

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MAQUINA CORTADORA DE VIGA
ASFÁLTICA PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DEL ASFALTO.
(CORASFALTOS)

DIEGO FERNANDO MESA VARGAS
JAIRO ANDRÉS HERNÁNDEZ TIRADO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2016

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MAQUINA CORTADORA DE VIGA
ASFÁLTICA PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DEL ASFALTO.
(CORASFALTOS)

DIEGO FERNANDO MESA VARGAS
JAIRO ANDRÉS HERNÁNDEZ TIRADO

Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico.

Director
ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS
Ingeniero Mecánico.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2016

DEDICATÓRIA

A Dios, por brindarme la salud y bienestar que necesitaba.

A mi querida madre Ruth María Tirado, por su gran amor y apoyo incondicional en mi vida.

A mi padre Jairo Hernández, por su apoyo durante todo el proceso, por su comprensión, amor y dedicación.

A mi abuela Esperanza Hernández, por tenerme presente en sus oraciones.

A Ingrid Vega, por su gran amor, aprecio y cariño a través de toda la carrera.

A mis familiares, que incondicionalmente estuvieron allí para desearme este gran triunfo.

A mis compañeros por los grandes momentos compartidos, en especial a Leonardo Rivera, Diego Meza, Carlos Baeza y Jorge Marulanda.

Jairo Andrés Hernández Tirado

DEDICATORIA

A mi madre, a mi padre y hermanos por estar siempre y brindarme la confianza que siempre necesite, los consejos que siempre acate y el amor que siempre recibí.

A Daniela Castro agradecerle por sus buenos consejos, su constante cariño y el aprecio que siempre me brindo.

Al Doctor Santiago Rincón y St Ángela patricia torres Gómez por su apoyo desde la distancia.

A todos mis compañeros por su amistad durante el transcurso de mi carrera, en especial a Andrés Barreto, Javier pachón, Jairo Hernández, Jeison bello, Carlos Baeza, Jorge Marulanda, Mateo Díaz.

Diego Fernando Mesa Vargas

AGRADECIMIENTOS

Expresamos los más sinceros agradecimientos al profesor Alberto David Pertuz director del proyecto por su respaldo, colaboración y asesoría en el desarrollo del presente trabajo de grado igualmente agradecer a la empresa CORASFALTOS por su apoyo en todos los aspectos.

Diego Fernando Mesa Vargas

Jairo Andrés Hernández Tirado

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	23
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	25
2. JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA.....	27
3. OBJETIVOS	28
3.1 OBJETIVO GENERAL	28
3.1.1. Objetivos específicos	28
4. MARCO DE REFERENCIA DE LA EMPRESA CORASFALTOS.....	30
4.1 DATOS DE LA EMPRESA	30
4.2 ANTECEDENTES	30
4.2.1 Localización	30
4.2.2 Misión.....	32
4.2.3 Visión.....	32

4.2.4	Layout de la empresa.....	32
4.3	EL ASFALTO.....	33
4.3.1	Composición.....	34
4.4	METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MEZCLAS ASFÁLTICAS.....	34
4.4.1	Metodología de diseño Marshall.	34
4.4.2	Metodología de diseño Superpave.....	35
5	PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL	36
5.1	REQUERIMIENTOS DEL CONSUMIDOR	36
5.2	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	36
5.3	MATRIZ DE CALIDAD.....	37
5.4	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	38
5.4.1	Alternativa 1.....	38
5.4.2	Alternativa 2.....	40
5.4.3	Alternativa 3.....	41
5.4.4	Alternativa 4.....	43

5.5	MATRIZ DE DECISIÓN.....	44
5.6	DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.....	45
	SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE.....	47
6.1.	ANÁLISIS TEÓRICO DEL PROCESO DE CORTE.....	47
6.2.	ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO.....	51
6.2.1.	Cálculo de pérdidas de potencia en el conjunto de corte.....	57
6.2.2.	Cálculo de la potencia útil suministrada por el conjunto de corte.....	60
6.2.3.	Comparación entre el análisis teórico y el análisis experimental.	61
6.2.4.	Análisis de resultados del experimento.....	62
6.3.	ANÁLISIS INGENIERIL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO...	62
6.3.1.	Herramienta: Disco de corte.....	63
6.3.2.	Selección de poleas y correas de la transmisión.	64

6.3.3.	Placa anular de sujeción de la herramienta.	68
6.3.4.	Eje de herramienta.....	70
6.3.5.	Selección rodamientos eje de la sierra.	78
6.3.6.	Cuña entre motor y la polea.....	80
6.4.	DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.....	82
6.4.1.	Calculo de velocidad para el tornillo.....	91
6.4.2.	Calculo de rodamientos para el tornillo de potencia.....	92
6.4.3.	Chaveta entre moto reductor y el tornillo.	94
7.	DISEÑO DE ELEMENTO ESTRUCTURALES.....	96
7.1.	ANÁLISIS DE LA MESA DE TRABAJO.	96
7.1.1.	Dimensiones.	96
7.1.2.	Material de la mesa.....	99
7.1.3.	Análisis de esfuerzos sobre la placa.	99
7.1.4.	Cálculo del perno de sujeción de rodachines.....	101
7.2.	ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA.....	105

7.2.1.	Perfil de las guías que soportan la mesa de trabajo.	106
7.2.2.	Perfiles que soportan el eje de la sierra.	109
7.2.3.	Marco principal de la estructura.	112
8.	CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO.....	118
8.1.	PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO.....	126
9.	CONCLUSIONES.....	127
	BIBLIOGRAFÍA.....	129
	ANEXOS.....	130

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ejemplo de la maquina utilizada para la etapa de corte.....	26
Figura 2. Logo Corasfaltos.....	31
Figura 3. Ubicación sede Guatiguara.....	31
Figura 4. Layout de la empresa.	33
Figura 5. Maquina cortadora empresa POLIERI modelo ARCA 400.	39
Figura 6. Maquina cortadora empresa POLIERI modelo ARCA 400.	39
Figura 7. Maquina cortadora empresa PROETI MODELO/REF. H0150.....	40
Figura 8. Diseño de una cortadora de mármol.....	42
Figura 9. Diseño conceptual proyecto de grado.....	43
Figura 10. Maquina cortadora edificio Álvaro Beltrán Pinzón.....	52
Figura 11. Probetas de asfalto.....	53
Figura 12. Conjunto de medición.....	54
Figura 13. Resultados del experimento para velocidad alta.	56
Figura 14. Resultados experimento para velocidad baja.	56
Figura 15. Pérdidas de potencia en motor trifásico.....	59
Figura 16. Ensamble del mecanismo de transmisión del conjunto de corte.....	63
Figura 17. Disco de sierra para aplicaciones de asfalto.....	63
Figura 18. Polea eje de la sierra tipo V doble canal.....	64
Figura 19. Dimensiones sección transversal tipo de correas.....	66
Figura 20. Detalle de la sección de la correa.....	66
Figura 21. Representación de fuerzas sobre la polea.....	67
Figura 22. Análisis CAE placa anular de sujeción y desplazamiento máximo. .	70
Figura 23. Factor de seguridad placa anular.....	70
Figura 24. Diagrama de torques, diagrama de momentos sección C.	74
Figura 25. Factor de acabado superficial.....	75
Figura 26. Factor de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.	76

Figura 27. Valor de sensibilidad a la entalladura.	77
Figura 28. Chaveta entre motor y polea.....	80
Figura 29. Dimensiones finales de chaveta.	81
Figura 30. Puntos de apoyo de placa movil sobre las guias.	83
Figura 31. Chaveta entre moto reductor/tornillo.....	94
Figura 32. Dimensiones chaveta final	95
Figura 33. Dimensiones de la placa movil.....	96
Figura 34. Dimensiones verticales restringida por el tornillo de potencia.	98
Figura 35. Fuerzas aplicadas sobre la placa.....	99
Figura 36. Restricción geométrica riel de apoyo a la placa.....	100
Figura 37. Análisis CAE placa móvil, esfuerzo máximo y factor de seguridad.	100
Figura 38. Análisis CAE placa móvil, desplazamiento máximo.	101
Figura 39. Fuerzas de acción sobre el apoyo de la placa móvil.....	102
Figura 40. Grados SAE para tornillo.	102
Figura 41. Área de esfuerzo a la tensión tornillos métricos.....	103
Figura 42. Análisis CAE perno de sujeción, esfuerzo máximo y factor de seguridad.	104
Figura 43. Análisis CAE perno de sujeción, desplazamiento máximo.	105
Figura 44. Perfil de guías mesa de trabajo.	106
Figura 45. Análisis CAE perfil de guías mesa de trabajo, Esfuerzo máximo...	108
Figura 46. Análisis CAE perfil de apoyo mesa de trabajo, desplazamiento máximo.	108
Figura 47. Cargas que intervienen en los apoyos.	109
Figura 48. Cargas presentes sobre el perfil crítico.....	110
Figura 49. Análisis CAE perfil de apoyo eje, esfuerzo máximo y factor de seguridad.	111
Figura 50. Análisis CAE perfil de apoyo eje, desplazamiento máximo.	112
Figura 51. Fuerzas sobre marco principal.....	113
Figura 52. Análisis CAE marco principal, esfuerzo máximo.	116
Figura 53. Análisis CAE marco principal, desplazamiento máximo.	116
Figura 54. Análisis CAE marco principal, factor de seguridad.	117
Figura 55. Taller resortes y servicios “El éxito”.	121

Figura 56. Talleres de diseño industrial UIS.	121
Figura 57. Distribuidor de perfiles y cortes.....	122
Figura 58. Marco estructural.	123
Figura 59. Perfiles L (eje, y rodachines).....	123
Figura 60. Rieles deslizantes para las guías.....	124
Figura 61. Tornillo de potencia y moto reductor acoplado y alineado	124
Figura 62. Instalación de motor de 5 HP.....	125
Figura 63. Maquina finalizada.	125

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Ponderación de requerimientos.	37
Tabla 2. Valores porcentuales de relevancia.	38
Tabla 3. Ponderación de alternativas conceptuales.....	45
Tabla 4. Análisis teórico proceso de corte mediante sierra circular.	50
Tabla 5. Parámetros del experimento.	55
Tabla 6. Datos generales del experimento.....	55
Tabla 7. Comparación modelo teórico y experimental.	61
Tabla 8. Proceso para determinar el número de correas.	65
Tabla 9. Calculo para hallar el área y la densidad modificada.	66
Tabla 10. Análisis de esfuerzo placa anular de sujeción.	68
Tabla 11. Cálculo de fuerzas y momentos en el eje de la herramienta.....	71
Tabla 12. Datos requeridos para el cálculo eje de la herramienta.	73
Tabla 13. Análisis y selección de rodamientos para el eje de la herramienta. ..	79
Tabla 14. Análisis chaveta entre motor y polea conductora.....	81
Tabla 15. Datos requeridos para el proceso de cálculo tornillo de potencia.	82
Tabla 16. Peso estimado sobre las guías de la placa móvil.....	83
Tabla 17. Calculo de la fuerza del tornillo.	84
Tabla 18. Diámetro mínimo del tornillo de potencia.	85
Tabla 19. Calculo de la geometría del tornillo.	86
Tabla 20. Calculo esfuerzos medios y alternantes.....	87
Tabla 21. Calculo Resistencia a la fatiga modificada.	88
Tabla 22. Iteraciones vs factor de seguridad según diámetro de tornillo.	90
Tabla 23. Análisis y selección de rodamientos para tornillo de potencia.	92
Tabla 24. Calculo chaveta entre motor reductor/tornillo.....	94
Tabla 25. Análisis de esfuerzo tornillo de sujeción placa/guía.	103

Tabla 26. Análisis de esfuerzo perfil estructural de las guías mesa de trabajo.	106
Tabla 27. Cálculo de fuerzas sobre los apoyos.	110
Tabla 28. Análisis de esfuerzo máximo para el perfil más crítico.....	110
Tabla 29 Análisis esfuerzo marco principal de la estructura.	114
Tabla 30. Materiales y elementos.	118
Tabla 31. Operaciones de cada uno de los ítems.	119
Tabla 32. Presupuesto manufactura.	120
Tabla 33. Presupuesto total del proyecto.....	126

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Catalogo para discos de sierra BOSCH.

Anexo B. Tabla y gráficas para diseño de ejes.

Anexo C. Selección de correas.

Anexo D. Catalogo NSK.

Anexo E. Especificaciones técnicas motor seleccionado.

Anexo F. Manual de Operaciones y Mantenimiento.

Anexo G. Planos.

**NOTA: LOS ANEXOS DE ESTE PROYECTO PUEDEN CONSULTARSE EN
BIBLIOTECA UIS: SALA BASE DE DATOS**

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MAQUINA CORTADORA DE VIGA ASFÁLTICA PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DEL ASFALTO. (CORASFALTOS)*

AUTORES: DIEGO FERNANDO MESA VARGAS
JAIRO ANDRÉS HERNÁNDEZ TIRADO**

PALABRAS CLAVE:
Máquina de corte, sierra, asfalto, maquina automatizada.

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo de grado se diseña y construye una máquina de corte para vigas asfálticas totalmente funcional convirtiéndose en una propuesta viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios del sector de vías y transporte.

Se desarrolla una máquina que implementa características y tecnologías innovadoras como la del corte tanto vertical como horizontal del asfalto, que mejoran el proceso de corte disminuyendo tiempo y espacio dedicado a este proceso. Para el diseño se tiene en cuenta la calidad del ambiente de trabajo, por esto integra un sistema de recolección de desechos que garantiza la seguridad ocupacional del operario. Las capacidades de corte son totalmente adecuadas a las necesidades generales de las empresas de investigación del asfalto cumpliendo los estándares.

El principio de funcionamiento de corte implementado en la maquina diseñada es el de corte por sierra circular. Se realizan cálculos teóricos sobre este proceso y se complementa mediante el desarrollo de un experimento que permite comprobar los resultados.

Para el diseño de la maquina se implementa el cálculo ingenieril convencional como primer punto de partida y se realiza posteriormente un análisis CAE que permite comprobar y complementar los parámetros de diseño y selección de cada elemento de la máquina.

Durante todo el desarrollo del proyecto se mantuvo un alzo fuerte entre el diseño y la manufactura, teniendo en cuenta las opciones más viables tanto por economía como por funcionalidad, lo que se tradujo en reducción de costos y facilidad en los procesos de manufactura y ensamble.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Alberto David Pertuz Comas.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF BEAM CUTTING MACHINE FOR ASPHALT ASPHALT RESEARCH CENTRE. (CORASFALTOS) •

AUTHORS: DIEGO FERNANDO MESA VARGAS
JAIRO ANDRÉS HERNÁNDEZ TIRADO**

KEYWORDS:
Cutting Machine, saw, asphalt, automated machine.

DESCRIPTION:

In this paper grade is designed and built a cutting machine for fully functional asphalt beams becoming an economically viable proposition for small and medium entrepreneurs in the road and transport sector.

A machine that implements features and innovative technologies such as the vertical and horizontal section of asphalt to improve the cutting process and reducing time dedicated to this process unfolds. For the design takes into account the quality of the work environment, so integrating a waste collection system that ensures occupational safety of the operator. Cutting capabilities are fully adapted to the general needs of research firms asphalt to meet the standards.

The operating principle implemented in the cutting machine is designed for cutting circular saw. Theoretical calculations are performed on this process and is supplemented by the development of an experiment that can check the result.

For the design of the machine the conventional engineering calculation as a first starting point is implemented and CAE analysis that allows you to check and complement the design parameters and selection of each element of the machine is then carried out.

Throughout the project a strong lifted between design and manufacturing, taking into account the most viable options for both economy and functionality, resulting in cost reduction and ease of manufacturing processes and assembly he remained.

• Degree Work

** Faculty of Physic-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Alberto David Pertuz Comas.

INTRODUCCIÓN

El sector de desarrollo vial es un ente muy importante el cual es de suma vitalidad para el desarrollo del transporte, este sector ha venido de igual forma desarrollando innovaciones en el mejoramiento del asfalto para que su desgaste sea mínimo y su resistencia máxima, por lo cual se han creado entidades con el fin de dedicarse al desarrollo de la temática del asfalto.

La corporación para la investigación y desarrollo en asfaltos en el sector transporte e industrial CORASFALTOS es una corporación de carácter mixto, sin ánimo de lucro cuyo objetivo se resume en contribuir al desarrollo del país, mediante la promoción de estrategias que consoliden una cultura de investigación y desarrollo en el área de los asfaltos y demás materiales de construcción de vías y usos industriales.

CORASFALTOS, fue creada con base en la ley 29 de 1990 de ciencia y tecnología y mediante las disposiciones del decreto 393 de 1993 opera como un centro de investigación y desarrollo tecnológico, con la participación activa e los sectores estatal, académico e industrial. La corporación cuenta con el grupo de investigación "MATERIALES, ASFALTOS Y MEZCLAS ASFÁLTICAS PARA PAVIMENTOS FLEXIBLES" reconocido por COLCIENCIAS¹, el cual ha demostrado resultados tangibles y verificables, fruto de sus proyectos, transferencia de tecnología y otras actividades de investigación.

La empresa CORASFALTOS cuenta con un proceso de manufactura donde a la materia prima pasa por numerosas etapas, desde su conformación, porcentaje

¹ COLCIENCIAS: es el Departamento Administrativo de Ciencia, Tecnología e Innovación, el cual es el encargado de promover las políticas públicas para fomentar la Ciencia, Tecnología e Innovación en Colombia.

de aditivos y elementos primarios hasta su posterior prueba en equipos de simulación de tensiones, vibraciones, etc.

El desarrollo de este trabajo de grado comprende varias fases iniciando con la investigación de las condiciones de desarrollo y procesamiento del asfalto, para lograr un máximo de conocimientos acerca del proceso y la familiarización con este, posteriormente contribuir con el diseño y construcción de una máquina para mejorar la calidad y seguridad de del proceso de desarrollo de la probeta.

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La corporación para la investigación y desarrollo en asfaltos en el sector transporte e industrial CORASFALTOS es una corporación de carácter mixto, sin ánimo de lucro cuyo objetivo se resume en contribuir al desarrollo del país, mediante la promoción de estrategias que consoliden una cultura de investigación y desarrollo en el área de los asfaltos y demás materiales de construcción de vías y usos industriales.

CORASFALTOS, fue creada con base en la ley 29 de 1990 de ciencia y tecnología y mediante las disposiciones del decreto 393 de 1993 opera como un centro de investigación y desarrollo tecnológico, con la participación activa e los sectores estatal, académico e industrial. La corporación cuenta con el grupo de investigación "MATERIALES, ASFALTOS Y MEZCLAS ASFÁLTICAS PARA PAVIMENTOS FLEXIBLES" reconocido por COLCIENCIAS², el cual ha demostrado resultados tangibles y verificables, fruto de sus proyectos, transferencia de tecnología y otras actividades de investigación.

La empresa CORASFALTOS cuenta con un proceso de manufactura donde a la materia prima pasa por numerosas etapas, desde su conformación, porcentaje de adictivos y elementos primarios hasta su posterior prueba en equipos de simulación de tensiones, vibraciones, etc.

Una etapa del proceso anteriormente mencionado es la encargada de modificar la geometría de las probetas provenientes de las etapas anteriores, como son la selección de materiales y su posterior mezcla, esta modificación de la probeta

² COLCIENCIAS: es el Departamento Administrativo de Ciencia, Tecnología e Innovación, el cual es el encargado de promover las políticas públicas para fomentar la Ciencia, Tecnología e Innovación en Colombia.

tiene como objetivo adecuarla para que encaje en las máquinas de simulación de tensión, vibraciones, etc.

Actualmente la empresa CORASFALTOS cuenta con la etapa de corte totalmente recursiva, puesto que el corte se realiza por medio de una sierra para corte transversal de la vía.

Figura 1. Ejemplo de la maquina utilizada para la etapa de corte.



Fuente: <http://www.husqvarna.com/>

2. JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

La empresa CORASFALTOS cuenta con una plantel de aproximadamente 40 trabajadores de los cuales 10 son operarios, estos son distribuidos en todas las etapas por las cuales debe moverse el producto manejado en la empresa, así como se sabe este producto debe pasar por la etapa de corte donde el operario designado debe manualmente desplazar la probeta hacia la sierra para realizar el corte deseado.

Como claramente lo menciona la ley Colombiana los empleados deben pertenecer al sistema general de seguridad social en caso de que algún percance, accidente o eventualidad se presente como alteración física y/o psicológica de esta forma se respaldara de forma legal al individuo involucrado, después de haber aclarado lo anteriormente mencionado es claro que a la empresa le corresponde velar por la integridad física de sus empleados así mismo esta no puede permitirse que un operario arriesgue su salud en el banco de corte.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER relacionándola con la industria Santandereana, mediante el desarrollo de un diseño y la posterior construcción de una maquina cortadora de mezcla asfáltica en la empresa CORASFALTOS, así mejorado la calidad del proceso y la integridad física del operario.

