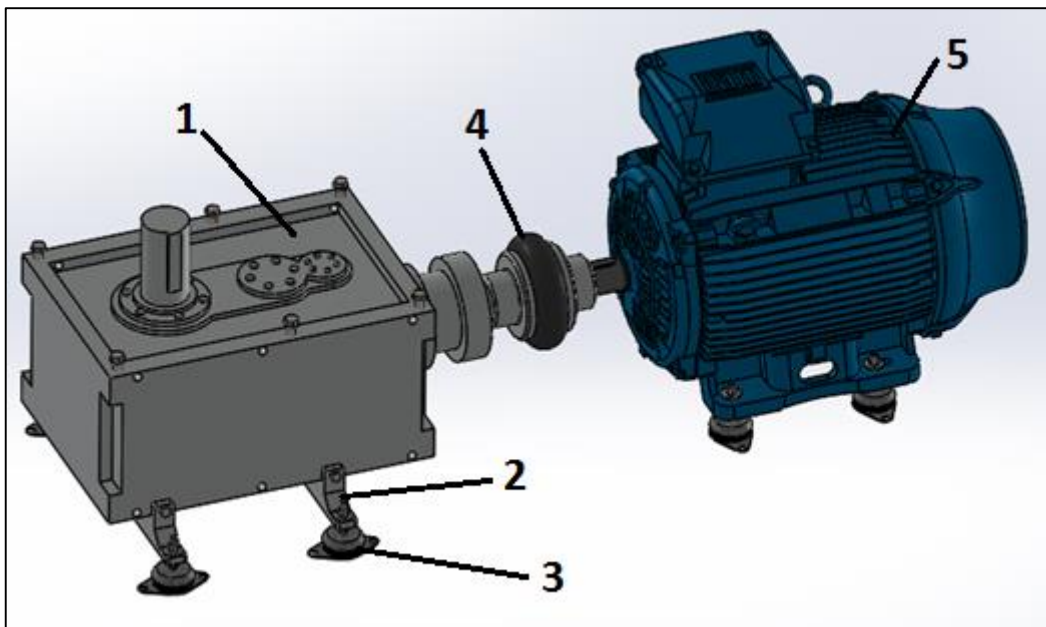


Figura 11-10: Partes sistema reductor- motor. Referencias: 1) Reductor. 2) Apoyos. 3) Taco antivibratorios. 4) Acoplamiento flexible. 5) Motor trifásico.

Caja reductora a engranajes de ejes ortogonales, apoyos y tacos antivibratorios.

- Se trata de un reductor con triple tren de engranajes con eje de salida y entrada ortogonales entre sí.
- La caja está apoyado sobre dos apoyos construidos de fundición nodular ferrítica y estos vinculados al chasis de la máquina a través de tacos antivibratorios, construidos de chapa galvanizada y caucho.

Acoplamiento elástico y protector de seguridad.

- La conexión entre el eje del motor y el eje de entrada del reductor se lleva a cabo por un acoplamiento flexible compuesto de acero y un anillo de goma, como elemento fusible y absorbedor de las desalineaciones.
- Como elemento de seguridad se utiliza un protector de chapa SAE 1010 en forma de omega, sujeto al chasis mediante tornillos, que envuelve y protege ante una rotura del acoplamiento.

Motor trifásico.

- Marca Weg, línea estándar eficiencia.
- El motor se encuentra soportado por tacos antivibratorios.

11.3. Premisa: Analogía entre prensado dinámico y estático.

El fenómeno de extrusión ocurre a presiones de compactación que varía, entre tantas cosas, por la materia prima a pelletizar. Por lo tanto, ante el desconocimiento de las condiciones particulares de la cascara de maní, es necesario realizar un ensayo de compactación (apartado 11.4) que nos permita hallar la presión adecuada y garantice lograr el pellet de calidad.

Como puntapié inicial partiremos de una premisa a partir de una analogía entre el fenómeno de extrusión y el de prensado estático, ya que los resultados de calidad son similares bajo las mismas condiciones de materia prima y temperatura, como se pudo comprobar en los ensayos realizados por los autores.

Premisa: *“Durante una fracción de tiempo, en el cual el rodillo se desplaza horizontalmente sobre el diámetro de un orificio de matriz, este además se desplaza en sentido descendente vertical y actúa como lo realiza el pistón del dispositivo de compactación del ensayo. Es por ello, que el rodillo actúa en cada instante como una prensa estática.”*

Entonces, es lógico suponer que para igual resultado de calidad se pone en juego la misma energía de compactación.

Por el ensayo de compactación se obtuvo, según los resultados, igual o aún mejor calidad de pellets que los obtenidos por la pelletizadoras de matriz plana, al menos en cuanto a su dureza o resistencia mecánica. En comparación, el método de prensa de cilindro estático es un método anti productivo, razón justa por la cual no se utiliza industrialmente, no ocurre así con la prensa de rodillo de matriz plana.

11.4. Ensayo de compactación.

Para realizar el ensayo, se diseñó un cilindro de compactación estática formado por el conjunto de pistón y camisa. El primer elemento puesto en movimiento gracias a la fuerza hidráulica de una prensa de banco y el segundo permaneciendo estático, sujeto a la base de la prensa, como muestra la Figura 11-11. El diámetro del pellet escogido es de 8mm, por lo que el orificio central de la camisa tendrá el mismo diámetro del pellet.

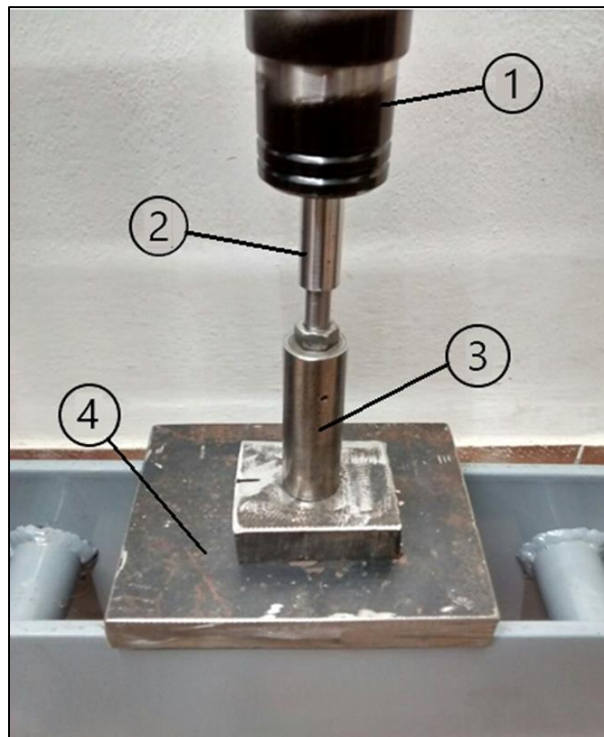


Figura 11-11: Dispositivo empleado para el ensayo de compactación. *Referencia:* 1) Pistón prensa. 2) Pistón dispositivo. 3) Camisa cilíndrica. 4) Base apoyo.

La calidad del pellet, para determinado tamaño de partícula y materia prima, varía según dos factores claves.

- ❖ La temperatura alcanzada en la extrusión.
- ❖ El porcentaje de humedad.

El primer factor es quién permitirá que la compactación del material resulte con mejor calidad a menor gasto de energía a comparación de una compactación en frío. Puesto que, a mayor temperatura la sustancia aglutinante natural propia de las cáscaras, conocida como lignina, comienza a participar de una mejor cohesión entre partículas, como consecuencia observable se aprecia una superficie exterior plastificada de carácter brillante, como se explicó en el marco teórico (capítulo 5). Cabe mencionar que durante la extrusión en la matriz, la

fricción generada por el material y las paredes de las mismas producen un calentamiento que hacen que el pellet salga a una temperatura entre 80 y 100°C, variando según la materia prima, su acondicionamiento y el grado de compactación. En base a eso, para representar dicho estado, se calentó la camisa utilizada en el ensayo hasta los 80°C.

Desde el punto de vista del porcentaje de humedad, al igual que el primer factor, ayuda a la facilidad con que se aglomeran las partículas, a reducir el gasto de energía y obtener una mejor dureza del pellet, que si la materia se encontrara en estado totalmente seca. Según productores de pellets el porcentaje de humedad que se requiere antes de pelletizar oscila entre 10 a 15%, dependiendo del tipo de materia prima. Debido a nuestra escasa experiencia en la aglomeración de materias orgánicas, partiremos de considerar una amplia gama de valores de humedad con el fin de poder visualizar y comprobar cómo influye la humedad en la compactación y la temperatura en la calidad del pellets, como así también, que valor de humedad es el más indicado.

11.4.1. Determinación de densidad de las partículas a cada porcentaje de humedad.

Primeramente, se determinó la cantidad de agua máxima que las partículas podían retener. Para ello, se procedió de la siguiente manera:

- 1) Se tomó una muestra de partículas, se las secó hasta reducir su humedad al 0% y se pesó.
- 2) Luego, se sumergió dicha cantidad en un recipiente con agua y se dejó reposar 24 horas, con la finalidad de lograr la saturación de la materia.
- 3) Seguidamente, se filtró y sacó el agua superficial, mediante el contacto con un papel absorbente, hasta lograr que las partículas volvieron a tener movilidad propia y ya no humedecían el papel.

De esta manera, se obtuvo que una cantidad de masa de 11,450g, en estado seco, luego de la saturación pesaba 17,860g, es decir que la masa de agua absorbida fue de 6,410g.

Considerando que el 100% de humedad está representado por dicha muestra podemos encontrar que por cada gramo de materia seca es necesario adicionar 0,560g de agua y alcanzar la saturación de humedad de la materia. De otra forma, para tener un 1% es necesario que esté presente 0,0056g de agua por cada gramo de materia seca.

Por proporcionalidad, encontramos que las muestras con los porcentajes de humedad asignados para los ensayos presentan las siguientes relaciones masa agua por cada gramo de masa seca. Ver Tabla 11-1.

Tabla 11-1: Humedad vs relaciones masa agua/ gramo materia seca.

% Humedad	Relación masa agua (gramos)/ gramo materia seca
5	0,028
10	0,056
15	0,084
20	0,112
25	0,140
50	0,280
100	0,560

Tabla 11-2: Humedad vs densidad de partículas.

% Humedad	Densidad de las partículas (kg/m ³)
0%	260
5%	256
10%	250
15%	246
20%	242
25%	237
50%	218

Posteriormente, se llevó a cabo la generación de las muestras según la relación antes citada correspondiente a cada valor de humedad. Se dejó estabilizar las mismas durante un tiempo de 24hs y así lograr una correcta homogenización. Luego, fue posible calcular las distintas densidades para cada porcentaje de humedad, como muestra la Tabla 11-2.

Se observó una marcada disminución de la densidad con el aumento de la humedad, ya que se entiende que el material aumenta su volumen en mayor proporción que lo hace la masa por la adición de agua.

11.4.2. Densidad deseada del pellet. Relación de compresión.

Sabiendo que los pellets producidos por los fabricantes presentan un rango de densidad entre 1200 y 1400 kg/m³ (8-10% de humedad) es de nuestro objetivo obtener un pellet que se encuentre entre esos valores.

Debemos considerar que la cámara de compactación de la camisa es de carácter cilíndrica y que presentará un volumen V_0 resultante de un área constante y altura h_0 . Enrasando de material pulverulento a la camisa, tendremos V_0 volumen de partículas con una densidad según la humedad que está presente. Ahora bien, cuando el pistón empiece a descender empezará a disminuir el volumen que el material ocupa y aumentará la densidad, a la vez que la presión hidráulica también aumenta. Considerando un desplazamiento determinado, tendremos que la relación entre el volumen inicial V_0 y el volumen V_F que se ocupa en ese instante nos dará un valor adimensional que llamaremos RC , relación de compresión. Es posible expresar a RC como un cociente entre la densidad inicial y la considerada durante ese instante, ya que la masa permanece constante y la densidad es función del volumen. De forma simplificada, como el área permanece constante RC se puede expresar en términos de la altura del cilindro de material.

$$RC = \frac{V_0}{V_F} = \frac{\delta_0}{\delta_F} = \frac{h_0}{h_F} \quad \text{siendo } h_0 > h_F$$

La relación de compresión irá tomando distintos valores en cada posición del pistón, como así también la densidad. A partir de aquí, conociendo las densidades es posible calcular una relación compresión RC promedio que permita hallar densidades de pellets a cada porcentaje de humedad y que se encuentren dentro del rango mencionado (1200 y 1400 kg/m³). Numéricamente, resultó el valor de $RC = 5,5$.

Entonces, el pellets fabricado con esta relación de compresión resulta:

$$\delta_p = RC \cdot \delta_g = 5,5 \cdot 250 \frac{kg}{m^3} = 1375 \frac{kg}{m^3}$$

Siendo $\delta_g = 250 \frac{kg}{m^3}$, la densidad de las partículas a la humedad de 10%.

11.4.3. Explicación del ensayo.

El ensayo de compactación consistió en colocar una determinada cantidad de material molido dentro de la camisa con cavidad cilíndrica, de diámetro igual al pellet y de largo adecuado según la $RC = 5,5$, hasta lograr que el material ocupe todo el volumen involucrado en dicha cavidad. Luego, mediante un pistón comprimir hasta garantizar un pellet de longitud unitaria igual a un 1cm, longitud medida después del efecto de relajación. Como antes se mencionó, para obtener los valores de presión existentes se empleó una prensa hidráulica con sus respectivos manómetros. Posteriormente, conociendo el área del pistón de la prensa se obtuvo los valores de la fuerzas de compactación.

Para evaluar la calidad del pellet obtenido los fabricantes someten al producto a tres principales ensayos físicos:

- Agitación mecánica, para controlar el nivel de dureza y resistencia.
- Evaluación de la densidad aparente o a granel.
- Control de humedad.

A nuestros fines prácticos, solo nos basaremos en controlar mediante una prueba de resistencia estática (sección 11.4.4) la dureza del pellet, como se explicará más adelante, ya que los demás parámetros de control, densidad y humedad, se encuentran garantizados por las condiciones iniciales del ensayo.

Recordamos que por analogía a la temperatura de trabajo de la prensa de matriz plana se aplicó una temperatura de 80°C a la camisa cilíndrica del dispositivo de ensayo.

A continuación, en la Tabla 11-3 se muestra los resultados del ensayo de compactación, presión de aceite y fuerza de compactación, la densidad del pellet calculada según la densidad de las partículas y $RC = 5,5$, y los resultados de la prueba de resistencia.

Tabla 11-3: Resultados obtenidos.

% Humedad	Presión de aceite (kg/cm ²)	Fuerza de compactación (kg)	Densidad pellet (kg/m ³)	Dureza (presión de rotura kg/cm ²)
5%	90	1767,1	1408	10
10%	80	1570,8	1375	12
15%	70	1374,4	1353	11
20%	65	1276,3	1331	10
25%	60	1178,1	1303,5	8
50%	60	1178,1	1199	6

Analizando los datos es posible determinar que el porcentaje de humedad que permite un mejor pelletizado es el de 10%, por dos razones importantes:

- 1) Mayor grado de dureza, es decir soporta mayor presión de rotura, lo que permitirá que el pellet sea transportado y manipulado sin sufrir fragmentaciones, arrojando valores superiores a un pellet comercial de madera de pino, que según un ensayo realizado (ver sección siguiente) soportó una presión de rotura de 8kg/cm².
- 2) Además, porque como por norma de calidad se exige que la humedad del pellet final se encuentre entre 10 a 8% y el material experimenta un pasaje por un zona de calor a 80°C, y como consecuencia una pérdida de humedad en forma de vapor, el porcentaje 10% resulta disminuido en 1 a 2% quedando el pellet aproximadamente en 9 a 8% y cumplimentando el porcentaje exigido por las normas de calidad.

11.4.4. Prueba de resistencia mecánica o dureza.

El pellet deberá soportar a los esfuerzos mecánicos que ocurrirán durante su manipulación y transporte, por lo cual se le exigirá que presente determinada resistencia mecánica. Estableciendo que esta última está dada por el grado de unión entre las partículas (cohesión) y que mediante un ensayo de compresión es posible cuantificarla, podremos comparar la presión de rotura de un pellet de

un fabricante reconocido y la del pellet obtenido por el ensayo de compactación y definir qué grado de dureza hemos alcanzado. Previamente, se asumió que el pellet del fabricante es un pellet de calidad y que cumple con los controles de resistencia mecánica.

Simplemente, la prueba consistió en ubicar el pellet de calidad, como se visualiza en la Figura 11-12, y someterlo a la fuerza de compresión hasta observar que la presión hidráulica llegaba a un máximo y luego decaía, momento en el cual el pellet había perdido la cohesión entre partículas (rotura). Considerándose el valor máximo de la presión alcanzada como la presión de rotura, indicada en el manómetro de apreciación $\pm 1 \text{ kg/cm}^2$.

La presión de rotura de un pellet de pino resultó de 8 kg/cm^2 , cuyo valor fue inferior al obtenido para el pellet de cascara de maní a 10 % de humedad. Se obtuvo una presión de 12 kg/cm^2 , ver Tabla 11-3.



Figura 11-12: Prueba de resistencia (dureza).

11.5. Zonas del orificio de una matriz y etapas por las que pasa el material.

Debemos distinguir que la región de compactación está compuesto por tres zonas, Figura 11-13.

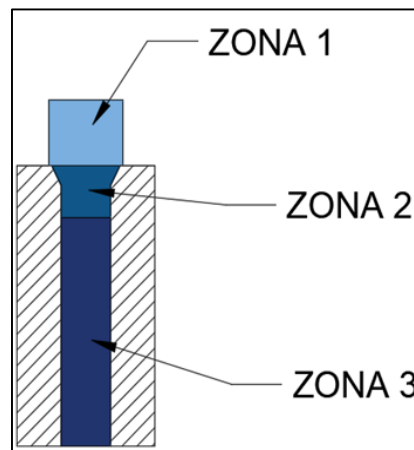


Figura 11-13: Zonas del orificio o dado de la matriz.

- Zona 1, de precompresión: En la cual el material se encuentra en la densidad proveniente de la molienda y posteriormente, es pisado por los rodillos, precomprimido y obligado a introducirse en el dado para pasar a la zona de extrusión.
- Zona 2, de extrusión: También llamada zona de formación del pellets. Aquí el material con densidad intermedia, mayor a la de la molienda y menor que la del pellet, es comprimido por el ingreso de la materia de la zona anterior hasta alcanzarse la densidad máxima y formar un pellet de longitud C.
- Zona 3, de expulsión o tapón: Es el lugar en el que el pellet se encuentra formado y presenta una densidad máxima, superior a la del pellet relajado ya que está sometido aún bajo el efecto de la presión, formándose una especie de tapón de material. Es el tapón quien deberá generar una fuerza de rozamiento contra las paredes del dado, que se oponga a la fuerza neta de compactación; además, producir el efecto prensa estática, siendo el rodillo quien actúa de pistón y el tapón como la base de la prensa, como se planteó en la premisa. A la vez, en esta zona es donde se produce el ingreso de una porción de pellet de longitud C y se da salida por el otro extremo a una fracción de igual longitud.
- Se podría agregar una zona 4, en el que el pellet ya salió de la matriz, se encuentra relajado, cortado a su longitud y a la densidad deseada.

Efecto de relajación del pellet al salir del dado.

El pellet una vez que ha salido del dado de la matriz experimenta una relajación que lo obliga a cambiar de volumen y densidad. Según las pruebas realizadas, se halló que la longitud del pellet relajado fue aproximadamente entre 40-45% mayor que la longitud del pellet comprimido. Por ejemplo, si un pellet presenta una longitud de 0,7cm, bajo los efectos de la presión de compactación, luego de ser extraído de la matriz o de la camisa tendrá una longitud final de 1cm.

11.6. Fuerzas actuantes durante la extrusión.

Durante la extrusión, el material va siendo comprimido entre si y contra las paredes del dado de la matriz, mediante la actuación de la fuerza total que ejerce los rodillos FT , hasta que en cierta profundidad del orificio el material alcanza la densidad máxima (zona de extrusión), superior a la del pellet deseado. Como el pellet debe salir de la matriz, FT no solo deberá comprimir el material sino que también deberá aportar para desplazar el pellets una cierta distancia C . Entonces, para n números de pisada de rodillos o ciclos de compactación podremos producir la longitud del pellet deseado $L = n.C$. Por lo tanto, FT está compuesta por dos componentes:

- FC que es la fuerza neta de compactación.
- Fa la fuerza que expulsa al pellet bajo una aceleración, dada por $Fa = m.a$.

