

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA LINEAL
PARA LA INDUSTRIA DEL CALZADO**

AUTOR:

DANIEL SEBASTIÁN GAMBOA SANTANA

DIRECTOR:

ING. LUÍS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN

Quito, octubre del 2016

Cesión de derechos de autor

Yo, Daniel Sebastián Gamboa Santana con documento de identificación N° 180385887-5 manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA LINEAL PARA LA INDUSTRIA DEL CALZADO” mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En la aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impresa y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, octubre del 2016



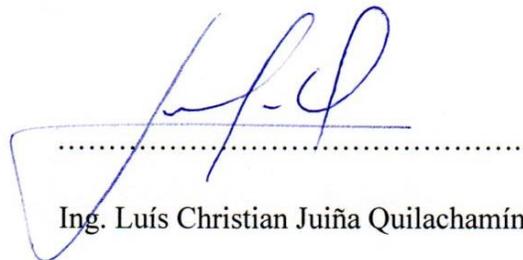
Daniel Sebastián Gamboa Santana

Cédula: 180385887-5

Declaración de coautoría del docente tutor

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA LINEAL PARA LA INDUSTRIA DEL CALZADO”, realizado por Daniel Sebastián Gamboa Santana, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, octubre del 2016



.....

Ing. Luis Christian Juiña Quilachamín

Cédula: 171370450-8

Dedicatoria

Dedico este proyecto de titulación a Dios por darme los medios y facultades para culminar un objetivo más que ha estado en su gran voluntad para cumplirse en mí.

A mis padres Mentor Gamboa y Haydee Santana, por ser los motores más fuertes e importantes en mi vida entregándome su apoyo incondicional e inculcándome valores de esfuerzo, trabajo, dedicación y sacrificio que han sabido formarme como un hombre de bien.

A mi familia en especial a mis hermanos Belén Gamboa y Josué Gamboa quienes son una parte importante en mi vida.

Agradecimiento

Mi más sincero agradecimiento al Ingeniero Luís Juiña por el apoyo brindado en el proceso del proyecto de titulación, de la misma manera para todos y cada uno de los ingenieros que impartieron sus conocimientos a lo largo de mi carrera universitaria, los cuales se encuentran plasmados en este proyecto.

Índice

CAPÍTULO 1	3
MARCO TEÓRICO	3
1.1 Situación actual	3
1.2 Selección de parámetros	15
1.2.1 Calidad del corte de las piezas	16
1.2.2 Cantidad o número de piezas cortadas	16
1.2.3 Tiempo de corte	16
1.2.4 Seguridad para el operario	17
1.2.5 Preparación y habilidad del operario para manejar la herramienta	17
1.2.6 Desperdicio de material	17
1.2.7 Costo	17
1.3 Matriz de decisiones	18
CAPÍTULO II	21
DISEÑO DE LA TROQUELADORA LINEAL DE RODILLOS	21
2.1 Fuerza de corte	21
2.2 Diseño del sistema mecánico	25
2.2.1 Resistencia del material	27
2.3 Cálculos de las fuerzas y parámetros que intervienen en el proceso de troquelado	28
2.3.1 Fuerzas de troquelado	28
2.3.1.1 Fuerza de troquelado resultante	29
2.3.1.2 Diseño de cargas	31
2.3.2 Fuerza de rozamiento	33
2.3.3 Torque generado por el rodillo (<i>Trodillo</i>)	34
2.3.4 Velocidad de giro o angular (w)	34
2.3.5 Potencia requerida (P)	35
2.3.6 Cálculo de pernos de sujeción de los volantes	37

2.3.7 Aplicaciones comunes de elementos roscados.....	40
2.3.8 Cálculos sistema motriz.....	43
2.3.9 Relación de transmisión.....	46
2.3.10 Cálculo de sistema de transmisión del reductor al rodillo motriz.....	51
2.3.10.1 Cálculo de diseño	53
2.3.10.2 Cálculo de velocidad lineal de la cadena	54
2.3.10.3 Cálculo de la tensión del lado de empuje:	54
2.3.10.4 Cálculo de coeficiente de seguridad (K)	55
2.3.10.5 Cálculo de la presión en las articulaciones:	55
2.3.10.6 Cálculo de la longitud de la cadena:.....	55
2.3.11 Disponibilidad de la máquina	62
2.3.12 Cálculo de la estructura	68
2.3.13 Cálculo de pandeo de la estructura	72
2.3.14 Cálculo de soldaduras.....	75
CAPÍTULO III.....	79
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....	79
3.1 Análisis económico	79
3.1.1. Costo de materia prima.....	79
3.1.2 Costos de máquina	80
3.1.3 Costo de mano de obra de la máquina.....	81
3.1.4 Costos de insumos	81
3.1.5 Costo de diseño	82
3.1.6 Gastos Indirectos	83
3.1.7 Costo total de fabricación	83
3.2 Análisis financiero.....	83
3.2.1 Activo Fijo	83
3.2.2 Mantenimiento del activo fijo	84

3.2.3 Costo de tercerización del proceso del conformado	85
3.2.3 Mano de obra directa.....	85
3.2.3 Servicios básicos.....	85
3.3 Periodo de recuperación de la inversión.....	87
CAPÍTULO IV	89
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	89
4.1Proceso de construcción de la troqueladora lineal de rodillos	89
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	93
REFERENCIAS.....	95

Índice de tablas

Tabla 1. Producción nacional de calzado	5
Tabla 2. Tiempo de procesos	11
Tabla 3. Alternativas de corte.....	18
Tabla 4. Ponderaciones	19
Tabla 5. Resumen de análisis de alternativas	19
Tabla 6. Resultados de ensayos para fuerza de corte de cuero.....	24
Tabla 7. Diseño de cargas	32
Tabla 8. Características de los pernos de sujeción	39
Tabla 9. Factores de seguridad para acoplamiento OK y factores de choque S para los pernos Supergrip.	39
Tabla 10. Características de las roscas unificadas de paso fino y de paso basto	41
Tabla 11. Características de los pernos de sujeción	41
Tabla 12. Identificación de la sección transversal.....	49
Tabla 13. Características mecánicas del oleoducto con norma de tubería Cedula 40	62
Tabla 14. Propiedades geométricas de las secciones calculadas basándose en las dimensiones indicadas por los fabricantes.....	73
Tabla 15. Límite de Fluencia Incrementado.....	74
Tabla 16. Identificación de Pernos	77
Tabla 17. Apriete de pernos.....	78
Tabla 18. Costo de materia prima	80
Tabla 19. Costo de máquina	81
Tabla 20. Costo de la mano de obra	81
Tabla 21. Costo de los insumos	82
Tabla 22. Costo total directo.....	82
Tabla 23. Costos Indirectos	83
Tabla 24. Costo total de fabricación	83
Tabla 25. Activo fijo.....	84
Tabla 26. Costo de mantenimiento de la troqueladora	84
Tabla 27. Costo del proceso de conformado	85
Tabla 28. Costo de mano de obra directa.....	85
Tabla 29. Periodo de recuperación de la inversión	87

Índice de figura

Figura 1. Layout fábrica CALZADO HAYDEE SANTANA.....	7
Figura 2. Proceso de producción CALZADO HAYDEE SANTANA.....	10
Figura 3. Gráfico de proceso de producción.....	11
Figura 4. Diagrama de Pareto.....	12
Figura 5. Cuarto de corte.....	13
Figura 6. Cortapapel – moldes – superficie metálica	13
Figura 7. Plantillas o moldes	14
Figura 8. Modelo calzado.....	14
Figura 9. Precisión de los perfiles	15
Figura 10. Daños en la herramienta de corte y accidentes: cortaduras	15
Figura 11. Esquema troqueladora lineal de rodillos	21
Figura 12. Rodillos de troqueladora	22
Figura 13. Rodillos, moldes, figuras	22
Figura 14. Fuerzas en el proceso de troquelado.....	23
Figura 15. Ensayos para determinar fuerza de corte	24
Figura 16. Fuerza total para troquelar.....	25
Figura 17. Conjunto de volante para rodillo superior.....	26
Figura 18. Características del tubo negro cuadrado y el tubo redondo.....	27
Figura 19. Especificaciones del tubo redondo	27
Figura 20. Especificaciones del tubo cuadrado.....	28
Figura 21. Longitud total entre apoyos	29
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre	29
Figura 23. Diagramas de fuerzas, fuerzas cortantes y momento flector	31
Figura 24. Transmisión propuesta.....	35
Figura 25. Volantes y soportes para rodillo superior.....	38
Figura 26. Elementos de unión roscados	42
Figura 27. Relación de transmisión	46
Figura 28. Correas.....	49
Figura 29. Esquema de poleas y banda.....	50
Figura 30. Sección de cadena de rodillos simple Din 8187 (norma europea)	51
Figura 31. Conexión entre cadena y una rueda dentada	52
Figura 32. Punto neutro (N) de los al momento del aplastamiento	57

Figura 33. Longitud de arco proyectado (Lp).....	58
Figura 34. Parámetros geométricos utilizados en el análisis del troquelado	58
Figura 35. Área de contacto del rodillo	63
Figura 36. Diagrama de fuerzas	64
Figura 37. Apoyos apernados	65
Figura 38. Correspondencia del perno a ser utilizado en los apoyos de sujeción.	66
Figura 39. Parámetros de las chumaceras	67
Figura 40. Datos técnicos de SKF SY 40 TF de chumacera	67
Figura 41. Tubo cuadrado Estructural	69
Figura 42. Diseño de la estructura de la troqueladora lineal	70
Figura 43. Representación de la carga que actúa en la estructura.....	71
Figura 44. Diagrama de reacciones en la estructura.....	71
Figura 45. Diagrama de esfuerzo axial y deformación en la estructura de la troqueladora	72
Figura 46. Diagrama de secciones críticas en la estructura.....	72
Figura 47. Estructura del tubo cuadrado	73
Figura 48. Zona crítica de acción y deformación estructural	75
Figura 49. Tipo de juntas en la estructura de la troqueladora	76
Figura 50. Fuerzas de tracción y compresión	76
Figura 51. Esquema eléctrico	78
Figura 52. Servicio Industrial artesanal de energía eléctrica.....	86
Figura 53. Corte de rodillos	89
Figura 54. Corte de ejes laterales de soporte para los rodillos.....	89
Figura 55. Rectificación placas para tapas laterales de rodillos	89
Figura 56. Soldadura de placas perforadas a rodillo	90
Figura 57. Rectificación de soldadura.....	90
Figura 58. Limpiar y pulir óptimamente los volantes.....	90
Figura 59. Proceso de armado de la estructura.....	90
Figura 60. Soldadura de la estructura	91
Figura 61. Montaje de las chumaceras y el rodillo.....	91
Figura 62. Formar las placas base para volantes laterales del rodillo superior.....	91
Figura 63. Montaje del rodillo con los volantes laterales	92

Resumen

El presente proyecto de titulación tiene como objetivo el diseño y construcción de una máquina troqueladora lineal en la industria del calzado, para facilitar el proceso de corte del cuero, utilizado en la fabricación de calzado deportivo. Para el desarrollo del proyecto se han ejecutado las actividades que se detallan a continuación, considerando la información más relevante para lograr alcanzar los objetivos planteados.

En primer lugar se realizó una recopilación teórica de conceptos y procedimientos fundamentales para la ejecución de trabajo, planteando la selección de alternativas y la matriz de decisiones. En el marco teórico se presenta al lector la situación actual de la empresa referente al proceso de corte del cuero en la fabricación del calzado. La selección de alternativas presenta el estudio de las diferentes opciones que existen para realizar el proceso de corte y cuáles son los más empleados por los fabricantes de calzado en la actualidad, lo que permite obtener la mejor alternativa que se ajuste a las necesidades y requerimientos. Posteriormente se realiza el diseño de la troqueladora, en el cual se detalla la información técnica necesaria y los cálculos respectivos para cada elemento de la misma.

Además, se plantea el análisis económico del proyecto, el mismo que hace referencia a los costos totales de la construcción de la troqueladora y la verificación de la factibilidad del proyecto a través del cálculo del VAN y el TIR. Finalmente, se detalla el proceso de construcción y montaje de todas y cada una de las partes que conforman la troqueladora.

Palabras claves: diseño, construcción, troqueladora, lineal, industria, calzado

Abstract

This project aims to design and construction of a linear stamping machine in the footwear industry, to facilitate the process of cutting the leather used in the manufacture of sports shoes. For the project, they have been carried out the activities listed below, considering the most relevant to achieve the objectives.

First, a theoretical collection of fundamental concepts and procedures for the execution of work. In addition the selection of alternatives and decision matrix was raised was performed. In the theoretical framework, the reader is presented the current situation of the company regarding the process leather cutting in shoemaking. The selection of alternatives presents the study of the various options available for the cutting process and what are the most used by shoe manufacturers today. The best alternative that meets the needs and requirements is chosen. Subsequently, the design of the punch is performed, in which the necessary technical information and the respective calculations for each item is detailed.

In addition, the economic analysis of the project arises, the same refers to the total costs of the construction of the punch and verification of the feasibility of the project by calculating the NPV and IRR. Finally, the process of construction and assembly of each and every one of the parts that make the die cutter is detailed.

Keywords: design, construction, stamping machine, linear, industry, footwear

Introducción

La industria manufacturera en el Ecuador ha tenido gran acogida a lo largo de los últimos años, pues se ha constituido en una de las principales fuentes de ingreso de los ecuatorianos, especialmente en la confección de calzado. Esto ha generado que las grandes, medianas y pequeñas industrias se vean en la necesidad de adquirir maquinaria que facilite el proceso de producción de su actividad.

La gran competencia industrial en cuanto a la productividad hace necesario el uso de maquinarias para las empresas de calzado. Una de las principales características del sistema de producción de calzado es su intensa mano de obra, la misma que debido a la falta de maquinaria se ve obligado a usar técnicas tradicionales, razón por la cual es de suma importancia mejorar la calidad de los productos, para de esta manera alcanzar la satisfacción de los clientes y así obtener mayor productividad y ganancias deseadas.

Con la implementación de una troqueladora lineal para la producción de calzado se logrará el mejoramiento de los procesos, ya que esta máquina proporcionará confiabilidad para estos trabajos que a veces son un poco complejos si no se tienen las herramientas y conocimientos adecuados. Además de ello permite la reducción de costos o el pago a terceros por el desarrollo de esta tarea y se logrará el objetivo de producir piezas sin ningún defecto.

Objetivos

Objetivo General

Diseñar y construir una máquina para producir el corte en el cuero, con un sistema de rodillos.

Objetivo Específico

- Definir la capacidad actual de producción de calzado en la empresa “Calzado Haydee Santana”
- Seleccionar alternativas para realizar el proceso de corte del cuero
- Diseñar los elementos necesarios que conforman la máquina
- Seleccionar las partes normalizadas que integran el equipo
- Realizar el análisis económico de la máquina propuesta
- Construir la máquina con las especificaciones diseñadas
- Evaluar el funcionamiento de la máquina

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1 Situación actual

La industria textil contribuye al crecimiento del sector manufacturero con un valioso aporte, las exportaciones de artículos relacionados con esta industria han presentado en los últimos años un crecimiento significativo. La actividad textil es considerada como una de las principales fuentes generadoras de empleo, pues demanda gran cantidad de mano de obra y además requiere de insumos de otros sectores como el agrícola, ganadero, industria química, industria plástica, entre otras, razón por la cual es denominada como industria integrada. (Carrillo, 2010, p.2) La producción textil en Ecuador tuvo su inicio con la aparición de industrias dedicadas al procesamiento de lana, sin embargo a inicios del siglo XX se introdujo el algodón, el mismo que tuvo su auge e impulsó a la producción hasta la década de los 50 en la que se promovió la utilización de esta fibra y a partir de ella se fueron dando uso a nuevos productos e insumos en la industria textil. (Dirección de Inteligencia Comercial e Inversiones, 2012, pág. 2)

Dentro de la industria textil, se encuentra la producción de calzado y hoy en día, se utiliza gran variedad de materiales, uno de los más importantes es la piel de res y otra opción es el cuero sintético, mismo que representa una de las mejores alternativas dentro de la fabricación de calzado, por su resistencia, variedad, bajos costos y facilidad adquisitiva.

Una de las más grandes industrias de la producción de calzado se encuentra en la ciudad de Ambato provincia de Tungurahua, pues de acuerdo con la publicación virtual del

Directorio de calzado en Ecuador (2010), se menciona que “la producción nacional de calzado abarca el 84% de la oferta global. Ambato provincia del Tungurahua, es la principal proveedora del producto”, otro dato importante a mencionar es el arancel dentro de las normativas y leyes de las salvaguardias que dio el gobierno, el cual encareció y restringió la importación de zapatos, provocando así el incremento de la producción nacional de calzado, por lo que los comerciantes decidieron negociar y vender calzado ambateño.

En cuanto a la producción dentro de la ciudad, la política arancelaria permitió que el calzado ambateño, se vuelva más competitivo, por citar un ejemplo, un zapato importado de la China tenía un costo de \$5, mientras que un zapato ambateño costaba de \$10 a \$15, por lo que las personas optaban por adquirir el zapato chino, a pesar de su muy baja calidad, pero actualmente gracias a las nuevas políticas, se frenó ese tipo de importaciones, logrando así que la producción aumentara, manteniendo excelente calidad y precios justos acordes a los procesos aplicados en su fabricación.

La medida planteada benefició de gran manera a la producción zapatera, pues “en el año 2009 la capacidad de las industrias era la misma que en la actualidad, con la diferencia que se fabricaban alrededor de 300 pares por fábrica porque la demanda no era muy grande, pero ahora la demanda aumento en un 15% con la fabricación de 600 pares de zapatos por día” (Calzado Ecuador, 2010) , es así que propietarios de fábricas, talleres artesanales, y otras personas que tomaron la decisión de invertir en microempresas de calzado han ampliado su campo de producción y venta.

La importante producción de calzado ha logrado mover la economía del país. Ecuador tuvo un aumento de producción de pares de zapatos, dado que en el año 2008 se produjo 15 millones de pares, mientras que en el año 2011 la producción alcanzó los 28 millones de pares. Además manifiestan que las ventas de este sector se incrementaron de los \$45 millones del año 2006 a más de \$ 151 millones en el año 2011. (Ministerio de Industrias y Productividad, 2013)

Este rendimiento logró que el número de productores se incremente a nivel nacional, pues ofrece un sinnúmero de puestos de trabajo en toda la cadena productiva.

En la tabla 1, se muestra la producción nacional de calzado, observándose que las provincias más importantes dentro de la producción de calzado son: Tungurahua, Guayas, Pichincha, Azuay, destacando que Tungurahua mantiene el nivel más alto en la producción total.

Tabla 1. Producción nacional de calzado

PROVINCIA	% PRODUCCIÓN
Tungurahua	50
Guayas	18
Pichincha	15
Azuay	12
El Oro	3
Otros	2
Total	100

Fuente: Cámara de Calzado de Tungurahua (CALTU)
Elaborado: Daniel Gamboa

La tradición en la confección del calzado tiene su origen en la ciudad de Ambato, que mantiene este liderazgo a lo largo de los tiempos lo que convierte a Ambato en la pionera de esta importante actividad a nivel nacional (El Heraldó, 2014).

Ambato, capital de la provincia de Tungurahua tiene exclusividad en la distribución de los insumos necesarios o materia prima para la fabricación del calzado al ser considerada como la capital nacional del calzado.

Datos expresados por CALTU (Cámara de calzado de Tungurahua) a través de su presidenta Lilia Elizabeth Villavicencio en una entrevista se menciona:

Según el INEC (Instituto de estadísticas y censos), el sector de la industria del calzado generó \$465 millones, también que la fabricación de calzado cuenta actualmente con unas 2500 empresas pequeñas, medianas, y grandes con una capacidad productiva de 32 millones de pares de zapatos (El Telégrafo, 2014)

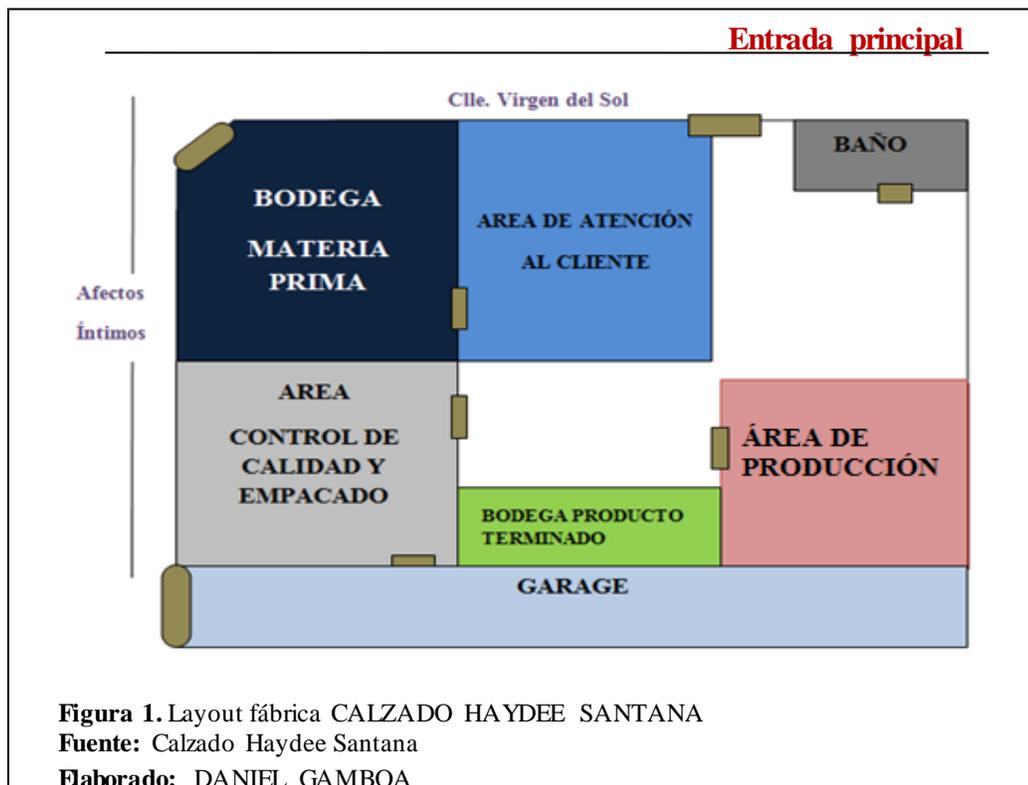
Dichos datos dejan entrever que la industria del calzado es una de las más importantes dentro de la economía local ya sea grandes o pequeños emprendimientos que no solo generan fuentes de trabajo sino además grandes ingresos para el país.

