

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de un Procesador para harina de arroz"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Giovanni Javier Mieles Oñate

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Le agradezco a mis padres, a mis hermanos, a mi familia, al ing. Martínez y al ing. Marcial por la ayuda que me brindaron para obtener el título de ingeniería mecánica.

DECLARACIÓN EXPRESA

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

Giovanni Javier Mieles Oñate.

Ing. Ernesto Martínez

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



Giovanni J. Mieles O.
AUTOR



Ing. Ernesto R. Martínez L.
DIRECTOR

RESUMEN

El proyecto tiene como finalidad diseñar una máquina para aprovechar el arroz quebrado de las piladoras y transformarlo en harina, en el Ecuador la harina de arroz no es muy comercializada, sin embargo, para las personas que sufren de la enfermedad celíaca la harina de arroz es una buena opción para sustituir a la harina de trigo.

Se seleccionó el tipo molienda para triturar los granos de arroz, utilizando la matriz de decisión se comparó y se evaluó 3 tipos de molienda para granos (molienda húmeda, molienda semi-seca y molienda seca) el proceso que resulto con mejor puntaje fue el de molienda seca, después de definir el proceso de transformación del arroz se realizó otra matriz de decisión para evaluar el tipo de molino favorable, se consideraron cuatro tipos de molinos (molino de martillos, molino de rodillos, molino de disco y molino de pines) y se los evaluó valorando cuatro factores (granulometría, temperatura, daño de almidón y volumen de panificación).

El resultado de la matriz de decisión fue que el molino de rodillos es la mejor opción para transformar el arroz en harina.

La máquina está diseñada con materiales que se pueden conseguir en el mercado nacional, las dimensiones de la maquina son 1200mm de alto, 800mm largo y 400 mm de ancho, la estructura se diseñó de ángulos acero inoxidable AISI 304 50mm X 6mm, los rodillos están diseñados con tubo de acero inoxidable AISI 304 de 200mm de diámetro, 300 mm de largo y un espesor de 6 mm, el eje de los rodillos son barras de acero inoxidable AISI 304 de 50 mm de diámetro se seleccionó motor-reductores de 1 hp porque son fáciles de conseguir la velocidad de salida de uno es de 20 rpm y de los otros 2 motor-reductores es 40 rpm, se usa un tamiz para la maquina está cubierta por planchas de acero inoxidable de espesor de 1.5mm los engranes para transmitir movimiento al otro rodillo son de hierro gris con 200mm de diámetro nominal.

La máquina se la diseño en su gran mayoría de acero inoxidable AISI 304, para que sea resistente a la corrosión debido a que la maquina se requiere limpiar cada vez que se deje de usar para mantener la higiene y evitar la aparición de hongos, bacterias u otros agentes que afecten al producto final.

Palabras Clave: Arroz quebrado, piladoras, acero inoxidable, motor-reductor, granulometría, temperatura, molinos, engranes.

ABSTRACT

The project aims to design a machine to take advantage of broken rice of piladoras and transform it into flour in Ecuador rice flour is not very commercialized and for people who suffer from celiac disease, rice flour is a good choice to replace wheat flour.

Type milling was selected for crushing the rice grains, with the help of the decision matrix compared and three types of milling grain (wet milling, semi-dry milling and dry milling) evaluated the process that resulted with best score was the dry milling, after defining the process of rice processing another decision matrix was performed to evaluate the favorable mill, four types of mills (hammer mill, roller mill, disc mill and mill were considered pin) and was evaluated considering the four factors (particle size, temperature, and starch damage baking volume).

The result of the decision matrix was that the roller mill is the best choice to transform rice flour.

The machine is designed with materials that are available in the market, the dimensions of the machine are 1200mm high, 800mm long and 400mm wide, the structure was designed angle stainless steel AISI 304 50mm X 6mm, the rollers are designed tube 304 stainless steel 200mm diameter, 300mm long and a thickness of 6 mm, the axis of the rollers are bars 304 stainless steel 50 mm in diameter engine-reducers 1 hp was selected because they are easy to get the output speed of one is 20 rpm and another 2 engine-reducers is 40 rpm, an aperture 0.17 mm holes plate, the machine is covered by stainless steel plate thickness 1.5mm gears to transmit the other roller movement are gray iron 200mm diameter.

The machine is the design mostly stainless steel AISI 304, to be resistant to corrosion because the machine must be cleaned every time you stop using to maintain hygiene and prevent the occurrence of fungi, bacteria or other rare agents affecting the final product.

Keywords: *broken rice, rice mills, stainless steel, gear motor, grain size, temperature, mills, gears.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	III
ÍNDICE GENERAL	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
Capítulo 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del problema.	1
1.2 Objetivos.....	1
1.2.1 Objetivo general.	1
1.2.2 Objetivos específico.....	1
1.3.1 Harina de arroz.....	2
CAPÍTULO 2	9
2. Metodología del proyecto	9
2.1 Desarrollo del proyecto.	9
2.2 Diagrama de flujo del proyecto.	9
2.3 Definición de molienda y molino.	10
2.3.1 Tipos de molinos.	11
2.4 Selección de Molino.....	14
2.4.1 Factores de consideración para la matriz de decisión.....	14

2.4.2 Matriz de decisión.	16
2.5 Diseño de forma.	17
2.6 Diseño de Molino.	17
2.6.1 Potencia de los trenes de molienda.	17
2.6.2 Ángulo de separación de los rodillos.....	19
2.6.3 Flujo volumétrico.	20
2.6.4 Diámetro de los rodillos.....	20
2.6.5 Longitud de los rodillos.....	20
2.6.6 Velocidad de los rodillos.....	20
2.6.7 Cálculo del periodo.....	21
2.6.8 Cálculo de las cargas en los rodillos.	21
2.6.9 Diseño de los trenes de rodillos.	23
2.6.10 Cálculo de las reacciones en el eje.....	32
2.4.11 Diseño por fatiga del eje.....	34
2.6.12 Diseño de soldadura	37
2.6.13 Selección de cojinetes de rodadura.	41
2.6.14 Diseño del mecanismo anti-triturable.	42
2.6.15 Diseño de engranes.	49
CAPÍTULO 3	58
3. Resultados	58
3.1 Análisis de resultado.....	58
3.1.1. Rodillos.	58
3.1.2. Selección de motor-reductor.	58
3.1.3. Ejes de los rodillos.	58
3.1.4. Mecanismo anti-triturable.....	59

3.1.5. Mecanismo de transmisión.....	59
3.1.6. Soldadura.....	59
3.1.7. Estructura.....	60
3.2 Análisis de costo.....	60
CAPÍTULO 4	62
4. Discusiones y conclusiones.....	62
4.1 Conclusiones.	62
4.2 Recomendaciones.	62
BIBLIOGRAFÍA	63

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Ecuador.
AGMA	American Gears Manufactures Association.
INEM	Instituto Ecuatoriano de Normalización.
ANSI	American National Standars Institute
AISI	Americam Iron And Steel Institute.
NMX	Norma Mexicana.
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana.
DIN	Deutsches Institut Für Normung
ISO	International Organization For Standardization.
SAE	Society Of Automotive Engineers.

SIMBOLOGÍA

Kg	Kilogramo
h	hora
°C	grados centigrados
Kwh	kilovatio-hora
Tm	tonelada métrica
S	segundos
Mm	milímetros
μm	Micras
m	metros
Rpm	revoluciones por minuto
N	Newtons
rad	radianes
KN	KiloNewtons
MP_a	Mega Pascal.
Hp	Horse Power.
W	Potencia.
W_n	Potencia nominal.
W_i	Índice de Bond.
d_{80}	Diámetro de salida.
D	Diámetro de entrada.
\dot{m}	Flujo másico.
α	Angulo de Separación entre rodillos.
μ	Coeficiente de fricción.
θ	Angulo máximo para que no resbale el arroz.
Q	Flujo volumétrico.
ρ	Densidad.
D_r	Diámetro rodillo.
L	longitud.
N	velocidad de giro.
T	Periodo

g	gravedad.
M	momento.
J	momento polar.
I	momento de inercia.
τ	Esfuerzo cortante
σ	Esfuerzo
η	Factor de seguridad.
K_a	Factor de seguridad.
K_b	Factor de tamaño.
K_c	Factor de carga.
K_d	Factor de temperatura.
K_e	Factor efectos varios.
S_e	Fatiga real.
S_e'	Fatiga teórica.
K	Constante de resorte.
C	índice de resorte.
S_{ut}	Esfuerzo ultimo a la tensión.
E	módulo de Young.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Flujo de proceso de molienda húmeda.	4
Figura 1.2. Flujo de proceso de molienda semi-seca.	5
Figura 1.3. Flujo de proceso de molienda seca.	6
Figura 2.1. Flujo de proceso del proyecto.	10
Figura 2.2. Molino de rodillos.	11
Figura.2.3. Molino de martillos.	12
Figura 2.4. Molinos de atrición de disco.	13
Figura 2.5. Molino de Pines.	13
Figura 2.6. Harina de arroz: Promedio de partícula para un peso (PS50) _a y temperatura de la harina	14
Figura 2.7. Harina de arroz: Promedio de partícula para un peso (PS50) _a y temperatura de la harina	15
Figura 2.8. Molino de tres trenes de molienda	17
Figura 2.9. Molino de dos trenes de molienda.	17
Figura 2.10. Índice de bond de materiales a moler	18
Figura 2.11. Ángulo de separación de rodillos	19
Figura 2.12. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos ejes x-z.	24
Figura 2.13. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z del primer tren de molienda	25
Figura 2.14. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda	26
Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos ejes x-Y.	27
Figura 2.16. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda	28
Figura 2.17. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda	29
Figura 2.18. Resistencia de metales	31
Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre del eje.	33
Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre del eje en X-Y.	33
Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre del eje en X-Z.	34

Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en X-Y.....	35
Figura 2.23. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en X-Z.....	36
Figura 2.24. Forma del cordón de soldadura.....	37
Figura 2.25. Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura.....	38
Figura 2.26. Características del electrodo 308L.....	38
Figura 2.27. Propiedades torsionales de la soldadura a filete.....	39
Figura 2.28. Propiedades flexionantes de la soldadura a filete.	39
Figura 2.29. Parámetros del factor de condición superficial de Marin.	40
Figura 2.30. Aplicación de maquinaria y vida requerida del rodamiento.	41
Figura 2.31. Especificaciones del rodamiento	42
Figura 2.32. Tabla de cizalladura a un corte	45
Figura 2.33. Tabla de diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino	46
Figura 2.34. Tabla de Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.....	47
Figura 2.35. Tabla de Resistencias a la fatiga completamente corregida de pernos y tornillos con roscas laminadas.....	47
Figura 2.36. Diagrama de un perno.....	48
Figura 2.37. Factores geométricos J de engranes rectos.	50
Figura 2.38. Tabla de factor de aplicación de los engranes	50
Figura 2.39. Tabla de factores de distribución de carga.....	51
Figura 2.40. Factor de ciclos de esfuerzos repetidamente aplicados de resistencia a la flexión.	52
Figura 2.41. Resistencia a la flexión repetidamente aplicada ST de engranes de hierro y bronce a 107ciclos y confiabilidad 0.99	53
Figura 2.42. Coeficiente elástico Cp, Psi, MPa	55
Figura 2.43. Resistencia de contacto repetidamente aplicada Sc de engranes de hierro y bronce a 107ciclos y confiabilidad 0.99.....	56
Figura 2.44. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura	56

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Requisitos físicos químicos de la harina de arroz.	2
Tabla 2. Matriz de decisión del proceso de molienda.....	7
Tabla 3. Importancia de los factores de la matriz de decisión.....	16
Tabla 4. Calificación de los molinos según los factores.	16
Tabla 5. Resultados de la matriz de decisión.....	16
Tabla 6. Precio de los materiales de la procesadora de harina de arroz.....	60

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Componentes de los rodillos.
- PLANO 2 Ejes de la máquina.
- PLANO 3 Cajeras de la máquina.
- PLANO 4 Plano explosionado del rodillo fijo.
- PLANO 5 Plano explosionado del rodillo móvil.
- PLANO 6 Esqueleto de la estructura.
- PLANO 7 Elementos del procesador de harina de arroz.
- PLANO 8 Procesador de harina de arroz.

CAPÍTULO 1

1. Introducción

1.1 Definición del problema.

Se requiere transformar el arroz crudo quebrado en harina, el arroz es un producto abundante en Ecuador, la mayoría de personas en Ecuador utilizan el arroz como base de su alimentación debido a la facilidad de cocinar, tiene un sabor delicioso y su gran aporte nutritivo, por esta razón se podría aprovechar al convertirla en harina y obtener otros productos como tortas, sustituto parcial en panes, empanadas, fideos, alimentos para niños, etc. Como la harina de arroz no contiene gluten es una buena opción de alimentación para las personas que no toleran el gluten.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo general.

- Diseñar una máquina para producir harina de arroz para consumo humano, aprovechando el exceso de arroz quebrado generado en el proceso de pilado.

1.2.2 Objetivos específico

- El diseño de las maquinas deben cumplir las especificaciones del Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 131 “SEGURIDAD E HIGIENE DE MAQUINARIA PARA PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS”.
- La máquina debe ser de fácil mantenimiento y limpieza.
- La máquina debe ser diseñada para ser construida con materiales y equipos disponibles en el país.

1.3 Marco teórico.

1.3.1 Harina de arroz.

La harina de arroz es un producto que se obtiene por molienda y luego se lo pasa por un tamiz, el tipo de arroz que se debe utilizar es el *Oriza sativa* L., los granos deben estar sanos, limpios, enteros o quebrados, sin cáscara, libre de impurezas y materia extraña que alteren su calidad. Este producto requiere cocimiento posterior para su uso. (Normas Mexicanas [NMX]-F-160-1982)

En Ecuador la harina de arroz debe elaborarse con el arroz que cumpla con la NTE INEN 1234. La harina de arroz debe presentarse como un polvo fino homogéneo, de color blanco, con sabor y olor característico del producto.

La harina de arroz debe estar exenta de cualquier peligro físico, químico o biológico que afecte la inocuidad del producto como: insectos vivos y sus formas intermedias de desarrollo, excretas de animales, materia extraña, etc. (Norma Técnica Ecuatoriana [NTE] INEM 3050, 2015)

1.3.1.1 Granulometría de la harina de arroz.

La harina de arroz debe pasar en un 85 % como mínimo por un tamiz de 180 μm (tamiz nro.80) y 100 % por un tamiz de 250 μm (nro.60). (INEM 3050, 2015)

1.3.1.2 Requisitos físicos y químicos.

La harina debe cumplir con las propiedades microbiológicas de la tabla 1.

Tabla 1.Requisitos físicos químicos de la harina de arroz.

Requisitos	Unidad	min.	Max.	Método de ensayo
Humedad	Fracción másica expresada en porcentaje (%)	----	12	NTE INEM ISO 712
Cenizas (en base seca)		----	1	NTE INEM ISO 2171
Grasa (en base seca)		----	2	NTE INEM ISO 11085

Proteínas (en base seca)		7	----	NTE INEM ISO 20483
Acidez (en base seca)	ml de NaOH en 100 g de muestra	----	3	NTE INEM ISO 7305
Fibra cruda (en base seca)	Fracción másica expresada en porcentaje (%)	----	0,8	NTE INEM 522

Fuente: NTE INEN 3050

1.3.1.3 Proceso de elaboración de la harina de arroz.

Existen tres procesos para elaborar harina de arroz.

1.3.1.3.1 Molienda húmeda.

Mediante la molienda húmeda se pueden obtener almidones nativos y modificados, dextrinas y una amplia gama de derivados de éstos. (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004).

Ver figura 1.1. El flujo de proceso de molienda húmeda de la harina de arroz.

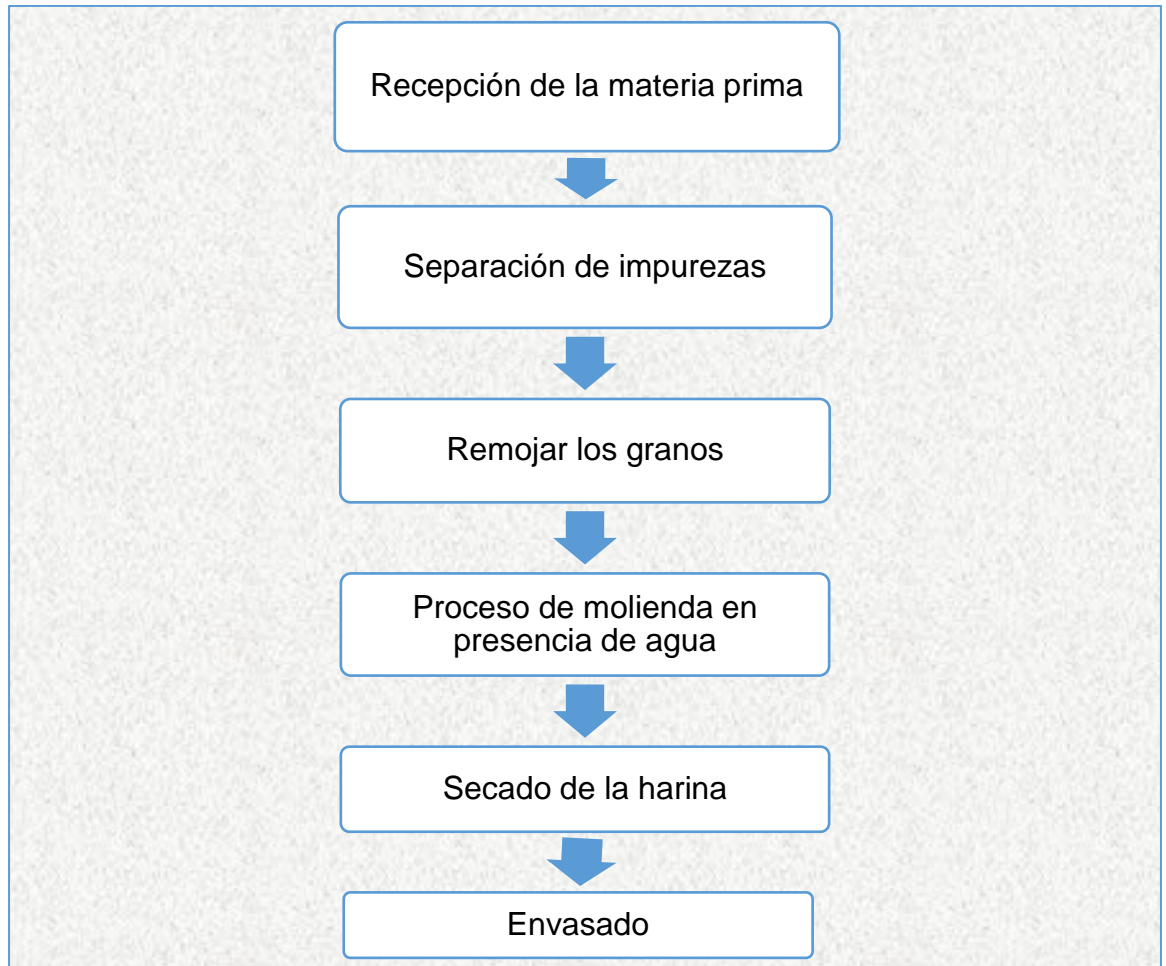


Figura 1.1 Flujo de proceso de molienda húmeda.