Para que se logre la expulsión del pellet y este lo haga a una aceleración concreta la fuerza de los rodillos FT debe ser superior a la fuerza de rozamiento del pellet contra la matriz FR . Pero, el valor de FR será quien determine bajo que fuerza será comprimido el material y quien equilibre a la componente FC de la fuerza de los rodillos. Bajo dicha situación de equilibrio $FC = FR$ el pellet no es expulsado y podemos decir que se ha generado un tapón en el dado de la matriz, producido por el mismo pellet de longitud un poco menor al espesor de la matriz E , es por ello que debe existir Fa para que el pellet sea expulsado, es decir: $FR < FC + Fa$ y $FR < FT$.

11.7. Determinación de la fuerza de rozamiento (FR) y del espesor de la matriz (E).

Para encontrar FR , se debe reproducir el momento en que esta es vencida y el pellet adquiere un leve movimiento, es aquí que el dispositivo de la Figura 11-14 permite generar un desplazamiento axial de la matriz, como consecuencia del accionar de una palanca de fuerza. Al accionarse esta hace rotar una tuerca,

la cual se desplaza axialmente sobre el tornillo pistón y empuja la camisa hacia abajo, mientras el pellet contenido en el interior de la camisa permanece estático bajo los efectos de la presión de compactación. Mediante un dinamómetro digital se halló la fuerza que se debe aplicar en la palanca, como lo señala la Figura 11-14, cuya lectura se efectuó en el preciso momento en que se observó un leve desplazamiento de la camisa.

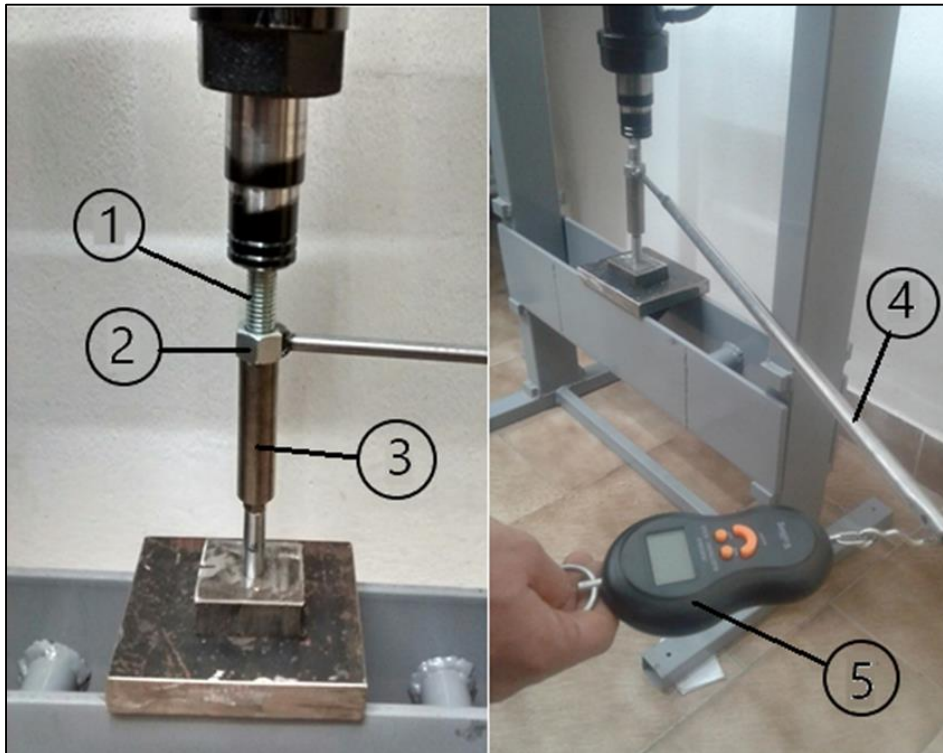


Figura 11-14: Dispositivo utilizado para la determinación de FR. *Referencia:* 1) Tornillo pistón. 2) Tuerca. 3) Camisa. 4) Palanca. 5) Dinamómetro digital.

Planteando el equilibrio de momento que actúan durante un instante previo al movimiento, tenemos por un lado el momento de fuerza de la palanca MP y por otro el momento resistente MR , generado por la fuerza de rozamiento entre la tuerca y la camisa FR_{tc} . Figura 11-15.

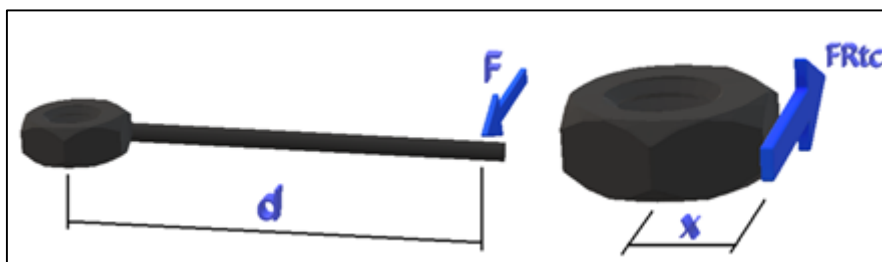


Figura 11-15: Momento de fuerza de la palanca (izquierda). Momento resistente (derecha).

$$MP = MR \rightarrow F.d = FR_{tc}.x$$

Siendo x el radio medio de la superficie de contacto en la tuerca.

Donde $FR_{tc} = \mu.N$ y la normal N es igual al empuje axial que la tuerca realiza sobre la camisa por el accionar de la palanca.

Considerándose que cuando N es igual a la fuerza de rozamiento entre la camisa y el pellet FR_{pc} se alcanza la condición de desplazamiento inminente.

$$N = FR_{pc}$$

$$FR_{pc}(0,7cm) = 297,67\overline{kg}$$

Como la fuerza de rozamiento es dependiente de la superficie de contacto involucrada y la longitud del pellet comprimido ensayado L_{ensayo} fue de 0,7cm, la fuerza obtenida en el ensayo es proporcional a dicha longitud. Por lo que, si queremos aproximarnos a la condición de equilibrio en la cual el pellet es formado con la correcta densidad y dureza deberemos aumentar el tamaño de la superficie de rozamiento del pellet formado A_{ensayo} y con ello la longitud del dado de la matriz y por lo tanto, también la longitud del tapón $L_{tapón}$. Como consecuencia, planteando $FC = FR$ y $FR = k.FR_{pc}$, siendo k un múltiplo, obtenemos que FR es k veces mayor que FR_{pc} y la superficie de rozamiento debe ser aumentada k veces a la utilizada en el ensayo y de esta forma se alcanza el estado de equilibrio y la densidad máxima deseada. Planteando el cociente entre la FR total y FR_{pc} obtenemos las veces que deberá ser ampliada la superficie A_{ensayo} .

$$k = \frac{FR}{FR_{pc}} = \frac{FC}{FR_{pc}} = \frac{1570,80\overline{kg}}{297,67\overline{kg}} = 5,27$$

Entonces el área total del tapón resulta $A_{tapón} = k.A_{ensayo}$ y de esta se deduce que $L_{tapón} = k.L_{ensayo} = 5,27.0,7cm = 3,7cm$

Como debemos tener presente que es necesario en la entrada del dado un avellanado cónico para facilitar la entrada del material, y considerando tales

dimensiones mostradas en la Figura 11-16, entonces el espesor de la matriz E resulta:

$$E = L_{\text{tapón}} + y = 3,7\text{cm} + 0,3\text{cm} = 4\text{cm} = 40\text{mm}$$

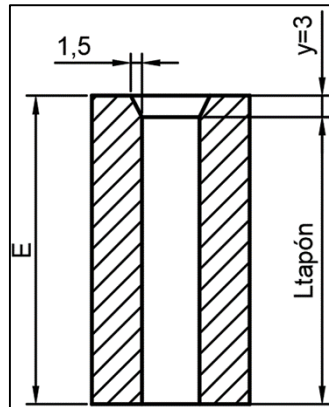


Figura 11-16: Sección del dado y cotas asociadas.

11.8. Ciclo de compactación.

Definiremos a un ciclo de compactación (CC) al fenómeno en el cual el par de rodillos barre toda el área comprendida de la matriz (ánulo) y pisa un anillo de volumen de material V_R , Figura 11-17. Además, durante el tiempo de duración de un ciclo de trabajo cada rodillo rota en torno al eje principal 180° , por lo que el par de rodillos abarca 360° o una vuelta en donde se barre la mitad del caudal másico que ingresa por segundo \dot{m} .

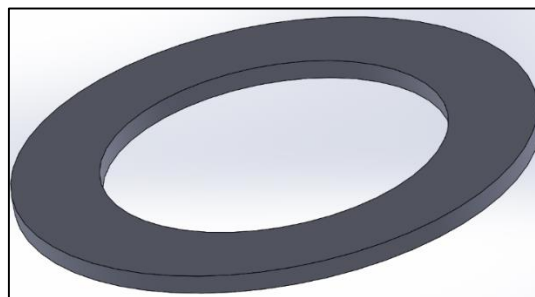


Figura 11-17: Volumen pisado por los rodillos durante un CC o volumen pisado por un solo rodillo al dar una revolución.

11.9. Cantidad extruida por cada CC. Volumen colindante.

Para determinar la cantidad extruida C por cada ciclo de compactación, consideraremos un volumen cilíndrico denominado volumen colindante V_C , con centro en el eje de cada orificio, Figura 11-18. En él se abarcará a la hipotética

cantidad de material que será comprimido y obligado a pasar por el orificio (extrusión) para constituir un pellet de longitud C.

Dicho volumen V_c se considera un cilindro de altura H y diámetro $D=12mm$, cuyo valor de diámetro se determinó de acuerdo a la aproximación y disposición que se designó para los orificios de pelletización, (Figura 11-9 derecha), de tal forma que si sumamos todos los volúmenes colindantes de todos los orificios resulta el volumen total de material en un ciclo de compactación.

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H$$

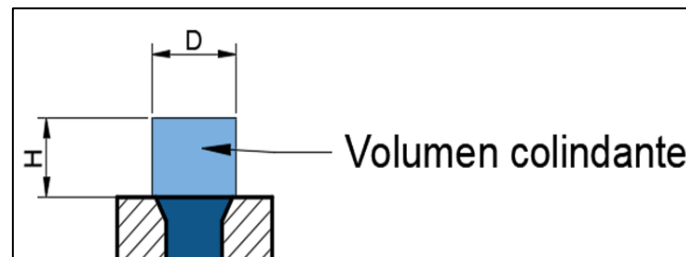


Figura 11-18: Volumen colindante igual al volumen de la zona 1 del dado.

El pellet de longitud C se encontrará siempre comprimido hasta que no abandone el orificio y por lo tanto, tendrá la máxima densidad $\delta_{máx}$ que se puede alcanzar, mucho mayor a la del pellet relajado de densidad δ_p (que tendrá RC=5,5). Para determinar $\delta_{máx}$ se encontró la RC correspondiente al momento en que actúa la máxima fuerza de compactación FC_{máx}, durante el ensayo de compactación.

$$RC_{máx} = 7,86$$

Y la densidad máxima resultó:

$$\delta_{máx} = RC_{máx} \cdot \delta_g = 7,86 \cdot 250 \frac{kg}{m^3} = 1965 \frac{kg}{m^3}$$

Para hallar C, la longitud del pellet no relajada en cada CC, deberemos plantear el siguiente balance de masa:

$$m_c = \delta_g \cdot V_c = \delta_{máx} \cdot A \cdot C$$

$$C = \frac{\delta_g \cdot V_C}{\delta_{máx} \cdot A} = 0,28cm = 2,8mm$$

Recordando el efecto de relajación que sufre el pellet durante la expulsión y adoptándose un valor promedio de 42,5%, tendremos que la longitud extruida relajada del pellet C_R es:

$$C_R = C \cdot \left(1 + \frac{42,5}{100}\right) = 4mm$$

11.10. Volumen vertido en la cámara de pelletizado.

Partiendo de la masa m que ingresa durante un segundo de tiempo y sabiendo la densidad de las partículas δ_g (10% de humedad) es posible calcular el volumen V que es vertido por gravedad en la cámara de pelletizado.

$$\dot{m} = 0,138 \frac{kg}{s} \quad \delta_g = 250 \frac{kg}{m^3} \Rightarrow V = \frac{\dot{m}}{\delta_g} = 552 \frac{cm^3}{s}$$

11.11. Cantidad de agujeros en la matriz.

Como el eje principal realiza una revolución por segundo (60rpm), se plantea que la cantidad de materia molida que ingresa m_e es igual a la cantidad de pellets que sale m_s .

$$m_e = m_s = m$$

Considerando V_p el volumen de pellet que se producen en un orificio en cada CC, la densidad del pellet δ_p a obtener y el número total de agujeros N° , expresamos:

$$m = \delta_p \cdot 2V_p \cdot N^\circ \Rightarrow m = \delta_p \cdot A \cdot 2 \cdot C_R \cdot N^\circ$$

Donde A es el área del orificio de pelletización (8mm de diámetro) y el 2 hace referencia a que durante un segundo se lleva a cabo dos ciclos de compactación.

De la cual es posible, adoptando como longitud extruida de pellet $C_R = 4mm$ en cada CC, calcular el número de orificios que la matriz presentará.

$$N^{\circ} = \frac{m}{\delta_p \cdot A \cdot 2C_R} = \frac{0,138 \text{ kg}}{1,375 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \cdot \frac{\pi \cdot (0,8 \text{ cm})^2}{4} \cdot 2 \cdot 0,4 \text{ cm}} = 250$$

De acuerdo a la disposición adoptada de las perforaciones en la matriz basándonos en obtener la máxima aproximación entre agujeros, se adoptó por 5 baterías de 50 agujeros cada una, Figura 11-19.

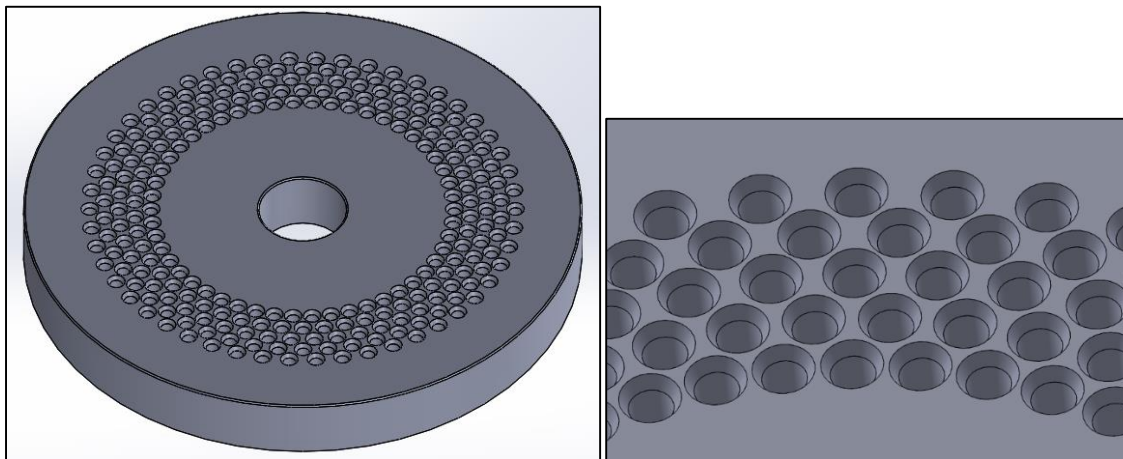


Figura 11-19: *Imagen izquierda:* Matriz de pelletizado con las 5 baterías de agujeros. *Imagen derecha:* Distribución geométrica adoptada.

11.12. Determinación de la altura H del volumen barrido en un CC y cálculo del volumen colindante V_c .

El volumen que ingresa por segundo es V , el cual será pisado por los dos rodillos cuando estos desarrollen una vuelta cada uno es decir, cuando se completen dos CC. Por lo tanto, el volumen barrido por un solo rodillo o el volumen barrido por CC es $\frac{V}{2}$, que llamaremos V_R .

Considerando V_C y la cantidad C_R , planteamos el balance de masa de entrada y salida de cada orificio.

$$\delta_g \cdot V_C = \delta_p \cdot V_p$$

$$\delta_g \cdot D^2 \cdot H = \delta_p \cdot d^2 \cdot C_R$$

Siendo d , el diámetro del orificio o dado de pelletización.

De la cual se deduce:

$$\frac{H}{C} = \frac{\delta_p \cdot d^2}{\delta_g \cdot D^2} \quad \text{como} \quad \frac{\delta_p}{\delta_g} = RC = 5,5 \quad \rightarrow \quad \frac{H}{C} = 5,5 \cdot \frac{d^2}{D^2}$$

$$H = \frac{d^2}{D^2} \cdot 5,5 \cdot C = \frac{(0,8\text{cm})^2}{(1,2\text{cm})^2} \cdot 5,5 \cdot 0,4\text{cm} = 0,98\text{cm} \approx 1\text{cm}$$

Y resulta: $V_C = 1,11\text{cm}^3$

Multiplicando V_C por el total de agujeros, obtenemos un volumen V_R próximo al que se barre por cada CC.

$$V_C \cdot N^\circ = 277\text{cm}^3 \approx V_R = \frac{V}{2} = 276\text{cm}^3 \quad (\text{Verificación del número de agujeros})$$

11.13. Ancho, diámetro y características de los rodillos.

Las cinco baterías de perforaciones ocupan un área anular que deberá ser pisada por los rodillos. Es por ello, que el ancho de los rodillos B se determinó de acuerdo a la dimensión radial F del anulo, Figura 11-20.

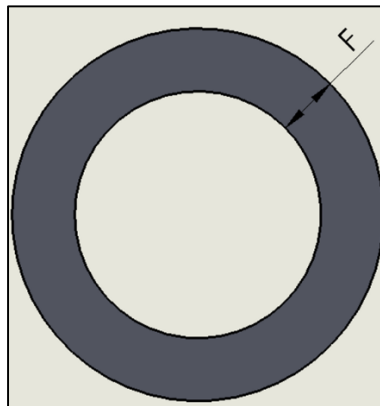


Figura 11-20: Área anular que es pisada por los rodillos.

$$F = 48\text{mm} \quad X = 12\text{mm}$$

$$B = F + X = 60\text{mm}$$

Siendo X la sobredimensión del ancho del rodillo para lograr una pisada más ancha y favorecer a una mejor compactación.

Mientras que el diámetro de los rodillos D_R se adoptó de 180 mm, cuyo valor se encuentra entre los diámetros utilizados por los fabricantes (120-240 mm), y

permite que el material ingrese, se comprima y extruya más progresivamente que un rodillo de menor diámetro.

$$D_R = 180mm$$

Para aumentar la tracción sobre los rodillos sobre la superficie exterior de pisada se dispuso de ranuras rectas 5x5mm paralelas al eje del cilindro.

11.14. Estudio de las fuerzas actuantes en la pelletización.

Si consideramos un instante de tiempo, en el que se detiene el rodillo cuando está trabajando, observaríamos que estarían actuando fuerzas de compactación, desarrolladas cuando el material se está comprimiendo, y fuerzas de aceleración, que impulsan al pellet para que salgan fuera de la matriz.

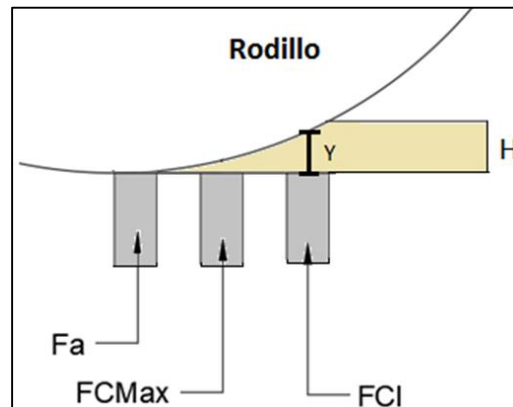


Figura 11-21: Distintos estados de compactación sobre cada orificio en un instante.