CALZADO HAYDEE SANTANA

Las micro, pequeñas y medianas empresas denominadas MIPyME son de gran aporte dentro del tejido empresarial ecuatoriano, pues de acuerdo a los datos del Censo Nacional económico del 2010, de cada 100 empresas, 99 se encuentran dentro de esta categoría, lo que conlleva a determinar que las micro, pequeñas y medianas empresas contribuyen notablemente a la consolidación del sistema productivo del Ecuador. (Araque, 2012, pág. 1)

Es así que una de las pequeñas empresas es CALZADO HAYDEE SANTANA, el taller de fabricación del producto está localizado en Ambato a 5min. del centro de la ciudad, manteniendo un volumen de producción semanal de 60 pares.

En la figura 1 se puede apreciar las diferentes áreas de trabajo, y como está distribuido el espacio físico dentro de la fábrica CALZADO HAYDEE SANTANA.



Al igual que el resto de pequeños talleres, CALZADO HAYDEE SANTANA maneja un proceso artesanal para la fabricación del calzado, todas las actividades se realizan de forma manual por los operarios del taller. Es decir, la mayoría de los procesos de producción son realizados manualmente con ayuda de ciertas herramientas, y la utilización materia prima local, desarrollando procesos tradicionales que se transmiten de una persona a otra. (UNAM, 2009-2010).

En la empresa CALZADO HAYDEE SANTANA se desarrollan los siguientes procesos:

- **Elección del tipo de calzado**

Se lo realiza acorde a la tendencia de moda que se utilice, conforme también a la temporada se analiza el diseño a producir.

- **Selección y compra de materia prima**

La materia prima, se la encuentra en los distintos locales destinados a la venta de materiales e insumos para la fabricación de calzado, la selección del material y sus características depende en gran manera del modelo de calzado a fabricar.

- **Horma**

Es seleccionada en el taller de fabricación de calzado, esta va según el modelo que va a tener el calzado, y según las medidas que se vayan a manejar en el lote de producción.

- **Corte**

Se lo realiza sobre el cuero natural, o cuero sintético como materia prima, según sea la necesidad en la elaboración del calzado, se corta el cuero con las ayudas de plantillas o moldes previamente fabricadas según el modelo y la talla a fabricar.

- **Plantillas**

Aquí se designa las plantillas, las mismas que también son cortadas con moldes según las medidas de cada zapato.

- **Aparado**

En esta actividad se unen las piezas cortadas mediante procesos de costura, es aquí donde se da forma al calzado, esta actividad es realizada por un operador que utiliza una máquina destinada para esta actividad.

- **Armado y plantado**

Mediante el empleo de cemento de contacto y otras pegas industriales, se procede a fijar la planta o suela al conjunto de piezas cocidas anteriormente.

- **Acabado**

Se coloca los pasadores o cordones en el calzado, aquí también se realiza la quema de hilos que en ocasiones quedan expuestos por las costuras realizadas.

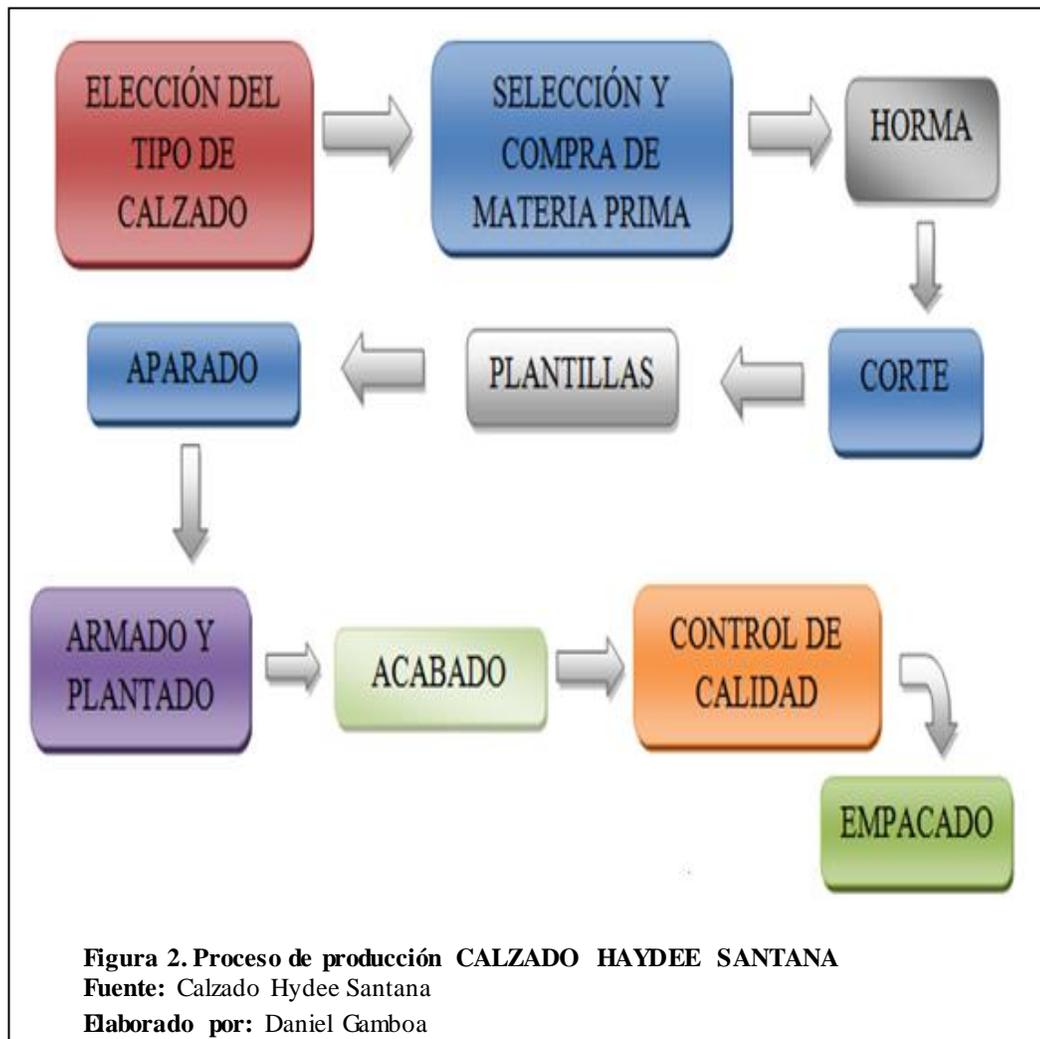
- **Control de calidad**

Para el control de calidad se verifica que las costuras, y las partes unidas con cemento de contacto estén correctamente pegadas. La limpieza de la superficie del calzado es una parte muy importante que se toma en cuenta en esta actividad.

- **Empacado**

Se coloca el producto terminado en fundas y se los agrupa según el modelo y la serie que corresponde a las medidas de su fabricación.

La figura 2 representa el proceso de producción de calzado.



Cada una de las actividades desarrolladas son importantes y consecutivas en la producción del calzado, en la figura 3 se explica de forma clara y ordenada cada actividad con su respectiva acción.

Descripción del Proceso	Dist. En metros	Tiempo En minuto	Símbolos y Gáficos
Elección tipo de calzado		30	● → ■ ▽
Selección y compra materia prima	1500	240	● → ■ ▽
Preparación de Hormas	1500	15	● → ■ ▽
Corte del material	2	240	● → ■ ▽
Corte de las plantillas	1,5	15	● → ■ ▽
Proceso de aparato	2000	120	● → ■ ▽
Armado y plantado	1000	120	● → ■ ▽
Acabado	1000	60	● → ■ ▽
Control de calidad	1	30	● → ■ ▽
Empacado	0,5	30	● → ■ ▽
Almacenado	2	10	● → ■ ▽
TOTALES	7007	910	5 5 3 1

Figura 3. Gráfico de proceso de producción
Fuente: Calzado Haydee Santana. (Jay, 2007)
Elaborado: Daniel Gamboa

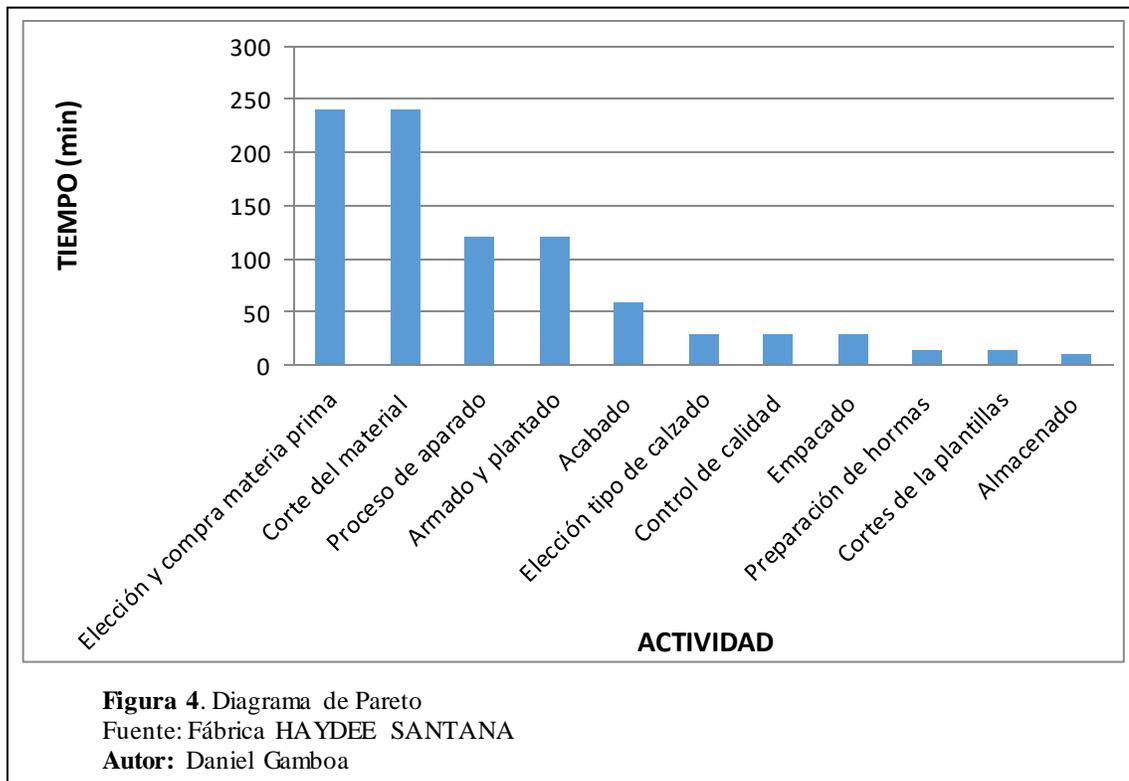
Acorde con la figura 3 una de las actividades que conlleva mayor cantidad de tiempo es el corte del material, el cual representa el 26.37% del tiempo total de la producción de calzado, como se muestra en la tabla 2 % Tiempo de procesos

Tabla 2. Tiempo de procesos

ACTIVIDAD	TIEMPO (min)	%	% ACUMULADO
Elección y compra materia prima	240	26%	26%
Corte del material	240	26%	53%
Proceso de aparato	120	13%	66%
Armado y plantado	120	13%	79%
Acabado	60	7%	86%
Elección tipo de calzado	30	3%	89%
Control de calidad	30	3%	92%
Empacado	30	3%	96%
Preparación de hormas	15	2%	97%
Cortes de la plantillas	15	2%	99%
Almacenado	10	1%	100%
	910	100%	

Fuente: Fábrica HAYDEE SANTANA
Autor: Daniel Gamboa

Mientras que otros procesos como el aparado y el plantado ocupan el 13.19% cada uno, del total de 910 min, mostrados en la figura 4 Diagrama de Pareto (Jay, 2007, pág. 260)



Los tiempos están basados y medidos en acciones repetitivas en la producción que desarrolla calzado HAYDEE SANTANA, diariamente, consiguiendo así un volumen de producción total de 60 pares de zapatos por semana.

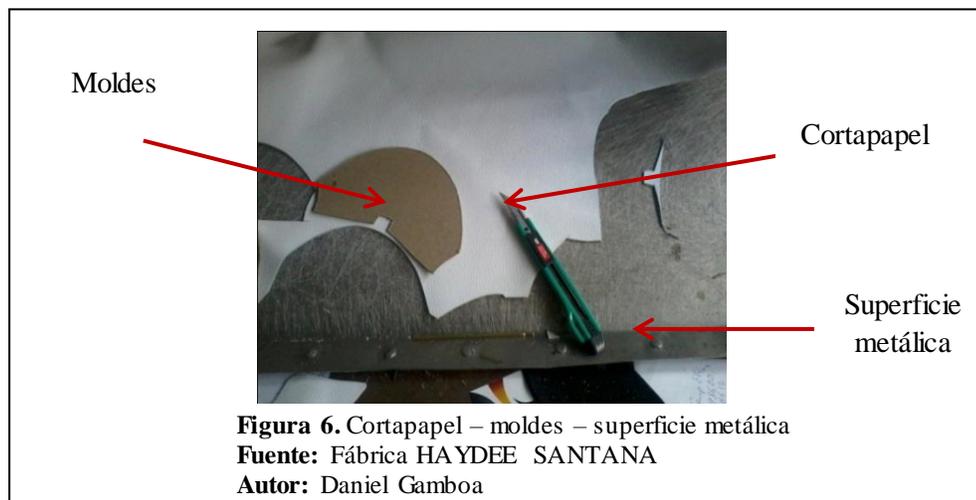
Mediante la experimentación y análisis de tiempos realizado en un periodo de cuatro semanas, en un campo de trabajo de 8 horas diarias, se observa que una de las actividades que conlleva mayor cantidad de tiempo dentro de la producción, y que representa un cuello de botella, es el corte de la materia prima, donde la persona encargada de dicha actividad emplea 4 horas por 12 pares de zapatos, es decir un total de 20 horas por los 60 pares, 20 horas donde toda la producción está totalmente parada, debido a que la producción es de tipo secuencial y consecutiva.

Como se muestra en la figura 5, el proceso de corte es realizado en un cuarto de 1.5m x 2m dentro de las instalaciones de la fábrica, este cuarto consta del espacio necesario y adecuado donde se almacena las planchas de la materia prima que se dará forma con los cortes para seguir con su posterior actividad que es el aparado.



Figura 5. Cuarto de corte
Fuente: Fábrica HAYDEE SANTANA
Autor: Daniel Gamboa

El operario cuenta con los implementos necesarios para la actividad, utiliza un estilete, chaveta, o cortapapel presentado en la figura 6, con el cual corta el cuero que se coloca sobre una superficie metálica montada en una mesa.



Para realizar los cortes, el operario ejerce presión con el filo cortante del cortapapel sobre el cuero siguiendo la forma de moldes o plantillas, previamente fabricadas y dimensionadas, figura 7, según la talla y modelo del calzado que se esté fabricando.



El proceso de corte para la fabricación de un par de zapatos (figura 8), consta de 24 partes, 60 pares de zapatos consta de 288 partes que el operario lo realiza en 4 horas. La tasa de producción semanal de calzado HAYDEE SANTANA actualmente es de 60 pares.



La calidad y precisión de los cortes van acorde al nivel de cansancio o fatiga del trabajador, ya que depende mucho de sus sentidos para realizar esta actividad, por lo que todo esto influye en la precisión de los perfiles (figura 9), desperdicio de material, daños en la herramienta de corte y también puede presentar accidentes como: cortaduras, figura 10, todo esto durante el desarrollo de esta actividad.

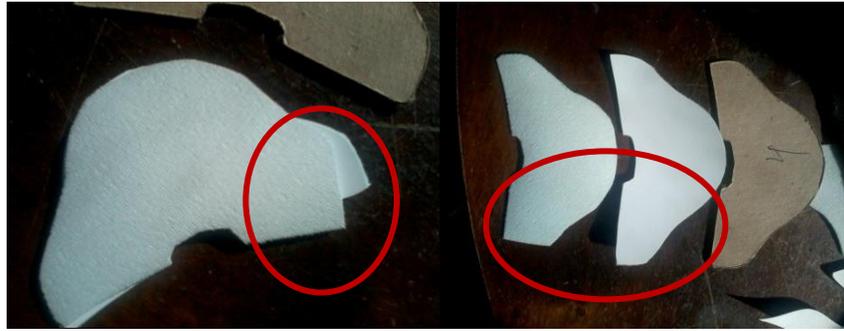


Figura 9. Precisión de los perfiles
Fuente: Fábrica HAYDEE SANTANA
Autor: Daniel Gamboa



Figura 10. Daños en la herramienta de corte y accidentes:cortaduras
Fuente: Fábrica HAYDEE SANTANA
Autor: Daniel Gamboa

1.2 Selección de parámetros

Para tomar la mejor decisión dentro del proceso de corte en la fabricación del calzado, hay ciertos parámetros que se requieren:

- Calidad del corte de las piezas
- Cantidad o número de piezas cortadas
- Tiempo de corte
- Seguridad para el operario
- Preparación y habilidad del operario para manejar la herramienta
- Desperdicio de material
- Costo

1.2.1 Calidad del corte de las piezas

Aquí se toma muy en cuenta las características que tiene cada una de las piezas a cortar, las cuales deben ser iguales a los moldes o figuras que posee la empresa, estas características están relacionadas a estándares correctamente dimensionados, y a la igualdad de cada perfil de la figura.

La calidad del corte es uno de los parámetros más importantes ya que de esto depende la aceptación y valoración de la imagen para un excelente calzado.

1.2.2 Cantidad o número de piezas cortadas

El aumento de la producción en la empresa está relacionado directamente con la cantidad de piezas que el operario puede cortar, por lo que uno de los principales objetivos es llegar a satisfacer la demanda existente en el área del calzado. El aumento en el número de piezas cortadas facilitara y agilítara en gran manera el aumento de producción dentro de la empresa.

1.2.3 Tiempo de corte

El tiempo para el proceso de corte dentro de la fabricación del calzado muchas veces representa un cuello de botella, si los cortes no están listos a tiempo o no se agilítara este proceso toda la producción se detiene, por lo que este proceso debe realizarse en el menor tiempo posible.

1.2.4 Seguridad para el operario

Al ser este un proceso que el operario realiza de forma manual, corre un gran riesgo de sufrir accidentes. Uno de los accidentes más comunes al cual se expone el operario son las cortaduras en sus manos, porque estas están expuestas sin ningún tipo de protección.

1.2.5 Preparación y habilidad del operario para manejar la herramienta

El proceso de corte no es sencillo, requiere de una cierta habilidad o destreza, la cual se obtiene con el tiempo realizando esta actividad, por lo que si el operario encargado no tiene la suficiente destreza, no podrá realizar este trabajo de una manera adecuada, poniendo así en riesgo su seguridad, y realizará cortes de mala calidad en un extenso rango de tiempo.

1.2.6 Desperdicio de material

Uno de los intereses más importantes para la empresa es la disminución de desperdicios del material ya que esto representa ahorro dentro de la producción, la experiencia que el operario tiene en realizar este proceso es muy importante, porque el con sus años de trabajo sabe la forma de colocar los moldes o plantillas al momento de cortar permitiendo la optimización del material.

1.2.7 Costo

El dinero que se destina para realizar este proceso dentro de la producción no tiene que ser un excedente o no tiene que representar un aumento del gasto total, el cual al final de la producción terminará influyendo en el valor del calzado.

Alternativas para el proceso de corte

Existen muchas alternativas para realizar el proceso de corte del material, pero las más comunes y utilizadas en la fabricación del calzado son las siguientes:

- 1 Chavetas (cutters)
- 2 Bisturís
- 3 Tijeras
- 4 Máquina troqueladora de cuero
- 5 Troqueladora lineal de rodillos

1.3 Matriz de decisiones

- 1 Calidad en el corte de las piezas
- 2 Cantidad de piezas cortadas
- 3 Tiempo de corte
- 4 Seguridad para el operario
- 5 Preparación y habilidad del operario para manejar la herramienta
- 6 Desperdicio de material
- 7 Costo

Tabla 3. Alternativas de corte

#	ALTERNATIVAS
1	Chavetas (cutters)
2	Bisturís
3	Tijeras
4	Máquina troqueladora de cuero
5	Troqueladora lineal de rodillos

Elaborado por: Daniel Gamboa

Tabla 4. Ponderaciones

PONDERACIONES	
5	Muy satisfactorio
4	Algo satisfactorio
3	Satisfactorio
2	Poco satisfactorio
1	Nada satisfactorio

Elaborado por: Daniel Gamboa

En la tabla 5 se resume el análisis entre las alternativas y los criterios acorde a cada ponderación asignada.

Tabla 5. Resumen de análisis de alternativas

CRITERIOS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Idea 1
Calidad Corte de las piezas	3	3	2	5	5	5
Cantidad de piezas	3	3	3	3	5	5
Tiempo de corte	3	3	3	4	5	5
Seguridad para operario	2	2	3	2	5	5
Preparación y habilidad de operario	5	5	4	3	4	5
Desperdicio material	4	4	2	3	3	5
Costo	5	5	3	1	3	5
RESULTADO	25	25	20	21	30	40

Elaborado por: Daniel Gamboa

Como resultado de la tabla 5 se obtiene a la Alternativa 5, Troqueladora lineal de rodillos como la mejor a escoger, ya que esta cumple de una manera satisfactoria con cada uno de los criterios que se necesitan para la fabricación de calzado.

La máquina troqueladora lineal de rodillos funciona con un módulo central que está formado por dos rodillos, el rodillo superior que ejerce la presión para realizar el corte en el material, y el rodillo inferior o motriz que es el cual permitirá el desplazamiento del conjunto.