Fuente: (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004)

Elaboración propia.

1.3.1.3.2 Molienda semi-seca.

Los productos que se obtienen de esta molienda son similares que los de la molienda en húmedo. (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004).

Ver figura 1.2. El flujo de proceso de molienda semi-seca de la harina de arroz.

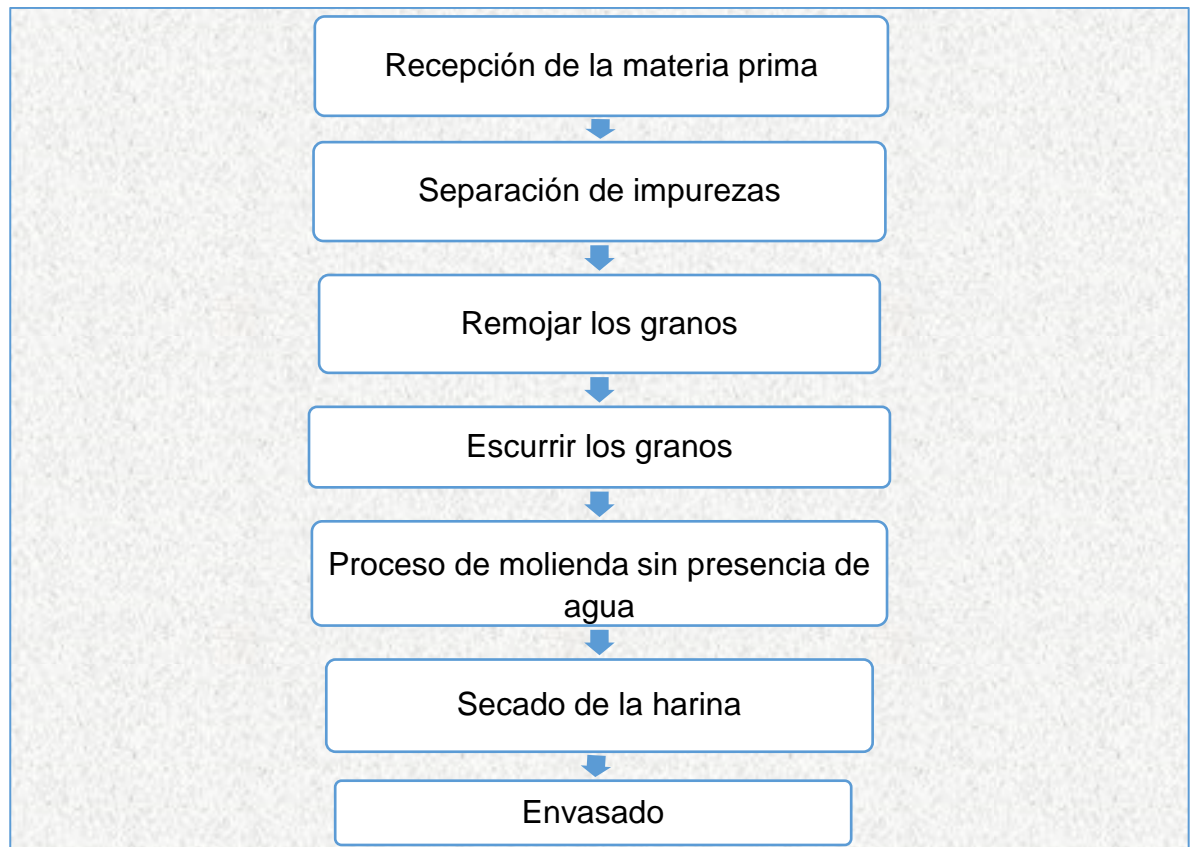


Figura 1.2. Flujo de proceso de molienda semi-seca.

Fuente: (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004)

Elaboración propia.

1.3.1.2.3 Molienda seca.

Esta harina se usa para alimentos infantiles, productos extruidos y diversos productos de panificación. (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004).

Ver figura 1.3. El flujo de proceso de molienda seca de la harina de arroz.

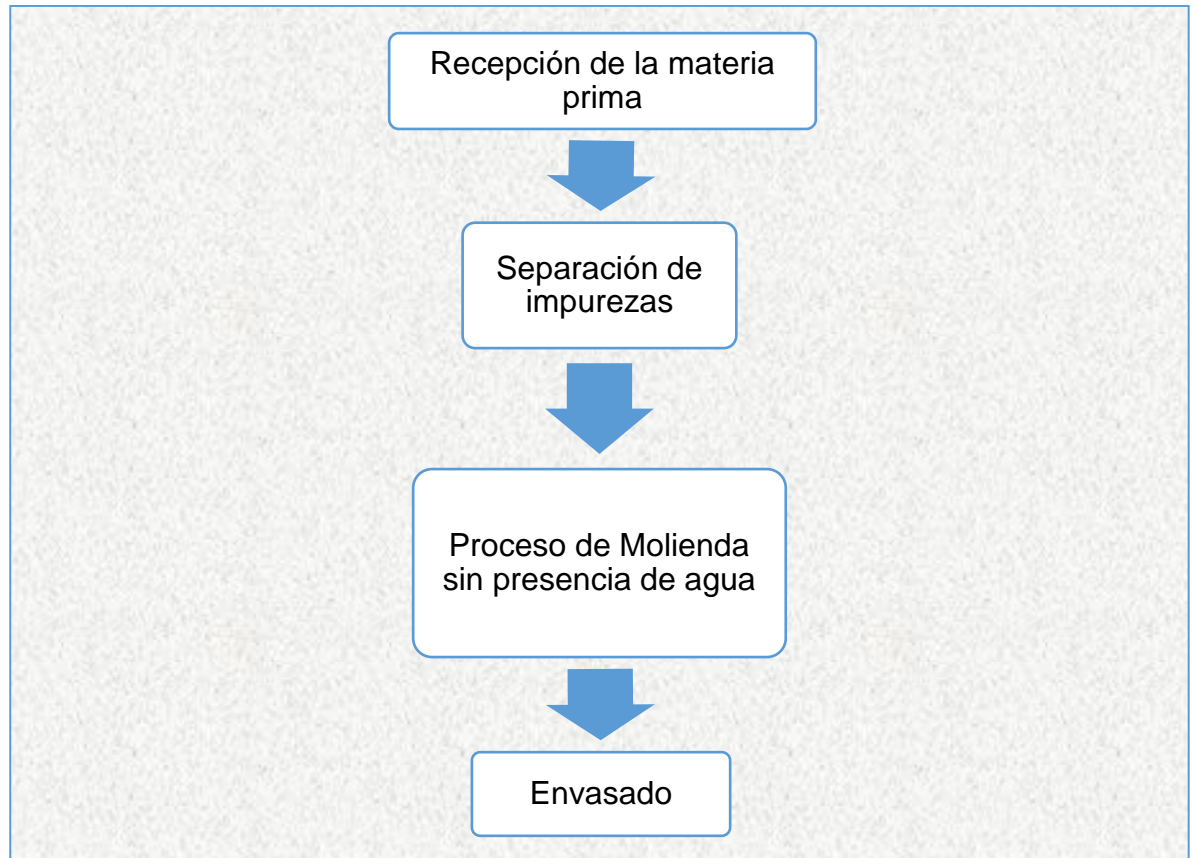


Figura 1.3. Flujo de proceso de molienda seca.

Fuente: (Pérez 1994, González y Pérez 2002, Pereira y Pérez 2004)

Elaboración propia.

1.3.1.4 Selección del método de molienda.

El método de molienda que se seleccionó para el proyecto fue el de la molienda seca, se eligió este método pensando en el costo porque al aumentar el paso de remojo se necesita agua, energía para la bomba, un lugar de remojo, escurrido y un secador para que el arroz tenga un porcentaje de humedad del 12 % como máximo, además no es necesario remojar el arroz ya que no es un grano duro como el trigo y el maíz.

Tabla 2. Matriz de decisión del proceso de molienda

Factores Molinos	Ahorro de costo	Ahorro de energía	Reducción de dureza	Total
Peso de importancia	5	4	2	
Molienda húmeda	0	2	2	12
Molienda semi-seca	0	2	1	10
Molienda seca	5	3	0	37

Elaboración propia.

1.3.1.5 Aplicaciones de la harina de arroz.

La harina de arroz tiene diversas aplicaciones, en un estudio realizado en 1974 por Sanoja y Baragaño-Mosqueda, se utilizó la harina de arroz para hacer panes con diferentes porcentajes, 70% harina de trigo y 30% de harina de arroz, también se hicieron panes, con 85% harina de trigo y 15% harina de arroz, los panes tenían mejor volumen específico y menor dureza de miga y se conservaban mejor a temperatura ambiente. (Sanoja y Baragaño-Mosqueda 1974).

En el año 1981 los científicos K.D. Nishita y M.M. Bean en Berkeley, California realizaron investigaciones acerca de los métodos de molienda del arroz, elaboraron un pan hecho con 100% harina de arroz con un volumen (650-660 cc), el cual es un buen volumen para panes. (Nishita y Bean 1982). El uso de la harina de arroz se ha incrementado por el aumento de la celiaquía (Personas que no toleran el gluten). La harina de arroz no contiene gluten por lo que es una buena opción para las personas que sufren de celiaquía.

Los únicos cereales considerados seguros son el arroz y el maíz. Sin embargo, el arroz es más adecuado para la producción de productos libres de gluten debido a su sabor suave, color blanco, la digestibilidad de los

hidratos de carbono y la hipoalergenicidad de sus proteínas (Neumann y Bruemmer 1997).

Se pueden hacer bizcochos, también dependiendo del ingrediente que le caracteriza o la forma de presentación se pueden elaborar galletas dulces y/o saladas, rellenos, revestidos, grissini, aperitivos y tapas o salgadillos, palitos para aperitivos o pretzel, waffle y waffle relleno (Brasil 1978).

En los países asiáticos existen muchas variedades de productos de pastelería que utilizan la harina de arroz como base algunos de estos dulces son la torta de arroz, mochi, idly se consume como snack en la India, también han usado la harina de arroz para hacer alimentos extruidos como fideos, macarrón de arroz, etc.

CAPÍTULO 2

2. Metodología del proyecto

2.1 Desarrollo del proyecto.

Se desarrolló el proyecto basándose en el diagrama de flujo del proyecto, inicia desde la búsqueda del proyecto hasta las conclusiones y recomendaciones, el diagrama tiene retroalimentación para encontrar información y evaluarla si realmente sirve como solución del proyecto si la información no es útil se regresa a buscar más información, la información que se ha usado para el proyecto se la buscado en libros, tesis, investigaciones científicas, normas y consultando con ingenieros o personas que con su experiencia y criterios aportan ideas al proyecto.

2.2 Diagrama de flujo del proyecto.

El proyecto se desarrolló utilizando el diagrama de flujo de la figura 2.1.

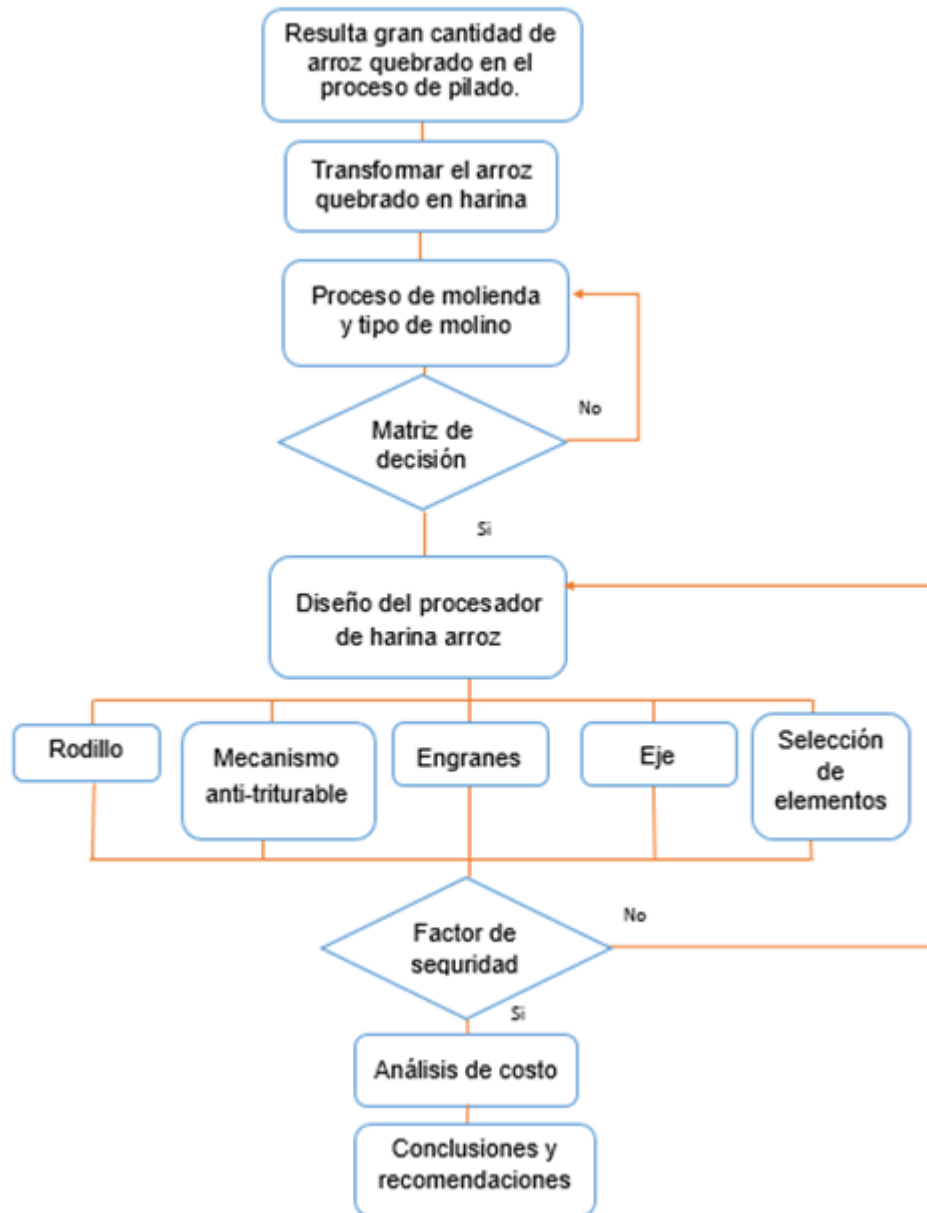


Figura 2.1. Flujo de proceso del proyecto.

Elaboración propia

2.3 Definición de molienda y molino.

En el diccionario la palabra molienda es la acción de moler, moler es reducir el tamaño de partículas de una materia.

Molino es el equipo que se utiliza para reducir el tamaño de partículas de una materia. Por lo general el material debe molerse hasta que el producto sea un polvo muy fino. Probablemente un solo molino no sea capaz de lograr la

reducción deseada, entonces será necesaria una secuencia de equipos para obtener el polvo fino.

2.3.1 Tipos de molinos.

Existen varios molinos para reducir el tamaño de partícula de una materia, los molinos pueden reducir el tamaño de las partículas por impacto, fricción, compresión, en este proyecto se comparó cuatro tipos de molinos.

2.3.1.1 Molino de rodillos.

Este tipo de molinos consta de dos cilindros de acero que rotan en sentido contrario de manera que las partículas son atrapadas y sometidas a fuerzas de compresión que causan la reducción de tamaño. La superficie de los rodillos puede ser lisa, corrugada o puede tener dientes (disco dentado). (Ortega-Rivas, 2005)

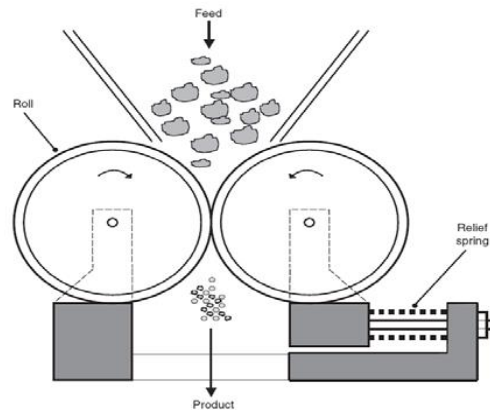


Figura 2.2. Molino de rodillos.

Fuente: Ortega-Rivas, 2005.

2.3.1.2 Molino de martillos.

El molino de martillo contiene un rotor de alta velocidad que gira dentro de una carcasa cilíndrica. El rotor posee un collar con un dado número de martillos en la periferia. La ruptura se da principalmente por fuerzas de impacto. (Ortega-Rivas, 2005)

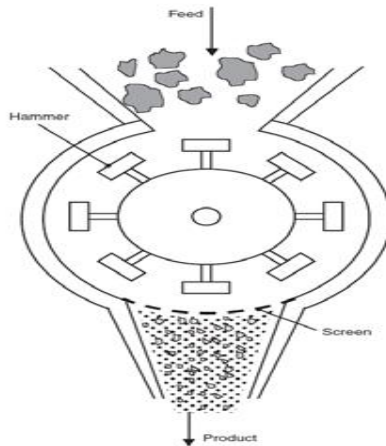


Figura.2.3. Molino de martillos.

Fuente: Ortega-Rivas, 2005.

2.3.1.3 Molino de discos.

Los molinos de disco utilizan fuerzas de corte para lograr la reducción de tamaño, se utilizan para dar principalmente partículas finas. Existen varios modelos la Fig. # 6.A) Muestra a un disco con canaletas que rota a alta velocidad enfrenteado a un disco fijo. El espaciado entre ambos discos puede regularse. Fig. # 6.B) Molino de atrición de doble disco existen dos discos que rotan en direcciones opuestas, lo que facilita un intenso desgaste. Por último Fig. # 6.C) Molino tipo Buhr es el molino de disco más antiguo, muy usado para la molienda de harina, consiste en dos discos montados en un eje vertical, el de arriba se encuentra fijo, mientras que el de abajo rota. (Ortega-Rivas, 2005)

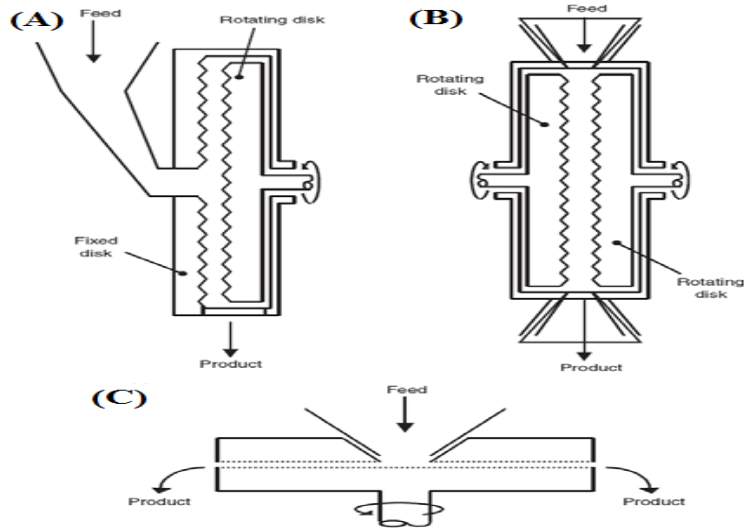


Figura 2.4. Molinos de atrición de disco.

a) Molino de un disco, b) molino de dos discos, c) molino tipo Buhr.