Como la compactación se produce de forma progresiva a medida que el rodillo se acerca al orificio, va a ocurrir que las presiones involucradas en el dado (orificio) varían de acuerdo a que tan próximo este el rodillo y cada volumen de material asociado a cada agujero se va a encontrar en distintos grados de compactación o densidad; como así también, habrá orificios en que el pellet ya está terminado y solamente se desplaza para ser expulsado. Por ejemplo en la Figura 11-21, se representa el momento en el que se puede observar al material en distintos estados, según la posición en la que se encuentran los agujeros. El orificio más próximo al punto de rodadura está en etapa de expulsión mediante F_a , el central sometido a la máxima fuerza de compactación $FC_{máx}$ y el último a una fuerza intermedia de compactación FCI .

Con la finalidad de determinar en qué estado se encuentra cada orificio es necesario hallar el punto de inflexión, en el cual un instante antes el material experimenta la máxima fuerza de compactación $FC_{máx}$ (pellet conformado), y un instante después el pellet experimenta la carrera de expulsión mediante F_a .

Para lo anterior, deberemos analizar las condiciones para las cuales el pellet comienza a moverse. Esto sucede cuando el material, que pertenecía al volumen colindante, alcanza la densidad máxima ($RC = 7,86$) y es vencida la fuerza de rozamiento. Por lo tanto, es lógico pensar que cuando el rodillo se encuentre a una distancia de $C-dC$ (C = cantidad extruida por cada CC), por encima del centro de cualquier orificio, se iniciará la expulsión. En base a ello, es posible identificar, según la altura de la columna Y de material sobre cada orificio, el tipo de fuerza existente (Fa , $FC_{máx}$, FCI). Las distancias Y fueron halladas mediante el conocimiento del diámetro del rodillo, la disposición de los agujeros y el uso de un programa de CAD 2D.

Si se detuviera por un instante el rodillo observaríamos que este dejaría sobre el colchón de material una superficie en forma de cuña oblicua, como puede verse en la Figura 11-22, reflejando la progresividad con que se va comprimiendo, más aun mientras más grande sea el diámetro del rodillo.

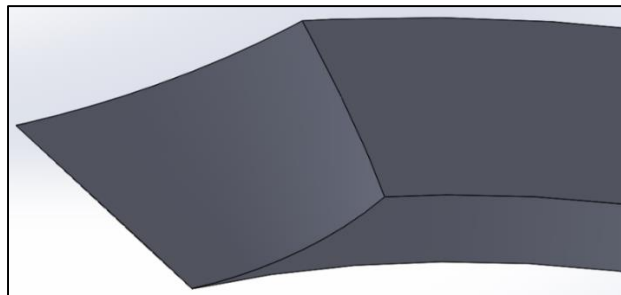


Figura 11-22: Visualización de la superficie de cuña oblicua formada por la pisada del rodillo.

Cabe destacar que de las diversas posiciones, a cada instante, que van ocupando los rodillos surgen distintas combinaciones de fuerzas, y para el cálculo de potencia es preciso analizar la condición más desfavorable en que estas fuerzas producen las más severas solicitaciones, señalada en la Figura 11-23. Además, como en los agujeros involucrados las fuerzas también variaran de batería a batería de agujeros tendremos para cada batería fuerzas que producirán distintos momentos resistentes. Sumando todos los momentos resultantes de cada batería obtendremos el momento total que actuará instantáneamente en cada rodillo.

En la Figura 11-23, puede observarse la ubicación de los orificios en el instante en el que se produce el máximo momento total resistente cuando el rodillo se ve expuesto a la fuerza máxima de compactación a la distancia C justo por encima del agujero, en tres orificios. Para una mejor compactación, se pintó de distintos colores los orificios sometidos a la fuerza máxima de compactación (rojo), los involucrados a la fuerza de aceleración (verde) y a la fuerza de compactación intermedia (amarillo). Esta última asumirá valores inferiores a la

$FC_{máx}$ y es posible determinarlas hallando la distancia vertical Y medida entre el rodillo y los agujeros involucrados.

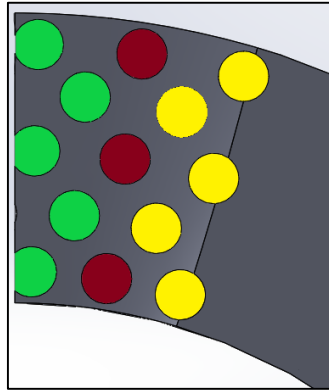


Figura 11-23: Señalización de los orificios sometidos a las distintas fuerzas en la condición más desfavorable, donde se producen las sollicitaciones severas.

Luego, conociendo que a la distancia C la relación de compresión alcanzada es máxima $RC = 7,86$ y la altura del colchón de material a ser comprimido en una pisada es $H = 1cm$, para cada Y es posible encontrar, por proporcionalidad directa, la RC a que está sometido el material en ese momento y en ese orificio (ver Figuras 11-25; 11-26; 11-27; 11-28; 11-29). Por último, mediante un ensayo de compactación, en donde se cumplimenten dichas RC , se calculan las fuerzas FCI correspondientes.

$$\begin{aligned}
 FCI_1 &= 545,17\overline{kg} & FCI_2 &= 1067,68\overline{kg} & FCI_3 &= 737,64\overline{kg} \\
 FCI_4 &= 1505,8\overline{kg} & FCI_5 &= 1100\overline{kg}
 \end{aligned}$$

Tiempo de extrusión. Velocidad de extrusión. Fuerza de expulsión F_a .

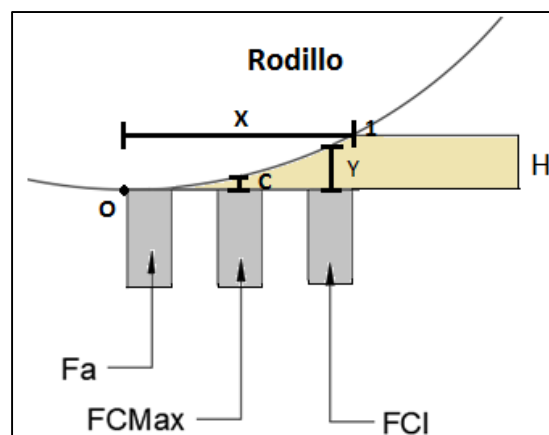


Figura 11-24: Diferentes alturas de compactación en un instante de tiempo.

El tiempo de extrusión o formación del pellet t_{ext} será entendido como el tiempo que tarda un punto del rodillo en pasar de $1[X;H]$ a $O[0,0]$, es decir el tiempo que tarda en reducirse una altura de material H a cero, como puede verse en la Figura 11-24.

Siendo O el punto de rodadura del rodillo y X , la distancia horizontal de O al punto de corte de la superficie del rodillo y la superficie del material, ubicada a la distancia H .

A continuación, trataremos de encontrar la velocidad v_{ext} de extrusión es decir, la velocidad a la que se aproximará el rodillo verticalmente hacia la matriz. Dicha velocidad permanecerá constante para cada batería de agujeros, dado que el tiempo en que tarda en pisar el rodillo a cada batería es el mismo. No debe confundirse la velocidad de extrusión con la velocidad circunferencial o perimetral que será distinta para cada batería y varía según el diámetro de la circunferencia base de cada batería.

Para ello, deberemos conocer el tiempo t_{ext} y lo obtendremos hallando el ángulo barrido por los rodillos α_x al recorrer X , mediante la medición en CAD, y conociendo que los rodillos describen una vuelta en un segundo (1rev/s).

$$X = 41,23mm$$

$$\alpha_x = 24,8^\circ = 0,433rad$$

$$2\pi rad \rightarrow 1s \Rightarrow 0,433rad \rightarrow t_x = 0,069s = \text{tiempo de extrusión} = t_{ext}$$

La velocidad resulta:

$$v_{ext} = \frac{H}{t_{ext}} = \frac{0,01m}{0,069s} = 0,145 \frac{m}{s}$$

Según la segunda ley de Newton, $\vec{F} = m \cdot \vec{a}$, el pellet será expulsado con una aceleración a_{ext} .

$$a_{ext} = \frac{v_{ext} - v_o}{t_{ext}} = \frac{0,145 \frac{m}{s}}{0,069s} = 2,10 \frac{m}{s^2}$$

Conociendo que la cantidad de masa extruida es m_c , Fa nos queda:

$$m_c = V_c \cdot \delta_g = 2,75 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

$$F_a = m_c \cdot a_{ext} = 5,77 \times 10^{-4} \text{ N} = 5,89 \times 10^{-5} \overrightarrow{\text{kg}}$$

11.15. Momentos de fuerza en cada batería y momento resultante.

Ahora estamos en condiciones de calcular los momentos de fuerza asociados a cada batería. Estableciendo que las distancias de momentos se toman desde el punto O de rodadura al centro del orificio en cuestión. En las Figuras siguientes, 11-25; 11-26; 11-27; 11-28; 11-29, se representan los agujeros involucrados para cada batería, las fuerzas actuantes, y las distancias de momento correspondientes.

1. Primer batería:

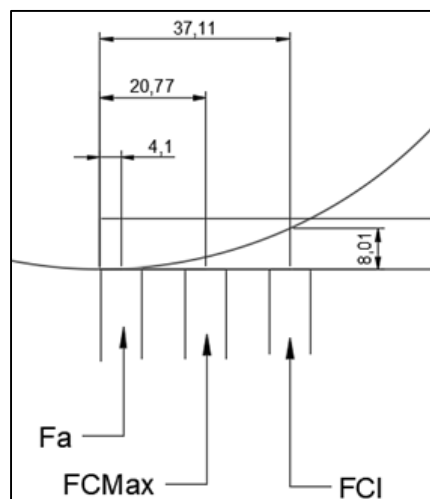


Figura 11-25: Fuerzas y distancias que generan momento en la primera batería.

$$M_1 = F_a \cdot 4,1 \text{ mm} + FC_{\text{máx}} \cdot 20,77 \text{ mm} + FCI \cdot 37,11 \text{ mm}$$

$$M_1 = 5,89 \times 10^{-5} \overrightarrow{\text{kg}} \cdot 4,1 \text{ mm} + 1570,8 \overrightarrow{\text{kg}} \cdot 20,77 \text{ mm} + 39,27 \overrightarrow{\text{kg}} \cdot 37,11 \text{ mm}$$

$$M_1 = 34082 \overrightarrow{\text{kgmm}} = 34,082 \overrightarrow{\text{kgm}}$$

2. Segunda batería:

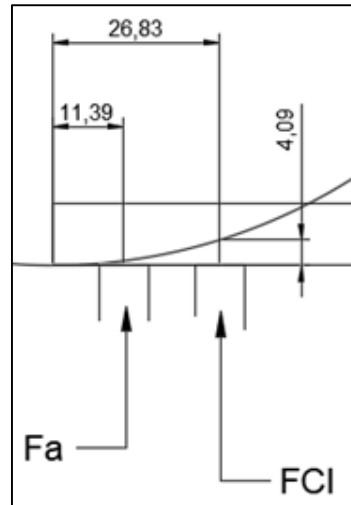


Figura 11-26: Fuerzas y distancias que generan momento en segunda batería.

$$M_2 = Fa \cdot 11,39\text{mm} + FCI \cdot 26,83\text{mm}$$

$$M_2 = 5,89 \times 10^{-5} \overline{\text{kg}} \cdot 11,39\text{mm} + 432 \overline{\text{kg}} \cdot 26,83\text{mm}$$

$$M_2 = 11590 \overline{\text{kgmm}} = 11,590 \overline{\text{kgm}}$$

3. Tercer batería:

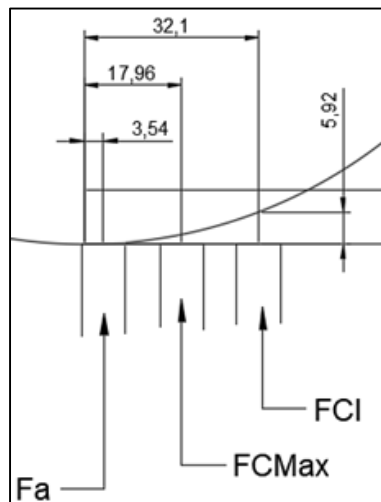


Figura 11-27: Fuerzas y distancias que generan momento en la tercera batería.

$$M_3 = Fa \cdot 3,54\text{mm} + FC\text{m}\acute{\text{a}}\text{x} \cdot 17,96\text{mm} + FCI \cdot 32,1\text{mm}$$

$$M_3 = 5,89 \times 10^{-5} \overline{\text{kg}} \cdot 3,54\text{mm} + 1570,8 \overline{\text{kg}} \cdot 17,96\text{mm} + 1478 \overline{\text{kg}} \cdot 32,1\text{mm}$$

$$M_3 = 75655 \overline{\text{kgmm}} = 75,655 \overline{\text{kgm}}$$

4. Cuarta batería:

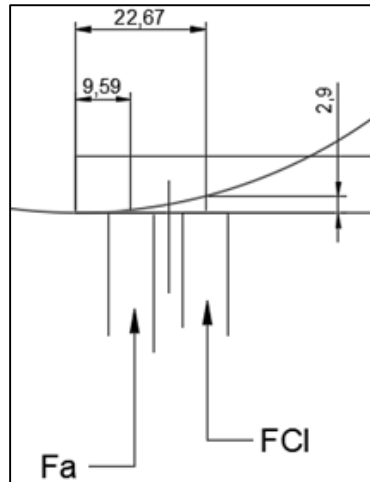


Figura 11-28: Fuerzas y distancias que generan momento en la cuarta batería.

$$M_4 = Fa \cdot 9,59\text{mm} + FCI \cdot 22,67\text{mm}$$

$$M_4 = 5,89 \times 10^{-5} \overline{\text{kg}} \cdot 9,59\text{mm} + 1505,8\overline{\text{kg}} \cdot 22,67\text{mm}$$

$$M_4 = 34136\overline{\text{kgmm}} = 34,136\overline{\text{kgm}}$$

5. Quinta batería:

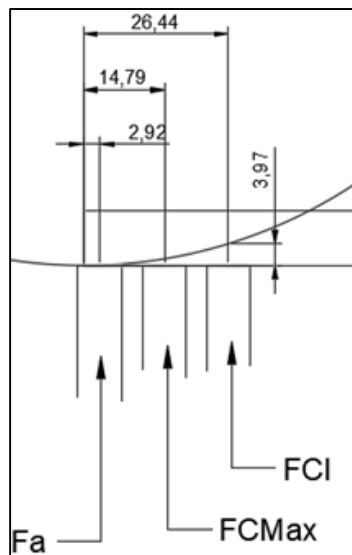


Figura 11-29: Fuerzas y distancias que generan momento en la quinta batería.

$$M_5 = Fa \cdot 2,92\text{mm} + FC\text{m}\acute{\text{a}}\text{x} \cdot 14,79\text{mm} + FCI \cdot 26,44\text{mm}$$

$$M_5 = 5,89 \times 10^{-5} \overline{\text{kg}} \cdot 2,92\text{mm} + 1570,8\overline{\text{kg}} \cdot 14,79\text{mm} + 432\overline{\text{kg}} \cdot 26,44\text{mm}$$

$$M_5 = 34654\overline{\text{kgmm}} = 34,654\overline{\text{kgm}}$$

Momento resultante total:

$$M_R = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5$$

$$M_R = 190,117 \overline{kgm} = 1865 Nm$$

11.16. Potencia de pelletizado y selección de motor trifásico.

A partir del momento resultante, se calcula la potencia demandada en el rodillo, la cual es la que deberá proporcionar el eje principal al par de rodillos y a su vez el motor eléctrico a este último.

Siendo F la fuerza que traslada al rodillo y M_F su correspondiente momento de fuerzas con el punto de rodadura O, existirá el siguiente equilibrio:

$$M_F = M_R \rightarrow F \cdot \frac{D_r}{2} = M_R$$

Recordando que D_r era el diámetro del rodillo.

$$F = \frac{2 \cdot M_R}{D_r} = \frac{2 \cdot 1865 Nm}{0,180 m} = 20722,22 N$$

Posteriormente, es posible calcular el momento de fuerza M_E que el eje principal deberá soportar. Como existen dos rodillos, tendremos una cupla de fuerza causada por ambas F.

$$M_E = 2 \cdot F \cdot Z \quad \wedge \quad Z = 114,2 mm = 0,1142 m$$

$$M_E = 2 \cdot 20722,22 N \cdot 0,1142 m = 4733 Nm$$

Siendo Z la distancia del centro del rodillo al eje principal.

Se adoptó como velocidad para el eje principal 60 rpm = 2π rad/s, ya que es una velocidad baja que permite los tiempos suficientes para una adecuada extrusión y por cierto, muy utilizada por los fabricantes. Calculando, la potencia de pelletizado resulta:

$$P_p = M_E \cdot \omega_E = 4733 Nm \cdot 2\pi \frac{rad}{s} = 29738 W = 29,738 kW \approx 40 HP$$

Aplicando un factor de servicio $F_s = 1,25$, la potencia motora nos queda:

$$P_M = F_S \cdot P_p = 1,25 \cdot 29,738 \text{ kW} = 37,172 \text{ kW} \approx 37 \text{ kW} \approx 50 \text{ HP}$$

Esa misma potencia será la que el motor deberá proporcionar al reductor de velocidad y este al eje principal.

Para esa potencia es posible adoptar un motor con las siguientes características.

- Potencia nominal: 50 HP.
- Par nominal: 240 Nm.
- Rpm salida=1475 rpm.
- Polos =4.
- Marca: WEG.
- Línea: Estándar eficiencia.
- Protección: IPW55.
- Régimen de servicio= S1.
- Forma constructiva B3.

El torque resistente o de pelletizado para las revoluciones nominales del motor será:

$$M_R = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{37000 \text{ W}}{\frac{295\pi \text{ rad}}{6 \text{ s}}} = 239,54 \text{ Nm}$$

El momento M_R deberá ser próximo al torque nominal para que el motor funcione en condiciones adecuadas de régimen, cosa que se verifica anteriormente.

Cabe destacar que no se realizó cálculo de la potencia en vacío de la pelletizadora, como así se hizo para el molino de martillos, ya que la experiencia indica que es mucho menor que la potencia de pelletizado.

11.17. Selección de reductor de velocidad.

De acuerdo a la disposición de los ejes a conectar, se adoptó un reductor con ejes ortogonales.

Para la selección del reductor nos basamos en el catálogo del fabricante [11], el cual nos ofrece una tabla de doble entrada para la selección del modelo de reductor de acuerdo a la potencia a transmitir. Previamente, para ingresar a la Tabla 11-4 debemos calcular la relación de transmisión y recordar que la potencia a transmitir era de $P_M = 50 \text{ HP}$.

$$i = \frac{n_{motor}}{n} = \frac{1475rpm}{60rpm} = 24,6$$

Tabla 11-4: Tabla de selección de modelos de reductores. Potencias en HP.

		r.p.m. Entrada	r.p.m. Salida	MODELO							
				XR 325	XR 329	XR 334	XR 338	XR 343	XR 349	XR 360	XR 368
RELACIONES DE TRANSMISIÓN	14	1500	107	49	76	125	190	245	292	670	980
		1000	71	32	50	83	126	163	195	446	653
		600	43	19	30	50	76	98	117	268	392
	20	1500	75	33	53	99	138	174	265	481	700
		1000	60	22	35	66	92	116	176	319	462
		600	30	13	21	39	55	70	106	192	278
	25	1500	60	26	42	72	108	136	206	375	546
		1000	40	17	28	48	72	90	137	252	367
		600	24	10	17	29	43	54	82	152	221
	30	1500	50	22	36	64	90	114	172	313	456
		1000	33	15	24	42	60	76	114	210	307
		600	20	9	14	25	36	45	68	127	185
	40	1500	37,5	16	27	48	67	85	129	240	350
		1000	25	11	18	32	44	55	86	159	231
		600	15	6,5	11	19	27	34	51	95	139
	50	1500	30	9	22	38	54	68	103	187	273
		1000	20	6	14	25	36	45	68	125	183
		600	12	3,6	9	15	22	27	41	75	110
	60	1500	25	7,2	18	32	45	57	86	155	228
		1000	17	4,8	12	21	30	38	57	103	153
		600	10	2,9	7	13	18	22	34	62	92

De acuerdo a los datos de entrada, se obtiene que el modelo XR334 es el adecuado. Se destaca que el reductor elegido admite mucha mayor potencia, 72HP (valor demarcado en amarillo en la Tabla 11-4), que la que se va a transmitir en la pelletizadora, lo cual es un beneficio en la capacidad de disipación del calor que presenta la caja, ya que se posee mayor área de contacto.