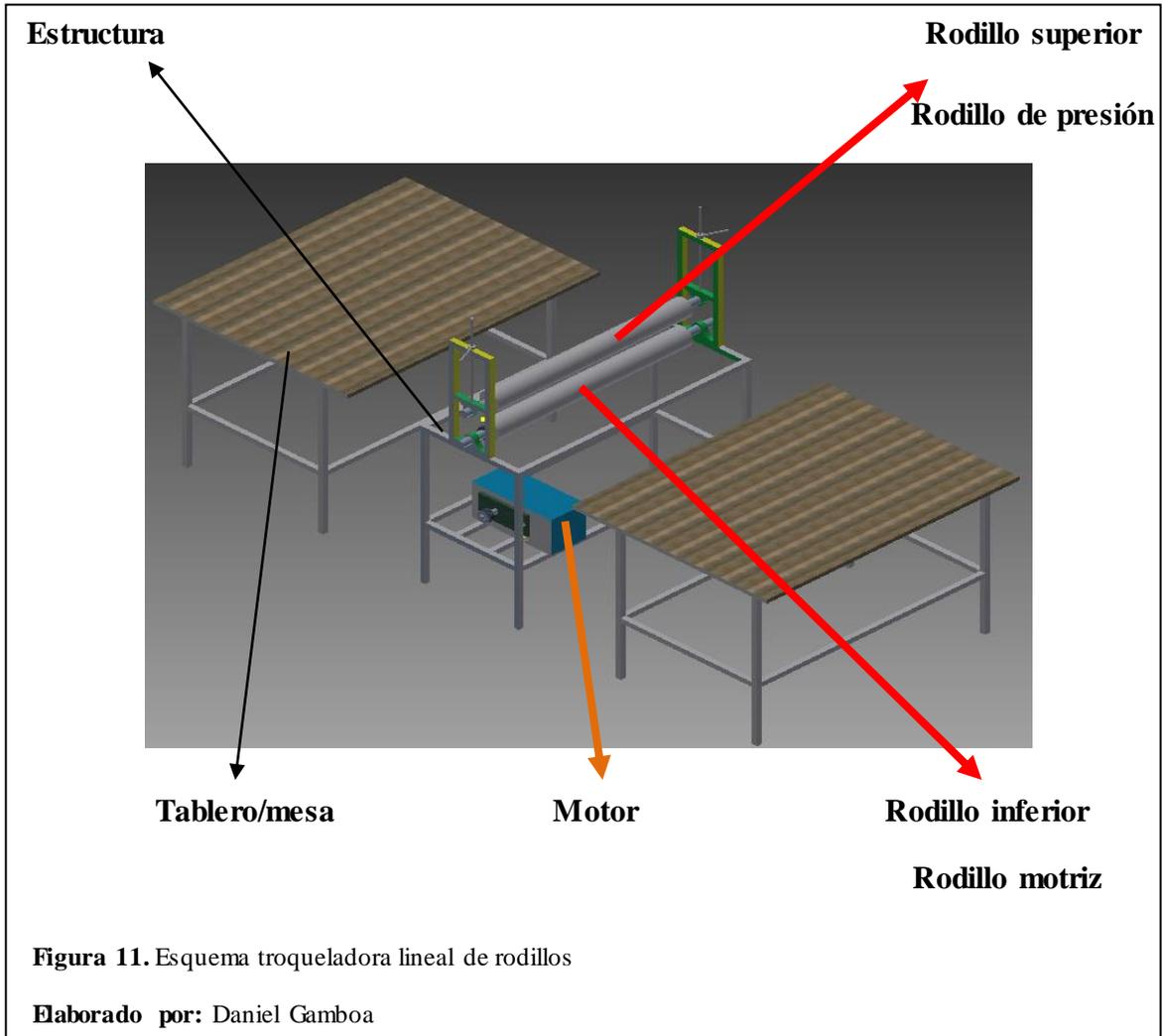
El conjunto está formado por dos placas de madera, una inferior y otra superior, sobre la placa inferior se encontraran los moldes o troqueles que deberán ser fabricados con anterioridad según el productor de calzado lo requiera acorde a los modelos que vaya a producir, sobre estos moldes se encuentra la materia prima a troquelar, que en este caso es el cuero, y por último se deberá colocar la otra placa de madera cubriendo así toda la superficie del cuero sobre los moldes.

El conjunto se desplaza a través de los rodillos recibiendo la presión para realizar el corte en el cuero y el movimiento necesario para que este se desplace libremente.

CAPÍTULO II

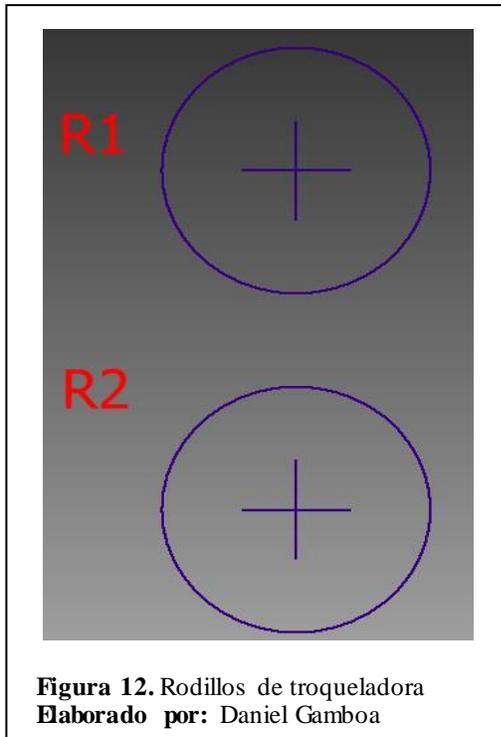
DISEÑO DE LA TROQUELADORA LINEAL DE RODILLOS

En la figura 11 se presenta el diseño tentativo para la troqueladora lineal de rodillos.

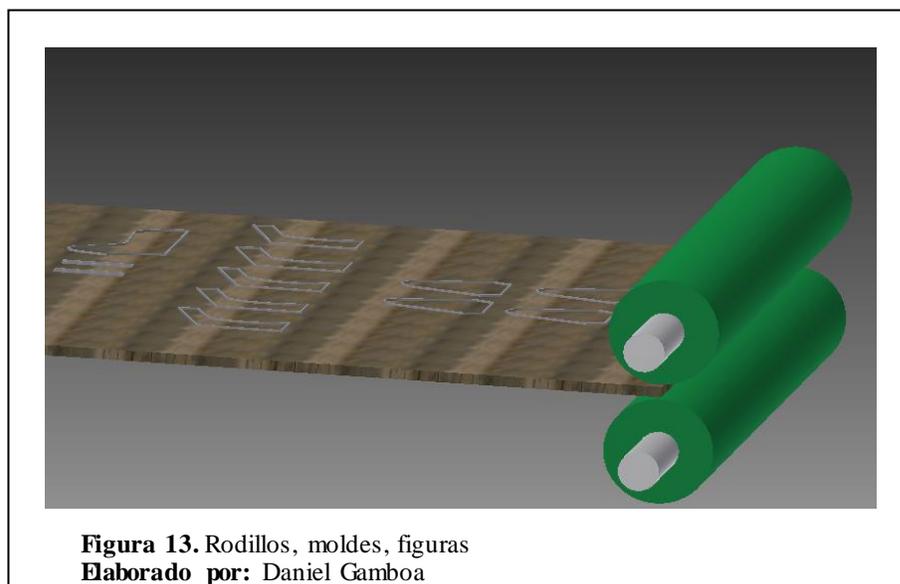


2.1. Fuerza de corte

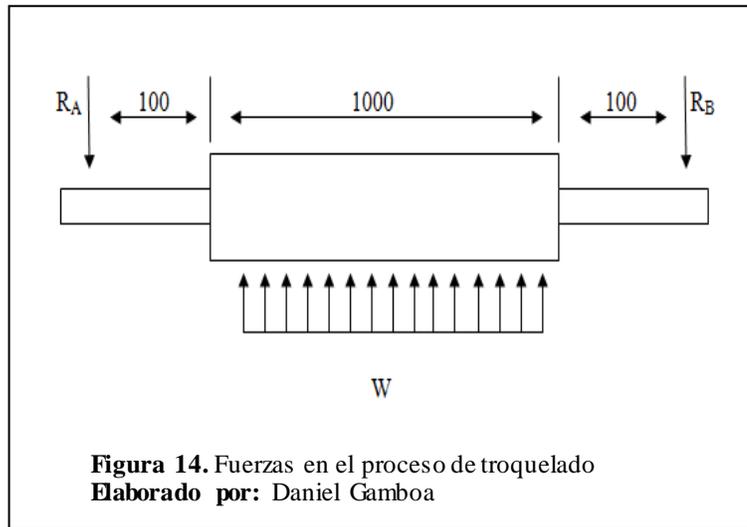
La disposición de los rodillos es sobre el otro como se observa en la figura 12; el rodillo superior R1, es el encargado de generar la fuerza necesaria para producir el corte en el cuero, este rodillo no genera movimiento.



El rodillo R2 o inferior, es el encargado de transmitir el movimiento, pues mediante una rueda dentada que se encuentra en uno de sus extremos recibirá el movimiento para que el conjunto troquel se desplace a lo largo de la mesa y entre los rodillos, donde recibirá la presión, como se muestra en la figura 13, dando como resultado las figuras cortadas en cuero.



En la figura 14 se muestra el diagrama de cuerpo libre al momento de realizar el troquelado.



Para determinar el valor de las fuerzas resultantes en el sentido vertical, se debe aplicar la segunda Ley de Newton que afirma que:

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$\Sigma Fy = 0 + \tag{2.1}$$

$$W - RA - RB = 0$$

$$W = RA + RB$$

Las fuerzas involucradas en la dirección vertical son las fuerzas de separación de los rodillos y las fuerzas de reacción o de presión que los mismos le ejercen a la matriz.

La fuerza W que se necesita aplicar para realizar el corte del cuero se la determinó en base a ensayos.

En los ensayos se aplicó probetas de cuero de 1cm de ancho por 15cm de largo, con un espesor de 1,7mm, las cuales fueron sometidas a la presión de una cuchilla de 1cm

colocada sobre la cinta de cuero, lo que permitió realizar cortes en varios lugares como se muestra en las figuras 15.



Como resultado de los ensayos realizados se obtuvo la fuerza necesaria para cortar cuero de 1.7mm de espesor, estos resultados se presentan en la tabla 6 a continuación.

Tabla 6. Resultados de ensayos para fuerza de corte de cuero

Ensayo	FUERZA DE CORTE			
	lbf/cm	Kgf/cm	N/cm	CORTE
1	20,000	8,969	87,892	No
2	22,000	9,865	96,682	No
3	24,000	10,762	105,471	No
4	26,000	11,659	114,260	No
5	28,000	12,556	123,049	Parcial
6	30,000	13,453	131,839	Parcial
7	32,000	14,350	140,628	Si
8	34,000	15,247	149,417	Si
9	36,000	16,143	158,206	Si
10	38,000	17,040	166,996	Si
11	40,000	17,937	175,785	Si

Elaborado por: Daniel Gamboa

Al realizar la conversión a metros de $140,628 \text{ N/cm} = 14062,8 \text{ N/m}$ es la fuerza de corte mínima suponiendo que a lo largo del rodillo en la zona de contacto se produce acción de corte para este cuero en particular, con la que se calculará los distintos elementos involucrados.

2.2 Diseño del sistema mecánico

La forma de trabajo se realizará de manera horizontal acorde con el diseño; la fuerza de corte estará a cargo de uno de los dos rodillos que conforman la máquina. Ésta máquina consta de dos rodillos, uno sobre otro horizontalmente, el rodillo superior es el que se encarga de ejercer la presión, mientras que el inferior es el rodillo motriz.

En este sistema la fuerza de corte está localizada en puntos tangenciales de los rodillos, la cual se aplica de una forma progresiva al troquel. Mientras el troquel se desplaza entre los rodillos la fuerza total de troquelado se aplica en un solo punto como se puede observar en la figura 16, de esta manera la fuerza para troquelar es mínima y es aplicada solo en ese punto.

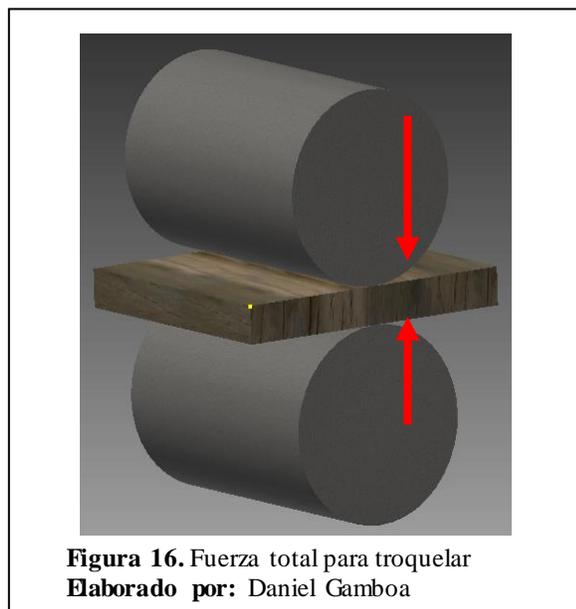


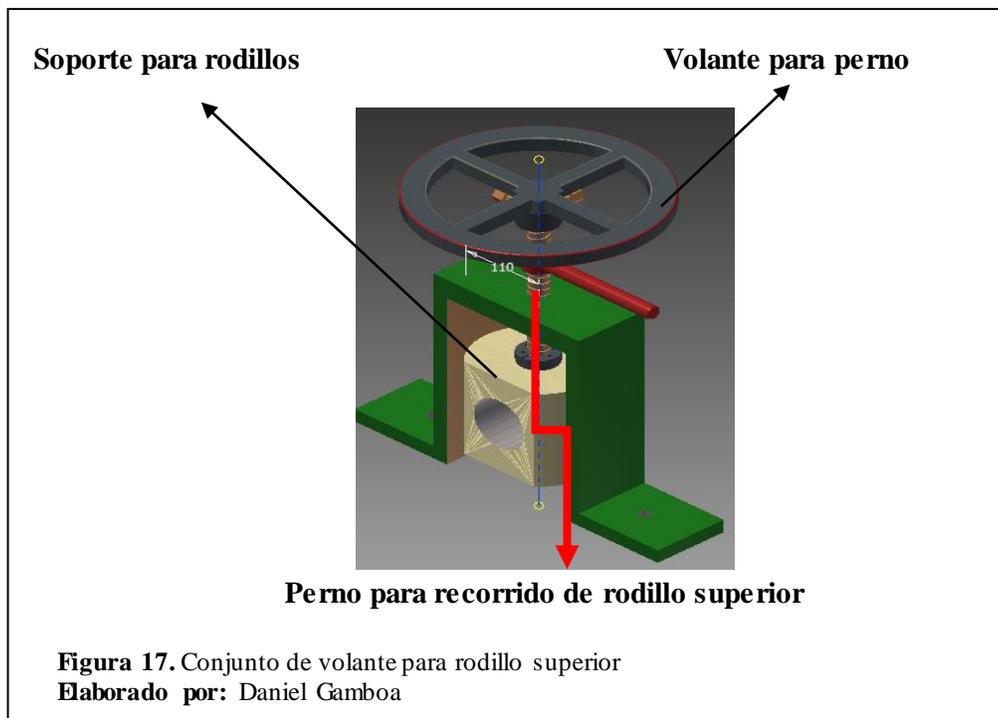
Figura 16. Fuerza total para troquelar
Elaborado por: Daniel Gamboa

Por la forma en la que se aplica la fuerza de troquelado el desgaste en la herramienta es mínimo. El cuero ingresa entre los rodillos formando un conjunto con los troqueles o moldes que dará la forma de las piezas que sean necesarias.

En cuanto al desplazamiento del conjunto troquel, formado por las cuchillas o moldes y el cuero, es facilitado por la curvatura de los rodillos que hace que el conjunto ingrese únicamente cuando se lo acerca a los rodillos, pues el rodillo motriz o inferior produce la tracción por su movimiento.

Para regular la presión del sistema es necesario mover el rodillo superior que se desplaza de forma vertical, para de esta manera reducir el espacio entre rodillos y así aumentar la presión que producirá el corte del cuero.

En la figura 17 se presenta el diseño de los volantes que se encuentran en los extremos del rodillo superior para el desplazamiento vertical del mismo, lo que permitirá ejercer la presión sobre el conjunto.



2.2.1. Resistencia del material

Entre los materiales utilizados son el tubo negro cuadrado y el tubo redondo, cuyas características se muestran en el catálogo de DISENSA, a través de aceros IPAC:

Producto	Largo Normal (m)	Recubrimiento	Dimensiones (plg)	Espesores Normal (mm)	Calidad del Acero
Tubo estructural Cuadrado	6	Negro – Galvanizado	20 mm a 100 mm	1.5 a 4	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569
Tubo estructural Rectangular	6	Negro – Galvanizado	(20 x 40) mm a (50 x 150) mm	1.5 a 4	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569
Tubo estructural Redondo	6	Negro – Galvanizado	3/4 a 3	1.5 a 3	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569

Figura 18. Características del tubo negro cuadrado y el tubo redondo
Fuente: DISENSA (2006)

De la misma manera en el anexo 1 y 2 se puede observar las características del tubo estructural redondo y el tubo estructural negro cuadrado de acuerdo al catálogo de DIPAC

Por otro lado en el catálogo de (CINTAC, 2007), muestra las especificaciones del tubo redondo:

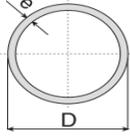
Largo normal:	6 m. Otros largos previa consulta.						
Recubrimiento:	Negro.						
Extremos:	Lisos de máquina.						
Calidades normales:	A270ES • A240ES • SAE 1010 • SAE 1008						
Otras dimensiones:	A pedido, previa consulta a CINTAC.						
Designación		Espesor	Peso teórico	Propiedades			
Diámetro exterior		e	P	Area	I	W	i
Pulgadas	mm	mm	kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
3/4"	19,05	1	0,45	0,57	0,23	0,24	0,64
	19,05	1,5	0,65	0,83	0,32	0,34	0,62
	19,05	2	0,84	1,07	0,39	0,41	0,61

Figura 19. Especificaciones del tubo redondo
Fuente:(CINTAC, 2007)

De la misma forma se muestran las especificaciones del tubo cuadrado:

Largo normal:	6 m. Otros largos previa consulta.					
Recubrimiento:	Negro.					
Extremos:	Lisos de máquina.					
Calidades normales:	A270ES • A240ES • SAE 1010 • SAE 1008					
Otras dimensiones:	A pedido, previa consulta a CINTAC.					

Dimensiones nominales		Peso teórico	Area A	Ejes X-X e Y-Y		
A	Espesor			I	W	i
mm	mm	Kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
15	1,0	0,42	0,53	0,17	0,23	0,56
	1,5	0,59	0,75	0,22	0,29	0,54
20	1,0	0,58	0,73	0,43	0,43	0,77
	1,5	0,83	1,05	0,58	0,58	0,74
	2,0	1,05	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,0	0,73	0,93	0,88	0,71	0,97
	1,5	1,06	1,35	1,21	0,97	0,95
	2,0	1,36	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,0	0,89	1,13	1,57	1,05	1,18
	1,5	1,30	1,65	2,19	1,46	1,15
40	2,0	1,68	2,14	2,71	1,81	1,13
	1,0	1,20	1,53	3,85	1,93	1,59
	1,5	1,77	2,25	5,48	2,74	1,56
	2,0	2,31	2,94	6,93	3,46	1,54
	3,0	3,30	4,21	9,28	4,64	1,48

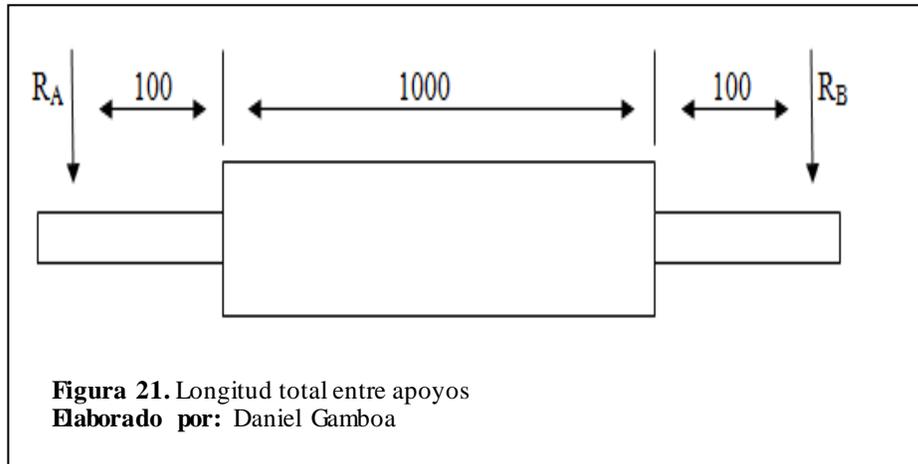
Dimensiones nominales		Peso teórico	Area A	Ejes X-X e Y-Y		
A	Espesor			I	W	i
mm	mm	Kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
50	1,5	2,24	2,85	11,06	4,42	1,97
	2	2,93	3,74	14,13	5,65	1,94
	3	4,25	5,41	19,41	7,76	1,89
	4	5,45	9,95	23,60	9,44	1,84
	5	6,56	8,36	26,78	10,71	1,79
75	2	4,50	5,74	50,47	13,46	2,97
	3	6,60	8,41	71,54	19,08	2,92
	4	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
	5	10,48	13,36	105,92	28,25	2,82
	6	12,27	15,63	119,48	31,86	2,76
	100	2	6,07	7,74	122,99	24,60
3		8,96	11,41	176,95	35,39	3,94
4		11,73	14,95	226,09	45,22	3,89
5		14,41	18,36	270,57	54,11	3,84
6		16,98	21,63	310,55	62,11	3,79
135	4	16,13	20,55	581,38	86,13	5,32
	5	19,90	25,36	704,23	104,33	5,27

Figura 20. Especificaciones del tubo cuadrado
Fuente:(CINTAC, 2007)

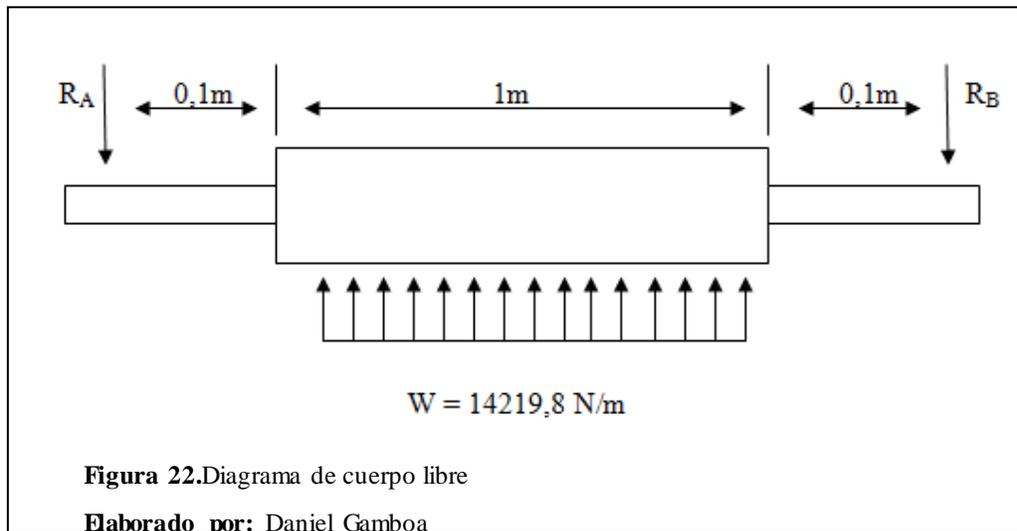
2.3 Cálculos de las fuerzas y parámetros que intervienen en el proceso de troquelado

2.3.1 Fuerzas de troquelado

Para realizar el troquelado se considera una zona de trabajo de 1000 mm y los dos apoyos laterales serán a 100 mm de cada lado del rodillo con una longitud “L” total entre apoyos del cuerpo de 1200 mm como se puede observar en la figura 21.