Fuente: Ortega-Rivas, 2005.

2.3.1.4 Molino de pines.

El material de alimentación se introduce en la tolva y este cae al centro del rotor y se transporta a través de la periferia de la series de placas, las placas contienen a los pines que reducen gradualmente hasta hacerlo polvo. Alrededor del alrededor del rotor, se encuentra un tamiz que permite que el material la salida del material cuando tiene el tamaño deseado. (Catálogo Premium Pluman).



Figura 2.5. Molino de Pines.

Fuente: Premium Pluman

2.4 Selección de Molino.

Para la matriz de decisión se utilizó un estudio hecho en el año 1982 en Berkeley por los científicos Nishita y Bean para considerar los factores de cada tipo de molino, en el estudio se utilizaron molinos para transformar el arroz en harina e hicieron pruebas de esta harina, por lo tanto se va a considerar 4 tipos de molinos: molino de martillo, molino de rodillo, molino de disco y molino de pines.

Se va a elegir la mejor opción sumando los resultados obtenidos por la matriz de decisión.

2.4.1 Factores de consideración para la matriz de decisión.

2.4.1.1 Granulometría.

Se refiere al tamaño de partícula que va a tener la harina, la norma INEM 3050 dice que la harina debe pasar en un 85% por un tamiz de 180 μm como mínimo. El tamaño de partícula de cada molino se puede ver en la figura 2.6.

Mill	PS50 (μm)	Flour Temperature ($^{\circ}\text{C}$)
Turbo	151 ^b	88
Hammer	117	75
Pin		
2 \times	88	38
1 \times	111	38
Roller	155	30
Blade	239	50
Burr		
Bauer	290	32
Coffee	630	36

^a PS50 = estimated sieve size through which 50% of the sample would pass.

^b Determined by scanning electron microscopy to be the finest flour in the study.

Figura 2.6. Harina de arroz: Promedio de partícula para un peso (PS50)^a y temperatura de la harina

Fuente: K.D. Nishita y M.M. Bean

2.4.1.2 Temperatura.

Cuando se muele el grano la temperatura del producto aumenta, el aumento de la temperatura podría causar cambios en las propiedades de la harina, la temperatura que alcanza la harina depende del tipo de molino que se esté usando, ver figura 2.6.

2.3.1.3 Daño del almidón.

El almidón es la sustancia de reserva alimenticia predominante en las plantas, y proporciona el 70-80% de las calorías consumidas por los humanos. Tanto el almidón como los productos de la hidrólisis del almidón constituyen la mayor parte de los carbohidratos digeribles de la dieta habitual. Ver figura 2.7.

Mill ^a	Birefringence End Point Temperature (°C)	Differential Scanning Calorimetry ^b			Water Retention Capacity		Loaf Volume ^c (cc)
		Maximum Temperature (°C)	Enthalpy of Gelatinization (cal/g)	Damaged Starch (% glucose)	Distilled	Alkaline	
Turbo	65.2	65.9 ± 0.2	2.00 ± 0.13	24.2	140	134	205
Hammer Pin	65.5	66.4 ± 0.1	1.79 ± 0.08	20.4	142	138	220
2X	66.7	66.8 ± 0.1	2.15 ± 0.23	16.0	123	118	255
1X	66.8	66.8 ± 0.1	2.39 ± 0.10	15.1	110	104	615
Roller	66.3	67.0 ± 0.4	2.52 ± 0.14	1.2	121	118	650
Blade	66.1	10.4	108	103	660
Burr							
Bauer	66.5	67.4 ± 0.2	2.60 ± 0.17	6.4	103	99	660
Coffee	66.7	6.4	100	97	650

^aMills producing finer particle sizes are listed first.

^bMean ± standard deviation.

^cBread from 100% rice flour.

Figura 2.7. Harina de arroz: Promedio de partícula para un peso (PS50)a y temperatura de la harina

Fuente: K.D. Nishita y M.M. Bean

2.4.1.4 Volumen del pan.

El volumen del pan se ve relacionado con el daño de almidón de manera inversa, mientras mayor sea el daño de almidón menor volumen tendrá el pan. Ver figura 2.7.

2.4.2 Matriz de decisión.

Calificación de los factores considerados de muy importante hasta mínima importancia. Ver tabla 2.

Tabla 3. Importancia de los factores de la matriz de decisión.

Factor	Consideración	Calificación
Granulometría	Muy importante	5
Temperatura de molienda	Importante	4
Daño de almidón	Menos importante	2
Volumen de panificación	Mínimo importante	1

Elaboración propia

Calificación de cada molino según los factores considerados. Ver tabla 3.

Tabla 4. Calificación de los molinos según los factores.

Molinos \ Factores	Granulometría	Temperatura	Daño de almidón	Volumen del pan
Molino de martillo	5	0	0	0
Molino de rodillo	3	4	2	1
Molino de disco	2	3	1	1
Molino de pines	5	2	0	0

Elaboración propia

Resultados de la matriz de decisión multiplicando la calificación de los molinos por el peso de importancia de los factores. Ver tabla 4.

Tabla 5. Resultados de la matriz de decisión.

Molinos \ Factores	Granulometría	Temperatura	Daño de almidón	Volumen del pan	Total
Peso de Importancia	5	4	2	1	
Molino de martillo	25	0	0	0	25
Molino de rodillo	15	16	4	1	36
Molino de disco	10	12	2	1	25
Molino de pines	25	8	0	0	33

Elaboración propia

Como se observa en la tabla. 6 el molino de rodillo tiene la mayor calificación seguido muy de cerca por el molino de pines, con este resultado

podemos proceder a diseñar los procesos de molienda utilizando molinos de rodillos.

2.5 Diseño de forma.

Se consideraron 2 diseños de forma como se muestran en las figuras 2.8 y 2.9.

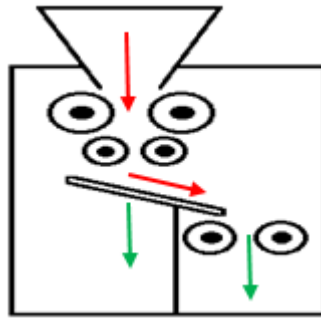


Figura 2.8. Molino de tres trenes de molienda

Elaboración propia

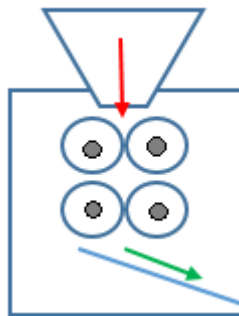


Figura 2.9. Molino de dos trenes de molienda

Elaboración propia

Se seleccionó el primer diseño de forma debido a que el producto que no cumpla con la granulometría requerida al caer en tamiz.

2.6 Diseño de Molino.

2.6.1 Potencia de los trenes de molienda.

Se calculará la potencia que van a consumir los trenes de molienda del molino de arroz usando las leyes de desintegración.

2.6.1.1 Leyes de desintegración.

- Ley de Kick: Para partículas gruesas $d > 100$ mm

- Ley de Rittinger: Para partículas finas $D < 74\mu m$
- Ley de Bond: Para partículas intermedias $d > 74\mu m$

Se usó la Ley de Bond para el cálculo de potencia de los trenes de molienda, son tres trenes de molienda, el primer tren de molienda entra la partícula con tamaño de 2mm y sale con un tamaño de $350\mu m$, los otros dos trenes de molienda tienen la misma entrada de $350\mu m$ y una Salida de $170\mu m$ el otro tren de molienda se usa en caso de que existan partículas que no obtengan el tamaño deseado.

$$W = W_i * 10 \left[\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right]$$

- W = Trabajo consumido
- W_i = Índice de Bond = 12,7 (Kwh/tm)
- d_{80} = Tamaño del producto = $180\mu m$
- D_{80} = Tamaño de alimentación = 6mm
- $\dot{m} = 50 \left(\frac{Kg}{h} \right)$
- W_n =Potencia nominal= $W * 1,3$.

DESCRIPCION	LIMITE W_i (kWh / tm)
Muy blando	7.26
Blando	7,26 - 10,89
Medio	10,89 - 14,51
Duro	14,51 - 18,14
Muy Duro	18,14 - 21,77
Extremadamente duro	21.77

Figura 2.10. Índice de bond de materiales a moler

Fuente: Vargas, 2010.

Primer tren de rodillo:

$$W = 12,7 * 10 \left[\frac{1}{\sqrt{350}} - \frac{1}{\sqrt{4000}} \right]$$

$$W = 4,78 \left(\frac{Kwh}{Tm} \right) * 0,05 \frac{Tm}{h} = 0,239Kw$$

$$W_n = 0,239(Kw) * 1,3 = 0,3107Kw * \frac{1hp}{0,7457Kw} = 0,4167Hp$$

Segundo y tercer tren de rodillo:

$$W = 14,5 * 10 \left[\frac{1}{\sqrt{170}} - \frac{1}{\sqrt{350}} \right]$$

$$W = 3,37 \left(\frac{Kwh}{Tm} \right) * 0,05 \frac{Tm}{h} = 0,1685Kw$$

$$W_n = 0,1685(Kw) * 1,3 = 0,219Kw * \frac{1hp}{0,7457Kw} = 0,294Hp$$

2.6.2 Ángulo de separación de los rodillos.

Se procederá a calcular el ángulo máximo que deben tener los rodillos, nosotros escogeremos un valor menor a ese ángulo.

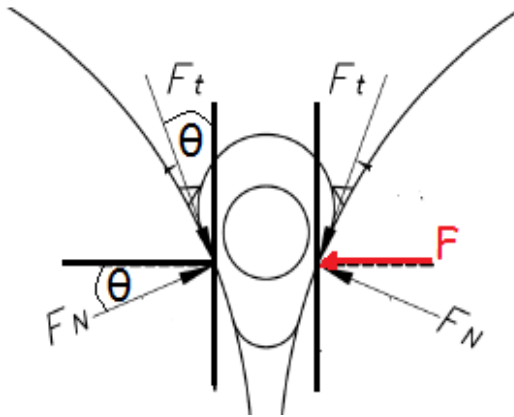


Figura 2.11. Ángulo de separación de rodillos

Elaboración propia

- α =ángulo de separación entre rodillos.
- μ =Coeficiente de fricción= 0,40
- θ =Angulo de un rodillo con respecto al grano de arroz.

$$Tg \left(\frac{\alpha}{2} \right) \leq \mu$$

$$\alpha \leq 2 * tg^{-1}(0,40)$$

$$\alpha \leq 43,6^\circ$$

2.6.3 Flujo volumétrico.

El molino tendrá un flujo másico de $\dot{m}=50\text{Kg/h}$, se calculara el caudal o flujo volumétrico que el molino lo convertirá en harina, la densidad del arroz será la aparente.

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

- Q =Flujo volumétrico ($0,0787 \frac{m^3}{h}$)
- \dot{m} =Flujo másico ($50 \frac{Kg}{h}$)
- ρ =Densidad ($635 \frac{Kg}{m^3}$)

2.6.4 Diámetro de los rodillos.

Ventaja de rodillos con diámetros grandes:

- Mejor alimentación.
- Mayor tiempo de contacto.
- Protección a los rodillos.
- Poco desgaste.
- Mayor vida útil.
- Mayor seguridad de funcionamiento.

Por esta razón se diseñara un diámetro de rodillo $D_r=200\text{mm}$.

2.6.5 Longitud de los rodillos.

Ventaja de rodillos trituradores largos:

- Mayor rendimiento.
- Mayor vida útil.
- Mayor seguridad de funcionamiento.

Se diseñarán los trenes de molienda con una longitud de $L=300\text{mm}$.

2.6.6 Velocidad de los rodillos

$$N = \frac{Q}{60\pi D_r dl}$$

- Q : Cantidad a triturar (Flujo volumétrico m^3/h).

- N: Revoluciones por minuto del molino (rpm).
- d: El diámetro medio de las partículas finales (m).
- D_r : El diámetro de los rodillos (m).
- L= longitud de rodillo (m).

Primer tren de rodillos:

$$N = 19,88rpm$$

Segundo y tercer tren de rodillos:

$$N = 40,9rpm$$

2.6.7 Cálculo del periodo

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

- Primer tren de rodillos: $\omega = 20rpm$

$$T = 3seg$$

- Segundo y tercer tren de rodillos: $\omega = 40rpm$

$$T = 1,5seg$$

2.6.8 Cálculo de las cargas en los rodillos.

- Carga del arroz:

Primer par de rodillo:

$$m_a = \dot{m} * T$$

m_a : Masa de arroz (0.042kg)

\dot{m} : Flujo másico ($0.014 \frac{Kg}{seg}$)

T: Período (3 segs.)

$$F_a = m_a * \frac{g}{L}$$

F_a : Fuerza distribuida del arroz ($1,372 \frac{N}{m}$)

g: Gravedad ($9.8 \frac{m}{seg^2}$)

L: Longitud de rodillo (0.3m)

Segundo par de rodillo:

$$m_a = \dot{m} * T$$

m_a : Masa de arroz (0.021kg)

\dot{m} : Flujo másico ($0.014 \frac{Kg}{seg}$)

T : Periodo (1.5 seg.)

$$F_a = m_a * \frac{g}{L}$$

F_a : Fuerza distribuida del arroz ($0.686 \frac{N}{m}$)

g : Gravedad ($9.8 \frac{m}{seg^2}$)

L : Longitud de rodillo (0.3m)

- Carga de los rodillos

Área de los rodillos $\Rightarrow A = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$

$$A = 3,66 * 10^{-3} m^2$$

$$q = \rho * A * g \Rightarrow q = 286.94 \frac{N}{m}$$

2.6.8.1 Fuerza distribuida en Y.

Se sumó el peso del arroz dividido para dos porque se analizó un solo rodillo más el peso del rodillo:

Primer tren de rodillos:

$$W_y = \frac{F_a}{2} + q$$

W_y : Fuerza distribuida en y ($287.6 \frac{N}{m}$)

F_a : Fuerza distribuida del arroz ($1.372 \frac{N}{m}$)

q : Carga distribuida de rodillo ($286.94 \frac{N}{m^3}$)

Segundo y tercer tren de rodillos:

$$W_y = \frac{F_a}{2} + q$$

W_y : Fuerza distribuida en y ($287.3 \frac{N}{m}$)

F_a : Fuerza distribuida del arroz ($0.686 \frac{N}{m}$)

q : Carga distribuída de rodillo ($286.94 \frac{N}{m^3}$)

2.6.8.2 Fuerza distribuida en Z.

Primer tren de rodillo:

$$T = \frac{W}{\omega}$$

T: Torque (0,149KNm)

W: Potencia (0,3107Kw)

ω : Velocidad ($2,09 \frac{rad}{seg}$)

$$W_z = \frac{T}{LR}$$

T: Torque (0,149KNm)

L: Longitud de rodillo (0,3m)

R: Radio de rodillo (0,1m)

W_z : Fuerza distribuida en Z ($4,97 \frac{N}{m}$)

Segundo y tercer tren de rodillo:

$$T = \frac{W}{\omega}$$

T: Torque (0,052KNm)

W: Potencia (0,219Kw)

ω : Velocidad ($4.19 \frac{rad}{seg}$)

$$W_z = \frac{T}{LR}$$

T: Torque (0,052KNm)

L: Longitud de rodillo (0,3m)

R: Radio de rodillo (0,1m)

W_z : Fuerza distribuida en Z ($1.73 \frac{N}{m}$)

2.6.9 Diseño de los trenes de rodillos.

Cálculo de momentos en el eje Z.

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_z + P_z - q_c L = 0$$

$$R_z = P_z = \frac{W_z L}{2}$$

Primer tren de rodillo

$$R_z = P_z = 0,75 \text{ KN}$$

Segundo tren de rodillo

$$R_z = P_z = 0,26 \text{ KN}$$

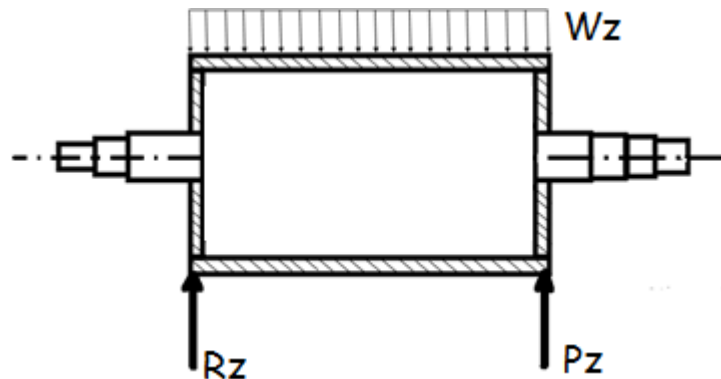


Figura 2.12. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos ejes x-z.