El paso siguiente es analizar el comportamiento del reductor frente a la disipación térmica. Para ello, el fabricante dispone de manera estimativa una Tabla 11-5 que establece la potencia térmica que es disipada ante determinadas condiciones de refrigeración exterior a temperatura ambiente de 20°C.

Bajo este concepto, es posible determinar que el reductor XR 334 siempre deberá funcionar antes las condiciones mencionadas en los siguientes ítems.

- Sin ventilación forzada en espacios normales, velocidad mínima de viento 1,4m/seg.
- Sin ventilación forzada a la intemperie. Para estar del lado de la seguridad la velocidad mínima del viento se toma de 3,7m/seg.

Tabla 11-5: Potencias térmicas en HP.

		Velocidad del aire	TAMAÑO DEL REDUCTOR							
			XR 325	XR 329	XR 334	XR 338	XR 343	XR 349	XR 360	XR 368
Pg1	Sin ventilación en espacios reducidos	∅ 0,5 m/s	21	28	44	58	71	88	130	170
	Sin ventilación en espacios normales	∅ 1,4 m/s	31	40	63	82	102	125	193	250
	Sin ventilación a la intemperie	∅ 3,7 m/s	47	53	82	107	134	167	257	340

Para distintas temperaturas, condiciones ambientales fuera de las especificadas en la tabla deberá procederse a hacer un análisis más detallado controlando que la temperatura a la cual se rompe la película lubricante no se alcance (depende del aceite), ya que de ocurrir esto se produciría elevado rozamiento y excesiva generación de calor. En caso de ser necesario, se deberá a recurrirse a una ventilación forzada o refrigeración de aceite por circuito o refrigeración por serpentina de agua.

11.18. Cálculo del eje principal.

11.18.1. Cargas actuantes sobre el eje principal.

➤ Carga axial.

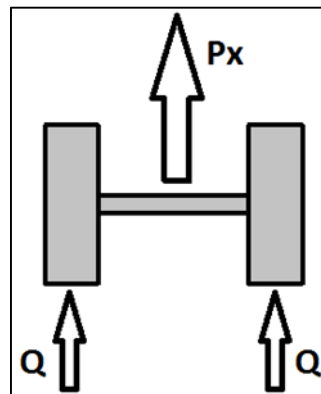


Figura 11-30: Fuerzas axiales actuantes.

Debido a las fuerzas actuantes durante el instante de máxima sollicitación, Figura 11-23, existirá una fuerza resultante Q en cada rodillo, ver Figura 11-30.

$$Q = 5 \cdot Fa + 3 \cdot FC_{m\acute{a}x} + FCI_1 + FCI_2 + FCI_3 + FCI_4 + FCI_5 = 8600 \overrightarrow{kg}$$

Como existen dos rodillos, tendremos una fuerza resultante P_x que actuará axialmente sobre el eje principal.

$$P_x = 2 \cdot Q = 17200 \vec{k}g$$

Si bien cada Q genera un momento de fuerza con respecto al eje principal ocurrirá que estos momentos serán de sentido contrario, por lo que su resultante será nula.

➤ **Momento de fuerza causado por la fuerza que traslada el rodillo.**

$M_E = 4733 Nm$, actuando sobre el eje principal, generado por la cupla de F , como se explicó en la sección 11-6. En la Figura 11-31 se pueden observar las dos cargas actuantes, donde M_E está señalado como M_x por hallarse dicho vector sobre la dirección del eje X.

➤ **Peso propio.**

Otra de las cargas existentes será el peso propio del mismo eje y de los elementos montados sobre él, como son los rodillos, el eje de los rodillos, rodamientos empleados, etc.

Bajo el análisis de las cargas, es posible observar que las mismas actúan constantes en el tiempo y no generan esfuerzos variables.

11.18.2. Aproximación analítica.

Inicialmente, es necesario realizar una aproximación de la sección del eje mediante fórmulas de cálculo de resistencia teniendo en cuenta la combinación de esfuerzos cortantes, debido a un momento torsor, y un esfuerzo axial de tracción (ver Figura 11-31).

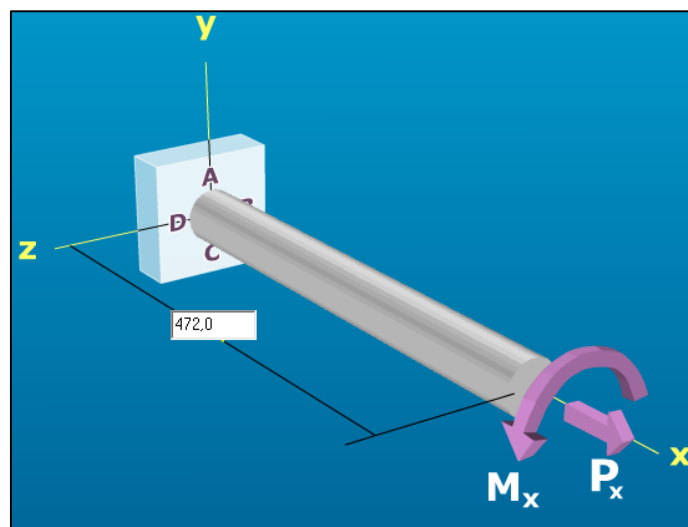


Figura 11-31: Combinación de cargas actuantes sobre el eje principal.

Se supondrá que el material a utilizar para la construcción del eje es acero SAE 4140 estirado en frío, $S_y = 6322 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$ \wedge $S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 3650 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$ y se adopta un coeficiente de seguridad $N = 1,4$.

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{S}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Donde } S = \frac{P_x}{A} = \frac{4P_x}{\pi \cdot d^2} \quad \wedge \quad S_s = \frac{M_x}{Z} = \frac{16 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3}$$

Resolviendo obtenemos que el diámetro mínimo a emplear es: $d = 4,6cm = 46mm$.

11.18.3. Verificación de la deformación torsional.

Para maquinarias los criterios para limitar la desviación por torsión varían desde 0,25 grados por metro de longitud a 3,2 grados por metro [1].

$$\text{Para una longitud del eje } L = 472mm \text{ aplicamos } \theta = \frac{M_x \cdot L}{J \cdot G}$$

$$M_x = 48246,7 \frac{\overrightarrow{kg}cm}{cm} \quad J = \frac{\pi d_{\min}^4}{32} = 61,36cm^4 \quad G = 8 \times 10^5 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

$$\theta = 9,83 \times 10^{-4} rad = 0,056 \frac{\circ}{m} \quad (\text{Valor puramente conservador}).$$

11.18.4. Simulación estática con elementos finitos.

Al realizarse la comprobación mediante el método de elementos finitos para el material y la geometría final de la pieza que se calculó anteriormente de manera analítica, se demostró que los valores de tensión eran elevados al superar la admisible y consecuentemente, sin cambiar el diámetro del eje, se optó por emplear un acero SAE 4340 templado y revenido en aceite a fines conservadores.

$$S_y = 9790 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2} \quad \wedge \quad S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 5652 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

Dado este cambio, los resultados arrojados por la simulación estática fueron las siguientes, Figuras 11-32, 11-33 y 11-34.

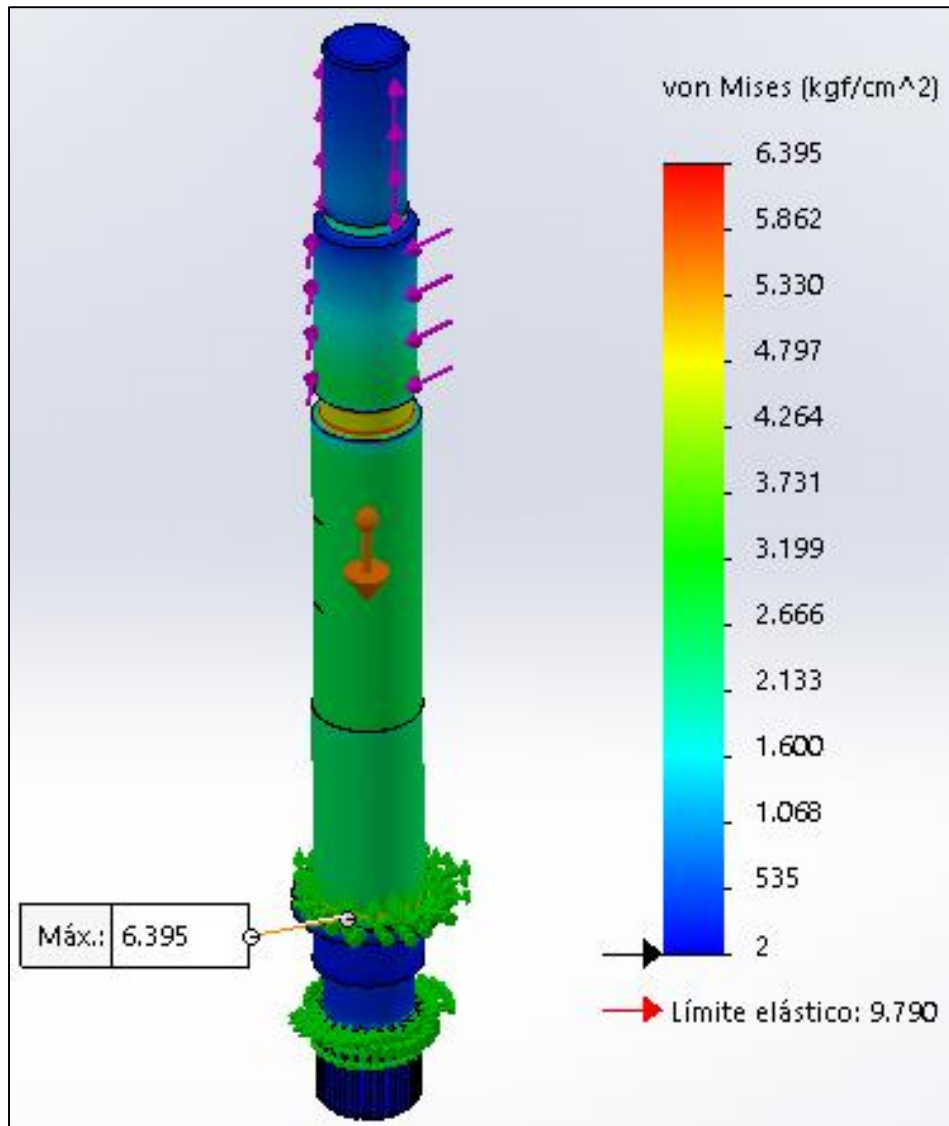


Figura 11-32: Valores de tensión.

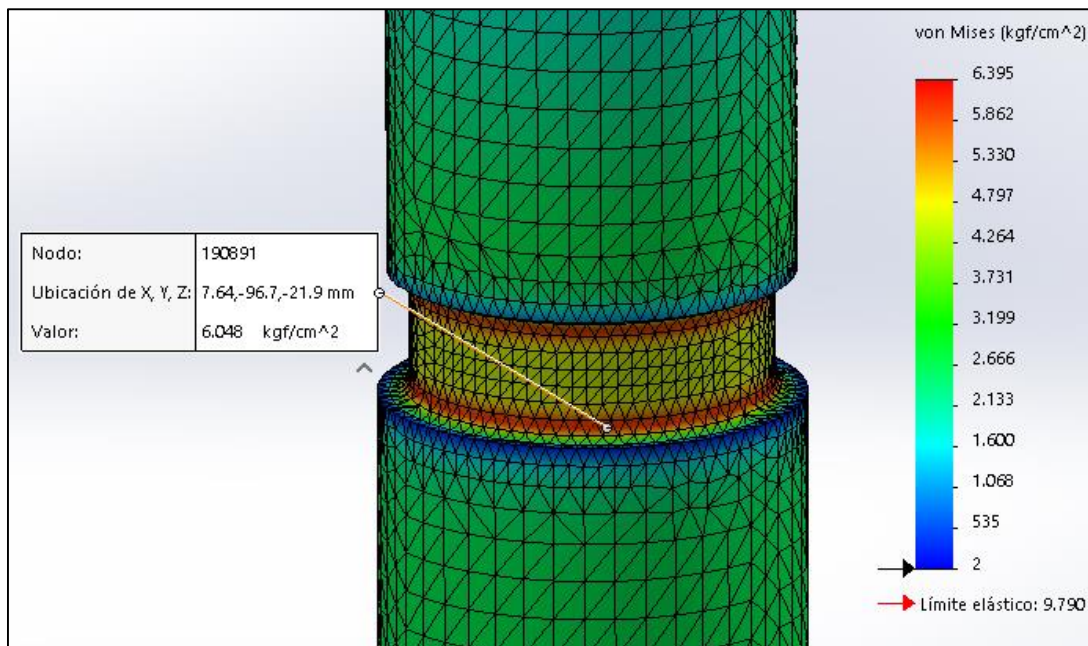
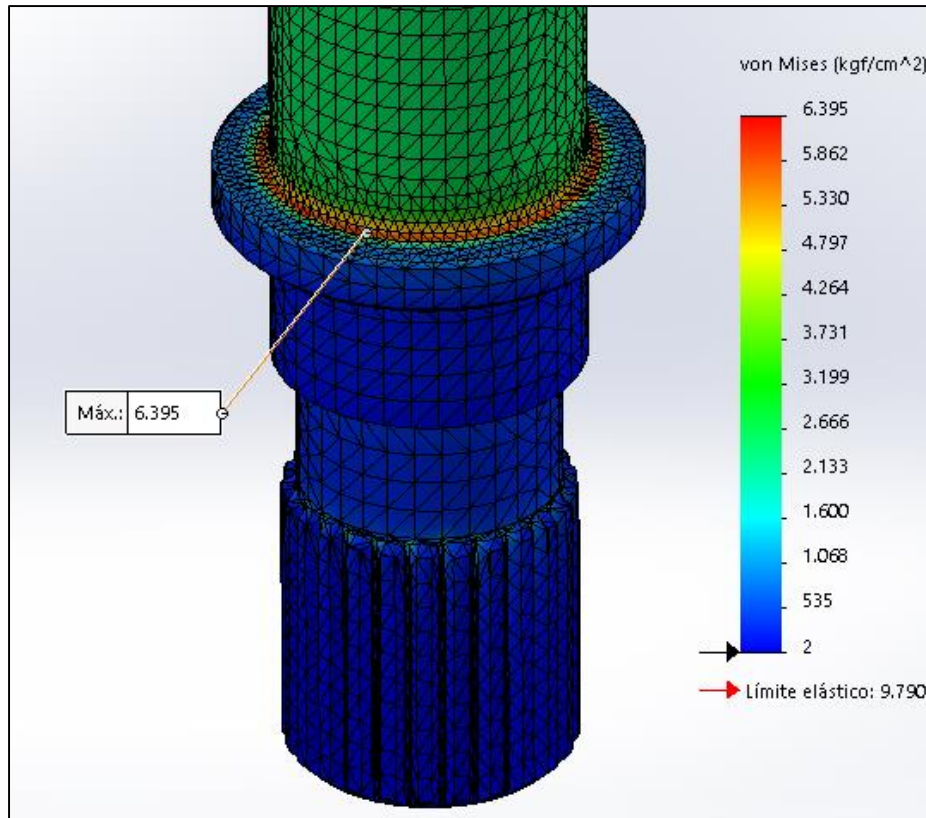


Figura 11-33: Zonas de máximas tensiones.

Los niveles de tensión se encuentran en valores aceptables, destacándose dos zonas de máximos esfuerzos, como puede verse en la Figura 11-33, pero sus tensiones están por debajo de la tensión admisible. La Figura 11-34 muestra los valores de los factores de seguridad en cada y reconfirma el estado de conformidad de la pieza.

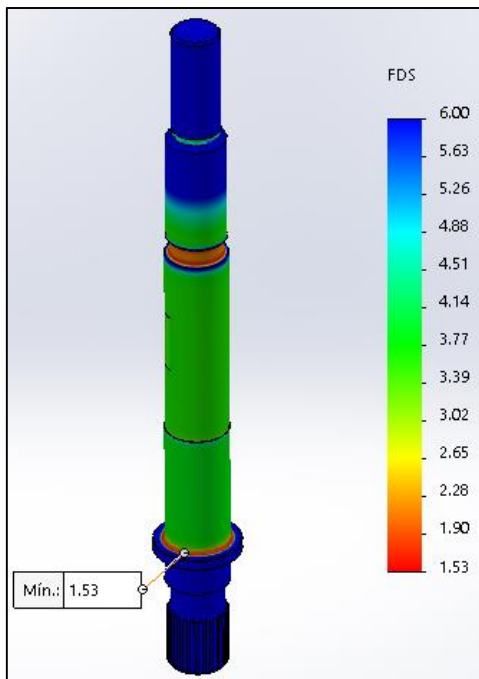


Figura 11-34: Factor de seguridad de Von Mises.

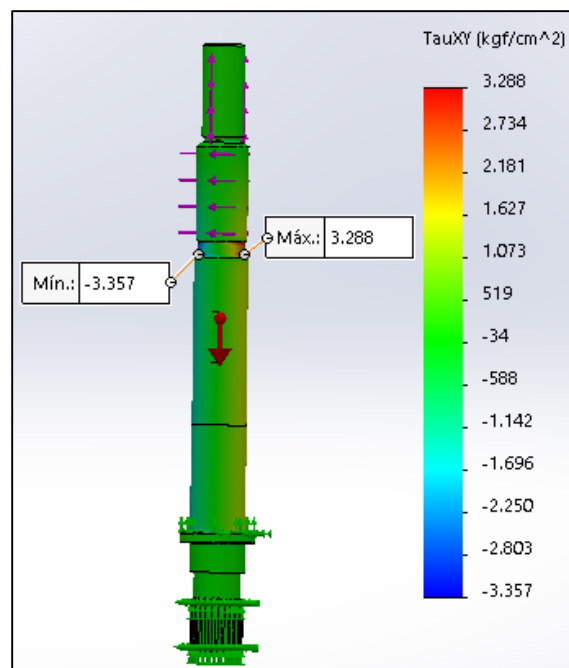


Figura 11-35: Tensiones cortantes.

De igual manera se verificaron las tensiones cortantes de la estructura resultando valores conservadores, Figura 11-35.

La deformación se analizaron en los tres ejes XYZ, siendo el eje Y coincidente con el eje de revolución de la pieza, y se obtuvo la deformación resultante. Ver Figura 11-36.

