

 Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña - Colombia Vicerrectoría de Investigación	<b>UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA</b>			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
	Dependencia	Aprobado		Pág.
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO		i(134)	

## RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	<b>PEDRO LUIS VIDES SANTODOMINGO</b>		
FACULTAD	<b>DE INGENIERÍAS</b>		
PLAN DE ESTUDIOS	<b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
DIRECTOR	<b>RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN</b>		
TÍTULO DE LA TESIS	<b>DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLDEADORA PARA LA FABRICACIÓN PANELITAS DE LECHE EN LA MICROEMPRESA DULCES OLIVARES EN OCAÑA NORTE DE SANTANDER</b>		
<b>RESUMEN</b> (70 palabras aproximadamente)			
<p><b>UNO DE LOS SISTEMAS QUE HA REVOLUCIONADO COMPLETAMENTE EL SECTOR INDUSTRIAL EN EL TRANSPORTE DE ALIMENTOS, LA PRESENTE INVESTIGACIÓN TIENE COMO OBJETIVO BRINDAR CONSIDERACIONES PRELIMINARES QUE LE PERMITIRÁN AL DISEÑADOR DIMENSIONAR LOS COMPONENTES Y LAS PARTES PRINCIPALES DE ESTOS SISTEMAS. PARA LOGRAR EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLDEADORA PARA LA FABRICACIÓN DE PANELITAS DE LECHE EN LA MICROEMPRESA DULCES OLIVARES EN OCAÑA NORTE DE SANTANDER.</b></p>			
<b>CARACTERÍSTICAS</b>			
PÁGINAS:134	PLANOS:	ILUSTRACIONES:	CD-ROM:1

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLDEADORA PARA LA FABRICACIÓN  
PANELITAS DE LECHE EN LA MICROEMPRESA DULCES OLIVARES EN  
OCAÑA NORTE DE SANTANDER**

**Autor:**

**PEDRO LUIS VIDES SANTODOMINGO**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar por el título de Ingeniero  
Mecánico**

**Director**

**RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN**

**MSc. Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA**

**FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Ocaña, Colombia**

**Febrero 2018**

## **Dedicatoria**

Primero que todo agradecerle a Dios por permitirme culminar esta etapa tan importante en mi vida, en segundo agradecerles a mis padres (Nora Ester Santodomingo Montesino, Alba María Montesino Vides y Pedro Celestino Vides Ballesteros) que ha luchado por sacarme adelante a mí y a mis hermanas que han hecho todo para que seamos persona de bien y útiles a la sociedad. También agradecerle a mi familia por apoyarme a mí en los momentos más complicados de esta etapa en mi vida.

Además, agradecerle a la madre de mi hija Andrea Alejandra Duran Garzón y a mi hija Alba Isabela Vides duran que han sido parte muy importante de mi crecimiento personal y un apoyo muy importante para culminar mi carrera siendo mi hija mi motivación más grande que tengo, además que han estado en los momentos difíciles apoyándome siempre.

También agradecerles a todos mis amigos que me colaboraron cuando fue posible a lo largo de mi estadía en la ciudad de Ocaña.

Por último, agradecerle a mi director de tesis Ricardo Andrés García León por colaborar en todo lo que necesite y por estar siempre pendiente de todo el proceso de desarrollo de esta, también agradecerles a todos mis docentes a lo largo de la carrera que me nutrieron de conocimientos y experiencia.

**PEDRO LUIS VIDES SANTODOMINGO**

## Índice

	Pág.
Resumen.....	11
Introducción .....	13
Capítulo 1. Diseño de una máquina moldeadora para la fabricación de panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander. ....	14
1.1 Planteamiento Del Problema .....	14
1.2 Formulación Del Problema.....	14
1.4 Objetivos.....	14
1.4.1 General. ....	14
1.4.2 Específicos .....	15
1.5 Justificación .....	15
1.6 Delimitaciones .....	15
1.6.1 Geográfica. ....	15
1.6.2 Conceptual. ....	15
1.6.3 Operativa. ....	16
1.6.4 Temporal. ....	16
Capítulo 2. Marco referencial .....	17
2.1 Marco Histórico .....	17
2.1.1 Historia de las cintas transportadoras a nivel mundial.....	17
2.1.2 Historia de las cintas transportadoras a nivel Nacional.....	19
2.1.3 Historia de las cintas transportadoras a nivel Local. ....	20
2.2 Marco Conceptual.....	20
2.2.1 Diseño de elementos de máquinas .....	20
2.2.2 Motor eléctrico .....	21
2.2.3 Banda transportadora.....	21
2.2.4 Rodillos .....	22
2.2.5 Piñones .....	22
2.2.6 Chumaceras .....	22
2.3 Marco Teórico .....	23
2.3.1 Teoría sobre el prototipo mecánico para moldeo .....	23
2.4 Marco Legal.....	24
Capítulo 3. Metodología .....	27
3.1 Tipo de investigación.....	27
3.2 Población .....	28
3.3 Muestra .....	28
3.4 Técnicas de recolección de información .....	28
3.5 Análisis de la información.....	29
Capítulo 4. Administración del proyecto .....	30
4.1 Recursos humanos .....	30
4.2 Recursos institucionales .....	30
4.3 Recursos financieros.....	30
Capítulo 5. Presentación de resultados .....	31

5.1 Estudiar los diferentes tipos de máquinas moldeadoras a través de las diferentes bases de datos y fuentes bibliográficas con la finalidad de seleccionar los elementos que conformaran la máquina. ....	31
5.2 Calcular los elementos constitutivos de la máquina moldeadora mediante teorías de diseño mecánico para definir un diseño óptimo acorde a las necesidades de la empresa. ...	48
5.3 Evaluar mediante análisis de elementos finitos con la ayuda del Software Solidworks los elementos mediante una simulación con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina.....	105
Conclusiones .....	119
Recomendaciones .....	120
Referencias.....	121
Apéndice .....	122

## Lista de tablas

	pág.
Tabla 1. Recursos financieros .....	30
Tabla 2. Clasificación de las bandas dependiendo de su posición.....	33
Tabla 3. Clasificación de las bandas de caucho. ....	34
Tabla 4. Clasificación de las bandas termoplásticas. ....	35
Tabla 5. Materiales y propiedades de las bandas modulares. ....	36
Tabla 6. Materiales de las bandas de malla metálica. ....	37
Tabla 7. Materiales y acabados de las bandas de teflón. ....	39
Tabla 8. Ángulo de presión.....	50
Tabla 9. Tamaño de dientes de uso general .....	51
Tabla 10. Tamaños de dientes de uso general.....	52
Tabla 11. Valores del factor de forma de Lewis .....	55
Tabla 12. Interpolación para el número de dientes (N) .....	56
Tabla 13. Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia.....	57
Tabla 14. Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia.....	59
Tabla 15. Interpolación para el número de dientes (N) .....	59
Tabla 16. Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia.....	60
Tabla 17. Propiedades Físicas.....	66
Tabla 18. Propiedades físicas.....	68
Tabla 19. Propiedades físicas.....	75
Tabla 20. Propiedades físicas politetrafluoretileno (PTFE).....	81
Tabla 21. Características principales del rodamiento de rodillos cilíndricos .....	102
Tabla 22. Propiedades.....	116
Tabla 23. Información Del Mallado.....	117
Tabla 24. Fuerzas de reacción.....	118

## Lista de figuras

	pág.
Figura 1. Bandas alimentarias.....	18
Figura 2. Bandas transportadoras de alimentos .....	19
Figura 3. Tipos de mallado en bandas metálicas con arrastre por rodillos.....	38
Figura 4. Tipos de mallado en bandas metálicas con arrastre por rodillos.....	38
Figura 5. Refuerzos laterales en bandas de teflón.....	40
Figura 6. Tipos de refuerzos interiores metálicos en bandas plásticas.....	40
Figura 7. Esquema general de la banda tipo tubo.....	41
Figura 8. Geometría del diseño.....	42
Figura 9. Banda.....	44
Figura 10. Engrane de 36 dientes.....	45
Figura 11. Engrane de 72 dientes.....	45
Figura 12. Rodamiento de 25mm.....	46
Figura 13. Rodamiento de 30mm.....	46
Figura 14. Rodillo 1 .....	47
Figura 15. Rodillo 2 .....	47
Figura 16. Vista lateral de la Tolva 1 .....	47
Figura 17. Vista de la Tolva 2.....	48
Figura 26. Diseño del eje 2 y 4 .....	61
Figura 27. Análisis de las cargas.....	61
Figura 28. Plano XY .....	62
Figura 29. Plano XZ eje 2 .....	63
Figura 30. Análisis de las cargas.....	63
Figura 31. Plano XZ.....	64
Figura 32. Rodillo 2 y 4 .....	70
Figura 33. Análisis de las cargas.....	70
Figura 34. Plano XY Rodillo .....	71
Figura 35. Plano XZ.....	71
Figura 36. Análisis de las cargas.....	72
Figura 37. Plano XZ.....	73
Figura 38. Calculamos el eje 4 Plano XY .....	78
Figura 39. Plano XY .....	79
Figura 40. Plano XZ Eje 4 .....	79
Figura 41. Plano XZ.....	80
Figura 42. Diseño de eje 3 plano XY.....	82
Figura 43. Plano XY .....	83
Figura 44. Plano XZ eje 3 .....	84
Figura 45. Plano XZ.....	85
Figura 18. Diseño propio tolva rectangular .....	90
Figura 19. Parte lateral de la tolva .....	91
Figura 20. Parte frontal de la tolva.....	91
Figura 21. Diseño propio tolva rectangular .....	93
Figura 22. Peso digital .....	94
Figura 23. Medición con el pirómetro .....	95
Figura 24. Peso de la materia prima.....	99
Figura 46. Pernos y tornillos de trabajo pesado.....	100
Figura 47. Características tornillos de sujeción.....	101
Figura 48. Selección de rodamientos de bolas sellados.....	101

Figura 49. Rodamiento de rodillos cilíndricos 1 .....	102
Figura 50. Rodamiento de bolas .....	103
Figura 51. Características rodamiento de rodillo cilíndrico-1 .....	104
Figura 52. Características rodamiento de rodillo cilíndrico-2 .....	105
Figura 53. Maquina moldeadora de panelitas de leche .....	106
Figura 54. Maquina moldeadora de panelitas de leche.....	107
Figura 55. Banda.....	108
Figura 56. Tolva.....	109
Figura 57. Rodillo Moldeador.....	110
Figura 58. Rodillo de moldes.....	111
Figura 59. Rodamiento 30 mm .....	112
Figura 60. Rodamiento de 25 mm.....	113
Figura 61. Engranés 2 y 4 .....	114
Figura 62. Engranés 1, 3 y 5 .....	115
Figura 63. Estudio estático de tolva .....	116
Figura 64. Tensión Nodal Limite Elástico Del Eje Principal. ....	117

## Resumen

Uno de los sistemas que ha revolucionado completamente el sector industrial en el transporte de alimentos, por ofrecer una solución económica y eficiente, son las bandas transportadoras. Las bondades que pueden ofrecer estos sistemas son de gran ventaja en la producción de alimentos en las diferentes empresas que utilizan estos sistemas.

La presente investigación tiene como objetivo brindar consideraciones preliminares que le permitirán al diseñador dimensionar los componentes y las partes principales de estos sistemas. para lograr el diseño de una máquina moldeadora para la fabricación de panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander.

Este trabajo de grado se divide en tres fases:

Fase 1. Estudiar los diferentes tipos de máquinas moldeadoras a través de las diferentes bases de datos y fuentes bibliográficas con la finalidad de seleccionar los elementos que conformaran la máquina. En esta fase se logró tener una visión clara de los tipos de moldeadoras con las finalidad de seleccionar un diseño adecuado de acuerdo a la necesidades encontradas en la empresa.

Fase 2. Calcular los elementos constitutivos de la máquina moldeadora mediante teorías de diseño mecánico para definir un diseño óptimo acorde a las necesidades de la empresa. En el desarrollo de esta actividad, se encontraron los valores idóneos de diseño para poder realizar análisis matemáticos y sistemáticos del sistema.

Fase 3. Evaluar mediante análisis de elementos finitos con la ayuda del Software Solidworks los elementos mediante una simulación con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina. Esta última fase se llevó a cabo con la finalidad de comprobar

si lo calculado matemáticamente cumple con las exigencias establecidas por las normas actuales y factores de seguridad de diseño.

Todo lo anterior, para lograr optimizar el proceso de moldeo para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces Olivares en Ocaña, Norte de Santander.

## Introducción

Hace más de 30 años, las bandas transportadoras incursionaron en el sector industrial brindando una solución adecuada cuando se requiere transportar productos alimenticios teniendo una confiabilidad mayor que los sistemas convencionales.

Es por lo anterior, que en el diseño de instalaciones para el procesamiento y manejo de materias primas o de productos acabados, la elección del medio del transporte debe favorecer y satisfacer necesidades, disminuir los costos de mantenimiento, aumentar significativamente la producción y a su vez poseer suficiente flexibilidad para adaptarse a una amplia variedad de capacidades de transporte o a sobrecargas momentáneas.

En la actualidad, la cinta transportadora ha sido utilizada en medida creciente ya que es un medio de transporte que satisface ampliamente estas exigencias, comparado con otros sistemas, se ha revelado en efecto como el más económico, incluso porque se puede adaptar a las más diferentes condiciones de trabajo. Además, no se utiliza sólo para el transporte horizontal o en subidas, sino también en curvas, en ligeras bajadas y con velocidades relativamente elevadas.

En el presente trabajo propone diseñar un prototipo de cinta transportadora con el fin de aumentar la producción de panelitas de leche y de esta manera cumplir de manera con las necesidades y metas establecidas por la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander donde surgió la necesidad de la optimización del proceso productivo.

Por otra parte, se proporcionan algunos criterios para la elección de los componentes principales de la instalación, asimismo se presentan cálculos significativos para obtener un diseño idóneo de moldeo para la fabricación panelitas de leche.

# **Capítulo 1. Diseño de una máquina moldeadora para la fabricación de panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander.**

## **1.1 Planteamiento Del Problema**

En el municipio de Ocaña, Norte de Santander, existen microempresas que se dedican a la fabricación de dulces (panelitas de leche) con la finalidad de satisfacer la demanda de los clientes de la región y sus alrededores. Sin embargo, el proceso productivo que se realiza actualmente para la obtención de este producto se realiza de forma artesanal, generando en muchas ocasiones baja calidad de los productos, insalubridad y entrega tardía en muchas ocasiones lo que genera pérdidas económicas del 15%.

Por otra parte, la fabricación de panelitas de leche generan desgaste físico en los empleados, como también la insatisfacción de los consumidores, según la encuesta realizada a los clientes en Ocaña Norte de Santander dado a que los pedidos se entregan en fechas posteriores a las acordadas inicialmente. Lo anterior, a generando baja productividad la cual produce bajos ingresos como también bajo rendimiento en los trabajadores.

Este problema sucede debido a la falta de una máquina para la elaboración de este producto (panelitas de leche), donde los empleados se dedican a elaborarla por medios de manuales la cual se les dificulta, pierden tiempo y producción.

## **1.2 Formulación Del Problema**

¿Cuál será el diseño óptimo de la maquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces Olivares en Ocaña, Norte de Santander?

## **1.3 Objetivos**

**1.3.1 General.** Diseñar una máquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces Olivares en Ocaña, Norte de Santander.

### **1.3.2 Específicos**

Estudiar los diferentes tipos de máquinas moldeadoras a través de las diferentes bases de datos y fuentes bibliográficas con la finalidad de seleccionar los elementos que conformaran la máquina.

Calcular los elementos constitutivos de la máquina moldeadora mediante teorías de diseño mecánico para definir un diseño óptimo acorde a las necesidades de la empresa.

Evaluar mediante análisis de elementos finitos con la ayuda del Software Solidworks los elementos, con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina.

### **1.4 Justificación**

Con el diseño de una moldeadora de panelitas de leche para la microempresa Dulces Olivares de Ocaña, Norte de Santander, se podrá brindar la tecnificación del proceso productivo con lo que se alcanzará una mayor producción y de esta manera garantizar un stock de la producción, teniendo en cuenta que existe una gran demanda de pedidos para las diferentes distribuidoras de Ocaña y la región. Asimismo, se espera garantizar mejorar la calidad de vida de los trabajadores con la finalidad de evitar desgastes físicos y problemas ocupacionales. Teniendo en cuenta lo anterior, con el diseño de esta máquina se aumentarán las ventas del producto con lo que se optimizarán los recursos económicos y evidentemente la rentabilidad de la empresa.

### **1.5 Delimitaciones**

**1.5.1 Geográfica.** El trabajo se realizará en las instalaciones de la U.F.P.S.O con la asesoría de director del proyecto.

**1.5.2 Conceptual.** La temática del proyecto se enmarcará en los siguientes conceptos: Diseño de elementos de máquinas, motor eléctrico, banda transportadora, rodillos y soportes, teflón, piñones, chumaceras, porta tornillos, materiales, panelitas de leche, producción.

**1.5.3 Operativa.** El proyecto se desarrollará con base en los parámetros del presente documento y con la asesoría del director y las personas que se necesiten como asesores en el transcurso de la investigación para poder realizar los objetivos del proyecto.

**1.5.4 Temporal.** El presente proyecto tendrá una duración aproximada de 16 semanas a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

## Capítulo 2. Marco referencial

### 2.1 Marco Histórico

**2.1.1 Historia de las cintas transportadoras a nivel mundial.** Se inicia en la segunda mitad del siglo XVII. Desde entonces, las cintas transportadoras han sido una parte inevitable de transporte de material y alimentos. Pero fue en 1795 cuando la cinta transportadora se convirtió en un medio popular para el transporte de materiales a granel. En un principio, se utilizaban solo para mover sacos de grano en distancias cortas. El sistema de transporte y de trabajo era bastante simples en los primeros días (Heras Lopez, 2014).

Siendo una máquina tan útil y que a la vez necesita de conocimientos de todos los ámbitos mecánicos (estructurales, maquinas, producción) y otros como el eléctrico, por ejemplo, hizo que me pareciera una buena idea realizar su diseño y todos sus cálculos.

Así pues, me dispuse a buscar empresas que se dediquen al diseño de esta maquinaria y encontré entre ellos Euromeca, una pequeña empresa, pero con muy buena reputación. En ella, aparte de varios diseños estructurales tales como tolvas, y cintas de pequeño tamaño, hice el diseño de la cinta transportadora que mostraré en este proyecto.

Euromeca nace en 1998, con un compromiso constante con sus clientes, desarrollando los proyectos de acuerdo con todas sus necesidades. En este sentido, prima la calidad del servicio, gracias al crecimiento continuo de sus recursos técnicos y humanos.

Este compromiso que desde un principio se marcaron como meta, se está cumpliendo con un aumento progresivo del número de clientes. Los servicios que ofrece esta empresa son los siguientes:



Figura 1. Bandas alimentarias

Fuente: <http://www.habasit.com/es/bandas-para-alimentacion.htm>

Ingeniería y procesos Industriales

Reingeniería en plantas industriales

Adecuaciones Industriales

Traslados de instalaciones industriales

Aplicaciones industriales específicas.

Control de procesos industriales

Instalaciones llave en mano

Normativa, control de fabricación y calidad.

Mantenimiento.

Durante la década de 1920, las cintas transportadoras eran muy comunes, y por ello sufrieron grandes cambios, utilizándose en las minas de carbón para manejar lotes de más de 8 km. La banda se fabricaba con varias capas de algodón y cubiertas de goma.

Uno de los puntos de inflexión en la historia de las cintas transportadoras, fue la introducción de bandas transportadoras sintéticas. Fueron introducidas durante la Segunda Guerra Mundial, principalmente debido a la escasez de materiales naturales como el algodón, el caucho y lona. Desde entonces, las cintas transportadoras sintéticas se han hecho populares en diversos campos (Heras Lopez, 2014).

Durante muchos años se viene implementado este sistema para la elaboración y transporte de productos, con el fin de facilitar el traslado de los objetos o alimentos que se realizaban en las industrias.

**2.1.2 Historia de las cintas transportadoras a nivel Nacional.** En Colombia, se fabrican diversas variedades de dulces de leches, en los que la técnica de cocción difiere levemente, un ejemplo son las panelitas de leche. Con el objeto de fomentar la exhibición y comercialización de postres tradicionales colombianos, La empresa COPELIA en 1987 Debido a la gran demanda que se presentó, los instrumentos de trabajo como la licuadora y el rallador del coco se dañaban con facilidad, por lo tanto, decidieron diseñar su propia maquinaria para el proceso de producción de la Panelitas (Copelia, 2015). El desarrollo de este tomo casi 8 años, es la única que existe en el mundo, y actualmente todavía se utiliza en la compañía.



Figura 2. Bandas transportadoras de alimentos

Fuente: <https://co.all.biz/bandas-transportadoras-g18807>

Ahora como bien sabemos, la gastronomía ocañera es una mezcla cultural producto de las diferentes influencias provenientes de las diferentes migraciones (árabes españolas alemanas, indígenas, etc.), entre esas se encuentra el dulce la cual se caracterizan por hacer

muy bien, uno en especial es la panelitas de leche, de acuerdo con los grandes pedidos y a la demanda de este producto, ha bajado la producción debido a la falta de una máquina que le facilite la fabricación y aumento de este dulce.

**2.1.3 Historia de las cintas transportadoras a nivel Local.** Con la investigación realizada se observó que en Ocaña, Norte de Santander no existe una máquina para la fabricación de este tipo producto, por tanto, se diseñó un prototipo en la ciudad de Ocaña, para su respectiva construcción de dicha máquina en algún futuro y así poder aumentar la producción de este producto.

## **2.2 Marco Conceptual**

### **2.2.1 Diseño de elementos de máquinas**

Diseñar viene del latín designare que significa designar, marcar; en un sentido más amplio se traduce como delinear, trazar, planear una acción, concebir, inventar. El diseño de ingeniería se puede definir como “el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización” (Arteaga Noguera, 2014).

El diseño de ingeniería abarca varios campos, entre ellos el diseño de máquinas, objeto de este curso. Una máquina puede definirse como un aparato formado de unidades interrelacionadas llamadas elementos de máquina, que están dispuestas con el objeto de transformar movimientos y fuerzas. Esta relación entre fuerzas y movimiento distingue el diseño de máquinas del de estructuras; en este último sólo se consideran fuerzas estáticas, mientras que, para el primero, se incluye además el análisis de las cargas dinámicas asociadas al movimiento, masa y geometría de cada elemento; de aquí la importancia de los prerrequisitos de la materia.

### **2.2.2 Motor eléctrico**

El motor eléctrico es un artefacto que transforma la energía eléctrica en energía mecánica, de manera que puede impulsar el funcionamiento de una máquina. Esto ocurre por acción de los campos magnéticos que se generan gracias a las bobinas, (aquellos pequeños cilindro con hilo metálico conductor aislado). Los motores eléctricos son muy comunes, se pueden encontrar en trenes, máquinas de procesos industriales y en los relojes eléctricos; algunos de uso general tienen proporciones estandarizadas, lo que ayuda a mejorar la selección de acuerdo con la potencia que se desea alcanzar para el dispositivo en el que se incluirá (Siemens Werner von, 2017).

Las fuentes que alimentan al motor eléctrico pueden ser de corriente alterna (AC) o corriente continua (CC). Cuando se trata de la corriente alterna, las redes eléctricas o las plantas eléctricas son el impulso principal del motor; existen varios tipos de este motor, llamados: motor asíncrono y síncrono. A diferencia de éste, cuando la corriente continua es el encargado de sustentar el funcionamiento, las baterías, los rectificadores, los paneles solares y los dinamos son los artefactos que colaboran en el proceso; estos se clasifican en: motor serie, motor compound, motor shunt y motor eléctrico sin escobillas. El motor universal, por su parte, funciona con ambos tipos de corriente.

El motor eléctrico tiene muchas ventajas, entre ellas se encuentra su tamaño y peso reducido, el hecho de que puede ser construido para casi cualquier tipo de máquina y una potencia bastante alta, su rendimiento está la mayor parte del tiempo en un 75%, no emite ningún tipo de sustancia o gas contaminante y no necesitan una ventilación externa.

### **2.2.3 Banda transportadora**

Las cintas transportadoras son elementos auxiliares de las instalaciones, cuya misión es transportar, elevar o distribuir materiales hacia otro punto. Son aparatos que funcionan solos, intercalados en las líneas de proceso y que no requieren generalmente de ningún operario que

las manipule directamente de forma continuada. Las cintas transportadoras sirven para el transporte horizontal o inclinado de objetos sólidos o material a granel cuyas dos ventajas principales son: Gran velocidad y Grandes distancias.

Su función más importante, a nivel de transporte, es hacerlo de forma continua, tanto de materiales homogéneos como mezclados, a distancias que pueden oscilar entre algunos metros y decenas de kilómetros (ramirez restrepo, 2013).

#### **2.2.4 Rodillos**

El rodillo es simplemente un cilindro (o un tubo) mucho más largo de grueso. En la actualidad también se le da el nombre de rodillo a ruedas cuya longitud es muy grande respecto a su diámetro y que manteniéndose fijas en el espacio (gracias a que también disponen de un eje de giro) permiten el desplazamiento de objetos sobre ellas (caro, 2017).

#### **2.2.5 Piñones**

Se denomina engranaje al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica de un componente a otro. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y el menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante el contacto de ruedas dentadas (Moliner, 2015).

#### **2.2.6 Chumaceras**

La chumacera u horquilla es una pieza de metal o madera con una muesca en que descansa y gira cualquier eje de maquinaria. Ésta se usa también en las embarcaciones de remo, donde se apoya el remo permitiéndole que gire en su eje longitudinal, y también que se pueda mover el remo en torno a el eje vertical del portante (tolete), realizando así el recorrido de la pala en el agua y fuera de ella. Actualmente suelen ser de plástico. Tienen un pestillo que cierra la chumacera para evitar que el remo se salga. Como se puede observar en la imagen, la altura de la chumacera puede ser regulada cambiando el número de arandelas

(en este caso azules) que ponemos debajo y encima de la chumacera, con objeto de conseguir la altura apropiada para realizar una buena palada para cada remero (Moliner, 2015).

También se puede observar que tiene una ligera inclinación la parte vertical donde apoya el remo. Esta inclinación también es necesario calibrarla para conseguir que la pala entre en el agua de la manera adecuada (prácticamente vertical) para que no tienda a escaparse ni a hundirse en el agua. Esto se hace colocando unas piezas que encajan arriba y abajo de la chumacera (llamadas coloquialmente tapones) que modifican en algunos grados esta inclinación (Moliner, 2015).

## **2.3 Marco Teórico**

### **2.3.1 Teoría sobre el prototipo mecánico para moldeo**

En el marco teórico de este proyecto se presentan los conocimientos teórico-conceptuales del control automático industrial aplicados con algún tipo de tecnología la cual permita que los diferentes procesos que se desarrollan en la mayor parte de las empresas se realicen en forma eficiente aumentando su producción, mostrándola más competitiva en el mercado y disminuyendo costos entre otros factores. Estos cambios también favorecen a los estudiantes para que se interesen por las áreas afines con la Mecánica y así de este modo contribuyan a solucionar los problemas de una comunidad.

Para cumplir con las expectativas debemos primero tener muy claro los conceptos y conocimientos de Control Automático.

El control automático de procesos es parte del progreso industrial desarrollado durante lo que ahora se conoce como la segunda revolución industrial. El uso intensivo de la ciencia de control automático es producto de una evolución que es consecuencia del uso difundido de las técnicas de medición y control. Su estudio intensivo ha contribuido al reconocimiento universal de sus ventajas.

El control automático de procesos se usa fundamentalmente porque reduce el costo de los procesos industriales, lo que compensa con creces la inversión en equipo de control. Además, hay muchas ganancias intangibles, como por ejemplo la eliminación de mano de obra pasiva, la cual provoca una demanda equivalente de trabajo especializado. La eliminación de errores es otra contribución positiva del uso del control automático.

El control automático es el mantenimiento de un valor deseado dentro de una cantidad o condición, midiendo el valor existente, comparándolo con el valor deseado, y utilizando la diferencia para proceder a reducirla. En consecuencia, el control automático exige un lazo cerrado de acción y reacción que funcione sin intervención humana.

El elemento más importante de cualquier sistema de control automático es lazo de control realimentado básico.

Los sistemas de control se clasifican en sistemas de lazo abierto y a lazo cerrado. La distinción la determina la acción de control, que es la que activa al sistema para producir la salida.

Un sistema de control de lazo abierto es aquel en el cual la acción de control es independiente de la salida. Un sistema de control de lazo cerrado es aquel en el que la acción de control es en cierto modo dependiente de la salida (Valdez Aguilar, 2015).

## **2.4 Marco Legal**

### **Constitución política de Colombia**

**Artículo 71.** La búsqueda del conocimiento y la expresión artística son libres. Los planes de desarrollo económico y social incluirán el fomento a las ciencias y, en general, a la cultura.

El Estado creará incentivos para personas e instituciones que desarrollen y fomenten la ciencia y la tecnología y las demás manifestaciones culturales y ofrecerá estímulos especiales a personas e instituciones que ejerzan estas actividades.

**Artículo 65.** La producción de alimentos gozará de la especial protección del Estado. Para tal efecto, se otorgará prioridad al desarrollo integral de las actividades agrícolas, pecuarias, forestales y agroindustriales, así como también a la construcción de obras de infraestructura física y adecuación de tierras. De igual manera, el Estado promoverá la investigación y la transferencia de tecnología para la producción de alimentos y materias primas de origen agropecuario, con el propósito de incrementar la productividad.

**Artículo 74.** Todas las personas tienen derecho a acceder a los documentos públicos salvo los casos que establezca la ley. El secreto profesional es inviolable.