Elaboración propia

Sumatoria de momento en el centro del rodillo porque en este punto se encuentra el momento máximo.

$$\Sigma MP = 0$$

$$\frac{W_z}{2} x^2 + M_{max} - R_z(x) = 0$$

$$M_{max} = R_z(x) - \frac{W_z}{2} x^2$$

Primer tren de rodillos:

$$M_{max} = 56588 \text{ Nmm}$$

Segundo tren de rodillos:

$$M_{max} = 19538 \text{ Nmm}$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector primer tren de rodillos

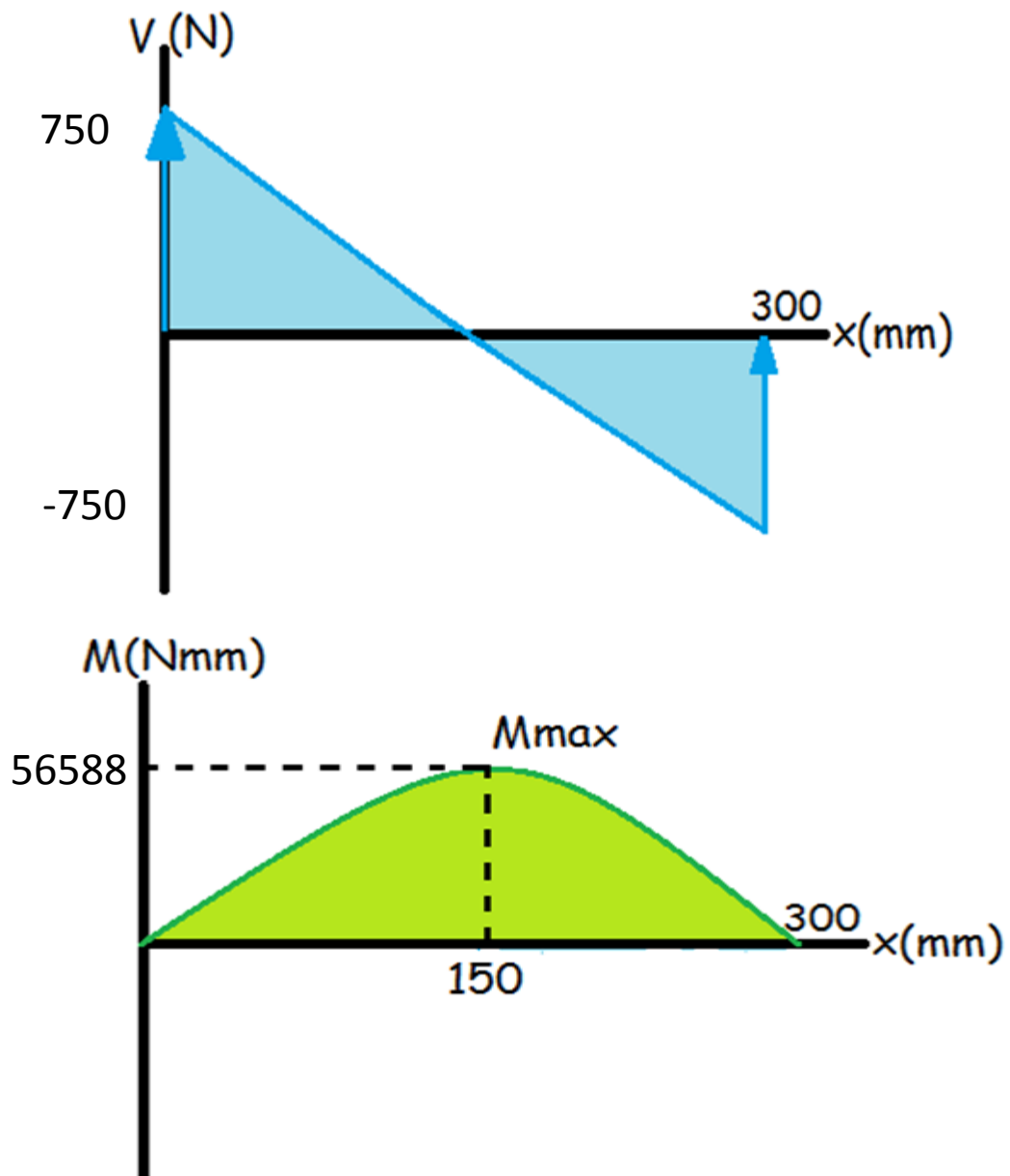


Figura 2.13. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z del primer tren de molienda

Elaboración propia

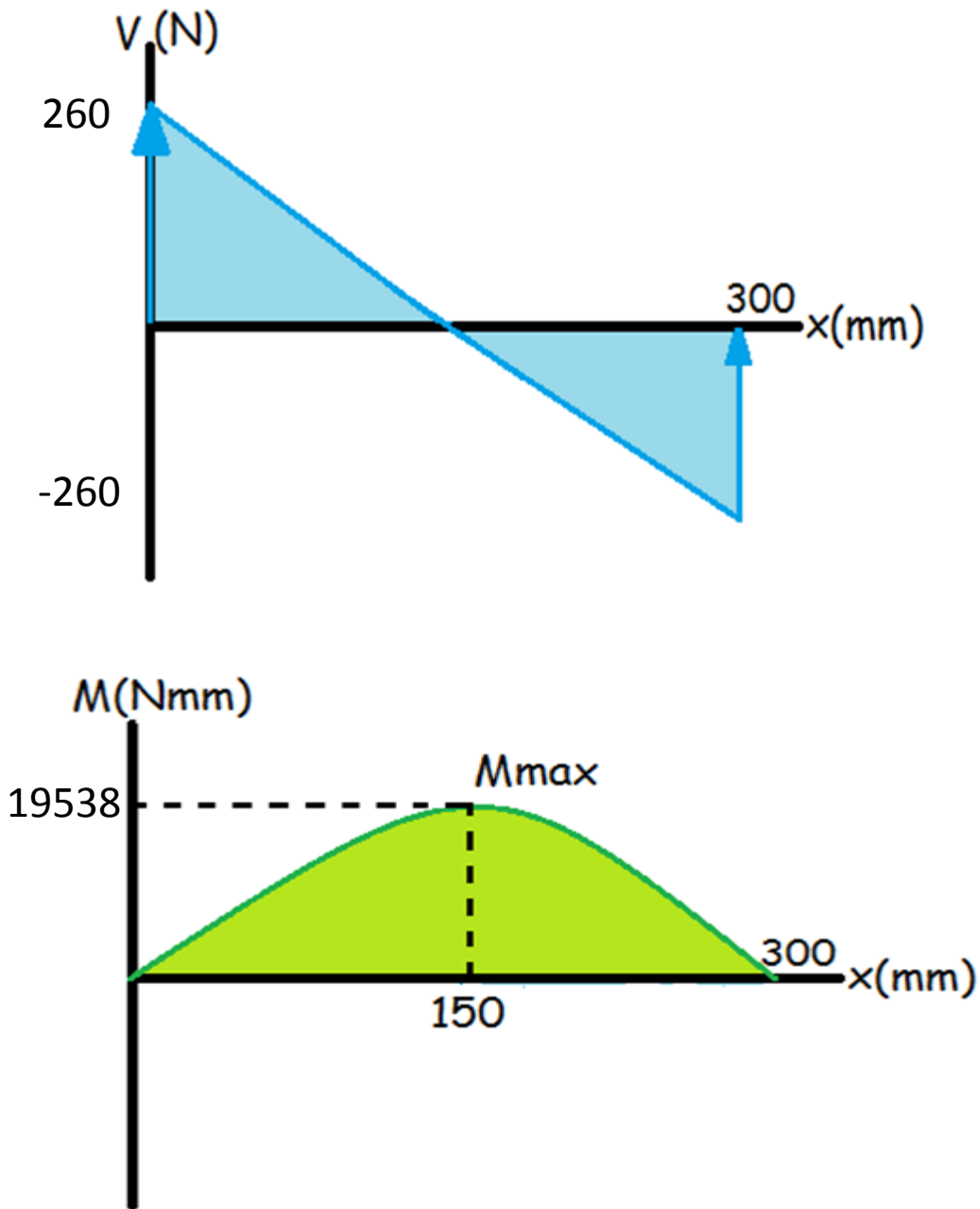


Figura 2.14. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda

Elaboración propia

Cálculo de momentos en el eje Y.

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_y + P_y - W_y L = 0$$

$$R_y = P_y = \frac{W_y L}{2}$$

$$R_y = 0.043 \text{ KN}$$

$$Ry = 0.043KN$$

Primer tren de rodillo

$$Ry=Py=0,043KN$$

Segundo tren de rodillo

$$Ry=Py=0,043KN$$

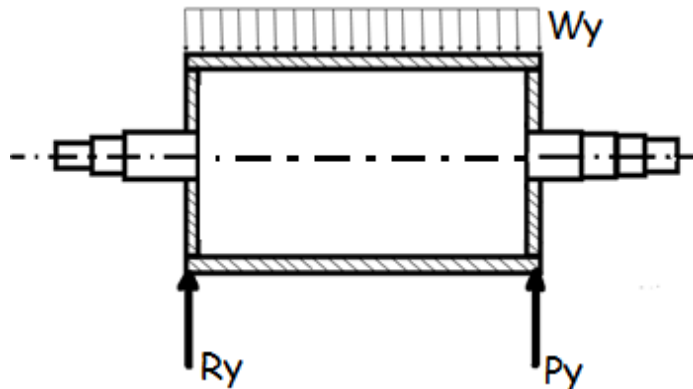


Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos ejes x-Y.

Elaboración propia

Sumatoria de momento en el centro del rodillo porque en este punto se encuentra el momento máximo.

$$\Sigma M = 0$$

$$\frac{W_y}{2} x^2 + M_{max} - R_y(x) = 0$$

$$M_{max} = R_y(x) - \frac{W_y}{2} x^2$$

Primer tren de rodillos:

$$M_{max} = 3215Nmm$$

Segundo tren de rodillos:

$$M_{max} = 3218Nmm$$

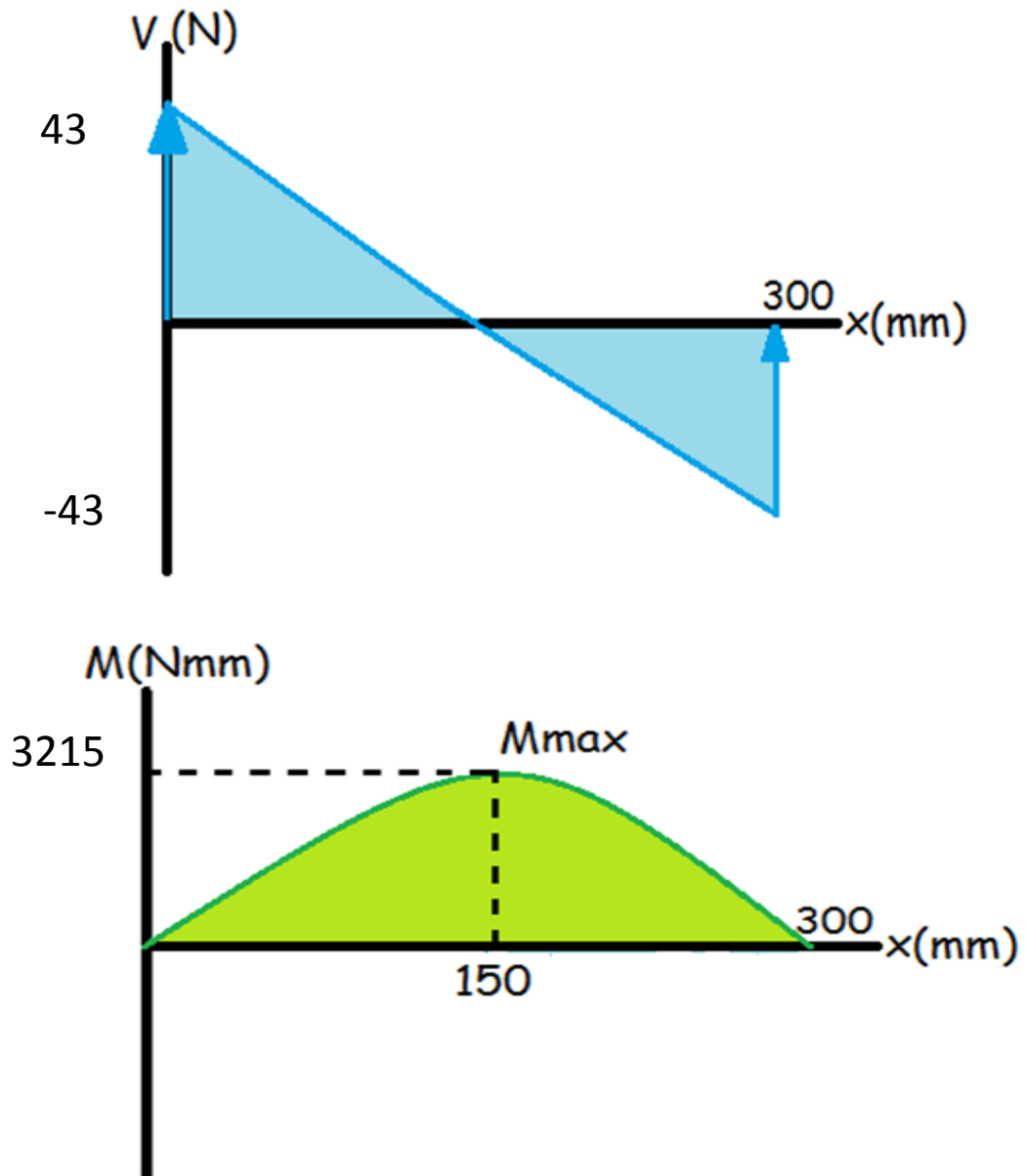


Figura 2.16. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda

Elaboración propia

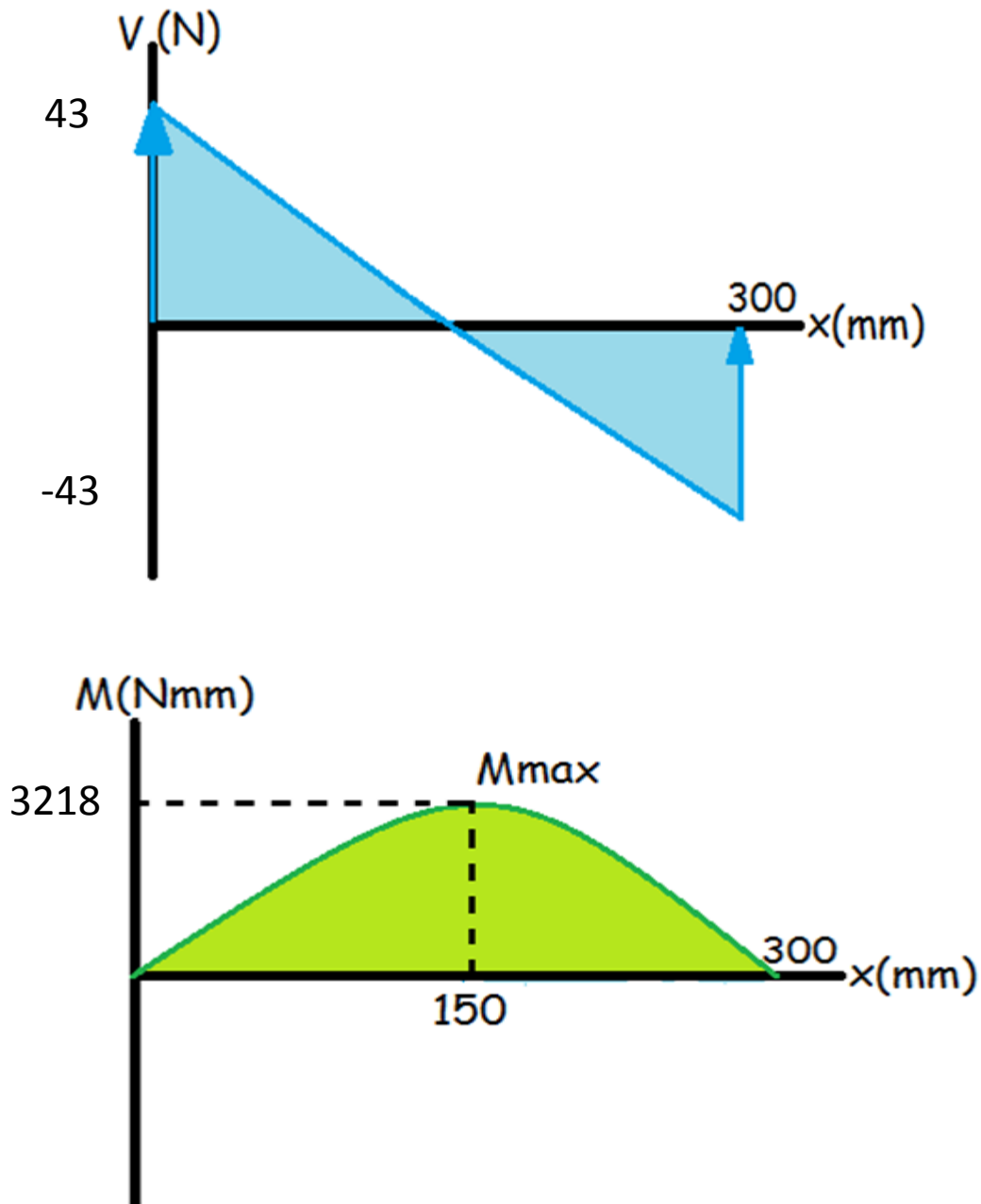


Figura 2.17. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en los ejes x-z segundo tren de molienda

Elaboración propia

Cálculo de esfuerzos

Primer tren de rodillos:

$$\tau_{xy} = \frac{T * D_r}{2 * J}$$

T: Torque

D_r : Diámetro rodillo

$$J = \frac{\pi}{32} (D_r^4 - D_e^4) \Rightarrow J = \frac{\pi}{32} (200^4 - 188^2) = 34.44 * 10^6 mm^4$$

Primer tren de rodillo:

$$\tau_{xy} = 0.43 \frac{N}{mm^2}$$

Segundo par rodillo

$$\tau_{xy} = 0.15 \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el momento máximo

Primer tren de molienda:

$$M_{max} = 56679.26 Nmm$$

Segundo tren de molienda:

$$M_{max} = 19801.24 Nmm$$

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * C}{I}$$

C: Radio rodillo

$$I = \frac{\pi}{64} (D_r^4 - D_e^4) \Rightarrow I = 17.22 * 10^6 mm^4$$

Primer par rodillo

$$\sigma_x = 0.33 \frac{N}{mm^2}$$

Segundo par rodillo

$$\sigma_x = 0.115 \frac{N}{mm^2}$$

CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Primer par rodillo:

$$\sigma_1 = 0.63 \frac{N}{mm^2}; \sigma_2 = -0.3 \frac{N}{mm^2}$$

Segundo par rodillo:

$$\sigma_1 = 0.22 \frac{N}{mm^2}; \sigma_2 = -0.10 \frac{N}{mm^2}$$

2.6.9.1 Diseño estático.

Teoría de la distorsión

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Primer par rodillo:

$$\sigma' = 0.822 \frac{N}{mm^2}$$

Segundo par rodillo:

$$\sigma' = 0.284 \frac{N}{mm^2}$$

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia la fractura
			Fluencia $S_{y'}$ MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_B MPa (kpsi)	Coefficiente σ_0 MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67

Figura 2.18. Resistencia de metales

Fuente: Libro Shigley

Resistencia a la fluencia $S_y = 276MPa$

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

Primer par rodillo:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = 335.8$$

Segundo par rodillo:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = 985.71$$

2.6.9.2 Diseño dinámico del rodillo.

Se usara la teoría de Goodman

- El acero inoxidable AISI 304 según la tabla A tiene un $S_{ut}=568MPa$

$$Se' = 0,504Sut \rightarrow Se' = 286,27MPa$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

Constantes:

$$k_a = aSut^b; a = 4,51MPa; b = -0,265$$

$$k_a = 0,86$$

$$k_b = 0,75$$

$$k_c = 0,577$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se' = 106,54MPa$$

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{\eta}$$

Primer tren de rodillos:

$$\sigma_a = 0.63MPa$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\eta = 129.6$$

Segundo par de rodillo:

$$\sigma_a = \sigma_m = 0.27MPa$$

$$\eta = 380.5$$

2.6.10 Cálculo de las reacciones en el eje

Se analizó los ejes que están acoplados al motor, estos ejes tienen las reacciones mayores y con ellas se procederá a seleccionar los rodamientos.