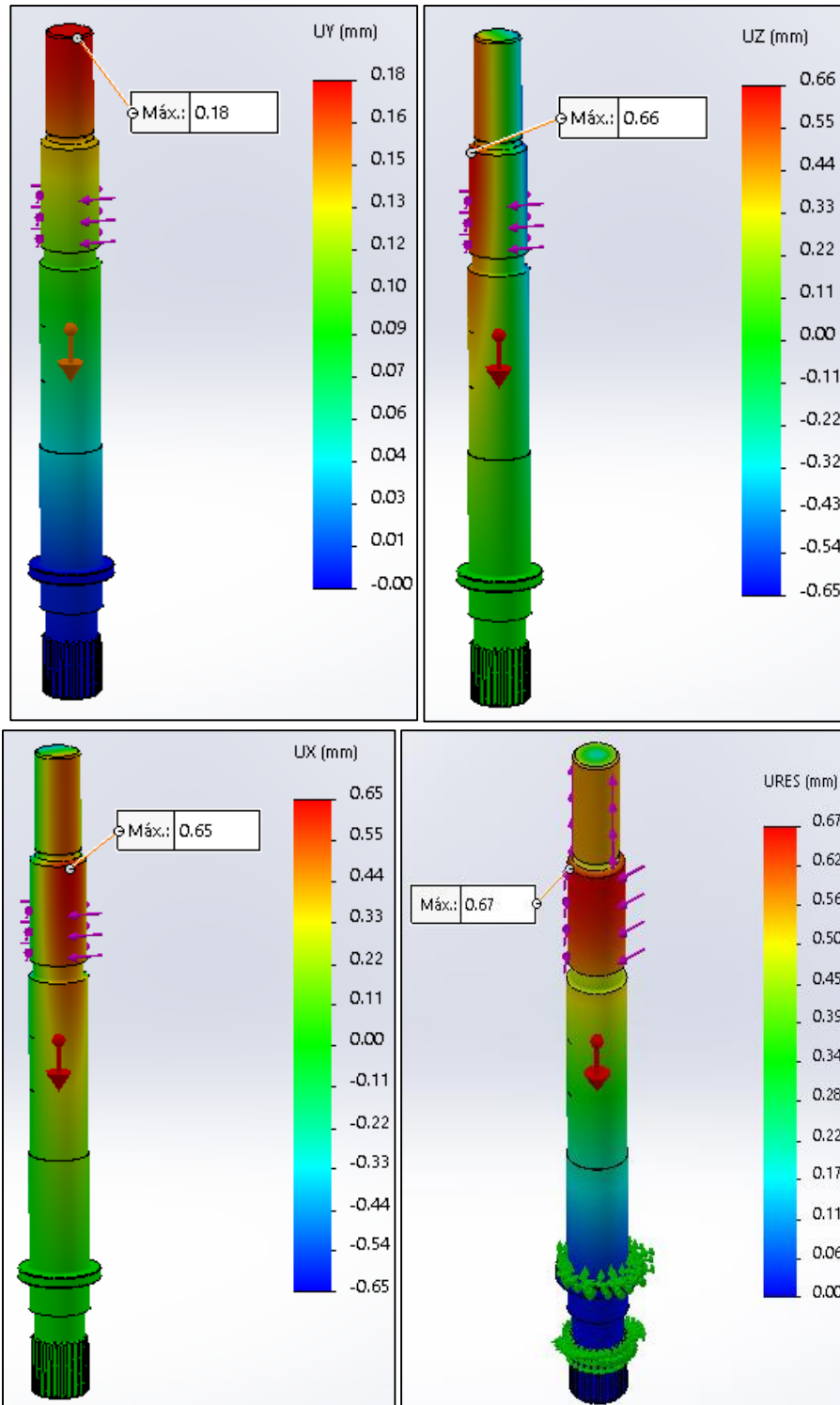


Figura 11-36: Valores de deformaciones en XYZ y resultante.

11.19. Selección de rodamientos para el eje principal.

Sobre el eje principal existirán solamente cargas axiales opuestas, una de ellas P_x y otra el peso propio W . Determinaremos primeramente los rodamientos necesarios para soportar a P_x .

Teóricamente, no deberían existir cargas radiales durante el funcionamiento de la máquina, pero como siempre existen irregularidades durante el funcionamiento y puede ocurrir que estas estén presentes. Por ejemplo, desbalanceado de las partes rotantes, fuerzas debido a una pisada irregular del rodillo, errores de montajes, errores de construcción, etc. Para ello, es necesario no sólo elegir un tipo de rodamiento capaz de soportar cargas axiales sino también cargas radiales, por más de que sean de baja magnitud. El rodamiento adecuado y además elegido por los fabricantes de pelletizadoras para esta situación es el rodamiento de rodillos cónicos.

11.19.1. Cálculo capacidad de carga dinámica.

Se simplificará el desarrollo del cálculo, omitiendo explicaciones y ecuaciones que ya se presentaron en la sección 7.3.5. Recordamos que la velocidad de rotación del eje de la pelletizadora es 60 rpm.

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n}$$

$$f_n = \left[\frac{10^6}{500 \cdot 60 \cdot 60 rpm} \right]^{\frac{3}{10}} = 0,84$$

Se toma como vida mínima del rodamiento $L_h = 5000hs$

Entonces el factor de vida frente a la fatiga es: $f_h = \sqrt[10]{\left(\frac{L_h}{500}\right)^3} = \sqrt[10]{\left(\frac{5000hs}{500}\right)^3} = 2$

Debemos hallar la carga equivalente P actuante en el rodamiento que está dada por la expresión:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Como la acción de la fuerza que se ejerce sobre el rodamiento es puramente axial, en la ecuación anterior se anula el término correspondiente a la fuerza radial.

$$\text{Además } F_a = P_X \cdot f_w \wedge P_X = 17200 \overline{kg}$$

Se optó por disponer de 3 rodamientos capaces de resistir una fuerza axial de 1/3 de la fuerza teórica P_X .

El valor de $f_w = 1,3$ se obtiene de la Tabla 13-6 del anexo. Entonces la carga equivalente queda:

$$P = Y \cdot \frac{1}{3} P_X \cdot f_w$$

Donde $Y = Y_1$, como se observa en la Tabla 13-14 del anexo.

La capacidad de carga dinámica resulta:

$$C_r = \frac{f_h \cdot Y \cdot \frac{1}{3} P_X \cdot f_w}{f_n} = \frac{1,99 \cdot Y_1 \cdot \frac{1}{3} 17200 \overline{kg} \cdot 1,3}{0,84} = 17657,3 \overline{kg} \cdot Y_1$$

Cabe destacar que Y_1 toma diferentes valores para cada tipo de rodamiento de rodillos cónicos. El rodamiento seleccionado deberá tener una capacidad de carga dinámica igual o levemente superior para alcanzar la vida estipulada. De acuerdo a esto, se escogió un rodamiento HR30308DJ en la Tabla 13-13 anexo, con factor $Y_1 = 0,73$ y carga dinámica $C_{ri} = 13400 \overline{kg}$. Calculando según la ecuación anterior:

$$C_r = 17657,3 \overline{kg} \cdot 0,73 = 12890 \overline{kg}$$

Y como consecuencia, se verifica $C_{ri} > C_r$.

Para garantizar que los tres rodamientos actúen en conjunto y puedan soportar la carga acción total se debió colocar dos aros separadores de rodamientos, como se explicó en la sección 11.2.

11.19.2. Verificación de la capacidad de carga estática.

La expresión utilizada es:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s$$

Se elige de la Tabla 13-7: $f_s = 2$

La carga estática equivalente se puede hallar como expresa la Tabla 13-14 anexo, de la cual se determina Y_0 .

$$P_o = Y_0 \cdot F_a = Y_0 \cdot \frac{1}{3} P_x = 0,4 \cdot \frac{1}{3} \cdot 17200 \overline{kg} = 2293,33 \overline{kg}$$

Por último, tenemos que:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s = 2293,33 \overline{kg} \cdot 2 = 4586,66 \overline{kg}$$

Según el fabricante el rodamiento HR30308DJ ofrece una capacidad de carga estática (Tabla 13-13 anexo) de:

$$C_{ori} = 15600 \overline{kg}$$

11.19.3. Rodamiento para soportar la carga peso.

Por último, deberemos considerar que el rodamiento anteriormente seleccionado solamente resiste carga axial en un solo sentido, por lo que la carga axial del peso no está soportada por los mismos. Se deberá adoptar un rodamiento especialmente para contrarrestar esa carga. Por cuestiones de diseño y constructivas, es posible adoptar un solo rodamiento igual al utilizado anteriormente y montarlo invertidamente, para que actué en el sentido que soporta la carga. En la Figura 11-37, se puede visualizar en forma esquemática la disposición y la forma de montaje de los mismos.

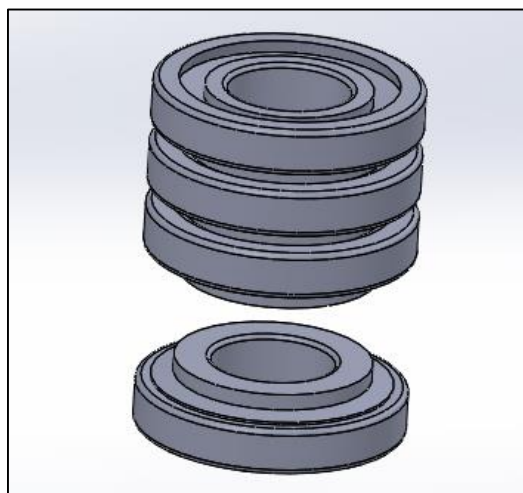


Figura 11-37: Disposición y forma de montaje de los rodamientos HR30308DJ

11.20. Selección de rodamientos para los rodillos.

11.20.1. Revoluciones a las que giran los rodillos.

La velocidad de traslación del rodillo v respecto al eje de la pelletizadora está dada por la ecuación:

$$v = \frac{\pi \cdot a \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2284 \text{ m} \cdot 60 \text{ rpm}}{60} = 0,717 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Donde a es la distancia entre el punto medio de cada uno de los rodillos, como se muestra en la Figura 11-38 y $n = 60 \text{ rpm}$.

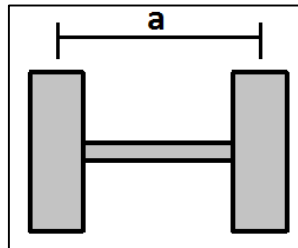


Figura 11-38: Distancia de separación entre rodillos.

Ahora para que el rodillo ruede y no deslice sobre la matriz tiene que ocurrir que la velocidad del centro del rodillo sea igual a la velocidad sobre el punto de contacto, $v = v_a$, Figura 11-39. Es preferible esta condición para evitar cualquier tipo de pérdida de potencia por el rozamiento.

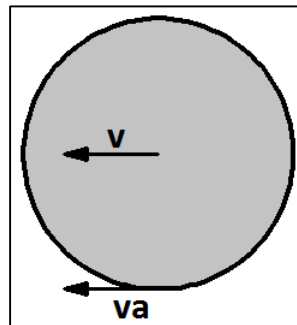


Figura 11-39: Situación de rodadura pura del rodillo.

Teniendo en cuenta que $D_r = 180 \text{ mm} = 0,18 \text{ m}$ es el diámetro del rodillo.

$$v = v_a = \frac{\pi \cdot D_r \cdot n_r}{60} \Rightarrow n_r = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_r} = 76,1 \text{ rpm}$$

11.20.2. Cálculo capacidad de carga dinámica.

Se simplificará el desarrollo del cálculo, omitiendo explicaciones y ecuaciones que ya se presentaron en la sección 7.3.5.

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n}$$

$$f_n = \left[\frac{10^6}{500 \cdot 60 \cdot 76,08rpm} \right]^{\frac{3}{10}} = 0,78$$

$$L_h = 5000hs, \text{ Entonces: } f_h = \sqrt[10]{\left(\frac{L_h}{500}\right)^3} = \sqrt[10]{\left(\frac{5000hs}{500}\right)^3} = 2$$

Debemos hallar la carga equivalente P :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{como } F_a = 0 \Rightarrow P = X \cdot F$$

Además $F_r = Q \cdot f_w$. Siendo $Q = 8600\overrightarrow{kg}$ la fuerza teórica radial en cada rodillo que afectada por el factor de carga f_w , según Tabla 13-7 anexo, la carga real resulta:

$$P = X \cdot F_r = X \cdot Q \cdot f_w$$

Adoptándose $f_w = 1,2$ ya que, durante el funcionamiento de la máquina se pueden producir vibraciones e impactos. Por la Tabla 13-16 anexo, $X = 1$.

$$P = X \cdot Q \cdot f_w = 1 \cdot 8600\overrightarrow{kg} \cdot 1,2 = 10320\overrightarrow{kg}$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C_r = \frac{f_h \cdot P}{f_n} = \frac{1,99 \cdot 10320\overrightarrow{kg}}{0,78} = 26329\overrightarrow{kg}$$

11.20.3. Cálculo capacidad de carga estática.

$$C_{or} = P_o \cdot f_s$$

$$f_s = 2 \text{ (Tabla 13-7 anexo).}$$

La carga estática equivalente: $P_o = F_r = 8600\overline{kg}$

Por último, tenemos que:

$$C_{or} = P_o \cdot f_s = 17200\overline{kg}$$

Según el fabricante [6], el rodamiento de rodillos esféricos 22312EAE4 verifica las condiciones de capacidad dinámica y estática (Tabla 13-15 anexo).

$$C_{ri} = 27600\overline{kg}$$

$$C_{ori} = 35000\overline{kg}$$

11.21. Selección de acoplamiento motor – reductor.

La determinación del tipo de acoplamiento se basó en el criterio brindado por el fabricante [9], que en la sección 7.3.4 ya se analizó, por lo que el desarrollo del cálculo será simplificado.

- 1) Inicialmente, se calcula el torque al que va estar sometido el acoplamiento de acuerdo a la potencia de pelletizado y al coeficiente servicio.

$$Mt(Nm) = \frac{7026.N(HP).Fs}{n(rpm)} = \frac{7026.40HP.2}{1475rpm} = 381,1Nm$$

$n(rpm)$, en este caso coincidente con las rpm nominales del motor.

- 2) Determinación del tipo de acoplamiento flexible: Se seleccionó el tipo SG (Tabla 13- 2 anexo).
- 3) Determinación del modelo, según el torque a resistir: Se escogió un acoplamiento SG-6 que resiste un torque levemente superior al necesario y de una relación $\frac{HP}{rpm}$ mayor a la necesaria, como se señala en la Tabla 13-4 (anexo).

$$\frac{HP}{rpm} = \frac{40HP}{1475rpm} = 0,027$$

- 4) Recomendaciones para ajustes según la norma ISO, Tabla 13-3 (anexo):

- Eje motor m6 – Agujero acoplamiento K7

- Agujero acoplamiento M7-Eje entrada reductor k6

11.22. Selección de acoplamiento reductor - eje principal.

Por el elevado valor de torque obtenido en esta conexión, se debe utilizar un acoplamiento elástico cuyas dimensiones radiales resultan excesivas para el espacio físico disponible. Como consecuencia, se adoptó por llevar a cabo el diseño de un acoplamiento rígido que soportará el torque calculado durante la sección 11-16.

$$M_E = 4733Nm$$

El acoplamiento rígido se caracteriza por poseer de un extremo una conexión mediante chaveta en lo que respecta al conjunto eje salida reductor - agujero acoplamiento y una conexión estriada DIN 5482 en el conjunto agujero acoplamiento - eje principal. Ver Figura 11-8.

11.23. Cálculo de chavetas motor-acoplamiento elástico-reductor.

En la vinculación del acoplamiento elástico con los respectivos ejes, motor y reductor, se utilizan chavetas, ya que esta conexión es dispuesta por los fabricantes tanto del motor eléctrico como del reductor. Cada chaveta presenta sus respectivas dimensiones y características, como se mencionan a continuación.

Chaveta motor: plana, tipo A, 18x11x125mm, DIN 6885, acero SAE 1045 estirado en frío.

Chaveta eje entrada reductor: plana, tipo B, 12x8x75mm, DIN 6885, acero SAE 1045 estirado en frío.

Por lo tanto, dadas las circunstancias, se llevará a cabo el cálculo de la chaveta correspondiente al eje de entrada del reductor, puesto que la citada presenta sección menor y estará sometida a un mayor esfuerzo. Como el reductor ya presenta una chaveta de sección especificada, verificaremos que largo deberá tener el chavetero del acoplamiento elástico, para esa sección de chaveta.

11.23.1. Cálculo a cizalladura.

$$M_t = \frac{S_s \cdot b \cdot L \cdot D}{2}$$

Siendo $D = 40\text{mm}$, el diámetro del eje de entrada al reductor y $M_t = 240\text{Nm} = 2449\overrightarrow{\text{kgcm}}$ par nominal del motor.

Por Tabla 13-8 anexo, para nuestro diámetro es recomendado una chaveta 12x8 (ancho x espesor) y el material utilizado para su elaboración es acero 1045 estirado es frío, con un esfuerzo de fluencia de $S_y = 4148\frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$. Se elige un coeficiente de cálculo de $N=2$ para cargas de choque ligeras. Entonces:

$$S_{adm} = \frac{S_y}{N} = 2074\frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

$$S_s = 0,577 \cdot S_{adm} = 1196,7\frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

Despejando de la expresión anterior:

$$L_1 = \frac{2 \cdot M_t}{S_s \cdot b \cdot D}$$

La longitud de la chaveta resulta:

$$L_1 = \frac{2 \cdot M_t}{S_s \cdot b \cdot D} = \frac{2 \cdot 2449\overrightarrow{\text{kgcm}}}{1196,7\frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \cdot 1,2\text{cm} \cdot 4\text{cm}} = 0,85\text{cm} = 8,5\text{mm}$$

11.23.2. Cálculo a compresión.

El aplastamiento se debe verificar para el material más blando de los tres elementos involucrados en la conexión, es decir SAE 1045 estirado en frío que pertenece a la chaveta.

$$S_c = \frac{4 \cdot M_t}{L_2 \cdot t \cdot D}$$

Despejando:

$$L_2 = \frac{4 \cdot M_t}{S_c \cdot t \cdot D} = \frac{4 \cdot 2449\overrightarrow{\text{kgcm}}}{2074\frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \cdot 0,8\text{cm} \cdot 4\text{cm}} = 1,47\text{cm} = 14,7\text{mm}$$

Teniendo en cuenta que sobre el acoplamiento se puede realizar como máximo un chavetero de 70mm de longitud, de dicha medida $L = 70mm$ resultará el chavetero.

11.24. Cálculo de chaveta reductor-acoplamiento rígido.

Como se explicó en la sección 11.22, se deberá calcular la chaveta usada en la unión del eje de salida del reductor y el acoplamiento rígido.

Partiremos de que el reductor ya presenta una chaveta disponible, (plana, tipo B, 25x14x130mm, DIN 6885, acero SAE 1045 estirado en frío), por lo tanto verificaremos que largo deberá tener el chavetero del acoplamiento rígido, para esa sección de chaveta.

El momento actuante es $M_t = M_E = 4733Nm = 48266,38 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$.

11.24.1. Cálculo a cizalladura.

$$M_t = \frac{S_s \cdot b \cdot L \cdot D}{2}$$

Siendo $D = 90mm$, el diámetro del eje de salida del reductor.

Se elige un coeficiente de cálculo de $N=2$ para cargas de choque ligeras.

$$S_{adm} = \frac{S_y}{N} = 2074 \frac{\overline{kg}}{cm^2} \quad S_s = 0,577 \cdot S_{adm} = 1196,7 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$$

Despejando de la expresión anterior:

$$L_1 = \frac{2 \cdot M_t}{S_s \cdot b \cdot D} = \frac{2 \cdot 48246,7 \overline{kgcm}}{1196,7 \frac{\overline{kg}}{cm^2} \cdot 2,5cm \cdot 9cm} = 3,6cm = 36mm$$

11.24.2. Cálculo a compresión.

El aplastamiento se debe verificar para el material más blando de los tres elementos involucrados en la conexión, es decir SAE 1045 estirado en frío que pertenece a la chaveta.

$$S_c = \frac{4 \cdot M_t}{L \cdot t \cdot D}$$

$$L_2 = \frac{4 \cdot M_t}{S_s \cdot t \cdot D} = \frac{4 \cdot 48246,7 \overline{\text{kgcm}}}{2074 \frac{\overline{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \cdot 1,4 \text{cm} \cdot 9 \text{cm}} = 7,4 \text{cm} = 74 \text{mm}$$

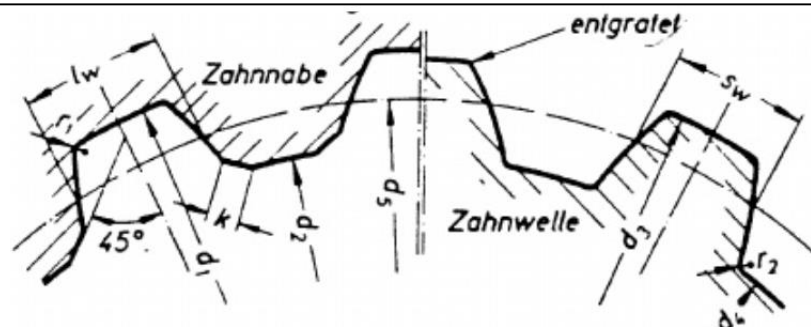
Se adoptó una longitud del chavetero de $L = 80 \text{mm}$.


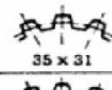
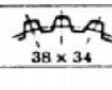
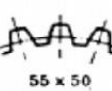
11.25. Cálculo del estriado en el eje de la pelletizadora.