3.1.1. Objetivos específicos

- Realizar una investigación metodológica, para la indagación y síntesis del problema planteado para evaluar el número de propuestas y generar resultados formales de todo el proceso cognitivo a desarrollar.
- Seleccionar o proponer modelos de diseño conceptual para su posterior evaluación y análisis de viabilidad en cuando a los factores económicos, eficiencia y efectividad para finalmente seleccionar un diseño concluyente para su posterior consecución.
- Instaurar y puntualizar el diseño base del modelo a desarrollar, con la ayuda de la herramienta de modelado CAD.
- Diseñar y construir una maquina cortadora de probetas asfálticas, con las siguientes características:
 - ✓ Velocidad de avance dependiendo de la probeta y horas//motor predeterminado

- ✓ Principio de corte unidireccional, transmisión por correa, motor eléctrico de corriente alterante, velocidad de avance en el corte semiautomático.
- ✓ Materiales de la probeta.
- ✓ Capacidad de corte de una probeta/día.
- ✓ Subsistema de lubricación de la sierra por medio de agua a disposición del operario.
- ✓ Subsistema de mesa guía destinado a movilizar la probeta hasta la sierra por medio de un motor y controladores de avance y retroceso.
- ✓ La probeta de forma de paralelepípedo debe poseer 6.8 cm de altura (estándar de proceso), 30 x30 cm, vigas (39 cm de largo, 5x5) y finalmente las probetas cilíndricas poseen un diámetro fijo y predeterminado de 10.2 cm y la altura debe ser de 6.3 cm.
- Realizar el manual de operación y mantenimiento de la máquina.
- Realizar un análisis costos del proyecto y los costos de adquisición de la máquina.

4. MARCO DE REFERENCIA DE LA EMPRESA CORASFALTOS

4.1 DATOS DE LA EMPRESA

Nombre: CORASFALTOS

NIT: 804-001-179-0

Dirección: Sede UIS, Guatiguara km. 2 Vía al Refugio.

Gerente: Luis Enrique Sanabria

Clasificación de la empresa: empresa mediana, más de 15 empleados.

4.2 ANTECEDENTES

La empresa Corasfaltos nace a partir de la ley 29 de 1990 de ciencia y tecnología mediante las disposiciones del decreto 393 de 1991. Opera como centro de investigación y desarrollo tecnológico, con la participación activa de los sectores estatal, académico e industrial. La Corporación cuenta con el grupo de Investigación "MATERIALES, ASFALTOS Y MEZCLAS ASFÁLTICAS PARA PAVIMENTOS FLEXIBLES" reconocido por COLCIENCIAS, el cual ha demostrado resultados tangibles y verificables, fruto de sus proyectos, transferencia de tecnología y otras actividades de investigación.

En la actualidad la empresa Corasfaltos busca seguir mejorado sus procesos investigativos para así ser una empresa innovadora y que puntée los rankings de investigación en esta área por lo cual se interesa minuciosamente en los detalles del proceso, de igual forma se interesa en el bienestar y mejoramiento de los conocimientos de cada uno de los integrantes de la empresa lo cual también es factor clave en el desarrollo de la empresa y sus procesos.

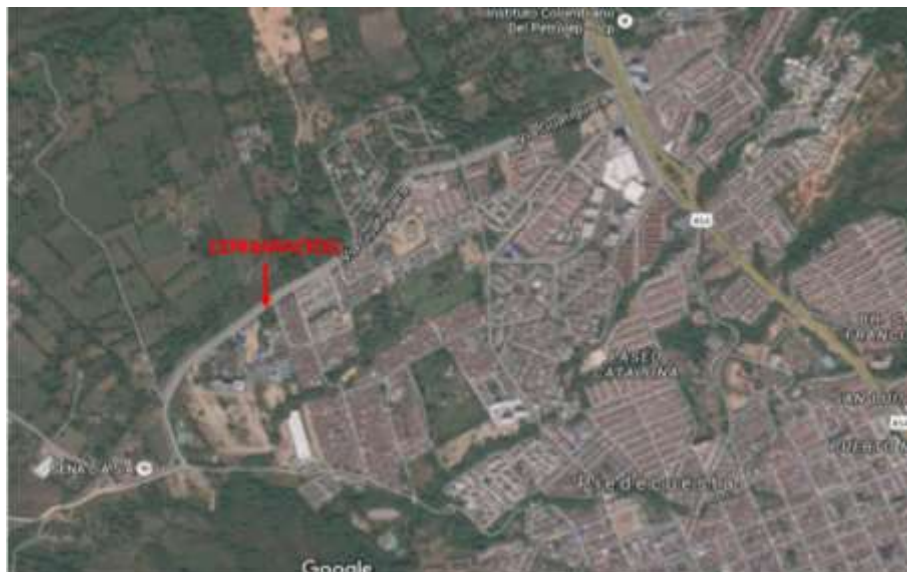
4.2.1 Localización. La empresa Corasfaltos se encuentra ubicada en el kilómetro dos vía al refugio Piedecuesta/Santander/Colombia exactamente en el área denominada Guatiguara, sede UIS.

Figura 2. Logo Corasfaltos.



Fuente: <http://www.corasfaltos.com/logo>

Figura 3. Ubicación sede Guatiguara.



Fuente: <http://www.google.com/earth/sedeguatiguara/colombia>

El Parque es un espacio físico adaptado en forma especial para propiciar la convivencia agradable de científicos y empresarios, trabajando unidos en busca de desarrollos tecnológicos y la aplicación de estos a la producción de bienes y servicios, con el fin de dar mayor valor agregado y ser más competitivos en los mercados nacionales e internacionales.

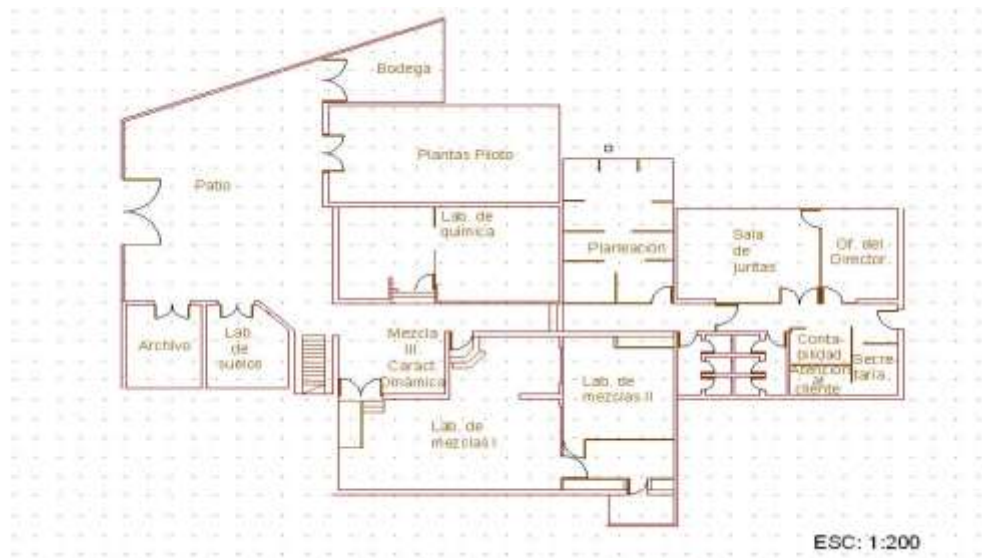
El Parque Tecnológico de Guatiguara es hoy el proyecto urbanístico, tecnológico y empresarial más avanzado dentro de la política de parques tecnológicos establecida por el gobierno nacional; en sus predios, en el Polo de Innovación, funcionan ya 14 centros de investigación que trabajan con el sector productivo nacional y están próximas a instalarse las dos primeras empresas de base tecnológica que darán inicio al componente empresarial del proyecto.

4.2.2 Misión. CORASFALTOS es una entidad mixta de carácter civil sin ánimo de lucro que propende por la integración, difusión y mejoramiento del conocimiento sobre los asfaltos y los materiales empleados en la construcción de la infraestructura vial. Brinda soporte para satisfacer las necesidades tecnológicas en asfaltos y/o pavimentos a los sectores industrial, estatal y educativo. Para ello cuenta con talento humano calificado, tecnología de punta, conocimiento e infraestructura física, trabajando en equipo con filosofía de mejoramiento continuo.

4.2.3 Visión. En el año 2030, CORASFALTOS continuará siendo una de las primeras opciones en el mercado nacional e internacional; incrementará su participación en redes mundiales del conocimiento, para dar solución a los problemas, con sustento científico al sector transporte e industrial, a través de la oferta de productos y servicios tecnológicos especializados. Lo anterior como consecuencia de su liderazgo en la Investigación, Desarrollo e Innovación (I+D+i), así como la implementación de tecnologías emergentes, brindando oportunidades para la creación de empresas de base tecnológica.

4.2.4 Layout de la empresa. A continuación se muestra la distribución de planta Corasfaltos donde se puede ubicar la zona de PATIO que será el lugar de ubicación de la maquina cortadora de mezcla asfáltica.

Figura 4. Layout de la empresa.



Fuente: <http://www.corasfaltos.com/soporte/corasfaltoslayout>

4.3 EL ASFALTO

El asfalto es un producto negro, viscoso, pegajoso, que posee una variada gama de características y propiedades por lo cual hace que la variedad de sus usos sea amplia. Por su versatilidad y fácil manejo es utilizado en mayor uso en diferentes áreas de la construcción.

Aunque en los primeros tiempos los materiales asfálticos eran naturales, hoy por hoy se consiguen artificialmente como producto del refinamiento del petróleo. Los depósitos naturales de asfalto suelen formarse en pozos o lagos a partir de residuos de petróleo acumulados en el interior de la tierra, que se abren paso hacia la superficie a través de fisuras en la corteza terrestre.

4.3.1 Composición. Es considerado un sistema coloidal complejo de hidrocarburos, en el cual es difícil establecer una distinción clara entre la fase continua y la dispersa, los componentes de más alto peso molecular constituyen la fase dispersa (micelas) y los componentes de bajo peso molecular constituyen la fase continua (intermicelar). El modelo micelar es aquel con que se configura el asfalto, en este modelo existen dos fases: una discontinua (aromática) formada por asfáltenos y una continua que rodea y solubiliza a los asfáltenos, denominada máltenos. Los asfáltenos son los que constituyen la fracción del asfalto que permanece disuelta, cuando estos se precipitan en la solución disolvente, además, son los que le proporcionan las características estructurales y de dureza al asfalto. Los máltenos regulan las propiedades químicas de los asfaltos ya que se encuentran en mayor proporción y son fracciones solubles en hidrocarburos saturados, también son líquidos viscosos compuestos por aceites que aportan la consistencia para mejor desempeño.

4.4 METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MEZCLAS ASFÁLTICAS

En una mezcla asfáltica en caliente de pavimentación, el asfalto y el agregado son combinados en proporciones exactas: Las proporciones relativas de estos materiales determinan las propiedades físicas de la mezcla y, eventualmente, el desempeño de la misma como pavimento terminado. Existen dos métodos de diseño comúnmente utilizados para determinar las proporciones apropiadas de asfalto y agregado en una mezcla. Ellos son el método Marshall y el Método Superpave.

4.4.1 Metodología de diseño Marshall. El concepto del método Marshall para diseño de mezclas de pavimentación fue formulado por Bruce Marshall, ingeniero de asfaltos del Departamento de Autopistas del estado de Mississippi. El cuerpo de ingenieros de Estados Unidos, a través de una extensiva investigación y estudios de correlación, mejoró y adicionó ciertos aspectos al procedimiento de prueba Marshall y desarrolló un criterio de diseño de mezclas.

El método original de Marshall, sólo es aplicable a mezclas asfálticas en caliente para pavimentación que contengan agregados con un tamaño máximo de 25 mm (1") o menor. El método modificado se desarrolló para tamaños máximo arriba de 38 mm (1.5"). Está pensado para diseño en laboratorio y control de campo de mezclas asfálticas en caliente con graduación densa. Debido a que la prueba de estabilidad es de naturaleza empírica, la importancia de los resultados en términos de estimar el comportamiento en campo se pierde cuando se realizan modificaciones a los procedimientos estándar.

4.4.2 Metodología de diseño Superpave. En 1987, el Strategic Highway Research Program (SHRP) fue establecido por el Congreso de los Estados Unidos, con un presupuesto de 150 millones de dólares en programas de investigación, a fin de mejorar el desempeño y duración de las carreteras, volviéndolas más seguras tanto para automovilistas como para los trabajadores de las mismas.

Iniciando el desarrollo de un nuevo sistema para especificar materiales asfálticos, el producto final del programa es un nuevo sistema llamado Superpave (*Superior Performing Asphalt Pavement*). Representa una tecnología de tal manera provista que pueda especificar cemento asfáltico y agregado mineral, desarrollar diseños de mezclas asfálticas; analizar y establecer predicciones del desempeño del pavimento.

Este método evalúa los componentes de la mezcla asfáltica en forma individual (agregado mineral y asfaltos) y su interacción cuando están mezclados.

5 PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL

El proyecto se enfocara en la necesidad de diseñar y construir un banco de corte de mezclas asfálticas para la empresa, con el fin de reemplazar el banco actual, el cual quebranta los parámetros de seguridad para el operario, incumpliendo también sobre las normas de salud ocupacional. Siendo este proyecto una solución viable hacia los parámetros requeridos para la empresa y la calidad en su proceso, también contribuirá a la reducción de mano de obra, generando las proporciones geométricas necesarias en la probeta según las normas de calidad impuestas en la empresa para el desarrollo de los proyectos de investigación.

A continuación por medio del despliegue de calidad (QFD) se realizara un proceso que evaluara las características más importantes para el desarrollo del proyecto y culminara en la selección de una alternativa a desarrollar.

5.1 REQUERIMIENTOS DEL CONSUMIDOR

- Corte de probetas definido.
- Máxima seguridad para el usuario.
- Económico.
- Ergonómico.
- Rápido.
- Fácil mantenimiento.
- Que tenga manual de uso.
- Estético.
- Tablero de control (automatización).
- Minimizar emisiones de ruido.

5.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

- Rígido (RI).
- Placa móvil (PM).

- Sensores de posicionamiento de placa (SPP).
- Fácil de fabricar (FF).
- Elemento de corte estático (CE).
- Ergonómica.
- Banco dispuesto para probetas de varias geometrías (GEO).

5.3 MATRIZ DE CALIDAD

Las necesidades o requerimientos se evaluaron por medio de una matriz de calidad donde los requerimientos más importantes se obtuvieron, para poder desarrollar las diferentes alternativas. A continuación se muestra las especificaciones del cliente (vertical) relacionadas con las especificaciones del diseñador (horizontal). Los valores se evaluaron según la necesidad del cliente (empresa), algunos de los requerimientos fueron conocidos por medio del formato de riesgos laborales los cuales fueron completados por los operarios de la empresa.

Tabla 1. Ponderación de requerimientos.

Requerimientos del consumidor	relevancia	Requerimientos del diseñador						SUMATORIA
		RI	PM	SPP	FF	CE	GEO	
Corte de Probetas definido	10	90	90	90	30	90	30	420
Máxima seguridad para el usuario	9	81	81	81	27	81	27	378
Economico	8	72	24	72	24	72	72	336
Rapido	7	21	63	21	21	63	63	252
Tablero de control (automatizacion)	6	6	18	54	54	54	6	192
Minimizar emisiones de ruido	5	45	15	0	15	15	0	90
Ergonomico	4	36	12	0	36	36	36	156
Facil mantenimiento	3	9	27	9	9	27	9	90
Que tenga manual de uso	2	0	2	2	2	2	18	26
Estetico	1	3	9	3	9	9	9	42
	SUMATORIA	363	341	332	227	449	270	

Relacion	
FUERTE	9
MEDIA	3
BAJA	1
NO EXISTE	0

Como podemos observar por medio de los valores de sumatoria nos da a conocer los requerimientos más relevantes y a continuación su porcentaje de notabilidad.

Tabla 2. Valores porcentuales de relevancia.

	SUMATORIA	PORCENTAJE (%)
Corte de Probetas definido	420	26,616
Máxima seguridad para el usuario	378	23,954
Economico	336	21,293
Rapido	252	15,970
Tablero de control (automatizacion)	192	12,167
	1578	100

Con base en estos 5 criterios definidos por la tabla de ponderación se basara los modelos alternativos a estudiar y así realizar la correcta selección para darle solución al problema planteado.

5.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

En esta sección se plantearan las alternativas encontradas y se evaluaran cada una de ellas teniendo en cuenta los 5 aspectos de criticidad anteriormente definidos todo esto con el fin de escoger el modelo más adecuado para su posterior desarrollo.

5.4.1 Alternativa 1. La siguiente alternativa del posible diseño de la maquina cortadora está basado en un modelo de la empresa POLIERI³ donde la sierra trabaja de forma móvil y la mesa de trabajo de forma estática.

³ POLIERI; 1982; Empresa dedicada al sector de la construcción de maquinaria para la construcción.

Figura 5. Maquina cortadora empresa POLIERI modelo ARCA 400.



Fuente: www.officinepolieri.com

Este banco es un modelo altamente competitivo según las especificaciones anteriormente definidas, por su gran eficiencia y su poco consumo energético, este banco trabaja con un motor eléctrico de 3 Hp a una tensión de 230 V, aparte de estas características cuenta con un peso de 140 kg lo que hace que sea un equipo fácil de movilizar.

Este modelo cuenta especialmente con una sierra que se moviliza sobre una guía la cual es acompañada del motor eléctrico y su respectivo tablero (ON/OFF), es evidente que la sierra requiere de un contacto directo del operador puesto que esta no cuenta con una programación de tipo dimensional, así que el operario debe controlar la distancia que debe recorrer la sierra para generar el corte deseado.

Figura 6. Maquina cortadora empresa POLIERI modelo ARCA 400.



Fuente: www.officinepolieri.com

Ventajas

- Modelo con bajo consumo vs eficiencia.
- fácil construcción.
- mantenimiento cómodo, confortable y fácil acceso.
- Fácil de transportar

Desventajas

- Baja seguridad del operario.
- Dimensionamiento de probetas restringido.
- Poco robusto exceso posibles vibraciones.
- Mesa de trabajo con tamaño restringido.
- Sin lubricación.
- No es económico.

5.4.2 Alternativa 2. Para esta alternativa se trabaja de forma invertida a la anterior propuesta en esta se mantiene una sierra estática donde la probeta se mueve a través de una placa acercándose al punto de corte.

Figura 7. Maquina cortadora empresa PROETI⁴ MODELO/REF. H0150.



Fuente: www.officinepolieri.com

⁴ PROETI; 1985; empresa dedicada a la fabricación de equipos de laboratorio para el control y ensayo de materiales de construcción, utilizados en la obras de ingeniería..

Esta alternativa maneja un motor eléctrico de 3 HP a una tensión de 220V y una frecuencia de 50 Hz, tiene una longitud de corte de 600 mm, es una cortadora adaptada para cortar rocas y elementos de construcción esta cortadora cuenta con protector de disco y una bomba sumergible para recirculación del agua y refrigeración.

Cuenta con un sistema eléctrico (ON/OFF) para la puesta en marcha de la sierra, aparte de los detalles anteriormente mencionados se puede ver en la Figura 4. Que junto a la mesa donde se posiciona la probeta se encuentra una regleta para ayudar al operario dimensionar la probeta,

Ventajas

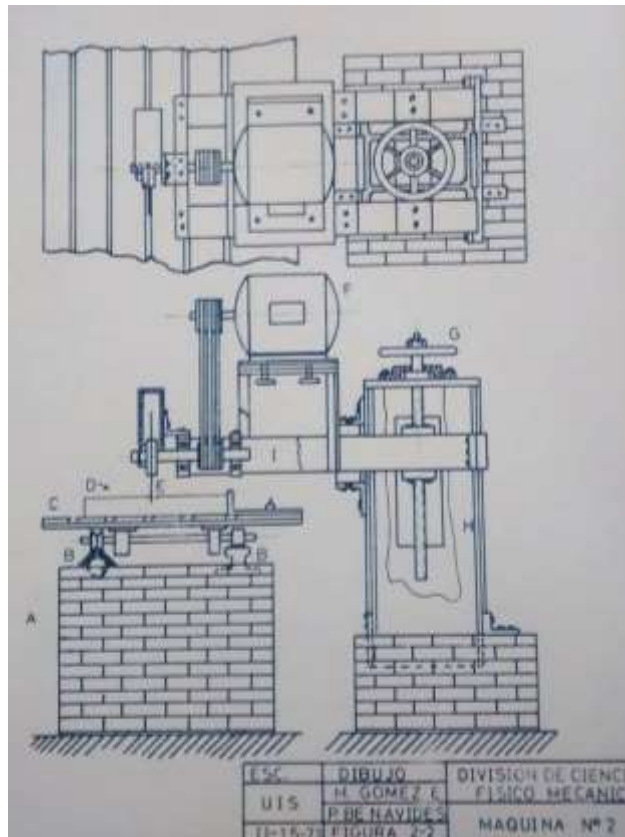
- Modelo con bajo consumo vs eficiencia.
- fácil construcción.
- mantenimiento cómodo, fácil acceso.
- Cuenta con sistema de lubricación.
- Cuenta con sistema para cubrir la sierra.

Desventajas

- Baja seguridad del operario.
- Mesa de trabajo con tamaño restringido.
- Poca ergonomía.