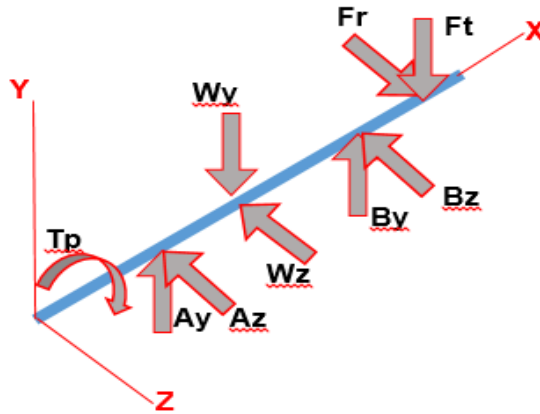


Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre del eje

Elaboración propia

Eje X-Y

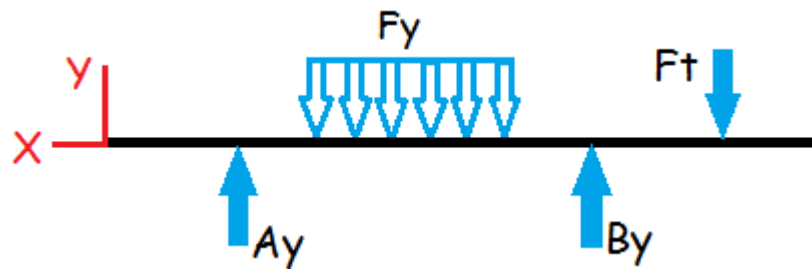


Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre del eje en X-Y

Elaboración propia

$$F_y = 86.28 \text{ N}$$

$$F_z = 1490 \text{ N}$$

$$F_T = \frac{T}{r} =$$

$$F_T = 1490 \text{ N}$$

$$F_r = F_T \tan 20$$

$$F_r = 542.32 \text{ N}$$

$$\cup + \sum MA = 0$$

$$F_y(0.225) - B_y(0.45) + F_T(0.5) = 0$$

$$B_y = 1698.6 \text{ N}$$

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

$$+A_y - F_y + B_y - F_T = 0$$

$$A_y = 122.32N \downarrow$$

Eje X-Z

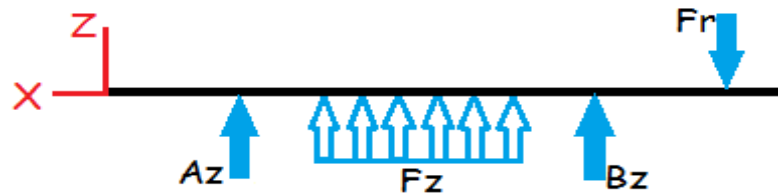


Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre del eje en X-Z

Elaboración propia

$$\curvearrowright + \sum MA = 0$$

$$-F_z(0.225) - B_z(0.45) + F_r(0.5) = 0$$

$$B_z = 142.2N \downarrow$$

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$A_z + F_z - B_z - F_r = 0$$

$$A_z = 805.26N \downarrow$$

$$A_y = 122.32N \quad B_y = 1698.6N$$

$$A_z = 805.26N \quad B_z = 142.42N$$

$$A = \sqrt{(A_y)^2 + (A_z)^2}$$

$$A = 814.5 \text{ N}$$

$$B = \sqrt{(B_y)^2 + (B_z)^2}$$

$$B = 1704.56N$$

2.4.11 Diseño por fatiga del eje

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el eje X-Y.

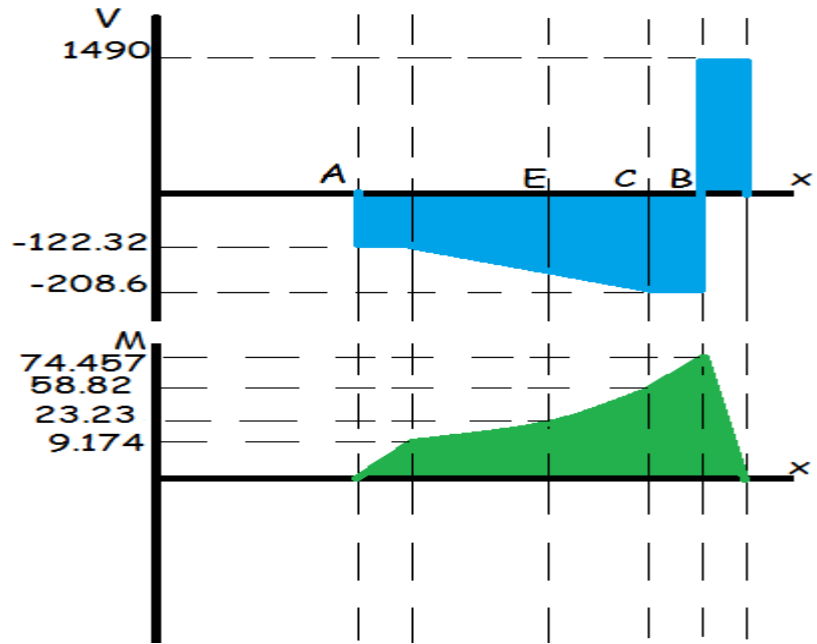


Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en X-Y

Elaboración propia

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el eje X-Z.

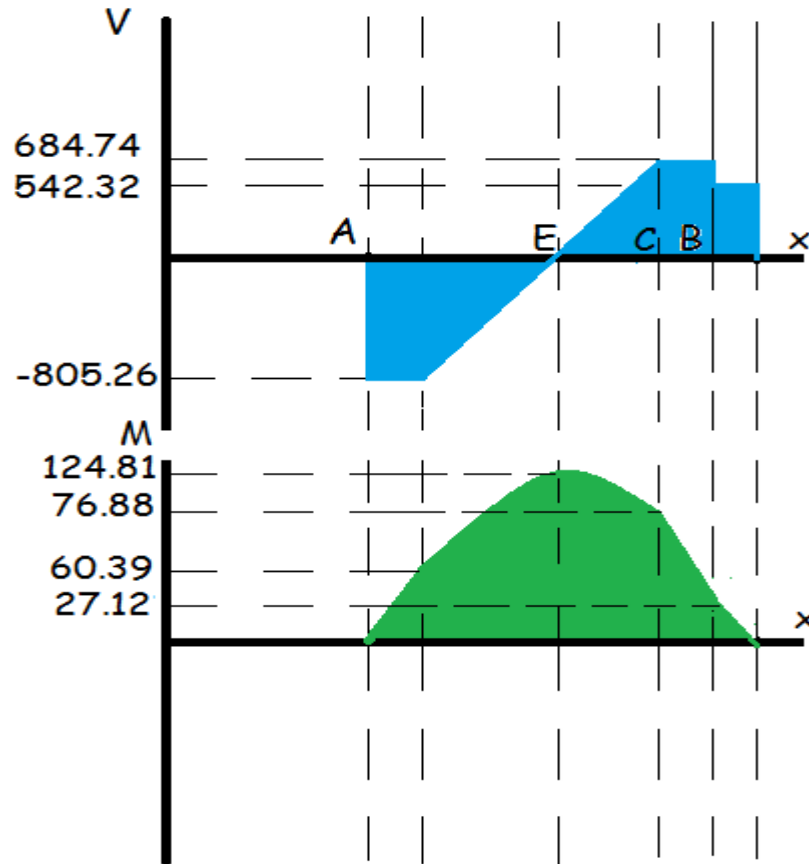


Figura 2.23. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en X-Z.

Elaboración propia

Puntos donde el eje puede fallar.

$M_E = 126.96\text{Nm}$ Este punto ya se lo calculo en el diseño del rodillo.

$M_B = 79.24\text{Nm}$

$M_C = 96.796\text{Nm}$

Se usara la teoría de Goodman.

- El acero inoxidable AISI 304 según la tabla A tiene un $S_{ut}=568\text{MPa}$

$$S_{e'} = 0,504S_{ut} \rightarrow S_{e'} = 286,27\text{MPa}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_{e'}$$

Constantes:

$$k_a = aS_{ut}^b; a = 4,51\text{MPa}; b = -0,265$$

$$k_a = 0,86$$

$$k_b = 0,75$$

$$k_c = 0,577$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' = 106,54 \text{MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{\eta}$$

Punto B

$$\sigma_a = \frac{M64}{\pi d^3} = 17.7 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 6.02$$

Punto C

$$\sigma_a = \frac{M64}{\pi d^3} = 15 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 7.1$$

2.6.12 Diseño de soldadura

Se hizo el cálculo por fatiga de la soldadura en la unión de la tapa y el eje, es la parte considerada crítica en el diseño de soldadura.

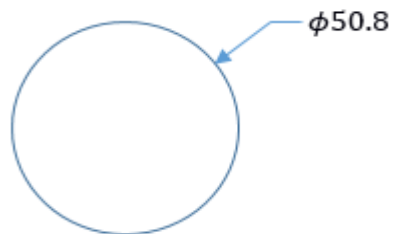


Figura 2.24. Forma del cordón de soldadura.

Elaboración propia

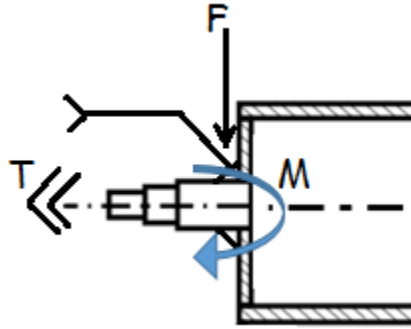


Figura 2.25. Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura.

Elaboración propia

$$T=149Nm$$

$$F_y=287.6N$$

$$F_z=1490N$$

$$F = \sqrt{(F_y)^2 + (F_z)^2}$$

$$F = 1517.5N$$

$$M = Fd$$

$$M = 227.55Nm$$

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO	
Resistencia a la Tracción	560 Mpa
Agrietamiento en 50 mm	41%

Figura 2.26. Características del electrodo 308L.

Fuente: Catálogo Indura

$$S_{sut} = 560 MPa$$

Asumimos $h=5mm$

$$A = 1.414\pi hr = 1.414\pi(0.005)(0.028mm)$$

$$A = 6.22 \times 10^{-4} m^2$$

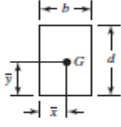

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{[b + d]^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Figura 2.27. Propiedades torsionales de la soldadura a filete.

Fuente: Libro Shigley

$$J\mu = 2\pi r^3$$

$$J\mu = 2\pi(0.028)^3 = 1.38 \times 10^{-4}$$

$$J = 0.707hI\mu = 0.707(0.005)(1.38 \times 10^{-4}) = 4.8783 \times 10^{-7}$$

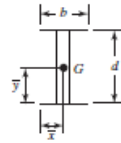

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

Figura 2.28. Propiedades a la flexión de la soldadura a filete.

Fuente: Libro Shigley

$$I\mu = \pi r^3$$

$$I\mu = \pi(0.028)^3 = 6.9 \times 10^{-5}$$

$$I = 0.707hI\mu = 0.707(0.005)(6.9 \times 10^{-5}) = 2.44 \times 10^{-7}$$

Primer esfuerzo cortante

$$\tau' = \frac{F}{A} + \frac{Tc}{J}$$

$$\tau' = \frac{1517.5N}{6.22 \times 10^{-4}m^2} + \frac{149Nm(0.028m)}{4.8783 \times 10^{-7}m^4}$$

$$\tau' = 2.44MPa + 8.55MPa = 10.99MPa$$

Primer esfuerzo cortante

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{227.55Nm(0.028m)}{2.44 \times 10^{-7}m^4} = 26.11MPa$$

$$\tau = \sqrt{(10.99)^2 + (26.11)^2} = 28.33MPa$$

$$\tau = \tau_a = 28.33 \text{MPa}$$

$$\tau_m = 0$$

Calculando el esfuerzo de fatiga:

$$S_{se} = k_a k_b k_c k_d k_e S_{se}'$$

Primero Hallamos S_{se}' :

$$S_{se}' = 0.504 S_{sut}$$

$$S_{se}' = 282.24 \text{MPa}$$

Ahora Hallamos los valores respectivos para cada k :

Calculamos los coeficientes de k :

$$k_a = a \times S_{su}^b$$

Donde los valores de a y b los obtenemos de la figura 2.29.:

Acabado superficial	$k_a = a S_{su}^b \text{LN}(1, C)$			Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa	b	
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

*Debido a la amplia dispersión de los datos de superficie esmerilada, una función alterna es $k_a = 0.878 \text{LN}(1, 0.120)$.
Nota: S_{su} en kpsi o MPa.

Figura 2.29. Parámetros del factor de condición superficial de Marin.

Fuente: Libro Shigley

$$a = 271$$

$$b = -0.995$$

Donde se obtiene

$$k_a = 0.499$$

k_b Depende de la forma del elemento:

$$k_b = \left(\frac{de}{7.62} \right)^{-0.133}$$

$$de = 0.370D$$

$$de = 0.0188$$

$$k_b = \left(\frac{0.0188}{7.62} \right)^{-0.133}$$

$$k_b = 2.22$$

k_c Depende del tipo de carga aplicada. Dado que existe torsión, su valor es 0.577

k_d depende de la temperatura. Como funciona a temperatura ambiente, su valor es 1

k_e lo obtenemos de la siguiente manera:

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{2.7} = 0.37$$

$$S_{se} = 66.75 \text{ MPa}$$

$$\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{1}{n} = 0.42$$

$$n = 2.36$$

2.6.13 Selección de cojinetes de rodadura.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10} × 10 ⁴ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> • Aplicaciones domésticas • Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola • Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> • Equipos médicos • Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de acondicionadores de aire residenciales • Equipos de construcc. • Elevadores • Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> • Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> • Automóviles • Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Buses/camiones • Transmisiones de engranes en general • Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> • Husillos de máquinas • Motores industriales • Trituradores • Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisiones de engranes principales • Máquinas de caucho/plástico • Rodillos de calandrias • Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> • Laminadores • Escaleras eléctricas • Transportadores • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de vehículos ferroviarios • Acondicionadores de aire • Motores grandes • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de locomotoras • Motores de tracción • Elevadores mineros • Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas de fabricación de papel • Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> • Equipos de abastecimiento de agua • Bombas de drenaje/ventiladores para minería • Equipos para generación de potencia

Figura 2.30. Aplicación de maquinaria y vida requerida del rodamiento.

Fuente: Catálogo de NTN

Vida Nominal (L_{10}) = Confiabilidad de 90%

$$L_{10} = 10000$$

$$p = 3$$

$$P = 1704.56N$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \frac{10^6}{60n}$$

$$C = \left(\frac{L_{10} * 60 * n}{10^6}\right)^{1/p} * P$$

$$C = 3902.47N$$

Usando el catálogo de NTN

Para un d=45mm y Cmax=5KN

Se selecciona el que cumpla con los datos.

d	mm			r _{ms} min ⁻¹	kN		kgf		f ₀	grasa tipo abierto		aceite tipo abierto		r.p.m.	
	D	B	r _{ms} ⁽¹⁾		C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}		ZZ	LLB	Z	LB	LLH	LLU
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700		
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300		
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—		
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100		
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600		
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300		
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—		
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900		
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 800	12 000	—	5 600		
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—		
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	6 500	5 400		
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200		
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700		
	120	29	2	—	77.0	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—		

Figura 2.31. Especificaciones del rodamiento

Fuente: Catálogo de NTN

2.6.14 Diseño del mecanismo anti-triturable.

Este mecanismo es un mecanismo de seguridad, si es que pasa un material muy duro o si existe una sobre carga de material a moler, este mecanismo tienes dos elementos importantes el resorte y el perno que va a sostener el resorte.

2.6.14.1 Diseño del resorte.

Se usara para el diseño del resorte la fuerza que sufre el primer par de rodillo porque es mayor F=805.26N.

$$\text{Constante del resorte} \Rightarrow K = \frac{F}{y}$$

$$Y_{\max} = 20 \text{ mm}$$

$$K = \frac{F_{\max}}{y_{\max}}$$

$$K = 40.26 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Fuerza inicial:

$$F_0 = y_0 * K$$

$$F_0 = 603.9 \text{ N}$$

Índice de resorte (C)

$6 < C < 12$; Debe estar entre este rango

d = Diámetro del alambre; se asumirá 4.1 mm

D = Diámetro medio de espira 27 mm

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = 6.59$$

Cumple con $6 < C < 12$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2}$$

$$F_a = 100.68 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2}$$

$$F_m = 704.58 \text{ N}$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$K_B = 1.21$$

$$K_S = \frac{2C + 1}{2C}$$

$$K_S = 1.08$$

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 121.53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = 759.11 \frac{N}{mm^2}$$

Se escogió el alambre de Piano G=81 GPa; A=2211 MPa, m=0.145
Tratamiento térmico + granallado, entonces Sse=465Mpa

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = 1885.4MPa$$

$$S_{sut} = 0.67S_{ut} \Rightarrow S_{sut} = 1263.22MPa$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{sut}}$$

$$\eta = 1.16$$

- $Na = \frac{d^4 G}{8D^3 K}$; $Na = 3.6$ vueltas ; $3 \leq Na \leq 15$
- $Nt = Na + 2$; $Nt = 5.6$ vueltas
- $Ls = d(Nt)$; $Ls = 22.96mm$
- $(lo)_{cr} < 2,63 \frac{D}{\alpha}$; $(lo)_{cr} < 142.02$
- Longitud mínima que puede tener el resorte
 $lo = Ls + (1 + 0,15)Y_{max}$
 $lo = 45.96mm$

2.6.14.2 Selección de pasador.

Se utilizará un pasador elástico según la Norma DIN1481.

La fuerza máxima que soporta el pasador es:

$$F_{max} = 805,26N \Rightarrow F_{max} = 82,17Kgf$$

Se seleccionó el pasador de 3,5 mm y por facilidad de broca que se va a escoger de 3,3mm.

Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.	Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.
1,5	75	16	8.385
2	135	18	10.910
2,5	210	20	13.760
3	310	21	14.620
3,5	445	25	21.500
4	550	28	26.600
4,5	750	30	30.960
5	860	32	33.540
6	1.275	35	42.140
7	1.830	38	49.180
8	2.095	40	52.400
10	3.440	45	66.700
12	5.105	50	82.725
13	5.640	-	-
14	7.095	-	-

Figura 2.32. Cizalladura a un corte

Fuente: Norma DIN1481

2.6.14.3 Diseño del perno.








- *M20 Clase 8,8*
- $S_{ut} = \left. \begin{matrix} 830MP_a \\ 600MP_a \end{matrix} \right\} \text{Ver figura 2.26}$
- $A_t = 245mm^2 \} \text{Ver figura 2.27}$
- *Limite de fatiga corregido*

$$S_e = 129MP_a ; \text{para ISO098}(M5 - M36)$$
- *Material E = 207GP_a*

Diámetro mayor nominal d_r mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p_r mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p_r mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Figura 2.33. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Fuente: norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

[†]La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$l_T = \begin{cases} 2d+6 & L \leq 125 \\ 2d+12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d+25 & L > 200 \end{cases}$$

Figura 2.34. Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.

Fuente: Libro Shigley

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

*Carga axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Figura 2.35. Resistencias a la fatiga completamente corregida de pernos y tornillos con roscas laminadas.

Fuente: Libro Shigley

Longitud del perno $L=94$ que se requiere, pero se seleccionó un $L=100$ mm.

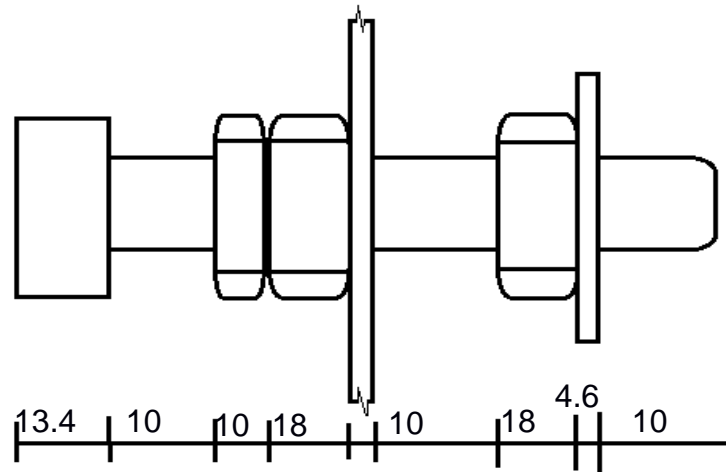


Figura 2.36. Diagrama de un perno.

Elaboración propia.

Cálculo de esfuerzos:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Para perno:

$$k_b = \frac{AE}{\ell} = \frac{\pi(0,020)^2}{4 \times 0,1m} \times 207GP_0 = 650,3 \times 10^6 N/m$$

Para material:

$$k_m = \frac{0,577\pi E_{acero} d}{2 \ln \left(5 \times \frac{0,577\ell + 0,5 d}{0,577\ell + 25 d} \right)}$$

$$k_m = 3,28 \times 10^9 N/m$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = 0,17$$

$$\sigma_a = 279,38 \text{ kPa}$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

$F_i \rightarrow$ Conexión Reutilizable

$$F_i = 0.75 F_p = 0.75 A_t S_p = 0.75 * 245 \times 10^{-6} \text{m}^2 \times 600 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = 450.28 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,84$$

\therefore Se selecciona perno M20 clase 8.8 para sujetar el resorte.

2.6.15 Diseño de engranes.

Se diseñó engranes con dientes rectos:

Modulo: $m=8$

Relación de engranes: $m_g=1$

Angulo de presión: $\alpha = 20^\circ$

Numero de dientes: $z_1=z_2$

Diámetro: 200mm

Ecuación AGMA para la flexión.

$$\sigma_f = \frac{W^t * K_0 K_v K_s K_m K_B}{B m J}$$

W^t =Es la carga tangencial transmitida en N

K_0 =Factor de sobrecarga.

K_v =Factor dinámico.

K_s =Factor de tamaño.

K_B =Factor de espesor de aro.

K_m =Factor de distribución de carga.

m =Modulo métrico transversal.

B =Ancho de cara

J =Factor geométrico de la resistencia a la flexión

Carga tangencial transmitida (W^t)

$$W^t = \frac{19100 * Pot}{d * N}$$

$$W^t = 1.49 \text{KN}$$

Factor geométrico de la resistencia a la flexión (J)

Para engrane de 25 dientes se tiene un factor geométrico $J=0.34$

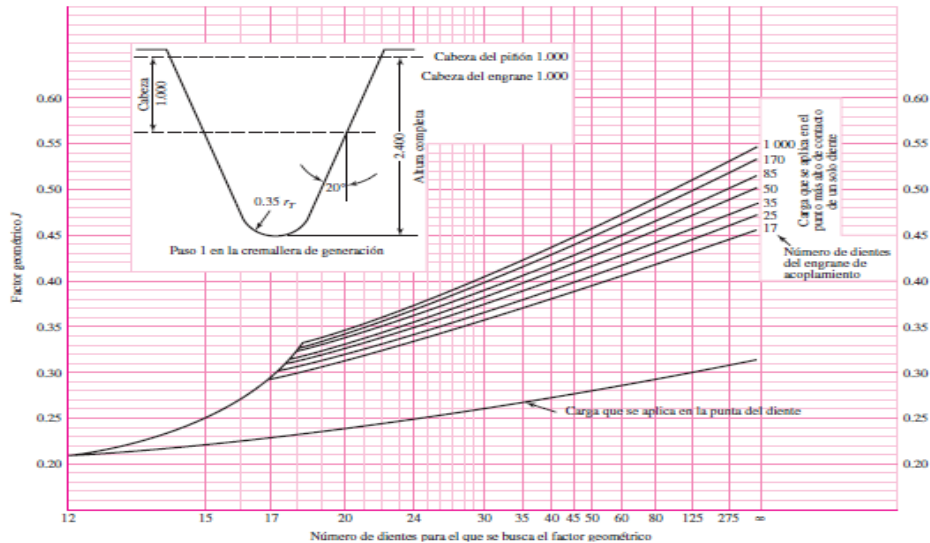


Figura 2.37. Factores geométricos J de engranes rectos.

Fuente: Grafico AGMA 218.01

Ancho de cara (B)

Los engranes trabajan a poca potencia y poca velocidad y el ancho de cara es:

$$B = 6m$$

$$B = 48mm$$

Factor de sobrecarga (K_0)

Usando la tabla de factores de sobrecarga se obtiene el valor de K_0 , en este proyecto se va a escoger un $K_0=1.25$, uniforme e impacto ligero.

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Figura 2.38. Factor de aplicación de los engranes

Fuente: Libro Shigley

Factor de distribución de carga (K_m)

Se seleccionó un K_m igual a 1.6

Factores de distribución de carga		
Ancho de la cara		
In	Mm	km
<2	50	1.6
6	150	1.7
9	250	1.8
>20	500	2.0

Figura 2.39. Factores de distribución de carga

Fuente: Libro Shigley

Factor de dinámico (K_v)

Se usara una calidad $Q_v=6$ porque los valores entre 3 a 7 son comerciales

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^2$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0.8255$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 59.77$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = 1.003$$

Factor de tamaño (K_s)

Los engranes trabajan en condiciones normales por lo que la AGMA recomienda usar $K_s = 1$.

Factor de tamaño (K_B)

Los engranes son discos solidos por lo tanto el valor de $K_B = 1$.

$$\sigma_f = 22.89 \text{MPa}$$

Ecuación del límite de durabilidad en flexión de engranes

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

Factor de temperatura (K_T).

K_T Es igual a 1 debido a que el engrane trabaja a una temperatura menor de 120°C.

Factor de confiabilidad (K_R).

Para una confiabilidad de 0.99 el valor de $K_R=1$.

Factor de ciclos de esfuerzo a flexión (Y_N).

Para ciclos de $N= 10^7$ ciclos y el factor de $Y_N \approx 1$. Ver figura 2.40

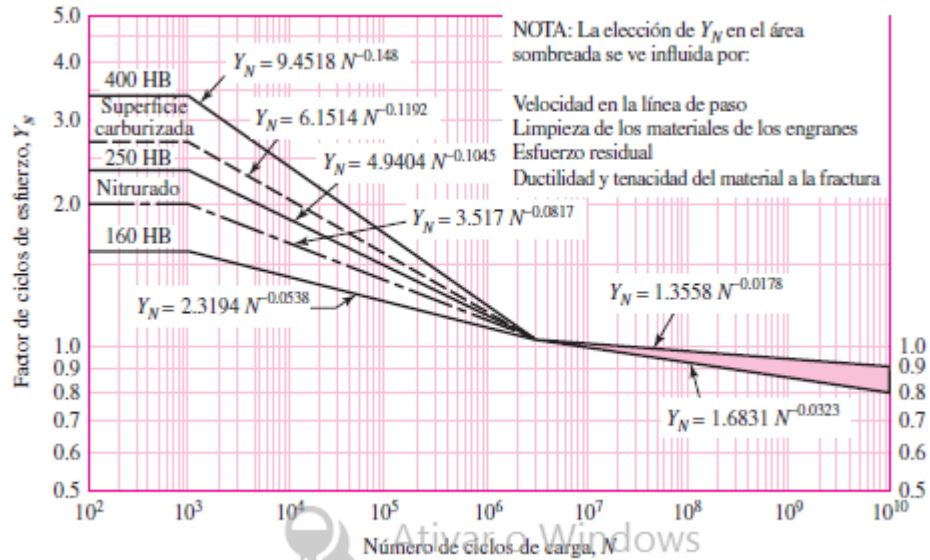


Figura 2.40. Factor de ciclos de esfuerzos repetidamente aplicados de resistencia a la flexión.

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

Número de esfuerzo de flexión permisible (S_T).

Para engranes de material hierro fundido gris clase 30, sin tratamiento térmico $S_T=8.5$ KPsi

Material	Designación del material ¹	Tratamiento térmico	Dureza superficial típica mínima ²	Número de esfuerzo de flexión permisible, S_p ³ psi
Hierro fundido gris ASTM A48	Clase 20	Como sale de la fundición	—	5 000
	Clase 30	Como sale de la fundición	174 HB	8 500
	Clase 40	Como sale de la fundición	201 HB	13 000
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	140 HB	22 000-33 000
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	179 HB	22 000-33 000
	Grado 100-70-03	Templado y revenido	229 HB	27 000-40 000
	Grado 120-90-02	Templado y revenido	269 HB	31 000-44 000
Bronce		Fundición en arena	Resistencia mínima a la tensión 40 000 psi	5 700
	Aleación 954 ASTM B-148	Tratada térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 psi	23 600

Figura 2.41. Resistencia a la flexión repetidamente aplicada s_T de engranes de hierro y bronce a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

De la ecuación de límite de durabilidad en flexión de engranes, se calcula el esfuerzo permisible. El esfuerzo permisible debe ser mayor al esfuerzo por flexión de la ecuación AGMA

$$\sigma_{perm} = \frac{Y_N S_t}{K_T K_R}$$

$$\sigma_{perm} = 58.6 \text{ MPa}$$

La ecuación de flexión AGMA es igual a $\sigma_f = 22.89 \text{ MPa}$ y el esfuerzo permisible es $\sigma_{perm} = 58.6 \text{ MPa}$, por lo tanto cumple que el esfuerzo de flexión sea menor que el esfuerzo permisible.

Ecuación AGMA para el desgaste.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W^t C_V C_0 C_m}{B I d_p}} C_s C_f$$

Donde:

C_0 : Factor de aplicación

C_m : Factor de distribución de carga

C_s : Factor de tamaño

B: ancho de cara

C_v : Factor dinámico

I: Factor geométrico superficial no dimensional

d_p : Módulo

W^t : Fuerza tangencial en los dientes del engranaje

C_p : Coeficiente elástico

C_f : Factor de condición superficial

Carga tangencial transmitida (W^t)

$$W^t = \frac{19100 * Pot}{d * N}$$

$$W^t = 334.49 lbf$$

Factor geométrico superficial (I)

Para engranes rectos y externos, $m_G=1$, $m_N=1$, un ángulo de presión de $\phi_t=20^\circ$.

$$I = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = 0.08$$

Ancho de cara (B)

Los engranes trabajan a poca potencia y poca velocidad y el ancho de cara es:

$$B = 6m$$

$$B = 1.89 pulg$$

Factor de sobrecarga (C_0)

Usando la tabla de factores de sobrecarga se obtiene el valor de K_0 , en este proyecto se va a escoger un $C_0=1.25$, uniforme e impacto ligero. Ver figura 2.38.

Factor de distribución de carga (C_m)

Se seleccionó un C_m igual a 1.6. Ver figura 2.39

Factor de dinámico (C_v)

El factor dinámico por desgaste es igual al factor dinámico por flexión

$$C_v = K_v = 1.003.$$

Factor de tamaño (C_s)

Los engranes trabajan en condiciones normales por lo que la AGMA recomienda usar $C_s = 1$.

Factor de condición superficial (C_f)

AGMA recomienda un valor de $C_f = 1$.

Coefficiente elástico (C_p)

Los engranes son de hierro fundido gris por lo tanto el valor de $C_p = 1960\sqrt{MPa}$.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_c , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Figura 2.42. Coeficiente elástico $C_p, \sqrt{Psi}, \sqrt{MPa}$

Fuente: ANSI/AGMA 218.01

$$\sigma_c = 36930.25 MPa$$

Ecuación del límite de durabilidad en flexión de engranes

$$\sigma_{perm} = \frac{S_c Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

Resistencia de contacto repetidamente aplicada (S_c).

Para engrane de hierro fundido gris clase 30 $S_c = 70000 Psi$

Material	Designación del material ¹	Tratamiento térmico	Dureza superficial típica mínima ²	Número de esfuerzo de contacto permisible, ³ S_c psi
Hierro fundido gris ASTM A48	Clase 20	Como sale de la fundición	—	50 000-60 000
	Clase 30	Como sale de la fundición	174 HB	65 000-75 000
	Clase 40	Como sale de la fundición	201 HB	75 000-85 000
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536	Grado 60-40-18 Grado 80-55-06	Recocido	140 HB	77 000-92 000
		Templado y revenido	179 HB	77 000-92 000
	Grado 100-70-03 Grado 120-90-02	Templado y revenido	229 HB	92 000-112 000
		Templado y revenido	269 HB	103 000-126 000
Bronce	—	Fundición en arena	Resistencia mínima a la tensión 40 000 psi	30 000
	Aleación 954 ASTM B-148	Tratada térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 psi	65 000

Figura 2.43. Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_c de engranes de hierro y bronce a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

Factor de vida de ciclos de esfuerzos (Z_N).

Para un número de ciclos 10^7 , se tienen un $Z_N=1$. Ver figura 2.44

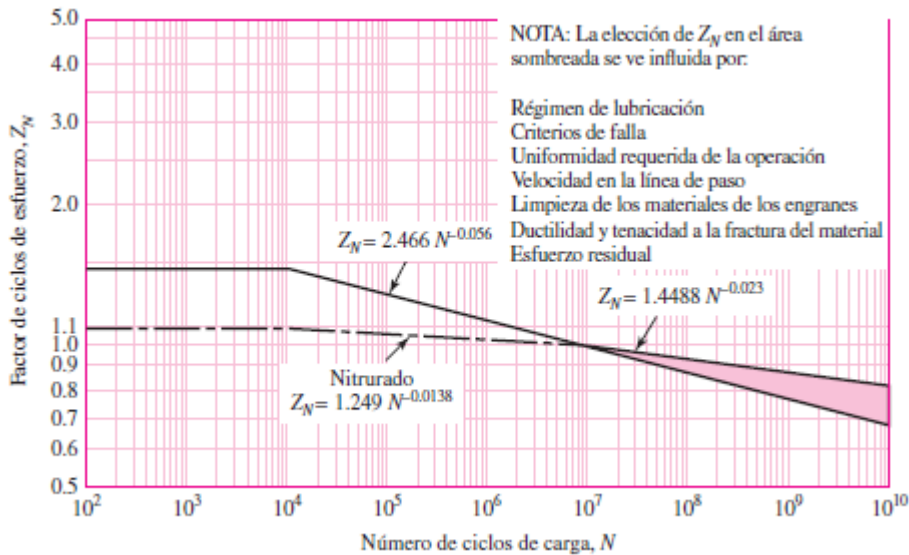


Figura 2.44. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

Factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura (Z_W).

La dureza del piñón y del engrane van a ser la misma ya que la relación $mG=1$, por lo que también tienen mismo diámetro.

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} = 1; A' = 0 \therefore Z_W = 1$$

Factores de temperatura (Y_θ).

Para temperaturas menores a 120°C el valor de $Y_{\theta} = 1$.

Factores de confiabilidad (Y_z).

Para una confiabilidad de 0.99 el valor de $Y_z = 1$

Despejando la ecuación se tiene un esfuerzo permisible al desgaste de:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_c Z_N Z_W}{Y_{\theta} Y_z}$$
$$\sigma_{perm} = 70000 \text{Psi}$$

El esfuerzo permisible por contacto es mayor que el esfuerzo por contacto que sufre el engrane, por lo tanto, si pueden resistir al desgaste.

CAPÍTULO 3

3. Resultados

3.1 Análisis de resultado.

3.1.1. Rodillos.

Los rodillos se diseñaron de tubo de acero inoxidable 304 AISI 304 de diámetro igual a 200 mm y un espesor de 6mm, un largo de 300 mm, en los costados del tubo se diseñó con dos discos soldados como tapas de diámetro 188mm y un espesor de 6mm.

Según los cálculos de resistencia a la fatiga y estático hecho en el capítulo 2, los rodillos tienen un factor de seguridad muy alto por lo que satisface al proyecto.

3.1.2. Selección de motor-reductor.

Con los cálculos del capítulo 2 se obtuvo que la potencia para el primer tren de molienda es de 0.416Hp y una velocidad de 20 rpm de salida, el segundo y el tercer tren de molienda necesitan una potencia de 0.294 Hp y una velocidad de salida de 40 rpm, cada tren de molienda se diseñó para que tengan su propio moto-reductor, por costo y facilidad de obtener el moto reductor se seleccionó que los tres motor-reductores son de 1/2HP.

3.1.3. Ejes de los rodillos.

Se diseñó un rodillo fijo y uno móvil, el rodillo fijo está formado por dos ejes soldados a las tapas del rodillo uno de 300mm de largo que va unido al motor-reductor y el otro eje de 150mm de largo donde va el engrane.

El rodillo móvil se diseñó también con dos ejes uno de 150mm de largo donde va el engrane y otro de 100mm de largo.

Todos los ejes en la sección que va soldada a las tapas de los rodillos tienen de diámetro 50.8mm, la sección donde se colocan los rodamientos los ejes tienen de diámetro 45mm.