#### **DECRETO 3075 DE 1997**

**Por el cual se reglamenta parcialmente la Ley 09 de 1979 y se dictan otras disposiciones.**

En ejercicio de sus atribuciones constitucionales y legales y en especial las que le confiere el numeral 11 del artículo 189 de la Constitución Política y la Ley 09 de 1979

**ARTICULO 1o.** AMBITO DE APLICACION. La salud es un bien de interés público. En consecuencia, las disposiciones contenidas en el presente Decreto son de orden público, regulan todas las actividades que puedan generar factores de riesgo por el consumo de alimentos, y se aplicaran:

- a. A todas las fábricas y establecimientos donde se procesan los alimentos; los equipos y utensilios y el personal manipulador de alimentos.
- b. A todas las actividades de fabricación, procesamiento, preparación, envase, almacenamiento, transporte, distribución y comercialización de alimentos en el territorio nacional.
- c. A los alimentos y materias primas para alimentos que se fabriquen, envasen, expendan, exporten o importen, para el consumo humano.

d. A las actividades de vigilancia y control que ejerzan las autoridades sanitarias sobre la fabricación, procesamiento, preparación, envase, almacenamiento, transporte, distribución, importación, exportación y comercialización de alimentos, sobre los alimentos y materias primas para alimentos.

**Norma ASTM A 36/A 36M – 00a** esta norma menciona los tipos de elementos para la sujeción de una estructura, los cuales se dividen en dos permanentes como lo es la soldadura o removibles como lo son pernos y remaches, dice además que entre mayor carga vaya a soportar el mecanismo mayor será el grado de sujeción al que estará sometido. (**Virtual, 2015**)

**Norma ASTM A 66-01** Esta norma establece las dimensiones específicas de tolerancias, deformaciones y elongaciones permisibles de un tornillo de acero, gracias a pruebas hechas en laboratorios de una porción o muestra de la producción total además se especifican algunos de los calibres que son comerciales.

**Norma NTC 1560** se encarga de verificar los tipos de aceros utilizados para la fabricación de estructuras. (COLOMBIANA, 2001)

**OHSAS 18001** estas son normas que se refieren a la seguridad y salud en el lugar, sitio o herramienta de trabajo y se ha concebido para ser compatible con ISO 9001 e ISO 14001. Es la encargada reducir los riesgos asociados con la salud y la seguridad en el entorno de trabajo para los empleados, clientes y el público. (NTC-18001, 2007)

**ANSI/AWS D1.4** (Structural Welding Code – Reinforcing Steel). Designar tipo desoldadura. (Lauri, 2004)

**ISO 9001** esta norma internacional se aplica a los sistemas de gestión de calidad (SGC) y se centra además en todos los elementos de administración de calidad con los que una empresa debe contar para tener un sistema efectivo que le permita administrar y mejorar la calidad de sus productos o servicios.

## Capítulo 3. Metodología

### 3.1 Tipo de investigación

Para el desarrollo de este proyecto se llevará a cabo una investigación descriptiva teniendo en cuenta que se determinará el modelo geométrico de la máquina mediante estudios previos basados en el estado del arte, bajo un diseño de investigación documental dado a que se realizaron cálculos matemáticos y análisis en software específicos como solidworks que soportaron la investigación, siendo de esta forma un proyecto de propósito básico. Finalmente tendrá un enfoque Cualitativo porque se tendrán en cuenta las variables que influyen en el diseño geométrico para los posteriores cálculos respectivos.

El presente trabajo de investigación tuvo como finalidad el diseño de una máquina moldeadora para la fabricación de panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña, Norte de Santander.

Según (RIVAS, 1995.) “trata de obtener información acerca del fenómeno o proceso, para describir sus implicaciones” (p.54). Este tipo de investigación, no se ocupa de la verificación de la hipótesis, sino de la descripción de hechos a partir de un criterio o modelo teórico definido previamente, lo cual nos permitió realizar el Diseño de una maquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander. En cuanto al diseño de investigación, (Arias fidias, 2006) lo define como:

“La estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado” (p. 26). Así mismo considera que la investigación de campo es aquella que consiste en la recolección de datos directamente de los sujetos investigados, o de la realidad donde ocurren los hechos (datos primarios) sin manipular o controlar variable alguna, es decir, el investigador obtiene la información, pero no altera las condiciones existentes (p.31).

Por tanto, para el desarrollo de este estudio el diseño de la investigación fue de campo e investigativa porque la información fue recolectada a través de la fuente primaria, que para este caso sería la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander, lo cuales requieren del diseño de una maquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche, los cuales permitieron la realización del diagnóstico, por medio de la aplicación de los relativos indicadores.

### **3.2 Población**

Afirma (Arias, 2006). La población para la realización del estudio estará conformada por la microempresa Dulces Olivares en Ocaña Norte de Santander. Que la población "...es el conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación (p.81).

### **3.3 Muestra**

Por ser tan pequeña la muestra no necesita formula estadística.

(García., 2002); Define la muestra como "...la unidad seleccionada de la población para la aplicación de la técnica de investigación. Puede ser un elemento o un conjunto de elementos (p.65).

### **3.4 Técnicas de recolección de información**

Sostiene que según nivel de conocimiento científico al que se espera llegar, se debe formular el tipo de técnicas e instrumentos de recolección de información que se va a utilizar para obtener información, cuyo propósito es señalar el tipo de información que se necesita, así como el nivel de análisis que deberá realizar, para lo cual debe tenerse en cuenta los objetivos que se plantearon (Méndez A C, 2003 ) (P.21).

Para la recolección de la información se utilizaron técnicas como:

Se toma como base el concepto de las fuentes de recolección de información, y se guiará por medio de las consultas directas para el Diseño de una maquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña Norte de Santander.

Técnica de recolección primaria. Para la recolección de datos se recolectará la información bibliográfica de los diferentes tipos de máquinas moldeadoras, calcular los elementos constitutivos de la maquina moldeadora mediante teorías de diseño mecánico, con la ayuda del software solidworks la cual se obtendrá información para el adecuado desarrollo del estudio dando paso a la planeación y ejecución de las acciones.

### **3.5 Análisis de la información**

De acuerdo con la información obtenida mediante los medios bibliográficos y la ayuda del software solidworks se analizará de manera cualitativa, con el fin de determinar el diseño de una maquina moldeadora para la fabricación panelitas de leche en la microempresa dulces olivares en Ocaña, Norte de Santander.

## Capítulo 4. Administración del proyecto

### 4.1 Recursos humanos

El presente estudio será realizado por el estudiante: Pedro Luis Vides Santodomingo. Estudiante de Ingeniería Mecánica. Dirigido por el Ingeniero Mecánico Ricardo Andrés García León. Profesor catedrático de la U.F.P.S.O

### 4.2 Recursos institucionales

Biblioteca Argemiro Bayona Portillo de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

Universidad Francisco de Paula Santander, seccional Ocaña.

### 4.3 Recursos financieros

Los gastos en la elaboración del proyecto serán cubiertos por los mismos autores.

**Tabla 1.**

*Recursos financieros*

<b>INGRESOS</b>	<b>COSTOS</b>	
PEDRO LUIS VIDES	\$200.000	
TOTAL, INGRESOS		\$ 2.000.000
<b>INGRESOS</b>		
Trasporte	\$ 100.000	
Digitación e impresión	\$ 300.000	
Papelería y fotocopias	\$ 200.000	
Internet	\$ 100.000	
Gastos varios	\$300.000	
Ayuda profesional	1.000.000	
TOTAL, EGRESOS		\$ 2.000.000
<b>SUMAS IGUALES</b>		\$ 2.000.000 \$ 2.000.000

**Fuente:** Elaboración propia

## Capítulo 5. Presentación de resultados

Teniendo en cuenta los objetivos y actividades planteadas para la investigación, se procedió a dar cumplimiento a cada uno como se desarrollan a continuación:

### **5.1 Estudiar los diferentes tipos de máquinas moldeadoras a través de las diferentes bases de datos y fuentes bibliográficas con la finalidad de seleccionar los elementos que conformaran la máquina.**

Las máquinas de moldeo modernas se caracterizan por ofrecer un consumo bajo de energía, la posibilidad de instalar moldes cada vez más grandes en máquinas más pequeñas, remoción automática sin problemas de las partes terminadas mediante el uso de robots y posibilidad de efectuar mantenimientos de una manera simple (Sanz, 2011).

Uno de los aspectos más importantes para los usuarios de este tipo de máquinas ha sido el relacionado con el ahorro de energía debido especialmente a que se ha afirmado con frecuencia que las máquinas eléctricas superan a las hidráulicas con posibilidades extraordinarias de ahorrar energía. Desde la aparición de las máquinas de moldeo, los fabricantes de máquinas se han dado a la tarea de demostrar que este tipo de maquinaria también puede ofrecer ahorros importantes de energía. Así, por ejemplo, se pueden disminuir los requerimientos de aceite para efectuar los movimientos de la máquina si se instalan cilindros de recorrido corto y si se opera con compuertas de paso de aceite de acción rápida.

Igualmente, el motor del tornillo puede ser de acción directa con movimiento lento del motor y contar con sistemas de control y regulación que conllevan otros ahorros importantes de energía. En este caso, la cantidad de aceite enviada al motor se optimiza de acuerdo con los requerimientos de optimización encontrados en la resina. La bomba del motor actúa enviando volúmenes variables, de acuerdo con los requerimientos de la resina (Sanz, 2011).

Battenfeld Injection Molding Technology lanzó al mercado su serie de máquinas de moldeo, con capacidades en la prensa de 5500 kN a 40000 kN. Esta serie ofrece varias

características que redundan en una mayor productividad, ahorro de energía y calidad de los productos formados. Para ayudar a incrementar la productividad esta serie cuenta con tiempos de cerrado de la prensa y de incremento de la presión cortos. Esto, debido a que el recorrido de los cilindros hidráulicos correspondientes es también corto. Esta característica se ofrece para las máquinas de hasta 10000 kN. A partir de los modelos de 13000 kN, el ajuste de la prensa se hace con un sistema de dos etapas, que aporta flexibilidad en los cambios de molde y en la abertura del molde. Las placas tienen un alto paralelismo que se conserva gracias a que el sistema de soporte se hace sobre guías planas. Todos los movimientos hidráulicos se hacen buscando simultaneidad, a partir de los modelos de 19000 kN. Estos tienen un comportamiento reproducible por cuanto son controlados con circuitos cerrados digitales. El sensor de la velocidad del movimiento es ultrasónico. La unidad de control, modelo Unilog B4, es de fácil programación y está diseñada de manera modular, por lo que permite ser expandida. Este sistema de control es de gran capacidad y coordina perfectamente los movimientos hidráulicos de la máquina. Desde el punto de vista ecológico, el aceite se conserva más tiempo gracias a un sistema de filtración permanente (Sanz, 2011).

### **Dependiendo de la movilidad**

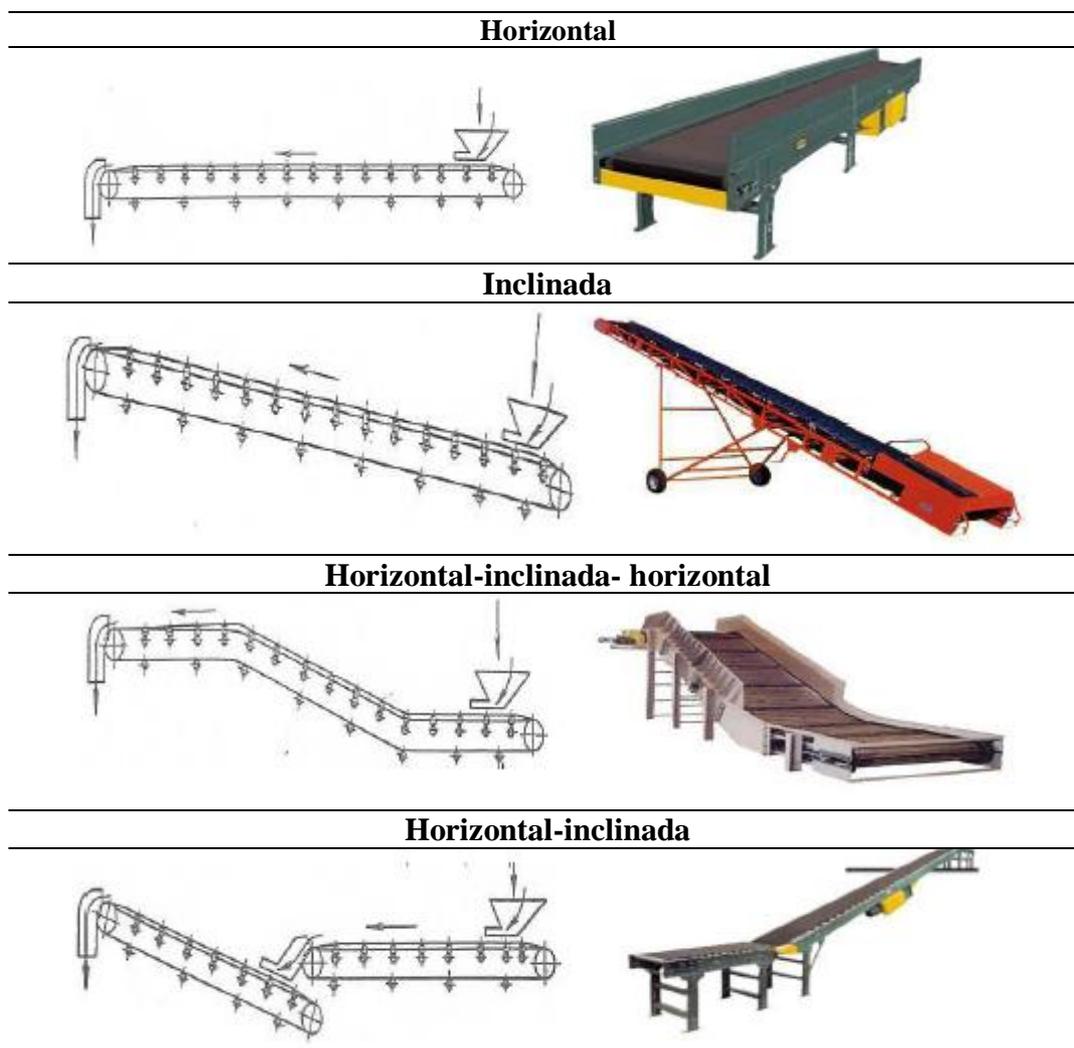
Se denominan cintas fijas aquéllas cuyo desplazamiento no puede cambiarse. Por el contrario, las bandas móviles están provistas de ruedas u otros sistemas que permiten un cambio fácil de ubicación. Generalmente se construyen con altura regulable mediante un sistema que permite variar la inclinación de transporte. (Sanz, 2011)

### **Dependiendo de la posición**

En función de la posición en la que se encuentre la banda o las posiciones que ocupen sus diferentes módulos o partes, las cintas transportadoras se clasifican según muestra la Tabla 2.

**Tabla 2.**

*Clasificación de las bandas dependiendo de su posición.*



**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Dependiendo del tipo de banda y material a transportar**

#### **Bandas de caucho**

Este tipo de bandas se utilizan para el transporte, tanto exterior como interior, de productos y/o materiales a granel, en condiciones desde ligeras hasta muy duras. Las áreas típicas de trabajo para estas bandas son: canteras y movimiento de tierras, minería, puertos de carga y descarga, cerámica y vidrio, cemento y hormigón, piensos y cereales, etc. (Sanz, 2011)

En función de la inclinación requerida y el material transportado se utiliza una de las bandas que se muestran en la Tabla 2.

**Tabla 3.**

*Clasificación de las bandas de caucho.*

<b>INCLINACION</b>	<b>TIPO BANDA</b>	<b>MATERIAL TRANSPORTADO</b>
20°	LISA	Paquetes, fardos y productos a granel.
30°	NERVADA	Productos a granel (secos).
40°	NERVADA	Fardos o productos a granel (húmedos).
40°	RUGOSA	Bultos y paquetería.
70°	CON PERFILES	Productos a granel.
90°	CON PERFILES	Ejecuciones especiales.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Bandas termoplásticas**

Este tipo de bandas son destinadas al transporte interior de productos o materiales no abrasivos en infinidad de aplicaciones, gran parte de ellas en la rama de la alimentación. Por la gran variedad existente, se utilizan en la mayoría de los sectores industriales:

hortofrutícola, alimentación, manutención, cerámico, metalúrgico, madera, plástico, farmacéutico, artes gráficas, reciclaje. (Sanz, 2011)

La principal distinción que se puede hacer dentro de esta familia de cintas viene dada por el material empleado en la cobertura, el cual le otorga gran parte de sus cualidades. En función del material de la banda que se utilice se tendrán unas cualidades y rangos de temperaturas permitidos y que se muestran en la Tabla 3.

**Tabla 4.***Clasificación de las bandas termoplásticas.*

<b>MATERIAL</b>	<b>TEMPERATURA</b>	<b>CUALIDADES</b>
PVC	-5 + 80 °C	Transporte general sin grandes condicionantes
	-15 + 80 °C	Aceites vegetales
	-15 + 80 °C	Aceites vegetales
	-10 + 80 °C	Antiestático. Suele ser antillama
Poliuretano	-10 + 80 °C	Bajo coef. fricción. Abrasión. Aceites minerales
	-10 + 90 °C	Bajo coef. fricción. Abrasión. Aceites de tipo vegetal
	-10 + 90 °C	Bajo coef. fricción. Abrasión. Aceites de tipo vegetal
Poliéster	-20 + 100 °C	Tabaco. Bajo coef. fricción. Abrasión
Poliolefina	-15 + 35 °C	Tabaco. Bajo coef. fricción.
Silicona	-15 + 80 °C	Alto coef. de fricción y poca adherencia producto

**Fuente:** (Sanz, 2011)

Existen también una gran variedad de grabados superficiales que permiten incrementar el ángulo de transporte y la adherencia de la banda con el producto. Este tipo de soluciones se utilizan en determinadas aplicaciones con presencia de polvo o líquidos.

### **Bandas modulares**

Se trata de bandas no continuas, es decir, formadas por módulos y cuya característica principal es la utilización de piñones de accionamiento.

Debido a su reciente aparición, es creciente el número de aplicaciones donde pueden ser utilizadas. Su elección vendrá determinada por sus características principales y que son las que pueden verse a continuación:

- Buena tracción y alineación debido al arrastre por piñones.
- Bajo coste de mantenimiento y número de paradas por avería (no necesita mano de obra especializada).

- Todas las referencias son aptas para alimentación.
- Gracias a la superficie abierta permiten el drenaje en procesos húmedos.
- Posibilidad de transporte curvo.

También es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Determinar el número de piñones por eje en función de la tensión de trabajo.
- A mayor diámetro de tambor menor efecto poliédrico y mayor duración de los piñones.
- Fijación del piñón central del eje motriz para alinear la banda.

La selección de la banda se hará en base al material, tipo de superficie y distancia entre varillas.

En la Tabla 4 se pueden ver los tres materiales más empleados y sus propiedades correspondientes.

#### **Tabla 5.**

*Materiales y propiedades de las bandas modulares.*

<b>MATERIAL</b>	<b>RANGOTEMP.</b>	<b>PROPIEDADES</b>
PP (Polipropileno)	De +5º a 105 ºC	Buena relación coste/prestaciones y resistencia química a ácidos y alcalinos.
PE (Poliéster)	De -70 ºC a 60 ºC	Material blando resistente a impactos y agentes químicos donde no hay abrasión.
AC (Acetal)	De -40 ºC a 60 ºC	Elevada resistencia y bajo coeficiente fricción. Para aplicaciones de transporte exigente.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

#### **Bandas de malla metálica**

Este tipo de bandas está especialmente indicado para el transporte de productos en diferentes aplicaciones industriales con temperaturas extremas, ya sean altas o bajas.

También se emplean allí donde pueda haber un alto porcentaje de humedad con necesidades de drenaje, presencia de agentes contaminantes o corrosión química. Algunas aplicaciones son: hornos, secaderos, congelación, freidoras, etc.

En función de la temperatura a la que se quiera llegar, se empleará uno de los materiales que se detallan en la Tabla 5.

**Tabla 6.**

*Materiales de las bandas de malla metálica.*

<b>MATERIAL</b>	<b>TEMP. MÁX. °C</b>
Acero extradulce	350
Acero galvanizado	<180
AISI 304	750
AISI 316	800
AISI 314	1150
Aleación 37-18	1150
Aleación 80-20	1150

**Fuente:** (Sanz, 2011)

Según el tipo de tracción que se emplee, se escogerá una banda dentro de las disponibles en cada uno de los grupos:

- Bandas de arrastre por tambor o rodillos.
- Bandas de arrastre por piñones.

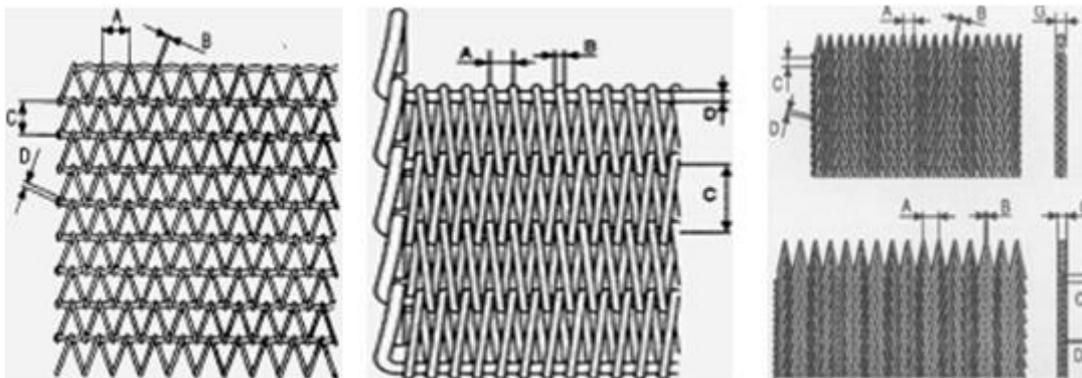
Una vez seleccionado el tipo, habrá que designar los diferentes parámetros que definen la banda. Estos son:

- Hilo de espiras (diámetro).
- Paso de espiras.
- Hilo de varillas (diámetro).
- Distancia entre varillas.

En las bandas con cadenas estos parámetros serán: paso, tipo de cadena, diámetro de varillas y número de pasos entre estas.

**Bandas metálicas con arrastre por rodillos**

En las bandas metálicas con arrastre por rodillos se pueden encontrar los tres tipos de mallado que se representan en la Figura

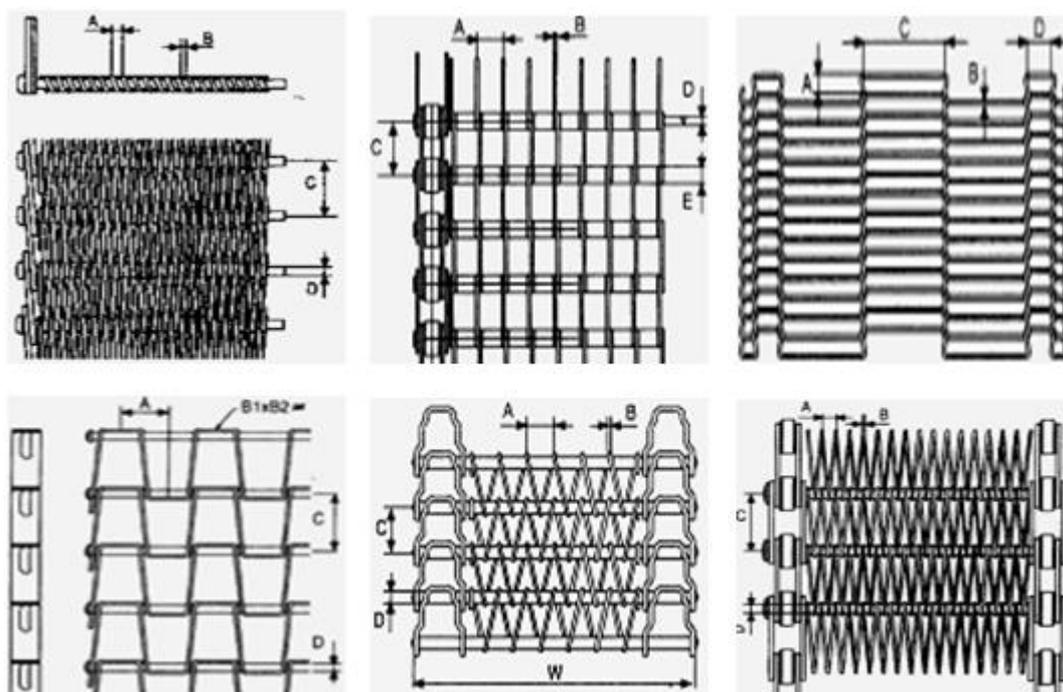


**Figura 3.** Tipos de mallado en bandas metálicas con arrastre por rodillos.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Bandas metálicas con arrastre por piñones**

En este caso, se puede elegir entre los seis tipos de mallado que la Figura 4 muestra.



**Figura 4.** Tipos de mallado en bandas metálicas con arrastre por rodillos.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Bandas de teflón**

Las bandas de teflón son bandas monotela, de fibra de vidrio o de Kevlar, en tejido continuo o en malla. Gracias a las propiedades del PTFE, estas bandas presentan las siguientes propiedades:

- Extraordinaria anti-adherencia.
- Elevada resistencia a la temperatura y a los agentes químicos.
- Atoxicidad y no envejecimiento.

Se emplean siempre en aplicaciones ligeras, debido principalmente a su espesor limitado. Las aplicaciones típicas son:

- Industria de la alimentación: horneado, congelado, pastelería.
- Máquinas de envasado: túneles de retractilado, cintas selladoras.
- Artes gráficas y confección: termofijado, estampación, serigrafía

El recubrimiento, aparte de teflón, puede ser también de silicona, obteniendo las combinaciones que muestra la Tabla 6

**Tabla 7.**

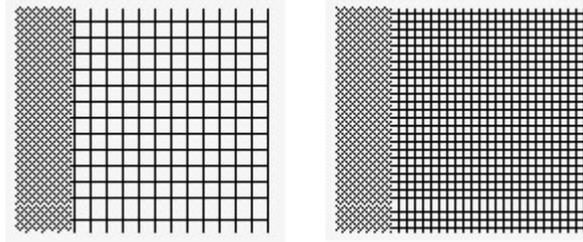
*Materiales y acabados de las bandas de teflón.*

<b>MATERIAL</b>	<b>ACABADO</b>	<b>ESPESOR (mm)</b>
Fibra de vidrio	PTFE liso	0,08-0,12-0,14-0,24
	PTFE liso	0,24
	Antiestático	0,45
	Silicona lisa	0,24
	Malla PTFE 1x1	0,6
	Malla PTFE 4x4	0,75
Kevlar	PTFE liso	0,18-0,30
	Malla PTFE 4x4	0,64

**Fuente:** (Sanz, 2011)

En las mallas, y opcionalmente en las bandas lisas, para evitar el deshilachado por rozamiento se colocan refuerzos laterales que consisten en tiras de material liso de un ancho aproximado de 20-25 mm y que se cosen a la malla.

Este refuerzo también se emplea en los extremos de las bandas, ya sean lisas o malladas, cuando se emplean cierres mecánicos (grapas). En la Figura 5 vienen representados estos refuerzos.



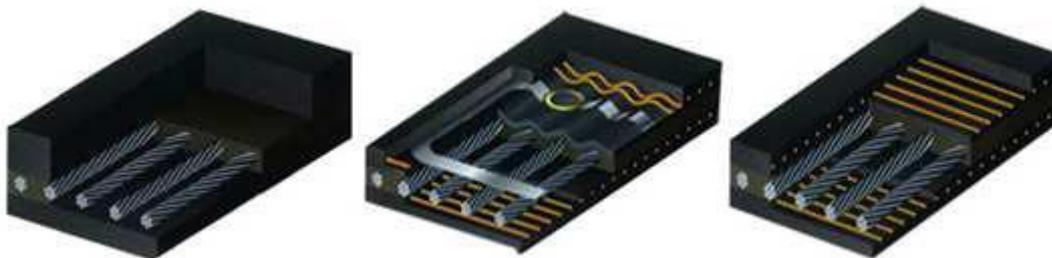
**Figura 5.** Refuerzos laterales en bandas de teflón.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Bandas plásticas con refuerzo interior metálico**

Este tipo de bandas están formadas por plásticos y gomas más o menos duros dependiendo de las condiciones del transporte, material a transportar, distancia, etc. Y por unos refuerzos internos formados por cables retorcidos de acero.

Son óptimas para el transporte de material pesado y dependiendo de las condiciones se utilizarán unas distribuciones de los cables u otras. En la Figura 6 se muestran algunos ejemplos.



**Figura 6.** Tipos de refuerzos interiores metálicos en bandas plásticas.

**Fuente:** (Sanz, 2011)

### **Bandas tipo tubo**

Cuando se requiere de un ambiente de trabajo impecablemente limpio, lo más conveniente es emplear un sistema de sellado para la banda transportadora.

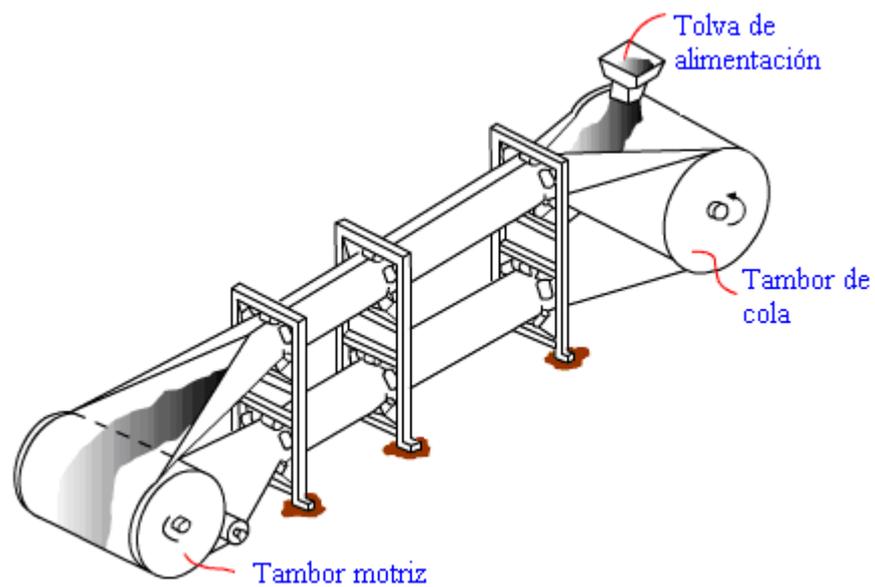
La banda tipo tubo permite transportar materiales sin derramamiento, incluso en el retorno de la banda. También permite sistemas inclinados y con curvas que ayudan a

disminuir espacio en el equipo. Por otra parte, simplifica el transportador y asegura un ambiente libre de contaminación.