5.4.3 Alternativa 3. Esta alternativa está basada en la tesis DISEÑO DE UNA CORTADORA DE MÁRMOL, acá se presentó y se desarrolló un modelo de motor eléctrico y correas, es un sistema de motor fijo y placa móvil, en este modelo es necesario que la materia prima sea posicionada manualmente.

Figura 8. Diseño de una cortadora de mármol.



Fuente: Proyecto de grado DISEÑO DE UNA CORTADORA DE MÁRMOL

Este modelo trabaja con el principio similar a los anteriores pero este maneja un sistema de posicionamiento vertical por medio de un volante, este permite que el conjunto donde está posicionado el motor y la sierra se desplacen todo haciendo variar la profundidad del corte.

La sierra en este modelo cuenta con una tapa protectora la cual provee de un conducto donde se ubicó la manguera de líquido refrigerante.

Ventajas

- Modelo con bajo consumo vs eficiencia.
- mantenimiento cómodo, fácil acceso.
- Cuenta con sistema de lubricación.
- Cuenta con sistema para cubrir la sierra.

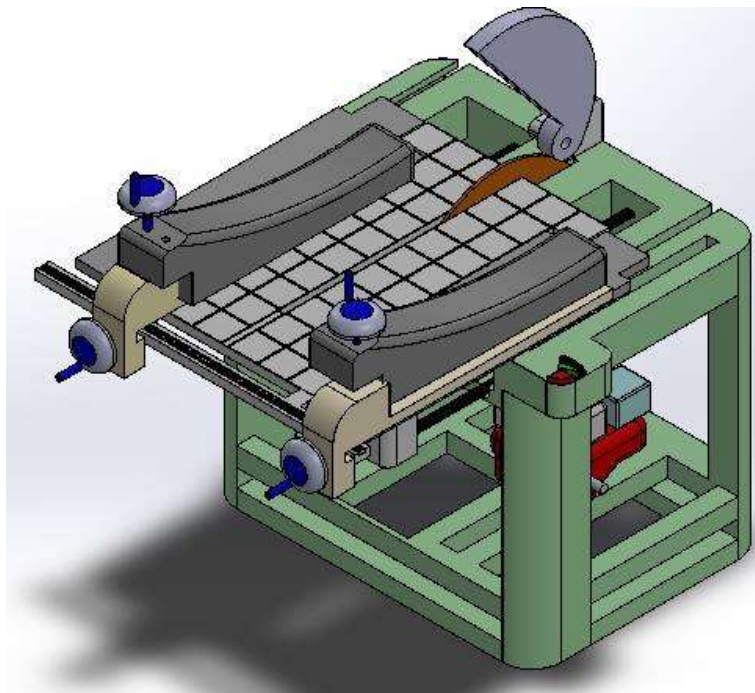
Desventajas

- Baja seguridad del operario.
- Banco fijo.
- Poca ergonomía.

5.4.4 Alternativa 4. Para este modelo se tomaron las ventajas más significativas de las alternativas anteriores con el fin de plantear la mejor opción, pero posteriormente también será evaluada con respecto a las otras alternativas para así según la matriz de calidad tomar una decisión para la mejor alternativa.

Esta alternativa cuenta con una mesa rígida y un sistema de disco de sierra fijo, entre las placas móviles que se ajustan a la bancada de la cortadora cuenta con un sistema de sujeción graduable para las diferentes dimensiones requeridas.

Figura 9. Diseño conceptual proyecto de grado.



El modelo trabaja con un sistema de transmisión de potencia desde un motor situado en la base de la mesa. La sierra se sitúa por debajo de la placa móvil. En la plataforma donde se posiciona las piezas, se encuentra un sistema de

sujeción donde el operario podrá ajustar las dimensiones que requiera las probetas. La sujeción de las probetas se logra ajustando las paredes laterales y la cara superficial del material a cortar.

La sierra cuenta con una cubierta y un sistema de refrigeración por agua para lograr una mayor conservación de la probeta.

Ventajas

- Modelo con bajo consumo vs eficiencia.
- mantenimiento cómodo, fácil acceso.
- Cuenta con sistema de sujeción para las muestras
- Cuenta con sistema para cubrir la sierra
- Cuenta con un sistema de lubricación.
- Mayor seguridad para el usuario

Desventajas

- Banco fijo.
- Manufactura compleja debido a los elementos que hacen rígida la mesa y el sistema móvil de la placa.

5.5 MATRIZ DE DECISIÓN

Se evalúan las alternativas anteriormente descritas, teniendo en cuenta la información obtenida del QFD posteriormente se escoge una alternativa que cumpla con los requerimientos necesarios.

Las ponderaciones propuestas del 1-5 fueron basadas en las ventajas y en las desventajas que se le otorgaron a cada una de las alternativas esto con el fin de tener la menor intervención hacia una alternativa de preferencia.

Tabla 3. Ponderación de alternativas conceptuales.

	PORCENTAJE (%)	alternativa 1		alternativa 2	
Corte de Probetas definido	26,616	3	0,564	3	0,564
Máxima seguridad para el usuario	23,954	4	0,835	2	0,417
Economico	21,293	1	0,235	2	0,470
Rapido	15,970	3	0,939	3	0,939
Tablero de control (automatizacion)	12,167	2	0,822	1	0,411
			3,394		2,801

	PORCENTAJE (%)	alternativa 3		alternativa 4	
Corte de Probetas definido	26,616	3	0,564	4	0,751
Máxima seguridad para el usuario	23,954	1	0,209	4	0,835
Economico	21,293	3	0,704	3	0,704
Rapido	15,970	2	0,626	3	0,939
Tablero de control (automatizacion)	12,167	0	0	2	0,822
			2,103		4,052

En la anterior tabla de alternativa ganadora podemos observar que el modelo más conveniente fue el modelo propuesto (alternativa 4) ya que cumple de manera más efectiva con los requisitos de calidad.

Con estos resultados y los objetivos específicos, puede empezarse de manera certera un proceso de diseño detallado de los elementos de la máquina de corte de probeta de asfalto que cumpla con los requerimientos establecidos.

5.6 DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.

El concepto básico de funcionamiento de la máquina para corte de probeta de asfalto desarrollada en el presente proyecto se basa en las siguientes características principales:

1. Posición de corte de la probeta: las probetas presentan dimensiones de 30 centímetros de ancho por 40 centímetros de largo para geométricas cuadradas lo que representa una posición horizontal de corte, el cual se ubicará a una altura

que conlleve a la mayor ergonomía posible en la parte superior del banco de corte para la disposición del corte de la probeta.

2. Funcionamiento de la máquina: el proceso de corte de las probetas de asfalto se realiza mediante sierra circular. El conjunto de corte está conformado por el motor, un sistema de transmisión de potencia y por el disco de sierra. El corte de las probetas se desarrolla con una mesa sé que desplaza mediante un tornillo de potencia a disposición del operario para el control de avance del corte, el sistema dispone de un motor de baja potencia y un sistema de transmisión de potencia.

3. Aspectos de protección ambiental y seguridad ocupacional: la protección del operario contra virutas y polvo generado en el corte de la probeta será evidente en la máquina para asegurar la integridad del operario ante los agentes contaminantes generados durante el proceso.

Para el análisis de todo el conjunto de la maquina se ha realizado una división en 3 sistemas: conjunto de corte, tornillo de potencia y elementos estructurales.

SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE

El conjunto de corte es la parte funcional de la máquina que está en contacto directo con el corte realizado a las probetas.

Este sistema está compuesto por un motor eléctrico que transfiere el movimiento al eje de la herramienta mediante un sistema de transmisión de potencia.

El sistema de transmisión de potencia debe garantizar de manera eficiente la velocidad establecida dentro de los parámetros de corte, para la herramienta según el diámetro del disco de corte seleccionado.

El motor eléctrico debe cumplir con las siguientes características: operar bajo una tensión de 220 V en línea trifásica, suministrar la potencia necesaria para ejecutar el corte según las especificaciones técnicas del proceso en producción de las probetas de mezcla asfáltica, tener la facultad de trabajar de manera intermitente.

6.1. ANÁLISIS TEÓRICO DEL PROCESO DE CORTE

El principio de operación que se implementará en la máquina de corte de vigas asfálticas será el de sierra circular. Consiste en un disco de dientes con revestimiento y gran dureza que gira a gran velocidad.

El análisis y el siguiente cálculo está basado en la teoría de maquinado y procesos de remoción de material⁵.

Para el análisis del proceso de corte se deben establecer los siguientes parámetros:

⁵ GROOVER, Mikeel. Fundamentos de Manufactura Moderna: materiales, procesos y sistemas. México: Prentice Hall, 2007. Cap 23 y 25.

- A. Diámetro del disco de sierra: Comercialmente existen discos diamantado segmentado de 14" (350 mm), 16" (400 mm), 18" (450 mm). Para el análisis teórico se tomara el valor de 18".
- B. Número de dientes del disco de sierra: los discos de 18" se encuentran en el mercado con una segmentación de 27 dientes para el trabajo de corte de asfaltos. Para el análisis teórico se tomara este valor de número dientes.
- C. Espesor del diente de la sierra: para un disco de 18" de diámetro se tiene en el mercado espesor de diente de 3.2 milímetros.
- D. Velocidad de avance: corresponde a la velocidad relativa entre la herramienta y la pieza de trabajo. Para este apartado, se ha tenido en cuenta el proceso de corte generado por el operario en plata manualmente, en el cual tarda entre 30 y 45 segundos en cortar la probeta de 450 milímetros. Lo que estaría en un promedio de 720 [mm/min] criterio de los autores.
- E. Profundidad de corte: se toma como valor máximo de la profundidad de corte que corresponde al espesor máximo de la probeta de asfalto que se estableció en los objetivos específicos del proyecto: 100 milímetros.
- F. Avance por diente: corresponde al avance lineal de la herramienta relativo al paso de cada diente. El avance por diente en el proceso de corte por sierra circular es un parámetro que no se puede fijar en un valor determinado. Es variable y depende de la velocidad de avance determinada por el operario.
- G. Velocidad de corte: corresponde a la velocidad relativa entre la herramienta y la pieza. Para el asfalto se recomienda velocidades de corte entre 25 y 50 [m/s]. Para el cálculo se tomara un valor de 40 [m/s], este valor es para garantizar un corte con mayor grado de confiabilidad que un valor promedio al recomendado.

- H. Velocidad angular de la sierra: conocido la velocidad de corte y el diámetro de la sierra deseada se puede calcular sencillamente la velocidad angular de la sierra.
- I. Velocidad de remoción de material: corresponde al volumen de material removido en la línea de corte por unidad de tiempo. Tiene unidades de [ft³/min].
- J. Potencia unitaria: corresponde al valor de potencia necesaria para remover un volumen específico de cierto material en un proceso de mecanizado. Para el asfalto se estimó para este proyecto según los experimentos realizados en el corte que es aproximadamente 480 [HP/ft³/min]⁶.
- K. Potencia útil: Corresponde a la potencia neta necesaria en el proceso de corte de láminas de madera mediante sierra circular. Para su cálculo se usa la siguiente fórmula teniendo en cuenta la consistencia de unidades:

$$Pot = HP_u * MRR [HP]$$

Se presenta en la tabla 4 un ejemplo del proceso de cálculo de potencia necesaria para el proceso de corte mediante sierra circular.

⁶ Mediante un experimento realizado en la ejecución del proyecto, se logró estimar esta potencia unitaria para las probetas de asfaltos con metodología Marshall. Para establecer un cálculo adecuado de la potencia de corte del asfalto.

Tabla 4. Análisis teórico proceso de corte mediante sierra circular.

ANÁLISIS TEÓRICO PROCESO DE CORTE MEDIANTE SIERRA CIRCULAR		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro del disco de sierra	No aplica	$D = 18 [in]$ $= 450 [mm]$
Numero de dientes del disco de sierra	No aplica	$z = 27 [dientes]$
Espesor del diente de la sierra	No aplica	$a_e = 0.126 [in]$ $= 3.2 [mm]$
Velocidad de avance	No aplica	$V_z = 720 \left[\frac{mm}{min} \right]$ $V_z = 23.62 \left[\frac{in}{min} \right]$ $= 2.36 \left[\frac{ft}{min} \right]$
Profundidad de corte	No aplica	$a_p = 3.94 [in]$ $= 100 [mm]$
Avance por diente	$f_z = \frac{V_z}{n * z}$	$f_z = 0.005983 \left[\frac{in}{diente} \right]$ $= 0.0152 \left[\frac{mm}{diente} \right]$
Velocidad de corte	No aplica	$V_c = 1574.8 \left[\frac{in}{s} \right]$ $= 40 \left[\frac{m}{s} \right]$
Velocidad angular de la sierra	$n = \frac{60 * v_c}{\pi * D}$	$n = 1697.65 [RPM]$

Velocidad de remoción de material	$MRR = v_z * a_p * a_e$	$MRR = 14.05 \left[\frac{in^3}{min} \right]$ $= 0.008136 \left[\frac{ft^3}{min} \right]$
Potencia unitaria	No aplica	$HP_u = 480 \left[\frac{HP}{\frac{ft^3}{min}} \right]$
Potencia útil	$Pot = HP_u * MRR$	$Pot = 3.90 [HP]$ $= 2908.23[W]$

Considerando una eficiencia mecánica del 85%, se estima que la potencia nominal del motor que cubra los requerimientos del proceso debe ser:

$$Pot_{motor} = \frac{Pot}{n_{mec}} = \frac{3.9}{0.85} = 4,58 [HP]$$

Para la selección se normaliza el valor de potencia del motor con un factor de seguridad de 8% el cual se estandariza a **5 [HP]** y se selecciona la velocidad de rotación de la herramienta con 8% de factor de seguridad por efectos de irregularidades en la aglomeración de las muestras un valor de **1800 [RPM]**.

6.2. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO

Se diseña un experimento para analizar el comportamiento del conjunto de corte y la relación de las variables que actúan en el proceso.

Descripción del experimento: para el análisis experimental consiste en realizar cortes a diferentes probetas provistas por la empresa. En donde se hallará la potencia útil usada por el motor empleado.

Equipo utilizado: para el desarrollo del experimento se utilizó el equipo de corte de probetas para los laboratorios del edificio Álvaro Beltrán Pinzón con la ayuda del técnico auxiliar de laboratorio Jairo Hernández. En la figura 12 se puede apreciar la máquina que tiene un motor trifásico de 5 [HP] a 220 V, y un disco de sierra diamantado segmentado BOSH universal. Para la medición se necesitó dos vatímetros, dos transformadores de corriente 50/5, cronometro, pinza amperimétrica.

Figura 10. Maquina cortadora edificio Álvaro Beltrán Pinzón.



Dimensiones de las probetas: longitud de 300 mm, ancho de 300 milímetros y espesor de 50 y 75 [mm]. A las probetas se le realizan máximo 3 cortes debido a las dimensiones y la sujeción manual del operario, se realiza un corte de 75 milímetros de ancho aproximadamente (tener en cuenta el espesor del disco de sierra y espacio para sujetar manualmente la probeta).

Parámetros del experimento:

- ✓ **Tipo de probeta:** se usaron probetas de asfalto preparadas por la empresa según la metodología de diseño Marshall⁷.
- ✓ **Espesor de la probetas:** se realizaron pruebas con probetas de 50 y 75 mm, debido al poco número de probetas que podían experimentar, estas probetas venían en espesor estándar de 50 y 75 milímetros aproximadamente.

Figura 11. Probetas de asfalto.



- ✓ **Velocidad de avance:** conociendo la longitud del corte que corresponde a la longitud de la probeta (30 cm), se mide el tiempo necesario para realizar el corte y con estos dos datos se calcula la velocidad promedio de avance. La persona que maneja la sierra en el experimento debe tratar de mantener una velocidad de avance constante. Se tomaron dos velocidades de avance:

⁷ El concepto del método Marshall para diseño de mezclas de pavimentación fue formulado por Bruce MARSHALL, Ingeniero de asfaltos del departamento de Autopistas del estado de Mississippi.

baja y alta. Una velocidad baja corresponde a aquella que toma un tiempo aproximado de 45 a 50 segundos para realizar el corte. La velocidad alta aquella que toma aproximadamente 25 a 30 segundos.

- ✓ **Vatios consumidos:** mediante un sistema de medición establecido, se obtiene el consumo de potencia del motor trifásico. El sistema contiene 2 vatímetros y 2 transformadores de corriente para fijar una corriente máxima de 2 amperios al vatímetro. Con este valor se puede estimar la potencia eléctrica consumida por la sierra para cada escenario propuesto.

Figura 12. Conjunto de medición.



En total se realizaron 12 pruebas, 3 para cada velocidad de avance con profundidades de 50 y 75 [mm] para un total de 4 probetas.

Tabla 5. Parámetros del experimento.

TIPO DE PROBETA	ESPESOR DE LAS PROBETAS	VELOCIDAD DE AVANCE
PROBETA ASFÁLTICA	50 mm	BAJA
TIPO MARSHALL	75 mm	ALTA

Datos generales obtenidos durante las pruebas:

Tabla 6. Datos generales del experimento.

Voltaje del sistema	220 [V]
Corriente consumida por la sierra sin carga (en vacío)	6.5 [A]
Longitud de corte	30 [cm]

Los datos obtenidos durante las pruebas experimentales se tabulan y posteriormente se grafica el consumo de potencia en función del tiempo de muestreo durante el corte de la probeta para las dos velocidades de avance planteadas.

Figura 13. Resultados del experimento para velocidad alta.

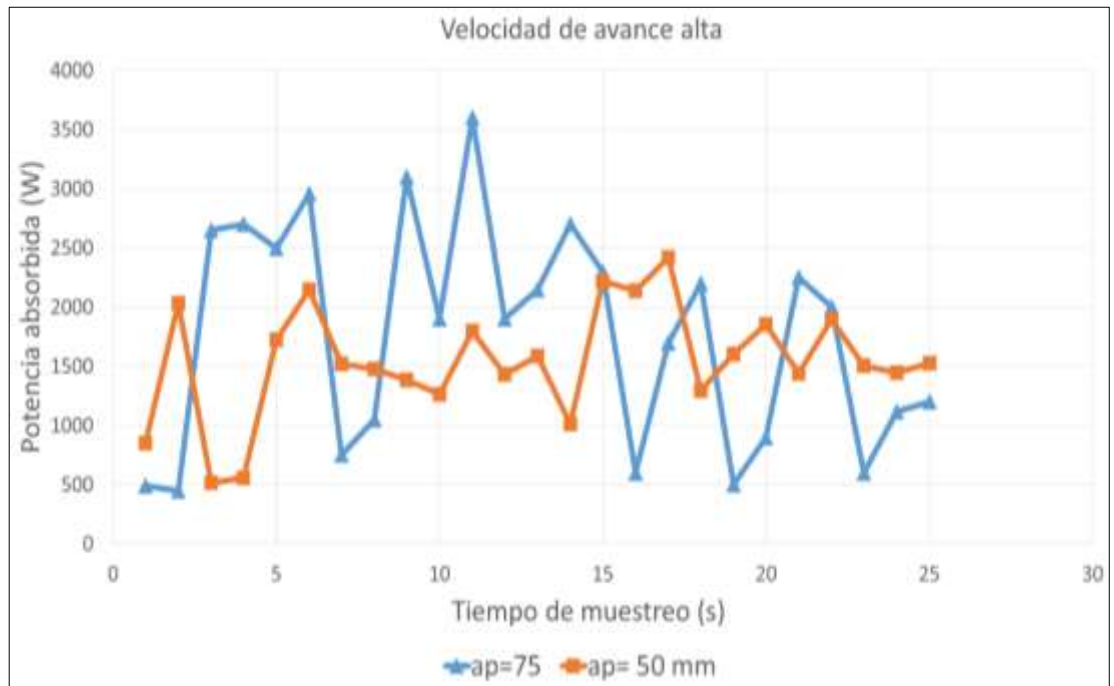
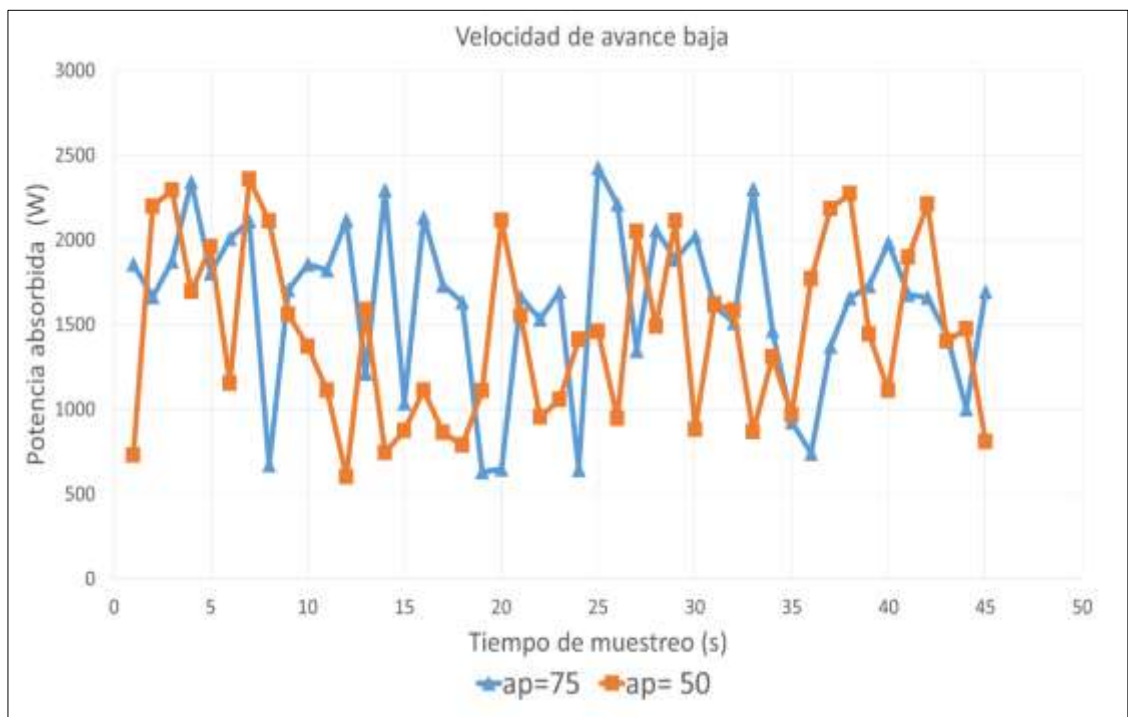


Figura 14. Resultados experimento para velocidad baja.