3.1.4. Mecanismo anti-triturable.

Se lo diseño porque es un mecanismo de seguridad por si pasa un material muy duro o si hubo sobrecarga.

Este mecanismo va conectado al rodillo móvil, que es el que se desplaza cuando hay mucha carga o un material duro, el sistema está diseñado con varios elementos mecánicos:

Un resorte de diámetro de alambre 4.1mm, un diámetro medio de resorte de 27mm y un largo de 60 mm, el material de resorte es alambre de piano granallado y tratamiento térmico.

También está diseñado por un perno de M20 de acero medio carbono, T y R de largo 100mm, también en el diseño del mecanismo a la tuerca se le soldó el anillo y se le hizo un agujero a la tuerca y al perno para colocar un pasador para aguantar la fuerza del resorte, al dar el apriete al resorte.

3.1.5. Mecanismo de transmisión.

Para transmitir la potencia al otro rodillo se diseñó engranes de hierro fundido gris de diámetro 200 mm ambos rodillos, 48mm de ancho, un módulo igual a 8, los dientes de los engranes van a sufrir más por desgaste que por flexión, en el capítulo 2 se diseñó con las dimensiones del primer tren de molienda por que la fuerza tangencial del engrane y las dimensiones eran más críticas que los otros dos trenes de molienda.

3.1.6. Soldadura.

En el capítulo 2 se hizo el diseño de soldadura en la parte que se consideró más critica que es donde se une el eje con las tapas del rodillo, se seleccionó electrodo 308L, el cordón de soldadura se diseñó con una altura de garganta de 5 mm y de forma circular cumplió con un factor de seguridad igual a 2.32 Para todo el proyecto se consideró que se utilizaban 2 Kg de soldadura de electrodo 308L.

3.1.7. Estructura.

La estructura se diseñó con ángulos de acero inoxidable AISI 304 de 50mm x 6mm, la estructura esta soldada, tiene de dimensiones 1200 mm de alto, 800mm de largo y 400mm de ancho, en la parte de debajo de la estructura tiene placas para empernarla al piso, a los costados van planchas de acero inoxidable de 1.5 mm de espesor para cubrir la máquina.

3.2 Análisis de costo.

Para el costo del procesador de haría de arroz se hizo una lista de los materiales diseñados para la máquina, un supuesto costo de diseño de la máquina y de la mano de obra.

Tabla 6 Precio de los materiales de la procesadora de harina de arroz.

Materiales	Dimensiones	Cantidad	Costo
Angulo acero inoxidable AISI 304	50mm x 6mm	4 ángulos	\$ 142,50
Plancha perforada	E=2mm, Φ =0,17mm	1	\$ 38
Pasador elástico	d=3,5	6	\$ 7
Perno acero inoxidable	M20,l=100mm	6	\$ 18
Pernos M6 acero inoxidable	L=15mm	60	\$ 18
Pernos M8 acero inoxidable	l=25,4mm	30	\$ 18
Rodamiento de bolas NTN	d=45mm; D=58mm; B=7mm	12	\$ 60
Planchas acero inoxidable AISI 304	E=1,5mm	4	\$ 222,96
Engranés Hierro fundido gris	D=200mm, m=8, B= 48 mm	6	\$ 300

Resortes alambre de piano	D=27mm, d=4,1mm, L=60mm	6	\$ 30
Tubo acero inoxidable AISI 304	D=200mm, E=6mm	6	\$ 240
Soldadura 308L-16	d=1/8"	2Kg	\$ 29,22
Motor-reductor	1/2 Hp	3	\$ 1.500
Total			\$ 2.623,88
Mano de obra			\$ 2.000
Diseño			\$ 1.500
Total			\$ 6.123,88

Elaboración propia

Al precio de materiales se le suma el costo de diseño y de mano de obra que se consideró \$2000.

Precio de la procesadora de harina de arroz: \$6123.88

CAPÍTULO 4

4. Discusiones y conclusiones.

El procesador de harina de arroz es un proyecto que puede ayudar a desarrollar en el mercado la harina de arroz y subproductos de este, en el Ecuador la harina de arroz no es muy utilizada, en otros países como España y Japón hay una gran variedad de alimentos que se hacen a partir de la harina de arroz.

4.1 Conclusiones.

- Se diseñó una máquina con tres trenes de molienda para transformar el arroz quebrado en harina.
- Para cumplir con la norma INEM 131 se utilizó acero inoxidable AISI 304 para que las partes que están en contacto con la harina no contaminen el producto final.
- Al diseñar con materiales que se venden en Ecuador se obtuvo un costo aproximado de \$6500 y comparado con los precios de traer una máquina de otro país se obtiene un ahorro de \$3500 aproximadamente.
- La máquina se diseñó con materiales resistentes a la corrosión por lo que la limpieza se la puede realizar con chorro de agua.

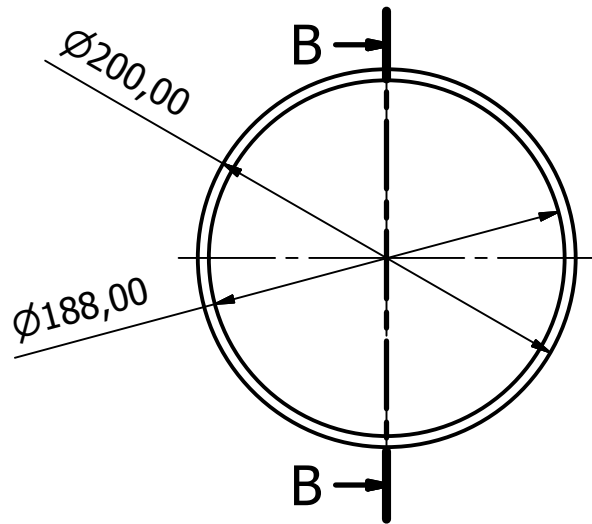
4.2 Recomendaciones.

- El arroz quebrado que entra en la maquina debe tener un 12 % de humedad como máximo.
- Se debe limpiar la maquina cuando se la deje de usar.
- La máquina debe ser montada sobre una bancada que tenga 500mm de altura, también debe estar empernada al piso.

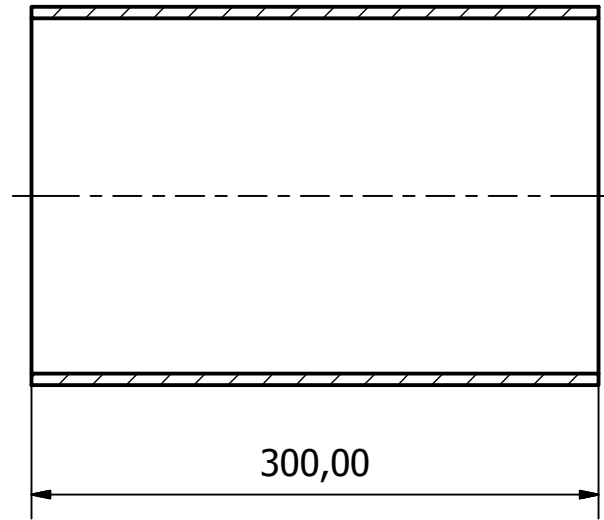
BIBLIOGRAFÍA

1. Budynas R. y Keith N (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8va ed). México: Mc Graw Hill.
2. Catálogo de IVAN BOHMAN ACEROS INOXIDABLES.
3. Norma INEM 131 “SEGURIDAD E HIGIENE DE MAQUINARIA PARA PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS”
4. Norma INEM 3050 “Harina de arroz”.
5. Norma mexicana NMX-F-160-1982 “Harina de arroz”
6. González y Pérez (2002). Procesos de molienda para las harinas.
7. Austin, L.G. y Trass O. (1997). Size Reduction of Solids Crushing and Grinding Equipment, Capítulo 12 en Handbook of Powder Science & Technology, (Cap. 12) Fayed, M. E., Otten, L., Chapman & Hall, N.Y.
8. Gupta, A. y Yan, D. (2006) Mineral Processing and Operation, Elsevier.
9. Ortega-Rivas, E. (2005). Handling and Processing of Food Powders and Particulars, “Encapsulated and Powdered Foods) (Cap. 4) Boca Raton Onwulata C. Taylor & Francis Group,
10. Nishita K. y Beam (1981). Métodos de molienda: Impactos sobre la harina de arroz. Western Regional Research Center, Agricultural Research Service, U.S. Department of Agriculture. Berkeley

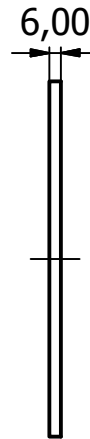
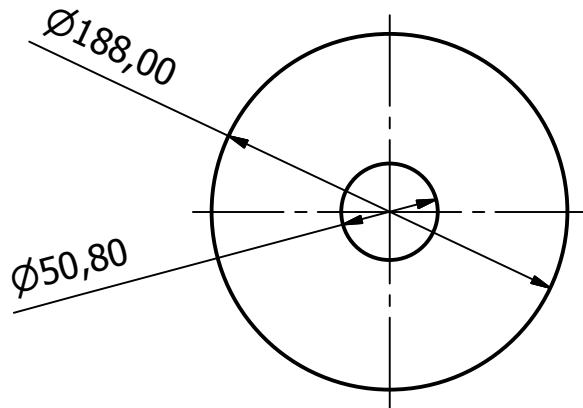
Rodillo (1:4)



B-B (1 : 4)

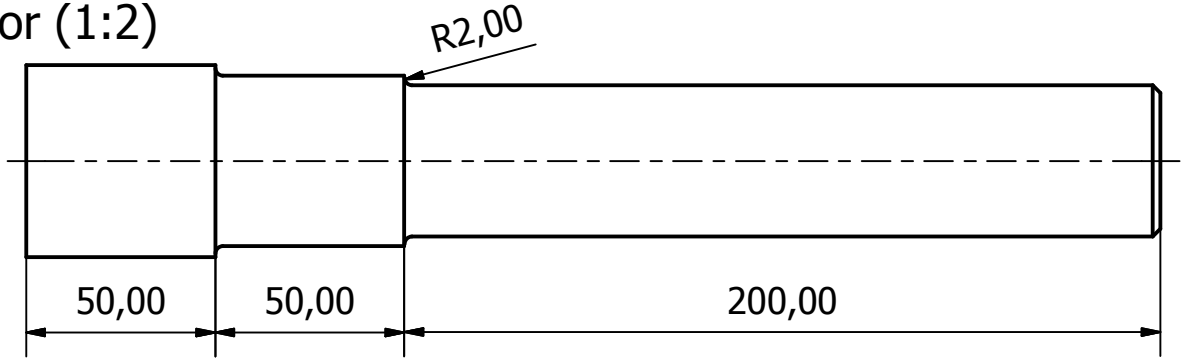
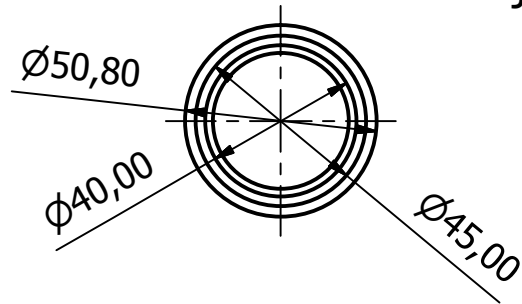


Tapas del rodillo (1:2)

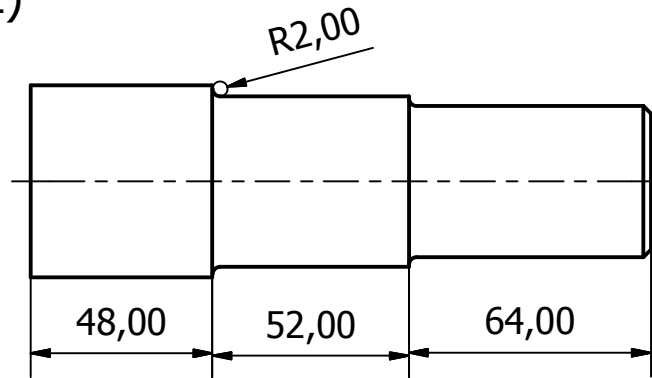
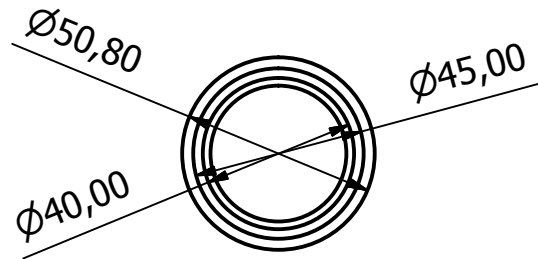


Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Componentes del rodillo		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 1

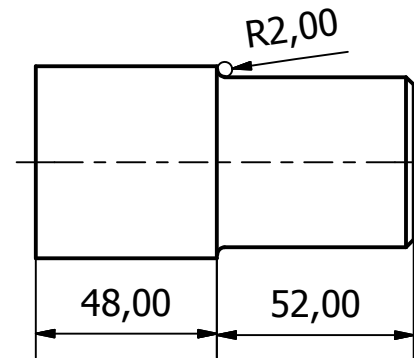
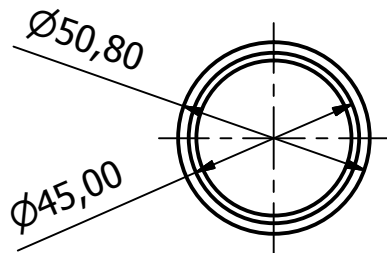
Eje motor (1:2)



Eje engrane (1:2)

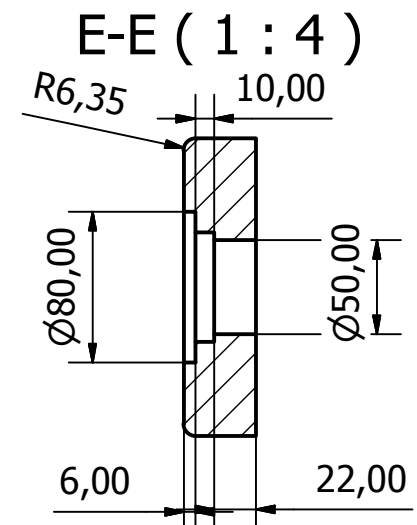
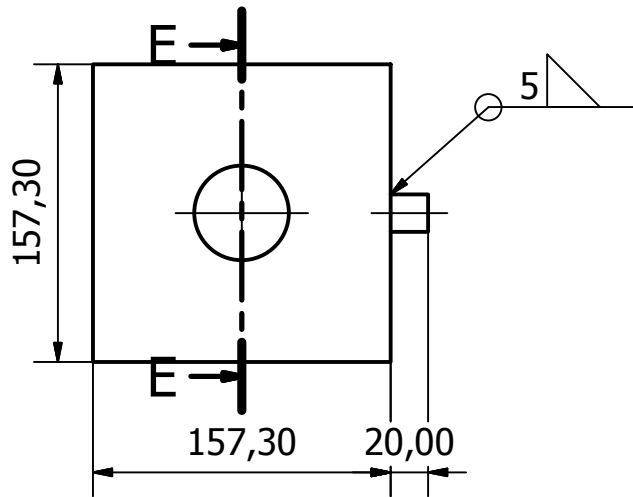
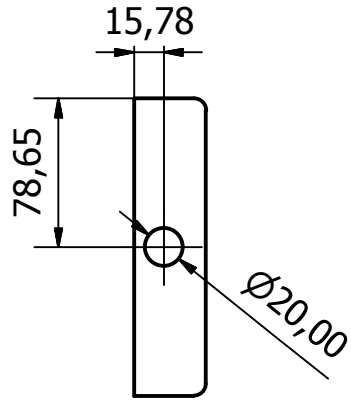


Eje corto (1:2)

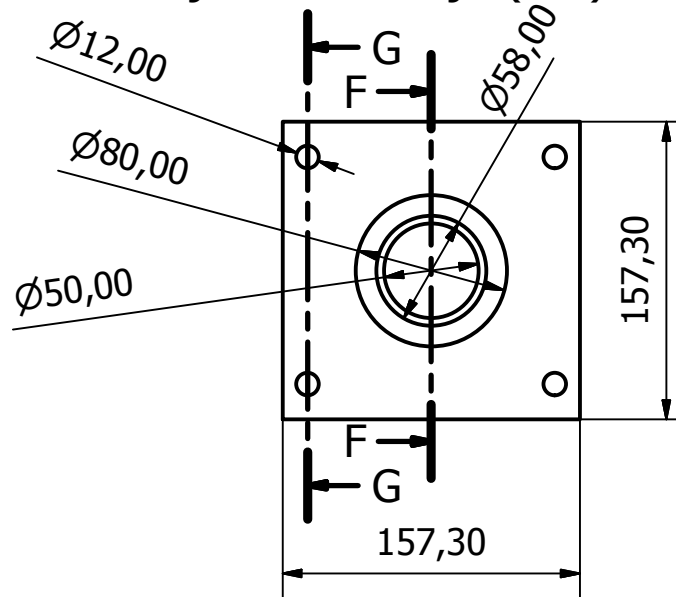
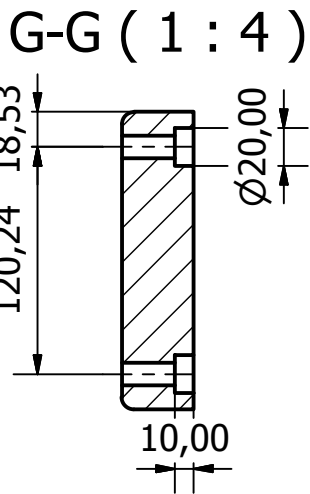


Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Ejes del procesador		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 2

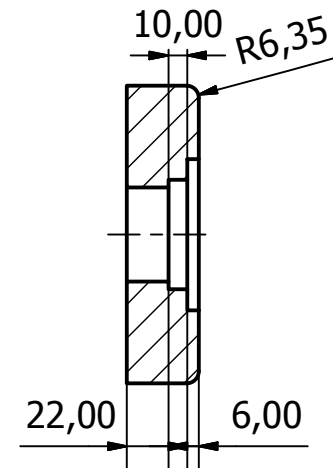
Cajera de rodillo movil (1:4)



Cajera rodillo fijo (1:2)