Las principales características de las bandas tipo tubo son:

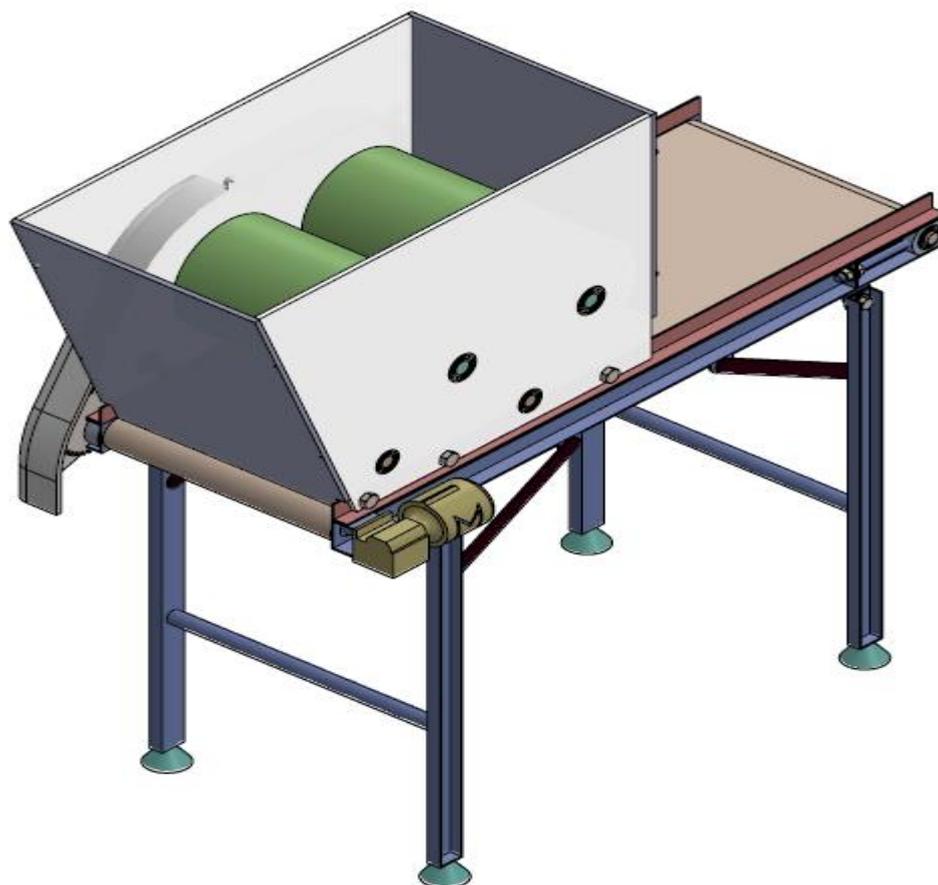
- Evita derramamientos de material y que el producto transportado sea contaminado con sustancias que puedan caer sobre él.
- Permite curvas inclinadas simplificando el sistema y disminuyendo espacio.
- Se logra un nivel más bajo de ruido y vibración.

En la Figura 7 se muestra un esquema general de las bandas tipo tubo.



**Figura 7.** Esquema general de la banda tipo tubo.

**Fuente:** (Sanz, 2011)



**Figura 8.** Geometría del diseño

**Fuente:** Elaboración propia

Para definir el modelo geométrico tenemos que saber que los materiales utilizados para fue el teflón para la tolva y los rodillos y la poliamida para la banda.

**Teflón:** El concepto actualmente se utiliza con referencia a un material que tiene una gran resistencia al calor, es aislante y no se corroe con facilidad. Más específicamente podemos exponer que es resistente a ácidos, a hidrocarburos, a diversos disolventes de tipo orgánico, a los rayos del sol, a la humedad e incluso a temperaturas de hasta 300°. Todo eso sin olvidar otras de sus principales señas de identidad tales como que es inerte, que cuenta con un bajo coeficiente de fricción o que su punto de fusión medio es de 342 °C.

Asimismo, se hace hincapié en destacar que se limpia de manera muy sencilla y que es impermeable. Características todas estas que le convierten en un material actualmente muy demandado.

El teflón suele emplearse para fabricar sartenes, cacerolas, marmitas, ollas y tarteras, entre otros elementos que se utilizan en la cocina. En estos casos, se valoran las propiedades antiadherentes del material (que impide que se peguen los alimentos a su superficie mientras se cocinan) y que resulta sencillo de limpiar. Por ejemplo: “Te sugiero hacer la tortilla de papa en una sartén de teflón para que no se peguen los ingredientes al utensilio”, “Me gustaría tener cacerolas de teflón en mi cocina, pero son muy costosas”, “Para preparar esta receta, sólo tienes que saltear las verduras una olla de teflón y luego añadir el caldo”.

Por su resistencia térmica, el teflón también se emplea para revestir cables, mangueras, conductos y hasta aeronaves. El material, por otra parte, puede usarse en la odontología y en la medicina en general para la confección de prótesis.

Además de todo lo expuesto, el teflón cuenta con una serie notable de aplicaciones, tales como las que te presentamos a continuación:

- En el campo de la automoción es habitual que se encuentre como material que le da forma a los cojinetes de fricción.
- Dentro del ámbito de la fontanería se utiliza para proceder a evitar que puedan producirse escapes o fugas en lo que son las uniones de las roscas.
- En el sector de la impresión, se crean con teflón lo que son las matrices de inyección.

En concreto, el teflón es el material cuyo nombre científico es politetrafluoroetileno. Se trata de un polímero que dispone de átomos de flúor, una particularidad que minimiza las reacciones con otras sustancias. Flexible, el teflón actúa como aislante eléctrico.

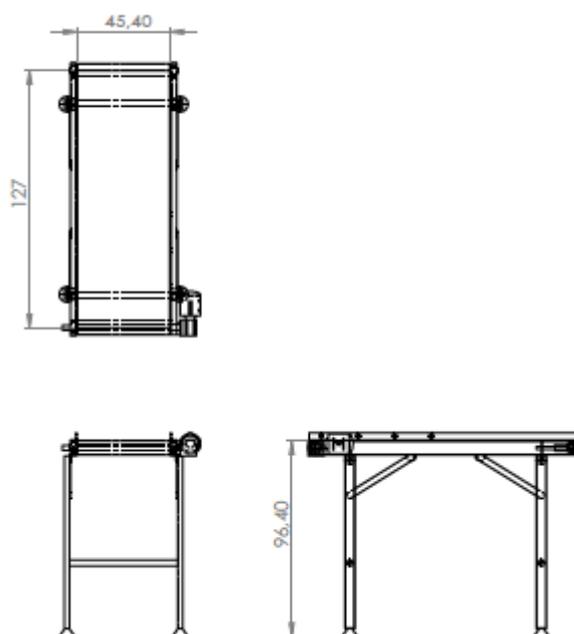
**Poliamida:** Las poliamidas, o también conocidas como nylon, (PA) son polímeros semicristalinos.

Las poliamidas poseen un magnífico cuadro de propiedades mecánicas, una tenacidad muy elevada y unas excelentes características de deslizamiento y resistencia al desgaste.

En función del tipo de material, las poliamidas absorben diferentes cantidades de humedad, con lo cual se ven influenciadas las características mecánicas y la precisión dimensional.

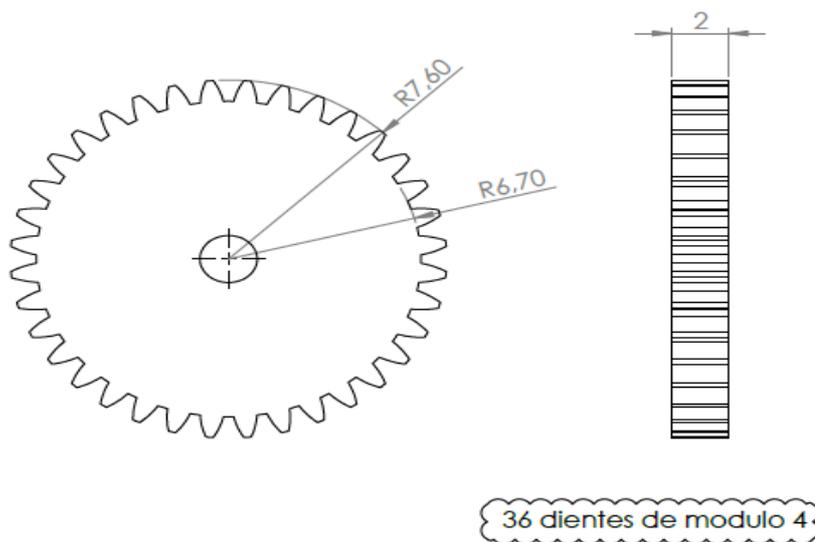
La poliamida es una materia plástica química que, por su tejido, posee numerosas propiedades. La poliamida es capaz de absorber la humedad, secarse rápidamente, ser casi indeformable, poder estirarse y ser muy resistente. La industria textil la utiliza en la confección de ropa, sobre todo deportiva, y para los tejidos de los paracaídas. La poliamida también la encontramos en la industria del automóvil y en los objetos de la vida corriente.

A continuación, veremos reflejadas las dimensiones de la máquina por partes:



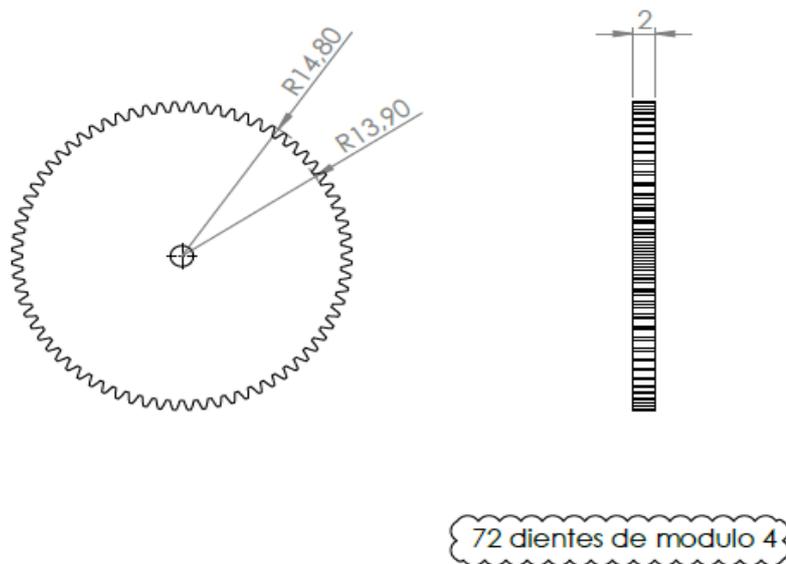
**Figura 9.** Banda

**Fuente:** Elaboración propia



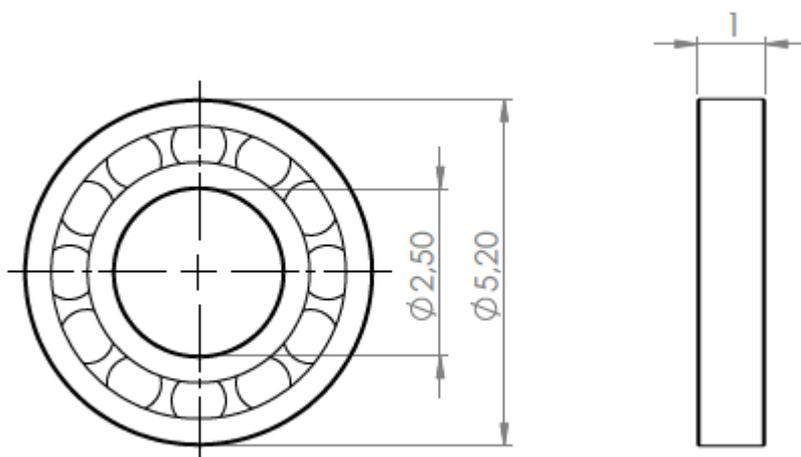
**Figura 10.** Engrane de 36 dientes

**Fuente:** Elaboración propia



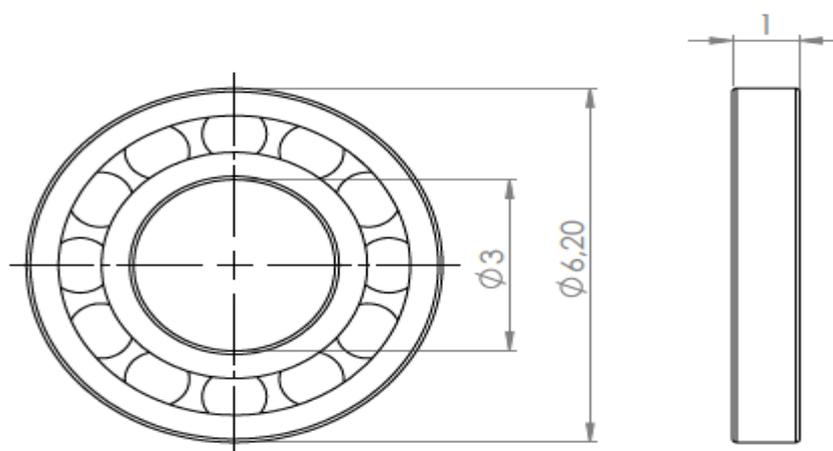
**Figura 11.** Engrane de 72 dientes

**Fuente:** Elaboración propia



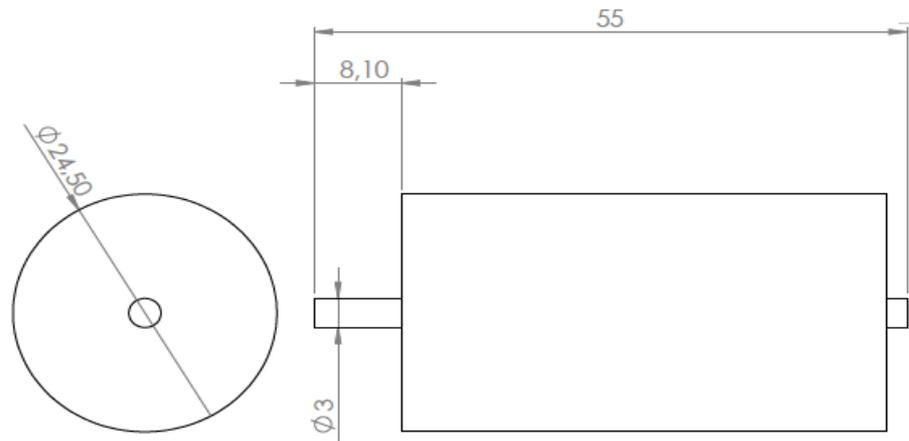
**Figura 12.** Rodamiento de 25mm

**Fuente:** Elaboración propia



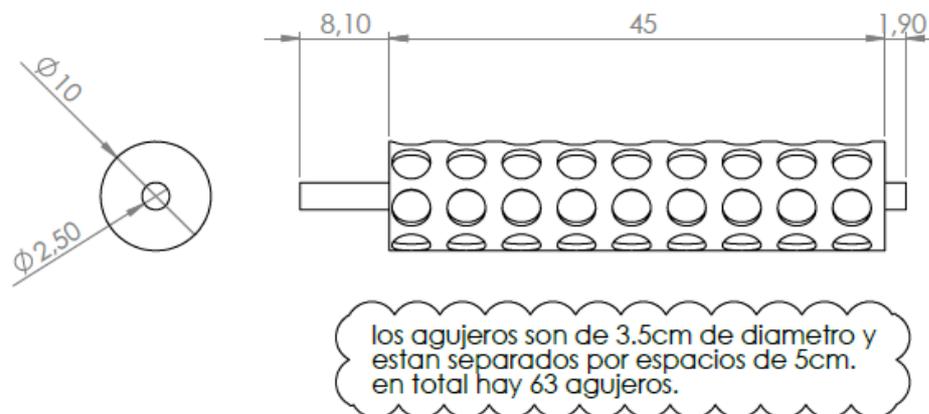
**Figura 13.** Rodamiento de 30mm

**Fuente:** Elaboración propia



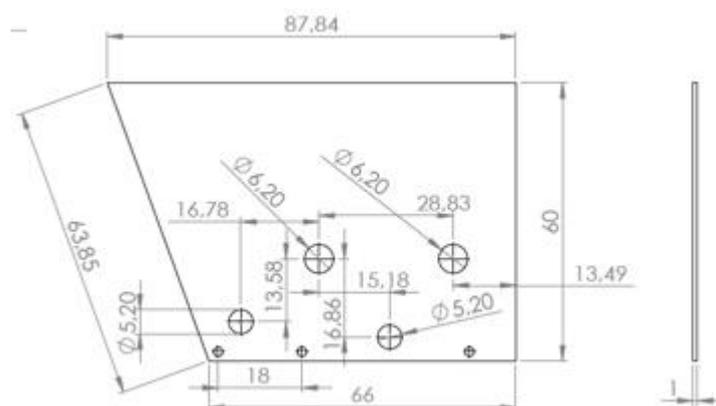
**Figura 14.** Rodillo 1

**Fuente:** Elaboración propia



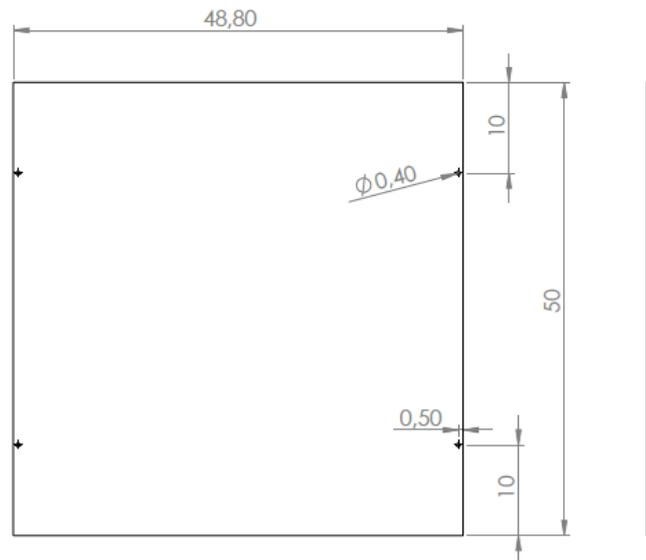
**Figura 15.** Rodillo 2

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 16.** Vista lateral de la Tolva 1

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 17.** Vista de la Tolva 2

**Fuente:** Elaboración propia

**5.2 Calcular los elementos constitutivos de la máquina moldeadora mediante teorías de diseño mecánico para definir un diseño óptimo acorde a las necesidades de la empresa.**

La Teoría de Máquinas dentro de la Ciencia de Máquinas, se ocupa de describir ¿Qué es una máquina, ¿Qué elementos la componen, ¿Cómo funcionan los elementos?, y estudiar conceptos básicos de síntesis de máquinas. El análisis cinemático y dinámico de los eslabones de una máquina nos ayudó a tener una visión preliminar sobre las dimensiones de la máquina y nos permite hacer cumplir los requerimientos y conocer las sollicitaciones a que va a estar sometida. También se tratará el fundamento y aplicación de las técnicas de simulación aplicadas a máquinas. A partir de los modelos y soluciones descritas, se siguió el proceso de diseño y cálculo de la máquina.

Los conocimientos y capacidades con la teoría de máquinas son las siguientes:

Comprensión y dominio del lenguaje específico de la disciplina "Ciencia de las Máquinas y los Mecanismos". Poder reconocer cada uno de los componentes y sistemas de una máquina real.

Aplicación de los conocimientos básicos de la mecánica del sólido rígido al estudio de sistemas multicuerpo empleados en sistemas mecánicos reales.

Dominio de las técnicas gráficas de análisis cinemático y dinámico de mecanismos planos. El conocimiento y aplicación de las técnicas analíticas.

Conocimiento de los aspectos topológicos, cinemáticos y dinámicos de los sistemas mecánicos.

### **Cálculos respectivos de los elementos geométricos**

- Datos del motor- características:
  - Motor de 4 polos 1LA7-070-4YA60
  - HP=0.5, Kv=0.4kw, n=1590 rpm,  $\cos\varphi=0.81$ , T=2.24Nm, Fs=1.15
  - Relación de engranes  $m_g = 2$
  - Coeficiente nominal [A] 440v-220v; 1.9v-0.95v
  - Eficiencia  $\eta = 63.6\%$
  - Torque de arranque  $T_a=1.3(T_a/T_n)$
  - Peso neto IMB3= 4.7kg
  - Rodamientos 62022ZC3/62022ZC3

Nota: Se escoge este motor para empezar el diseño de la transmisión, ya que se han visto maquinas semejante a la misma trasmisión de este diseño, y tienen un motor de 0.5hp o menor.

### **Diseño de engranes**

Calculamos la potencia del diseño Ecu. 17-19 libro la Shigley 9 edición como se muestra en la formula.

$$H_d = H_{nom} * K_S * n_d$$

Donde  $H_{nom}$  es la potencia nominal,  $K_s$  es el factor de servicio proporcionado en la tabla 17-15 y  $n_d$  el factor de diseño. Por lo regular, el número de bandas,  $N_b$ , es el entero siguiente mayor de  $H_d/H_a$ . (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012).

$$H_d = H_{nom} \times K_s$$

$$H_d = 0.5 \text{ HP} \times 1.15$$

$$H_d = 0.575 \text{ HP}$$

### Diseño libre de engranes: Etapa 1 Engranes 1 y 2

#### Datos:

Angulo de presión  $\phi = 20$

$$K = 1$$

n=1590 rpm

$$K = 60000$$

Seleccionamos un ángulo de presión según la tabla 13-5 del libro Shigley 9 edc. Que se muestra en la tabla 8 para poder calcular el número de dientes (N).

#### Tabla 8.

##### Ángulo de presión

Angulo de presión y profundidades de dientes recomendados para engranes de tornillo sinfín			
Angulo de avance $\lambda$ , grados	Angulo de presión $\phi_{nf}$ grados	Cabeza (addendum) $a$	Raiz (addendum) $b_G$
0-15	$14\frac{1}{2}$	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
15-30	20	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
30-35	25	$0.2865p_x$	$0.3314p_x$
35-40	25	$0.2546p_x$	$0.2947p_x$
40-45	30	$0.2228p_x$	$0.2578p_x$

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

$$Z_{min} = \frac{2k}{\text{seno}^2\phi_n}$$

$$Z_{Eng1,3 y 5} = \frac{2(1)}{\text{seno}^2(20)}$$

$$Z_{Eng1,3 y 5} = 18 = Z_p$$

Por motivos de diseño se selecciona un número mínimo de dientes de:

$$Z_{Eng1,3 y 5} = 36 = Z_p$$

Ahora seleccionamos un módulo ( $m=4\text{mm}$ ) para hallar diámetro de piñones, tamaño de dientes de uso general según la tabla 13-2 del libro Shigley 9 edc. que se muestra en la tabla 9.

**Tabla 9.**

*Tamaño de dientes de uso general*

<b>Tamaños de dientes de uso general</b>	
<b>PASO DIAMETRAL</b>	
<b>Basto</b>	2,2 $\frac{1}{4}$ ,2 $\frac{1}{2}$ ,3,4,6,8,10,12,16
<b>Fino</b>	20,24,32,40,48,64,80,96,120,150,200
<b>MÓDULOS</b>	
<b>Preferidos</b>	1,1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12,16,20,25,32,40,50
<b>Siguiente elección</b>	1,1.25,1.375,1.75,2.25,2.75,3.5,4.5,5.5,7,9,11,14,18,22,28,36,45

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

$$d_p = m \times Z_p$$

Pero

$$Z_{Eng1,3 y 5} = 36$$

$$d_{Eng1,3 y 5} = 4\text{mm}(36)$$

$$d_{Eng1,3 y 5} = 144\text{mm} = 14.4\text{ cm} = d_p$$

Asumiendo relación de engranes de 2 escogemos por formula un  $m_g = 2$  para calcular engrane 2 y 4.

$$m_g = \frac{Z_{Eng2 y 4}}{Z_{Eng1,3 y 5}}$$

$$Z_{Eng2 y 4} = m_g Z_1$$

$$Z_{Eng2 y 4} = 2(36)$$

$$Z_{Eng2 y 4} = 72$$

Seleccionamos un módulo ( $m=4\text{mm}$ ) para hallar diámetro de piñones, tamaño de dientes de uso general según la tabla 13-2 del libro Shigley 9 edc. que se muestra en la tabla 10

**Tabla 10.**

*Tamaños de dientes de uso general*

<b>Tamaños de dientes de uso general</b>	
<b>PASO DIAMETRAL</b>	
<b>Basto</b>	2,2 $\frac{1}{4}$ ,2 $\frac{1}{2}$ ,3,4,6,8,10,12,16
<b>Fino</b>	20,24,32,40,48,64,80,96,120,150,200
<b>MÓDULOS</b>	
<b>Preferidos</b>	1,1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12,16,20,25,32,40,50
<b>Siguiente elección</b>	1,1.25,1.375,1.75,2.25,2.75,3.5,4.5,5.5,7,9,11,14,18,22,28,36,45

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

$$d_p = m \times Z_p$$

Pero

$$Z_{Eng2 y 4} = 72$$

$$d_{Eng2 y 4} = 4mm(72)$$

$$d_{Eng2 y 4} = 288mm = 28.8 cm = d_p$$

Se calcula el ancho de cara de los engranes 1,3 y 5, 2 y 4 por recomendación utilizando un paso diametral o un módulo ( $m_{Eng1 y 3}=2mm$ ), ( $m_{Eng2 y 4}=2.5$ ).

Para los modulo se utiliza la sig. Formula  $3\pi m \leq F \leq 5\pi m$

Se recomienda  $F = 3\pi m$

$$F_{Eng1,3 y 5} = 3\pi(2mm)$$

$$F_{Eng1,3 y 5} = 18.85mm$$

$$F_{Eng1,3 y 5} = 1.88cm$$

$$F_{Eng1 y 3} = 0.742 pulg$$

$$F_{Eng2 y 4} = 3\pi(2.5mm)$$

$$F_{Eng2 y 4} = 23.56mm$$

$$F_{Eng2 y 4} = 2.356cm$$

$$F_{Eng2 y 4} = 0.93pulg$$

Distancia entre centros Eng1 y 3

$$C = \frac{d_g + d_p}{2}$$

$$C = \frac{14.4 cm + 14.4 cm}{2}$$

$$C = 14.4 cm$$

Distancia entre centros Eng2 y 4

$$C = \frac{d_g + d_p}{2}$$

$$C = \frac{28.8 cm + 28.8 cm}{2}$$

$$C = 28.8 cm$$

### Diseño perfil del diente: Etapa 2

Se calcula el perfil del diente de 1,3 y 5.

$$\frac{S_y \times F_m}{n \times K_f} \geq K_v \times W_1$$

$$V = \frac{\pi dn}{k}$$

$$V = \frac{\pi(0.144m)(1590rpm)}{60000}$$

$$V = 0.11m/s \times \left[ \frac{196.8504 ft/s}{1m/s} \right]$$

$$V_{1,3} = 21.65 ft/ min$$

Por recomendación cuando V va de  $0 \leq 2000 ft/ min$  se es coge la siguiente

ecuación:  $K_v = 1 + \frac{V}{600}$ .

$$K_v = 1 + \frac{V}{600}$$

$$K_v = 1 + \frac{21.65 ft/ min}{600}$$

$$K_v = 1.003$$

$$H = \frac{W_t V}{k} \quad \therefore \quad W_t = \frac{H \times K}{V}$$

Pero

$$V_{1,3} = 21.65 ft/ min \times \left[ \frac{5.079 \times 10^{-3} m/s}{1ft/min} \right]$$

$$V_{1,3} = 1.08 m/s$$

$$W_t = \frac{(0.4kw)(1)}{1.08m/s} \times \left[ \frac{737.56 \text{ lbf}\cdot\text{ft/s}}{1kw} \right] \times \left[ \frac{1m/s}{3.2808\text{ft/s}} \right]$$

$$\text{Lbf} = N$$

∴

$$W_t = 83.26 N$$

Para determinar la materia de los engranes 1 y 3, buscamos buscamos el factor de forma le Lewis (Y) con N=18 (número de diente) mostrada en la tabla 14-2 del libro Shigley 9 edc. que se muestra en la tabla 11.

**Tabla 11.**

*Valores del factor de forma de Lewis*

VALORES DEL FACTOR DE FORMA DE LEWIS Y			
Numero de dientes	Y	Numero de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

Como el número de diente calculado no se encuentra en la tabla se hace una respectiva interpolación entre 34 y 38 dientes.