6.2.1. Cálculo de pérdidas de potencia en el conjunto de corte. Existe una fracción de la potencia absorbida que se convierte en calor y prácticamente no se utiliza, constituyendo las llamadas pérdidas de la máquina. En un motor asíncrono existe una transformación de energía eléctrica en mecánica, que se transmite desde el estator al rotor, a través del entrehierro, y el proceso de conversión está inevitablemente ligado con las pérdidas en los diferentes órganos de la máquina⁸.

- ✓ **Potencia eléctrica absorbida:** corresponde a la potencia que la máquina absorbe de la red.

$$P_1 = V_1 * I_1 * \cos(\varphi_1)$$

En donde V_1 corresponde a la tensión aplicada por fase, I_1 la corriente por fase y φ_1 el desfase entre ambas magnitudes, que será la del motor para esta situación.

- ✓ **Pérdidas en el estator:** corresponden a la disipación de energía entre las **pérdidas por efecto joule**, llamadas vulgarmente **pérdidas en el cobre**, por ser este material el más usado en la fabricación de bobinas. Y las **pérdidas en el hierro**, corresponden a los chapas de acero que ofrecen debido a los campos magnéticos variables estas pérdidas.

Pérdidas en el cobre: son de tipo variable y dependen de la corriente que circula por el sistema ay se basa en la siguiente ecuación.

$$P_{cu1} = R_1 * I_1^2$$

En donde R_1 corresponde a la resistencia total de los conductores, I_1 la corriente que circula por los conductores.

⁸ FRAILE, Jesús. Máquinas eléctricas, Madrid: McGraw-Hill, 2003. Sección 2-5.

Pérdidas en el hierro: su cálculo teórico es complejo y difícil de determinar con exactitud, pero se puede considerar como una pérdida constante. Estas pérdidas se transforman en calor en la masa del acero.

Las pérdidas en el estator serían según la suma de pérdidas en el cobre y en el hierro.

$$P_{p1} = P_{cu1} + P_{Fe1}$$

- ✓ **Pérdidas en el rotor:** Como las frecuencias de las corrientes en el rotor son muy reducidas, debido a que los deslizamientos en la máquina suelen ser pequeños, se considera entonces que prácticamente es el hierro del estator el único origen de las pérdidas ferromagnéticas.

La potencia electromagnética que llegará al rotor a través del entrehierro, denominada P_a , tendrá una magnitud:

$$P_a = P_1 - P_{p1} = P_1 - P_{cu1} - P_{Fe}$$

En el rotor aparecen unas pérdidas adicionales debidas al efecto Joule, P_{cu2} , y de valor.

$$P_{cu2} = R_2 * I_2^2$$

Las pérdidas en el hierro del rotor son despreciables. La potencia que llegará al árbol de la máquina, denominada potencia mecánica interna, P_{mi} , será:

$$P_{mi} = P_a - P_{cu2}$$

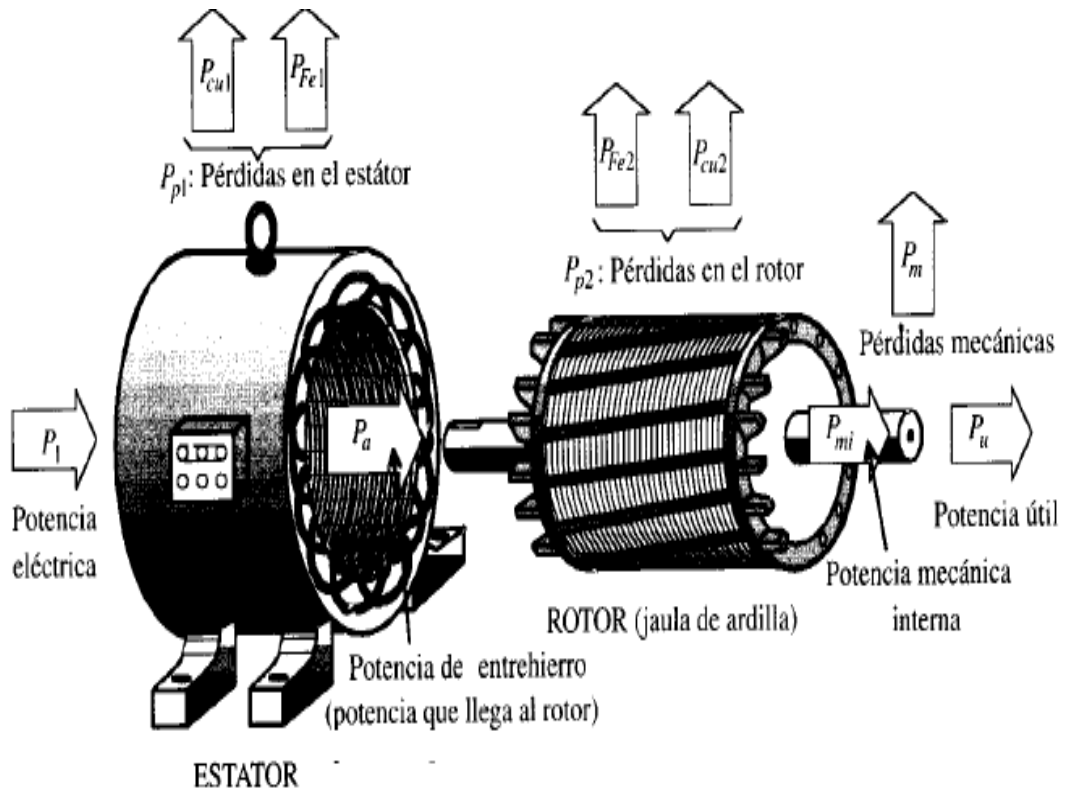
La potencia útil en el eje será algo menor, debido a las **pérdidas mecánicas** por rozamiento y ventilación, denominadas P_{in} a estas pérdidas y P_u a la potencia útil, resulta:

$$P_u = P_{mi} - P_{in}$$

El valor de las pérdidas mecánicas corresponde a la mayor proporción del total de pérdidas.

Según lo mencionado anteriormente, la figura 15. Ilustra las pérdidas que se generan desde la potencia absorbida de la red hasta la potencia útil de trabajo.

Figura 15. Pérdidas de potencia en motor trifásico.



Fuente: FRAILE, Jesús, Maquinas eléctricas.

De manera práctica se pueden calcular y aproximar las pérdidas del conjunto de corte.

Consiste en medir la corriente que consume el motor en vacío, es decir, bajo carga cero. De esta manera con el voltaje del sistema y un factor de potencia del motor trifásico, se puede hacer una cuantificación aproximada de la potencia perdida.

$$Pot_{pérdidas} = \sqrt{3} * V * I_{vacío} * \cos(\varphi)$$

Siendo $Pot_{pérdidas}$: Potencia correspondiente a las pérdidas; V voltaje de línea, $I_{vacío}$ corriente consumida en vacío; $\cos(\varphi)$ factor de potencia.

El factor de potencia de la maquina es de 0.86 según ficha técnica del motor. De los datos medidos durante el experimento tenemos voltaje de línea de 110 [V] y corriente en vacío de 6.5 [A].

El valor aproximado de la **potencia de pérdidas en el conjunto de corte** corresponde a:

$$Pot_{perdidas} = \sqrt{3} * 110 * 6.5 * 0.86 = 1027.88 [W]$$

6.2.2. Cálculo de la potencia útil suministrada por el conjunto de corte. La potencia útil suministrada por el conjunto de corte en cada prueba corresponde al valor de la potencia eléctrica consumida menos el valor de la potencia de pérdidas.

$$Pot_{util} = Pot_{consumida} - Pot_{perdidas}$$

Como un ejemplo de cálculo se presenta los datos obtenidos en la prueba con los siguientes parámetros y resultados:

- ✓ Probeta tipo Marshall
- ✓ Espesor de la probeta: 75 [mm]
- ✓ Velocidad de avance: 720 [mm/min]
- ✓ Potencia promedio consumida: 2960,3 [W]

$$Pot_{util} = Pot_{consumida} - Pot_{perdidas}$$

$$Pot_{util} = 2960,3 - 1027.88 = 1932.42 [W]$$

6.2.3. Comparación entre el análisis teórico y el análisis experimental. Se comparara los resultados a partir del cálculo teórico y los resultados del análisis experimental y se obtiene el porcentaje de error.

Se replantea el cálculo teórico para una profundidad de 50 y 75 [mm], debido a la disposición de probetas para el experimento por parte de la empresa, las probetas con profundidad critica según requerimientos de la empresa son de 100 [mm] y no pudieron ser utilizadas por su disponibilidad. Por eso se tomara el porcentaje de error entre las probetas de mayor uso en el proceso de producción.

Tabla 7. Comparación modelo teórico y experimental.

PROBETA TIPO MARSHALL				
ESPESOR [mm]	VELOCIDAD [mm/min]	POTENCIA EXPERIMENTAL [W]	POTENCIA TEÓRICA [W]	ERROR [%]
50	400	796.12	926.962	14,11
50	720	1223.26	1456.17	15.99
75	400	1092.8	1213.47	9.94
75	720	2025.42	2184.25	7,27

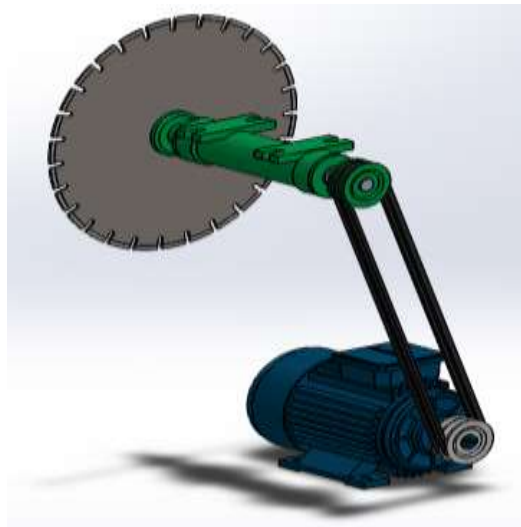
6.2.4. Análisis de resultados del experimento.

- ✓ El consumo de potencia experimental se hace mayor a velocidades de avances altas, como era de esperarse según el análisis teórico el consumo de potencia es muy sensible a la variación de la velocidad de avance.
- ✓ De la realización del experimento se concluye según las pruebas que una velocidad de avance baja aunque energéticamente sea menor el consumo de potencia, el tiempo para realizar el corte de la sección es muy prolongado en consideración con una velocidad de 720 [mm/min] en la que es más aproximado a los tiempos de corte en los que la empresa ejecuta este trabajo.
- ✓ De la comparación de los análisis experimental y teórico se presentan errores de 7 a 25%. Entre la mayoría de pruebas que se pudieron realizar se encontró un porcentaje de error inferior al 16% lo que indica que el análisis teórico con la estimación de la potencia unitaria para asfalto, concepto intelectual considerado por los autores de este proyecto, es una buena aproximación para el proceso real y un buen punto de partida para calcular la potencia necesaria para el criterio de mayor profundidad de corte (100 milímetros) sugerida por la empresa en el proceso de producción de las vigas de asfalto.

6.3. ANÁLISIS INGENIERIL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO

Se realizó un análisis de esfuerzos para los elementos principales del mecanismo de la sierra circular. El punto de partida del análisis ingenieril se tomara planteando un caso hipotético en el que el conjunto de corte opere a la máxima potencia suministrada por el motor de 3728.5 [W]. El valor es tomado del análisis teórico para los parámetros equivalentes de diseño de la máquina.

Figura 16. Ensamble del mecanismo de transmisión del conjunto de corte.



6.3.1. Herramienta: Disco de corte. La selección de la herramienta de corte se lleva a cabo mediante el catalogo proporcionado por la empresa BOSH, en donde se puede encontrar una gran variedad de discos de sierra para trabajos industriales como corte de cerámicos, concretos y asfaltos.

Figura 17. Disco de sierra para aplicaciones de asfalto.

Asfalto

Discos diamantados para asfalto

Nuevo



► Ideal para cortar asfalto y asfalto sobre concreto. También permite cortar concreto sin fraguar.

► Segmentos protectores Impiden un desgaste prematuro del disco de soporte y garantizan una durabilidad máxima.

best Asphalt

► Los diamantes dispuestos en línea proporcionan un rendimiento destacado.

► Segmentos de diamante soldados con láser.

► * Con anillo reductor.



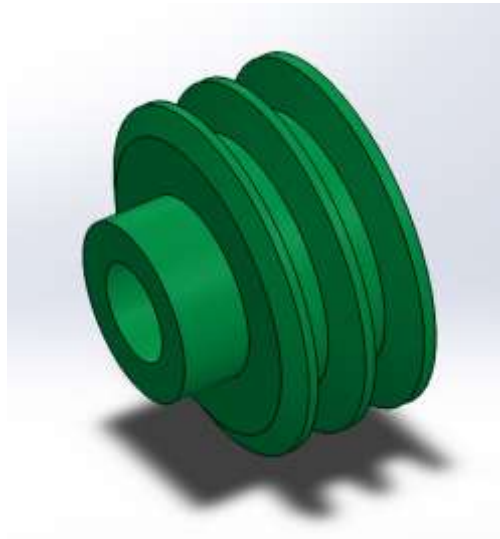
Número de tipo	Díametro externo (mm)	Díametro del orificio (mm)	Ancho de corte (mm)	Altura total del segmento (mm)	Unidades/embalaje	Código de barras	Tipo de embalaje
2 608 602 516*	350	25,4/30	3,2	8	1	3165140545808	Caja de cartón
2 608 602 517*	400	25,4/30	3,2	8	1	3165140545815	Caja de cartón
2 608 602 518*	450	25,4/30	3,2	8	1	3165140545822	Caja de cartón
2 608 602 519*	500	25,4/30	3,6	8	1	3165140545839	Caja de cartón

Fuente: Catalogo de accesorios 2012 BOSCH.

Se selecciona el diámetro de 18" (450 mm) como se ha establecido previamente en este capítulo.

6.3.2. Selección de poleas y correas de la transmisión. El tamaño de la polea fue definido de manera estándar, puesto que el eje que se utilizaría el cual viene predeterminado para la sierra ya previamente obtenida, ya la tendría instalada, así la polea tendría una medida predeterminada de **3 1/2 inches**.

Figura 18. Polea eje de la sierra tipo V doble canal.



Como se puede observar en la figura la polea estándar que posee el eje viene diseñada con doble canal y como se puede ver esta viene instalada al eje, entonces aprovechando que la polea está puesta como diseñadores decidimos hacer un juego de poleas 1:1 para que se conservaran las 1800 RPM las cuales son las revoluciones aproximadamente (por encima) necesarias para el proceso de corte (definido capítulo 4, cálculo teórico).

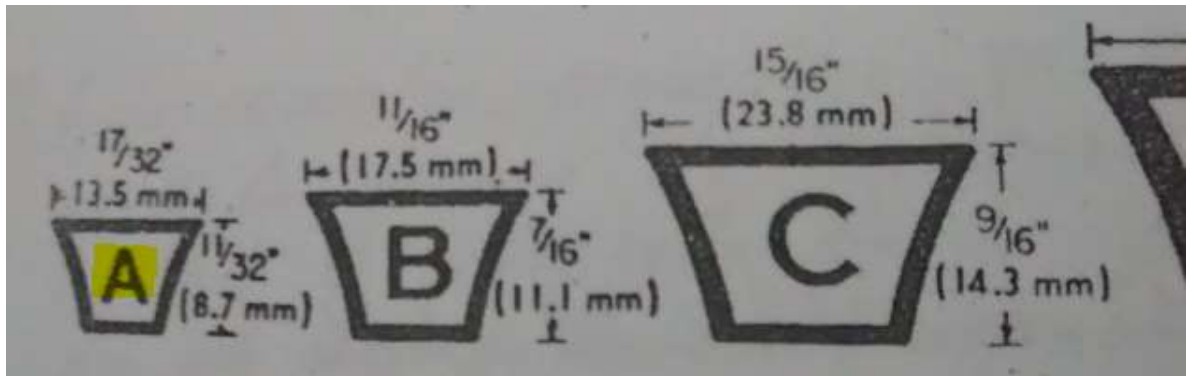
Tabla 8. Proceso para determinar el número de correas.

Parámetro	Ecuación	Valor
Relación de RPM $D_1 = D_2$	$W_a = W_b$	$W_a = 1800 [RPM]$
La potencia de la polea A (sierra) fue hallado previamente $P_a = 2.5 Kw$	$N_a = 1.2 - 0.2 = 1$ Este valor es el factor de servicio deducido en la tabla 4 de e libro de Hernán Rojas pag.28 para motor eléctrico jaula de ardilla, para mover herramienta. Se resta 0.2 puesto que la transmisión se utiliza periódicamente.	$P_a = 2.5 [KW]$ $N_a = 1$
Potencia de diseño	$P_d = P_a * N_a$	$P_d = 2.5 Kw = 3.31 HP$
La potencia de catálogo es hallada con el diámetro de la polea más pequeña y las RPM $P_{catalogo} = 1.66 hp$	El K_θ (ángulo perdido) tiene un valor de 1 puesto que las poleas son del mismo tamaño esto implica que el ángulo de contacto para este montaje es el máximo posible.	$P_{catalogo} = 1.66 hp$ $K_\theta = 1$
Potencia corregida	$P_c = P_{catalogo} * K_\theta$	$P_c = 1.66 hp$
Numero de correas	$P_d = P_c * N_{correas}$	$N_{correas} = 1.9939 = 2$

Según el procedimiento anterior será necesario dos correas tipo A clase SÚPER BLUE RIBBON para que el sistema no tenga peligro de dañar la correa, ni que se presente un caso de escasas de fricción donde la correa patine debido ya sea o las altas RPM o a la fuerza del motor.

Ahora que se conoce la correa hallamos el área de esta, tomamos de la pág. 28 del capítulo de correas del libro de Hernán rojas la figura de la correa tipo A:

Figura 19. Dimensiones sección transversal tipo de correas.



Fuente: Hernán Rojas. Cap. Correas.

Se esquematizara como un triángulo perfecto para facilitar el cálculo del área:

Figura 20. Detalle de la sección de la correa.

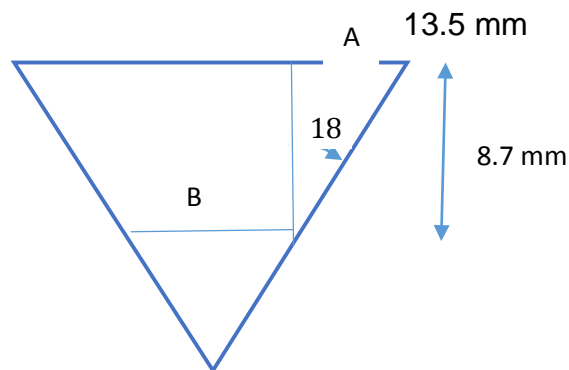
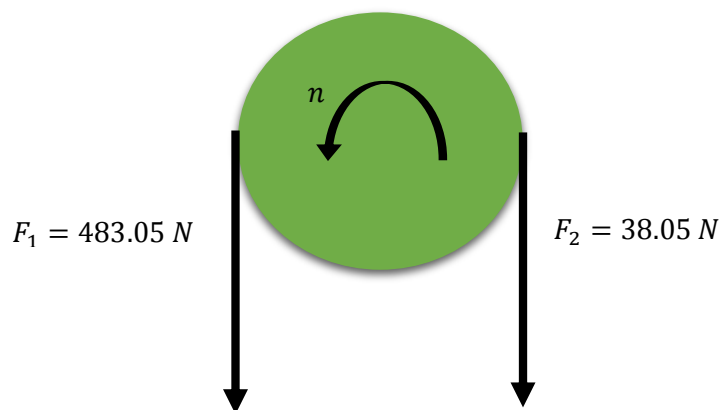


Tabla 9. Calculo para hallar el área y la densidad modificada.