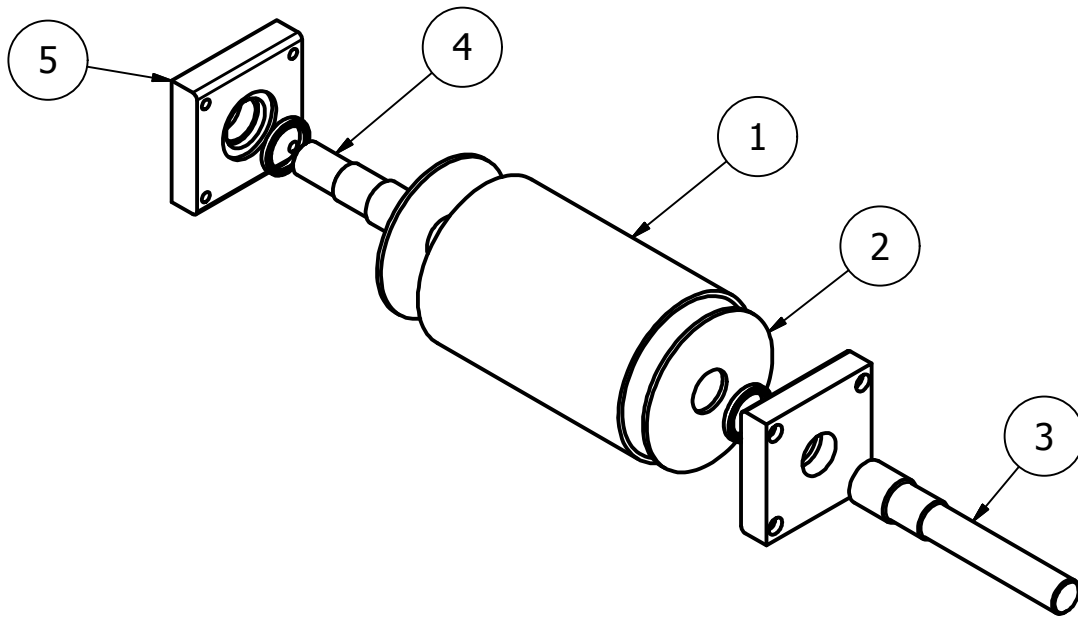


F-F (1:4)



Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Cajeras para cojinetes de rodadura		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 3

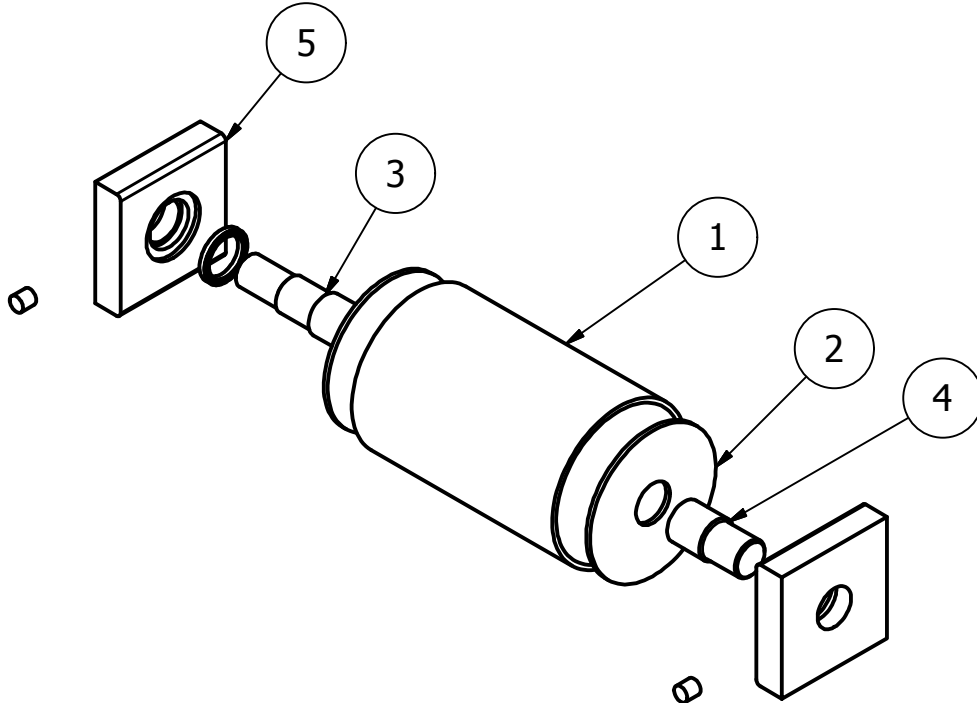
Rodillo fijo armado (1:8)



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Rodillo	Acero inoxidable AISI 304
2	2	tapa	Acero inoxidable AISI 304
3	1	eje motor	Acero inoxidable AISI 304
4	1	eje engrane	Acero inoxidable AISI 304
5	2	cajera fija	Acero inoxidable AISI 304

Diseño de Giovanni Miele	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Vista explosionada rodillo fijo		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 4

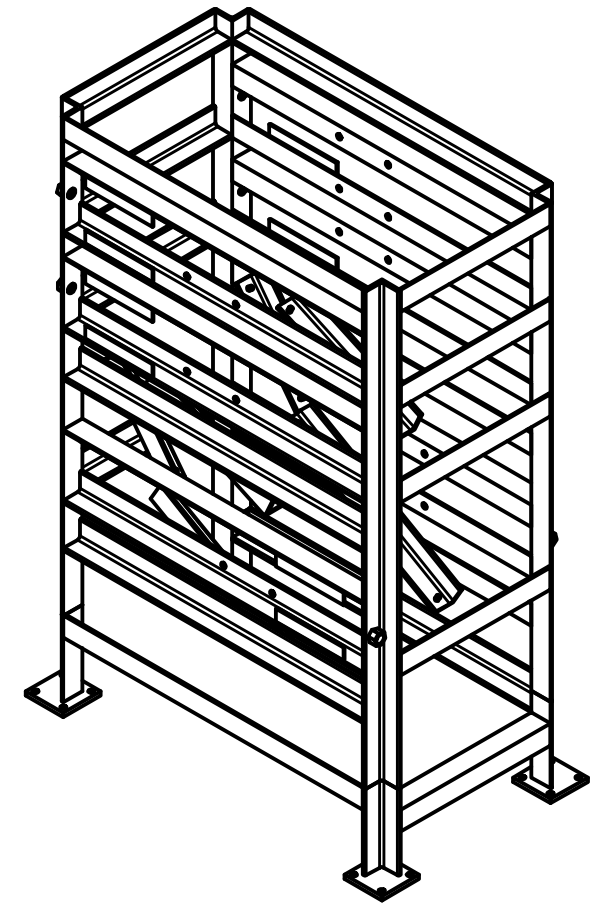
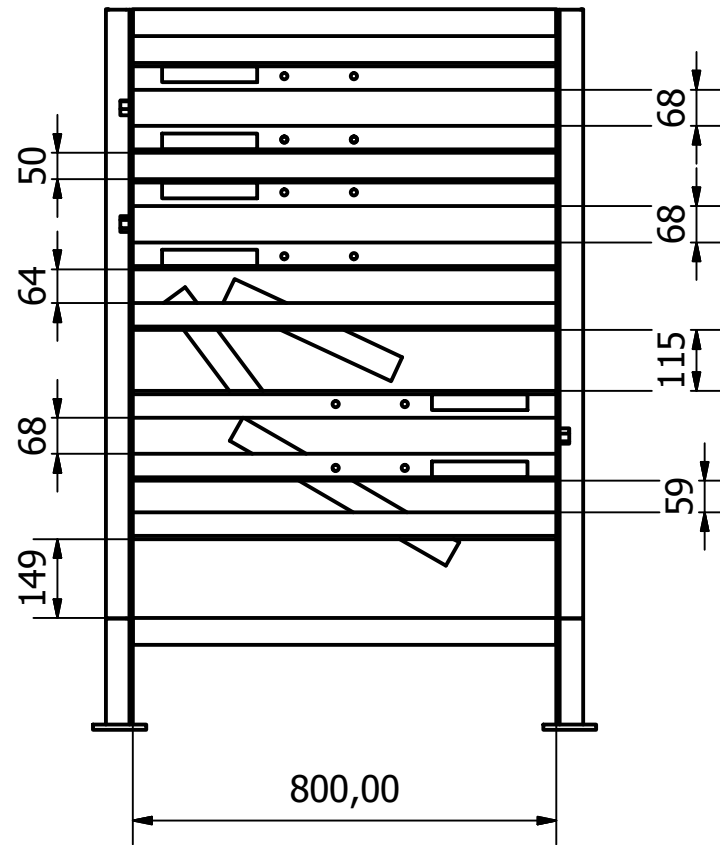
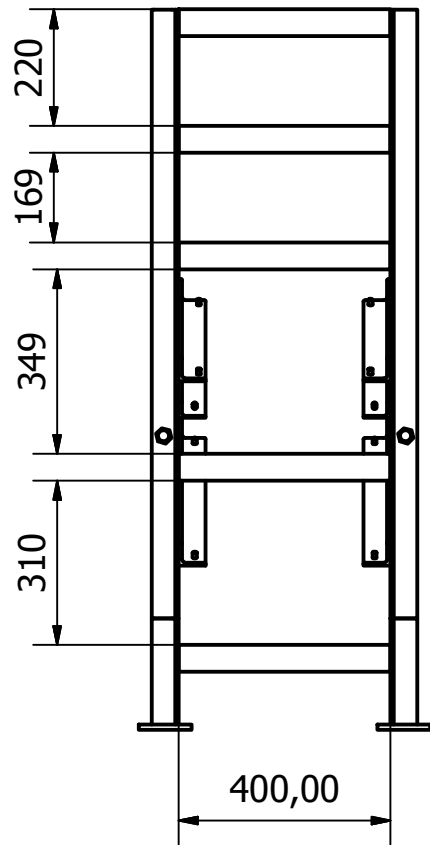
Rodillo fijo armado (1:8)



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Rodillo	Acero inoxidable AISI 304
2	2	tapa	Acero inoxidable AISI 304
3	1	eje engrane	Acero inoxidable AISI 304
4	1	eje1 corto	Acero inoxidable AISI 304
5	2	cajera movil	Acero inoxidable AISI 304

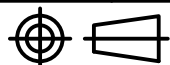
Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Vista explosionada rodillo movil		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 5

Estructura (1:16)

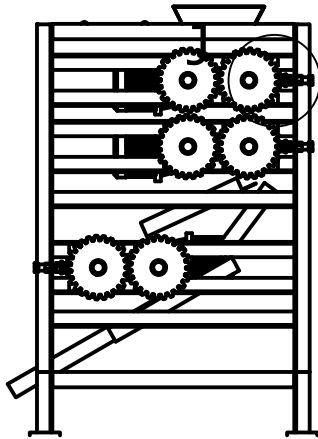


NOTA:

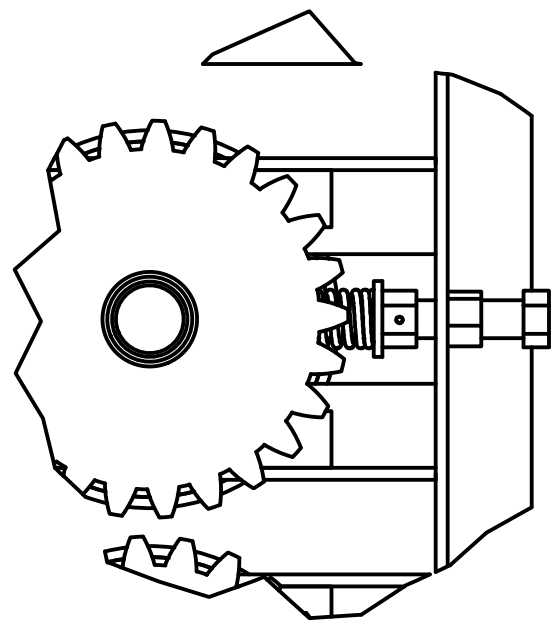
La estructura del preprocesador esta diseñada de angulos de 50.8 mm X 6.35 mm acero inoxidable AISI 304, los angulos estan soldados con electrodo 308L.

Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Estructura		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 6

Procesador (1:16)



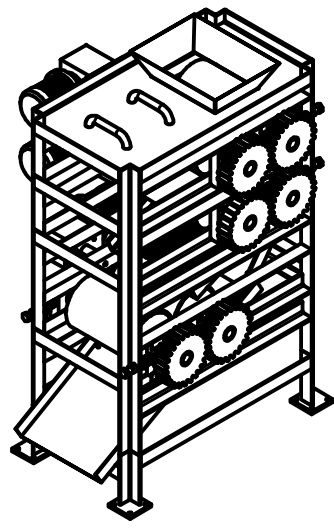
J (1 : 4)



NOTA:
Engranés de dientes rectos, son de hierro fundido gris, modulo=8, diametro nominal=200mm, ancho=48mm

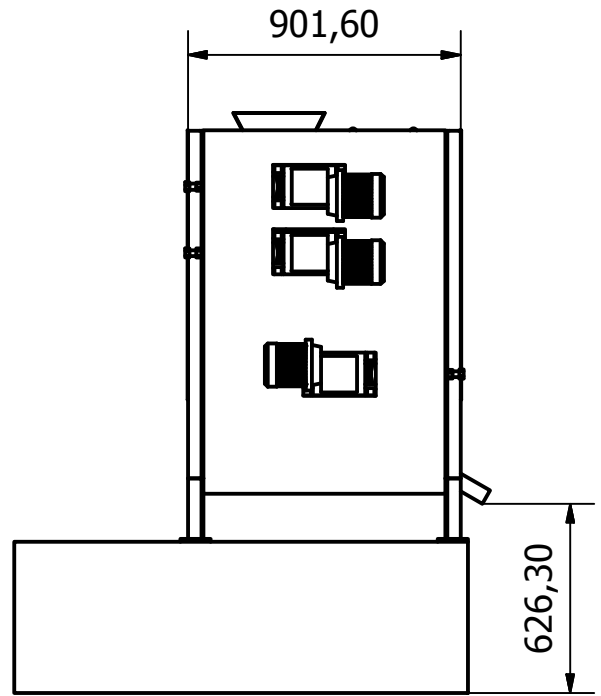
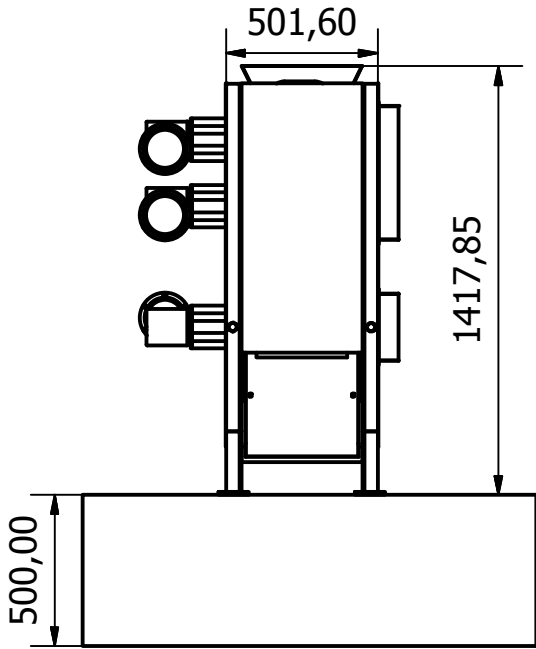
NOTA:
Mecanismo antitriturable (perno M20, L=100mm. Resorte alambre de piano d=4.1mm, D=27mm ,L=60 mm y K=40N/mm).

NOTA:
La maquina tiene tres trenes de molienda dos en serie, la harina cae en un tamiz las particulas que no cumplan con el tamaño deseado pasan a otro tren de molienda.



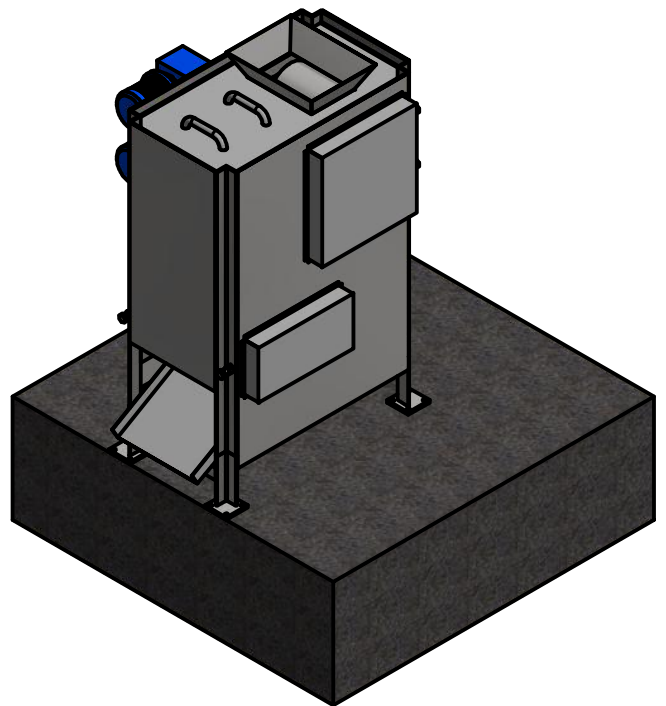
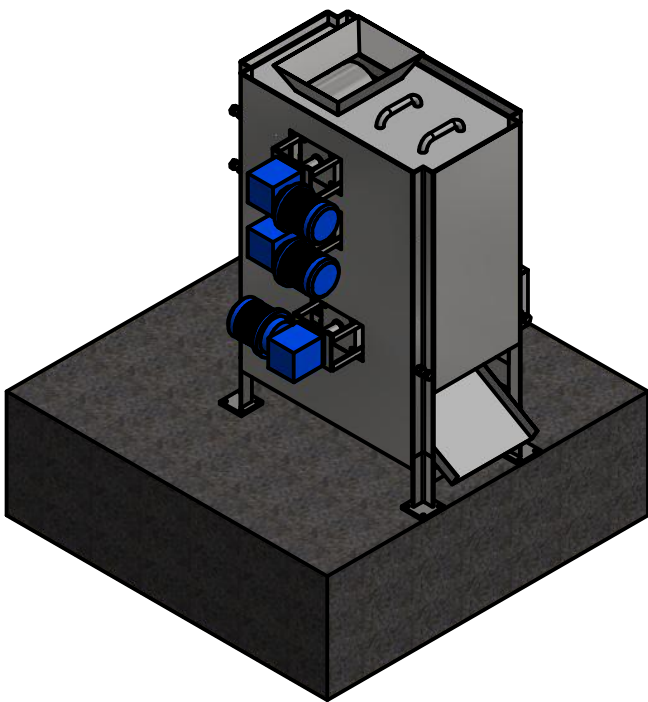
Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Elementos del procesador de harina de arroz		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 7

Procesador (1:16)



NOTA:
Los motor-reductores del procesador son de 1/2 Hp, un motor es de 20 rpm y los otros 2 son de 40 rpm.

NOTA:
La maquina se la puso sobre una bancada de 500mm, porque la altura de un saco de 100 kg esta entre 600 y 700 mm y se desea que la harina caiga directo al saco.



Diseño de Giovanni Mieles	Revisado por Ing. Martínez	Aprobado por Ing. Martínez	Fecha 2/Sep/2016	Fecha 2/Sep/2016
		Procesador de harina de arroz		
		ESPOL	Edición Nº: 1	Hoja 8