**Tabla 12.***Interpolación para el número de dientes (N)*

N	Y
34	0.371
36	0.377
38	0.384

**Fuente:** Elaboración propia $y = 0.377$  Se cumple porque se encuentra entre los rangos.

$$S \geq \frac{K_v \times W_t(1.8)}{y \times F \times m}$$

$$S \geq \frac{(1.003)(83.26N)(1.8)}{(0.377)(0.0188m)(4 \times 10^{-3}m)}$$

$$S \geq 1.16 \times 10^9 N/m^2 \left[ \frac{1Pa}{1N/m^2} \right] \left[ \frac{1kpa}{10^3Pa} \right] \left[ \frac{10^{-3}Mpa}{1kpa} \right]$$

$$S \geq 5.64 \times 10^6 Mpa$$

Ahora se escoge material AISI 1020 HR-acero comercial, según la tabla A-20 del libro Shigley 9 edc. mostrada en la siguiente tabla 13:

**Tabla 13.***Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia*

<b>Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)</b>							
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
<b>UNS número</b>	<b>SAE y/0 AISI número</b>	<b>Proce- samiento</b>	<b>Resistencia a la tensión, Mpa (Kpsi)</b>	<b>Resistencia a la fluencia, Mpa (Kpsi)</b>	<b>Elongación en 2 pulg, %</b>	<b>Reducción en área, %</b>	<b>Dureza Brinell</b>
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10010	1010	HR	320(47)	180(26)	28	45	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(56)	320(47)	18	40	116
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	126
		CD	440(64)	370(54)	15	40	111
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	116
		CD	470(68)	390(57)	15	40	126
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	50	111
		CD	520(76)	440(64)	12	40	131
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	42	137
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(80)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

Teniendo en cuenta lo anterior, se tiene que:

$$BHN = 111 \rightarrow \text{Dureza Brinell}$$

$$W_r = W_t \times \tan\theta_n$$

$$W_r = 83.26N \times \tan 14.5$$

$$W_r = 21 N$$

Seguidamente, se calcula el perfil del diente de 2 y 4.

$$\frac{S_y \times F_m}{n \times K_f} \geq K_v \times W_1$$

$$V = \frac{\pi d n}{k}$$

$$V = \frac{\pi(28.8)(1590rpm)}{60000}$$

$$V = 0.1198m/s \times \left[ \frac{196.8504 ft/s}{1m/s} \right]$$

$$V_{2y4} = 2.4 ft/min$$

Por recomendación cuando V va de  $0 \leq 2000ft/min$  se es coge la siguiente ecuación:

$K_v = 1 + \frac{V}{600}$ , de lo que resulta:

$$K_v = 1 + \frac{V}{600}$$

$$K_v = 1 + \frac{2.4ft/min}{600}$$

$$K_v = 4 \times 10^{-3}$$

$$H = \frac{W_t V}{k} \quad \therefore \quad W_t = \frac{H \times K}{V}$$

Pero

$$V_{2y4} = 2.4 ft/min \times \left[ \frac{5.079 \times 10^{-3} m/s}{1ft/min} \right]$$

$$V_{2y4} = 0.012 m/s$$

$$V_{2y4} = 2.4 ft/min$$

$$W_t = \frac{(0.4kw)(1)}{2.4 ft/min} \times \left[ \frac{737.56 lbf.ft/s}{1kw} \right] \times \left[ \frac{1m/s}{3.2808ft/s} \right]$$

$$Lbf = N$$

$$\therefore$$

$$W_t = 37.46 N$$

Para determinar la materia de los engranes 1 y 3, buscamos el factor de forma le Lewis (Y) con N=18 (número de diente) mostrada en la tabla 14-2 del libro Shigley 9 edc. que se muestra en la tabla 14.

**Tabla 14.**

*Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia*

VALORES DEL FACTOR DE FORMA DE LEWIS Y			
Numero de dientes	Y	Numero de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

Como el número de diente calculado no se encuentra en la tabla se hace una respectiva interpolación entre 60 y 75 dientes.

**Tabla 15.**

*Interpolación para el número de dientes (N)*

N	Y
60	0.422
72	0.432
75	0.435

**Fuente:** Elaboración propia

$y = 0.432$  Se cumple porque se encuentra entre los rangos.

$$S \geq \frac{K_v \times W_t(1.8)}{y \times F \times m}$$

$$S \geq \frac{(1.04)(37.46 N)(1.8)}{(0.432)(0.024m)(4 \times 10^{-3}m)}$$

$$S \geq 1.69 \times 10^6 N/m^2 \left[ \frac{1Pa}{1N/m^2} \right] \left[ \frac{1kpa}{10^3Pa} \right] \left[ \frac{10^{-3}Mpa}{1kpa} \right]$$

$$S \geq 11830Mpa$$

Ahora se escoge material AISI 1020 HR-acero comercial, según la tabla A-20 del libro Shigley 9 edc. mostrada en la tabla 15, de lo que resulta:

**Tabla 16.**

*Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia*

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)							
1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/0 AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, Mpa (Kpsi)	Resistencia a la fluencia, Mpa (Kpsi)	Elongación en 2 pulg,%	Reducción en área,%	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10010	1010	HR	320(47)	180(26)	28	45	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(56)	320(47)	18	40	116
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	126
		CD	440(64)	370(54)	15	40	111
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	116
		CD	470(68)	390(57)	15	40	126
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	50	111
		CD	520(76)	440(64)	12	40	131
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	42	137
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(80)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

De lo anterior, se tiene que:

$$BHN = 111 \rightarrow \text{Dureza Brinell}$$

$$W_r = W_t \times \tan\theta_n$$

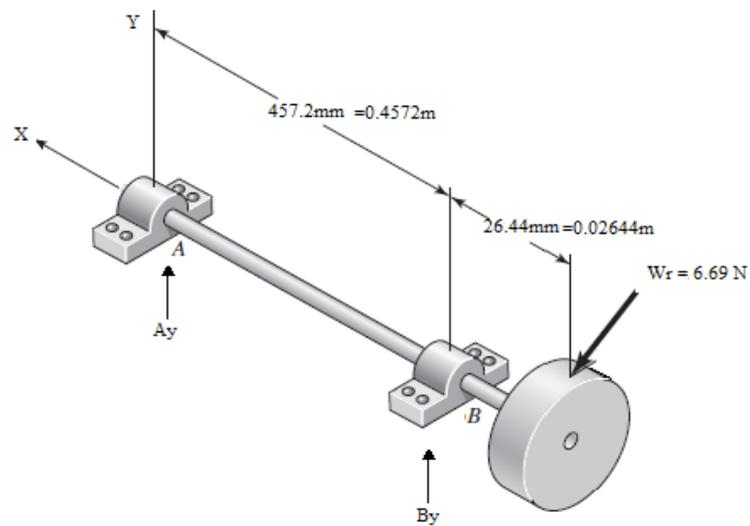
$$W_r = 37.46 \text{ N} \times \tan 14.5$$

$$W_r = 9.69 \text{ N}$$

## DISEÑO DE LOS RODILLOS Y SUS EJES

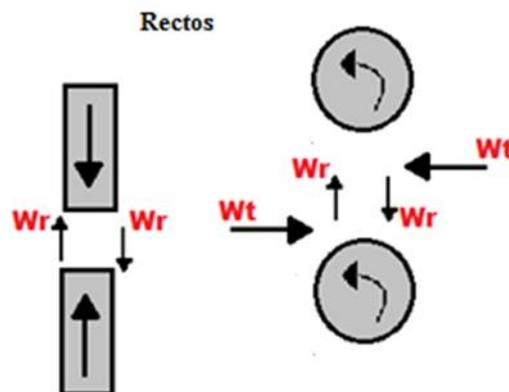
### Diseño del eje 2 y 4

Plano XY del eje 2 y 4 para calcular el diámetro del eje con sus respectivos momentos y reacciones.



**Figura 18.** Diseño del eje 2 y 4

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 19.** Análisis de las cargas

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum FY = 0 \quad \therefore -W_r + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = -B_y + W_r \quad \text{Ec.1}$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore B_y(0.4572m) - W_r(0.02644m) = 0$$

$$B_y = \frac{W_r(0.02644m)}{0.4572m} \quad \therefore B_y = \frac{(6,69N)(0.02644m)}{0.4572m}$$

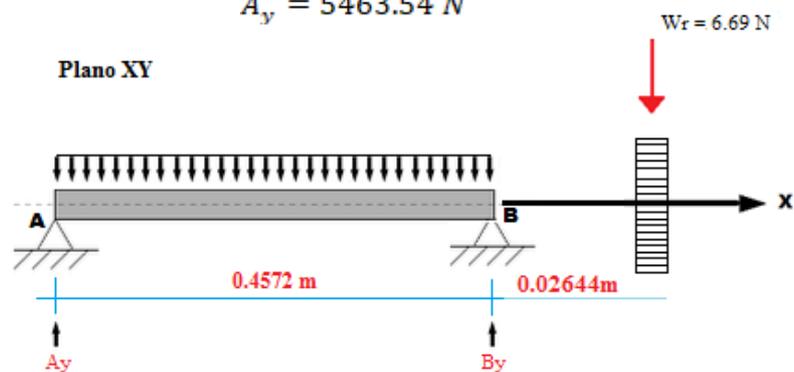
$$B_y = 0.38 \text{ N}$$

Reemplazamos en la Ec. 1 y tenemos que:

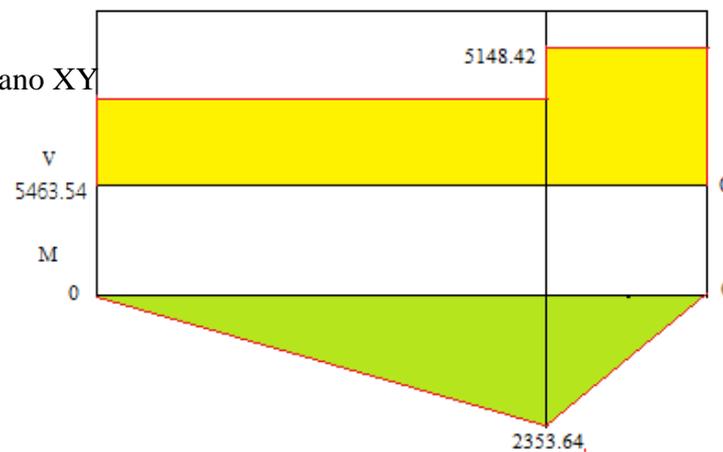
$$A_y = -B_y + W_r$$

$$A_y = -0.38 + 5463.92N$$

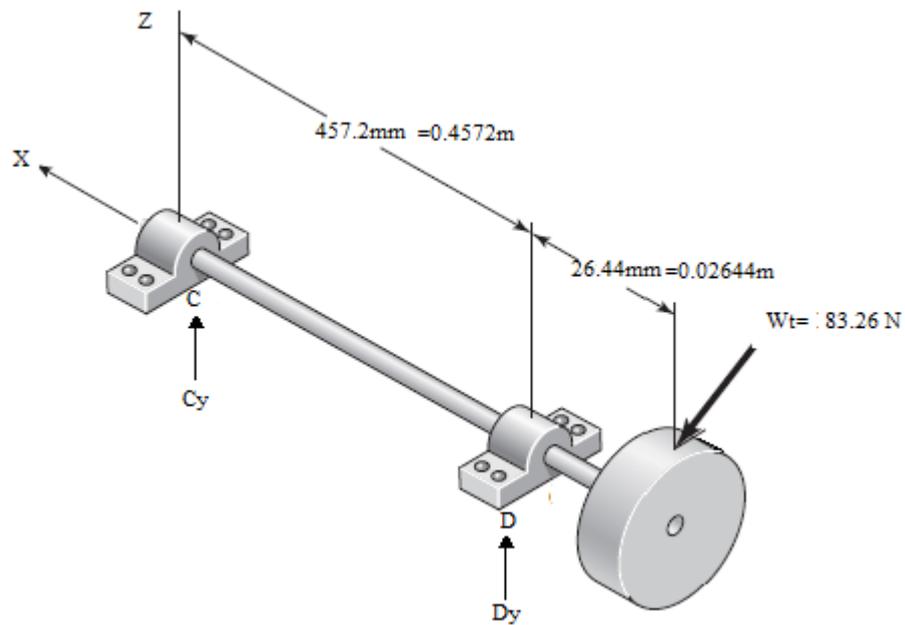
$$A_y = 5463.54 \text{ N}$$



**Figura 20.** Plano XY

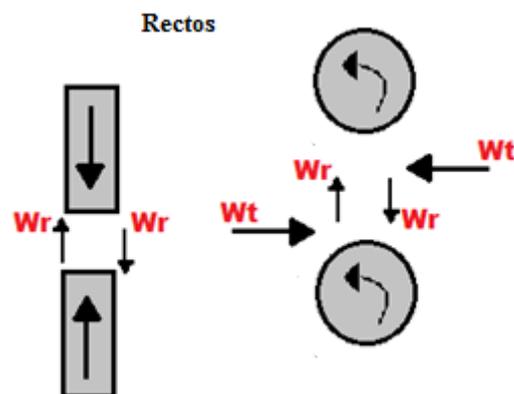


**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 21.** Plano XZ eje 2

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 22.** Análisis de las cargas

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum FY = 0 \quad \therefore -W_T + C_y + D_y = 0$$

$$C_y = -D_y + W_r \quad \text{Ecu.1}$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore D_y(0.4572m) - W_T(0.02644m) = 0$$

$$D_y = \frac{W_T(0.02644m)}{0.4572m} \quad \therefore B_y = \frac{(83.26N)(0.02644m)}{0.4572m}$$

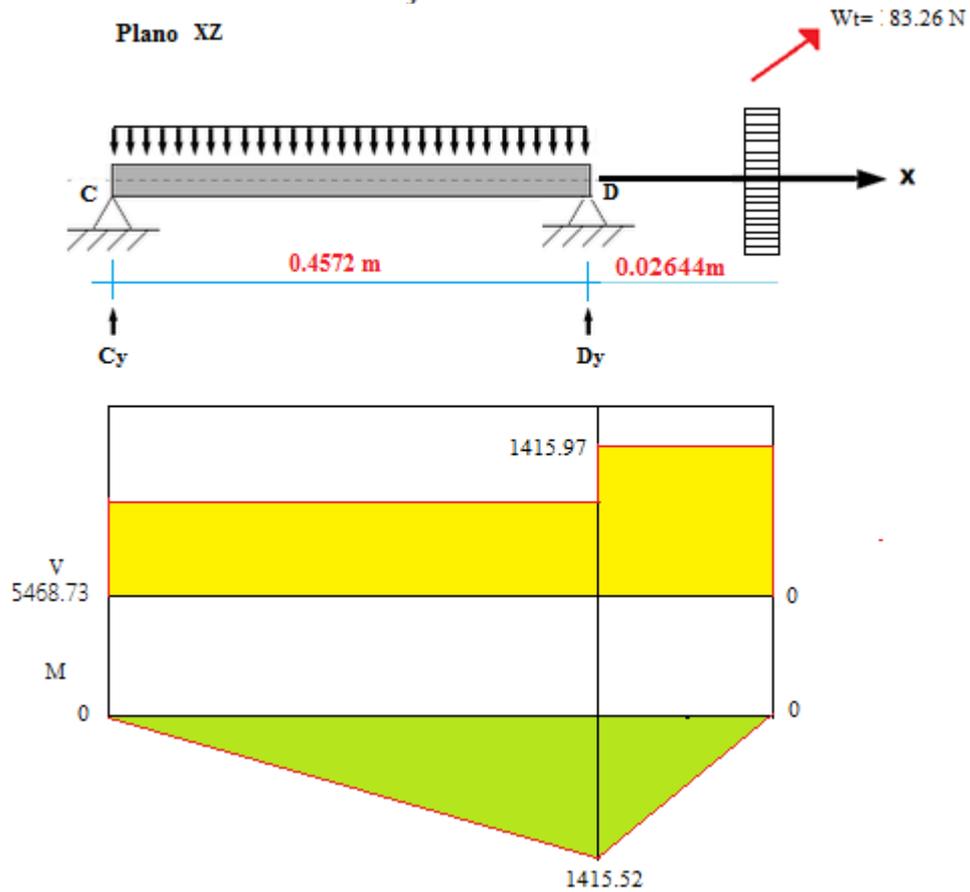
$$D_y = 4.81 \text{ N}$$

Reemplazamos en la Ecu. 1 y tenemos que:

$$C_y = -D_y + W_r$$

$$C_y = -4.81 + 5463.92 \text{ N}$$

$$C_y = 5468.73 \text{ N}$$



**Figura 23.** Plano XZ

**Fuente:** Elaboración propia

Ahora calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = \sqrt{(M_1)^2 + (M_2)^2}$$

Pero  $M_1 = 2353.64$  y  $M_2 = 1415.52$

$$M_{max} = \sqrt{(2353.64)^2 + (1415.52)^2}$$

$$M_{max} = 2746.51 \text{ N.m}$$

Posteriormente, calculamos el torque:

$$T = W_t \times r$$

$$T = 83.26N \times 0.03m$$

$$T = 2.49 N.m$$

Se calcula la inercia en el eje, pero se necesita la densidad del material del engrane, y como el del eje para saber su masa. Calculamos la inercia utilizando la siguiente formula de la tabla A-18 “cilindro” del libro Shigley 9 Ed.

Tenemos que la inercia  $I_x = \frac{md^2}{8}$  pero la ecuación a remplazar es:

$$I = \frac{m_{eje}(d_{eje})^2}{8} + \frac{m_{eng}(d_{eng})^2}{8} \quad \text{Ecuación (3)}$$

$$I_{2-1} = I \left( \frac{W_s}{W_p} \right)^2 \quad \text{Ecuación (4)}$$

Calculamos primero el área del engrane 2 y del eje 2

$$A_{eng} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{eng} = \frac{\pi(0.288m)^2}{4} \quad \text{Ec.4}$$

$$A_{eng} = 0.065m^2$$

$$A_{eje} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{eje} = \frac{\pi(0.04m)^2}{4} \quad \text{Ec. 5}$$

$$A_{eje} = 1.25 \times 10^{-3}m^2$$

Ahora se saca el área total del engrane:

$$A_T = A_{eng} - A_{eje} \quad \text{Ec. 6}$$

$$A_T = 0.065m^2 - 1.25 \times 10^{-3}m^2$$

$$A_T = 0.064m^2$$

Se calcula el volumen:

$$V = A_T \times L$$

Pero  $L = f =$  Ancho de cara del engrane

$$V = 0.064m^2(0.188m)$$

$$V = 0.012m^3$$

Calculamos la masa del engrane 2 y 4 pero la densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$  que se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 17.**

*Propiedades Físicas*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>		
<b>La siguiente tabla muestra las propiedades físicas del acero al carbón AISI 1050</b>		
Propiedades	Métrico	Imperial
Densidad	$7.85g/cm^3$	$0.284Lb/in^3$

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{eng} = \rho v$$

$$m_{eng\ 2\ y\ 4} = 7850 \text{ kg/m}^3(0.012m^3)$$

$$m_{eng\ 2\ y\ 4} = 4.2kg$$

Calculamos la masa del eje, pero se necesita la Área.

$$\bullet \quad A_{eje} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{eje} = \frac{\pi(0.03m)^2}{4} \text{ ecu7}$$

$$A_{eje} = 7.06 \times 10^{-4}m^2$$

Se calcula el volumen.

$$V = A_{eje} \times L$$

Pero  $L = 0.4572m$

$$V = 7.06 \times 10^{-4}m^2(0.4572m)$$

$$V = 3.23 \times 10^{-4}m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{eje} = \rho v$$

$$m_{\text{eje } 2 \text{ y } 4} = 7850 \text{ kg/m}^3 (3.23 \times 10^{-4} \text{ m}^3)$$

$$m_{\text{eje } 2 \text{ y } 4} = 2.53 \text{ kg}$$

Calculamos la masa del engrane 1 y 3 pero la densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$  que se muestra en la siguiente tabla. Calculamos primero el área del engrane 1 y del eje 2.

$$A_{\text{eng } 1 \text{ y } 3} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{\text{eng } 1 \text{ y } 3} = \frac{\pi (0.072)^2}{4} \text{ ecu 8}$$

$$A_{\text{eng } 1 \text{ y } 3} = 4.07 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{eje } 1 \text{ y } 3} = \frac{\pi d^2}{4}$$

Dónde:  $\emptyset_{\text{eje } 1 \text{ y } 3} = 2.4 \text{ cm} \approx 24 \text{ mm}$

$$A_{\text{eje } 1 \text{ y } 3} = \frac{\pi (2.4)^2}{4}$$

$$A_{\text{eje } 1 \text{ y } 3} = 4.52 \text{ m}^2$$

Ahora se saca el área total del engrane.

$$A_T = -A_{\text{eje } 1 \text{ y } 3} - A_{\text{eng } 1 \text{ y } 3}$$

$$A_T = 4.52 \text{ m}^2 - 4.07 \text{ m}^2$$

$$A_T = 0.45 \text{ m}^2$$

Se calcula el volumen.

$$V = A_T \times L$$

Pero  $L = f =$  Ancho de cara del engrane

$$V = 0.45 \text{ m}^2 (0.057 \text{ m})$$

$$V = 0.02 \text{ m}^3$$

Calculamos la masa del engrane 1 y 3 pero la densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$  que se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 18.***Propiedades físicas*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>		
<b>La siguiente tabla muestra las propiedades físicas del acero al carbón AISI 1050</b>		
Propiedades	Métrico	Imperial
Densidad	$7.85g/cm^3$	$0.284Lb/in^3$

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisivett Keith, 2012)

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{eng\ 1\ y\ 3} = \rho v$$

$$m_{eng\ 1\ y\ 3} = 7850\ kg/m^3 (0.02m^3)$$

$$m_{eng\ 1\ y\ 3} = 1.4kg \approx 3\ kg$$

Ahora se calcula la Inercia del eje 1, ya calculado la masa de cada material, pasamos a reemplazar en la ecuación 3.

$$I = \frac{m_{eje} (d_{eje})^2}{8} + \frac{m_{eng} (d_{eng})^2}{8}$$

$$I = \frac{4.7kg(0.024m)^2}{8} + \frac{1.4kg (0.072m)^2}{8}$$

$$I_{eje\ 1} = 0.012Kg.m^2$$

Ahora se calcula la Inercia del eje 2:

$$I = \frac{m_{eje} (d_{eje})^2}{8} + \frac{m_{eng} (d_{eng})^2}{8}$$

$$I = \frac{4.48kg(0.03m)^2}{8} + \frac{2.77kg (0.144m)^2}{8}$$

$$I_{eje\ 2} = 0.077Kg.m^2$$

Calculamos la inercia del engrane 1:

$$I = mr^2$$

$$I = 1.4kg \left( \frac{0.144}{2} \right)^2$$

$$I_{enq1} = 7.2 \times 10^{-3} Kg. m^2$$

Se suman las inercias, de lo que resulta:

$$I_T = I_{eje2} + I_{enq1}$$

$$I_T = 0.03Kg. m^2 + 7.2 \times 10^{-3}Kg. m^2$$

$$I_T = 0.04Kg. m^2$$

Ahora se calcula la  $I_{2-1} = I \left( \frac{W_s}{W_a} \right)^2$  de la ecuación 4, pero la velocidad de salida

( $W_s = V$ ) no se tiene, entonces queda que:

$$V = \frac{\pi dn}{k} \quad \text{Ecuación (9)}$$

$$m_g = \frac{n_1}{n_2} \quad \therefore \quad n_2 = \frac{n_1}{m_g}$$

$$n_2 = \frac{1590 \text{ rpm}}{1}$$

$$n_2 = 1590 \text{ rpm}$$

$$n_1 = n_2 = v_1 = v_2$$

Ahora reemplazamos en la Ec. 5 con  $k= 60000$  por recomendación de lo que se tiene que:

$$V = \frac{\pi dn}{k}$$

$$V = \frac{\pi(0.024)(1590rpm)}{60000}$$

$$W_s = V = 1.99 \times 10^{-3}m/s$$

Se calcula la inercia reemplazando valores en la Ec. 4:

$$I_{2-1} = 0.077Kg. m^2 \left( \frac{1.99 \times 10^{-3}m/s}{0.4 \times 10^{-3}watt} \right)^2$$

$$I_{2-1} = 0.38 Kg. m^2$$

Se recalcular el diámetro del eje 2 y 4 nuevamente para saber su peso y diámetro verdadero.

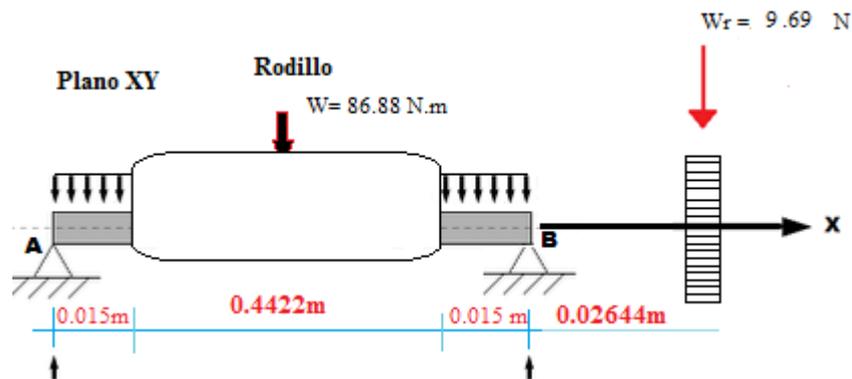


Figura 24. Rodillo 2 y 4

Fuente: Elaboración propia

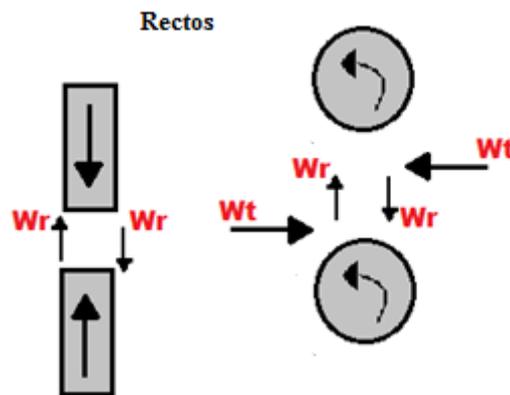


Figura 25. Análisis de las cargas

Fuente: Elaboración propia

$$\uparrow + \sum FY = 0 \quad \therefore -W_r - W + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = -B_y + W_r + W \quad \text{Ec.10}$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore -W(0.4422m) + B_y(0.4572m) - W_r(0.4836m) = 0$$

$$B_y = \frac{W_r(0.4422m)}{0.4572m} \quad \therefore B_y = \frac{86.88(5463.92N)(0.4422m)}{0.4572m}$$

$$B_y = 5282.27N$$

Reemplazamos en la Ec. 6, tenemos que:

$$A_y = -B_y + W_r + W$$

$$A_y = -5282.27N + 5463.92N + 86.88$$

$$A_y = 533.76 \times 10^3 N$$

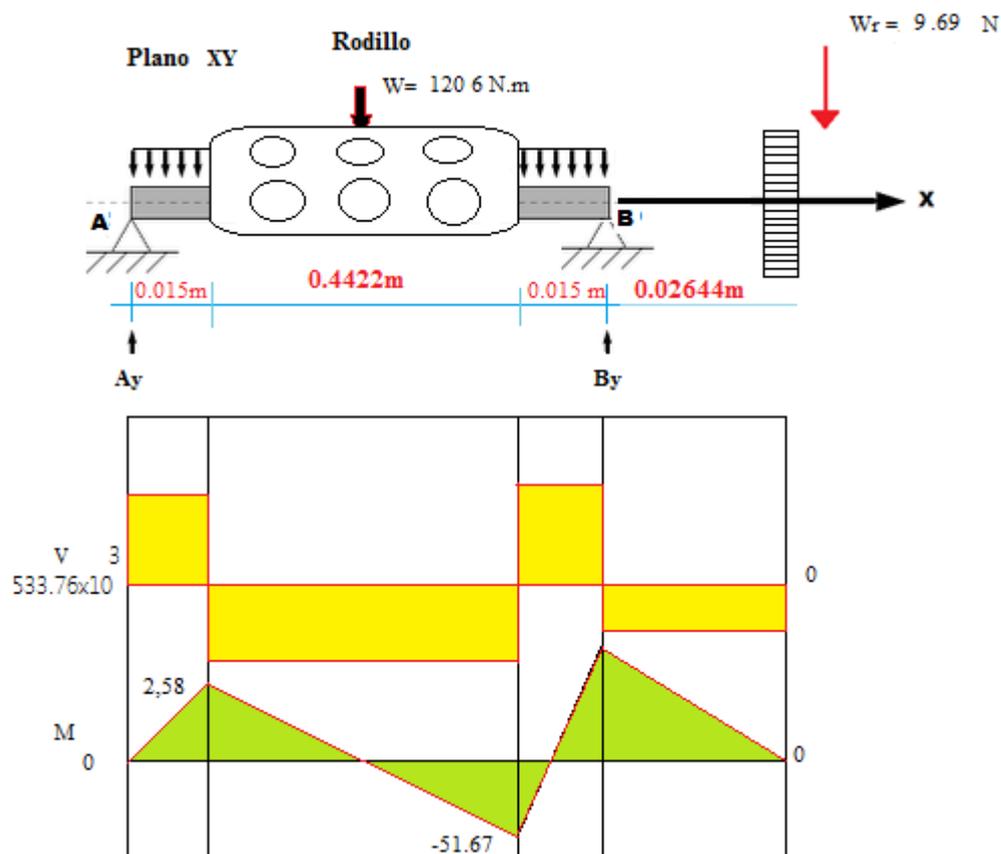


Figura 26. Plano XY Rodillo

Fuente: Elaboración propia

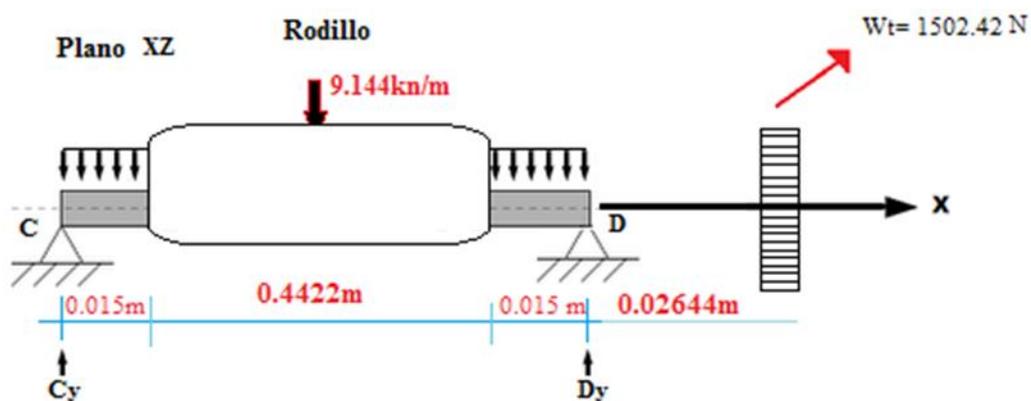


Figura 27. Plano XZ

Fuente: Elaboración propia

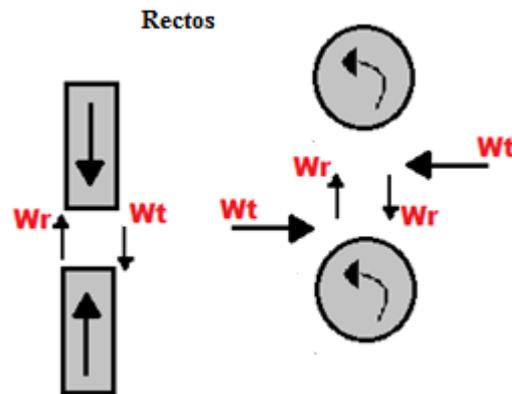


Figura 28. Análisis de las cargas

Fuente: Elaboración propia

$$\uparrow + \sum FY = 0 \quad \therefore -W_r - W + C_y + D_y = 0$$

$$C_y = -D_y + W_r + W \quad \text{Ec.11}$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore -W(0.4422m) + B_y(0.4572m) - W_T(0.4836m) = 0$$

$$D_y = \frac{W_T(0.4422m)}{0.4572m} \quad \therefore D_y = \frac{86.88(5463.92N) + (15012.42N)(0.4422m)}{0.4572m}$$