Al reemplazar los valores en el diagrama de cuerpo libre se obtiene:



2.3.1.1 Fuerza de troquelado resultante

Para obtener la fuerza resultante se tiene:

$$\begin{aligned}
 W &= 14,5\text{Kg} \times 9,8\text{m/s}^2 \\
 &= 142,198 \text{ N/cm} \\
 &= 142,198 \text{ N/cm} \times 100\text{cm/1m}
 \end{aligned}$$

$$= 14219,800 \text{ N/m}$$

La fuerza puntual será:

$$14219,8 \text{ N/m} \times 1\text{m} = 14219,800 \text{ N}$$

$$W = 14219,800 \text{ N}$$

Al reemplazar los valores en la fórmula 2.1 sumatoria de fuerzas en el eje “Y”, se obtiene el valor en las reacciones RA y RB.

$$\Sigma F_y = 0 + \tag{2.1}$$

$$W - R_A - R_B = 0$$

$$W = R_A + R_B$$

Con la aplicación del simulador MDSolids se obtiene los diagramas de:

A. Fuerzas a lo largo del rodillo en (mm)

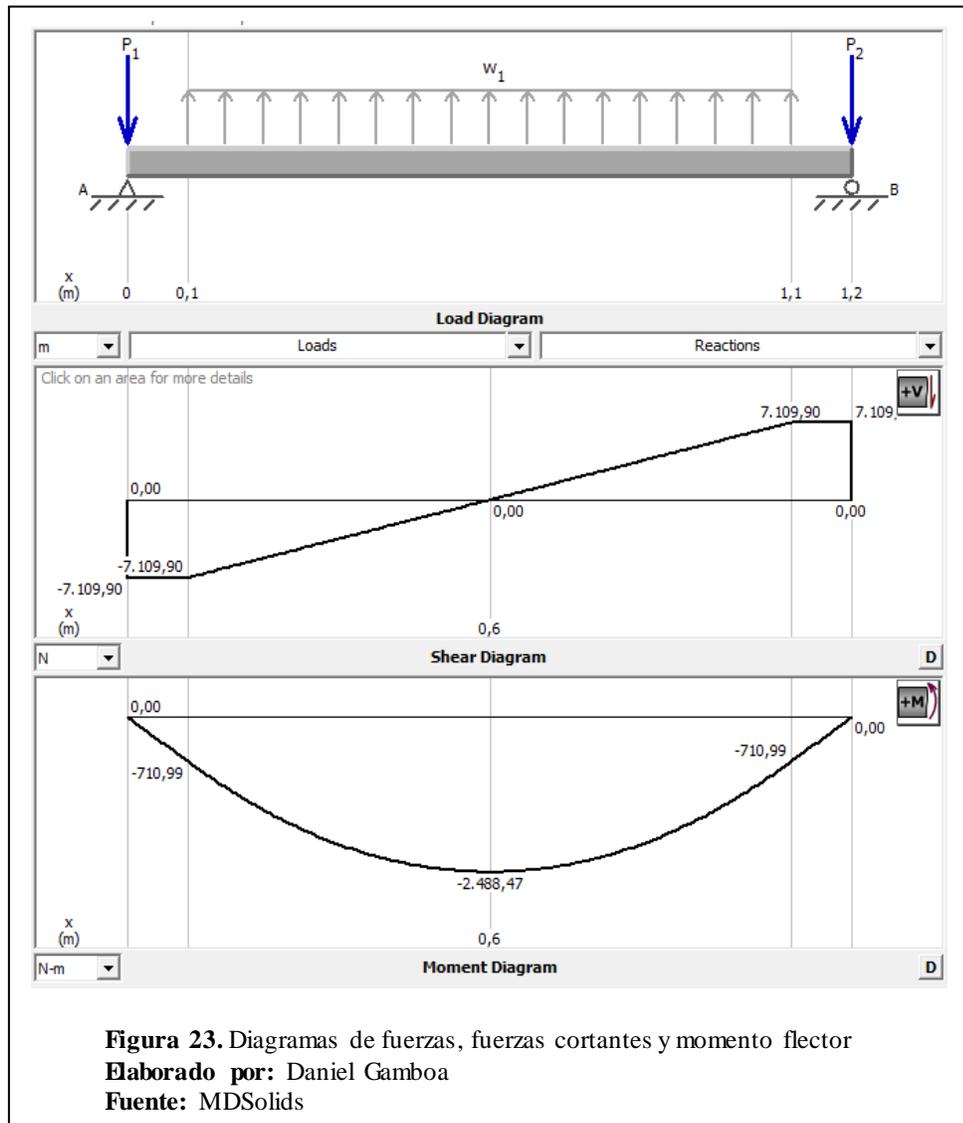
B. Fuerza cortante en (Kn), donde el corte máximo

$$V_{\max} = |V|_{\max} = 7109,90\text{N}$$

C. Momento flector (kN-m), donde momento máximo $M_{\max} = |M|_{\max} =$

$$2488,47\text{Nm}$$

Estos diagramas se presentan en la figura 23



2.3.1.2 Diseño de cargas

La máquina troqueladora presentará cargas estáticas debido a las bajas velocidades de rotación, razón por la cual el Factor de seguridad [FS] se establecerá de acuerdo a los lineamientos de la tabla 7

Se asume que en la máquina se presentarán cargas estáticas debido a las bajas velocidades de rotación, por ende, el factor de diseño o Factor de Seguridad [FS] será utilizado conforme a lo estipulado en la tabla 7.

El factor de seguridad utilizado para el proyecto es de 1,25 a 2. Este dato es tomado de la tabla 7 que se muestra a continuación.

Tabla 7. Diseño de cargas

Factor de Seguridad	1,25 a 2	2 a 2,5	2,5 a 4	4 o más
Lineamientos	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.	Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Elaborado por: Daniel Gamboa
Fuente: (Mott, 2006, págs. 185-186)

En el proceso de troquelado se encuentra una fuerza que se opone al desplazamiento de la matriz entre los rodillos, esta fuerza es la fuerza de rozamiento.

Se representan las fuerzas de rozamiento.

$$F_c = F / 2$$

$$F_c = 142\,19 \text{ [N]} / 2$$

$$F_c = 71099 \text{ [N]}$$

Fuerza de rozamiento

$$F_r = F \times \mu$$

Coefficiente de roce estático del acero al carbono es: $\mu = 0,15$

$$F_r = 1066,485 \text{ [N]}$$

2.3.2 Fuerza de rozamiento

La fuerza de rozamiento ($F_{fricción}$) o fricción entre el rodillo y la matriz que es de madera. El coeficiente de rozamiento entre la madera y el metal tiene un valor μ de 0,7.

La fuerza de rozamiento se la calcula de la siguiente manera:

$$F_{fricción} = N \times \mu \quad (2.2)$$

$$N = masa \times g$$

$\mu = 0,7$ Coeficiente de rozamiento entre acero y madera

$N = 14219,800 \text{ N}$ Normal

$$F_{fricción} = N \times \mu$$

$$F_{fricción} = 14219,800 \text{ N} \times 0,7$$

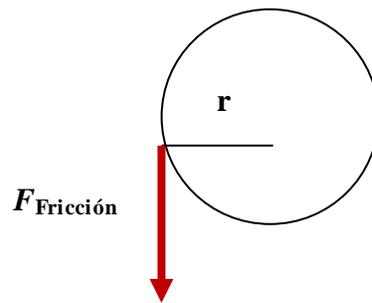
$$F_{fricción} = 9953,86 \text{ N}$$

2.3.3 Torque generado por el rodillo ($T_{rodillo}$)

Para un radio (r) del rodillo, el rodillo tiene un $r = 5,08 \text{ cm} = 0,0508\text{m}$

$$T_{rodillo} = F_{friccion} \times r \quad (2.3)$$

$$T_{rodillo} = 9953,86\text{N} \times 0,0508\text{m} = 505,65\text{Nm}$$



2.3.4 Velocidad de giro o angular (ω)

Está en función del radio de giro r , y la velocidad tangencial que corresponde a la velocidad con que avanza la matriz (v).

$$V = \omega \times r \quad (2.4)$$

ω = velocidad de giro referencial de maquinas importadas (MARVI velocidad

$$= \frac{600\text{laminas}}{\text{hora}} = 10 \text{ laminas}/\text{min} \cong 10 \text{ rpm})$$

$$r = 0,0508\text{m}$$

$$\text{Rpm}/9,57 = \text{rad/s}$$

$$V = 10\text{rpm} \times 0,0508\text{m} = 1,045 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 0,0508\text{m} = 0,053 \text{ m/s}$$

2.3.5 Potencia requerida (P)

$$P = T \times \omega \quad (2.5)$$

$$\omega = \frac{V}{R} = \text{rad/s}$$

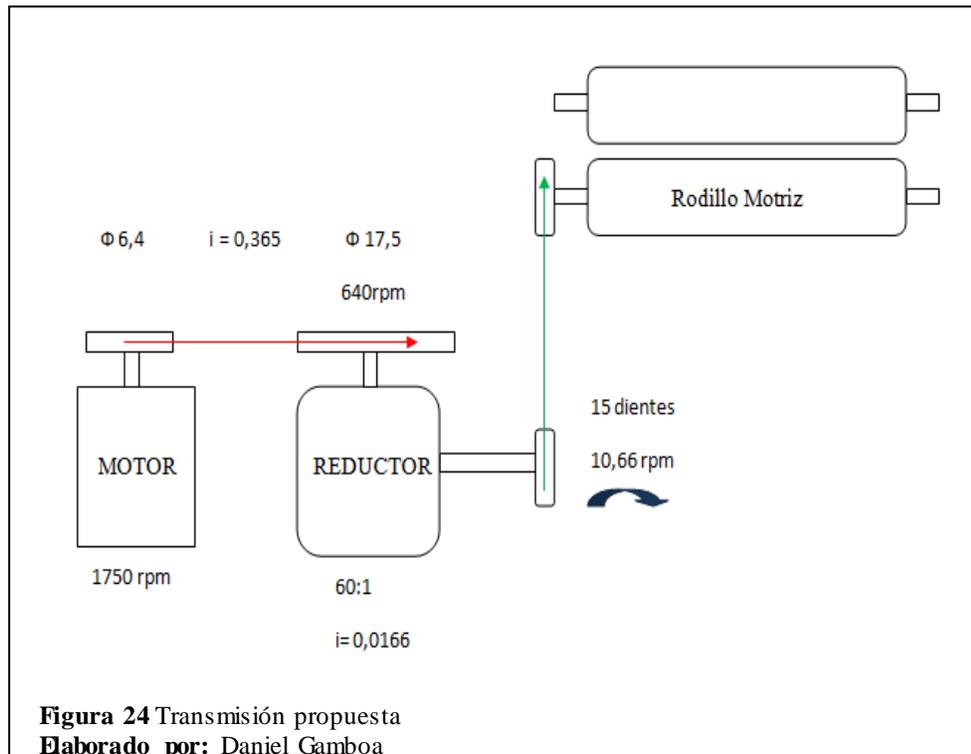
$$P = 505,65 \text{ Nm} \times 1,045 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 528,40 \text{ watt} = 0,528 \text{ Kw} = 0,72 \text{ HP}$$

$$P = 505,65 \text{ Nm} \times 10 \text{ rpm} / 9550 = 0,529 \text{ Kw} = 0,72 \text{ HP}$$

$$1 \text{ Kw} = 1,359 \text{ HP}$$

$$1 \text{ HP} = 745,075 \text{ watt}$$

En la figura 24 se presenta una propuesta de transmisión disponible en el mercado



Rpm 1750

Reductor 60:1 $i=0,01666$

2 Piñones 15 dientes

CALCULADO

P= 0,72 HP

Trodillo= 505,65 Nm

Ffriccion= 9953,86N

r. =0,0508m

rpm = 10 a 15

Se trasmite la misma relación entre la salida del reductor y el rodillo

$$i_1 = \frac{Z1}{Z2} = \frac{15}{15} = 1$$

Rpm de los rodillos 10rpm y 10 rpm en la salida del reductor= 10/1= 10rpm

$$i_2 = \frac{1}{60} = 0,0166$$

Rpm en la entrada del reductor = 10/0,0166= 600rpm

$$i_3 = \frac{600rpm}{1750 rpm} = 0,3428$$

Con esa relación y el tamaño de los ejes del motor y el reductor se selecciona poleas que den esa relación en diámetros la más adecuada, se empieza calculando con la polea de $D1= 6$ cm de diámetro y se busca $D2=$

$$i_3 = \frac{D1}{D2} = 0,3428 = \frac{6cm}{D2}$$

$$D2 = \frac{6cm}{0,3428} = 17,50cm$$

$D1= 6$ cm

$D2= 17,5$ cm

La potencia del motor disponible será de 1 HP que es superior a la calculada $P=0,72$ HP

2.3.6 Cálculo de pernos de sujeción de los volantes

En primera instancia es pertinente referir a las uniones apernadas, pues estas son particularmente eficientes y se refiere a “uniones desmontables de tipo puntual en el funcionamiento de una unión apernada” (CASIOPEA, 2012) y se produce en tres fases distintas de transmisión de fuerzas:

- 1 En un inicio y en especial para pernos fuertemente apretados la unión trabaja por roce, luego los pernos se ubican contiguos al material a utilizarse presionando las paredes de los agujeros.
- 2 Esta presión que en un comienzo es uniforme en su distribución sobre la superficie del agujero, con el aumento de la carga se desuniforma debido al efecto flector que se produce en el perno, generándose concentraciones

localizadas de tensiones en los bordes, el perno deformado se incrusta en el material.

- 3 Finalmente esta deformación del perno es tal que los corrimientos que ha experimentado la unión superan ampliamente las deformaciones admisibles en uniones estructurales para efectos de cálculo de uniones apernadas se considera la segunda fase.

Las uniones con pernos deben realizarse de manera que exista contacto adecuado y efectivo entre las piezas unidas, pero se deberá hacer inspecciones a intervalos de tiempo no superiores a seis meses para verificar que los movimientos por contracciones han dejado de ser significativos. En la figura 25 se presentan los volantes y soportes para rodillo superior.

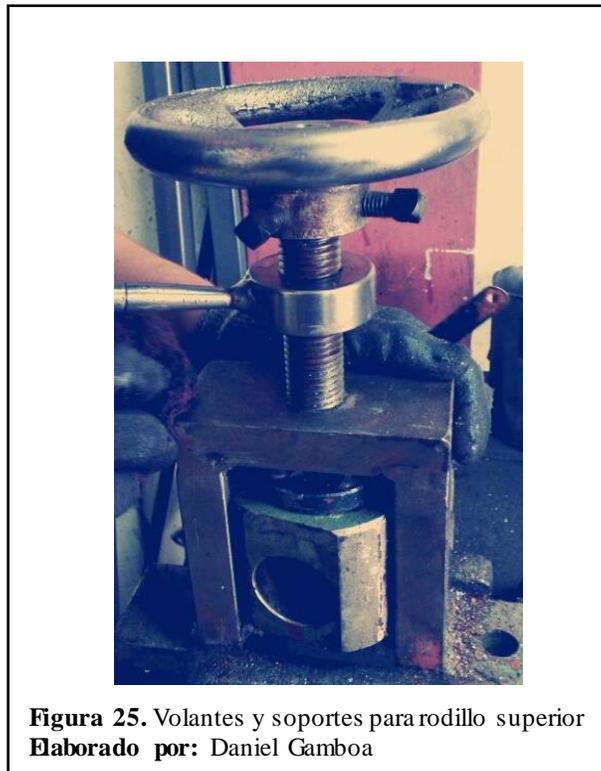


Tabla 8. Características de los pernos de sujeción

Diámetro Nominal d (pulg)	Paso p Hilos/pulg	Area de esfuerzo de tracción A_T (pulg ²)	Area de raíz A_T (pulg ²)
¼	20	0,0318	0,0269

Elaborado por: Daniel Gamboa

Tabla 9. Factores de seguridad para acoplamiento OK y factores de choque S para los pernos Supergrip.

Type of powersource	Tipo de carga en la maquina accionada		
	Caga uniforme	Carga de choque moderadas	Grandes cargas de choque
	Bombas centrifugas Ventiladores Transportadores ligeros Turbocompresores Agitadores	Compresores de pistón Bombas de pistón pequeñas Máquinas herramienta de corte Máquinas empaquetadoras Máquinas de carpintería	Prensas excéntricas Máquinas de estirar Máquinas cepilladoras Compresores de pistón grande
Motor eléctrico	2-2,25	2,25-2,5	2,5-2,75
turbina			
Motor de pistón de varios cilindros	2,25-2,5	2,5-2,75	2,75-3
Motor de pistón de un solo cilindro	2,75-3	3-3,25	3,25-4

Si el acoplamiento o el perno está destinado a aplicaciones navales, el factor de seguridad deberá elegirse de acuerdo con las normas de la sociedad de clasificación correspondiente.

Elaborado por: Daniel Gamboa

Fuente: (SFK, 2015)

2.3.7 Aplicaciones comunes de elementos roscados

Los esfuerzos a los que son sometidos los elementos roscados para la unión de fuerzas diversas, dependen de la aplicación que se les dé a las cargas. Los casos prácticos de carga que se presentan comúnmente son los siguientes:

- 1) Cargas axiales de tracción estática sin existencia de precarga.
- 2) Cargas axiales de tracción y cargas transversales estáticas, actuando separadamente o simultáneamente sobre elementos precargados.
- 3) Cargas axiales de tracción estática y/o fluctuantes y cargas transversales estáticas y/o fluctuantes, actuando en forma separada o simultáneamente en elementos roscados precargados (Dávila, 2015)

Selección del tipo de rosca

Los aspectos que se debe tomar en cuenta para seleccionar el tipo de rosca son los siguientes:

- a) Concentración de cargas y por ende los esfuerzos es menor en la rosca de paso basto que en la rosca de paso fino
- b) La rosca de paso basto posee mayor resistencia y puede aplicársele un par torzor mayor, asegurando así un ensamble más resistente y económico.
- c) El acoplamiento es mayor en la rosca de paso basto, porque sus filetes son más profundos y posee mayor superficie de contacto que en el caso de la rosca de paso fino.
- d) La rosca de paso basto es menos delicada y por consiguiente un elemento fabricado con dicha rosca requiere un menor cuidado en su manejo. (Mérida, 2010, pág. 31)

Una vez analizado las características es necesario considerara que: para tener una mayor resistencia y economía es recomendable utilizar la rosca de paso basto, además de ello, si es indispensable requerir de una rosca de paso fino se debe seleccionar los elementos roscados con debido cuidado.

Serie de paso basto UNC

Tabla 10. Características de las roscas unificadas de paso fino y de paso basto

DIAMETRO NOMINAL d (pulg)	SERIE DE PASO BASTO - UNC			SERIE DE PASO FINO - UNF			ALTURA DE LA TUERCA H (pulg)
	PASO p hilos pulg	AREA DE ESFUERZO DE TRACION A_T (pulg ²)	AREA DE RAIZ A_T (pulg ²)	PASO p hilos pulg	AREA DE ESFUERZO DE TRACCION A_T (pulg ²)	AREA DE RAIZ A_T (pulg ²)	
1/4	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0326	7/32
5/16	18	0.0524	0.0454	24	0.0580	0.0524	17/64
3/8	16	0.0775	0.0678	24	0.0878	0.0809	21/64
7/16	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090	3/8
1/2	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486	7/16
9/16	12	0.1820	0.1620	18	0.2030	0.1890	31/64
5/8	11	0.2260	0.2020	18	0.2560	0.2400	35/64
3/4	10	0.3340	0.2030	16	0.3730	0.3510	41/64
7/8	9	0.4620	0.4190	14	0.5090	0.4800	3/4
1	8	0.6060	0.5510	14	0.6630	0.6250	55/64
1 1/4	7	0.9690	0.8900	12	1.0730	1.0240	1 1/6
1 1/2	6	1.4050	1.2940	12	1.5810	1.5210	1 9/32

Fuente: (TOSUGA, 2016)

Tabla 11. Características de los pernos de sujeción

Diámetro Nominal d (pulg)	Paso p Hilos/pulg	Area de esfuerzo de tracción A_T (pulg ²)	Area de raíz A_T (pulg ²)
1/4	20	0,0318	0,0269

Elaborado por: Daniel Gamboa

CARGAS AXIALES DE TRACCIÓN ESTÁTICAS SIN PRECARGAS

Un pemo grado 8 según las tablas de los grados posee un fuerza de prueba $\sigma_{pr} = 120$ Kpsi

Grado SAE	Rango del diámetro (pulg)	Resistencia de prueba mínima [kpsi]	Resistencia elástica mínima [kpsi]	Resistencia a la tracción mínima [kpsi]	materi al	Marcado de la cabeza
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, templado y revenido	

Tercero

Se calcula el área de tracción preliminar asumiendo un factor de seguridad $F=1.5$

$$A_{tp} = \frac{(FS)_{ad} F_t}{\sigma_{pr}}$$

Figura 26. Elementos de unión roscados

Fuente: (Mérida, 2010, p.)