Sobre el eje principal se mecanizan dos estriados. Uno de ellos está montado a un extremo del acoplamiento rígido y el otro al eje de los rodillos. Tanto el eje de los rodillos como el acoplamiento rígido están contruidos de acero SAE 4140 (estirado en frio), mientras que el eje principal de acero SAE 4340 (templado y revenido en aceite)

En nuestro caso, por razones constructivas empleamos un estriado 52x47, tanto para el eje de los rodillos como para el acoplamiento rígido, cuyas dimensiones se muestran en la Tabla 11-6, dadas por la norma DIN 5482, y calcularemos el largo mínimo que deberá tener para resistir a los esfuerzos a los que está sometido.

Tabla 2-6: Dimensiones estriado DIN 5482.



Nennmaße des Profils	d ₁ ¹⁾	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	Zahnzahl z	Modul m	Profilverschiebung ²⁾	r _w = r _w		r ₁	r ₂	k	Bezugsprofile ³⁾
									Nennmaß	max.				
15 x 12	15	12	14,5	11,5	12,8	8	1,60	+ 0,500	3,090	0,15	0,25	0,3		
17 x 14	17	14	16,5	13,5	14,4	9		+ 0,700	3,321	0,15	0,25	0,3		
18 x 15	18	15	17,5	14,5	16,0	10		+ 0,400	2,975	0,15	0,25	0,3		
20 x 17	20	17	19,5	16,5	19,20	12		- 0,200	2,282	0,15	0,25	0,3		
22 x 19	22	19	21,5	18,5	20,80	13		0	2,513	0,15	0,25	0,3		
25 x 22	25	22	24,5	21,2	22,40	14	1,75	+ 0,550	3,148	0,15	0,25	0,3		
28 x 25	28	25	27,5	24,5	26,25	15		+ 0,302	3,098	0,15	0,25	0,3		
30 x 27	30	27	29,5	26,3	28,00	16		+ 0,327	3,127	0,15	0,25	0,3		
32 x 28	32	28	31,5	27,6	29,75	17		+ 0,102	2,867	0,15	0,25	0,3		
35 x 31	35	31	34,5	30,5	31,50	18		+ 0,676	3,530	0,15	0,25	0,3		
38 x 34	38	34	37,5	33,5	36,10	19	1,90	0	2,985	0,15	0,25	0,3		
40 x 36	40	36	39,5	35,5	38,00	20		+ 0,049	3,042	0,15	0,25	0,3		
42 x 38	42	38	41,5	37,5	39,90	21		+ 0,099	3,100	0,15	0,25	0,3		
45 x 41	45	41	44,5	40,6	44,00	22		- 0,181	2,933	0,25	0,35	0,4		
48 x 44	48	44	47,5	43,2	46,00	23		+ 0,119	3,280	0,25	0,35	0,4		
50 x 45	50	45	49,5	44,6	48,00	24	2,00	- 0,181	2,933	0,25	0,35	0,4		
52 x 47	52	47	51,5	46,5	50,00	25		- 0,231	2,875	0,25	0,35	0,4		
55 x 50	55	50	54,5	49,0	52,00	26		+ 0,019	3,164	0,25	0,35	0,4		
58 x 53	58	53	57,5	52,0	54,00	27		+ 0,518	3,741	0,25	0,35	0,4		
60 x 55	60	55	59,5	54,5	56,00	28		+ 0,768	4,030	0,25	0,35	0,4		

Como al igual que en la chaveta el estriado está sometido a esfuerzos que tienden a cortar los dientes como así también a comprimir sus caras laterales, por lo cual se debe calcular su resistencia al corte y a la compresión.

11.25.1. Cálculo a cizalladura.

La ecuación utilizada es:

$$M_t = \frac{S_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{16}$$

Siendo $D = 50mm$ el diámetro primitivo del estriado y $M_t = M_E$.

Como el material empleado en su mecanizado es el del eje principal, acero SAE 4140, el esfuerzo de fluencia es $S_y = 6322 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$.

Se elige un coeficiente de cálculo de $N = 1,5$. Entonces el esfuerzo de cálculo es:

$$S_{adm} = \frac{S_y}{N} = 4214,66 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$$

El esfuerzo de corte se toma como:

$$S_s = 0,577 \cdot S_{adm} = 2431,86 \frac{\overline{kg}}{cm^2}$$

Despejando de la expresión anterior:

$$L_1 = \frac{16 \cdot M_t}{S_s \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{16 \cdot 48246,7 \overline{kgcm}}{2431,86 \frac{\overline{kg}}{cm^2} \cdot \pi \cdot 25cm^2} = 4,04cm = 40,4mm$$

11.25.2. Cálculo a compresión.

La expresión empleada es:

$$M_t = S \cdot 0,1 \cdot D^2 \cdot L$$

Despejando L_2 ,



$$L_2 = \frac{M_t}{S \cdot 0,1 \cdot D^2} = \frac{48246,7 \overline{\text{kgcm}}}{4214,66 \frac{\overline{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \cdot 0,1 \cdot 25 \text{cm}^2} = 4,6 \text{cm} = 46 \text{mm}$$

De esta manera, la longitud mínima a emplear en el estriado es de $L = 46 \text{mm}$.

12. CHASIS MÓVIL.

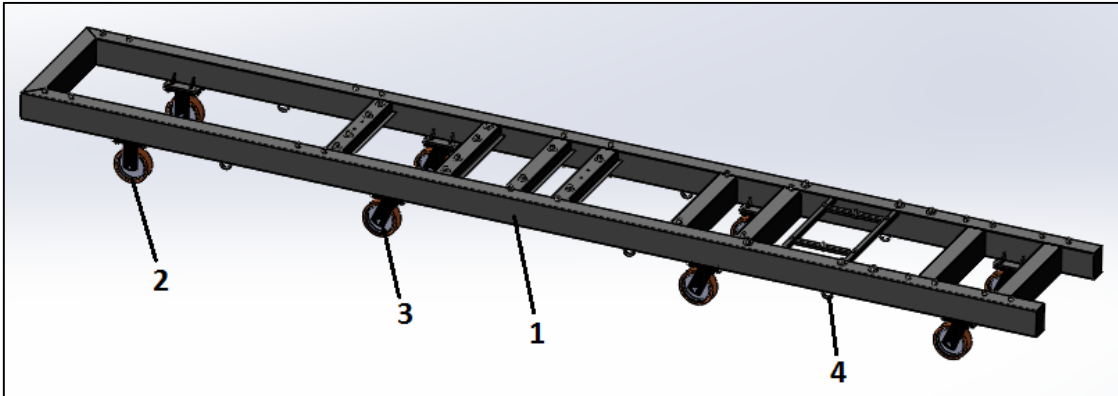


Figura 12-1: Chasis móvil. Referencias: 1) Estructura. 2) Rueda fija. 3) Rueda giratoria. 4) Ojal.

El chasis móvil (Figura 12-1) es la estructura soporte o bancada en donde se montan o vinculan las máquinas o componentes. La dimensión en planta es de 4,5m de largo por 0,65m de ancho. Su conexión con las máquinas no es directa sino a través de tacos antivibratorios abulonados a la estructura del chasis. Está construido mediante caños estructurales 120x80x2mm y perfiles de sección omega de 2mm de espesor, ambos de acero SAE 1010. Presenta 8 ruedas, de las cuales 6 son de carácter giratorias y 2 de carácter fija. La función de las ruedas no es solo generar movilidad sino que permiten disipar la energía de vibración. A su vez dispone de ojales para colocar sogas o cintas de amarre, ya se para su manipulación, fijación en el transporte y funcionamiento.

13. ANEXO.

Tabla 13-1: Factores de servicio.

FACTORES DE SERVICIO:				
MAQUINA MOTRIZ	DURACION DIARIA DE FUNCIONAMIENTO	FACTOR SEGUN TIPO DE CARGA (máquina conducida)		
		UNIFORME	GOLPES MODERADOS	GOLPES FUERTES
MOTOR ELECTRICO	DE 1-3 HORAS	1	1.5	2
	HASTA 10 HORAS	1.5	2	2.5
	24 HORAS	1.75	2.5	3
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA 4 – 6 CILINDROS	DE 1-3 HORAS	1.5	1.75	2
	HASTA 10 HORAS	1.75	2	2.5
	24 HORAS	2	2.5	3
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA 1 –3 CILINDROS	DE 1-3 HORAS	1.75	2	2.5
	HASTA 10 HORAS	2	2.5	3
	24 HORAS	2.5	3	3.5

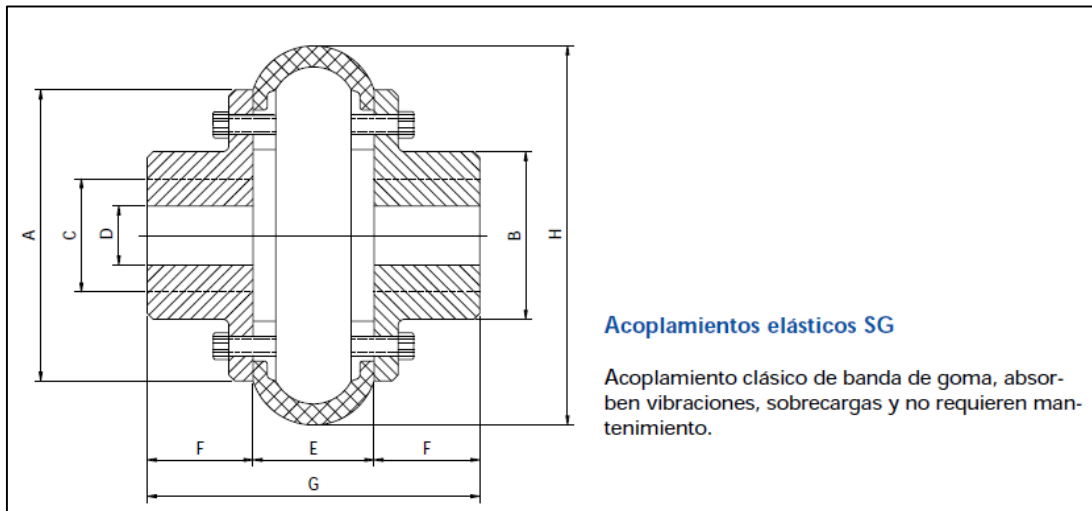
Tabla 3-2: Elección del tipo de acoplamiento según la ponderación de las características existentes.

CARACTERISTICAS	MODELO DE ACOPLAMIENTO						
	DN	SG	OMEGA	PM/FB	F/L	Fa	FSa
DESALINEACION ANGULAR LEVE							
DESALINEACION ANGULAR MAYOR							
DESALINEACION RADIAL							
DESACOPLE SIN ALEJAR LOS CUBOS							
LIBRE DE MANTENIMIENTO							
ELEVADA RIGIDEZ TORSIONAL							
ELEVADA CAPACIDAD PARA MORTIGUAR VIBRACIONES							
EQUILIBRACION DINAMICA PERPETUA							
ELEVADA TEMPERATURA							

Tabla 13-3: Tipos de ajustes.

TIPO DE AJUSTE	TOLERANCIAS DEL EJE	TOLERANCIAS DEL AGUJERO
AJUSTES CON INTERFERENCIA Y CHAVETA	h 6	S 7
	k 6	M 7
	m 6	K 7
	n 6	J 7
	p 6	H 7
AJUSTES CON INTERFERENCIA SIN CHAVETA	u 6 v 6 x 6	H 7

Tabla 13-4: Modelos de acoplamientos, capacidades y dimensiones.



MODELO	CAPACIDAD						DIMENSIONES (mm)							
	n _{max} RPM	Angulo Torsion	N _{nom} /rpm HP/RPM	M _t Nm	Peso kg	GD ² kg.m ²	A	B	C max	D min	E	F	G	H
SG-2	5000	2.5°	0.0041	28.8	0.998	0.00187	74	36	20	10	30	25	80	95
SG-2.5	5000	5°	0.0062	43.3	1.2	0.0017	74	36	23	10	30	25	80	95
SG-3	4000	2°	0.0089	62.7	2.42	0.0089	96	49	30	10	40	35	110	125
SG-3.5	4000	4°	0.0125	88.3	5.6	0.0095	96	49	32	10	40	35	110	125
SG-4.5	3000	2.5°	0.0209	147.1	5.43	0.0386	127	70	40	20	50	50	150	165
SG-5	3000	6°	0.0363	255	5.95	0.042	127	70	46	20	50	50	150	165
SG-6	2500	5°	0.0628	441.4	14.35	0.114	169	102	55	26	65	70	205	220
SG-7	2500	11°	0.106	745.5	15.2	0.167	169	102	65	26	65	70	205	220
SG-8	2250	5°	0.130	912.3	25.2	0.597	218	116	75	30	90	60	210	300
SG-9	2250	6°	0.148	1039.9	26.4	0.62	218	116	85	30	90	60	210	300
SG-9.5	1600	4°	0.188	1324.3	39.6	0.89	235	140	90	40	90	100	290	310
SG-10.5	1600	8°	0.321	2256.3	43.7	0.962	235	140	100	40	90	100	290	310
SG-12	1200	5°	0.551	3875	88.6	3.80	297	195	120	75	120	130	380	400
SG-14	1200	9°	0.530	6670.8	95	3.82	297	195	140	75	120	130	380	400
SG-17	900	7°	1.63	11478	252	17.65	436	276	170	130	185	180	545	550
SG-20	900	11°	2.81	19767	276.5	19.20	436	276	200	130	185	180	545	550
SG-24	700	4°	4.81	33795	697.7	84.50	535	390	240	140	236	275	786	740
SG-30	700	10°	9.62	67591	695.5	83.70	535	390	300	140	236	275	786	740
SG-35	600	6°	13.26	93195	2237.5	691	820	600	350	200	335	375	1085	1130
SG-40	600	10°	18.85	132435	2245.5	697	820	600	400	200	335	375	1085	1130

Tabla 13-5: Coeficientes y factores.

Carga Dinámica Equivalente					
$P = XF_r + YF_a$					
$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Carga Estática Equivalente	
$\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$	
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$	

Tabla 13-6: Factor de carga.

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

Tabla 13-7: Factor de carga permisible.

Condiciones de funcionamiento	Valor mínimo de f_s	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Aplicaciones con bajo nivel de ruido	2.0	3.0
Rodamientos sujetos a vibraciones y cargas de impacto	1.5	2.0
Condiciones de funcionamiento normales	1.0	1.5

Tabla 13-8: Dimensiones y tolerancias de chavetas longitudinales.

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R ₁	
			Clase de ajuste del enchavetado					Eje h ₁		Cubo h ₂		Mín.	Máx.
			Nominal	Libre		Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.		
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.			
10	12	4X4	4				2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,3	+0,1	0,16	0,25	
17	22	6X6	6		+0,030	-0,030	-0,042		2,8		0,16	0,25	
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	3,3		0,16	0,25	
30	38	10X8	10		+0,040	-0,036	-0,051		3,3		0,25	0,40	
38	44	12X8	12						3,3		0,25	0,40	
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	3,8		0,25	0,40	
50	58	16X10	16		+0,050	-0,043	-0,061		4,3		0,25	0,40	
58	65	18X11	18						4,4	+0,2	0,25	0,40	
65	75	20X12	20						4,9		0,40	0,60	
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	5,4		0,40	0,60	
85	95	25X14	25		+0,065	-0,052	-0,074		5,4		0,40	0,60	
95	110	28X16	28						6,4		0,40	0,60	
110	130	32X18	32						7,4		0,40	0,60	

Tabla 13-9: Dimensiones de pasadores DIN 6325.

Nuestros productos

Referencia	D	L1 = longitud	L2	R	Z1	Z2
03320-02X	2	6/8/10/12/14/16/18/20	0,6	2	0,3	0,18
03320-25X	2,5	6/8/10/12/14/16/18/20/22/24	0,7	2,5	0,4	0,25
03320-03X	3	8/10/12/14/16/18/20/22/24/28/30/32	0,8	3	0,45	0,3
03320-04X	4	8/10/12/14/16/18/20/22/24/28/30/32/36/40	1	4	0,6	0,4
03320-05X	5	10/12/14/16/18/20/22/24/28/30/32/36/40/45/50	1,2	5	0,75	0,5
03320-06X	6	10/12/14/16/18/20/22/24/28/30/32/36/40/45/50/55/60	1,5	6	0,9	0,6
03320-08X	8	12/14/16/18/20/22/24/28/30/32/36/40/45/50/55/60/70/80	1,8	8	1,2	0,8
03320-10X	10	16/18/20/24/28/30/32/36/40/45/50/55/60/70/80/90/100	2	10	1,5	1
03320-12X	12	18/20/24/28/30/32/36/40/45/50/55/60/70/80/90/100/120	2,5	12	1,8	1,3
03320-14X	14	24/28/32/36/40/45/50/55/60/70/80/90/100/120	2,5	16	2	1,3
03320-16X	16	24/28/32/36/40/45/50/55/60/70/80/90/100/110/120	3	16	2,5	1,7

Tabla 13-10: Propiedades mecánicas del acero Domex MC.

Propiedades mecánicas							
Calidad	Limite elástico R_{e_s} (N/mm ²) mín.	Carga de rotura R_m (N/mm ²) mín.	Alargamiento mín. (%)		Radio de plegado mín. $t \leq 3$ mm	Radio de plegado mín. $3 < t \leq 6$ mm	Radio de plegado mín. $t > 6$ mm
			A_{80} $t < 3$	A_5 $t \geq 3$			
Domex 240 YP	240	360-460	28**)	28	0,3 xt	0,5 xt	0,7 xt
Domex 315 MC	315	390-510	20	24	0.2 xt	0.3 xt	0.4 xt
Domex 355 MC	355	430-550	19	23	0.2 xt	0.3 xt	0.5 xt
Domex 420 MC	420	480-620	16	20	0.4 xt	0.5 xt	0.8 xt
Domex 460 MC	460	520-670	15	19	0.5 xt	0.7 xt	0.9 xt
Domex 500 MC	500	550-700	14	18	0.6 xt	0.8 xt	1.0 xt
Domex 550 MC	550	600-760	14	17	0.6 xt	1.0 xt	1.2 xt
Domex 600 MC	600	650-820	13	16	0.7 xt	1.1 xt	1.4 xt
Domex 650 MC	650*)	700-880	12	14	0.8 xt	1.2 xt	1.5 xt
Domex 700 MC	700*)	750-950	10	12	0.8 xt	1.2 xt	1.6 xt

La garantía de plegado es para un doblado a 90°:
 *) Para espesores > 8 mm, el límite elástico mínimo puede llegar a ser 20 N/mm² menor del indicado.
 **) Para A_5 (no A_{80}).

Tabla 13-11: Dimensiones de la polea.

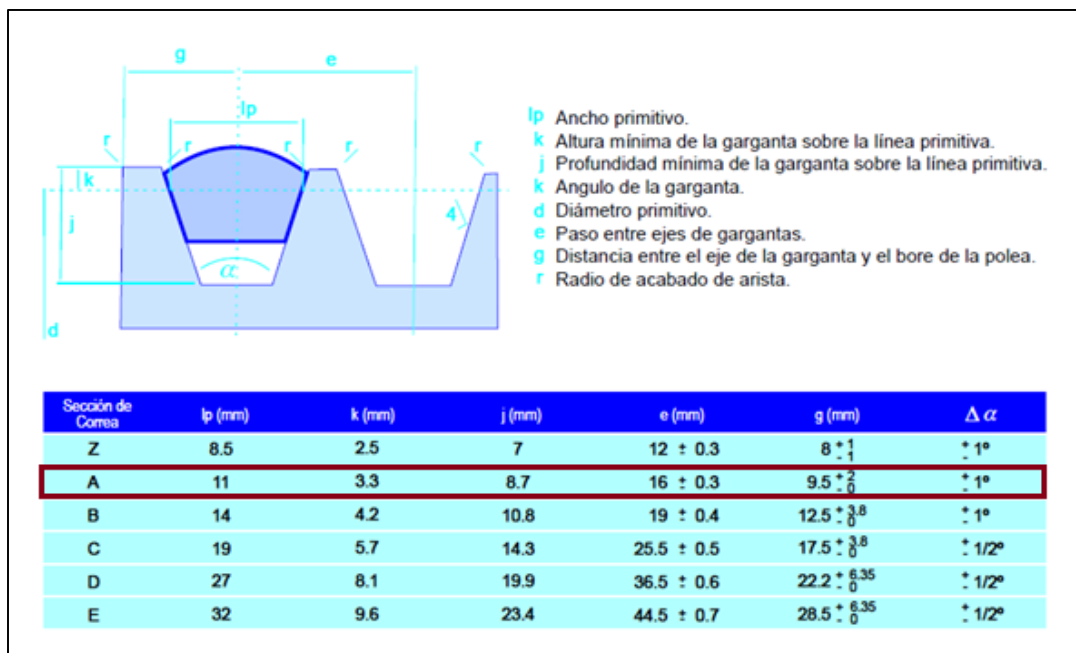
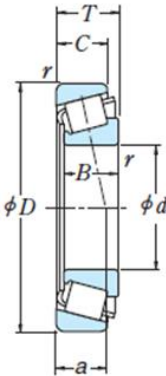


Tabla 13-12: Dimensiones de ciclones convencionales.