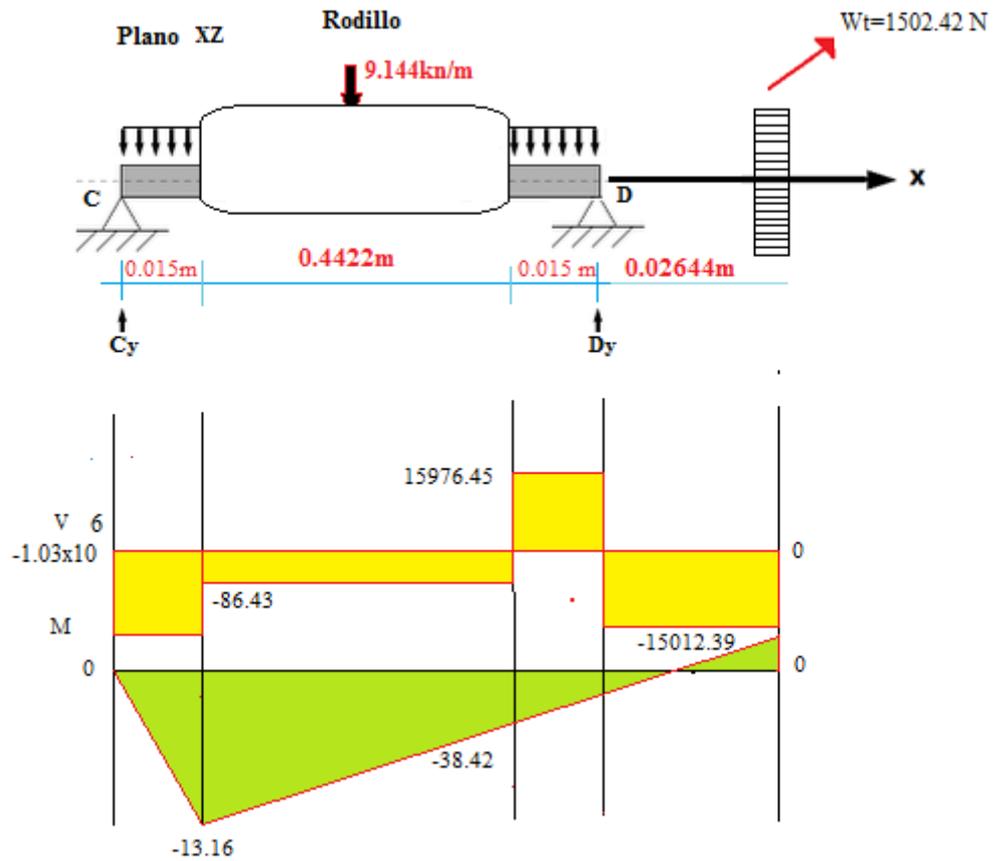
$$D_y = 1.05 \times 10^6 N$$

Reemplazamos en la Ecu. 6 y tenemos que:

$$C_y = -D_y + W_T + W$$

$$C_y = -1.05 \times 10^6 N + 15012.42N + 86.88$$

$$C_y = -1.03 \times 10^6 N$$



**Figura 29.** Plano XZ

**Fuente:** Elaboración propia

Ahora calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = \sqrt{(M_1)^2 + (M_2)^2}$$

Pero  $M_1 = 2353.64$  y  $M_2 = 1415.52$

$$M_{max} = \sqrt{(182.88)^2 + (-13.16)^2}$$

$$M_{max} = 183.35 N.m$$

Calculamos el torque:

$$T = W_t \times r$$

$$T = 15012.42 N \times 0.02 m$$

$$T = 300 N.m$$

Para el diámetro tenemos que:

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde  $n = \text{factor de seguridad}$  y  $n = 2$

$S_y = 340 \times 10^6 \text{ pa}$ , por la tabla A-20 AISI 1050 HR del libro Shigley

$$d = \left[ \frac{16(2)}{\pi(340 \times 10^6 \text{ pa})} (4(183.35 \text{ N.m})^2 + 3(300 \text{ N.m})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{eje 2}} = 0.03 \text{ m} \approx 3 \text{ cm}$$

$$d_{\text{rodillo 2y 4}} = 24.5 \text{ cm}$$

Se calcula la inercia del eje, pero se necesita la densidad del material del engrane, y como el del eje para saber su masa. Calculamos la inercia utilizando la siguiente formula de la tabla A-18 “cilindro” del libro Shigley 9 Ed.

Tenemos que la inercia  $I_x = \frac{md^2}{8}$  pero la ecuación 3 anterior y remplazar:

$$I = \frac{m_{\text{eje}}(d_{\text{eje}})^2}{8} + \frac{m_{\text{eng}}(d_{\text{eng}})^2}{8} \quad \text{Ecuación (3)}$$

$$I_{2-1} = I \left( \frac{W_s}{W_r} \right)^2 \quad \text{Ecuación (4)}$$

Calculamos primero el área del engrane 2 y del eje 2, calculados en las ecuaciones anteriores.

$$A_{\text{eng}} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{\text{eng}} = \frac{\pi(0.256 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{\text{eng}} = 0.051 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{eje}} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{\text{eje}} = \frac{\pi(0.03 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{\text{eje}} = 7.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ahora se saca el área total del engrane.

$$A_T = A_{\text{eng}} - A_{\text{eje}}$$

$$A_T = 0.051 \text{ m}^2 - 7.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_T = 0.05m^2$$

Posteriormente, se calcula el volumen:

$$V = A_T \times L$$

Pero  $L = f =$  Ancho de cara del engrane

$$V = 0.05m^2(0.076m)$$

$$V = 3.8 \times 10^{-3}m^3$$

Calculamos la masa del engrane 2 y 4 pero la densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$  que se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 19.**

*Propiedades físicas*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>		
<b>La siguiente tabla muestra las propiedades físicas del acero al carbón AISI 1050</b>		
Propiedades	Métrico	Imperial
Densidad	$7.85g/cm^3$	$0.284Lb/in^3$

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{eng} = \rho v$$

$$m_{eng\ 2\ y\ 4} = 2.77kg \approx 3\ kg$$

Dónde la masa del engrane 1 y 3 es de:

$$m_{eng\ 1\ y\ 3} = 1.4kg \approx 3\ kg$$

Calculamos la masa del eje, pero se necesita la Área.

$$\bullet \quad A_{eje} = \frac{\pi d^2}{4} \quad \therefore \quad A_{eje} = \frac{\pi(0.04m)^2}{4}$$

$$A_{eje} = 1.25 \times 10^{-3}m^2$$

Se calcula el volumen.

$$V = A_{eje} \times L$$

Pero  $L = 0.4572\text{m}$

$$V = 1.25 \times 10^{-3} \text{m}^2 (0.4572\text{m})$$

$$V = 5.715 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{\text{eje}} = \rho v$$

$$m_{\text{eje } 2 \text{ y } 4} = 7850 \text{ kg/m}^3 (5.715 \times 10^{-4} \text{m}^3)$$

$$m_{\text{eje } 2 \text{ y } 4} = 4.48 \text{kg}$$

Se calcula el volumen.

$$V = A_T \times L$$

Pero  $L = f =$  Ancho de cara del engrane

$$V = 0.45 \text{m}^2 (0.057\text{m})$$

$$V = 0.02 \text{m}^3$$

Se calcula masa del rodillo-teflón con una densidad  $\rho = 2180 \text{kg/m}^3$

$$A_{\text{Teflon}} = \frac{\pi(d_{\text{Teflon}} - d_{\text{eje}})^2}{4} \quad \therefore \quad A_{\text{Teflon}} = \frac{\pi(0.155 - 0.03\text{m})^2}{4}$$

$$A_{\text{Teflon}} = 0.01 \text{m}^2$$

Se calcula el volumen:

$$V = A \times L$$

$$V = 0.01 \text{m}^2 (0.4422\text{m})$$

$$V = 0.04 \text{m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{\text{teflon } 2 \text{ y } 4} = \rho v$$

$$m_{\text{teflon } 2 \text{ y } 4} = 7850 \text{ kg/m}^3 (0.04 \text{m}^3)$$

$$m_{\text{eje } 2 \text{ y } 4} = 4.48 \text{kg}$$

Ahora se calcula la Inercia del eje, ya calculado la masa de cada material, pasamos a reemplazar en la ecuación 3.

$$I = \frac{m_{eje}(d_{eje})^2}{8} + \frac{m_{eng}(d_{eng})^2}{8}$$

$$I = \frac{4.48kg(0.04m)^2}{8} + \frac{2.77kg(0.144m)^2}{8}$$

$$I_{eje} = 7.09 \times 10^{-3} Kg.m^2$$

Calculamos la inercia del engrane 1.

$$I = mr^2$$

$$I = 1.4kg \left( \frac{0.144}{2} \right)^2$$

$$I_{eng} = 7.2 \times 10^{-3} Kg.m^2$$

Se suman las inercias.

$$I_T = I_{eje} + I_{eng}$$

$$I_T = 7.09 \times 10^{-3} Kg.m^2 + 7.2 \times 10^{-3} Kg.m^2$$

$$I_T = 0.014 Kg.m^2$$

Ahora se calcula la  $I_{2-1} = I \left( \frac{W_s}{W_r} \right)^2$  de la ecuación 4, pero la velocidad de salida

( $W_s = V$ ) no se tiene, entonces queda que:

$$V = \frac{\pi dn}{k} \quad \text{Ecuación (5)}$$

$$m_g = \frac{n_1}{n_2} \quad \therefore \quad n_2 = \frac{n_1}{m_g}$$

$$n_2 = \frac{1590 \text{ rpm}}{1}$$

$$n_2 = 1590 \text{ rpm}$$

$$n_1 = n_2 = v_1 = v_2$$

Ahora reemplazamos en la ecu (5) con  $k= 60000$  por recomendación

$$V = \frac{\pi dn}{k}$$

Dónde:

$V = \text{Velocidad}$

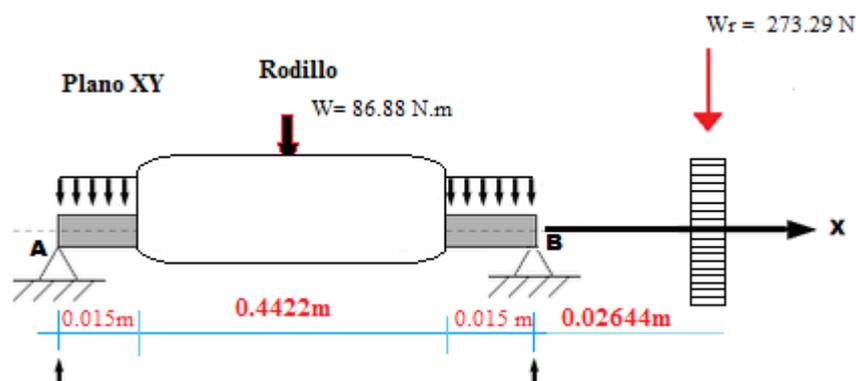
$$V = \frac{\pi(0.024)(1590\text{rpm})}{60000}$$

$$W_s = V = 0.38 \text{ m/s}$$

Se calcula la inercia reemplazando valores en la ecu 4.

$$I_{2-1} = 0.077 \text{Kg. m}^2 \text{Kg. m}^2 \left( \frac{0.38 \text{m/s}}{0.4 \times 10^{-3} \text{watt}} \right)^2$$

$$I_{2-1} = 73.15 \text{Kg. m}^2$$



**Figura 30.** Calculamos el eje 4 Plano XY

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum F_Y = 0 \quad \therefore -W_r - W + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = -B_y + W_r + W \quad \text{Ecu.10}$$

$$\uparrow + \sum M_B = 0 \quad \therefore -W(0.4422\text{m}) + B_y(0.4572\text{m}) - W_r(0.4836\text{m}) = 0$$

$$B_y = \frac{W_r(0.4836\text{m}) + W(0.4422\text{m})}{0.4572\text{m}}$$

$$B_y = \frac{271.29(0.4422\text{m}) + 86.88(0.4836\text{m})}{0.4572\text{m}}$$

$$B_y = 372.71 \text{N}$$

Reemplazamos en la Ec. 6 y tenemos que:

$$A_y = -B_y + W_r + W$$

$$A_y = -372.71N + 271.29N + 86.88$$

$$A_y = -14.54N$$

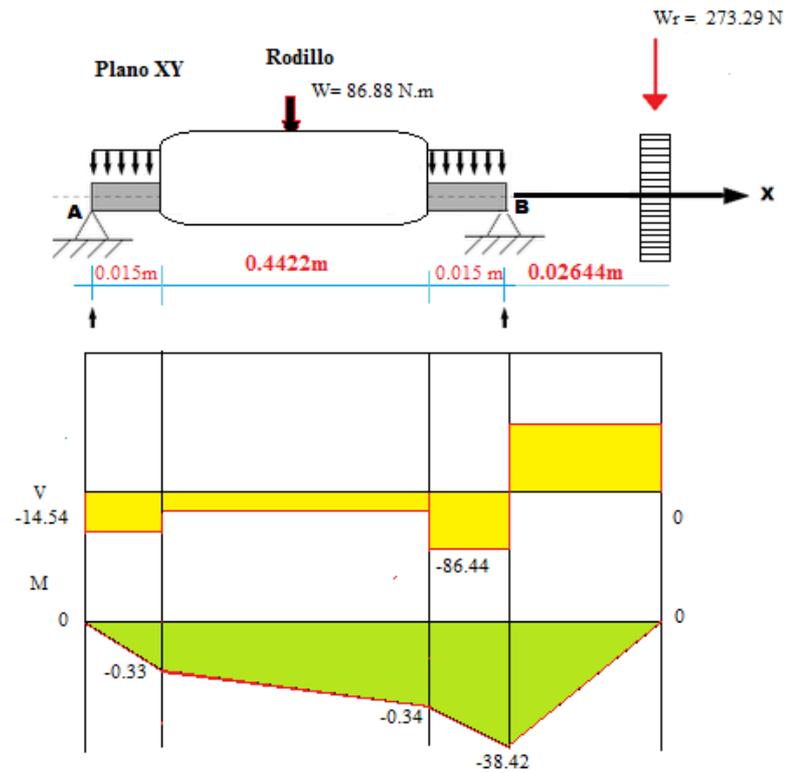


Figura 31. Plano XY

Fuente: Elaboración propia

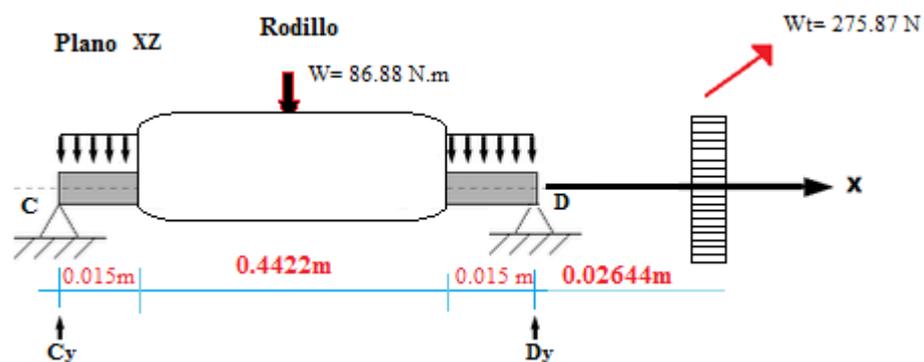


Figura 32. Plano XZ Eje 4

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum FY = 0 \quad \therefore -W_r - W + C_y + D_y = 0$$

$$C_y = -D_y + W_r + W \quad \text{Ecu.11}$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore -W(0.4572m) + D_y(0.4572m) - W_T(0.4864m) = 0$$

$$D_y = \frac{W_T(0.4422m)}{0.4572m} \quad \therefore D_y = \frac{86.88(0.4572mN) + 750.87N(0.4864m)}{0.4572m}$$

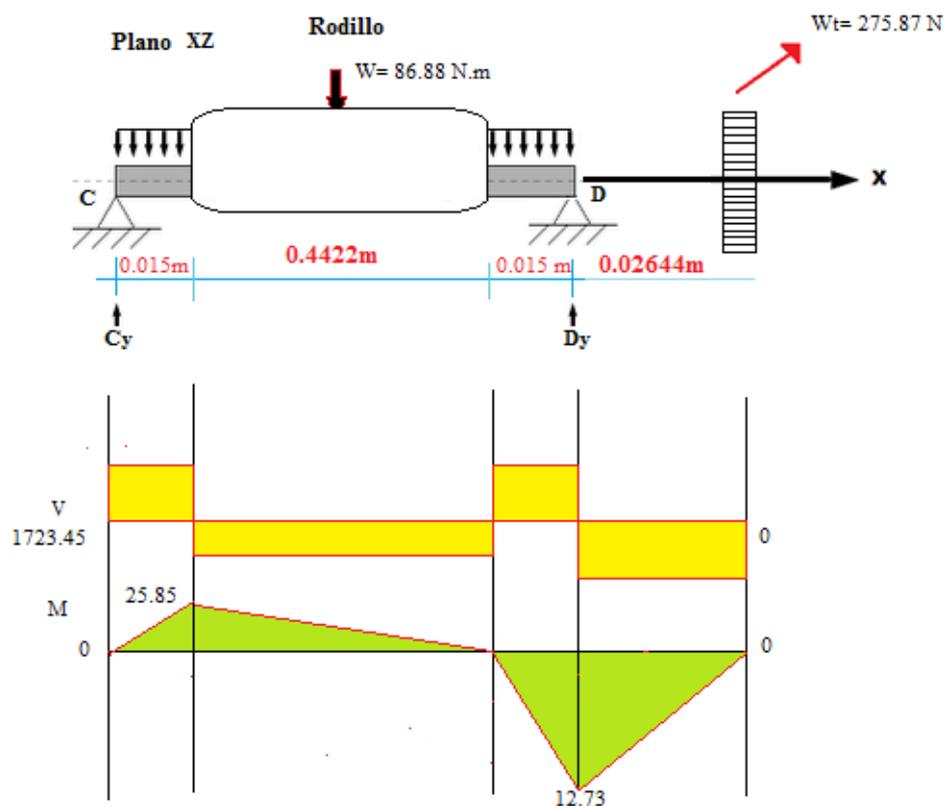
$$D_y = 885.7N$$

Reemplazamos en la Ec. 6 y tenemos que:

$$C_y = -D_y + W_T + W$$

$$C_y = 885.7N + 750.87N + 86.88$$

$$C_y = 1723.45 N$$



**Figura 33.** Plano XZ

**Fuente:** Elaboración propia

Calculamos el momento máximo

$$M_{max} = \sqrt{(M_1)^2 + (M_2)^2}$$

Pero  $M_1 = -38.42$  y  $M_2 = 12.73$

$$M_{max} = \sqrt{(-38.42)^2 + (12.73)^2}$$

$$M_{max} = 40.47 N.m$$

Calculamos el torque:

$$T = W_t \times r$$

$$T = 750.87 N \times 7.75 \times 10^{-3} m$$

$$T = 5.82 N.m$$

Para el diámetro del rodillo tenemos que:

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde  $n = \text{factor de seguridad}$  y  $n = 2$

- $S_y = 25 \times 10^6 pa$

**Tabla 20.**

*Propiedades físicas politetrafluoretileno (PTFE)*

PROPIEDADES FÍSICAS POLITETRAFLUORETILENO (PTFE)			
Resistencia a la tracción	ASTM D1457	$Kg/cm^2$	315
Alargamiento	ASTM D1457	MPa	68
Esfuerzo en el punto de fluencia	DIN 53 455	MPa	25
Alargamiento a la rotura	DIN 53 455		500
Ensayo de compresión			44
Esfuerzo al 0.2/1%		MPa	77/314
Resistencia al impacto	DIN 53 453	$Kj/m^2$	No rompe
Resistencia al impacto izod	180/2A	$Kg.cm/cm$	15.4
Dureza con bola(30s)	DIN 53 457	MPa	30

**Fuente:** (G Budynas Richard & J nisvett Keith, 2012)

### Propiedades físicas del teflón

$$d = \left[ \frac{16(2)}{\pi(25 \times 10^6 \text{ pa})} (4(40.47 \text{ N.m})^2 + 3(5.82 \text{ N.m})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{Rodillo } 3} = 0.1 \text{ m} \approx 10 \text{ cm}$$

$$d_{\text{eje } 3} = 2.5 \text{ cm}$$

Calculamos la inercia del eje 4.

$$I = mr^2$$

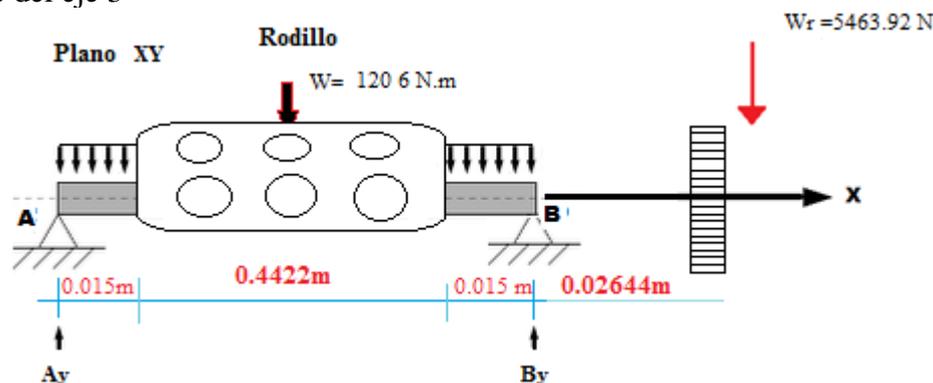
$$I_4 = 2.77 \text{ kg} \left( \frac{0.015 \text{ m}}{2} \right)^2$$

$$I_4 = 0.0062 \text{ kg.m}^2$$

$$I = \frac{m_{\text{eje}}(d_{\text{eje}})^2}{8} + \frac{m_{\text{eng}}(d_{\text{eng}})^2}{8}$$

$$I_4 = 5595.5 \text{ kg/m}^2$$

### ❖ Diseño del eje 3



**Figura 34.** Diseño de eje 3 plano XY

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum F_Y = 0 \quad \therefore -W_r - W + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = -B_y + W_r + W \quad \text{Ecu.10}$$

$$\uparrow + \sum M_B = 0 \quad \therefore -W(0.4422 \text{ m}) + B_y(0.4572 \text{ m}) - W_r(0.4836 \text{ m}) = 0$$

$$B_y = \frac{W_r(0.4836 \text{ m}) + W(0.4422 \text{ m})}{0.4572 \text{ m}}$$

$$B_y = \frac{5463.92(0.4422m) + 120.6(0.4836m)}{0.4572m}$$

$$B_y = 5412.2N$$

Reemplazamos en la Ec. 6 y tenemos que:

$$A_y = -B_y + W_r + W$$

$$A_y = -5412.2N + 5463.92 + 120.6$$

$$A_y = 172.32N$$

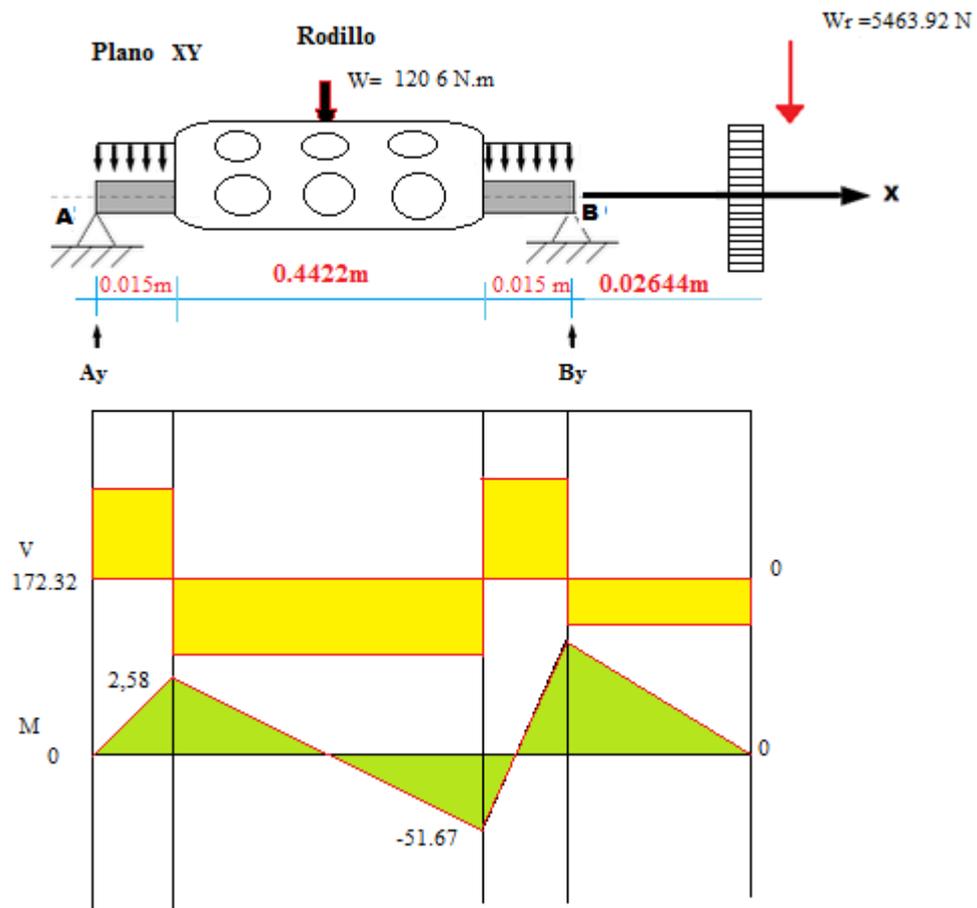
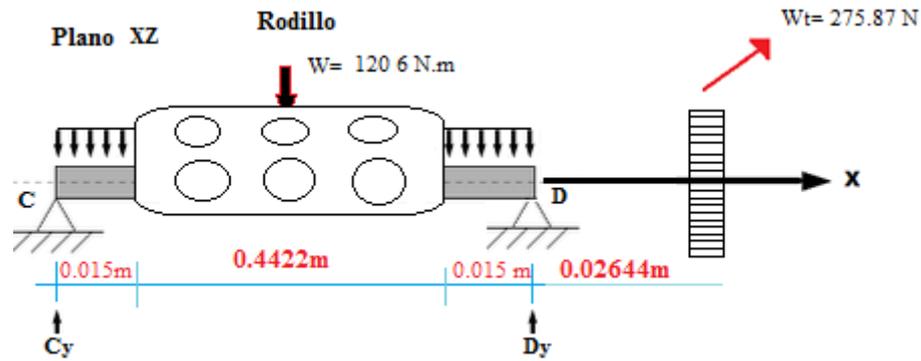


Figura 35. Plano XY

Fuente: Elaboración propia



**Figura 36.** Plano XZ eje 3

**Fuente:** Elaboración propia

$$\uparrow + \sum F_Y = 0 \quad \therefore -W_r - W + C_y + D_y = 0$$

$$C_y = -D_y + W_r + W$$

$$\uparrow + \sum MB = 0 \quad \therefore -W(0.4572m) + D_y(0.4572m) - W_T(0.4864m) = 0$$

$$D_y = \frac{W_T(0.4422m)}{0.4572m} \quad \therefore D_y = \frac{120.6N(0.4572m) + 275.87N(0.4864m)}{0.4572m}$$