Parámetro	Ecuación	Valor
Valor de A	$\tan 18 = A/8.7$	$A = 2.826 [mm]$
Valor de B	$B = 13.5 - 2 * A$	$B = 7.848 [mm]$
Área para trapezoide	$AREA = (13.5 + B) * \frac{8.7}{2}$	$AREA = 92.86 [mm^2]$

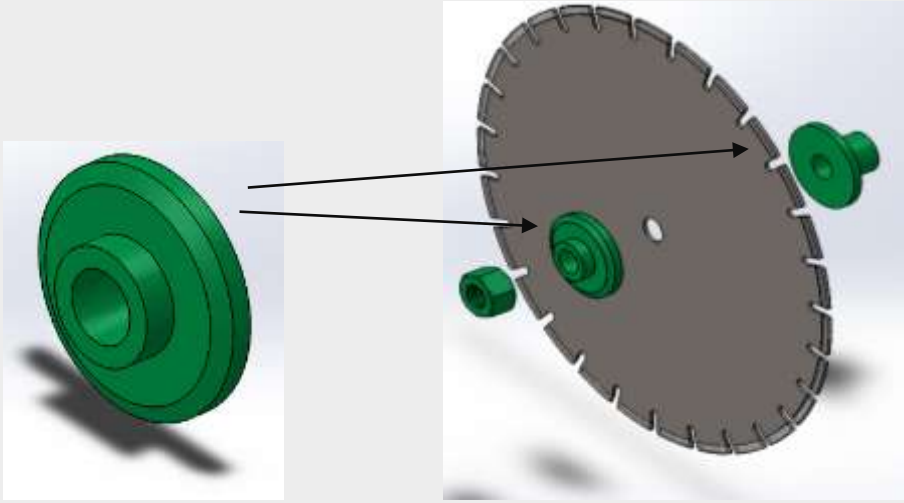
Densidad de correa dato	No aplica	$\rho = 1.9 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
Densidad prima (Densidad teniendo en cuenta el área transversal de la correa)	$\rho' = \rho * AREA$	$\rho' = 1.76434 \times 10^{-4} \left[\frac{Kg}{m} \right]$
Hallamos velocidad tangencial en la polea	$v = w * r = 1800rpm * \frac{\pi}{30} * 0.04445 m$	$v = 8.3786 \left[\frac{m}{s} \right]$
Fuerza centrifuga	$F_C = \rho' * v^2$	$F_C = 0.01238 [N]$
Valores ya definidos o hallados	μ : indice de friccion φ : angulo de cubrimiento es 180° por relacion poleas 1:1 β = angulo estandar de correa	$\mu = 0.25$ $\varphi = 180^\circ$ $\beta = 18^\circ$
Fuerzas en las correas F_1 y F_2	$\frac{F_1 - F_C}{F_2 - F_C} = e^{\frac{\mu * \varphi}{\sin \beta}}$	ECUACION 1
	$F_1 - F_2 = P/v$	ECUACION 2
Potencia	No aplica	$P = 5 [HP]$ $= 3728.5 [W]$
Solución a ecuaciones 1 y 2	No aplica	$F_1 = 483.05 [N]$ $F_2 = 38.05 [N]$

Figura 21. Representación de fuerzas sobre la polea.



6.3.3. Placa anular de sujeción de la herramienta. Para el cálculo teórico se realiza la aproximación de la geometría de la pieza a una placa anular sometida a compresión y el análisis se muestra en la tabla 10.

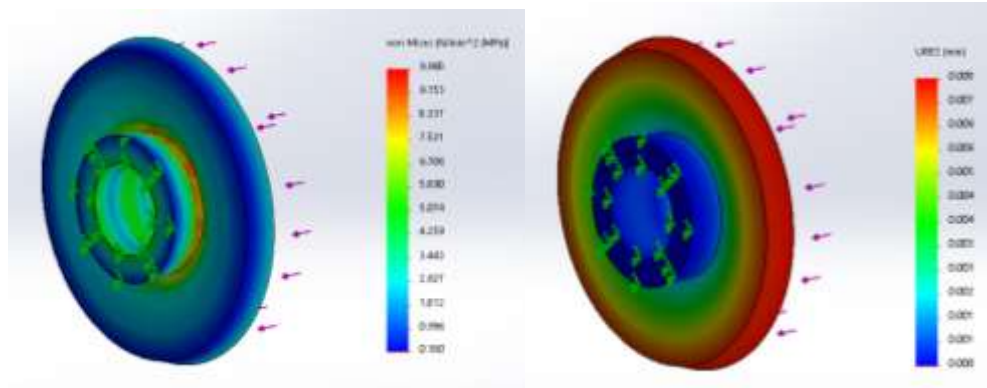
Tabla 10. Análisis de esfuerzo placa anular de sujeción.

ANÁLISIS DE ESFUERZO PLACA ANULAR DE SUJECIÓN DE LA HERRAMIENTA		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia	No aplica	$Pot = 3728.5 [W]$
Velocidad angular de la sierra	No aplica	$n = 1800 [RPM]$ $= 188.49 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 19.78 [N * m]$
Diámetro interior	No aplica	$D_i = 25 [mm]$
Diámetro externo	No aplica	$D_e = 85 [mm]$
Diámetro medio	$D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$	$D_m = 55 [mm]$

Fuerza de fricción por cada placa	$F_f = \frac{T}{\frac{D_m}{2}}$	$F_f = 359.63 \text{ [N]}$
Coeficiente de fricción estático Acero-Acero en seco	No aplica	$\mu = 0.26$
Fuerza normal sobre la placa de sujeción	$F_f = N * \mu$	$N = 2397.58 \text{ [N]}$
Diámetro exterior de la tuerca de sujeción	No aplica	$D_{et} = 40.2 \text{ [mm]}$
Área resistente a la compresión	$A = \frac{\pi}{4} * (D_e^2 - D_i^2)$	$A = 778.36 \text{ [mm}^2\text{]}$
Esfuerzo normal de compresión	$\sigma = \frac{N}{A}$	$\sigma = 3.08 \text{ [MPa]}$
Resistencia a la compresión Fundición gris	Propiedades según ASTM A48 para clase 20 fundición gris.	$S_y = 227 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 73.70$

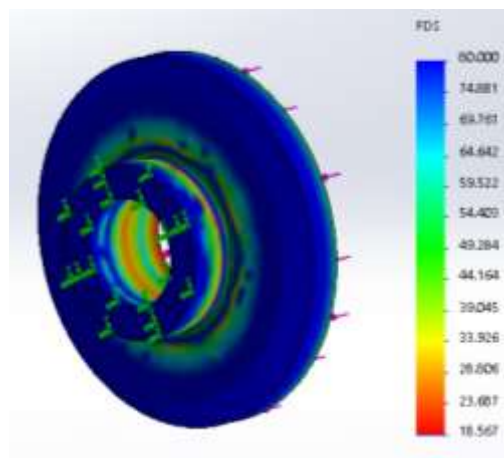
Se realiza un análisis CAE de la pieza obteniendo un esfuerzo máximo que se da en el borde donde se encuentra la sujeción de la tuerca y la placa anular y corresponde a 9.968 [MPa]. La diferencia con el cálculo teórico convencional radica en la aproximación de la geometría y dirección de las fuerzas que actúan. El desplazamiento máximo corresponde a 0.008 [mm] y se da en el exterior de la placa anular.

Figura 22. Análisis CAE placa anular de sujeción y desplazamiento máximo.



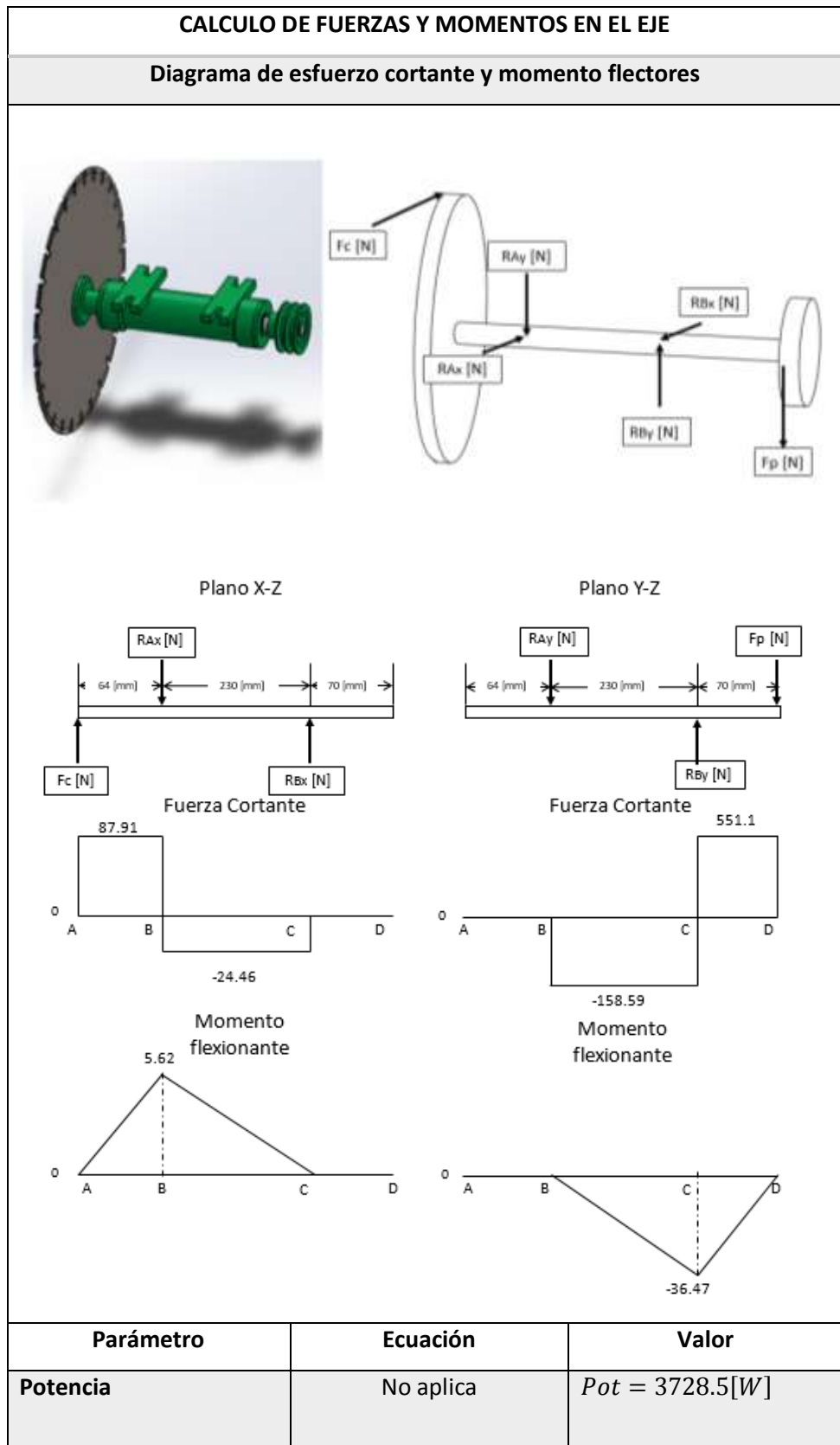
El factor de seguridad para el análisis CAE para una fundición gris con límite a la tracción de 151 [MPa] y límite a la compresión de 227 [MPa] es 19.

Figura 23. Factor de seguridad placa anular.



6.3.4. Eje de herramienta. Se muestra en la tabla 11 el cálculo realizado para estimar los diámetros mínimos que debe llevar el eje de la herramienta, parte crucial para el óptimo funcionamiento del proceso de corte.

Tabla 11. Cálculo de fuerzas y momentos en el eje de la herramienta.



Velocidad angular de la sierra	No aplica	$n = 1800 [RPM]$ $\omega = 188.49 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 19.78 [N * m]$
Diámetro del disco de sierra	No aplica	$D = 450 [mm]$
Fuerza de corte	$T = \frac{F_C * D}{2}$	$F_C = 87.91 [N]$
Fuerza tangencial sobre la polea	Fuerza flexionante $F_1 + F_2$	$F_P = 521.1 [N]$
Reacción en rodamiento A en dirección X	$\sum M_B = 0 \curvearrowright +$ $F_C * 0.294 - R_{Ax} * 0.230 = 0$	$R_{Ax} = 112.37 [N]$
Reacción en rodamiento B en dirección X	$\sum F_x = 0 \uparrow +$ $F_C - R_{Ax} + R_{Bx} = 0$	$R_{Bx} = 24.46 [N]$
Reacción en rodamiento A en la dirección Y	$\sum M_B = 0 \curvearrowright +$ $F_P * 0.07 - R_{Ay} * 0.230 = 0$	$R_{Ay} = 158.59 [N]$
Reacción en rodamiento B en la dirección Y	$\sum F_y = 0 \uparrow +$ $R_{Ay} + R_{By} - F_P = 0$	$R_{By} = 679.69 [N]$

Como el eje esta hecho de un material dúctil (acero AISI 1045 CR) se utilizó la teoría del esfuerzo cortante máximo según Soderberg, la cual establece una relación entre los esfuerzos normales cortantes sobre los elementos finitos de un eje sometido a fatiga y en base a un factor de seguridad de 3 como criterio de los autores se calcula los diámetros en el eje a continuación.

Según Soderberg:

$$D = \left[\frac{32 * n_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_{yt}} + K_f * \frac{M_a}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 * S_{ys}} + K_f * \frac{T_a}{2 * S'_{es}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde

n_s	Es el factor de seguridad para un diámetro determinado
D	Es el diámetro del eje
S_{yt}	Es la resistencia a la fluencia del material
S_{ys}	Es la resistencia a la fluencia en corte
S'_e	Es el límite de endurancia para especímenes afectados
S'_{es}	Es el límite de endurancia modificado
M_a	Es el momento alternativo sobre el eje
M_m	Es el momento medio sobre el eje
T_m	Es torque medio sobre el eje
T_a	Es el torque alternativo sobre el eje
K_f	Es el factor de concentrador de esfuerzos estáticos

Tabla 12. Datos requeridos para el cálculo eje de la herramienta.

PROPIEDADES MECÁNICAS AISI 1045 CR		
Parámetro	Ecuación	Valor
Resistencia ultima a la tracción	ANEXO B.	$S_u = 627 [MPa]$
Resistencia a la fluencia	ANEXO B.	$S_y = 531 [Mpa]$
Resistencia a la fatiga	Tabla 5-8. Mott. Anexo B. Maquinado	$S_n = 240 [MPa]$

Se calcula el diámetro para el punto A. para un momento alternante y medio igual a cero, y un torque alternante de cero.

Teniendo $S_{ys} = 0.5 * S_y$

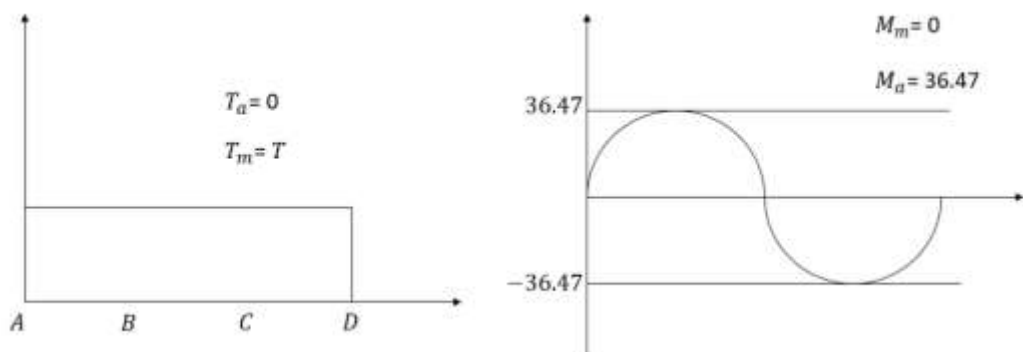
$$D_A = \left[\frac{32 * n_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T_m}{2 * S_{ys}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_A = 10.44 [mm]$$

Conociendo este diámetro, se asume para el diámetro de cambio de sección de la posición de los rodamientos un aumento de 4 milímetros. Esto es con el fin de estimar el factor de concentrador de esfuerzos más adelante.

Se procede a calcular el diámetro para el punto crítico C de mayor momento flexionante para el eje.

Figura 24. Diagrama de torques, diagrama de momentos sección C.



Se calcula el límite de fatiga modificada.

$$S'_e = k_L * k_f * k_s * k_c * k_{tem} * k_m * S_n$$

Donde:

- k_L Es el factor de carga
- k_s Es el factor de acabado superficial
- k_d Es el factor de tamaño
- k_c Es el factor de confiabilidad

- k_{tem} Es el factor de temperatura
- k_m Es el factor de efectos varios
- S_n Es el límite de endurancia

Factor de carga:

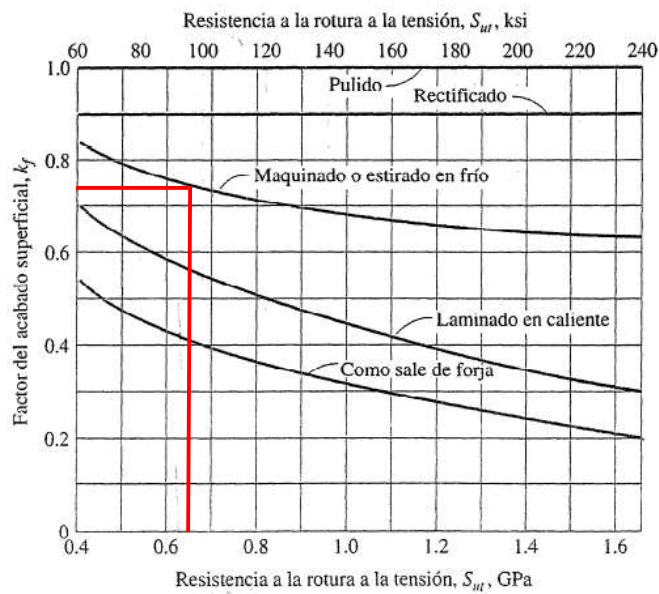
Para una carga flectora y torsional según la tabla de factores de carga del libro de Alfredo Parada, pág. 8. Anexo B.

$$K_L = 0.76$$

Factor de acabado superficial:

Para un maquinado o estirado en frío y una resistencia a la rotura a la tensión $S_u = 627 [MPa]$.

Figura 25. Factor de acabado superficial.



Fuente: Elementos de máquinas Hamrock.

$$K_S = 0.75$$

Factor de tamaño:

Para un diámetro entre los 8 [mm] y 250 [mm] se tiene la ecuación $K_d = 1.189 * d^{-0.112}$ para determinar el factor de tamaño. Se toma para un diámetro de 14.44 [mm]

$$K_d = 1.189 * d^{-0.112} = 0.89$$

Factor de confiabilidad:

En la figura se estima un factor de confiabilidad para una confiabilidad de 50.

Figura 26. Factor de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.

Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, k_r
50	1.00
90	.90
95	.87
99	.82
99.9	.75
99.99	.70

Fuente: Elementos de máquinas Hamrock.

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura:

Para temperaturas de trabajo menores a 120 [°C] se tiene

$$K_{tem} = 1 \text{ (Temperatura ambiente)}$$

Factor de efectos varios:

El factor de efectos misceláneos se calcula para un acero laminado en frío del libro de Alfredo parada página 64. Anexo B.

$$K_m = 1.5$$

El límite de fatiga modificado es

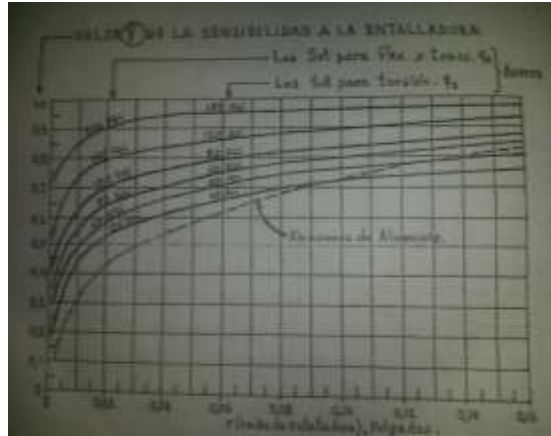
$$S'_e = 0.76 * 0.75 * 0.89 * 1 * 1.5 * 240 = 182.62 \text{ [MPa]}$$

El factor de concentrador de esfuerzo para fatiga:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

Del libro de Alfredo Parada, pág. 10. Se obtiene el valor de sensibilidad a la entalladura. Se asume para un radio de entalladura 1 mm.

Figura 27. Valor de sensibilidad a la entalladura.