Según la tabla de grados posee un esfuerzo de prueba $\sigma_{pr} = 120$ Kpsi

Factor de seguridad recomendado $F_s= 1,5$

A_{Tp} = Area de tracción preliminar

A_T = Area de tracción

$F= 1600$ lbs

$$A_{Tp} = (F_s)_{Tp} \times \frac{F_1}{\sigma_{pr}} = 1,5 \times \frac{1600lb}{120000 \frac{lb}{plg^2}} = 0,02 plg^2$$

$$A_{Tp} = 0,02 plg^2$$

$$A_{Tp} < A_T$$

$$0,02 < 0,0318$$

Longitud del vástago mínimo

Como menciona (Budynas & Keith, 2008) la sumatoria de los espesores de las placas, arandelas, alturas de tuerca más 2 hilos de rosca.

Perno G8 ¼ 20 UNC 2A 2”.

2.3.8 Cálculos sistema motriz

- **Para motor reductor y la fuerza disponible, tomado en cuenta desde el motor disponible**

En los cálculos se encontró que se necesita una Potencia de 0,72 HP pero en el mercado no existe esa disponibilidad y la más cercana será una mayor a lo calculado que es 1 HP. Entonces para hacer funcionar la prensa de rodillos se debe usar artificios y transformar mecánicamente con poleas y piñonearía, sabiendo que la velocidad de giro de los rodillos debe estar en el rango de 15 a 10rpm se tiene:

Materiales disponibles en el mercado

- 1 Motor de 1 HP a 1750rpm.
- 2 Reductor de 60:1
- 3 Polea de 20 cm de diámetro como movida

Se debe tomar en cuenta que el rendimiento de un reductor está en un valor de 0,8 o el 80% por efecto de resistencia al giro por rozamiento interno de sus elementos móviles y más.

Entonces:

$$0,80 \times 1HP = 0,8HP = \frac{0,8HP \times 1Kw}{1,33HP} = 0,6Kw = 600watt$$

El reductor tiene una relación de 60:1, lo que da una relación de transmisión $r=1/60=0,016$

Entonces para saber qué velocidad de giro tiene la flecha de salida del reductor se procede:

- **Rpm del motor por relación de transmisión del reductor**

$$r= 1750 \times 0,016=29,16rpm$$

Pero 29,16 está lejos del valor solicitado para el giro de los rodillos, se puede mejorar esto añadiendo una nueva etapa o tren de reducción compuesto de dos poleas dentadas con una relación de 2:1 o 0,5 con lo que se tiene:

Salida del reductor más otra reducción con poleas dentadas, se completa para obtener el valor aproximado de velocidad buscado

$$29,16 \times 0,5 = \mathbf{14,58 rpm}$$

La relación de transmisión total ser:

$$1750/14,58= 120,0 \text{ es decir } 120:1 \text{ o } r=0,0083$$

Valor que se encuentra dentro de la velocidad de salida, lo programado de 10 a 15 rpm.

La nueva relación de transmisión será, 120:1 o $r = 0,0083$

- **Relación entre potencia y torque**

$$Potencia = Torque \times velocidad\ angular\ (\omega)$$

$$\omega \left(\frac{rad}{s} \right) = \frac{2\pi}{60} \times 14,58rpm = 1,53 \frac{rad}{s}$$

$$Torque = \frac{Potencia}{\omega} = \frac{600watt}{1,53 \frac{rad}{s}} = 392,15\ N - m$$

- **Fuerza disponible al borde de la polea de 20 cm de tracción en el rodillo 1**

Radio de la polea es 10cm=0,10m

Se toma que 10 N = 1 Kgf

$$Fuerza = \frac{Torque}{radio\ de\ la\ polea} = \frac{392,15\ N - m}{0,10m} = 3921,56\ N = \mathbf{392,15\ kgf}$$

El torque calculado en el rodillo 1 será:

$$Torque = \frac{potencia(HP) \times 716}{rpm} = \frac{0,80(HP) \times 716}{14,58rpm} = \mathbf{39,28\ Kg - m}$$

La Fuerza disponible en el rodillo1 cuyo radio es 5,08cm o 0,05m para arrastrar la matriz de corte será:

$$Torque = Fuerza \times distancia = 39,28\ Kg m = Fuerza \times 0,05m$$

$$Fuerza = \frac{39,28Kgm}{0,05m} = 785,6 Kgf$$

Esta fuerza es la que generará la tracción de la matriz para ingresar entre los rodillos y producir el corte por aplastamiento de estos.

La fuerza de aplastamiento se regula con los tornillos que acercan al rodillo superior al inferior hasta encontrar el punto de corte en función a las prácticas realizadas.

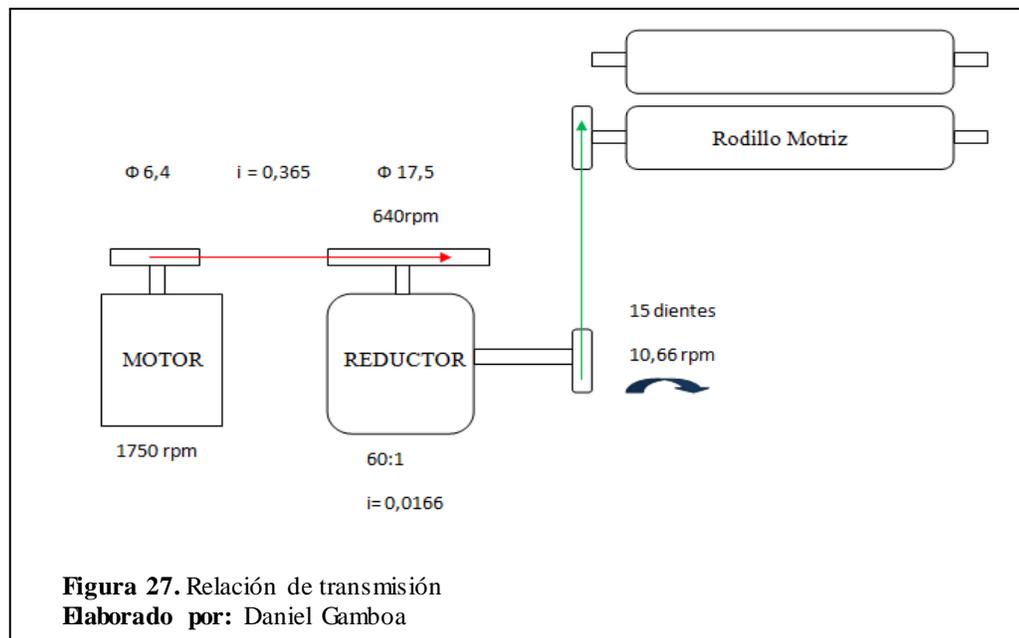
2.3.9 Relación de transmisión

En la figura 27 se presenta el diagrama de la relación de transmisión entre el motor, reductor, y el rodillo motriz.

Motor de 1 hp

Rpm motor 1750

Reductor 60:1 $i = 0,016666$



- Poleas motor 6,4 cm diámetro
- Polea reductor 17,5cm diámetro
- Piñón reductor 15 dientes
- Piñón rodillo motriz 15 dientes

Rendimiento 0,8

$$\text{Potencia disponible} = 0,80 \times 1 \text{ Hp} = 0,80 \text{ Hp} = \frac{0,80 \text{ Hp} \times 1 \text{ Kw}}{1,33 \text{ Hp}} = 0,6 \text{ kw} = 600 \text{ watt}$$

$$\text{Torque} = T = \frac{\text{Hp} \times 716}{\text{rpm}} \text{ (Kg-m)}$$

$$\text{Relación de transmisión deseado} = i = \frac{\text{rpmsalida}}{1750 \text{ rpm}} = \frac{10,66 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} = 0,00609 = \frac{1}{164}$$

Relación de transmisión

$$i_T = \frac{1}{164}$$

$$i_1 = \frac{6,4 \text{ cm}}{17,5 \text{ cm}} = 0,3657$$

$$i_2 = \frac{1}{60} = 0,01666$$

$$i_3 = \frac{15 \text{ dientes}}{15 \text{ dientes}} = 1$$

Entonces:

$$\text{Rpm entrada al reductor} = 1750 \text{ rpm} \times 0,365 = 640 \text{ rpm}$$

$$\text{Rpm salida del reductor} = 640 \text{ rpm} \times 0,0166 = 10,624 \text{ rpm}$$

$$\text{Rpm entrada al rodillo} = 10,624 \text{ rpm} \times 1 = 10,624 \text{ rpm}$$

Relación entre potencia y torque

$$\text{Potencia} = \text{Torque} \times \omega$$

$$\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = \frac{2\pi}{60} \times 10,624 \text{rpm} = 1,11 \left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)$$

Despejando Torque

$$\text{Torque} = \frac{\text{potencia}}{\omega} = \frac{600 \text{ watts}}{1,11 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}} = 539,31 \text{ N} - \text{m}$$

Con el piñón de 15 dientes y su radio de 40 mm

Fuerza disponible sobre el borde de la rueda dentada será:

$$F_{\text{ruedadentada}} = \frac{\text{Torque}}{\text{radiodepolea}} = \frac{539,31 \text{ Nm}}{0,040\text{m}} = 13482,75 \text{ N}$$

La fuerza en el borde del rodillo será:

El rodillo mide 2 pulgadas = 2 x 2,54 = 5,08cm = 0,050 m

$$F_{\text{Rodillo}} = \frac{539,31 \text{ Nm}}{0,050\text{m}} = 10786 \text{ N}$$

Selección de correas



- 1 Las correas en V son utilizadas para maquinaria del sector agrícola e industrial
- 2 El cordón de tensión especialmente diseñado como refuerzo y la tela de cobertura resistente al desgaste, asegura un alto rendimiento, alarga la vida útil y además de ello posee una construcción uniforme y alta flexibilidad.
- 3 Son resistentes a temperaturas de -35° a $+70^{\circ}\text{C}$
- 4 Son usadas para transmisión de potencia con requerimientos altos de HP
- 5 Dimensiones: Ancho superior: $13\text{-}/32''$
- 6 Altura: $7/16''$. (GPR Industrial, 2016)

Tabla 12. Identificación de la sección transversal

Cuadro de identificación		
Sección de banda	Ancho superior	Profundidad
3L	$3/8''$	$7/32''$
4L	$1/2''$	$5/16''$
5L	$21/32''$	$3/8''$
A	$1/2''$	$5/16''$
B	$21/32''$	$7/16''$
C	$7/8''$	$17/32''$
3V	$3/8''$	$5/16''$
5V	$5/8''$	$17/32''$
8V	$1''$	$29/32''$

(Puede variar ligeramente por fabricante)

Fuente: (EMERSON Industrial Automation, 2010)

“Una banda en V con ancho superior de $21/32$ y profundidad de $7/16$ es una banda B.”
 (EMERSON Industrial Automation, 2010). Pueden existir bandas dentadas y lisas.

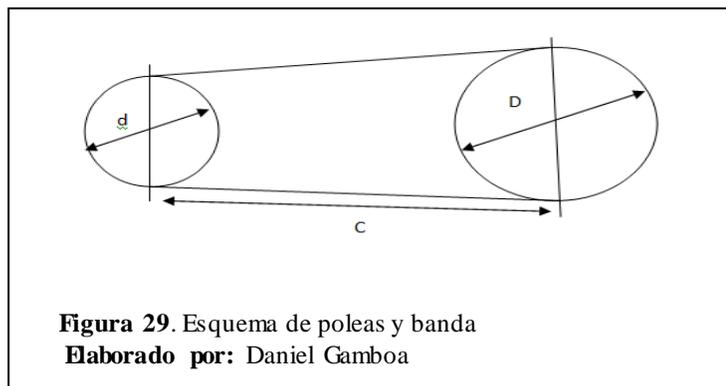
Las revoluciones que se desee disponer en el rodillo de trabajo deben estar entre 10 a 15 rpm, para lograr esto se ha calculado disponer de poleas entre el motor y el reductor con diámetros bajo varias pruebas de combinación.

Basado en las poleas disponibles en el mercado se escoge las siguientes:

- Motriz con diámetro de la polea 9 cm y con diámetro primario 6,4
- Movidia con diámetro 20cm y primario 17,5cm

Con estos valores se puede determinar la longitud de la banda en V, la más usada para este tipo de transmisión.

Determinación de la longitud de la banda en V



Para identificar la longitud de las bandas, se puede hacer uso de la regla de bandas, como la alternativa más fácil. No obstante, si no se cuenta con esta regla o la longitud es superior a la capacidad de la misma, se puede utilizar la siguiente fórmula cuyos valores se obtienen en pulgadas:

$$L = 2C + 1.57(D + d)$$

Dónde:

L representa la longitud del paso de la banda.

C representa la distancia entre centros que puede ser 16 pulg.

D representa el diámetro de la polea grande que es de 7,87 pulg.

d representa el diámetro de la polea pequeña que en este caso es de 3,6 pulg.

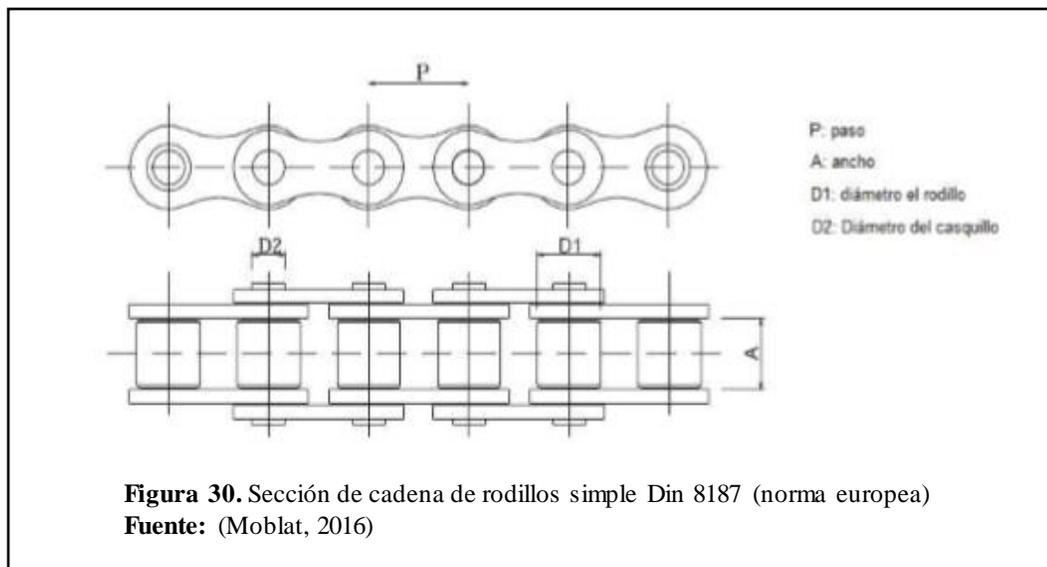
$$L = 2 \times 16 + 1.57(7,87 + 3,6) = 50$$

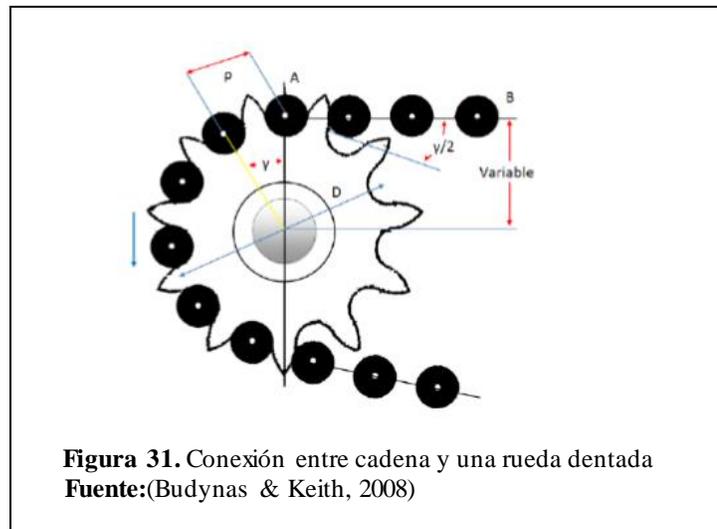
Banda de 50 pulgadas

Se determina que la banda tiene sección B en el estilo dentado o combinado una banda BX más el tamaño requerido, es decir banda BX50.

2.3.10 Cálculo de sistema de transmisión del reductor al rodillo motriz

Para la transmisión de torque de la máquina del eje de salida del reductor al rodillo motriz se elige utilizar el sistema de transmisión mediante cadena.





Consideraciones:

- Las ruedas de cadena impulsadas no se hacen en tamaños estándar con más de 120 dientes
- Las transmisiones más eficientes tiene relaciones de velocidad hasta de 6:1
- La cadena tiene que operar en condiciones de polvo.

La relación de transmisión necesaria para este tramo será

$$i = \frac{n1}{n2}$$

Dónde:

Relación de transmisión = i

Velocidad del eje motriz n1 = 10,66 rpm

Velocidad del eje movido n2= 10,66 rpm

$$i = \frac{10,66}{10,66} = 1$$

2.3.10.1 Cálculo de diseño

Según (Budynas & Keith, 2008) en el manual de Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley:

$$H = P \times fs$$

Dónde:

H = potencia de diseño (Hp)

P = potencia 1 hp

Fs = factor de servicio 1,3 (Fuente, catálogo de bandas)

$$H = 1 \times 1,3 = 1,30\text{hp} = 0,97\text{kw}$$

Utilizando el grafico de potencia (kw) vs. Velocidad de la rueda (rpm), se tiene como alternativa de cadena las siguientes opciones:

- Cadena 62-12B simple: 62- 12B1
- Cadena 52-10B doble: 52- 10B2.
- Cadena 52-10B triple: 52- 10B3.

Como la potencia a transmitir no es grande se elige como primera opción la cadena:

62-12B simple: 62-12B1

Con las siguientes características:

- Paso(p) = 19,05mm = ¾ pulg
- Ancho(A) = 11,68 mm
- Carga de rotura = 3200 daN
- Superficie de articulación = 0,9 cm²

2.3.10.2 Cálculo de velocidad lineal de la cadena

$$V = \frac{pz1n1}{1000}$$

Dónde:

Velocidad lineal de la cadena V(n/min)

Paso (p) = 19,05 mm

Velocidad del eje motriz (n1)=10,66rpm

Número de dientes de la rueda conductora (catalina) Z1=15 dientes

$$V = \frac{19,05 \times 15 \times 10,66}{1000} = \frac{3,046m}{min}$$

2.3.10.3 Cálculo de la tensión del lado de empuje:

$$T = \frac{6120 \times H}{V}$$

Dónde:

Tensión de cadena T (Kg)

Potencia de diseño H= 0,97Kw

Velocidad lineal de la cadena $V=3,046\text{m/min}$

$$T = \frac{6120 \times 0,97}{3,046} = 1948,91\text{Kg}$$

2.3.10.4 Cálculo de coeficiente de seguridad (K)

$$K = \frac{\text{cargaderoturateorica}}{\text{cargaderoturacalculada}}$$

Carga teórica de la cadena = 3200 kg

Carga de rotura calculada (tensión de cadena) $T= 1948,91\text{kg}$

$$K = \frac{3200\text{kg}}{1948,91\text{kg}} = 1,64$$

2.3.10.5 Cálculo de la presión en las articulaciones:

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

Presión de las articulaciones

$$t_c = (\text{kg/cm}^2)$$

Tensión de la cadena $T=1948,91\text{kg}$

Superficie de la articulación $S= 0,90\text{cm}^2$

$$t = \frac{1948,91}{0,90} = 2165,45\text{kg/cm}^2$$

2.3.10.6 Cálculo de la longitud de la cadena:

$$L = 2C + \frac{Z1 + Z2}{2} + \frac{(Z1 + Z2)^2}{4\pi^2 C}$$

Longitud de cadena L (paso o mm)

Distancia entre centros C= 545mm

Número de dientes de las ruedas conductora y conducida

$Z_1=Z_2=15$ dientes

$$\begin{aligned}L &= 2 \times 545 + \frac{15 + 15}{2} + \frac{(15 + 15)^2}{4\pi^2 \times 545} \\ &= 1090 + 15 + 0,0418 \\ &= 1105 \text{ mm} \\ &= 58 \text{ pasos}\end{aligned}$$

Rpm deseado en el rodillo = 10,66 rpm

Análisis para encontrar el diámetro de los rodillos

Variables principales de aplastamiento con rodillo son:

- Diámetro de los rodillos
- Resistencia al aplastamiento

Para un aplastamiento de cierto espesor con rodillos, es más grande el área de contacto en cuanto mayor es el diámetro de los rodillos, lo que exige una mayor presión para obtener un mismo resultado que con rodillos de menor diámetro, es decir que tanto la carga como el área de contacto disminuyen cuando los cilindros se hacen más pequeños para un mismo resultado de aplastamiento.

Fricción entre cilindro y material a ser troquelado

La cantidad de aplastamiento se determina por el coeficiente de fricción.

Si el coeficiente de fricción μ es mayor que la tangente del ángulo α , o ángulo de mordido entonces la placa a procesar no puede ingresar al arreglo de aplastamiento.

Además si la fricción es nula, según la expresión $\Delta h = \mu^2 R$, no habrá aplastamiento.

La fuerza de fricción afecta la magnitud y distribución de la presión del rodillo. Como podrá demostrarse que:

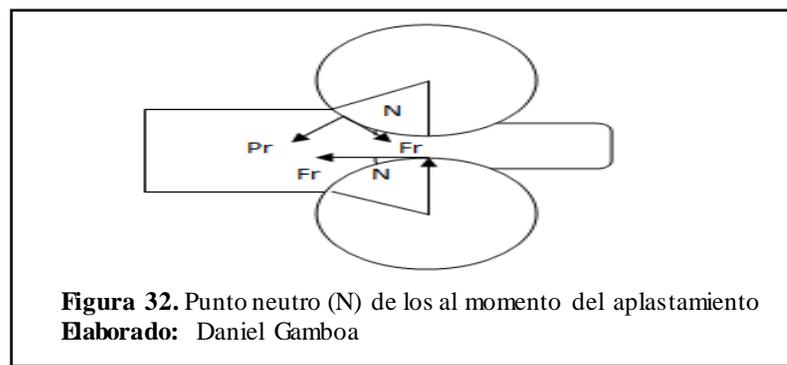
$$\mu = \tan \theta_{max} = \tan \alpha$$

Dónde:

α = ángulo de mordida.