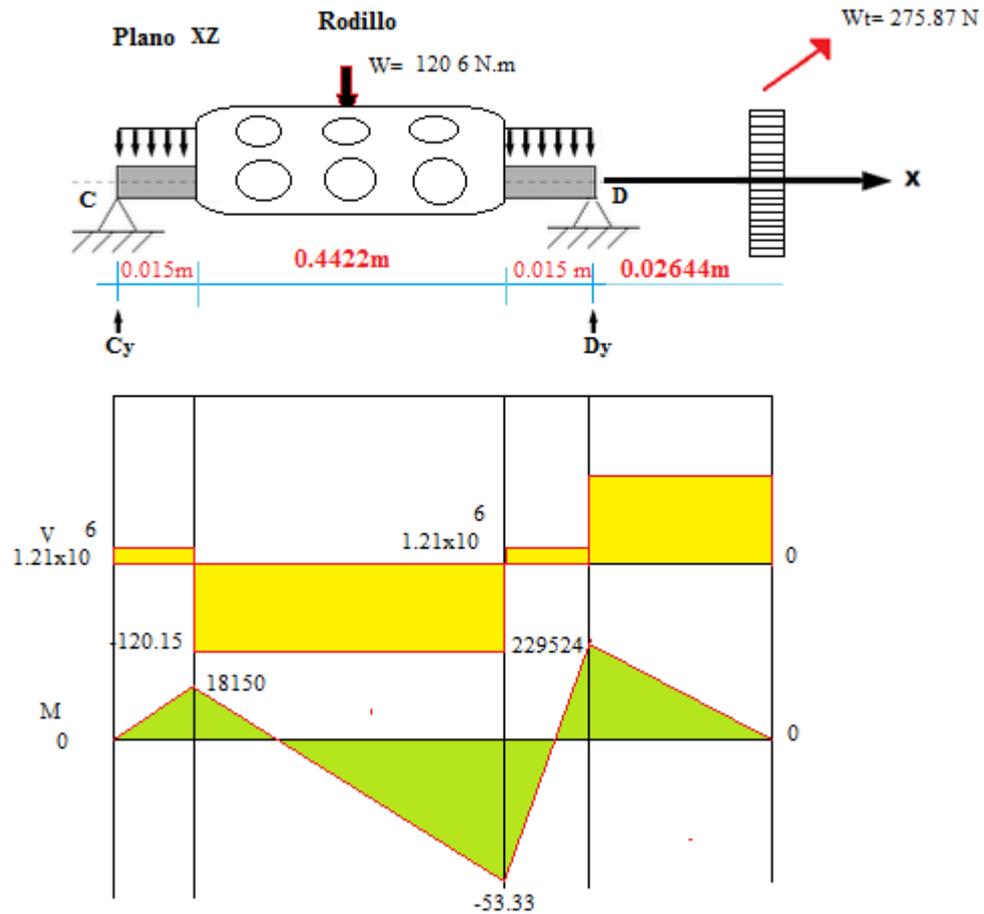
$$D_y = 1.21 \times 10^6 N$$

Reemplazamos en la Ec. 6 y tenemos que:

$$C_y = -D_y + W_T + W$$

$$C_y = 1.21 \times 10^6 N + 275.87 N + 120.6 N$$

$$C_y = 1.21 \times 10^6 N$$



**Figura 37.** Plano XZ

**Fuente:** Elaboración propia

$$M_{max} = \sqrt{(M_1)^2 + (M_2)^2}$$

Pero  $M_1 = -51.67$  y  $M_2 = -53.33$

$$M_{max} = \sqrt{(-51.67)^2 + (-53.33)^2}$$

$$M_{max} = 74.25 N.m$$

Calculamos el torque:

$$T = W_t \times r$$

$$T = 74.25 N.m \times 7.75 \times 10^{-3} m$$

$$T = 5.82 N.m$$

Calculamos la inercia del eje 3.

$$I = mr^2$$

$$I_3 = 1.4 Kg \left( \frac{0.072}{2} \right)^2$$

$$I_3 = 0.0081 \text{Kg} \cdot \text{m}^2$$

Se calcula masa del rodillo-teflón con una densidad  $\rho = 2180 \text{kg/m}^3$

$$A_{Teflon3} = \frac{\pi(d_{Teflon3} - d_{eje})^2}{4} \quad \therefore \quad A_{Teflon} = \frac{\pi(0.01 - 0.024\text{m})^2}{4}$$

$$A_{Teflon3} = 0.0015 \text{m}^2$$

Se calcula el volumen

$$V = A \times L$$

$$V = 0.0015 \text{m}^2 (0.4422 \text{m})$$

$$V = 0.0046 \text{m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \therefore \quad m_{teflon3} = \rho v$$

$$m_{teflon3} = 7850 \text{kg/m}^3 (0.0046 \text{m}^3)$$

$$m_{teflon3} = 2.2 \text{kg}$$

Ahora se calcula la  $I_{3-1} = I \left( \frac{W_g}{W_r} \right)^2$  de la ecuación 4, pero la velocidad de salida

( $W_s = V$ ) no se tiene, entonces queda que:

$$V = \frac{\pi d n}{k} \quad \text{Ecuación (5)}$$

$$m_g = \frac{n_1}{n_2} \quad \therefore \quad n_2 = \frac{n_1}{m_g}$$

$$n_2 = \frac{1590 \text{rpm}}{1}$$

$$n_2 = 1590 \text{rpm}$$

$$n_1 = n_2 = v_1 = v_2$$

Ahora reemplazamos en la ecu (5) con  $k= 60000$  por recomendación

$$V = \frac{\pi d n}{k}$$

Dónde:

$V = \text{Velocidad}$

$$V = \frac{\pi(0.1)(1590rpm)}{60000}$$

$$W_s = V = 0.08m/s$$

Se calcula la inercia reemplazando valores en la ecu 4.

$$I_{3-1} = 0.077Kg.m^2 Kg.m^2 \left( \frac{0.08m/s}{0.4 \times 10^{-3}watt} \right)^2$$

$$I_{3-1} = 320Kg.m^2$$

Y después de a ver calculado los ejes con sus inercias pasamos a calcular la inercia total de la transmisión.

Decimos que:  $I_T = I_1 + I_{2-1} + I_{3-1} + I_{4-1}$  son todas las inercias calculadas.

$$\text{Dónde: } I_T = 0.012kg.m^2 + 73.15kg.m^2 + 320kg.m^2 + 5595.5kg.m^2$$

$$I_T = 71.86kg.m^2$$

Con la velocidad del motor 1590 rpm calculamos las velocidades de cada eje con la siguiente ecuación:

$$\text{Fórmula: } n_1 * d_1 = n_2 * d_2 = n_3 * d_3 \quad \text{Ecuación. 10}$$

Dónde:

$n_1$  = velocidad de la polea entrada es de 1590 rpm.

$n_2$  = velocidad de salida es una de las incógnitas

$n_3$  = velocidad de salida es una de las incógnitas

$d_1$  = diámetro del eje 1 entrada es 2.5 cm

$d_2$  = diámetro de la polea salida es 2.5 cm

$d_3$  = diámetro de la polea salida es 10 cm

Reemplazamos en la ecuación anterior:  $n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2 = n_3 \cdot d_3$

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$$

$$1590 \text{ rpm}(2.5\text{cm}) = n_2(2.5\text{cm})$$

$$n_2 = 1590 \text{ rpm}$$

$$n_2 \cdot d_2 = n_3 \cdot d_3 + m_3$$

$$1590 \text{ rpm}(2.5) = n_3(3) + 6.8$$

$$n_3 = 194.85 \text{ rpm}$$

$$n_3 \cdot d_3 = n_4 \cdot d_4 + m$$

$$194.85 \text{ rpm}(10) = +n_4(3) - 2.2 \text{ kg}$$

$$n_4 = -1025$$

Hora calculamos el torque

$$T = I_T \times \alpha \quad \text{Ecuación. 11}$$

Dónde:

$\alpha$ :

$T = \text{torque}$

$I_T$ : Inercia total

$W_F$ : Velocidad angular Rpm

$$\alpha = \frac{W_F}{t} \quad \text{Ec. 12}$$

$$W_F = \frac{2\pi}{60} \times Rpm$$

$$W_F = \frac{2\pi}{60s} \times 1590 Rpm$$

$$W_F = 1580.22 \pi \text{ Rad/seg}$$

Calculamos la fuerza centrífuga ( $F_C$ ) del rodillo.

$$F_C = m \cdot a = m \frac{V^2}{r} = m \cdot W^2 \cdot r_{\text{rodillo moldes}}$$

$$F_C = 2.2 \text{ kg} (1580.22 \pi)^2 (0.05 \text{ m})$$

$$F_C = 546.1 \text{ N.m}$$

Reemplazando en la ecuación 12 tenemos:

$$\alpha = \frac{W_F}{t}$$

$$\alpha = \frac{1580.22 \text{ rad/seg}}{3 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 526.7 \text{ Rad}$$

Reemplazando en la ecuación 11 tenemos:

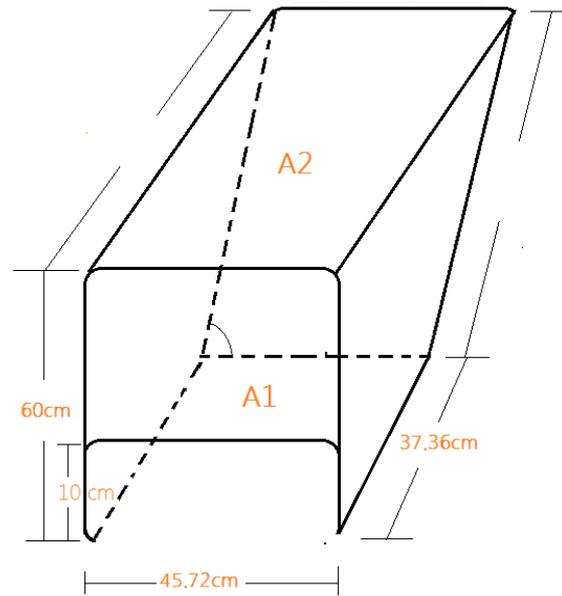
$$T = 71.86 \text{ kg.m}^2 \times 526.7 \text{ Rad}$$

$$T = 37.84 \times 10^3 \text{ N.m}$$

### **Diseño de la maquina**

#### **Diseñar el sistema de alimentación de la máquina.**

**Tolva.** Para cumplir los requerimientos de tamaño antes establecidos, la tolva tiene una dimensión frontal de  $(60 \times 45.72)$  cm, inferior de  $(37.36 \times 45.72)$  cm y una altura mínima frontal de 10 cm en la figura se muestran las dimensiones de la tolva con lo cual se calculará el volumen de la tolva, para calcular su capacidad.



**Figura 38.** Diseño propio tolva rectangular

**Fuente:** Elaboración propia

Empezamos calculando las dimensiones de la tolva.

Dónde:

$$b = \text{Base} = 45.72 \text{ cm}$$

$$h = \text{Altura} = 60 \text{ cm}$$

$$L_1 = \text{Longitud} = 37.36$$

$$A = \text{Area}$$

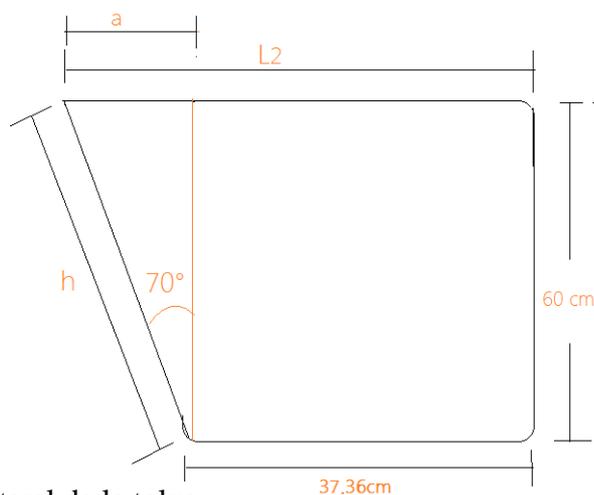
Calculamos  $A_1 = \text{Area}$ , tenemos que:

$$A_1 = b \times L$$

$$A_1 = 45.72 \text{ cm} \times 37.36 \text{ cm}$$

$$A_1 = 1708.1 \text{ cm}^2$$

Calculamos  $A_2$  (*Area 2*) pero se necesita la longitud de la parte superior de la tolva, para eso se hace una relación de triángulos de tal modo se pueda calcular la distancia:



**Figura 39.** Parte lateral de la tolva

**Fuente:** Elaboración propia

Dónde:

$L_2 = \text{Longitud superior}$

$A = \text{Ancho}$

$h = \text{Hipotenusa}$

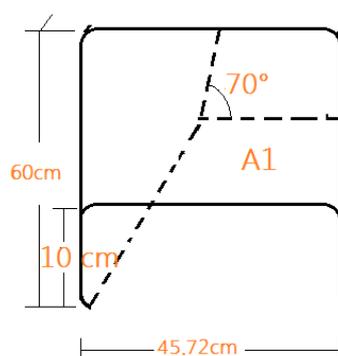
$a = \text{Longitud}$

$H = 60\text{cm}$

$b = 37.36\text{cm}$

$\theta = 70^\circ$

Calculamos la distancia  $a = \text{Longitud}$  para determinar la Lt



**Figura 40.** Parte frontal de la tolva

**Fuente:** Elaboración propia

$$\text{sen}70^\circ = \frac{60}{a}$$

$$a = 63.85\text{cm}$$

La hipotenusa queda.

$$h = \sqrt{(a)^2 + (b)^2}$$

$$h = \sqrt{(63.85)^2 + (60)^2}$$

$$h = 87.62\text{cm}$$

Posteriormente, calculamos el  $A_2$  donde:

$$b = a = \text{Base}$$

$$L_T = \text{Longitud total}$$

$$\text{Pero la } L_T = a + b$$

$$L_T = 63.85\text{cm} + 37.36\text{cm}$$

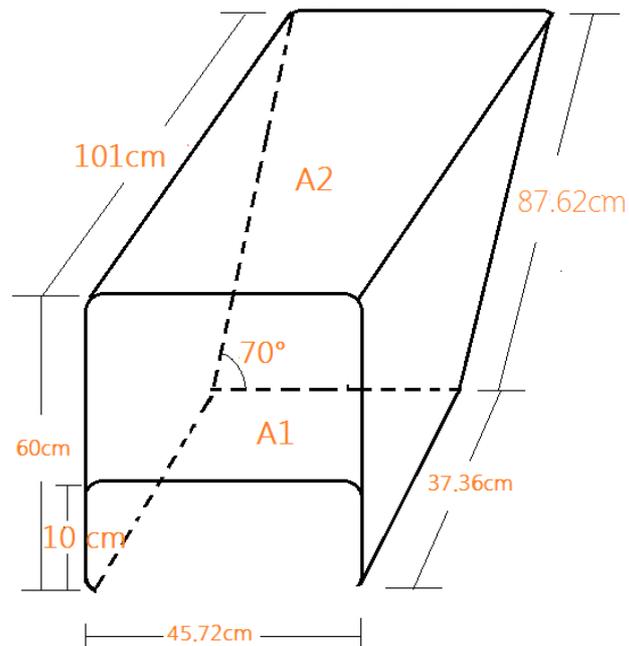
$$L_T = 101\text{cm}$$

$$A_2 = b \times L_T$$

$$A_2 = 45.72 \text{ cm} \times 101\text{cm}$$

$$A_2 = 4617.72\text{cm}^2$$

**Capacidad.** Para determinar la capacidad de la tolva se debe determinar el peso de cada Panelitas.



**Figura 41.** Diseño propio tolva rectangular

**Fuente:** Elaboración propia

Calculamos la capacidad de la tolva en función de sus dimensiones con la

siguiente formula:  $V_{Cap.tolva} = \frac{h}{3} (A_1 + A_2 + \sqrt{(A_1)(A_2)})$

Siendo:

$h$  = Altura del tronco de la pirámide

$A_1$  = Area inferior

$A_2$  = Area superior

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$V_{Cap.tolva} = \frac{60cm}{3} (1708.1cm^2 + 4617.72cm^2 + \sqrt{(1708.1cm^2)(4617.72cm^2)})$$

$$V_{Cap.tolva} = 182 \times 10^3 cm^3$$

### Peso de las panelitas:

En la banda transportadora la cual la banda viene diseñada (seleccionada por catálogo) para soportar una carga máxima de 150 Lb (60kg), ahora pasamos a calcular la masa para determinar el peso total de las panelitas en el rodillo.

Para calcular el peso de las panelitas en la banda se multiplica masa de una (figura) de ellas por la cantidad que tiene el rodillo.



**Figura 42.** Peso digital

**Fuente:** Elaboración propia

Dónde:

$N_t =$  Numero de panelitas en todo el rodillo = 63

$$m = 7g$$

$$m_t = m * N_t$$

$$m_{Total} = 7gr \left( \frac{0.001kg}{1gr} \right) (63)$$

$$m_{Total} = 0.441kg$$

Su peso total en el rodillo sería:

$$P = \text{Peso de la masa}$$

$g =$  Es la aceleración de la gravedad sobre el cuerpo

$$P = m_{Total} \times g$$

$$P = 0.441kg(9.81m/s^2)$$

$$P = 4.33N$$

### Especificaciones de los fabricantes:

Espesor de las panelitas 0.06cm, 3.5cm diámetro.

La masa sale viscosa a una temperatura aproximada a los 100°C y luego se enfrían en un cierto tiempo hasta que alcance una temperatura de 30°C para poder sacar los moldes.



**Figura 43.** Medición con el pirómetro

**Fuente:** Elaboración propia

La banda para su estudio tiene una capacidad máxima de 63 panelitas, El cual la masa total de las panelitas que debe tener es de 0.441kg o un poco más. Determinamos velocidad del transporte

Ahora multiplicamos el peso de la panelitas por el número de panelitas en el rodillo por el área

$N$ = número de panelitas

$$W_{panelita} = 7 * 10^{-3} Kg$$

$$WT_{panelita} = W_{panelita} * N_{panelita} * A$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi 10^2}{4}$$

$$A = 78 \text{ cm}$$

$$WT_{panelita} = (0.441 \text{ Kg}) * 63 * (78 \text{ cm}^2)$$

$$WT_{panelita} = 2.16 * 10^3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * \left( \frac{14,22 \text{ Psi}}{1 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} \right)$$

Presión que va a ejercer rodillo (liso) al rodillo moldeador

$$WT_{panelita} = 30 \text{ Psi}$$

Ahora calculamos por cada vuelta que del rodillo cuantas panelitas salen por minuto

$$\text{Rpm} = 1590$$

$$\text{longitud} = L = 45 \text{ cm} = 0,45 \text{ m}$$

$$W_{ang} = \frac{(0,1)\pi}{6000} (1590)$$

$$W_{ang} = 0,08 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Ahora calculamos la velocidad final del rodillo

$$V_f = Wr$$

$$\text{Espesor} = 0,0005 \text{ m}$$

$$\phi_{rodillo} = 2,5 \text{ cm} = 0,025 \text{ m}$$

$$V_f = (0,08) \cdot (1,25)$$

$$V_f = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se convierte la velocidad a  $\frac{\text{metros}}{\text{minutos}}$  de la siguiente forma

$$V_f = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left( \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ minuto}} \right)$$

Entonces el desplazamiento del rodillo es la línea

$$V_f = 6 \frac{\text{metros}}{\text{minutos}}$$

Número de vueltas del rodillo

$n = \text{numero de vueltas}$

$$T = 0.78 \text{ seg} \quad V_{\text{tangencial}} = 2\left(\frac{\pi * r}{T}\right)$$

Despejo  $T = \text{periodo}$

$$T = 2\left(\frac{\pi(0.0125m)}{0.1m/s}\right)$$

$T = t * n$  despejo  $n$

$$n = \frac{t}{T}$$

$$n = \frac{60 \text{ seg}}{0.78 \text{ seg}}$$

$$n = 77 \text{ vueltas} * \text{seg}$$

### Producción diaria en la micro-empresa:

Dónde:

$N_{\text{Panel-salientes}}$  = Número de panelitas que saldrán en metro por min.

$N$  = Número de panelitas que saldrían por horas días.

$n$  = Número de vueltas del rodillo moldeador.

$v$  = Velocidad.

$r = 0.025m$  rodillo moldeador.

$$v = 6m/min \rightarrow 0.36km/h$$

En una vuelta salen:

$$63 * 2\pi * 0.025m$$

$$9.896m/s(60seg/1min)$$

$$593\text{panelitas } m/min$$

$$N = N_{\text{Panel-salientes}} * \frac{5h}{0.21 \text{ dias}} * v$$

$$(593 \text{panelitas } m/\text{min}) \frac{5h}{0.21 \text{días}} (6m/\text{min})$$

$$N = 84714 \text{panelitas } h/\text{días}$$

**Se calcula el rendimiento de la máquina:**

Tenemos que en la empresa trabajan 9 horas diarias, pero por factor de seguridad se trabajarán 5 horas diarias, la masa pesa 18Kg como se muestra en la imagen, pero se recomienda utilizar un peso de aproximado de 20kg.

Dónde:

m=Masa

g= gravedad  $m/s^2$

L= Longitud de la banda

$E_p$  = Energía potencial

$P_{teorico}$  = 0.4kw – 400w

E= Eficiencia

P= potencia efectiva (útil)

T= trabajo realizado

t= Tiempo de trabajo



**Figura 44.** Peso de la materia prima

**Fuente:** Elaboración propia

$$E_p = m * g * l$$

$$E_p = 20kg(9.8m/s^2)(1.27m)$$

$$E_p = 24892 \text{ J} = T$$

Una vez que el motor, cuya potencia teórica es de 400 W, ha movido la materia prima, esa energía potencial se convirtió toda en Energía cinética = 24826J, lo que a su vez corresponde con el Trabajo realizado = 24826J durante 0.78 segundos.

Sabemos que la potencia efectiva (P) corresponde al Trabajo realizado (T) partido por el tiempo (t) empleado en realizarlo.

$$P = \frac{T}{t}$$

$$P = \frac{24892 \text{ J}}{0.78 \text{ seg}}$$

$$P = 31912 \text{ W}$$

$$E_{eficiencia} = \frac{P_{\acute{u}til}}{Potencia_{consumida (Teorica)}}$$

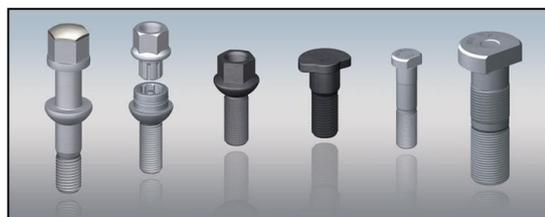
$$E_{eficiencia} = \frac{31912 W}{400 W} * 100\%$$

Por lo tanto, el rendimiento de la maquina sería:

$$E_{eficiencia} = 78.79\%$$

Determinar Capacidad de Carga

$$0.224 \frac{kg}{metr} \times 8(estriba) = 1.8kg \text{ en } 1m$$



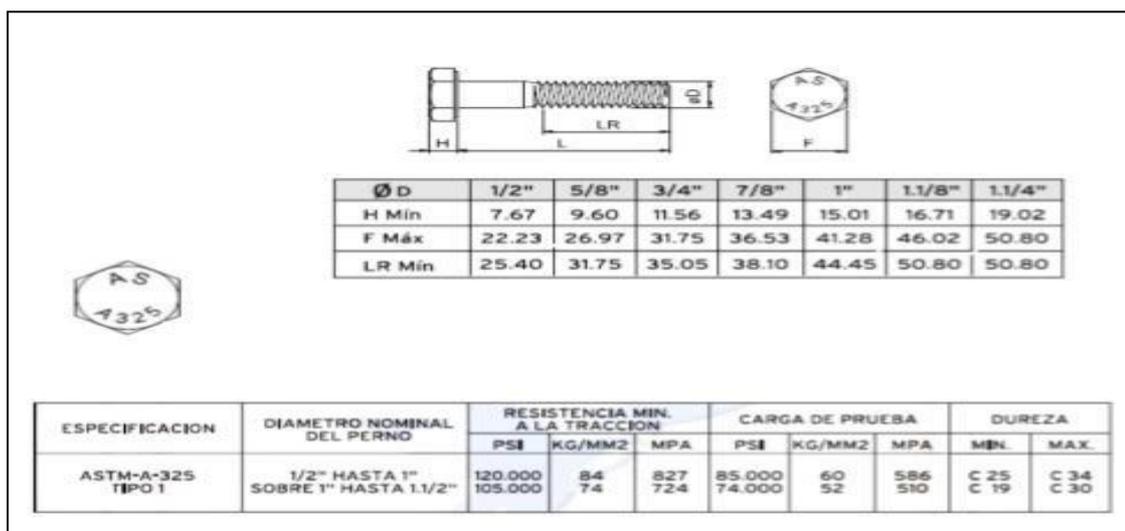
**Figura 45.** Pernos y tornillos de trabajo pesado.

**Fuente:** (Kamax, 2015)

Los tornillos que se utilizaran para asegurar los elementos de la máquina son tornillos fabricado en acero de medio carbono templado y revenido, ya que necesitamos alta resistencia a la tracción y al corte (Gómez & Gutiérrez, 2007).

La selección de los tornillos se obtuvo mediante el Manual de Línea Pernería de American Screw, en la sección de Pernos hexagonales estructurales ASTM A-325. Con esto se puede asegurar el correcto funcionamiento y ajuste de la máquina, para eliminar al máximo las vibraciones, Sus características se muestran en la

figura 47.



**Figura 46.** Características tornillos de sujeción.



**Figura 47.** Selección de rodamientos de bolas sellados.

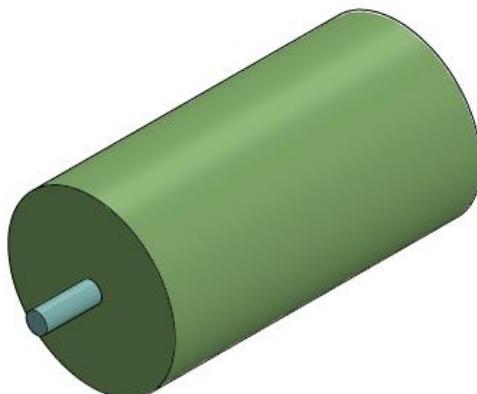
**Fuente:** (Kamax, 2015)

Los rodamientos son necesarios para reducir la deflexión en el husillo y eliminar cargas axiales y radiales, generadas por la rotación del husillo y el empuje que produce el material al llegar al cabezal. Algo que es muy importante para evitar el contacto entre el cilindro y husillo (Gómez & Gutiérrez, 2007).