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón			
		Lapple	Swift	Peterson-Whitby	Zenz
Diámetro del ciclón	D_o/D_c	1.0	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.5	0.5	0.583	0.5
Ancho de entrada	b/D_c	0.25	0.25	0.208	0.25
Altura de salida	s/D_c	0.625	0.6	0.583	0.75
Diámetro de salida	D_s/D_c	0.5	0.5	0.5	0.5
Altura parte cilíndrica	h/D_c	2.0	1.75	1.333	2.0
Altura parte cónica	z/D_c	2.0	2.0	1.837	2.0
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	3.75	3.17	4.0
Diámetro salida partículas	B/D_c	0.25	0.4	0.5	0.25
Factor de configuración	G	402.88	381.79	342.29	425.41
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	8.0	7.76	8.0
Número de vórtices	N	6.0	5.5	3.9	6.0

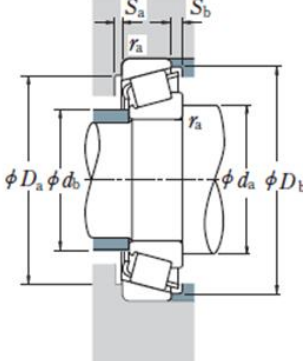
Tabla 13-13: Índices básicos de carga de rodamientos con rodillos cónicos.

Diámetro Interior 55~65 mm



d	Dimensiones (mm)					Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)	
	D	T	B	C	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	Grasa	Aceite
55	80	17	17	14	1	45 500	74 500	4 600	7 600	4 300	5 600
	90	23	23	17.5	1.5	81 500	117 000	8 300	11 900	3 800	5 300
	90	27	27	21	1.5	91 500	138 000	9 300	14 000	3 800	5 300
	95	30	30	23	1.5	112 000	158 000	11 500	16 100	3 800	5 000
	100	22.75	21	18	2	94 500	113 000	9 650	11 500	3 600	5 000
	100	26.75	25	21	2	110 000	137 000	11 200	14 000	3 600	5 000
	100	35	35	27	2	141 000	193 000	14 400	19 700	3 600	5 000
	115	34	31	23.5	3	126 000	164 000	12 800	16 700	3 000	4 300
	120	31.5	29	25	2.5	150 000	171 000	15 200	17 500	3 200	4 300
	120	31.5	29	21	2.5	131 000	153 000	13 400	15 600	2 800	4 000
	120	45.5	43	35	2.5	204 000	258 000	20 800	26 300	3 200	4 300
	120	45.5	43	35	2.5	195 000	262 000	19 900	26 700	3 200	4 300

Tabla 13-14: Carga dinámica equivalente, carga estática equivalente, factores, dimensiones, número de rodamientos.



Carga Dinámica Equivalente
 $P = XF_r + YF_a$

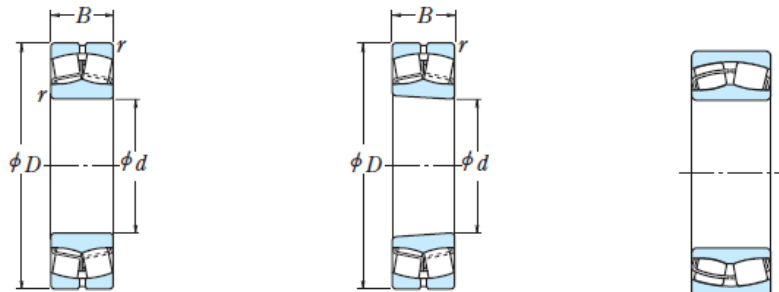
$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_1

Carga Estática Equivalente
 $P_0 = 0.5F_r + Y_0F_a$
Cuando $F_r > 0.5F_r + Y_0F_a$, use $P_0 = F_r$
Los valores de e , Y_1 , y Y_0 se muestran en la tabla siguiente.

Números de Rodamientos	Serie Dimensional ISO355 aprox.	Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)										Centros Efectivos de Carga (mm) <i>a</i>	Constante <i>e</i>	Factores de Carga Axial		Masa (kg) aprox.
		d_a		d_b		S_a		S_b		Cono r_a	Copa r_a			Y_1	Y_0	
		min.	máx.	máx.	min.	min.	min.	min.	máx.							
HR 32911 J	2BC	64	60	74	73	76	4	3	1	1	14.6	0.31	1.9	1.1	0.282	
HR 32011 XJ	3CC	66	62	81	80	86	4	5.5	1.5	1.5	19.7	0.41	1.5	0.81	0.568	
HR 33011 J	2CE	66	62	81	80	86	5	6	1.5	1.5	19.2	0.31	1.9	1.1	0.657	
HR 33111 J	3CE	66	62	86	82	91	5	7	1.5	1.5	22.4	0.37	1.6	0.88	0.877	
HR 30211 J	3DB	67	64	91	89	94	4	4.5	2	1.5	20.9	0.41	1.5	0.81	0.736	
HR 32211 J	3DC	67	63	91	87	95	4	5.5	2	1.5	22.7	0.41	1.5	0.81	0.859	
HR 33211 J	3DE	67	62	91	86	96	6	8	2	1.5	25.2	0.40	1.5	0.83	1.18	
T7 FC055	7FC	73	66	101	86	109	4	10.5	2.5	2.5	39.0	0.87	0.69	0.38	1.58	
HR 30311 J	2FB	70	71	110	104	111	4	6.5	2	2	24.6	0.35	1.7	0.96	1.63	
HR 30311 DJ	7FB	75	67	110	94	114	4	10.5	2	2	37.0	0.83	0.73	0.40	1.58	
HR 31311 J	7FB	75	67	110	94	114	4	10.5	2	2	37.0	0.83	0.73	0.40	1.58	
HR 32311 J	2FD	73	67	110	99	111	4	10.5	2	2	29.9	0.35	1.7	0.96	2.39	
HR 32311 CJ	5FD	73	65	110	91	112	4	10.5	2	2	35.8	0.55	1.1	0.60	2.47	

Tabla 13-15: Índices básicos de carga de rodamientos de rodillos esféricos.

RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFÉRICOS
Diámetro Interior 60~85 mm

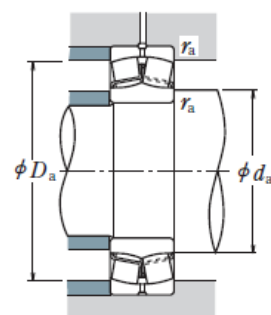


Diámetro Interior Cilíndrico Diámetro Interior Cónico Sin Ranura ni Orificios de Engrase

Dimensiones (mm)				Índices Básicos de Carga				Velocidades Límite (rpm)		Números de
d	D	B	r _{min.}	(N)		(kgf)		Grasa	Aceite	Diámetro Interior Cilíndrico
				C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}			
60	95	26	1.1	98 500	141 000	10 000	14 400	3 600	4 500	23012CE4
	110	28	1.5	142 000	174 000	14 500	17 800	4 300	5 300	22212EAE4
	130	31	2.1	190 000	244 000	19 400	24 900	3 400	4 300	21312EAE4
	130	46	2.1	271 000	340 000	27 600	35 000	3 200	4 000	22312EAE4

Tabla 13-16: Carga dinámica equivalente, carga estática equivalente, factores, dimensiones, número de rodamientos.

NSK



Carga Dinámica Equivalente
 $P = XF_r + YF_a$

$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
X	Y	X	Y
1	Y ₃	0.67	Y ₂

Carga Estática Equivalente
 $P_0 = F_r + Y_0 F_a$

Los valores de e, Y₂, Y₃ e Y₀ se muestran en la tabla siguiente.

Rodamiento	Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)					Constante e	Factores de Carga Axial			Masa (kg) aprox.	
	Diámetro Interior Cónico ⁽¹⁾	min. d _a	máx. d _a	máx. D _a	min. r _a		Y ₂	Y ₃	Y ₀		
23012CKE4		67	68	88	85	1	0.26	3.9	2.6	2.5	0.68
22212EAKE4		69	72	101	98	1.5	0.23	4.4	3.0	2.9	1.1
21312EAKE4		72	87	118	117	2	0.22	4.5	3.0	3.0	1.98
22312EAKE4		72	79	118	111	2	0.34	3.0	2.0	1.9	2.89

14. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Diseño de elementos de máquinas (V.M. Faires)
- [2] Introduction to Particle Technology, 2nd Edition – Martin Rhodes
- [3] <http://www.lorenzati.com>
- [4] <http://www.plantasdebiomasa.com>
- [5] <http://www.chimeneascosta.com>
- [6] Catálogo de rodamientos NSK.
- [7] Catálogo Sinfines FAS.
- [8] Catálogo reductores WITTENSTEIN.
- [9] Catálogo acoplamientos ERHSA.
- [10] Análisis de la fuerza axial en un transportador de sinfín (F. Aguilar Parés)
“Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría”.
- [11] Catálogo cajas reductoras TRANSPower SRL.

15. CODIFICACIÓN Y PLANIMETRÍA.

El sistema de codificación adoptado en el proyecto fue elaborado con la particularidad de que puede ser utilizado para la identificación de piezas en diferentes tipos de líneas de productos, pero todas ellas dentro del campo de la pelletización de algún tipo de materia.

El código adoptado es alfanumérico, formado por 10 caracteres. Estos caracteres se separan, a través de puntos, en términos que conjugados proporcionan una identificación determinada.

A continuación, se explica detalladamente cada uno de los términos, graficados en la Figura 15-1:

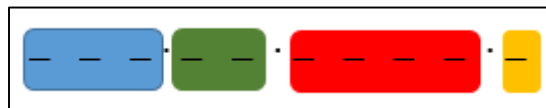


Figura 15-1: Representación en colores de los términos del código.

El primer término visualizado en color azul, está formado por tres caracteres que identifican un rubro determinado:

- **Pieza comercial:** Se trata de una pieza que forma parte del producto sin requerir de un proceso. Las letras utilizadas para identificar este rubro son **COM**.
- **Pieza estándar:** De utilización general, de fabricación propia y que forma parte en más de un producto. Se denota el rubro con las letras **STD**.
- **Pieza correspondiente a una determinada línea de producto:** Hace referencia a todas las piezas de diseño y fabricación propia que pertenecen a una máquina en particular dentro de un tipo de línea. Se identifica el rubro con dos letras y un dígito.

Este proyecto se basa en la fabricación de una máquina pelletizadora de cáscara de maní, por lo que la identificaremos como **MP1**.

En el caso de que exista dentro de la misma línea diferentes tipos de productos se modifica el número por otro correlativo, pudiendo así ofrecer hasta 9 productos diferentes dentro de la misma línea.

Ver primera columna de la Tabla 15-1.

El segundo término que se observa en color verde y que contiene dos caracteres, define distintos subrubros, según el rubro al que pertenezca la pieza.

Se identifica con una letra y un número. Ver segunda columna de la Tabla 15-1.

El tercer término de color rojo formado por cuatro caracteres identifica, tanto para *piezas comerciales*, como para *piezas estándar*, las distintas “**clases**” dentro de cada *subrubro*.

Se clasifican con números correlativos (Enmarcados en cada subrubro).

En el caso de *piezas de fabricación propia que pertenecen a una máquina en particular* estos cuatro caracteres se utilizan para denotar la ubicación y orden de la pieza dentro de cada conjunto, subconjunto, etc. Ver la tercera columna de la Tabla 15-1.

El cuarto término de color amarillo está formado por un carácter e identifica aquella pieza a la cual se la somete a algún trabajo tercerizado, ya sea completo o parcial.

Aquellas piezas comerciales y piezas estándares a las cuales no se les aplique algún proceso y este sea tercerizado, el cuarto término será el número 0(cero).

En el caso especial en que se apliquen varios procesos, pero no toda la fabricación de la pieza, el último carácter del código se transformará en la secuencia de números correlativos correspondientes a cada proceso aplicado.

Los siguientes números identifican los distintos procesos que puede recibir la pieza para su transformación:

- 1 —————> **CORTE**: Corte por plasma, soplete, pantógrafo, punzonadora, guillotina, etc.
- 2 —————> **MECANIZADO**: Torneado, fresado, roscado, rectificado, etc.
- 3 —————> **CONFORMADO**: Plegado, rolado, estampado, forjado, etc.
- 4 —————> **TRATAMIENTOS**:
 - Tratamientos térmicos: temple, revenido, recocido, normalizado, etc.
 - Tratamientos termoquímicos: cementación, cianuración, nitruración, carbonitruración, etc.
 - Tratamientos y recubrimientos superficiales: cromado, galvanizado, etc.
- 5 —————> **ARMADO**: Armado por soldadura de conjuntos o subconjuntos, ensamblajes de piezas y/o subconjuntos, etc.
- 6 —————> **FUNDICION**: Aquellas piezas que sean fundidas (fundición gris, fundición de acero, fundición nodular, etc).

.....



- 9 —————> **PIEZAS DE ELABORACIÓN COMPLETA**: Piezas que lleven varios procesos (Ej.: mecanizado, conformado, etc) y sean realizados por un mismo proveedor.

Ejemplos:

Código para pieza comercial:

COM.A1.0105.0

Se refiere a una pieza comercial, en este caso a un tipo de arandela plana (0105).

Para pieza estándar:

STD.B1.0101.0

Se refiere a una pieza estándar, en este caso un buje clasificado como el 0101 dentro de este subrubro y que posee dimensiones determinadas.

Pieza propia de la máquina:

MP1.A1.0000.0

El código identifica al conjunto Alimentador sinfín perteneciente a la máquina pelletizadora de maní.

MP1.A1.0001.0

Identifica una pieza de fabricación propia que pertenece al conjunto Alimentador sinfín de la máquina pelletizadora de maní.

MP1.A1.0002.3

Identifica una pieza de fabricación propia que pertenece al conjunto Alimentador sinfín de la máquina pelletizadora de maní. En este caso, la número 0002 y que además se terceriza su proceso de conformado.

MP1.A1.A001.0

Es una pieza de fabricación propia que pertenece a la máquina pelletizadora de maní, identificada como la número 001 dentro de un subconjunto A que pertenece al conjunto Alimentador sinfín A1. Además, no posee algún proceso tercerizado.

Como puede observarse, el código concede la posibilidad de tres niveles de subconjuntos.

Tabla 15-1: Tabla de codificación.

COMERCIAL	(COM)		
COMERCIAL (COM)	A1	ARANDELAS	0100 PLANAS (0101 a 0199)
			0200 GROWER (0201 a 0299)
			0300 VUELO ANCHO (0301 a 0399)
			0400 ARANDELA AUTOFRENANTE (0401 a 0499)
		
	A2	ACOPLAMIENTOS	0100 ACOP. ELÁSTICOS (0101 a 0199)
		
	B1	BISAGRAS	0100 PARA METAL (0101 a 0199)
			0200 PARA MADERA (0201 a 0299)
			0300 PARA VIDRIO (0301 a 0399)
		
	C1	CHAVETAS	0100 TIPO R (chaveta elástica p/perno) (0101 a 0199)
			0200 TIPO DOBLE R (chaveta elástica tipo traba) (0201 a 0299)
			0300 TIPO 8 (0301 a 0399)
			0400 PARTIDAS (pasador de aletas) (0401 a 0499)
			0500 Planas (0701 a 0599)
			0600 Media caña y Woodruff (0601 a 0699)
			0700 CUÑA (0701 a 0799)
		
	C2	CORREAS	0100 CORREA SECCIÓN "O" (0101 a 0199)
			0200 CORREA SECCIÓN "A" (0201 a 0299)
			0300 CORREA SECCIÓN "B" (0301 a 0399)
			0400 CORREA SECCIÓN "C" (0401 a 0499)
			0500 CORREA SECCIÓN "D" (0501 a 0599)
			0600 CORREA SECCIÓN "E" (0601 a 0699)
			0700 CORREA PLANA (0701 a 0799)



	
E1	INSUMOS SIST. ELECTRICO	0100 CABLES ELÉCTRICOS (0101 a 0199) 0200 INTERRUPTORES (0201 a 0299)
F1	FORZADORES DE AIRE	0100 AXIALES (0101 a 0199) 0200 CENTRÍFUGOS (0201 a 0299)
L1	LUBRICANTES	0100 ACEITES (0101 a 0199) 0200 GRASAS (0201 a 0299)
M1	MOTORES ELÉCTRICOS	0100 UNIVERSALES (0101 a 0199) 0200 CC (0201 a 0299) 0300 CA (0301 a 0399)
O1	O´RINGS	
P1	PIEZAS DE GOMA	0100 BURLETES (0101 a 0199) 0200 PLANCHAS (0201 a 0299)
P2	POLEAS	0100 POLEA "O" (0101 a 0199) 0200 POLEA "A" (0201 a 0299) 0300 POLEA "B" (0301 a 0399) 0400 POLEA "C" (0401 a 0499) 0500 POLEA "D" (0501 a 0599) 0600 POLEA "E" (0601 a 0699) 0700 POLEA PLANA (0701 a 0799)
P3	INSUMOS DE PINTURA	0100 PINTURA SINTÉTICA (0101 a 0199) 0200 SOLVENTES, DILUYENTES (0201 a 0299) 0300 FOSFATIZANTE (0301 a 0399) 0400 ANTIOXIDO POLIURETÁNICO (0401 a 0499) 0500 CATALIZADOR (ENDURECEDOR) (0501 a 0599) 600 PINTURA POLIURETÁNICA (0601 a 0699)
R1	REDUCTORES	0100 SINFIN-CORONA (0101 a 0199) 0200 ENGRANAJES (0201 a 0299) 0300 PLANETARIOS (0301 a 0399) 0400 CICLODALES (0401 a 0499)



	R2	RODAMIENTOS	0100 A BOLAS (0101 a 0199)
			0200 A RODILLOS (0201 a 0299)
			0300 CÓNICOS (0301 a 0399)
			0400 AXIALES (0401 a 0499)
			0500 AUTOCENTRANTES (0501 a 0599)
			0600 A RÓTULA (0601 a 0699)
		
	R3	RUEDAS	0100 GIRATORIAS (0101 a 0199)
			0200 FIJAS (0201 a 0299)
		
	S1	SINFIN	0100 IGUAL PASO (0101 a 0199)
			0200 PASO VARIABLE (0201 a 0299)
		
	S2	SOPORTE PARA RODAMIENTOS	0100 UCF (0101 al 0199)
			0200 UCP (0201 a 0299)
		
	S3	SELLOS	0100 INDUSTRIALES (0101 a 0199)
		
	T1	TORNILLOS Y BULONES	0100 ROSCA NC-UNC-USS-BSW (0101 a 0299)
			0300 ROSCA NF-UNF-SAE (0301 a 0499)
			0500 ROSCA MÉTRICA (0501 a 0699)
0700 CABEZA ALLEN (0701 a 0749)			
0750 TORNILLOS PARKER (0751 a 0799)			
0800 ESPECIALES			
.....			
T2	TUERCAS	0100 HEX. ROSCA NC-UNC-USS-(BSW) (0101 a 0299)	
		0300 HEX. ROSCA NF-UNF-SAE (0301 a 0499)	
		0500 HEX. ROSCA MÉTRICA (0501 a 0699)	
		0700 HEXAGONAL CASTILLO ALTA Y BAJA (0701 a 0799)	
		0800 C/AUTOFRENANTE (0801 a 0899)	
		0900 ESPECIALES (0901 a 0999)	
T3	TACOS ANTIVIBRATORIOS		
B1	BUJES		