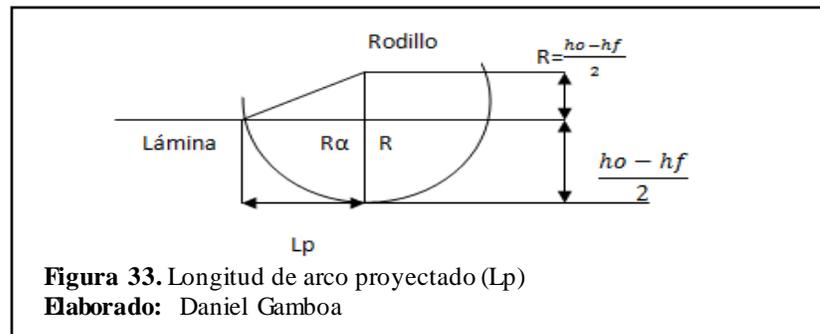
Existe un punto donde la velocidad de contacto entre el rodillo y la placa son iguales.

Este punto se llama punto de no deslizamiento (N) o punto neutro. A cualesquier lado de este punto ocurre deslizamiento con fricción, en la figura 32 se observa el cambio del sentido de la fricción específica o por unidades de longitud antes y después del punto neutro también se observa cómo actúan los rodillos en el aplastamiento.



Para desarrollar los cálculos de la fuerza de separación es necesario determinar el valor de la proyección del área de contacto.

En la figura 33 se observa cómo se presenta la longitud del arco proyectado (L_p).



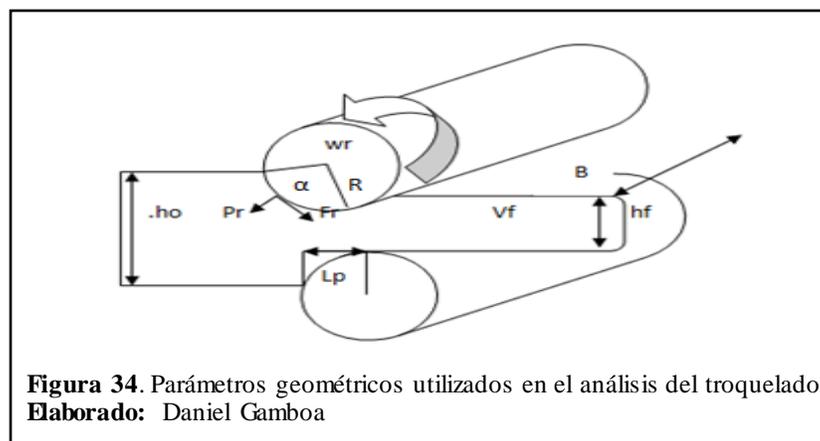
La proyección de la longitud del arco de contacto, L_p esta dado por:

$$L_p^2 = R^2 - \left[R - \frac{(h_o - h_f)}{2} \right]^2$$

Asumiendo que $(h_o - h_f)$ es pequeño entonces

$$L_p = [R(h_o - h_f)]^{1/2}$$

Llamado P_r a la presión que es igual a la carga que genera los rodillos dividida por la superficie de contacto. Esta es igual al producto del ancho de la placa b , por la proyección de la longitud de contacto L_p , como se observa en la figura 34.



P_r Es la fuerza por unidad de longitud o por ancho de la lámina b , distribuida uniformemente sobre la línea de contacto entre los rodillos y la placa. Sabido esta que el área de contacto es una franja estrecha en forma de arco. Según (Meyers) la primera aproximación para la ubicación de la fuerza resultante a través de la longitud de contacto, es la mitad de la longitud de contacto L_p .

Se llama P a la fuerza de separación que el material le hace a los rodillos y es igual en magnitud a la que hace los cojinetes sobre los que se apoya los rodillos con el fin de generar deformación plástica y es equivalente al producto de P_r por el ancho de la lámina b .

$$P_r = \frac{P}{b} = P/bL_p$$

Se puede aproximar el valor de la fuerza por unidad de longitud P_r a partir de los valores de la reducción de espesor $\Delta h = (h_o - h_f)$, el diámetro del rodillo $2R=D$, y el esfuerzo de cedencia a compresión asumimos igual que para tracción (Hibbeler).

$$\text{Esto es } P_r = \sigma_{rc} \cdot P_r = \sigma_{rc} \sqrt{\frac{D\Delta h}{2}}$$

Ubicado en la mitad de la longitud del arco L_p .

El ángulo α llamado ángulo de contacto.

Puede verificarse que la condición límite de la placa en los rodillos se establece mirando el equilibrio de las fuerzas en la sección de entrada así:

$$A \times f_f \times \cos \alpha = A \times P_r \times \sin \alpha$$

Dónde:

$$\frac{f_f}{P_r} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha$$

Y según el modelo coulombico de fricción

$$\mu \times P_r = f_f$$

de lo que se tiene:

$$\mu = \tan \alpha$$

De esta ecuación se deduce que el material no puede entrar en la prensa de rodillos si $\tan \alpha$ es mayor al coeficiente de fricción μ entre los rodillos y la placa.

De esto se deduce claramente que el coeficiente de fricción determina la máxima mordedura de los cilindros.

El valor máximo de α esta dado por:

$$\tan \alpha = \frac{R^{\frac{1}{2}}(h_o - h_f)^{\frac{1}{2}}}{R - \frac{h_o - h_f}{2}}$$

De la que si se considera pequeña la reducción respecto al radio se tiene:

$$\mu = \left(\frac{h_o - h_f}{R} \right)^{\frac{1}{2}}$$

De lo que queda:

$$h_o - h_f = \mu^2 R$$

Con todos los análisis anteriores se puede iniciar calculando cada una de las partes que forman la maquina como el rodillo de compactación, para ello se puede calcular a partir de la ecuación antes descrita. La placa está formada por varios componentes recubiertos de madera en forma de Sanduchey en su interior va las cuchillas del molde, el material a ser cortado y un respaldo de goma de caucho un espesor de 0,095m, por tomar contacto la madera con los rodillos usa el coeficiente de fricción entre madera y acero.

- μ Coeficiente de fricción entre madera y acero (0,7)
- R radio del rodillo de prensado
- h_o altura de la placa antes de prensar 0,095m
- h_f altura de la placa después de prensar 0,072m a 0,080m

Despejando R se tiene:

$$R = (h_o - h_f) / \mu^2$$

$$R=0,0469m$$

$$D=2R= 2x 0,0469m =0,0938m$$

$$D=93,8 \text{ mm}$$

Según el cálculo el diámetro del rodillo es 94 mm pero en el mercado eso no existe y el más cercano queda con diámetro de 100 mm que será el utilizado.

Diámetro de los rodillos según análisis y existencia en el mercado es 100 mm.

2.3.11 Disponibilidad de la máquina

Considerando que los materiales usados para la elaboración de la maquina son de reciclaje tanto por abaratar costos y poner en práctica y promover la regla de las 3R.

“Las tres (3R) ecológicas es una regla para cuidar el medio ambiente, específicamente para reducir el volumen de residuos o basura generada.” (Vergíu, Rojas, & Mejía, 2013).

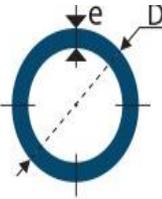
Con ello, se determina que la mejor solución es poner en práctica la consigna de las tres R, Reducir, Reutilizar y Reciclar, en este orden de importancia. (Seisdedos, 2013)

Razón por la cual se pone a consideración esta propuesta, se dispone para los rodillos, material de reciclaje de tubería de presión de oleoducto con norma de tubería Cedula 40 con las siguientes características mecánicas. Esta tubería se puede encontrar en los lugares de reciclaje y chatarrerías, razón por la cual no existirían problemas al realizar el reemplazo si se sufre algún desperfecto en ella.

Tabla 13. Características mecánicas del oleoducto con norma de tubería Cedula 40

Composición Química %				Propiedades Mecánica				
C. Max	Mn	P. Max	S. Max	Resistencia Mecánica		Punto de Fluencia		Elongación % Min
0.3	1.2	0.05	0.06	Kg/mm2	Psi	Kg/mm2	Psi	
				42.2	60000	24.6	35000	30 - 35

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65



Fuente: Catálogo DIPAC (2016)

Con los valores de la tabla que corresponden al material que se usa para los rodillos es punto de partida para determinar el valor máximo al cual la máquina puede prensar, así también el esfuerzo al que se someten los puntos de apoyo.

Se dispone del valor $P = 42,2 \text{ Kg/mm}^2$ de resistencia mecánica

Si

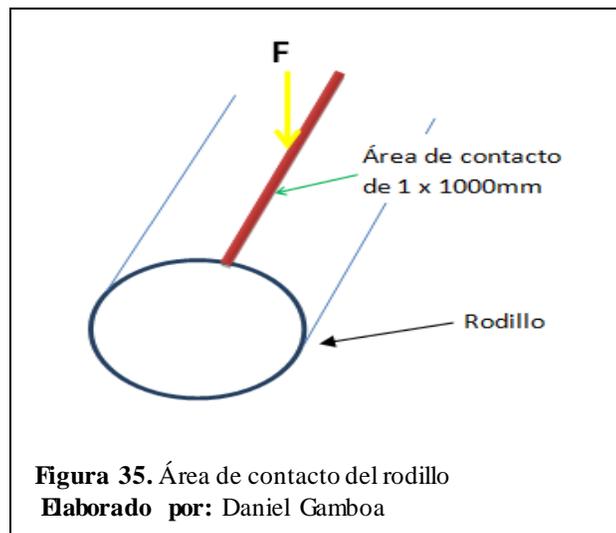
$$F = P \times A$$

Dónde:

F = fuerza

P = presión = $42,2 \text{ Kg/mm}^2$

A = área de contacto = $1\text{mm} \times 1000\text{mm} = 1000 \text{ mm}^2$



$$F = \frac{42,2 \text{ Kg}}{\text{mm}^2} \times 1000 \text{ mm}^2 = 42.200 \text{ Kg} = 413.560 \text{ N}$$

Sabiendo que $1 \text{ Kg} = 9,8 \text{ N}$

Si se toma un 75% de la fuerza máxima admisible se tendrá:

$$F = 413.560\text{N} \times 75\% = 310.170\text{N}$$

F es la fuerza equivalente aplicable a lo largo del cilindro, de la que se deduce que al ser dos apoyos distribuidos en los extremos del rodillo estos compartirán su fuerza resultante en un 50% es decir:

$$P_a = P_b$$

$$P_a + P_b = F$$

Entonces:

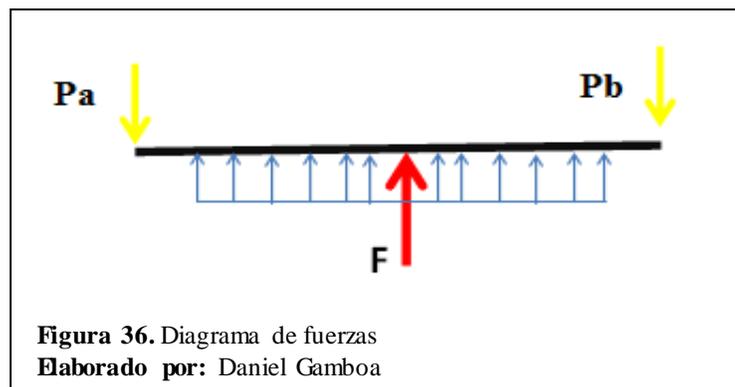
$$P_a = \frac{F}{2}$$

$$P_a = P_b$$

$$= 310.170\text{N}/2 = 155.085\text{N}$$

Pero la normal de Pa es P, en sentido contrario que se convierte en apoyo para ejercer la fuerza para el rodillo como se muestra en la figura 36.

$$P_a = P_b$$



Los apoyos tienen sujeciones empernadas en dos puntos como se muestra en la figura 37, cada uno los que a su vez soportan la mitad del esfuerzo de cada extremo:

$$P_a = P$$

$$F_s = \frac{P}{n}$$

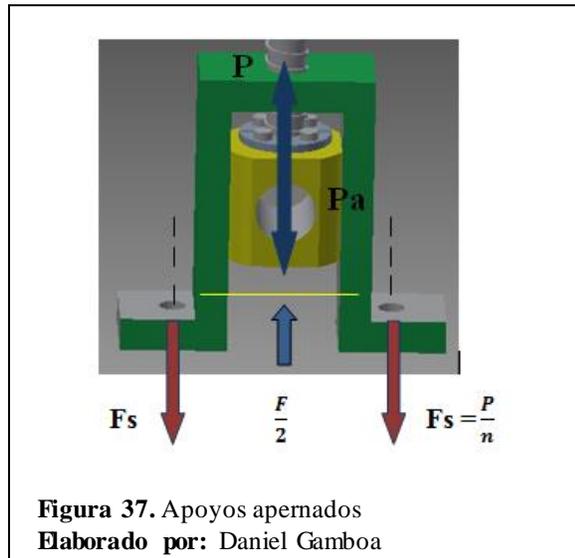
Dónde:

n es # de pernos

$$n=2$$

$$F_s = \frac{155,085 \text{ N}}{2}$$

$$F_s = 77542,5 \text{ N}$$



Con este valor se puede guiar en tablas para ver la correspondencia del perno a ser utilizado en los apoyos de sujeción.



$$F_a = 155.085$$

Fuerza de soporte de los pernos será

Fuerza de soporte

$$F_s = \frac{F_a}{2} = \frac{155085}{2}$$

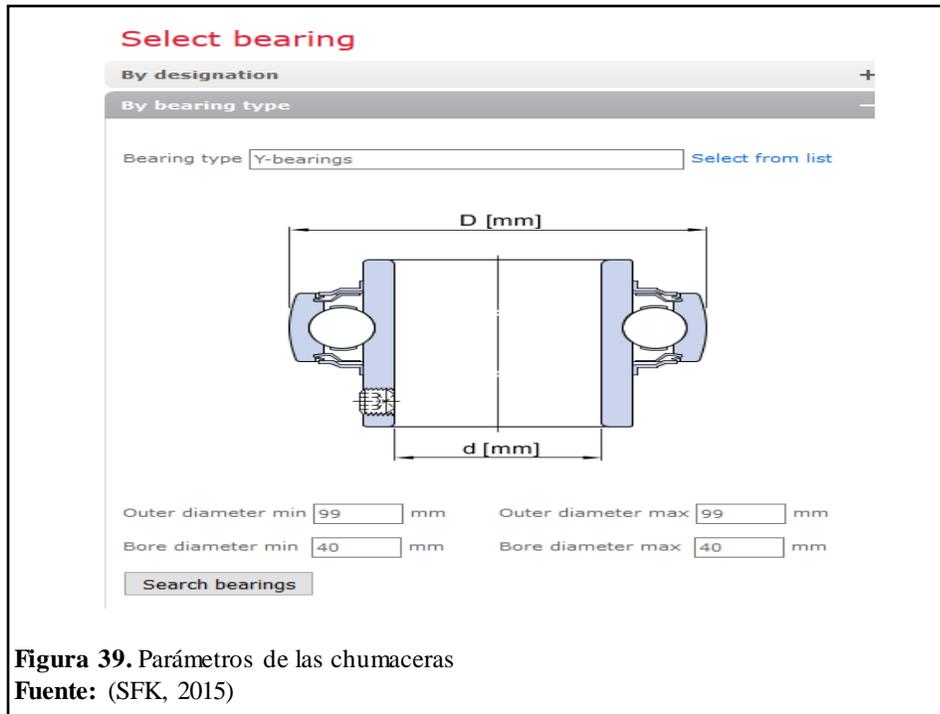
$$= 77542,5 \text{ N por cada perno de soporte del rodillo}$$

$$F_s = 77542,5 \text{ N}$$

Selección de las chumaceras

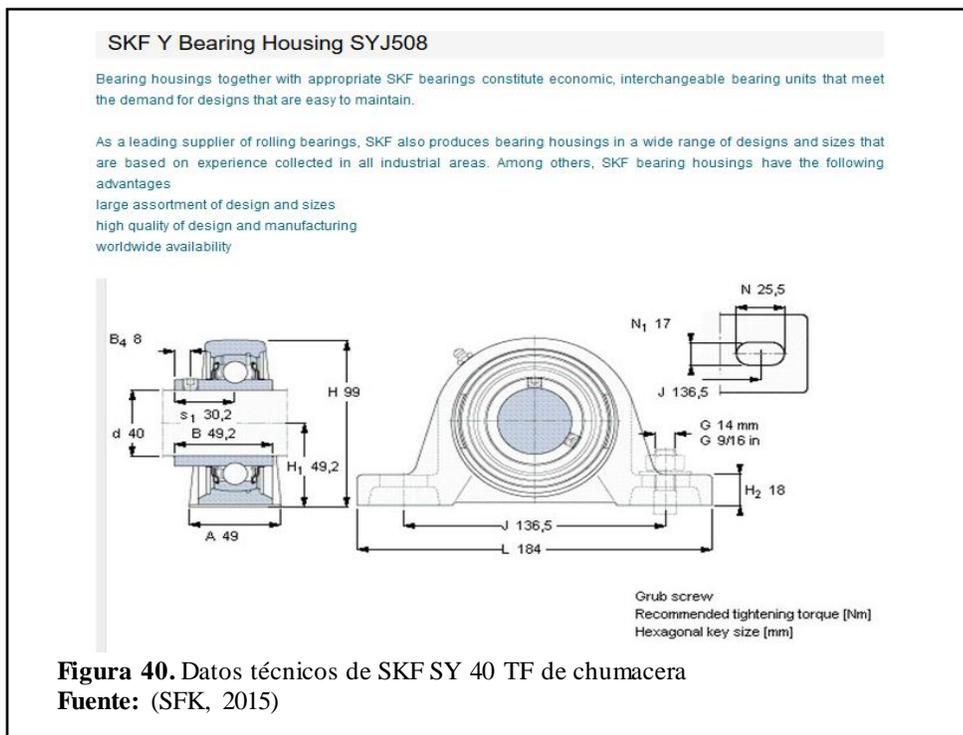
Las chumaceras se encuentran en los extremos del rodillo inferior, estas sujetan el rodillo a la bancada del módulo central de la troqueladora.

La selección de las chumaceras se realiza con la ayuda del software que presenta la empresa SKF en su página de internet, como se muestra en las figuras 39, donde están representados los parámetros necesarios de las chumaceras.



Datos técnicos de SKF SY 40 TF de chumaceras:

En la figura 40 se puede observar los datos técnicos que presentan las chumaceras que son fabricadas por SKF, de igual manera las características con las que están diseñadas para soportar.



- d: 40mm
- A: 48mm
- A1: 30mm
- B: 49.2mm
- H: 99mm
- Capacidad de carga dinámicas básicas: 30.7KN
- Capacidad de carga estática básica: 19KN
- Carga límite de fatiga: 0.8KN
- Velocidad límite de tolerancia del eje: 4800r / min
- Los componentes separados del cojinete: YAR 208-2F
- Los componentes separados de la cubierta: SY 508 M
- Unidad de masa completa: 1,8 kg
- Designación apropiada cubierta del extremo ECy: 208
- Dimensión apropiada: 23.5mm

2.3.12 Cálculo de la estructura

El diseño y análisis de la estructura se lo realizo con la ayuda del programa SAP 2000.

El perfil escogido para la estructura es tubo cuadrado ASTM A 500, de 40mm “A” x 2mm de espesor.