Los rodamientos seleccionados son del catálogo SKF los cuales se indican a continuación:

### Rodamiento de rodillos cilíndricos 1

El rodamiento de rodillos cilíndricos seleccionado posee las características principales siguientes:



**Figura 48.** Rodamiento de rodillos cilíndricos 1

**Fuente:** Elaboración propia

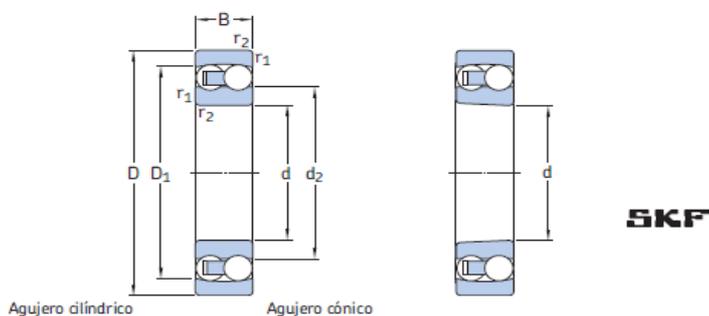
**Tabla 21.**

*Características principales del rodamiento de rodillos cilíndricos*

<b>Diámetro interior</b>	30mm
<b>Diámetro exterior</b>	62mm
<b>Ancho rodamiento</b>	10mm
<b>Diámetro interior</b>	25mm
<b>Diámetro Externo</b>	52mm

**Fuente:** (Kamax, 2015)

### 4.1 Rodamientos de bolas a rótula d 5–30 mm

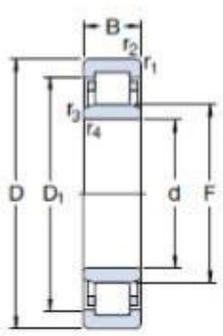


Pag 552

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
5	19	6	2,51	0,48	0,025	63 000	45 000	0,009	135 TN9	–
6	19	6	2,51	0,48	0,025	70 000	45 000	0,009	126 TN9	–
7	22	7	2,65	0,56	0,029	63 000	40 000	0,014	127 TN9	–
8	22	7	2,65	0,56	0,029	60 000	40 000	0,014	108 TN9	–
9	26	8	3,9	0,82	0,043	60 000	38 000	0,022	129 TN9	–
10	30	9	5,53	1,18	0,061	56 000	36 000	0,034	1200 ETN9	–
	30	14	8,06	1,73	0,09	50 000	34 000	0,047	2200 ETN9	–
12	32	10	6,24	1,43	0,072	50 000	32 000	0,04	1201 ETN9	–
	32	14	8,52	1,9	0,098	45 000	30 000	0,053	2201 ETN9	–
	37	12	9,36	2,16	0,12	40 000	28 000	0,067	1301 ETN9	–
	37	17	11,7	2,7	0,14	38 000	28 000	0,095	2301	–
15	35	11	7,41	1,76	0,09	45 000	28 000	0,049	1202 ETN9	–
	35	14	8,71	2,04	0,11	38 000	26 000	0,06	2202 ETN9	–
	42	13	10,8	2,6	0,14	34 000	24 000	0,094	1302 ETN9	–
	42	17	11,9	2,9	0,15	32 000	24 000	0,12	2302	–
17	40	12	8,84	2,2	0,12	38 000	24 000	0,073	1203 ETN9	–
	40	16	10,6	2,55	0,14	34 000	24 000	0,088	2203 ETN9	–
	47	14	12,7	3,4	0,18	28 000	20 000	0,12	1303 ETN9	–
	47	19	14,3	3,55	0,19	30 000	22 000	0,16	2303	–
20	47	14	12,7	3,4	0,18	32 000	20 000	0,12	1204 ETN9	1204 EKTN9
	47	18	16,8	4,15	0,22	28 000	20 000	0,14	2204 ETN9	–
	52	15	14,3	4	0,21	26 000	18 000	0,16	1304 ETN9	–
	52	21	18,2	4,75	0,24	26 000	19 000	0,22	2304 TN9	–
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	1205 ETN9	1205 EKTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	2205 ETN9	2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	1305 ETN9	1305 EKTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	2305 ETN9	2305 EKTN9
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	1206 ETN9	1206 EKTN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	2206 ETN9	2206 EKTN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	1306 ETN9	1306 EKTN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,5	2306	2306 K

Figura 49. Rodamiento de bolas

Fuente: (Kamax, 2015)



Principal dimensions	Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass Bearing with standard cage	Designations Bearing with standard cage	Alternative standard cage designs <sup>1)</sup>		
	dynamic C	static $C_0$		Reference speed	Limiting speed					
d D B	kN		kN	r/min		kg	-	-		
mm										
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,047	NU 202 ECP	-
	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,049	NJ 202 ECP	-
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,068	NU 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,070	NJ 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,073	NUP 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,068	N 203 ECP	-
40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,092	NU 2203 ECP	-	
	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,095	NJ 2203 ECP	-	
	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,097	NUP 2203 ECP	-	
47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NU 303 ECP	-	
	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NJ 303 ECP	-	
	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	N 303 ECP	-	
20	47	14	25,1	25,2	2,75	16 000	19 000	0,11	NU 204 ECP	ML
	47	14	25,1	25,2	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 204 ECP	ML
	47	14	25,1	25,2	2,75	16 000	19 000	0,12	NUP 204 ECP	ML
	47	14	25,1	25,2	2,75	16 000	19 000	0,11	N 204 ECP	-
47	18	29,7	27,5	3,45	16 000	19 000	0,14	NU 2204 ECP	-	
	18	29,7	27,5	3,45	16 000	19 000	0,14	NJ 2204 ECP	-	
52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,17	+ NU 304 ECP	-	
	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,17	+ NJ 304 ECP	-	
	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,16	+ NUP 304 ECP	-	
	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	+ N 304 ECP	-	
52	21	47,5	38	4,6	14 000	18 000	0,21	+ NU 2304 ECP	-	
	21	47,5	38	4,6	14 000	18 000	0,22	+ NJ 2304 ECP	-	
	21	47,5	38	4,6	14 000	18 000	0,22	+ NUP 2304 ECP	-	
25	47	12	14,2	13,2	1,4	18 000	18 000	0,084	NU 1005	-
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NU 205 ECP	J, ML
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,15	NJ 205 ECP	J, ML
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NUP 205 ECP	ML
52	16	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	N 205 ECP	-	

**Figura 50.** Características rodamiento de rodillo cilíndrico-1

**Fuente:** (Kamax, 2015)

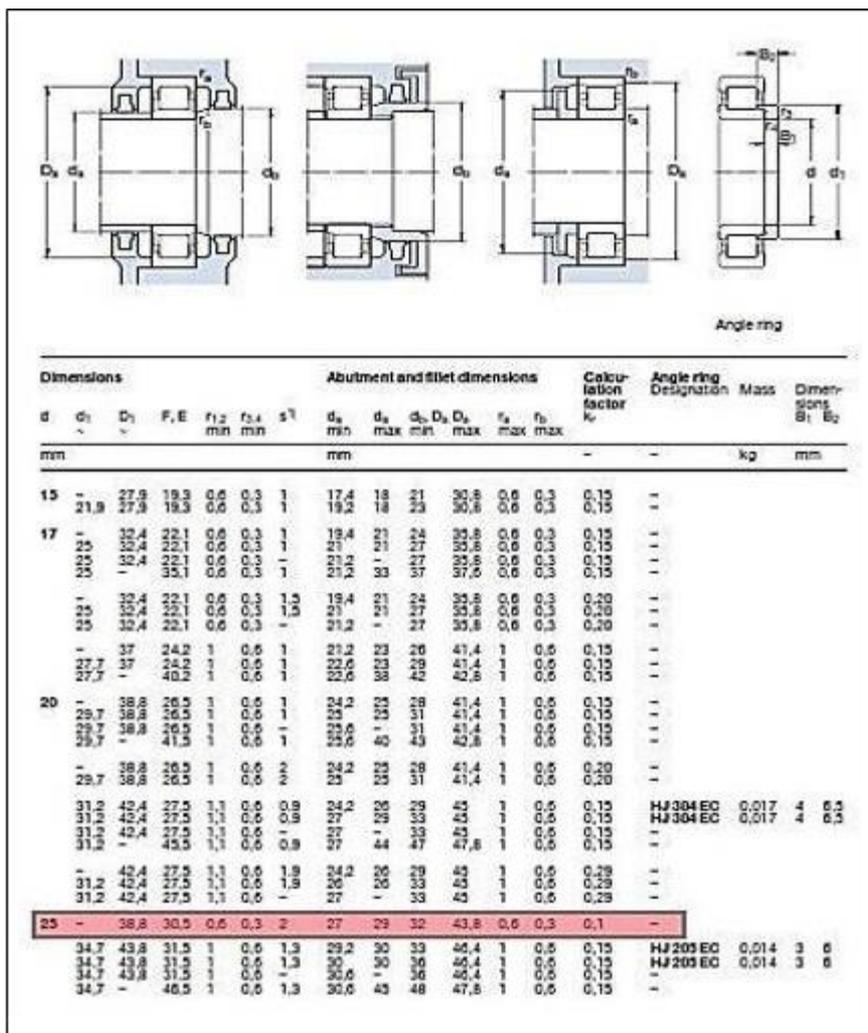


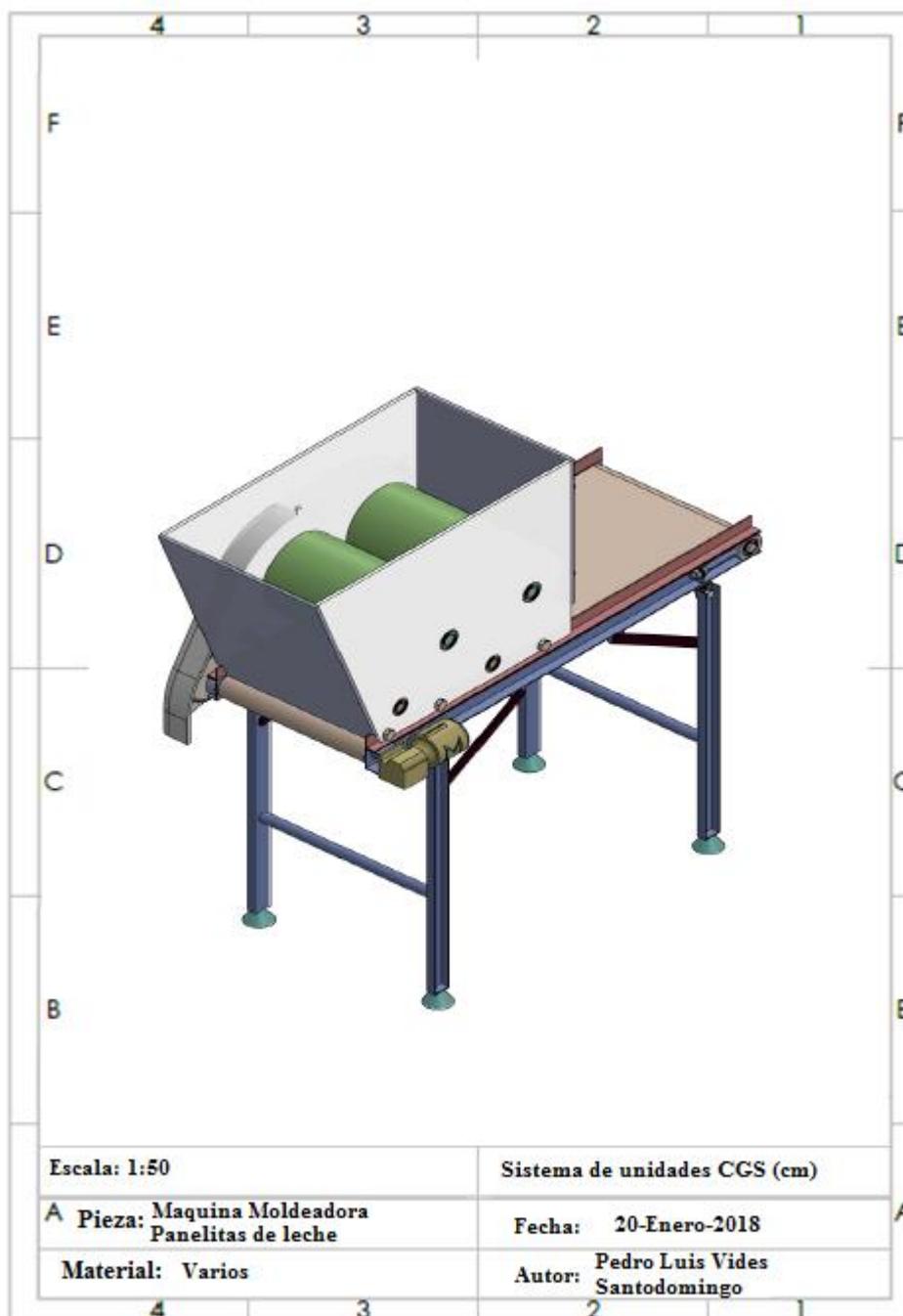
Figura 51. Características rodamiento de rodillo cilíndrico-2  
Fuente: (Kamax, 2015)

5.3 Evaluar mediante análisis de elementos finitos con la ayuda del Software

Solidworks, con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina.

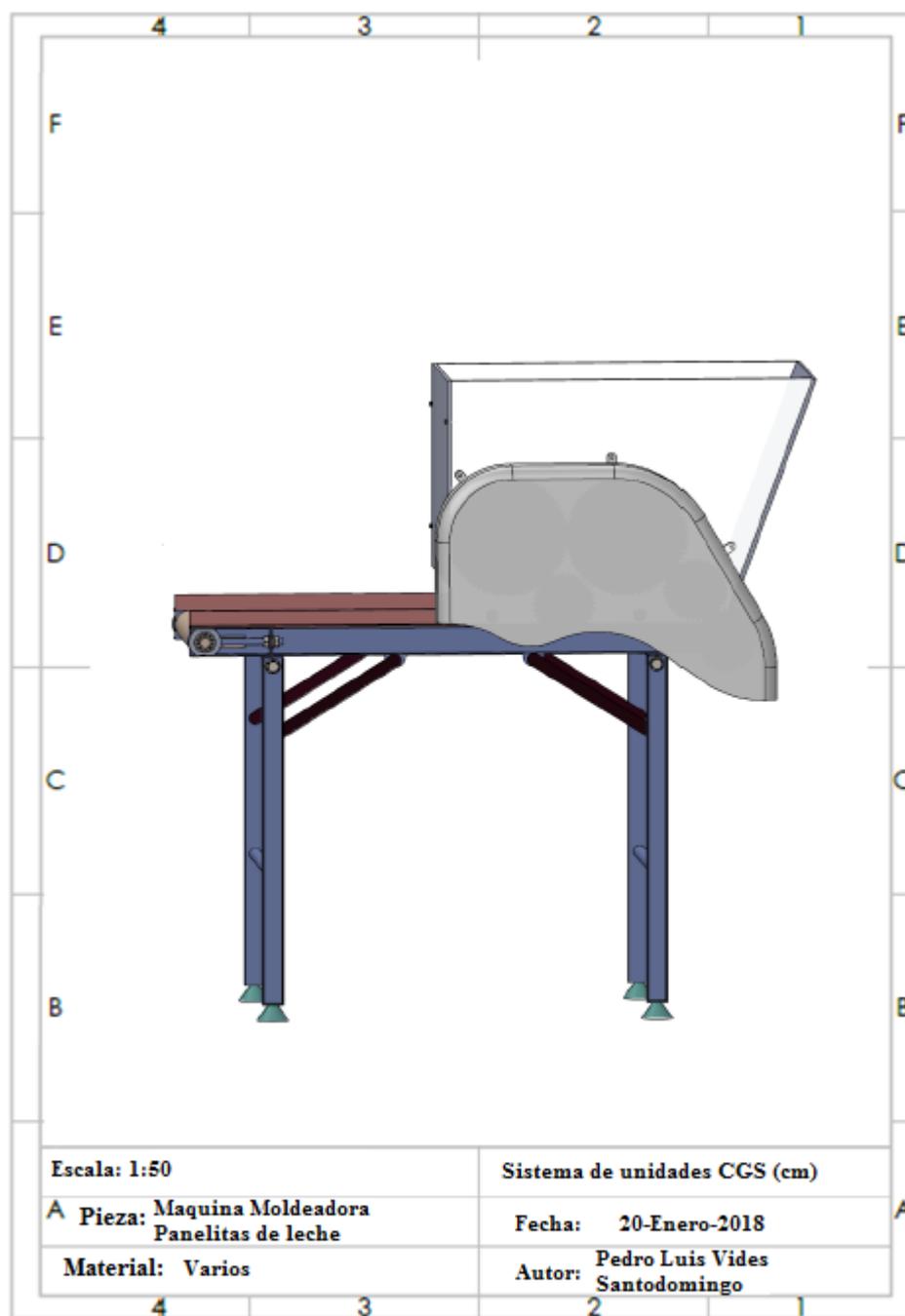
Simulaciones del prototipo: A continuación, se presenta la creación paso a paso del prototipo, para ver el movimiento y su funcionamiento.

Ver apéndice 1 (Reproducir CD).



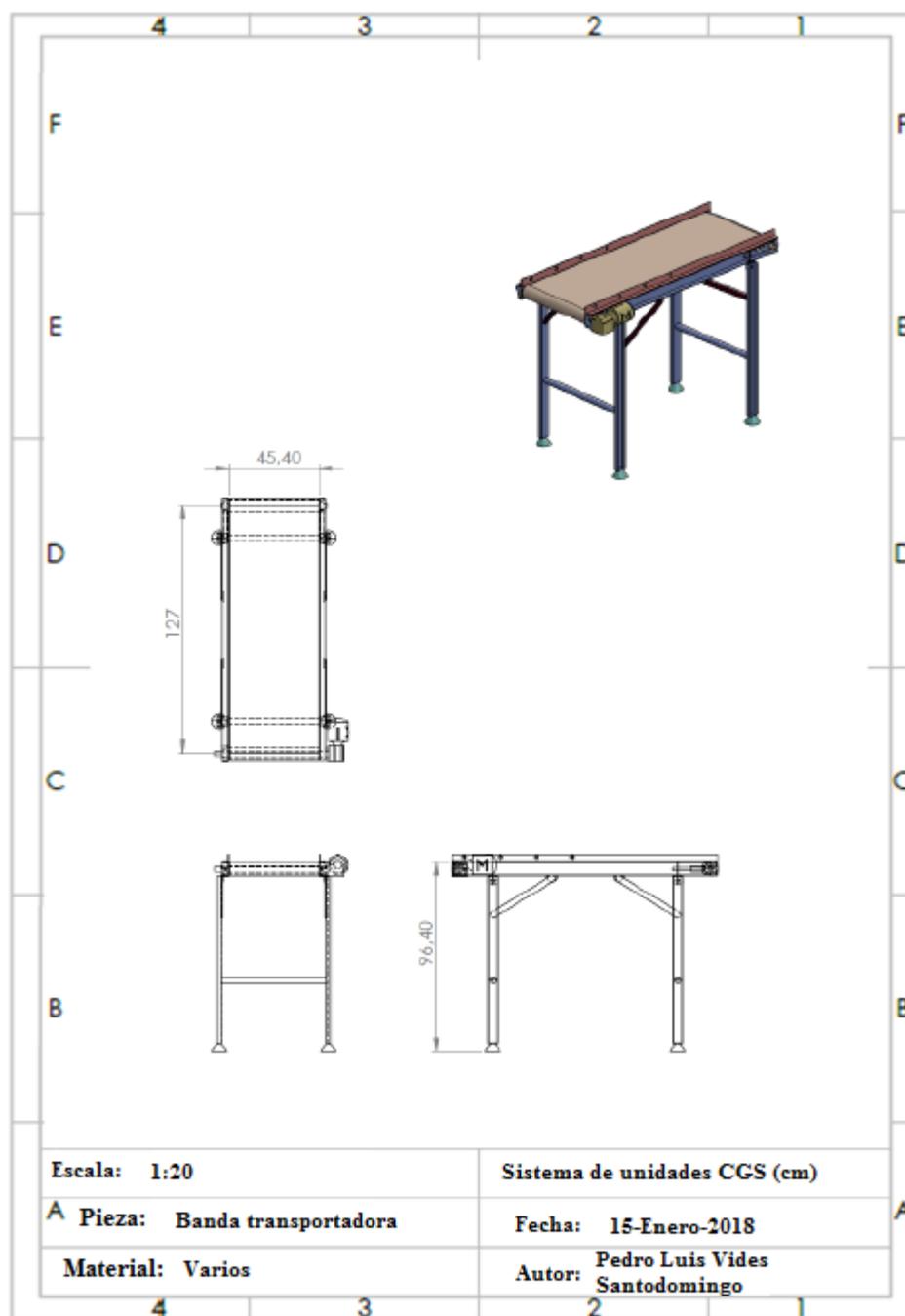
**Figura 52.** Maquina moldeadora de panelitas de leche

**Fuente:** Elaboración propia



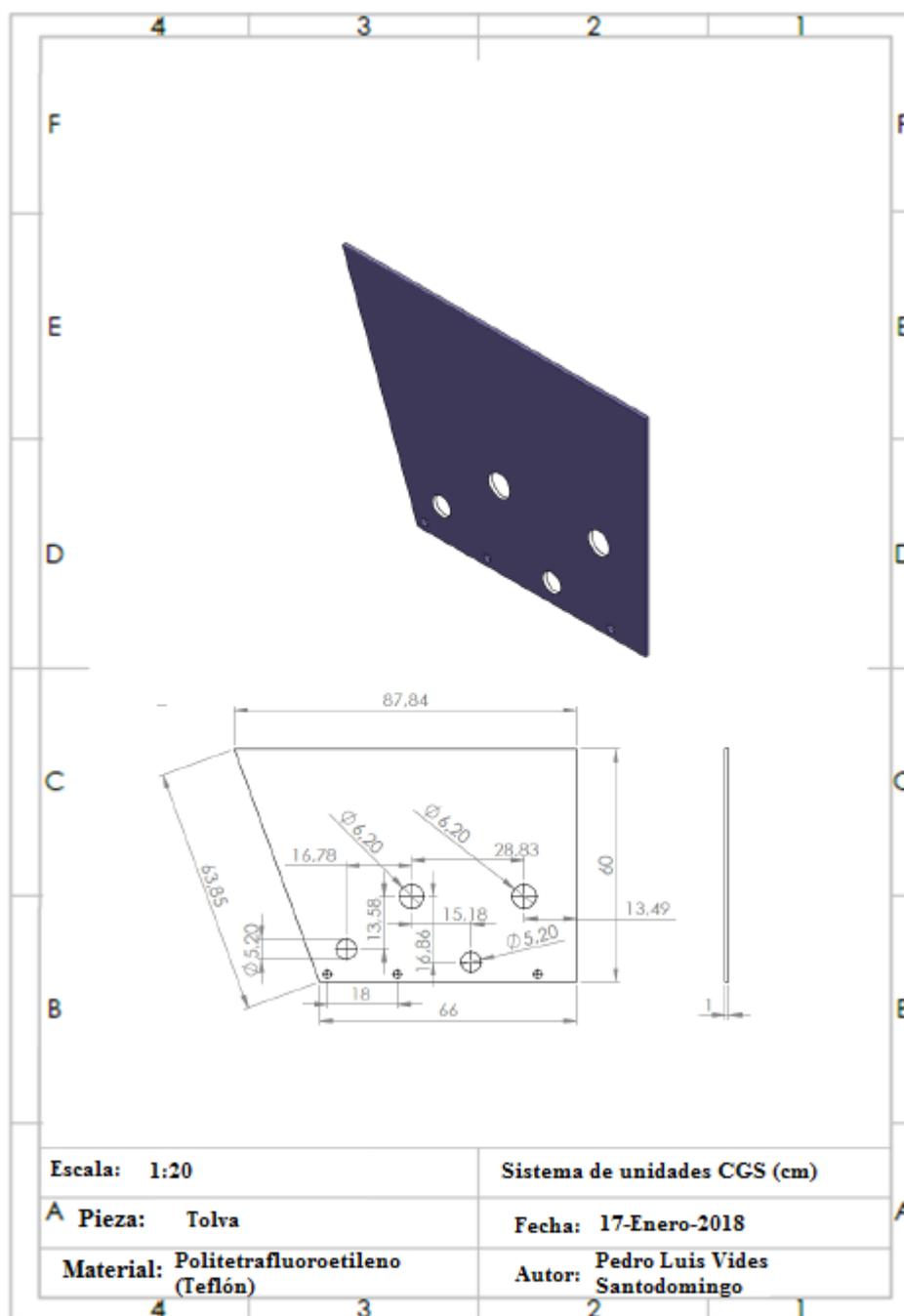
**Figura 53.** Maquina moldeadora de panelitas de leche.