ESTANDAR (STD)	C1	CÁNCAMOS PARA IZADO	
	M1	MAZAS (redondas, cuadradas, rect.)	0100 CUADRADAS (0101 a 0299)
			0300 CIRCULARES (0301 a 0499)
	M2	MANIJAS
	P1	PERNOS	
	P2	PLACAS (Cuadradas, redond., rectangulares, triangulares.)	0100 CUADRADAS (0101 a 0299)
		
P3	PASADORES	0100 CILÌNDRICOS (0101 a 0199)	
T1	TOPEES (cuadrados, rectangulares, redondos.)	
PIEZAS DE FABRICACIÓN PROPIA	A1	ALIMENTADOR SIN FIN	
	C1	CHASIS MÓVIL	
	F1	FORZADOR	
	M1	MANGA CONECTORA	
	M2	MOLINO DE MOLIDO	
	P1	PELLETIZADORA	
	S1	SOPORTE TUBERÍA	
	T1	TRANSPORTE NEUMÁTICO	
T2	TOLVA		

Tabla 15-2 - Planilla de planos

Items	Códigos	Denominación
1	MP1.00.0000.0	MÁQUINA PELLETIZADORA CÁSCARA DE MANÍ
2	MP1.T2.0000.0	CONJUNTO TOLVA
3	MP1.T2.A000.0	SUBCONJUNTO TOLVA SOLDADA
4	MP1.T2.A001.0	LATERAL TOLVA
5	MP1.T2.A002.0	TAPA TRASERA TOLVA
6	MP1.T2.A003.0	BRIDA ACOPLA TOLVA
7	MP1.M1.0000.0	CONJUNTO MANGA CONECTORA
8	MP1.M1.A000.0	SUBCONJUNTO TRAMPA MAGNÉTICA
9	MP1.M1.AA00.0	SUBCONJUNTO TRAMPA MAGNÉTICA SOLDADA
10	MP1.M1.AA01.0	TUBO ESTRUCTURA TRAMPA MAGNÉTICA
11	MP1.M1.AA02.0	SOPORTE U
12	MP1.M1.B000.0	SUBCONJUNTO MANGA CONECTORA SOLDADA
13	MP1.M1.B001.0	PIEZA CENTRAL MANGA CONECTORA
14	MP1.M1.B002.0	BRIDA ACOPLA PARTE CENTRAL MANGA CONECTORA
15	MP1.M1.B003.0	SEPARADOR PARA COMPUERTA



16		MP1.M1.0001.0	COMPUERTA
17		MP1.M1.B004.0	BRIDA COMPUERTA APOYO
18		MP1.M1.B005.0	PIEZA INFERIOR MANGA
19		MP1.M1.B006.0	BRIDA ACOPLA SIN FÍN
20		MP1.M1.B007.0	CORREDERA TRAMPA MAGNÉTICA
21		MP1.M1.B008.0	PIEZA SUPERIOR MANGA CONECTORA
22		MP1.M1.B009.0	BRIDA ACOPLA TOLVA
23		MP1.M1.0002.9	JUNTA BRIDA ACOPLA TOLVA
24		MP1.A1.0000.0	CONJUNTO ALIMENTADOR SIN FÍN
25		MP1.A1.A000.0	SUBCONJUNTO CARCAZA BANDEJA
26		MP1.A1.A001.0	TAPA
27		MP1.A1.A002.0	TAPA CANALÓN
28		MP1.A1.A003.9	JUNTA ALIMENTACIÓN MOLINO
29		MP1.A1.A004.0	CAÑO DESCARGA BANDEJA
30		MP1.A1.A005.0	TRABA TAPA
31		MP1.A1.A006.9	JUNTA SIN FÍN-MANGA
32		MP1.A1.AA00.0	SUBCONJUNTO CANALÓN SOLDADO
33		MP1.A1.AA01.0	CANALÓN
34		MP1.A1.AA02.0	BRIDA U
35		MP1.A1.AA03.0	CONDUCTO SALIDA
36		MP1.A1.AA04.0	BRIDA L
37		MP1.A1.AA05.0	OREJA
38		MP1.A1.AA06.0	PATA SOPORTE CARCASA
39		MP1.A1.AA07.0	OREJA PATA
40		MP1.A1.AA08.0	REFUERZO CANALÓN
41		MP1.A1.AA09.0	APOYO CANALÓN PARA JUNTA
42		MP1.A1.AB00.0	SUBCONJUNTO BANDEJA CÓNICA SOLDADA
43		MP1.A1.AB01.0	LATERAL BANDEJA
44		MP1.A1.AB02.0	FONDO BANDEJA
45		MP1.A1.AB03.0	CUELLO BANDEJA
46		MP1.A1.B000.0	SUBCONJUNTO SIN FÍN MOTOR
47		MP1.A1.B001.0	PLACA ADAPTADORA REDUCTOR
48		MP1.A1.B002.0	CONEXIÓN SIN FÍN ACOPLAMIENTO
49		MP1.A1.B003.0	ALOJAMIENTO RETÉN DE SIN FÍN
50		MP1.A1.C000.0	SUBCONJUNTO ESTRUCTURA SOPORTE ALIMENTADOR
51		MP1.A1.C001.0	CHAPA APOYO MOTOR
52		MP1.A1.C002.0	SOPORTE APOYO
53		MP1.A1.C003.0	PROTECTOR ACOPLAMIENTO SIN FÍN



54		MP1.A1.CA00.0	SUBCONJUNTO SUPERIOR ESTRUCTURA SOPORTE ALIM.
55		MP1.A1.CA01.0	BRAZO ESTRUCTURA SUPERIOR SOPORTE ALIMENTADOR
56		MP1.A1.CA02.0	TUBO SUPERIOR ESTRUCTURA
57		MP1.A1.CA03.0	TUBO UNION LATERALES
58		MP1.A1.CA04.0	TUBO REFUERZO LATERALES
59		MP1.A1.CA05.0	PATA ESTRUCTURA SUPERIOR
60		MP1.A1.CA06.0	TUBO BASE ESTRUCTURA SUPERIOR
61		MP1.A1.CB00.0	SUBCONJUNTO INFERIOR ESTRUCTURA SOPORTE ALIM.
62		MP1.A1.CB01.0	TUBO REFUERZO LATERALES BASE
63		MP1.A1.CB02.0	PATA ESTRUCTURA INFERIOR
64		MP1.A1.CB03.0	TUBO UNION LATERALES AGUJEREADO
65		MP1.A1.CB04.0	ÁNGULO GUÍA BALDE
66		MP1.A1.CB05.0	TOPE CARRO
67		MP1.A1.CC00.0	SUBCONJUNTO BALDE
68		MP1.A1.CC01.0	CUERPO CILÍNDRICO BALDE
69		MP1.A1.CC02.0	TAPA BALDE
70		MP1.A1.CC03.0	TAPA BASE BALDE
71		MP1.M2.0000.0	CONJUNTO MOLINO
72		MP1.M2.A000.0	SUBCONJUNTO BASE MOLINO
73		MP1.M2.A001.0	TUBO APOYO MOTOR
74		MP1.M2.A002.0	VARILLA ROSCADA M16
75		MP1.M2.AA00.0	SUBCONJUNTO ESTRUCTURA BASE MOLINO
76		MP1.M2.AA01.0	TUBO LADO LARGO
77		MP1.M2.AA02.0	TUBO LADO LARGO ANCLAJE PROTECTOR CORREA
78		MP1.M2.AA03.0	TUBO LADO CORTO
79		MP1.M2.AA04.0	PATA ESTRUCTURA BASE MOLINO
80		MP1.M2.AA05.0	TUBO PATA BASE MOLINO ANCLAJE PROTECTOR
81		MP1.M2.AA06.0	TUBO INFERIOR CORTO
82		MP1.M2.AA07.0	TUBO INFERIOR LARGO
83		MP1.M2.AB00.0	SUBCONJUNTO PROTECTOR SOLDADO
84		MP1.M2.AB01.0	FLEJE DE SUJECIÓN
85		MP1.M2.AB02.0	L SUJECIÓN
86		MP1.M2.AB03.0	TAPA CORREA
87		MP1.M2.AB04.0	LATERAL PROTECTOR
88		MP1.M2.AC00.0	SUBCONJUNTO PUENTE SOLDADO
89		MP1.M2.AC01.0	TUBO PUENTE
90		MP1.M2.AC02.0	GUÍA PUENTE
91		MP1.M2.B000.0	SUBCONJUNTO ROTOR MOTOR



92		MP1.M2.B001.0	EJE PRINCIPAL
93		MP1.M2.BA00.0	SUBCONJUNTO TREN DE MARTILLOS
94		MP1.M2.BA01.0	EJE SECUNDARIO
95		MP1.M2.BA02.0	MARTILLO
96		MP1.M2.BA03.0	SEPARADOR 20
97		MP1.M2.BA04.0	SEPARADOR 7
98		MP1.M2.BB00.0	SUBCONJUNTO TAMBOR
99		MP1.M2.BB01.0	SEPARADOR DE DISCOS
100		MP1.M2.BB02.0	DISCO LATERAL RECORTADO PUNTA AGUJERO
101		MP1.M2.BB03.0	DISCO LATERAL RECORTADO
102		MP1.M2.BB04.0	SEPARADOR ENTRE DISCOS
103		MP1.M2.BB05.0	DISCO CENTRAL RECORTADO PUNTA AGUJERO
104		MP1.M2.BB06.0	DISCO CENTRAL RECORTADO
105		MP1.M2.BB07.6	SOPORTE TUERCA
106		MP1.M2.BB08.0	ARANDELA SOPORTE TUERCA
107		MP1.M2.BB09.0	VARILLA DE SUJECIÓN
108		MP1.M2.C000.0	SUBCONJUNTO CARCASA SUPERIOR
109		MP1.M2.C001.0	EJE BISAGRA
110		MP1.M2.C002.0	TUBO CORTO BISAGRA
111		MP1.M2.C003.0	SOPORTE BISAGRA
112		MP1.M2.CA00.0	SUBCONJUNTO CARCASA SUPERIOR SOLDADA
113		MP1.M2.CA01.0	TECHO
114		MP1.M2.CA02.0	TAPA LATERAL SUPERIOR
115		MP1.M2.CA03.0	TUBO LARGO BISAGRA
116		MP1.M2.CA04.0	PERFIL C ENTRADA MOLINO
117		MP1.M2.CA05.0	OREJA AGARRE
118		MP1.M2.D000.0	SUBCONJUNTO CARCASA INFERIOR
119		MP1.M2.D001.0	CRIBA 180°
120		MP1.M2.D002.9	JUNTA BRIDA SALIDA MOLINO
121		MP1.M2.DA00.0	SUBCONJUNTO SALIDA SOLDADO
122		MP1.M2.DA01.0	TUBO FONDO
123		MP1.M2.DA02.0	FONDO OPUESTO SALIDA
124		MP1.M2.DA03.0	FONDO SALIDA
125		MP1.M2.DA04.0	FONDO LATERAL DERECHO
126		MP1.M2.DA05.0	FONDO LATERAL IZQUIERDO
127		MP1.M2.DA06.0	ARO EXTERIOR
128		MP1.M2.DA07.0	ARO INTERIOR
129		MP1.M2.DA08.0	APOYO CARCASA



130		MP1.M2.DA09.0	SOPORTE AGARRE
131		MP1.M2.DA10.0	BRIDA SALIDA MOLINO
132		MP1.F1.0000.0	CONJUNTO FORZADOR
133		MP1.F1.0001.0	JUNTA DE CAUCHO RECTANGULAR
134		MP1.F1.A000.0	SUBCONJUNTO BASE FORZADOR SOLDADO
135		MP1.F1.A001.0	PATA
136		MP1.F1.A002.0	CAÑO APOYO
137		MP1.F1.A003.0	CAÑO CORTO
138		MP1.F1.A004.0	CAÑO LARGO
139		MP1.F1.A005.0	LARGUERO PISO
140		MP1.T1.0000.0	CONJUNTO CICLÓN TUBERÍA
141		MP1.T1.0001.9	JUNTA DE CAUCHO CIRCULAR
142		MP1.T1.0002.9	TRANSICIÓN FLEXIBLE
143		MP1.T1.0003.0	BARRA GRAMPA
144		MP1.T1.0004.0	HIERRO U
145		MP1.T1.0005.9	ACOPLE CÓNICO CICLÓN-PELLETIZADORA
146		MP1.T1.A000.0	SUBCONJUNTO ACOPLE SOLDADO
147		MP1.T1.A001.0	UNIÓN DE TRANSICIÓN TUBERÍA-FORZADOR
148		MP1.T1.A002.0	BRIDA TUBERÍA
149		MP1.T1.A003.0	BRIDA FORZADOR
150		MP1.T1.B000.0	SUBCONJUNTO TUBERÍA VERTICAL SOLDADA
151		MP1.T1.B001.0	TUBO VERTICAL
152		MP1.T1.C000.0	SUBCONJUNTO CODO SOLDADO
153		MP1.T1.C001.0	CURVA 90°
154		MP1.T1.D000.0	SUBCONJUNTO TUBERÍA HORIZONTAL SOLDADA
155		MP1.T1.D001.0	TUBO HORIZONTAL
156		MP1.T1.E000.0	SUBCONJUNTO CICLÓN SOLDADO
157		MP1.T1.E001.0	BRIDA ACOPLE CICLÓN
158		MP1.T1.E002.9	CICLÓN PETERSON
159		MP1.S1.0000.0	CONJUNTO SOPORTE DE TUBERÍA Y CICLÓN
160		MP1.S1.A000.0	SUBCONJUNTO APOYO BRAZO CICLÓN SOLDADO
161		MP1.S1.A001.0	TUBO CONEXIÓN ESTRUCTURA SOSTÉN CICLÓN
162		MP1.S1.A002.0	REFUERZO ESTRUCTURA SOSTÉN CICLÓN
163		MP1.S1.A003.0	BRAZO ESTRUCTURA SOSTÉN CICLÓN
164		MP1.S1.A004.0	ACOPLE BRAZO SUPERIOR
165		MP1.S1.A005.0	TUBO SOPORTE ABRAZADERAS
166		MP1.S1.A006.0	SUJETADOR ABRAZADERA
167		MP1.S1.A007.0	ABRAZADERA CICLÓN



168		MP1.S1.B000.0	SUBCONJUNTO SOPORTE TUBERÍA BASE SOLDADO
169		MP1.S1.B001.0	TUBO VERTICAL BASE
170		MP1.S1.B002.0	UNIÓN TUBO VERTICAL BASE
171		MP1.S1.B003.0	PATA INCLINADA SOPORTE BASE
172		MP1.S1.B004.0	TUBO INCLINADO PARTE MEDIA
173		MP1.S1.B005.0	SOPORTE ESTRUCTURA SOSTÉN CAÑERÍA
174		MP1.S1.B006.0	OREJA SUJECCIÓN PATA INCLINADA
175		MP1.S1.B007.0	BASE APOYO PARTE SUPERIOR
176		MP1.S1.B008.0	TAPA BASE
177		MP1.S1.C000.0	SUBCONJUNTO SOPORTE TUBERÍA SUPERIOR SOLDADO
178		MP1.S1.C001.0	TAPA BASE APOYO ESTRUCTURA SOSTÉN CAÑERÍA
179		MP1.S1.C002.0	TUBO VERTICAL SUPERIOR
180		MP1.S1.C003.0	REFUERZO TRIANGULAR
181		MP1.S1.C004.0	APOYO BRAZO CICLÓN
182		MP1.S1.D000.0	SUBCONJUNTO SOPORTE CAÑERÍA SOLDADO
183		MP1.S1.D001.0	CORREDERA BRAZO APOYO CAÑERÍA
184		MP1.S1.D002.0	REFUERZO MÉNSULA
185		MP1.S1.D003.0	APOYO CAÑERÍA TIPO C
186		MP1.P1.0000.0	CONJUNTO PELLETIZADORA
187		MP1.P1.A000.0	SUBCONJUNTO MOTOR-REDUCTOR
188		MP1.P1.A001.0	APOYO CAJA REDUCTORA
189		MP1.P1.B000.0	SUBCONJUNTO CARCASA PELLETIZADORA
190		MP1.P1.B001.6	CABEZAL
191		MP1.P1.B002.6	BASE
192		MP1.P1.B003.0	RAMPA
193		MP1.P1.B004.9	ACRÍLICO PROTECTOR EXTERIOR
194		MP1.P1.B005.0	EJE PROTECTOR ACRÍLICO
195		MP1.P1.C000.0	SUBCONJUNTO ROTOR PELLETIZADORA
196		MP1.P1.C001.6	PLATO DE ARRASTRE
197		MP1.P1.C002.0	ANILLO CUCHILLA
198		MP1.P1.C003.0	CUCHILLA
199		MP1.P1.C004.4	EJE PRINCIPAL MOTOR
200		MP1.P1.C005.0	ACOPLAMIENTO RÍGIDO
201		MP1.P1.C006.0	ARO SEPARADOR RODAMIENTOS
202		MP1.P1.C007.0	ESPACIADOR 31
203		MP1.P1.D000.0	SUBCONJUNTO SISTEMA EXTRACTOR
204		MP1.P1.D001.0	EJE RODILLOS
205		MP1.P1.D002.9	MATRIZ



206		MP1.P1.D003.4	RODILLO
207		MP1.P1.D004.0	TAPA RODILLO
208		MP1.P1.D005.0	ARANDELA TOPE RODILLO
209		MP1.P1.D006.0	CONO DISTRIBUIDOR
210		MP1.P1.D007.0	PROLONGADOR
211		MP1.P1.D008.0	NIVELADOR
212		MP1.P1.D009.0	PALETA EXT.
213		MP1.P1.D010.0	PALETA INT.
214		MP1.C1.0000.0	CONJUNTO CHASIS MÓVIL
215		MP1.C1.0001.0	PROTECTOR ACOPLAMIENTO PELLETIZADORA
216		MP1.C1.A000.0	SUBCONJUNTO CHASIS SOLDADO
217		MP1.C1.A001.0	LARGUERO CHASIS MÓVIL
218		MP1.C1.A002.0	LARGUERO OPUESTO CHASIS MÓVIL
219		MP1.C1.A003.0	TUBO INTERNO CHASIS ANCLAJE MOTOR
220		MP1.C1.A004.0	TUBO INTERNO CHASIS PELLETIZADORA
221		MP1.C1.A005.0	TUBO CORTO CHASIS MÓVIL
222		MP1.C1.A006.0	PERFIL INTERNO CHASIS ANCLAJE MOLINO
223		MP1.C1.A007.0	PERFIL INTERNO CHASIS MOLINO AGUJEREADO
224		MP1.C1.A008.0	PERFIL INTERNO CHASIS ANCLAJE FORZADOR
225		MP1.C1.A009.0	PERFIL INTERNO CHASIS FORZADOR AGUJEREADO
226		MP1.C1.A010.0	PERFIL C PLEGADO
227		MP1.C1.A011.0	UNION PERFIL C
228		MP1.C1.A012.0	REFUERZO APOYO RUEDA
229		MP1.C1.A013.0	APOYO RUEDAS

Tabla 15-3 - Planilla de planos de piezas estandar

PLANILLA DE PLANOS DE PIEZAS ESTANDAR		
Items	Códigos	Denominación
1	MP1.M1.0000.0	CONJUNTO MANGA CONECTORA
2	STD.M2.0101.0	MANIJA AGARRE COMPUERTA Y TRAMPA
3	MP1.A1.0000.0	CONJUNTO ALIMENTADOR
4	MP1.A1.B000.0	SUBCONJUNTO SINFIN MOTOR
5	STD.P3.0101.0	PASADOR EJE SINFIN
6	MP1.M2.0000.0	CONJUNTO MOLINO
7	MP1.M2.A000.0	SUBCONJUNTO BASE MOLINO
8	STD.M1.0101.0	MAZA ROSCADA M14
9	STD.M1.0102.0	MAZA ROSCADA M12
10	MP1.M2.D000.0	SUBCONJUNTO CARCASA INFERIOR
11	STD.P1.0101.0	PERNO
12	MP1.A1.0000.0	CONJUNTO ALIMENTADOR
13	MP1.A1.CC00.0	SUBCONJUNTO BALDE
14	STD.T1.0101.0	TOPE TAPA BALDE
15	STD.M2.0101.0	MANIJA BALDE
16	STD.M2.0201.0	MANIJA TAPA BALDE