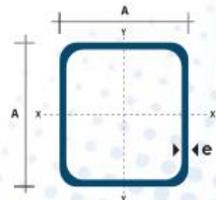
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o Galvanizado
Largo Normal	6.00 m
Otros Largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20.00 mm a 100.00 mm
Espesor	Desde 1.20 mm a 5.00 mm

TUBERÍA

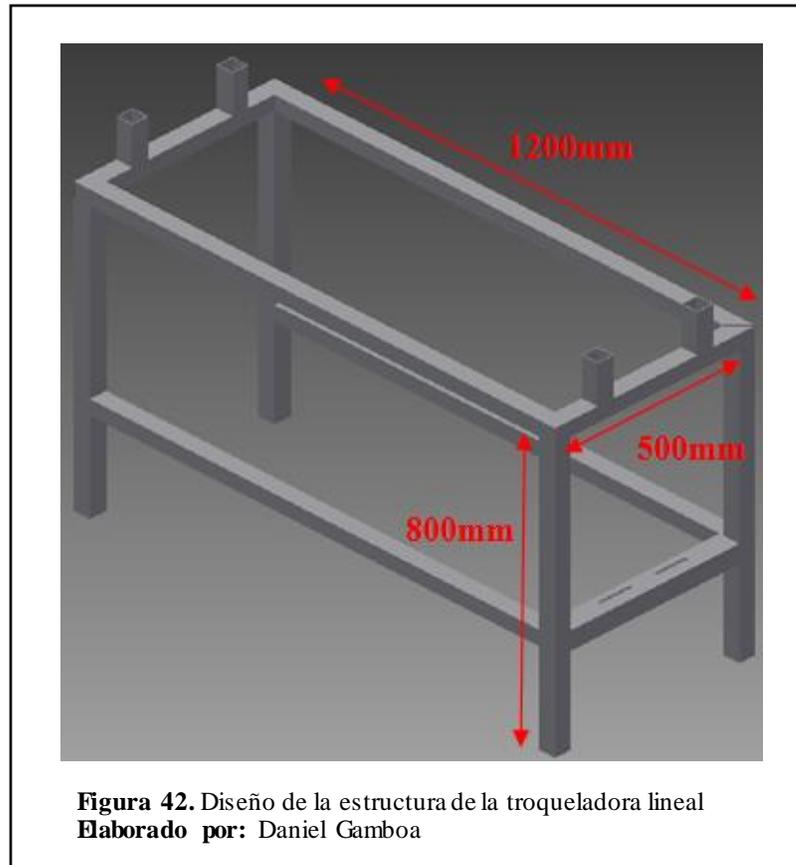


Dimensiones			Area	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Area cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	8.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97

40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
----	-----	------	------	------	------	------

Figura 41. Tubo cuadrado Estructural
Fuente: Catálogo DIPAC

Diseño de la estructura



Cargas que actúan (F_T).

$$F_T = \frac{T1 + T2 + W}{2}$$

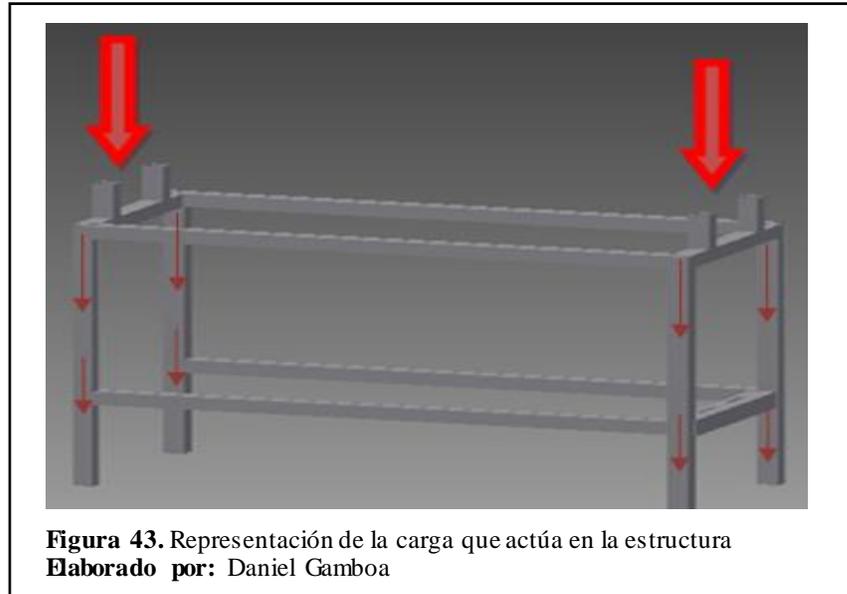
W (Rodillos) = 13,18Kgf

T1 (Fuerza de aplastamiento) = 14,5 Kgf

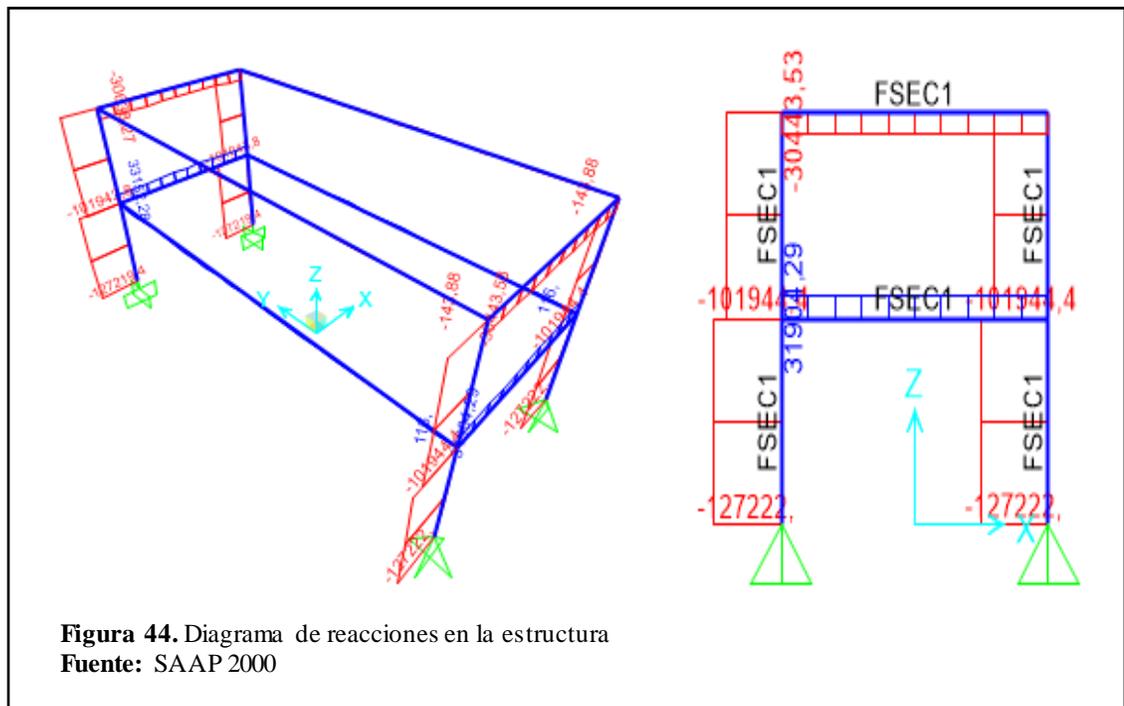
T2 (Fuerza en el filo de los rodillos) = 785,6Kgf

$$F_T = \frac{14,5 + 785,6 + 13,18}{2} = \frac{813,28}{2} = 406,64 \text{ Kgf}$$

En la figura 43 se observa cómo se distribuye la carga en la estructura de la troqueladora.

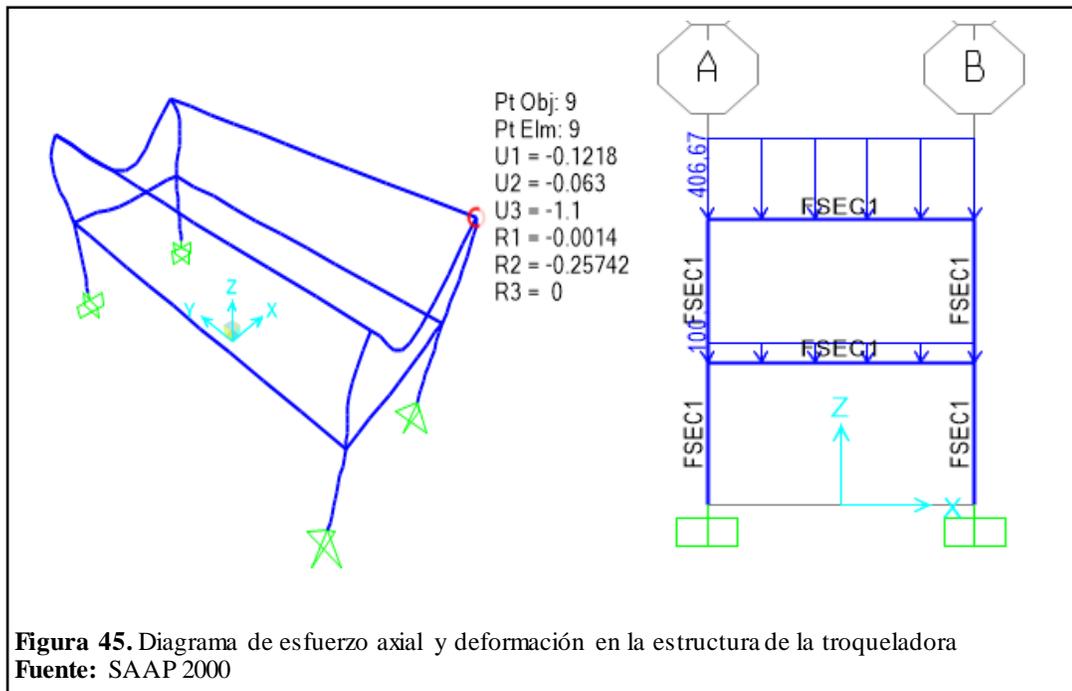


En la figura 44 se presenta el análisis de las reacciones, de la deformación que soporta la estructura, al igual que las secciones críticas.

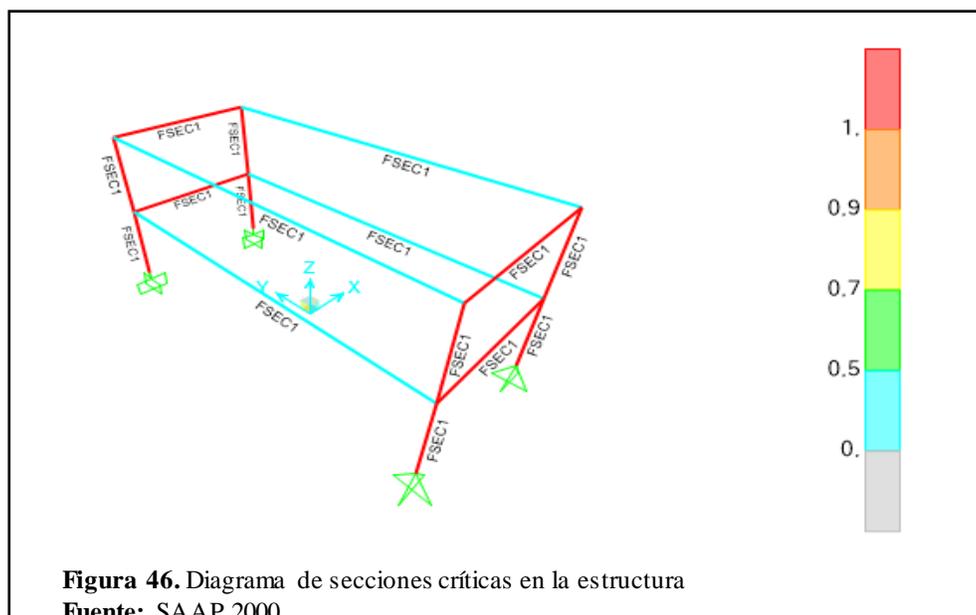


2.3.13 Cálculo de pandeo de la estructura

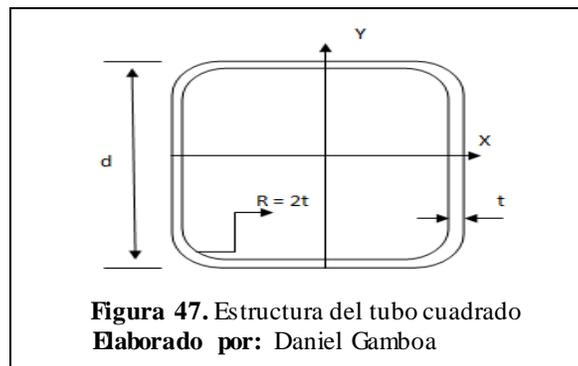
En la figura 45 se presenta el diagrama de esfuerzo axial y la deformación que sufriría la estructura de la troqueladora.



En la figura 46 se presenta el diagrama de secciones críticas en la estructura como resultado de las cargas aplicadas sobre esta.



En la figura 47 se muestra cómo está la estructura del material utilizado para la construcción de la troqueladora.



La tabla 14 muestra las propiedades geométricas de la sección de 50x50x1.8 calculada en base a las dimensiones establecidas por los fabricantes. Los datos de diferentes secciones se pueden ver en el Anexo 3

Tabla 14. Propiedades geométricas de las secciones calculadas

	SECCION	D	T	A	$I_x=I_y$	$S_x=S_y$	$f_x=f_y$
TUBOTICO		Cm	Cm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
	50x50x1.8	5,0	0,180	3,33	12,58	5,03	1,943

Elaborado por: Daniel Gamboa

Dónde:

A representa el Área de la sección

$I_x I_y$ representa el momentos de inercia de la sección con respecto a los ejes X, Y

$S_x S_y$ representa el módulo de elasticidad de la sección respecto a los ejes X, Y

$r_x r_y$ representan los radios de giro de la sección con respecto a los ejes X, Y

F_y que representa el límite de fluencia mínimo del acero Virgen es de 227 MPa

$F_u = 340$ MPa, representa el esfuerzo ultimo mínimo del acero virgen.

E = 203 GPa, representa el módulo de elasticidad

G = 78GPa, representa el módulo de rigidez

En la tabla 15 se puede observar el límite de Fluencia incrementado para la sección 50x50x1.8. En el Anexo 4 se puede observar una tabla completa con los datos de diferentes secciones.

	SECCIÓN	COMPRESIÓN	FLEXIÓN
		MPa	Mpa
TUBOTICO	50x50x1.8	249°	265°

Elaborado por: Daniel Gamboa

Para calcular el pandeo se realiza el análisis en las patas de la mesa que más esfuerzo sufre por cuanto lleva más peso.

Se tiene tubo cuadrado cuyo esfuerzo admisible a la compresión es $\sigma_{adm} = 249$ MPa

$$\sigma_{mat} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{mat} = \frac{F_p}{A}$$

$$F_p = T + W1 + W2$$

T = 785,6 Kgf Provocado por el reductor

W1 = peso de los rodillo y soportes elementos (14,5 Kgfx2) = 29 kgf

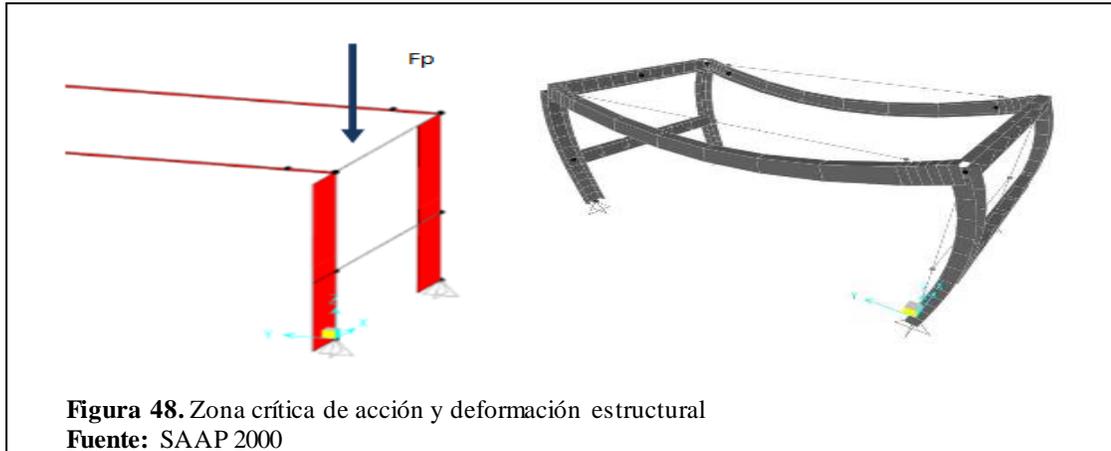
W2 = peso de motor y reductor 30kgf

$$F = T + W1 + W2$$

$$= 785,6 + 29 + 30$$

$$= 844,6Kgf$$

Número de patas expuestas al peso crítico = 2



$$F_p = \frac{F}{2} = \frac{844,6}{2} = 422,3Kgf$$

$$\sigma_{mat} = \frac{422,3 Kgf}{33,3 cm^2} = \frac{12,68Kg}{cm^2} = 1,24 MPa$$

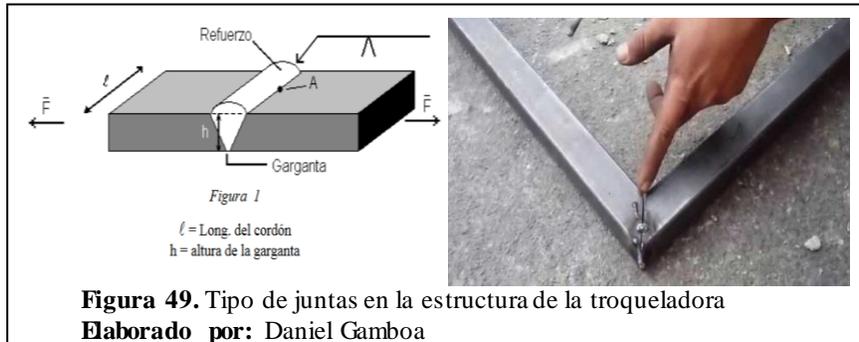
$$1,24MPa_{mat} \leq 249 MPa_{adm}$$

Se cumple la condición donde σ_{mat} es 200 veces menor a las exigencias admisible del material empleado.

El resto de la estructura está expuesta a esfuerzos menores, por lo cual esta es óptima para soportar las cargas y trabajar de una manera adecuada.

2.3.14 Cálculo de soldaduras

En la figura 49 se muestra la forma de juntas que se realiza en la estructura de la troqueladora.



Tipo de electrodo AGA 6011.

- Resistencia tracción 495 MPa o 5047,5 Kg/cm²
- Limite fluencia 424 MPa
- Alargamiento 27%

Resistencia de la soldadura a tracción y compresión

El punto en donde existe la mayor cantidad de esfuerzos es denominado punto de unión crítico y es tomado respecto a las fuerzas presentes en la máquina, como se puede observar en la figura 50.



De acuerdo a ello, se usa la siguiente relación de comparación.

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{n \times l} \leq 0,6 \times \sigma_{mat}$$

$$\sigma_{mat} = 5047,5 \frac{Kg}{cm^2}$$

$P = 785,6 \text{ Kg}$ (fuerza ejercida por el reductor)+peso de los rodillos ($13,18\text{Kg} \times 2$)+ peso del tubo de la estructura en el punto de análisis ($0,089\text{Kg}$)

$$P = 785,6 + 26,36 + 0,089 = 812,049\text{Kg}$$

n =espesor del tubo ($0,2\text{cm}$)

l =longitud del cordón en punto crítico (5cm)

$$\sigma_{adm} = \frac{812,049\text{Kg}}{0,2\text{cm} \times 5\text{cm}} \leq 0,6 \times 5047,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$812,049 \text{ Kg/cm}^2 \leq 3028,5 \text{ Kg/cm}^2$$

Al cumplirse la condición

$$\sigma_{adm} \leq 0,6 \times \sigma_{mat}$$

Se puede asegurar que la suelda no fallará por cuanto es su resistencia 3,7 veces mayor a la carga expuesta.

Pernos de sujeción

En la tabla 16 se observa las características del perno SAE 5, mientras que en el Anexo 5 se encuentran características de los pernos de series similares.

Tabla 16. Identificación de Pernos

Grado de Dureza	 SAE 5
Marcas	3 líneas
Material	Acero al carbono
Tensión Mínima	120 libras por pulgada

Fuente: (Herrada, 2008)

Tabla 17. Apriete de pernos

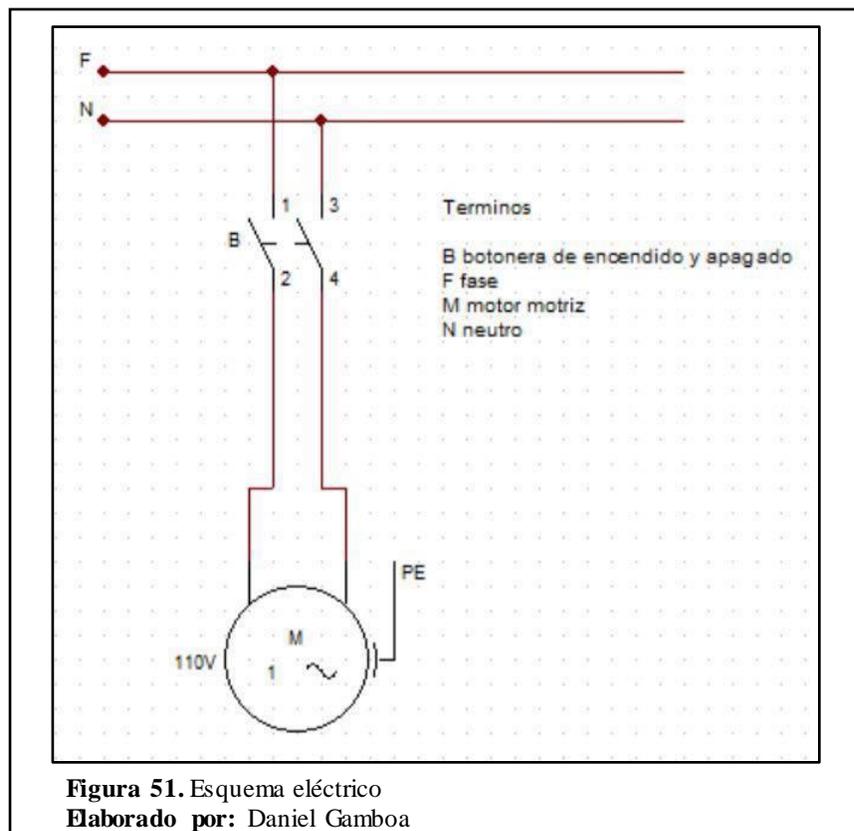
	Grado	5
Diámetro pulgadas	Hilos por pulgada	SECO
1/2	13	5

Elaborado por: Daniel Gamboa

Los pernos a utilizar son de 1/2 grado 5, los mismos que pueden soportar 120libras por pulgada y son de acero al carbono que pueden resistir un apriete de 75 libras pie. En el anexo 6 se encuentran datos para el apriete de pernos de diversos diámetros.

Esquema del sistema eléctrico

A continuación se presente el esquema del sistema eléctrico de conexión del motor realizado en el software Cade Simu, el cual consta de un motor monofásico de 1hp, 110 V y una botonera On/Off.



CAPÍTULO III

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

3.1 Análisis económico

Dentro del análisis total del coste de la fabricación de la máquina troqueladora se debe tomar en cuenta lo siguiente:

Costos directos

- Costos de materia prima
- Costos de mano de obra
- Costos de maquina
- Costos de insumo

3.1.1. Costo de materia prima

El material obtenido en dimensiones brutas es denominado como la materia prima la cual posteriormente será transformada en los elementos requeridos para la construcción de la máquina.

Tabla 18. Costo de materia prima

COSTO DE MATERIA PRIMA			
Denominación / Dimensiones	Cantidad	Material	Costos
1 ½ “ (40mm) x 2mm de espesor / 6m c/tubo, total 15m	6m c/tubo, total 15m	2 ½ TUBOS CUADRADOS NEGROS	\$ 32,00
1 ½”(40mm) de diámetro	2 chumaceras	Hierro	\$ 14,00
24mm diámetro	2 volantes con pernos de 15/16”	Hierro	\$ 25,00
cédula 40 = 1000mm c/u	2 Tubos de 4” (100mm)	Acero	\$ 30,00
130mm diámetro c/u, 19mm espesor	8 planchas de acero	Aceroinoxidable	\$ 12,00
40mm diámetro / 370mm longitude	4 EJES	Acero	\$ 30,00
400mm longitud, 66mm ancho, 12mm espesor	1 Placa de acero	Acero inoxidable	\$ 1,50
BOSTON GEAR ISO 9002	1 reductor	Hierro	\$ 200,00
1 Hp	1 motor	Acero al carbón	\$ 120,00
1.22 m x 2.44m	2 tableros	Triplex	\$ 85,90
1½ , 2mm(espesor)	Tubos	2 ½ tubosnegros	\$ 40,00
Cadena de moto			\$10,00
2 Piñones de 15 dientes			\$5,00
		TOTAL	\$ 605,40

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.1.2 Costos de máquina

El precio de la hora/máquina es el que permite determinar el valor de la máquina. En la tabla 19 se detalla el precio del mecanizado de la materia prima y cada una de sus características.