Fuente: Fatiga, Alfredo Parada Corrales.

$$q = 0.74$$

El factor de concentrador de esfuerzos se obtiene de la página 37 del libro de Alfredo Parada. Para un diámetro inferior de 10.44 y exterior de 14.44 mm. Un radio de entalladura de 1 mm. Anexo B.

$$K_t = 1.8$$

Reemplazando

$$K_f = 1.592$$

Resolviendo la ecuación de Soderberg para el punto C de máximo momento flexionante se obtiene.

$$D_C = \left[\frac{32 * n_s}{\pi} \sqrt{\left(K_f * \frac{M_a}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 * S_{ys}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

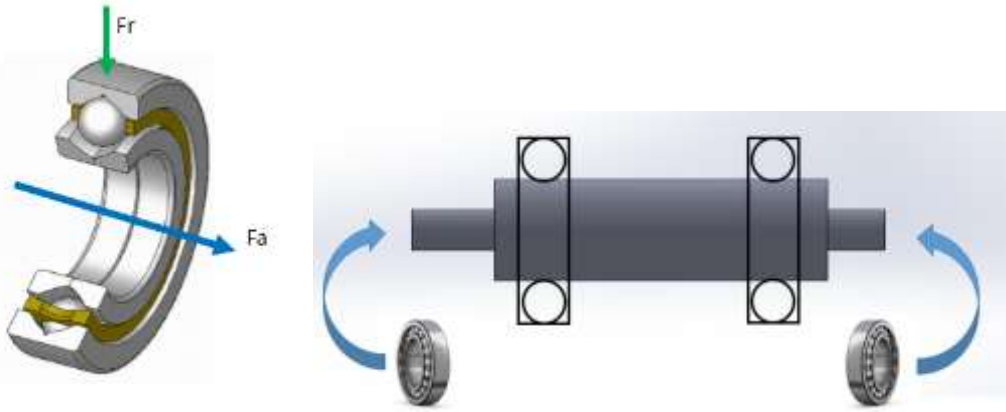
$$D_C = \left[\frac{32 * 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.59 * 36.47}{182.62 \times 10^6} \right)^2 + \left(\frac{19.78}{2 * 265.5 \times 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_C = 0.02137 [m] = 21.37 [mm]$$

6.3.5. Selección rodamientos eje de la sierra. La vida útil de un rodamiento se encuentra definida naturalmente en términos del número total de revoluciones que soporta antes de que ocurra el descascarillado de la superficie de las pistas o los elementos rodantes.

El diámetro exterior del eje para el punto de mayor criticidad se normaliza a 25 mm, con el fin de analizar y seleccionar el rodamiento según el catálogo de la NSK para un diámetro inferior de 25 milímetros.

Tabla 13. Análisis y selección de rodamientos para el eje de la herramienta.

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Fuerza axial	No aplica	$F_a = 0 \text{ N}$
Fuerza radial	Fuerza hallada previamente en el análisis de eje	$F_r = 679.69$
Diámetro del eje	Diámetro del eje.	$d = 25 \text{ mm}$
<p>Ahora que conocemos estos valores vamos al catálogo de la NSK donde podemos entrar con el diámetro, buscamos en la sección de rodamientos de rodillos r puesto que estos son los recomendados para soporta radiales. Según el catalogo tomar $P = F_r$</p>		
Datos encontrados de catalogo		$B = 12 \text{ mm}$ $C_r = 14300 \text{ N}$ $C_{or} = 13100 \text{ N}$ $r_{min} = 0.6 \text{ mm}$ $r_{1min} = 0.3 \text{ mm}$
Carga dinámica equivalente	$P = F_r$	$P = 679.69$
Revoluciones del tornillo		$N = 1800 \text{ rpm}$
Factor de velocidad	$F_n = (0.03 * N)^{-\frac{3}{10}}$	$F_n = 0.3021$
Factor de vida de fatiga	$F_h = F_n * \left(\frac{C_r}{P}\right)$	$F_h = 6.3558 \text{ N}$
Índice básico de vida	$L_h = 500 * F_h^{\frac{10}{3}}$	$L_h = 237795.74 \text{ [h]}$

Como se puede observar de acuerdo a los cálculos realizados y los datos que brinda el fabricante, el rodamiento en horas resistirá 237795.74 horas de trabajo, el cual asegura que no exigirá un cambio apresurado por su desgaste. El rodamiento final seleccionado es el UN 1005 (pág. b84).

Debido a la disponibilidad de recursos de la empresa, se optó por seleccionar un eje de sierra comercializado en el mercado industrial, puesto que mandar a maquinar el eje diseñado y los rodamientos seleccionados previamente saldría más costoso, es por esto que se selecciona el eje METALVAR N°3, el cual se adecúa a las condiciones geométricas que se necesitan en la máquina y las propiedades mecánicas desarrolladas en el diseño. Es importante aclarar que el factor de seguridad para el eje seleccionado será mayor al criterio impuesto por los autores. Dicho incremento se verá representado en una mayor seguridad en el desarrollo del trabajo de corte.

6.3.6. Cuña entre motor y la polea. Entre el eje del motor y la polea existe una cuña la cual deberá ser calculada con el fin de saber que dimensiones debe manejar para soportar el torque producido por el motor.

Figura 28. Chaveta entre motor y polea.

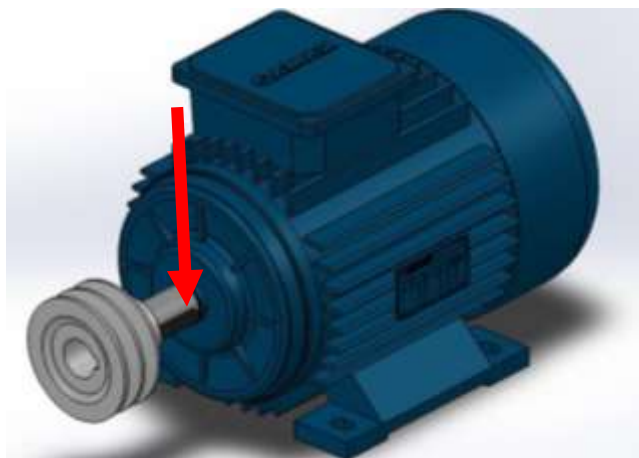
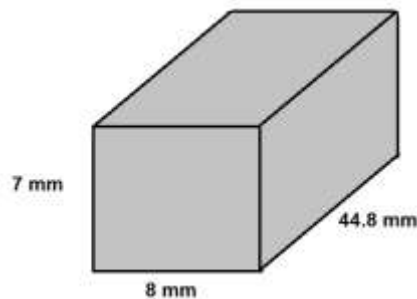


Tabla 14. Análisis chaveta entre motor y polea conductora.

Parámetro	Ecuación	Valor
Dimensiones de cuña	Recurrimos a la tabla 1.7 del libro de Hernán Rojas, entramos con el diámetro del eje.	$a = 8 \text{ mm} = 0.008 \text{ [m]}$ $b = 7 \text{ mm} = 0.007 \text{ [m]}$
Factor de seguridad	No aplica	$FS = 2$
Torque aplicado sobre la chaveta	$T = \frac{5 \text{ HP} * 745}{1800 \text{ RPM} * \frac{\pi}{30}}$	$T = 19.76 \text{ [N * m]}$
Material de chaveta	La chaveta debe manejar una materia inferior en resistencia al de eje puesto que en caso de emergencia la chaveta fallaría primero salvando el eje de cualquier rotura. Acero C1010 estirado en frio	$S_{yc} = 379.35 \text{ [MPa]}$
Longitud por compresión	$L = \frac{4 * T * FS}{b * \left(d - \frac{b}{2}\right) * S_{yc}}$	$L = 0.002429 \text{ m}$
Longitud por corte	$L = \frac{4 * T * N}{S_y * a * d}$	$L = 0.001875 \text{ m}$
Criterio para longitud (recomendación)	$L \geq 1.6 * d$ $L = 1.6 * d$	$L = 0.0448 \text{ m}$ $L = 4.48 \text{ cm}$

Figura 29. Dimensiones finales de chaveta.



6.4. DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA

Los tornillos son elementos de sujeción o de unión de piezas, los cuales son uno de los principales componentes utilizados en la construcción de todo tipo de estructuras y máquinas, así mismo se ha creado una gran variedad de aplicaciones, pero básicamente se han creado dos ramas fundamentales los tornillos de unión y los tornillos de potencia, estos últimos están destinados a la transmisión de potencia y movimiento, y que generalmente se utilizan para convertir un movimiento angular o de giro, en un movimiento de traslación o lineal, acompañado además de una transmisión de esfuerzo.

Tabla 15. Datos requeridos para el proceso de cálculo tornillo de potencia.

Parámetro	Ecuación	Valor
Densidad del acero	No aplica	$\rho_{acero} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Densidad del asfalto	No aplica	$\rho_{asfalto} = 1800 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Longitud del tornillo	No aplica	$L_{tor} = 0.5 [m]$
Módulo de elasticidad del acero	Acero AISI 1045 estirado en frío	$E_{acero} = 2e11 [Pa]$

La densidad del acero fue definida por su valor típico el cual se puede encontrar en cualquier literatura de materiales por otro lado la densidad del asfalto se halló en la página de internet E-asphalt⁹ donde se encuentra la densidad para varias temperaturas para nuestro caso se asumió a 15°C donde la densidad es la más alta.

⁹ Propiedades del asfalto, <http://www.e-asphalt.com/propiedades/propiedades.htm>. 2015

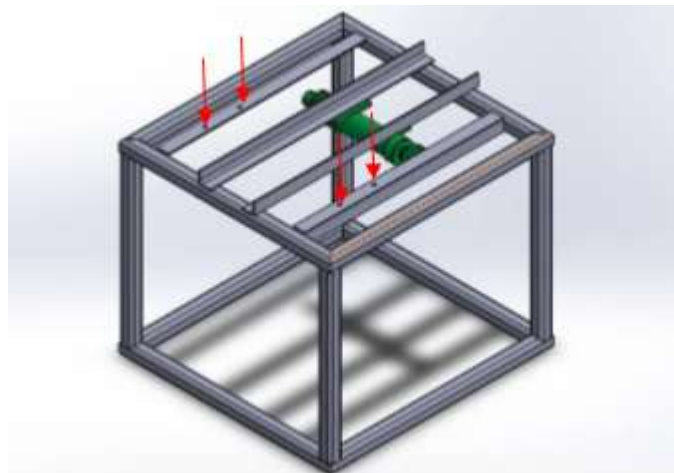
Tabla 16. Peso estimado sobre las guías de la placa móvil.

Peso sobre la mesa de trabajo					
pieza	cantidad	Volumen [cm ³]	densidad [kg/m ³]	Peso unitario [N]	Peso total [N]
placa	1	70x85x0,6	7850	274,920345	274,920345
probeta	1	45x30x7	1010	93,631545	93,631545
sujeción	2	12x70x8	7850	517,49712	1034,99424

Análisis de fuerzas:

Este procedimiento es sumamente indispensable para el cálculo del tornillo así estimaremos los esfuerzos que tenga que soportar en el punto más crítico del proceso, para la primera etapa calcularemos estas dichas fuerzas en el eje Y.

Figura 30. Puntos de apoyo de placa móvil sobre las guías.



Eje Y:

Como se puede apreciar en la figura 31 el peso total de la mesa de trabajo junto con los componentes de sujeción y el peso propio de la probeta serán soportados en el eje vertical por las dos guías teniendo 4 puntos de contacto.

Por otra parte es muy importante tener en cuenta que es necesario hacer la situación crítica para así estar por encima de cualquier imprevisto en cuanto a

fallas sobre los componentes, para este caso hay que considerar la fuerza de corte que le ejerce el disco sobre la probeta, esta fuerza y su explicación se encuentra en el capítulo de selección de conjunto de corte por lo cual a continuación solo se mencionara en el cálculo.

Eje X:

Para el cálculo en el eje X debemos contemplar la fricción impuesta en los 4 puntos de contacto de la mesa con las guías, pero hay que tener en cuenta que el contacto es por medio de elementos circulares por lo cual la fricción se haría casi despreciable por lo cual para hacer un poco critica la situación simplemente lo consideramos como dos superficies en contacto.

Tabla 17. Calculo de la fuerza del tornillo.

Parámetro	Ecuación	Valor
Peso total de la mesa	No aplica	$W_{total} = 1404 [N]$
Fuerza de apoyo en las guías	$\sum F_y = 0 \uparrow +$ $W_{total} - 4 * F_{guia} = 0$	$F_{guia} = 351 [N]$
Coefficiente de fricción estático	Tomado de Fatiga Alfredo parada pág. 8 tornillos de potencia, el factor 0.25 es un valor definido para contacto entre aceros sin lubricar ($\mu_{Estaticos} = 1.33 * \mu_{Dinamico}$)	$\mu = 1.33 * 0.25$ $= 0.3325$
Fuerza de fricción en guías	$F_f = F_{guia} * \mu$	$F_f = 116.7 [N]$
Fuerza tornillo	$\sum F_x = 0 \rightarrow +$ $F_{tornillo} - 4 * F_f - F_c = 0$	$F_{tornillo} = 554.75 [N]$

Esta es la fuerza que debe vencer el tornillo para mover el peso total sobre la mesa, luego de obtener este dato lo siguiente es hallar el diámetro mínimo que requiere el tornillo para las condiciones impuestas. Asumiendo un factor de

seguridad de un valor de 3. Se plantea el cálculo para el diámetro mínimo del tornillo.

Tabla 18. Diámetro mínimo del tornillo de potencia.

Parámetro	Ecuación	Valor
Fuerza del tornillo	No aplica	$F_{tornillo} = 554.75 [N]$
Factor de seguridad	No aplica	$N = 3$
Fuerza crítica	$P_{critica} = N * F_{tornillo}$	$P_{critica} = 1667.25 [N]$
Inercia resultante tornillo	$P_{critica} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2}$	$I = 2.111x10^{-10} [m^4]$
Diámetro mínimo	$I = \frac{\pi * D^4}{64}$	$D = 0,008096 [m]$ $= 0,3187 [in]$

Este es el valor del diámetro mínimo que se requiere para que no falle el tornillo ahora es necesario estandarizar para esto recurrimos a la tabla de la pág. 14 del libro de Fatiga del autor Ing. Alfredo Corrales Parada donde se encuentra la tabla de tornillos estandarizados.

El valor estandarizado que se observa en la tabla es:

Tamaño nominal: 5/16 in

Hilos por pulgada: 14 hilos/in

Altura básica del diente: 0.03571 in

Diámetro mayor: 0.3125 in

Angulo Do hélice: 4.7 °

Ahora debemos definir la geometría del tornillo por medio del siguiente conjunto de ecuaciones para lo cual se realizara una tabla:

Tabla 19. Calculo de la geometría del tornillo.

formula	detalles	resultado[m],[m2]
$Dr=Dnorma-2*h$		0,02032
$Dm=Dnorma-h$		0,02286
$Dequi=(Dr+Dm)/2$		0,02159
$A=(\pi*Dequi^2)/4$		0,0003661
$C=Dequi/2$		0,0108
$Rg=Dequi/4$		0,005398
$ex=L/400$	L/400 hace referencia a una recomendacion	0,00125
Dr:Diametro de raiz Dm:diametro medio Dnorma=diametro normalizado/externo h:altura de diente A:area transversal		

Estos son los valores correspondientes al tornillo estandarizado mayor al diámetro hallado una vez obtenido estos datos hay que recurrir a comprobar que el esfuerzo crítico no supere al $\frac{S_y}{2}$ por recomendación:

$$\sigma_{critico} = \frac{P_{crit}}{A} \left[1 + \frac{L_{tornillo} * C}{400 * Rg^2} * sec \left(\frac{L_{tornillo}}{Rg} * \sqrt{\frac{P_{crit}}{4 * E_{acero} * A}} \right) \right]$$

Como podemos observar la ecuación está totalmente definida, no se debe olvidar que el valor dentro de la secante debe realizarse en radianes así obtenemos el valor correcto, y correspondiente.

$$\sigma_{critico} = 1.123 \times 10^8 \text{ [Pa]}$$

Si realizamos una resta entre los valores $\frac{S_y}{2}$ y el $\sigma_{critico}$ observamos que el resultado es positivo lo cual nos indica de que el $\sigma_{critico}$ no supera al $\frac{S_y}{2}$.

$$\frac{S_y}{2} - \sigma_{critico} = \frac{379223155.5}{2} - 1.123 \times 10^8 = 7.729 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

Una vez superada esta comprobación es necesario realizar a prueba de factor de seguridad la cual por norma o recomendación tiene que poseer un valor superior a 2, obviamente si el factor de seguridad no supera ese valor será necesario aumentar el diámetro estandarizado según las tablas que nos brinda el libro del Ing. Alfredo parada.

Primero debemos halla el σ_{max} y el σ_{min} los cuales son valores que dependen de la fuerza que el tornillo desempeñe en ese instante, aparte obviamente de otros factores como son la longitud, materia del tornillo, el área, entre otros factores geométricos. Pero hay algo muy importante que analizar en nuestro caso de estudio el tornillo realiza una fuerza de empuje cuando está cortando la probeta en el sentido contrario la fuerza es mínima, comparada a la de empuje por lo cual se deduce que el $\sigma_{min} = 0$ ya que la $F_{tornillo} = 0$ o *despreciable* así solo nos resta hallar la el σ_{max} .

Tabla 20. Calculo esfuerzos medios y alternantes.

Parámetro	Ecuación	Valor
Esfuerzo máximo	$\sigma_{max} = \frac{F_{tornillo}}{A} * \left[1 + \frac{ex * C}{R_g^2} * \frac{1}{\cos\left(\frac{L_{tornillo}}{2 * R_g}\right) * \sqrt{\frac{F_{tornillo}}{E_{acero} * A}}}\right]$	$\sigma_{max} = 1.025 \times 10^8 \left[\frac{N}{m^2}\right]$ $\sigma_{min} = 0 \left[\frac{N}{m^2}\right]$
Esfuerzo medio y esfuerzo alternante	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ $\sigma_{min} = 0$	$\sigma_a = \sigma_m$ $\sigma_a = 5.125 \times 10^7 \left[\frac{N}{m^2}\right]$
Torque de subida	$T_s = \frac{D_m * P_{cri}}{2} * \left[\frac{\mu + \cos \theta * \tan \alpha}{\cos \theta - \mu * \tan \alpha} \right]$	$T_s = 1667.25 [N * m]$
Torque de bajada	$T_b = \frac{D_m * P_{cri}}{2} * \left[\frac{\mu - \cos \theta * \tan \alpha}{\cos \theta + \mu * \tan \alpha} \right]$	$T_b = 1.416 [N * m]$

Tao máximo	$\tau_{max} = \frac{16 * T_s}{\pi * D_{eq}^3}$	$\tau_{max} = 4.045x10^7 \left[\frac{N}{m^2}\right]$
Tao mínimo	$\tau_{min} = \frac{16 * T_b}{\pi * D_{eq}^3}$	$\tau_{min} = 2.535x10^7 \left[\frac{N}{m^2}\right]$
Tao medio	$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$	$\tau_m = 3.290x10^7 \left[\frac{N}{m^2}\right]$
Tao alternante	$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$	$\tau_a = 7.547x10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right]$

Posteriormente necesitamos saber el S_e del material para una vida finita y para un número de condiciones que serán factores que dependen de la temperatura, de la forma y de otros factores, todo esto con el fin de hacer que S_e del material asuma un valor más real a la situación.

Los factores serán determinados según la norma que estipula y manifiesta el libro de Alfredo parada se darán los valores resultantes por cuestión de simplificar el proceso.

Tabla 21. Calculo Resistencia a la fatiga modificada.

Parámetro	Ecuación	Valor
Resistencia a la tracción	Acero AISI 1045	$S_y = 379,23 [MPa]$
Resistencia a la fluencia corregido	$S_{eprima} = 0.5 * S_y$	$S_{eprima} = 189,61 [Mpa]$
Factor de carga		$k_l = 1$
Factor de acabado superficial		$k_s = 3.8$
Factor de tamaño	$k_d = \frac{1.182}{(D_{eq} * 1000)^{0.112}}$	$k_d = 0.8379$
Factor de efectos de temperatura		$k_t = 1$

Factor de confiabilidad		$k_c = 0.814$
Factor de efectos misceláneos		$k_m = 0.8$
Resistencia a la fatiga modificado	$Se_{fin} = k_l * k_s * k_d * k_t * k_c * k_m * Se_{prima}$	$Se_{fin} = 1.016x10^8 [Pa]$

Para nuestro caso se asumieron 10^6 ciclos, así aplicamos la siguiente fórmula la cual se deduce de una similitud de triángulos y esta nos ayuda a hallar el valor del material final S_{ciclos} el cuál es el valor teniendo en cuenta el desgaste según la cantidad de veces que se realice el trabajo de la máquina en su vida útil. Como diseñadores hemos estimado que el número de ciclos para nuestro caso es de 7.

$$\frac{5132 - S_{ciclos}}{5132 - Se_{fin}} = \frac{7 - 3}{3}$$

Como resultado de esta ecuación obtenemos el valor de:

$$S_{ciclos} = 1.355x10^8 [Pa]$$

Con el proceso anteriormente descrito se obtiene todos los valores que nos definirán el valor del factor de seguridad y con el este verificaremos si el tornillo escogido para la situación descrita cumple la recomendación, con la siguiente fórmula hallaremos el valor de N (factor de seguridad)

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{K_f * \sigma_a}{S_{ciclos}} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_y} + \frac{K_{fs} * \tau_a}{S_{ciclos}} \right)^2 \right]^{0.5}$$

Para el tornillo de 5/16 in y con nuestro caso de estudio el factor de seguridad es:

$$N = 0.6105$$

Lo cual nos indica que este tornillo no cumple la recomendación que dice que el factor de seguridad debe ser superior a 2. Esto implica que debemos iterar hasta que el valor sea superior a 2, teniendo en cuenta que hay unas constantes y valores que deben ser corregidos por que dependen del tamaño del tornillo.