**Fuente:** Elaboración propia



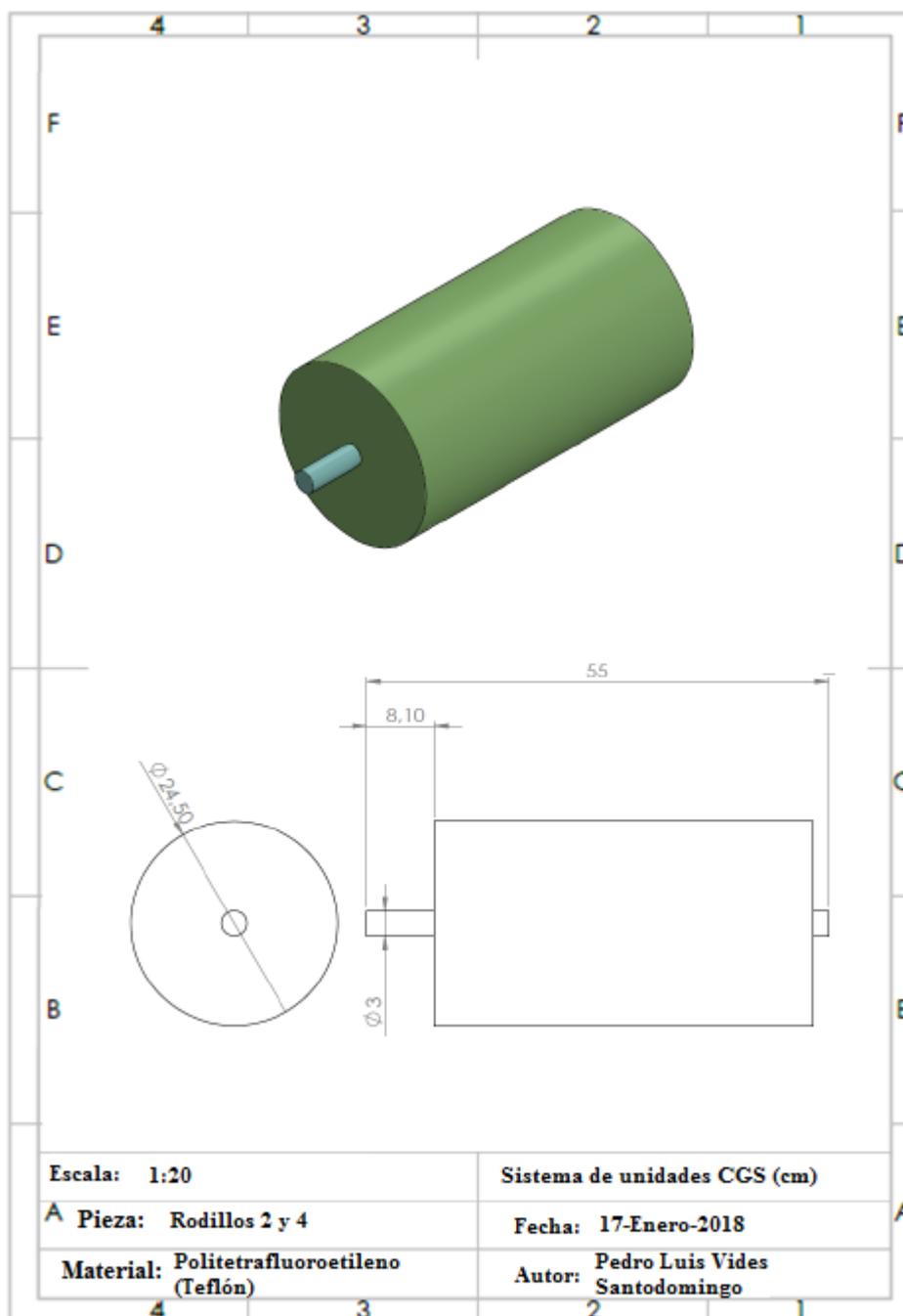
**Figura 54.** Banda

**Fuente:** Elaboración propia



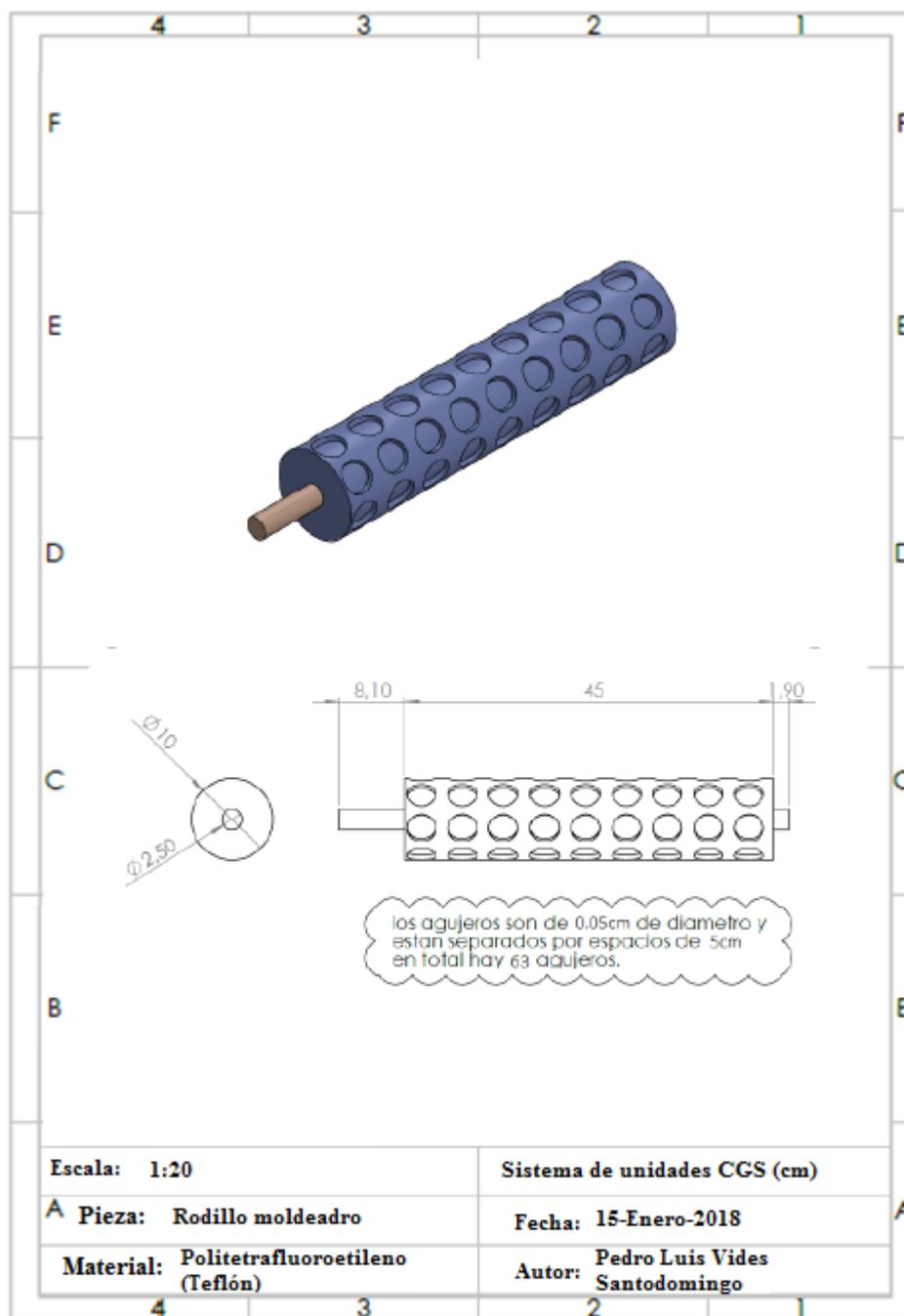
**Figura 55.** Tolva

**Fuente:** Elaboración propia



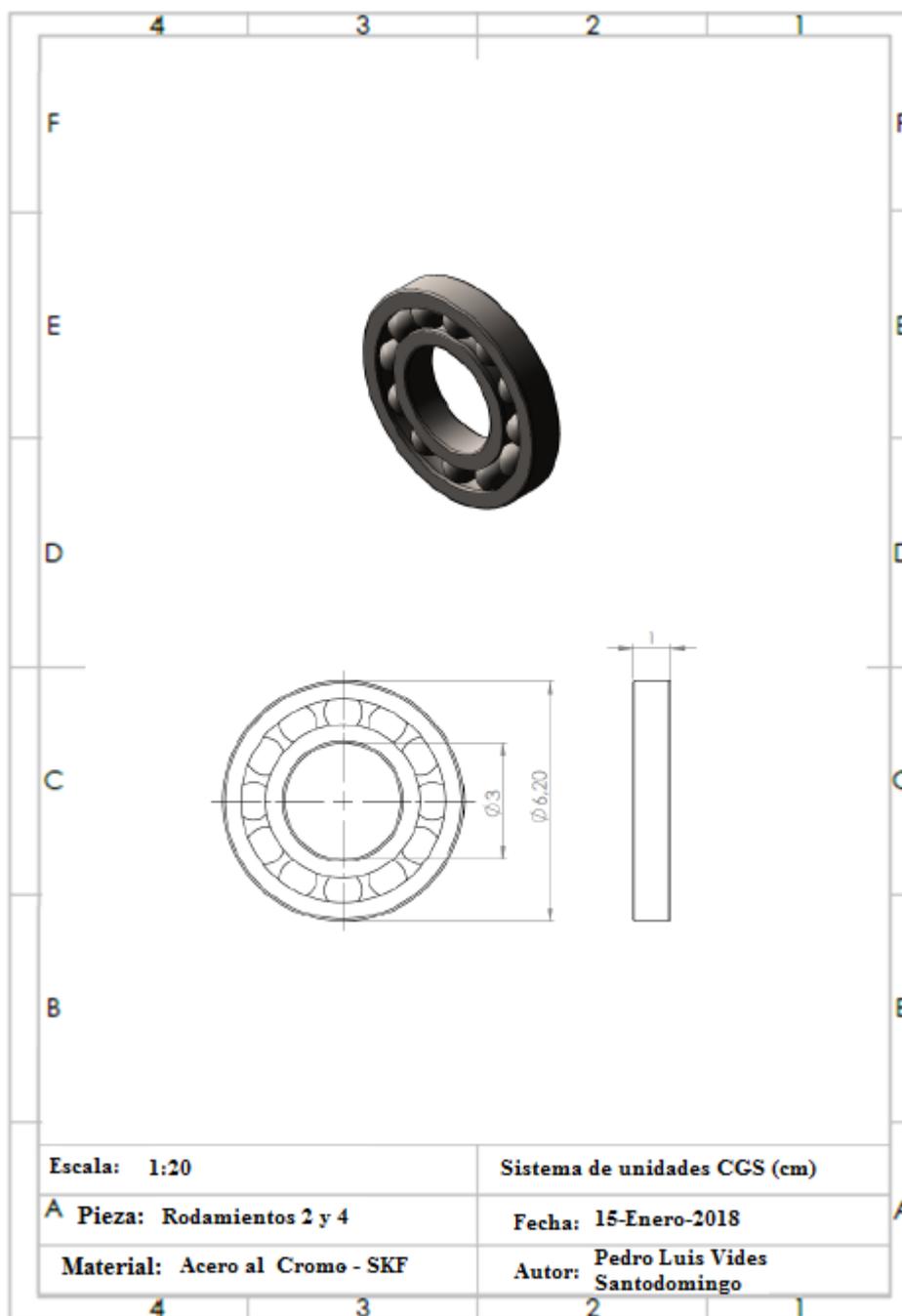
**Figura 56.** Rodillo Moldeador

**Fuente:** Elaboración propia



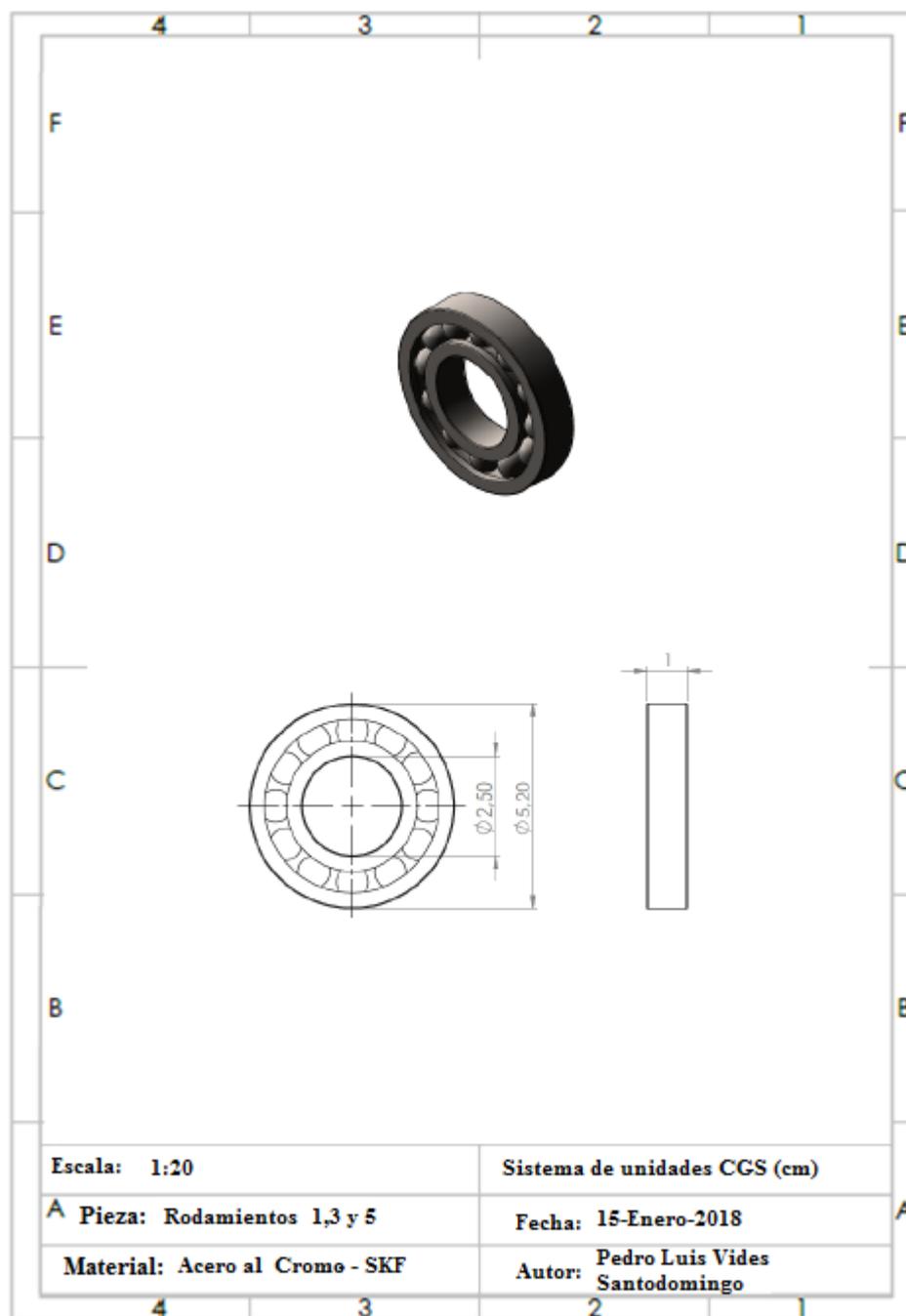
**Figura 57.** Rodillo de moldes

**Fuente:** Elaboración propia



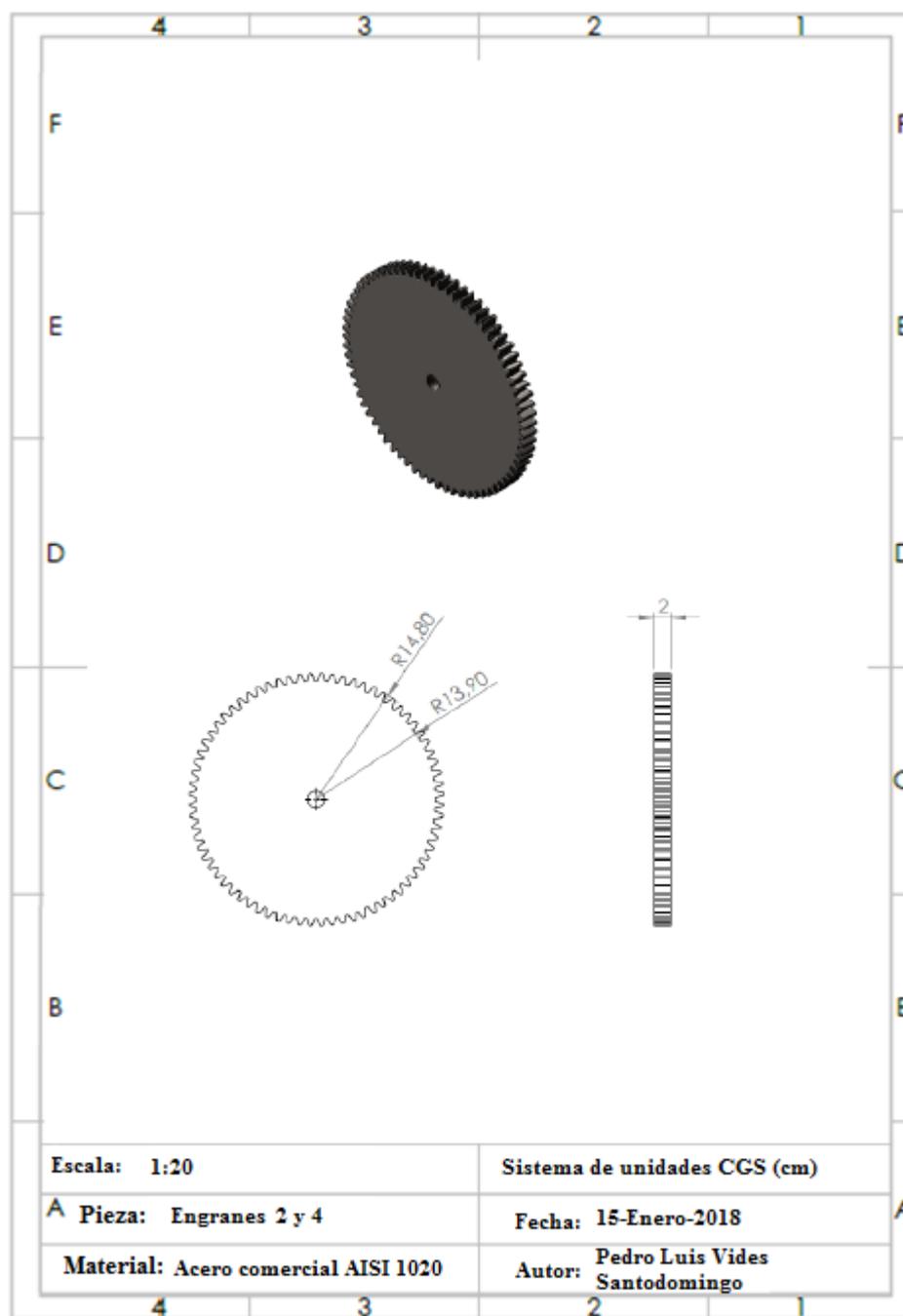
**Figura 58.** Rodamiento 30 mm

**Fuente:** Elaboración propia



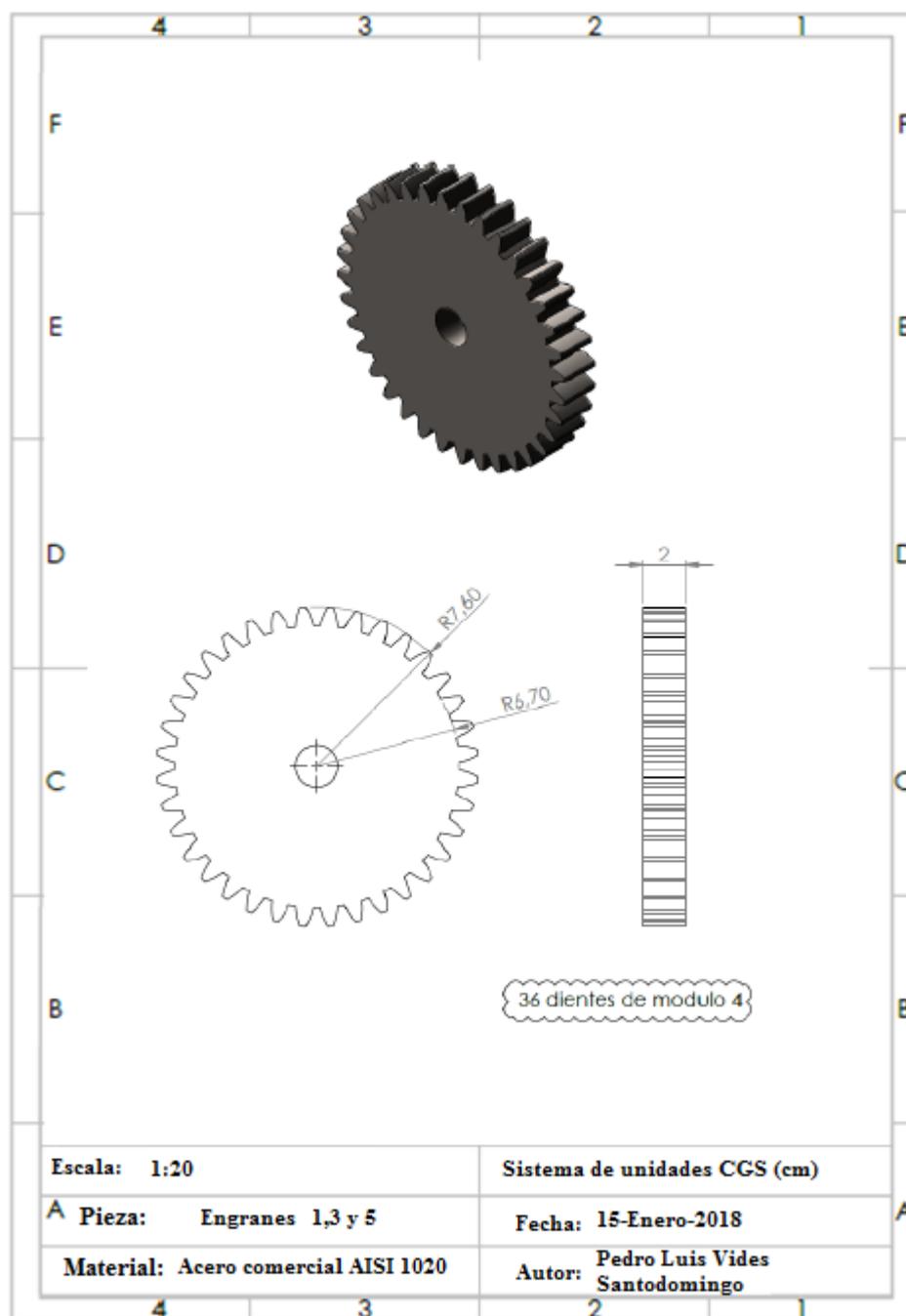
**Figura 59.** Rodamiento de 25 mm

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 60.** Engranés 2 y 4

**Fuente:** Elaboración propia

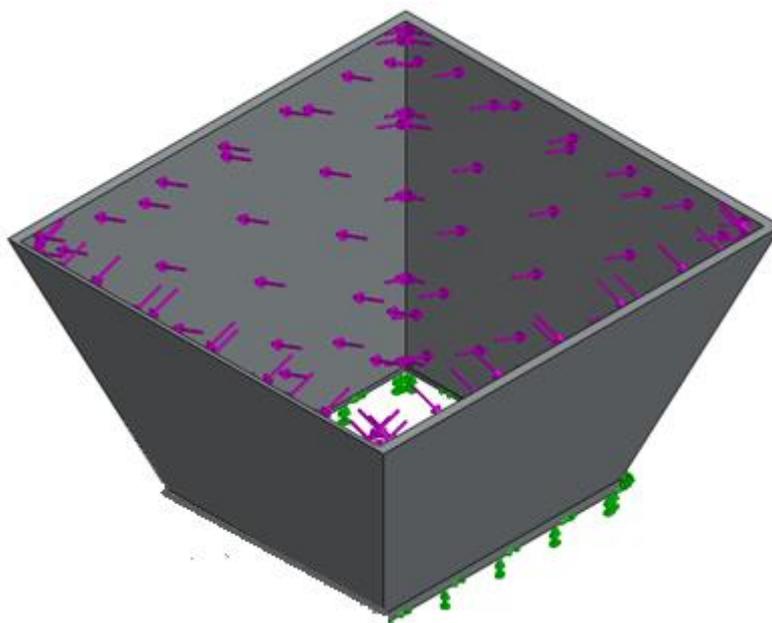


**Figura 61.** Engranés 1, 3 y 5

**Fuente:** Elaboración propia

**Análisis estático de los elementos sometidos a máximos esfuerzos:** Con la finalidad de determinar los esfuerzos permisibles de la maquina en los elementos más propensos a sufrirlos, se obtuvieron los siguientes resultados en el software solidworks teniendo en cuenta los cálculos realizados para la máquina.

Estudio Estático Tolva. La tolva es una de las piezas más críticas del diseño, él debe soportar el peso de los ejes y rodamientos y a los esfuerzos de trabajo.



**Figura 62.** Estudio estático de tolva

**Fuente:** Elaboración propia. Cálculos Realizados en solidWorks simulation

**Tabla 22.**

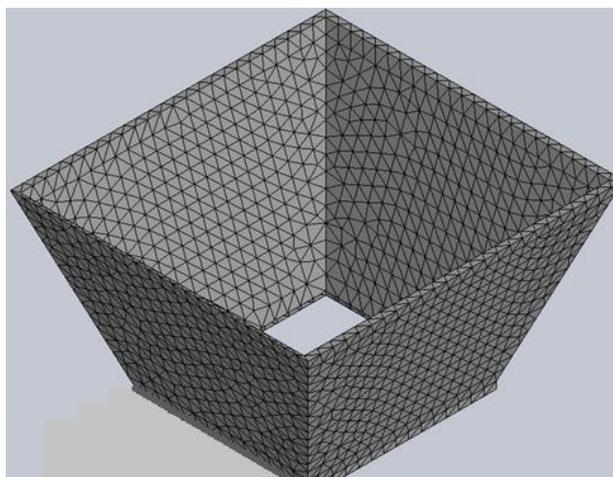
*Propiedades.*

Nombre:	Politetrafluoroetileno (Teflón)
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico no lineal.
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises.
Límite elástico:	1.72339e+008 N/m <sup>2</sup> .
Límite de tracción:	4.13613e+008 N/m <sup>2</sup> .
Módulo elástico:	2e+011 N/m <sup>2</sup> .
Coefficiente de Poisson:	7800 kg/m <sup>3</sup> .
Módulo cortante:	7.7e+010 N/m <sup>2</sup> .
Coefficiente de dilatación térmica:	1.1e-005 /Kelvin.

**Fuente:** Elaboración propia

**Tabla 23.***Información Del Mallado.*

Tipo de malla:	sólida.
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura.
Puntos jacobianos:	4 Puntos.
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden.
Número total de nodos:	16346
Número total de elementos:	7950
Tolerancia:	1.82378 mm
Tamaño de elementos:	36.4756 mm

**Fuente:** Elaboración propia**Figura 63.** Tensión Nodal Limite Elástico Del Eje Principal.**Fuente:** Elaboración propia. Cálculos Realizados en SolidWorks simulación.

Como criterio de diseño optimo la pieza no debe superar el límite elástico del material de construcción que en este caso es 270 Mpa.

**Tabla 24.***Fuerzas de reacción*

<b>Conjunto de selecciones</b>	<b>Unidades</b>	<b>Suma X</b>	<b>Suma Y</b>	<b>Suma Z</b>	<b>Resultante</b>
<b>Todo el modelo</b>	N	0.0340343	820.858	0.0337168	820.858

**Fuente:** Elaboración propia**Tensión mínima:** 7968.87 N/m<sup>2</sup>**Nodo:** 14981**Tensión máxima:** 4.17222e+006 N/m<sup>2</sup>**Nodo:** 5669

Los valores anteriores son el resultado de un estudio estático, La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de Von Mises es igual al límite elástico, como se evidencia no va existir falla pues la tensión y el límite elástico no alcanzan a igualarse.

## Conclusiones

Fundamentándose en la información recolectada para el diseño de la máquina moldeadora de panelitas de leche y de los requerimientos de funcionamiento y entorno operacional, se seleccionaron los elementos más idóneos para el cumplimiento de dichos requerimientos. Mediante las simulaciones realizadas a los elementos más críticos del diseño se determinó que los materiales y geometría seleccionados garantizan un correcto funcionamiento de la máquina, ya que se obtuvieron los comportamientos de desplazamientos esperados y óptimos para el diseño del mismo.

El diseño de los engranajes se realizó con un acero comercial AISI 1020 para su mejor comportamiento, ya que son engranajes rectos por su gran facilidad de transmitir velocidades pequeñas y velocidades medias. Ya que los rectos son de gran aplicación cuando se requiere transmitir el movimiento de un eje a otro paralelo y cercano, por otra parte ofrecen una relación de velocidad constante y estable para el buen funcionamiento del modelo propuesto.

El material utilizado para el diseño de la tolva y los rodillos fue el politetrafluoretileno (Teflón) por su condición antiadherente, porque su superficie no está hecha a base de un material pegajoso, los alimentos pueden desplazarse fácilmente en toda la superficie del material, pueden resistir hasta 300°C de temperatura. Tampoco es sensible a productos químicos, aunque es preferible que su limpieza se realice con agua.

Los ejes utilizados para la máquina moldeadora de panelitas de leche fueron diseñados en acero al carbón AISI 1050, ya que es un material que incluye gran resistencia y dureza al momento de soportar las cargas en el proceso de elaboración del producto.

## Recomendaciones

Se recomienda que la selección de cada componente para la máquina es muy importante, ya que estos se comportan como un conjunto y una selección incorrecta de alguno de ellos provocará mal funcionamiento del sistema de transporte incluso su desperfecto.

El diseño de la presente máquina abarca lo concerniente a la producción de las panelitas, por lo que si se desea producir otro tipo de productos se deben realizar los ajustes pertinentes al diseño, ya que la producción y el rendimiento de la máquina se pueden llegar a ver afecta, además de que se deben diseñar los respectivos moldes para su respectivo funcionamiento.

La tolva no debe superar la capacidad estipulada (20kg) para evitar problemas de atascamiento en el sistema de alimentación y que cause así daños mayores en los demás sistemas de la máquina, y produzca gastos mayores, ya que el sistema de los rodillos es delicado y costoso.

## Referencias

- Arias, f. (2006). *El proyecto de investigacion* . Caracas Venezuela: Episteme.
- Arteaga Noguera, L. E. (2014). Obtenido de  
<https://sites.google.com/site/asignaturasauar/mecanismos>
- caro, m. (2017). *maquinas simples y operadores mecanicos*. Obtenido de  
<http://operadoresmecanicos201.blogspot.com.co/>
- Copelia. (2015). *Dulces de leche*. Obtenido de <http://www.alimentoscopelia.com/Historia>
- G Budynas Richard & J nisvett Keith. (2012). *Diseño e ingenieria mecanica de shigley*,  
*Novena edición*. Mexico: Mcgraw- hill.
- García. (2002). *Metodologia de la Investigacion* . Venezuela.
- Heras Lopez, A. A. (2014). *Diseño de Cinta Transportadora*. Obtenido de  
[http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/107822/TFG\\_2013\\_herasA.pdf?sequence=1](http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/107822/TFG_2013_herasA.pdf?sequence=1)
- Moliner, R. (2015). *piñones*. Obtenido de  
[http://www.electronicaestudio.com/docs/1550\\_Tutorial\\_de\\_ENGRANES.pdf](http://www.electronicaestudio.com/docs/1550_Tutorial_de_ENGRANES.pdf)
- ramirez restrepo, r. (2013). *Bandas Transportadoras*. Obtenido de  
<https://rafaelramirezr.files.wordpress.com/2013/06/bandas-transportadoras-1.pptx>
- Ramírez Tejeda, A. (. (s.f.). 2000.
- Sanz, P. H. (2011). *SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE UNA BANDA TRANSPORTADORA*.  
 Leganés,.
- Siemens Werner von. (2017). Obtenido de  
<http://laelectronica8b.blogspot.com.co/2017/09/motores-electricos.html>
- Valdez Aguilar, D. C. (2015). *control automático industrial* . Obtenido de  
[http://repository.uniminuto.edu:8080/xmlui/bitstream/handle/10656/1040/TE\\_VargasMartinezHectorGiovanny\\_2011.pdf?sequence=1](http://repository.uniminuto.edu:8080/xmlui/bitstream/handle/10656/1040/TE_VargasMartinezHectorGiovanny_2011.pdf?sequence=1)

# Apéndice

**Apéndice 1.** Reproducir CD

**Apéndice 2.** Presupuesto de la maquina

<b>MATERIAL</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNITARIO</b>	<b>COSTO TOTAL</b>
Rodamiento de bola a rotula 25 mm SKF	4	\$56.600	\$226.400
Rodamiento de bola a rotula 30 mm SKF	4	\$63.600	\$254.400
Banda Transportadora	1	\$5.000.400	\$5.000.400
Ejes 30 mm de diámetro	2	\$47.835	\$95.670
Ejes de 25 mm de diámetro	3	\$46.090	\$138.288
Rodillos teflón 244 mm	2	\$135.000	\$270.000
Rodillo moldeador teflón 100 mm	1	\$109.799	\$109.799
Estructura lamina de teflón de 1 x 2 m para la tolva	5	\$49.900	\$249.500
Tornillo de 5/8	14	\$700	\$9.800
Motor eléctrico ½ hp	1	\$225.000	\$225.000
Engranés rectos de 288 mm de diámetro	2	\$99.999	\$199.998
Engranés rectos de 144 mm de diámetro	3	\$85.000	\$255.000
Carcaza de seguridad para engranes	1	\$375.000	\$375.000
Diseño de la maquina	1	\$1.200.000	\$1.200.000
Construcción de la maquina	1	\$3.000.000	\$3.000.000
<b>TOTAL</b>			<b>\$11.609.255</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

### Apéndice 3. Soportes del precio de la maquina



Nuevo

## Banda Transportadora O Transportador Para Cargas Medias

\$ 5.000 (US)

36 cuotas de \$ 139 (US)

VISA  

[Más información](#)

Entrega a acordar con el vendedor  
Pereira, Risaralda  
[Consultar costos](#)

¡Único disponible!

[Comprar](#)

 Compra Protegida, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

*Mostradas con patas opcionales de aluminio. Patas de acero pintado de negro son estándar.*



## Rodillo Teflón 244 Mm

\$ 134.990

36 cuotas de \$ 3.750

VISA  

[Más información](#)

Entrega a acordar con la tienda  
Chapinero, Bogotá D.C.  
[Ver costos de envío](#)

Cantidad:

1  

[Comprar](#)

 Compra Protegida, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

 Sumas 67 Mercado Puntos.



**Lubrirod**  
Lubriretenes & Rodamientos  
NIT. 800.215.562-3

DISTRIBUIDOR AUTORIZADO



**Cotizacion No.**  
**L21-000350**

---

**DATOS DEL CLIENTE**

Empresa	Pedro Vides		Fecha de Emision	23 de febrero de 2018
Contacto	Estudiante Ingenieria Mecanica		Ciudad / Sucursal	BUCARAMANGA
Cargo	Ocaña		Direccion	Avda. Oubrdscs No. 14-24
Ciudad	3106817685		Telefono	(7) 671 82 97
Direccion			Vendedor	Alvaro Avendaño
Telefono			Vigencia	5 de marzo de 2018

All trademarks are the property of their respective owners. Any reference to the brand is for product identification purposes only.

ITM	Codigo ERP	Descripcion del Producto	Cantidad	Tiempo de Entrega, Marca y/o Observaciones	Valor Unitario	Valor Total
1		1205 ETN9	4	Rodamiento de bolas a rotula con jaula reforzada de vidrio. SKF.	\$56.600	\$226.400
2		1206 ETN9	4	Rodamiento de bolas a rotula con jaula reforzada de vidrio. SKF.	\$63.600	\$254.400

**Forma de Pago**

Clientes Nuevos: Estricto contado para material en Stock, y 100% anticipado para ordenes aéreas, se requiere Orden de Compra.

Clientes Antiguos: Crédito 30 días, previo estudio de cupo, se requiere Orden de Compra.

**Datos del Banco**

CUENTA A NOMBRE DE LUBRIRETENES Y RODAMIENTOS S.A.S. - NIT. 800.215.562-3  
BANCO DAVIVIENDA - CUEANTA CREDIPLUS CORRIENTE NO. 470169994329 - SUCURSAL TUNJA

**Validez de la Oferta**

Diez (10) días calendario a partir de la fecha de esta propuesta  
La disponibilidad se entiende salvo previa venta  
Mencionar el número de cotización en el momento de enviar la orden de compra

**Notas Adicionales**

Subtotal \$480.800

IVA 19% \$91.352

Fletes

**TOTAL \$572.152**



Nuevo

## Uxcell 30 Mm Diámetro 80 Mm Longitud Acero Inoxidable Eje Red

\$ 47.835

Hasta 12 cuotas de \$ 3.986 sin interés



[Más información](#)

Entrega a acordar con el vendedor  
Medellín, Antioquia  
[Consultar costos](#)

Cantidad:  ^ v

Comprar

✔ **Compra Protegida**, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

🏆 Sumas 23 Mercado Puntos.



Nuevo

**Uxcell 25 Mm Diámetro 80 Mm Longitud Acero Inoxidable Eje Red** 

**\$ 46.096**

 Hasta 12 cuotas de \$ 3.841 sin interés:

[Más información](#)

 Entrega a acordar con el vendedor  
Medellín, Antioquia  
[Consultar costos](#)

Cantidad:   

[Comprar](#)

 **Compra Protegida**, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

 Sumas 23 Mercado Puntos.



1 vendido

**Rodillo Teflón 100 Mm** 

**\$ 109.799**

 36 cuotas de \$ 3.050

[Más información](#)

 Entrega a acordar con la tienda  
Chapinero, Bogotá D.C.  
[Ver costos de envío](#)

Cantidad:   

[Comprar](#)

 **Compra Protegida**, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

 Sumas 225 Mercado Puntos.



1 vendido

[♡](#)

## Estructura(Lamina) Teflón 1x2 Mts

# \$ 49.900

 36 cuotas de \$ 1.386

[Más información](#)

 Entrega a acordar con la tienda  
Chapinero, Bogotá D.C.

[Ver costos de envío](#)

Cantidad:

1
^  
v

Comprar

 **Compra Protegida**, recibe el producto que esperabas o te devolvemos tu dinero.

 Sumas 390 Mercado Puntos.



MINGDI TRANSMISSION ISO9001

View larger image








Changzhou maquinaria OEM fábrica precio real de engranajes para la venta

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

# \$ 85.000

Capacidad de La fuente: 50000 Set/s por Mes

puerto: Shanghai

Contactar

Loading...





#### Apéndice 4. Evidencias fotográficas