Seguidamente se encuentran el detalle del costo hora/máquina

Tabla 19. Costo de máquina

COSTO DE MÁQUINA				
Maquinaria	Cantidad	Horas	Costo /hora	Costo
Torno	1	16	\$30,00	\$ 480,00
Suelda	1	8	\$10,00	\$ 80,00
Amoladora	1	4	\$3,00	\$ 12,00
TOTAL				\$ 572,00

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.1.3 Costo de mano de obra de la máquina

La mano de obra está dada por el esfuerzo físico y mental que se utiliza al momento de fabricación de un bien, en la tabla 20 se detalla el coste de la mano de obra utilizado para el presente proyecto. El costo por hora que se establece según el Ministerio de Trabajo (2015) es de \$ 2,41.

Tabla 20. Costo de la mano de obra

MANO DE OBRA		
Horas	Costo/Hora	Costo Subtotal
200	\$ 2,41	\$482,00
TOTAL		\$ 482,00

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.1.4 Costos de insumos

Son considerados como insumos los bienes de libre mercadeo que se emplean para la elaboración de otros bienes.

Para detallar el coste de los insumos adquiridos se presenta la tabla 21 donde se encuentran sus características.

Tabla 21. Costo de los insumos

COSTO DE INSUMOS				
Denominación	Cantidad	Dimensiones	Costo Unitario	Costo total
Electrodos AGA 6011	3 Lbs	n/a	\$1,25	\$ 3,75
Electrodos AGA 7018	1 Lb	n/a	\$3,90	\$ 3,90
13mm diámetro	4 pernos	96 mm longitud	\$2,8	\$ 11,20
13mm diámetro	8 rodela planas	n/a	\$0,8	\$ 6,40
13mm diámetro	4 pernos	51 mm longitud	\$2,5	\$ 10,00
13mm diámetro	4 rodela planas	n/a	\$0,2	\$ 0,8
TOTAL				\$ 36,05

Elaborado por: Daniel Gamboa

El costo total de los costos directos se presenta en la tabla 22

Tabla 22. Costo total directo

COSTOS DIRECTOS	
Costos de la materia prima	\$ 605,40
Costos de mano de obra	\$ 482,00
Costos de máquina	\$ 572,00
Costos de insumos	\$ 36,05
Total	\$ 1.695,45

Elaborado por: Daniel Gamboa

Costos Indirectos

- Costo de diseño
- Gastos indirectos

3.1.5 Costo de diseño

El costo de diseño indica el porcentaje de ganancia que se obtienen de la máquina, tomando como base el costo establecido de la misma. De acuerdo a la complejidad de la máquina y la disponibilidad en el mercado se considera un porcentaje entre 15-20%.

Para el cálculo del costo del diseño de la troqueladora se tomará una utilidad del 15%

Costo de diseño = Costo directo total x 15%

Costo de diseño = 1.680,45 x 0,15%

Costo de diseño = 254,32

3.1.6 Gastos Indirectos

Para los gastos indirectos se toma en cuenta los realizados para el transporte de material para la fabricación de la troqueladora. Para ello se determina un gasto de 150 dólares.

En la tabla 23 se presenta el total de los gastos indirectos para la fabricación de la máquina.

Tabla 23. Costos Indirectos

Costos Indirectos	
Costos de diseño	254,32
Costos indirectos	150,00
TOTAL	404,32

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.1.7 Costo total de fabricación

En la tabla 24 se presenta el resumen del costo total de fabricación de la troqueladora.

Tabla 24. Costo total de fabricación

Costo total de fabricación	
Costos directos	1.680,45
Costos indirectos	404,32
TOTAL	2099,77

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.2 Análisis financiero

Para la evaluación financiera del proyecto se debe tomar en cuenta el costo total de fabricación que se muestra en la tabla 24.

3.2.1 Activo Fijo

Debido a que las maquinas pierden su valor inicial de compra con el pasar de los años, es considerada como un activo fijo, razón por la cual se debe realizar la depreciación del activo.

Tabla 25. Activo fijo

N°	Activo fijo	% de depreciación	Valor de desecho	Vida útil
1	Troqueladora	10%	Costos Activos fijos * 10%	10 años

Elaborado por: Daniel Gamboa

% de depreciación = costo de inversión – valor de desecho/ vida útil

% de depreciación = 2099,77 – 209,97

% de depreciación = 1889,8

3.2.2 Mantenimiento del activo fijo

En base a la experiencia obtenida dentro de la fábrica donde va a operar la máquina, se toma como referencia cierto porcentaje considerable de la troqueladora, con lo cual se obtiene el costo total de mantenimiento mensual y anual de la máquina, lo que se indica en la tabla 26.

Tabla 26. Costo de mantenimiento de la troqueladora

Activo fijo	Costo activo	% mantenimiento	\$ mantenimiento anual/mensual
Troqueladora	2099,77	3	58,32 /699,77

Elaborado por: Daniel Gamboa.

3.2.3 Costo de tercerización del proceso del conformado

Dentro del análisis de la recuperación de la inversión del proyecto se debe considerar el valor del gasto mensual del conformado de materiales que se muestra en la tabla 27, para ello se toma como referencia que la empresa fabricará 600 pares al mes con la ayuda de la troqueladora.

Tabla 27. Costo del proceso de conformado

Número de pares	Precio unitario	Precio total/mensual	Precio Total/ anual
600	0,45	270	3240

Elaborado por: Daniel Gamboa

3.2.3 Mano de obra directa

Para el corte de cada par es necesario un operador para la máquina, lo que representa un gasto como se indica en la figura 28.

Tabla 28. Costo de mano de obra directa

Número de pares	Tiempo de corte	Costo por hora	Costo anual
600	8min	\$2,4	\$1728

Elaborado por: Daniel Gamboa

La máquina se usara 60 horas al mes

3.2.3 Servicios básicos

El costo del KW/h se muestra en la figura 52.

B.1.4	SERVICIO INDUSTRIAL ARTESANAL			Esta tarifa se aplicará a los consumidores que utilicen el servicio en trabajo de artesanía o pequeña industria y sea propietario del transformador de distribución.
	0-300		0,072	Por cada kWh de consumo de hasta 300 kWh en el mes.
	301- Superior		0,104	Por cada uno de los siguientes kWh de consumo en el mes.

Figura 52. Servicio Industrial artesanal de energía eléctrica
Fuente: <http://www.eeq.com.ec:8080/documents/10180/143788/Pliego+Tarifario+Enero+2016/414767b2-234d-4f10-a578-2c2990465c1f>

El tiempo de uso mensual de la maquina es de 60 horas

$$p = \frac{\sqrt{3} * V * I * \cos \varphi}{1000}$$

$$p = \frac{\sqrt{3} * 220 * 9.6 * \cos (0,80)}{1000}$$

$$p = 2,53$$

$$P_u = 5.10 \times 0.90 \text{Kwh}$$

$$P_u = 2.27 * 60 = 136,2$$

Costo mensual de consumo de la máquina es \$ = 9,80

3.3 Periodo de recuperación de la inversión

En la tabla 29 se establece el periodo de recuperación de inversión de la máquina troqueladora con una tasa mínima de recuperación anual que según lo establece el Banco Central del Ecuador (2016) es de TMRA=11,30 % para los segmentos productivos de las PYMES.

Tabla 29. Periodo de recuperación de la inversión

Años	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos											
Costo conformado	0,00	3240	3240	3240	3240	3240	3240	3240	3240	3240	3240
Egresos											
Mano de obra	0,00	1728	1728	1728	1728	1728	1728	1728	1728	1728	1728
Servicio basico	0,00	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6	117,6
Mantenimiento	0,00	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77	699,77
Depreciacion	0,00	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5	208,5
Flujo efectivo	-2099,77	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13	486,13
Tasa	0	0,90	0,81	0,73	0,65	0,59	0,53	0,47	0,42	0,38	0,34
Valor presente	-2099,77	2.911,05	2.615,50	2.349,95	2.111,37	1.897,01	1.704,41	1.531,37	1.375,89	1.236,20	1.110,69
Pay back	0,00	-1.613,64	-1.127,51	-641,38	-155,25	330,88	817,01	1.303,14	1.789,27	2.275,40	2.761,53
VAN											988,06
TIR											15,99%

Elaborado por: Daniel Gamboa

Una vez detallados los costos se puede observar que la inversión inicial para el desarrollo del proyecto es de \$2082,51 financiado por el autor del trabajo.

El VAN indica un valor de USD 988,06 este valor al ser mayor que cero, indica que la inversión genera ganancias.

El TIR se obtuvo un valor del 15,99 % el cual es mayor a la tasa mínima de interés de ganancia $TMAR = 11,3\%$. Por lo que se puede concluir que el proyecto es viable y satisface las expectativas de los interesados.

De acuerdo a estos datos para determinar el tiempo de recuperación se debe tomar el último año negativo que sería el cuarto año, luego de ello se realiza una división entre $(330,88 / 1704.41) * 12$ para poder obtener el tiempo en meses. Este nos da un resultado de 2,3

Con ello se establece que el tiempo de recuperación de la inversión es en 4 años y 3 meses.

Si la máquina trabajaría 8 horas diarias en un mes se tendría 160 horas de trabajo, por lo que el tiempo de recuperación de la inversión sería de 1 año y 7 meses, sin embargo la empresa no requiere del funcionamiento diario de la troqueladora.

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

La mayor parte de la construcción de la estructura de la maquina se lo realiza a través del proceso de soldadura.

4.1 Proceso de construcción de la troqueladora lineal de rodillos

Para el proceso de construcción de la troqueladora, primeramente se debe realizar el corte de rodillos: Tubos de 4" de 1000mm c/rodillo (figura 53), posteriormente se realiza el corte de ejes laterales de soporte para los rodillos (figura 54).



Figura 53. Corte de rodillos
Elaborado por: Daniel Gamboa



Figura 54. Corte de ejes laterales de soporte para los rodillos
Elaborado por: Daniel Gamboa

Rectificar, cilindrar, perforar placas para tapas laterales de rodillos (figura 56).



Figura 55.Rectificación placas para tapas laterales de rodillos
Elaborado por: Daniel Gamboa

Soldar las placas perforadas a rodillos (electrodos 70-18) como se observa en la figura 55 y rectificar soldadura en rodillos y ejes laterales (figura 57).



Figura 56. Soldadura de placas perforadas a rodillo
Elaborado por: Daniel Gamboa



Figura 57. Rectificación de soldadura
Elaborado por: Daniel Gamboa

Limpiar y pulir óptimamente los volantes (figura 58), posteriormente cortar y soldar, el tubo cuadrado negro para dar forma a la estructura de la máquina (figura 59).



Figura 58. Limpiar y pulir óptimamente los volantes
Elaborado por: Daniel Gamboa



Figura 59. Proceso de armado de la estructura
Elaborado por: Daniel Gamboa

Pulir aristas vivas y soldaduras de la estructura para seguidamente perforar y realizar el montaje de las chumaceras y el rodillo inferior. (Figura 60 y 61)

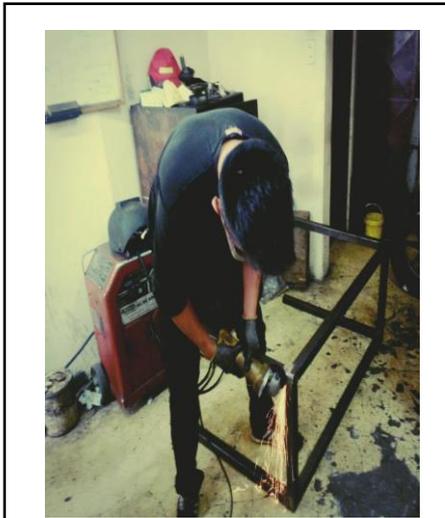


Figura 60. Soldadura de la estructura
Elaborado por: Daniel Gamboa

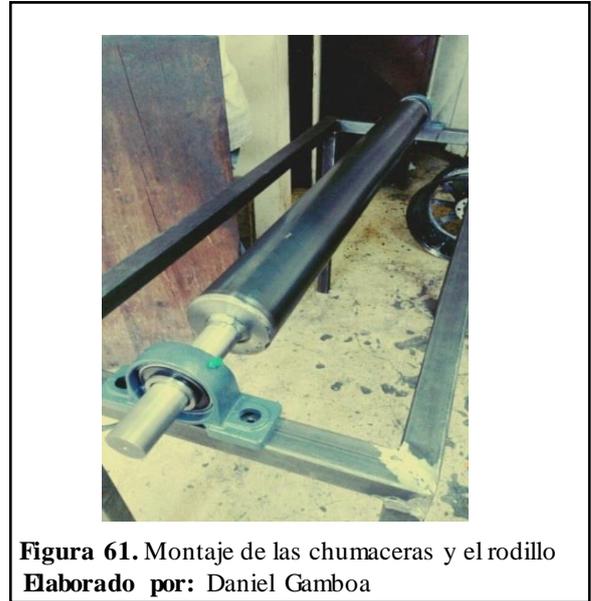


Figura 61. Montaje de las chumaceras y el rodillo
Elaborado por: Daniel Gamboa

Cortar, perforar, pulir y dar forma a las placas base para volantes laterales del rodillo superior como se diferencia en la figura 62.



Figura 62. Formar las placas base para volantes laterales del rodillo superior
Elaborado por: Daniel Gamboa

Montar rodillo superior en conjunto con los volantes laterales y apernar (figura 63)



Figura 63. Montaje del rodillo con los volantes laterales
Elaborado por: Daniel Gamboa

El equipo funciona correctamente, entregando una fuerza de presión la cual según los cálculos y las experimentaciones realizadas en este proyecto es la necesaria y superior a la requerida para realizar el corte en el material, la fuerza superior permitirá que el trabajo que va a desarrollar no se limite únicamente a cortar cuero, si no que permitirá realizar cortes en otros tipos de materiales que son importantes y necesarios al momento de la fabricación del calzado.

La velocidad que presenta el movimiento de los rodillos es la óptima para que el operario pueda cumplir con mayor facilidad, agilidad, y precisión la entrega del material cortado, sin mencionar la gran optimización de tiempo que representa trabajar con esta máquina.

En cuanto a la capacidad productiva el funcionamiento de la máquina permite aumentar satisfactoriamente el nivel de producción dentro de la empresa, nivel de producción que deberá manejarse acorde a la demanda de la producción de calzado.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. A través de los ensayos y pruebas realizadas se determina que la fuerza de corte que producirá la máquina para el cuero, en la fabricación del calzado tiene un valor de 1462,8 N.
2. De acuerdo a los cálculos y con la implementación de la maquinaria se tiene como resultante que la máquina trabajará a 10 RPM que represente el 0,57% de las RPM que entrega el motor con el que trabaja la máquina.
3. La máquina ayuda a incrementar la capacidad productiva de la empresa “Calzado Haydee Santana” en un 50%, satisfaciendo así la demanda actual en la industria de calzado.
4. Al analizar las alternativas más utilizadas por los operarios para realizar el proceso de corte, se concluye que la troqueladora lineal de rodillos es una de las mejores opciones ya que cumple en un 100% con satisfacer las necesidades de una manera óptima en el proceso de corte del cuero.
5. La máquina consta con un 30% de partes normalizadas por lo que se concluye que el 70% restante está formado por elementos que pasaron por procesos de elaboración y diseño acorde a las características de la máquina.
6. En el análisis de costos para la fabricación de la máquina, se da un monto de inversión el cual podrá ser recuperado dentro de un periodo de trabajo de 4 años y dos meses.
7. Se logró satisfacer las necesidades de la empresa aplicando los conocimientos de ingeniería adquiridos a lo largo de la carrera académica.

8. La máquina está diseñada para realizar el trabajo dentro de un periodo continuo de 160 horas al mes, sin embargo por la situación actual que atraviesa la industria de la fabricación del calzado en la provincia de Tungurahua esta trabajará únicamente 60 horas mensuales, lo cual representa el 37,5 % de la capacidad que puede trabajar la máquina.

Recomendaciones

1. Vale la pena mencionar que antes de seleccionar un tipo de troqueladora se debe analizar el mercado al cual se está enfocando y las cantidades que se va a necesitar de producto terminado.
2. Se puede recubrir el rodillo inferior con lija para acero o madera que ayudará a mejorar el arrastre del conjunto de los moldes y el cuero.
3. Analizar con anterioridad cuales son los tipos de troqueladoras que se puede encontrar y cómo es el funcionamiento de cada una de ellas y la cantidad de recursos que estas exigen para trabajar.
4. Observar que los elementos que van a constituir nuestra troqueladora sean los que se puedan adquirir con facilidad, es decir que se encuentren dentro del mercado.
5. Realizar las pruebas necesarias de la troqueladora para que cumpla óptimamente con el trabajo y la actividad para la cual se la está construyendo.
6. Analizar muy bien todos los materiales para los cuales se puede hacer uso de la troqueladora ya que existe una gran variedad de dentro de la industria de la fabricación del calzado.
7. Si la máquina troqueladora trabaja regularmente con un número de 8 horas diarias se lograría la recuperación de la inversión en un tiempo menor, debido a que se incrementarían las ganancias y el valor del TIR sería mucho mayor.

REFERENCIAS

- Asociación Latinoamericana del Acero*. (2010). Obtenido de Uniones y conexiones: www.alacero.org
- Araque, W. (2012). *Las PyME y su situación actual*. Ecuador: Universidad Andina Simón Bolívar.
- Banco Central del Ecuador. (2016). *Indicadores Económicos*. Quito.
- Budynas, R., & Keith, J. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: Mc Graw Hill.
- Carrillo, D. (2010). *Diagnóstico del sector textil y de la confección*. Quito.
- CASIOPEA. (2012). *Informe Tipos de Uniones*. España.
- CINTAC. (2007). *Tubos y perfiles*. Chile : Copyright © MMIV, por Cintac S.A.
- Correa, J. A. (2008). *Principios de torneado: Máquinas Herramientas: El torno. Torno paralelo*. Rosario, Santa Fe.
- Dávila, F. (2015). Tipos de tornillos y clasificación. *Instituto Universitario Politécnico Santiago Mariño*.
- Dirección de Inteligencia Comercial e Inversiones. (2012). Análisis sectorial del textiles y confecciones. *PRO-ECUADOR: Instituto de promoción de exportaciones e inversiones, 2*.
- El Heraldo. (19 de Abril de 2014). *Ambato, capital del calzado*. Recuperado el 2016, de <http://www.elheraldo.com.ec/index.php?fecha=2014-04-19&seccion=Editoriales¬icia=39369>
- El Telégrafo. (9 de Junio de 2014). *Vamos a construir en Ambato la primera Ciudad del Calzado*. Recuperado el 2016, de <http://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/regional-centro/1/vamos-a-construir-en-ambato-la-primera-ciudad-del-calzado>

- EMERSON Industrial Automation. (22 de mayo de 2010). ¿Cómo puedo identificar el tipo y tamaño correcto de banda en V cuando la banda está rota y ya no tiene etiqueta? *Belt Drive Monthly*, 22.
- Escuela Colombiana de Ingeniería. (2007). *Torno Protocolo: Curso de Procesos de Manufacturas*. Facultad de Ingeniería Industrial.
- Fitzgerald. (2007). *Mecánica de materiales*. México: Alfaomega.
- GPR Industrial. (2016). *Correas en V*. Recuperado el agosto de 2016, de <http://www.gprindustrial.com/es/9-correas-en-v>
- Herrada. (2008). *Identificación de pernos*. Jeeperos. com.
- IPAC. (s.f.). Obtenido de DISENSA-PRODUCTOS : http://disensa.com/main/images/pdf/perfileria_acero.pdf
- Jay, H. (2007). *Dirección de producción y operaciones, decisiones estratégicas*. Madrid: Pearson Educacion .
- Mérida. (2010). *Elementos de Unión roscados*. Elementos de máquinas II.
- Ministerio de Industrias y productividad. (2013). Obtenido de Ecuador: modelo a seguir en el crecimiento del sector cuero y calzado: <http://www.industrias.gob.ec/ecuador-modelo-a-seguir-en-el-crecimiento-del-sector-cuero-y-calzado/>
- Moblat. (2016). *Cadenas de transmisión de potencia*. España.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). México: Pearson Education.
- Ospino, A. (2010). *Soldadura por arco eléctrico*. Obtenido de <https://adnervillarroel.files.wordpress.com/2010/07/soldadura-por-arco-electrico.pdf>
- Picazo, A. (2007). *MEDIOS DE UNIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.

- PROECUADOR. (Diciembre de 2012). *Dirección de Inteligencia comercial e inversiones*. Obtenido de Análisis sectorial de textiles y confecciones: http://www.proecuador.gob.ec/wp-content/uploads/2013/11/PROEC_AS2012_TEXTILES.pdf
- Reissig, P. (2006). *Innovación en Cuero = Oportunidad para el Diseño*.
- Romanjek, M. (Diciembre de 2001). Propiedades y capacidades de los tubos estructurales laminados en frío y producidos en Costa Rica. *Ingeniería. Revista de la Universidad de Costa Rica*, 11, 110.
- Salinas, V. (2014). *El cuero producción industrial y artesanal en el Ecuador*.
- Seisedos, M. R. (2013). Regla de las tres erres ecológicas: Reducir, reutilizar, reciclar. *Ifeel-maps*.
- SFK. (2015). *Productis de mantenimiento y lubricación SFK*.
- Silva, P. (2012). Propiedades Físicas y químicas del cuero para calzado de seguridad. *Revista Tecnología en Marcha*, XVIII(1), 37.
- Sistema Internaciona. (2010). *Teorías de falla estáticas*. Obtenido de Elementos de unión roscados: Computrabajo.com.ec
- TOSUGA. (2016). *Tabla para la Rosca Americana Cónica (NPT)*. Recuperado el 2016, de <http://www.tosuga.com/index.php?page=info&page3=metricas#top>
- UNAM. (2009-2010). *Producción Artesanal*. México: Universidad Nacional de México.
- Vergíu, J., Rojas, O., & Mejía, C. (2013). Implementación de sistema de recolección de desechos reciclables en la ciudad universitaria de San Marcos. *Redalyc*, 16(2), 40.