Por medio del código que se realiza para esta parte del diseño se encontró los siguientes datos:

Tabla 22. Iteraciones vs factor de seguridad según diámetro de tornillo.

tamaño estandar del tornillo [in]	Factor de seguridad [N]
3/8	1,685
1/2	3,958
3/4	8,673
7/8	13,71
1	17,25

Como podemos observar el tornillo de $\frac{1}{2}$ in cumple con el requisito de factor de seguridad, pero se analizó hasta el tornillo de 1 in puesto que según la relación de esbeltez este es el que mejor se acomoda, otra forma de validar esta elección es que los precios entre los tornillos no variaba mucho por lo cual el factor de seguridad de 17.25 aunque es muy alto representara una buena opción ante la economía y la seguridad para el sistema.

6.4.1. Cálculo de velocidad para el tornillo. Es necesario realizar este cálculo puesto que requerimos saber la potencia y la velocidad que el motor debe entregar para que las condiciones requeridas por el sistema sean cumplidas, para ello se ha definido una velocidad de avance por medio del siguiente análisis, la probeta estándar antes del proceso de corte posee 45x30 cm así que asumiremos que estamos cortando el lado de 45 cm y requerimos hacerlo en aproximadamente en 40 segundos, este tiempo fue contabilizado con la máquina anterior, para nosotros el reto es reducir el tiempo sin dejar a un lado la calidad del proceso por lo cual este tiempo será asumido de 35 segundos para efectos de cálculo. Así que:

Asumiremos una velocidad lineal de corte constante por lo cual:

$$V = \frac{x}{t} = \frac{450 \text{ mm}}{35 \text{ sg}} = 12.8571 \frac{\text{mm}}{\text{sg}} = 771.43 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Con esta velocidad podemos hallar la velocidad a la cual tiene que girar el tornillo teniendo en cuenta el número de hilos.

$$RPM = v * (\text{hilos}/0.0254)$$

$$RPM = 0.77143 * (5 * 0.0254) = 152 [RPM]$$

Estas son las RPM que el motor tiene que desarrollar para cumplir la velocidad lineal, posteriormente para saber la potencia desarrollada tomamos el torque de mayor magnitud que desempeña el tornillo de 1 in y aplicamos la ecuación:

$$Pot = T * w$$

$$T = 7.342 [N]$$


$$Pot = 117 [W] = \mathbf{0.16 [HP]}$$

Ahora que conocemos estos datos lo cuales son de valiosa utilidad debemos normalizar puesto que un motor eléctrico no se consigue de esta magnitud, así que será necesario comprar uno de 0.5 HP que es la magnitud por encima y más cercana al valor requerido, otro aspecto a tener en cuenta es que las RPM más bajas que maneja el equipo de medio caballo de fuerza son 1800 RPM por lo cual se recurre a un moto reductor el cual de la misma manera viene normalizado, el más cercano a las RPM que necesitamos sugiere una reducción 1:10 la cual nos deja con 180 RPM y es de saber que el valor de 180 RPM es un valor nominal lo cual nos deja con un valor un poco más bajo.

6.4.2. Calculo de rodamientos para el tornillo de potencia. En el montaje de los rodamientos para el tornillo sin fin será necesario realizar un análisis de cargas para escoger el rodamientos que mejor desempeñe su labor teniendo en cuenta las fuerzas actuantes.

Los cálculos se realizaran por medio del catálogo de rodamientos NSK.

Tabla 23. Análisis y selección de rodamientos para tornillo de potencia.

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Fuerza axial	Fuerza producida por acción del tornillo/tuerca hallada	$F_a = \frac{F_{tornillo}}{2} = \frac{554.75}{2}$ $F_a = 277.375 N$

	previamente sección tornillo de potencia.(dos rodamientos)	
Fuerza radial	Fuerza producida por el peso propio del tornillo/tuerca. (dos rodamientos)	$F_r = \frac{44.145}{2}$ $F_r = 22.0725 \text{ N}$
Diámetro de tornillo	Diámetro de parte rebajada del tornillo.	$d = 20 \text{ mm}$
<p>Ahora que conocemos estos valores vamos al catálogo de la NSK donde podemos entrar con el diámetro, buscamos en la sección de rodamientos de bolas de contacto angular puesto que estos son los recomendados para soporta fuerzas tanto axiales como radiales lo cual no haría un rodamiento de agujas.</p>		
Datos encontrados de catalogo		$B = 12 \text{ mm}$ $C_r = 11100 \text{ N}$ $C_{or} = 6550 \text{ N}$ $F_o = 14$ $r_{min} = 0.6 \text{ mm}$ $r_{1min} = 0.3 \text{ mm}$
Para carga dinámica equivalente aplicamos la ecuación recomendada por el catalogo	$factor = \frac{i * F_o * F_a}{C_{or}}$	$factor = 0.5928$
<p>Con este factor interpolamos de la tabla de la B-53 del catálogo de la NSK</p>		
Variable e de catalogo	Se entra con "factor" y se interpola hallando los valores de las variables 'e','x','y'	$e = 0.4198151$ $X = 0.44$ $Y = 1.333$
Carga dinámica equivalente	$p = X * F_r + Y * F_a$	$P = 379.45 \text{ N}$
Revoluciones del tornillo		$N = 170 \text{ rpm}$
Factor de velocidad	$F_n = (0.03 * N)^{\frac{1}{3}}$	$F_n = 0.5809$
Factor de vida de fatiga	$F_h = F_n * \left(\frac{C_r}{P}\right)$	$F_h = 16.9946$
Índice básico de vida	$L_h = 500 * F_h^3$	$L_h = 2454159.88 \text{ [h]}$

Como se puede observar de acuerdo a los cálculos realizados y los datos que brinda el fabricante, el rodamiento en horas resistirá 24541559088 horas de trabajo, lo cual nos asegura que no exigirá un cambio apresurado por su desgaste. El rodamiento final seleccionado es el 7004 C.

6.4.3. Chaveta entre moto reductor y el tornillo. Entre el moto reductor y el acople existe una cuña la cual debe ser calculada para asegurar las dimensiones que harán que el acople asegure el agarre entre las dos piezas.

Figura 31. Chaveta entre moto reductor/tornillo.

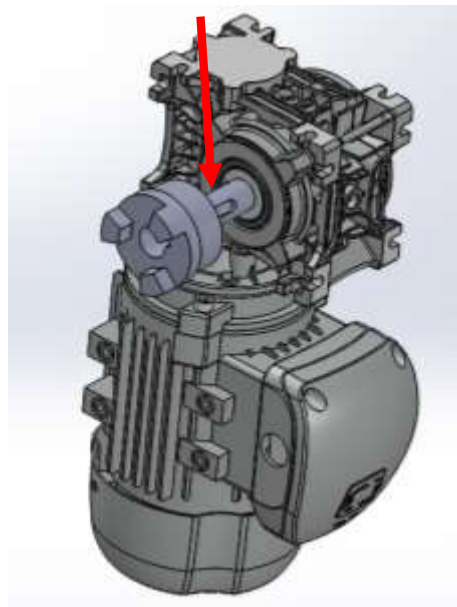
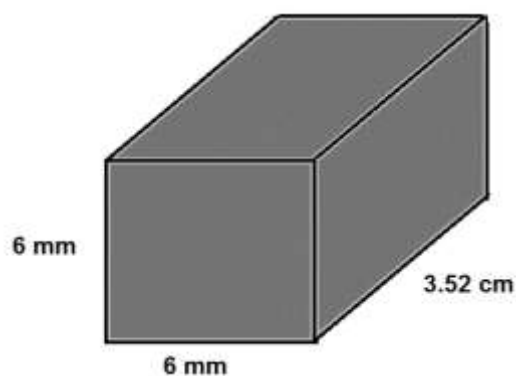


Tabla 24. Calculo chaveta entre motor reductor/tornillo.

Parámetro	Ecuación	Valor
Dimensiones de cuña	Recurrimos a la tabla 1.7 del libro de Hernán Rojas, entramos con el diámetro del eje.	$a = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ [m]}$ $b = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ [m]}$

Factor de seguridad	Asumido	$FS = 2$
Torque aplicado sobre la chaveta	$T = \frac{0.5 \text{ HP} * 745}{170 \text{ RPM} * \frac{\pi}{30}}$	$T = 20.92 \text{ [N * m]}$
Material de chaveta	La chaveta debe manejar un materia inferior en resistencia al de eje puesto que en caso de emergencia la chaveta fallaría primero salvando el eje de cualquier rotura. Acero C1010 estirado en frio	$S_{yc} = 379.35 \text{ [MPa]}$
Longitud por compresión	$L = \frac{4 * T * FS}{b * \left(d - \frac{b}{2}\right) * S_{yc}}$	$L = 0.003869 \text{ [m]}$
Longitud por corte	$L = \frac{4 * T * N}{S_y * a * d}$	$L = 0.003342 \text{ [m]}$
Utilización de criterio(recomendación)	$L \geq 1.6 * d$ $L = 1.6 * d$	$L = 0.0352 \text{ [m]}$ $= 3.52 \text{ [cm]}$

Figura 32. Dimensiones chaveta final



7. DISEÑO DE ELEMENTO ESTRUCTURALES

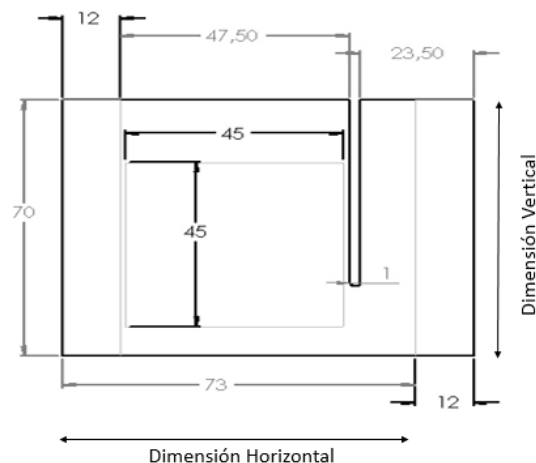
En este capítulo se diseña la mesa de trabajo y las diferentes partes que la constituyen, la mesa de trabajo será la encargada de transportar el material durante la operación de corte mediante el deslizamiento de las guías soportadas en el marco de la estructura.

7.1. ANÁLISIS DE LA MESA DE TRABAJO.

7.1.1. Dimensiones. Para su dimensionamiento es necesario contemplar las medidas máximas de la probeta con las cuales viene del proceso de conformación las cuales son 45x30x5mm así la placa debe manejar esta longitud mínima (45x30) posteriormente un espesor de calibre medio con el cual se pueda asegurar de que la placa no se flexione ni se sufra daños de ningún tipo.

Para lograr conseguir la placa de estas dimensiones será necesario recurrir a la industria la cual brinda una variada gama de materiales con su respectivo tratamiento, así por medio de la siguiente figura se mostrara la distribución que se tendrá en cuenta para dimensionar la placa será la siguiente:

Figura 33. Dimensiones de la placa móvil.



7.1.1.1. Dimensión horizontal. Para la dimensión horizontal se tuvo en cuenta una probeta de 45x45 puesto que la probeta predeterminada es de 45x30 esto con el fin de dar posibilidad de cortar una probeta de mayores dimensiones en el caso de que sea necesario, posteriormente se harán los diseños de los sistemas de sujeción con una longitud de 12 cm los cuales están ubicados en los extremos de la placa, adicionalmente como se puede apreciar hay una guía de 2 cm de longitud esta está diseñada con el fin de que la sierra pase por la abertura, esta longitud de 2 cm se tuvo en cuenta en base a que las sierras no sobrepasan un espesor de 1.5 cm dando como tolerancia 0.5 cm.

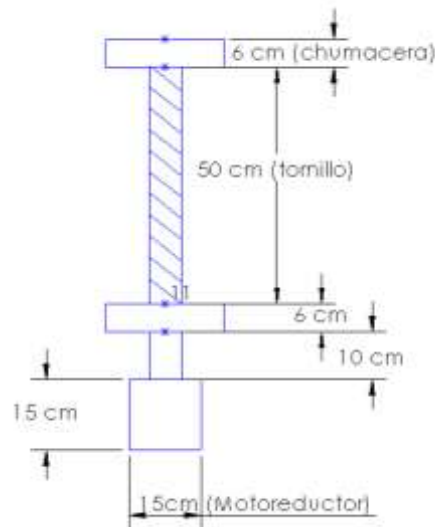
Por último se puede observar una distancia a la derecha de la abertura de la sierra la cual es de 11.5 cm esta está destinada a dar reposo o salida a la parte útil de la probeta que será cortada, esta medida fue basada en las normas INV E-756/784 las cuales estipulan las dimensiones que deben poseer las probetas después del corte, así se tuvo en cuenta la probeta con mayor dimensión la cual es de 6.3 cm de salida, así la medida de 11.5 cm brinda una tolerancia en caso de que se necesite una de casi hasta el doble de longitud.

Como se explicó anteriormente las dimensiones de la placa de forma horizontal estarían totalmente definidas pero es importante mencionar que se debe tener en cuenta la longitud del sistema de mecánico de la sierra el cual estará ubicado en la misma dirección y este ocupará una longitud máxima de 50 cm lo cual nos asegura que se podrá ubicar sin ningún inconveniente.

$$L_{horizontal} = 85 \text{ cm}$$

7.1.1.2. Dimensión vertical (o avance). En esta etapa del diseño será importante basar estas medidas en el avance que tiene que realizar la mesa para poder cortar la probeta supuesta (45x45), para ello a través de esta figura del tornillo de potencia se mostrara una de las longitudes determinantes para la dimensión horizontal.

Figura 34. Dimensiones verticales restringida por el tornillo de potencia.



En la figura se puede observar dos chumaceras, un tornillo de potencia y un motor reductor, estos elementos definirán la dimensión de la placa en el sentido vertical, la medida más importante de esta parte es la medida del tornillo la cual está definida por el avance que tiene que realizar la mesa el cual tiene que ser como mínimo 45cm esta medida corresponde a la longitud de la probeta máxima supuesta (45x45cm), así si se suman estas medidas obtenemos la medida que estamos buscando.

$$L_{vertical} = 50 + (2 * 6) + 15 + 10$$

$$L_{vertical} = 87 [cm] = 90 [cm] \text{ (aproximando)}$$

7.1.2. Material de la mesa. Para la placa de la mesa se utilizara un acero Cold Rolled (CR), donde es posible obtener espesores más delgados y resistentes, el CR tiene una mayor aptitud al conformado y un mejor aspecto superficial.

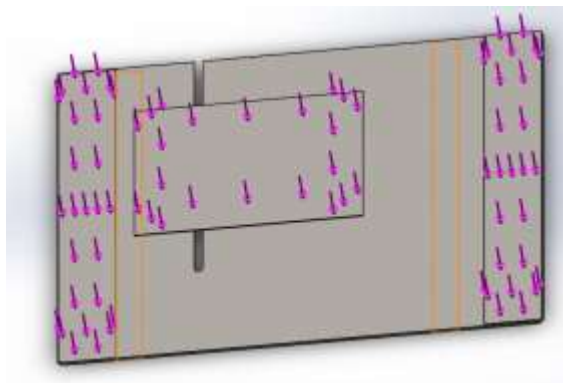
Para la unión de los perfiles cuadrados del marco principal se soldaran por medio de soldadura 7018 de 1/8 y 7018 de 3/32 con el fin de hacer cordones consistentes y de alta calidad.

Estos materiales fueron escogidos puesto que son económicos a comparación de otros y su durabilidad es consistente, es un material de alta confiabilidad.

La estimación del peso de la mesa y sus componentes se analizaron en la tabla 15.

7.1.3. Análisis de esfuerzos sobre la placa. Se realizara un análisis CAE sobre la placa por medio del software Solid Works puesto que este facilita el análisis de manera más rápida, gráfica y eficaz. Para el análisis se tomaron las dimensiones anteriormente propuestas, pero el grosor o calibre de la placa se analizó hasta que la deformación fuera mínima, teniendo en cuenta que los calibres son normalizados, así se llegó al calibre de 6 mm, a esta placa se le aplicaron las fuerzas de los dos elementos de sujeción puestos en los extremos de la placa, junto con la probeta, en un punto que es justamente crítico, las fuerzas aplicadas fueron halladas según la tabla 16.

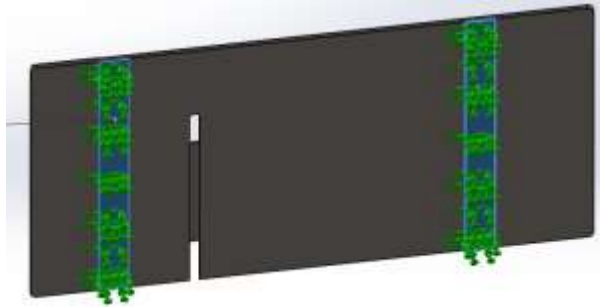
Figura 35. Fuerzas aplicadas sobre la placa.



Restricciones de geometría fija

En la placa se propuso como geometría fija las guías que se encuentran en la parte inferior de la placa, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 36. Restricción geométrica riel de apoyo a la placa.

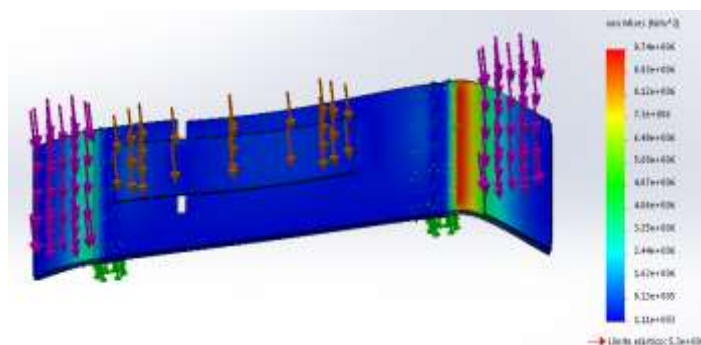


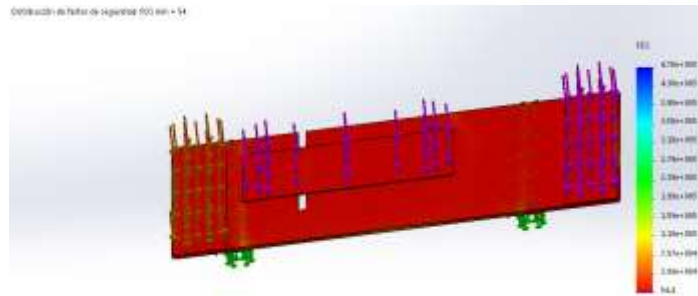
Resultados

Tensiones de Von Misses:

Como se puede apreciar en la figura xx la parte más crítica tienen un valor de $9.7 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$ mientras que el límite está alrededor de los $5.3 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$ lo cual nos da a entender que se mantiene en un valor que da bastante confiabilidad.

Figura 37. Análisis CAE placa móvil, esfuerzo máximo y factor de seguridad.

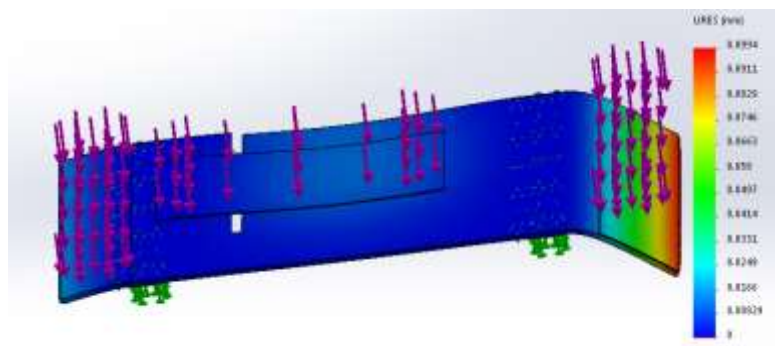




El factor de seguridad manejado por la placa en su totalidad es de 54 bastante alto asegurando totalmente el uso de la placa.

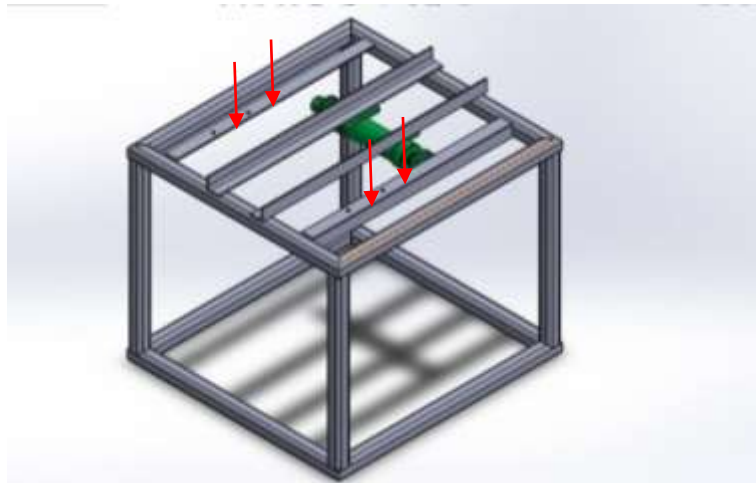
En la figura 39 se ve que el desplazamiento máximo de la placa es de 0.0994 mm el cual es un valor sumamente intrascendente, otro ítem que nos confirma que la placa seleccionada es bastante segura para el arreglo.

Figura 38. Análisis CAE placa móvil, desplazamiento máximo.



7.1.4. Cálculo del perno de sujeción de rodachines. Se calcula la fuerza sobre los pernos los cuales están dentro del canal de orientación de la mesa, para facilitar los cálculos asumiremos que el peso total de toda la mesa y sus elementos se repartirá de forma similar sobre los 4 pernos que sostiene la mesa.

Figura 39. Fuerzas de acción sobre el apoyo de la placa móvil.



Tomaremos como referencia el tornillo a un grado SAE 2, con un esfuerzo a la fluencia de 57 [KSI] ya que su tamaño es de 7.8 mm aproximadamente.

Figura 40. Grados SAE para tornillo.

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1 1/2	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4 - 1 1/2	60	36	33	
4	1/4 - 1 1/2	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1 1/2	105	81	74	
7	1/4 - 1 1/2	133	115	105	
8	1/4 - 1 1/2	150	130	120	

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas

Para hallar el área resistente a la tensión recurrimos a la siguiente tabla (área de esfuerzo a la tensión tornillos estándar americano).

Figura 41. Área de esfuerzo a la tensión tornillos métricos.

Diámetro mayor básico (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas

Como podemos observar el área resistente a la tensión es de 36.6 mm^2 para rosca gruesa.

Tabla 25. Análisis de esfuerzo tornillo de sujeción placa/guía.

Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro mayor de rosca		$D_e = 7.8 \text{ mm} \approx 8 \text{ [mm]}$
Fuerza normal ejercido al perno.	Calculado anteriormente teniendo en cuenta peso de mesa, probeta, y elementos de sujeción y extras.(son 4 pernos)	$N = \frac{1403.54}{4}$ $= 350.885 \text{ [N]}$
Paso de la rosca		$P = 1 \text{ [mm]}$
Área resistente a la tensión	Tabla 28	$A = 36.6 \text{ [mm}^2\text{]}$
Esfuerzo normal de tensión	$\sigma = \frac{N}{A}$	$\sigma = 9.6 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a la fluencia	Tabla de grados tornillos. MOTT.	$S_y = 57 \text{ [Ksi]} = 393 \text{ [Mpa]}$

Factor de seguridad	$FS = \frac{S_y}{\sigma}$	$FS = 40$
Carga de sujeción	$P = N$	$P = 350.885 [N]$
Constante que depende de la lubricación	Roscas limpias y secas	$K = 0.2$
Par torsional de apriete	$T = k * D_e * P$	$T = 0.561416 [N * m]$

Como se puede observar a continuación se obtiene un esfuerzo máximo de $13.2 MPa$ y se da en el el área de la rosca más cercana a la cabeza del tornillo en el cuerpo restante del tornillo se obtiene un valor aproximado de $6.1 MPa$, posteriormente se observar como el factor de seguridad es del orden de 24, el desplazamiento máximo es de $3 \times 10^{-3} mm$.un valor insignificatico para pensar en cambiar el tornillo por un de mayor diámetro.

Figura 42. Análisis CAE perno de sujeción, esfuerzo máximo y factor de seguridad.

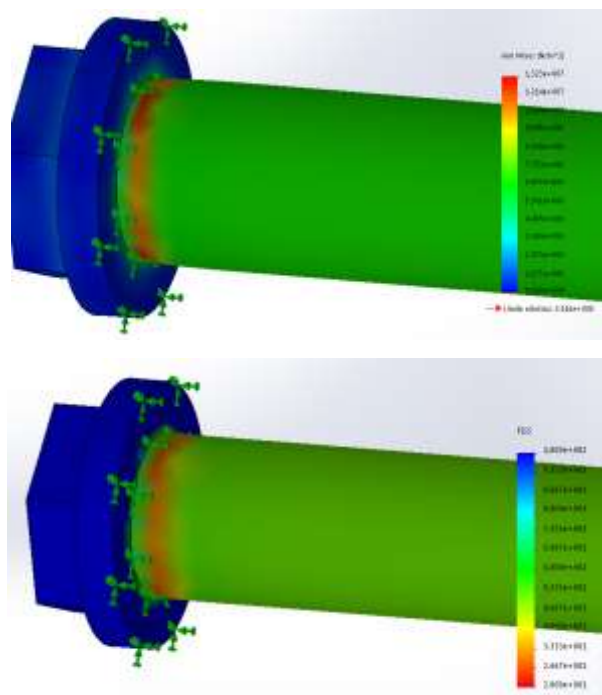
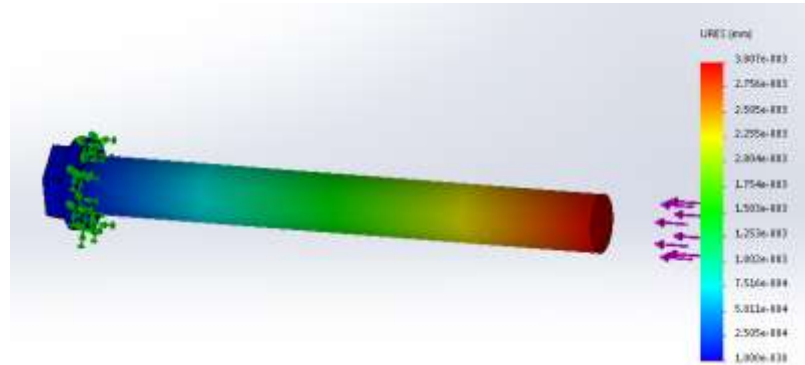


Figura 43. Análisis CAE perno de sujeción, desplazamiento máximo.



7.2. ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA

La estructura de la maquina básicamente debe cumplir con los siguientes requisitos:

- ✓ Soportar el peso de los elementos que se desplazan sobre este, asegurando que estos no lo reflejten ni haga que presente fallas en el material.
- ✓ Tener un peso adecuado para que su transporte se facilite.
- ✓ Tener el peso suficiente para que las fuerzas que intervienen en el corte no ejerzan en la maquina vibraciones no deseadas.

Se procede a hacer un análisis de fallas de material en donde se darán resultados para saber las medidas necesarias de los perfiles y componentes de la estructura principal de la máquina.

Para el marco principal se decidió hacerlo con perfiles cuadrados puesto que estos facilitarían el proceso de soldadura y es una forma de que el marco tenga una forma consistente, estética y asegure de por si un nivel de resistencia superior.

7.2.1. Perfil de las guías que soportan la mesa de trabajo. Para el elemento de la estructura que sostiene los apoyos de la placa móvil se analiza al esfuerzo máximo soportado para una longitud de perfil de 80 cm.

Figura 44. Perfil de guías mesa de trabajo.

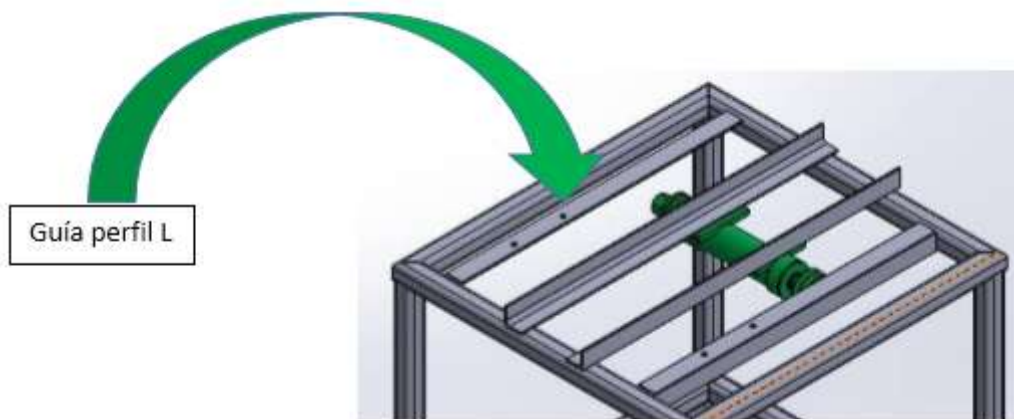
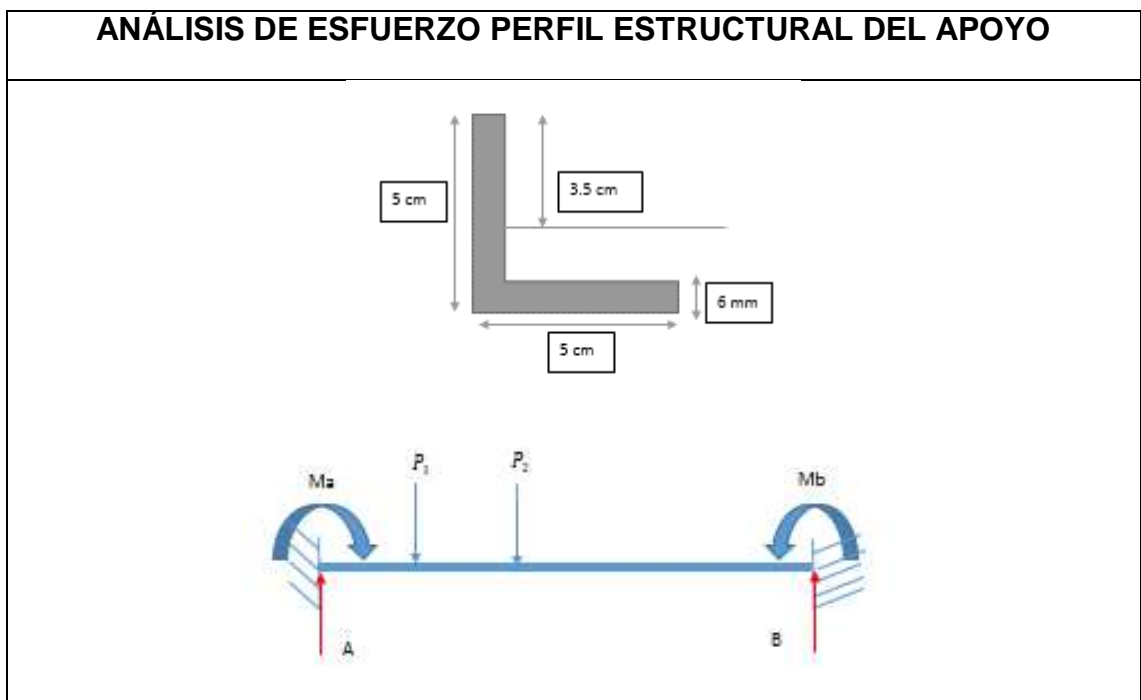


Tabla 26. Análisis de esfuerzo perfil estructural de las guías mesa de trabajo.

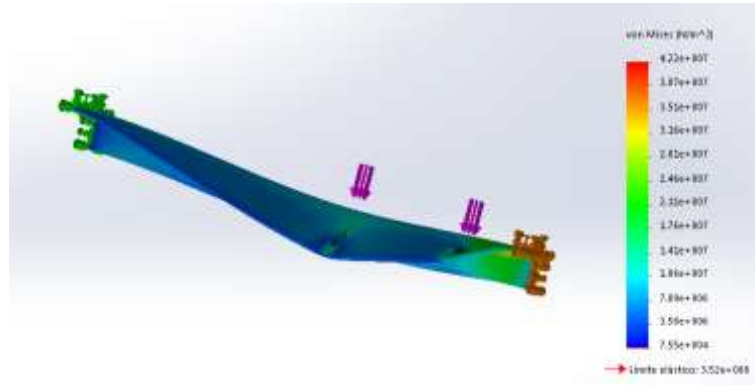


Parámetro	Ecuación	Valor
Momento de inercia	Obtenida por software (SW)	$I = 131257.96 \text{ mm}^4$
Carga sobre perfil	El valor de esta carga es el mismo recibido individualmente por lo tornillos/pernos.	$P = 350.855 \text{ N}$
Distancias		$A \text{ hasta } P_1 = 10 \text{ cm}$ $A \text{ hasta } P_2 = 30 \text{ cm}$ $A \text{ hasta } B = 80 \text{ cm}$
Carga distribuida	$w = \rho * g * v$	$w = 35 \text{ N}$
Cargas resultantes	Se realiza el proceso de desarrollo de la vida doblemente empotrada	$A = 589.6 \text{ N}$ $B = 140 \text{ N}$ $M_a = 69.87 \text{ N} * m$ $M_b = 30.38 \text{ N} * m$
Momento de inercia		$I = 12.8283 \text{ cm}^4$
Distancia máxima al eje neutro		$C = 3.5 \text{ cm}$
Módulo de elasticidad		$E = 210000 \text{ Mpa}$
Esfuerzo máximo	$\sigma = M * \frac{C}{I}$	$\sigma = 18.82 \text{ Mpa}$
Esfuerzo a la fluencia	Acero 1020	$S_y = 205 \text{ Mpa}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 10.89$

Posteriormente se realizó el análisis CAE en el software Solid Works para hacer la comparación de datos

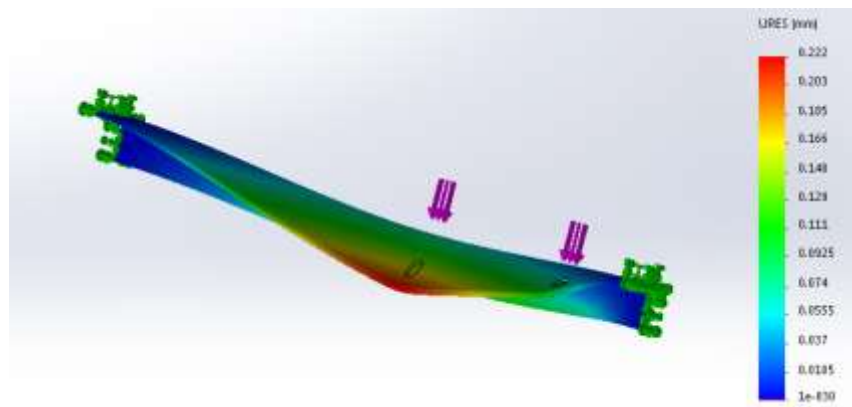
Como podemos observar el esfuerzo de mayor magnitud es de $2.1 \times 10^7 \frac{N}{m^2}$ mientras el limite elástico se encuentra en un valor de $3.52 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$ por lo que está muy lejos de llegar al límite plástico de la pieza. El factor de seguridad de la pieza está sometida en su totalidad a un valor de 8.3 mientras que en el cálculo teórico resulto uno de 10.89 lo cual nos corrobora nuestros cálculos y la confiabilidad sobre la pieza escogida.

Figura 45. Análisis CAE perfil de guías mesa de trabajo, Esfuerzo máximo



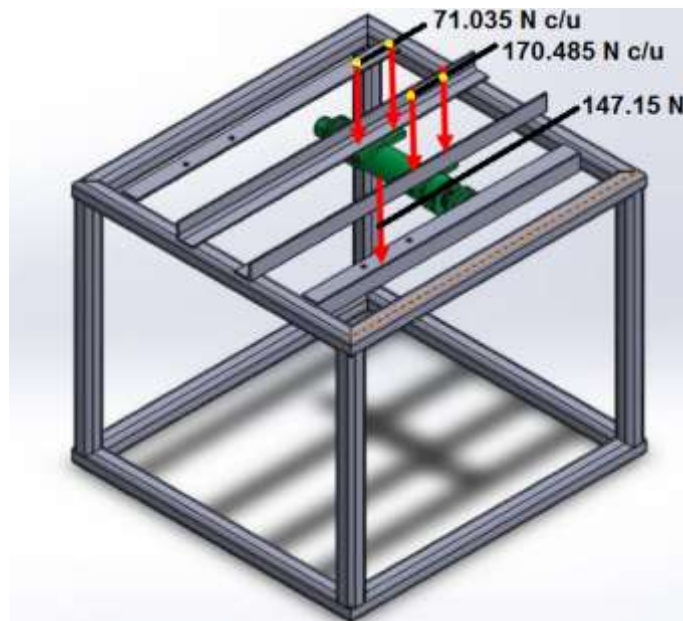
La pieza tiene un desplazamiento máximo de 0.222 mm . un valor insignificante para tener en cuenta.

Figura 46. Análisis CAE perfil de apoyo mesa de trabajo, desplazamiento máximo.



7.2.2. Perfiles que soportan el eje de la sierra. Se realiza un análisis CAE puesto que el peso que soportan es inferior al peso soportado por el perfil guía así que los esfuerzos en este elemento no representaran un motivo por el cual preocuparse de que falle o entre en el régimen plástico de la pieza. A continuación se mostraran las fuerzas que intervienen en estos perfiles:

Figura 47. Cargas que intervienen en los apoyos.



Como podemos ver en la imagen se observa las reacciones halladas en el proceso de cálculo del eje. Estas cargas tienen en cuenta la fuerza producida por la sierra y la fuerza producida por la polea, posteriormente vemos el peso propio del ensamble del eje el cual se dividirá en 4 por haber 4 puntos de apoyo para el eje entonces se analizara el perfil más crítico, el cual será el que soporta $339.8 N$.

Tabla 27. Cálculo de fuerzas sobre los apoyos.

Parámetro	Ecuación	Valor
Fuerzas en el perfil	Existen dos puntos que ejercen fuerza sobre el perfil con el mismo valor.	$P = 339.8 \text{ N}$
Peso del eje por punto de apoyo	$W = \frac{147.15}{4}$	$W = 36.8 \text{ [N]}$
Fuerza final en cada uno de los puntos.	$P_p = W + P$	$P_p = 376.6 \text{ [N]}$

Figura 48. Cargas presentes sobre el perfil crítico.

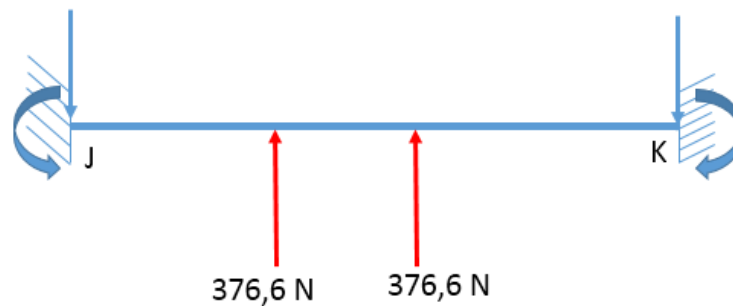


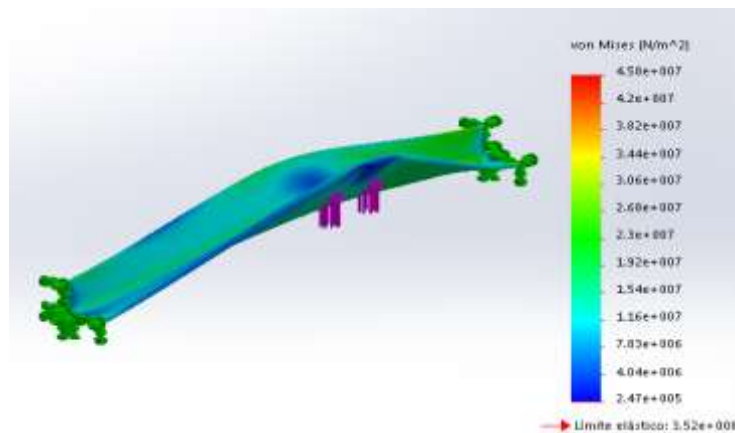
Tabla 28. Análisis de esfuerzo máximo para el perfil más crítico.

Parámetro	Ecuación	Valor
Momento de inercia	Obtenida por software (SW)	$I = 131257.96 \text{ [mm}^4\text{]}$ $I = 0.1312 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$
Carga sobre perfil	No aplica	$P_p = 376.6 \text{ [N]}$
Distancias		$J \text{ hasta } P_{p1} = 518.98 \text{ [mm]}$ $J \text{ hasta } P_{p2} = 602.9 \text{ [mm]}$ $J \text{ hasta } K = 900 \text{ [mm]}$

Carga distribuida	$w = \frac{\rho * g * v}{distanca_{jk}}$	$w = 15.2 \left[\frac{N}{m} \right]$
Cargas y momentos resultantes	Se realiza el proceso de desarrollo de la viga doblemente empotrada	$J = 234.52 [N]$ $K = 504.99 [N]$ $M_J = 58.74 [N * m]$ $M_K = 96.89 [N * m]$
Distancia máxima al eje neutro	No aplica	$C = 3.5 [cm]$ $C = 0.035 [m]$
Módulo de elasticidad		$E = 210000 Mpa$
Deflexión máxima	<i>se hallo por medio de el software solid work</i>	
Esfuerzo máximo	$\sigma = M * \frac{C}{I}$	$\sigma = 25.84 Mpa$
Esfuerzo a la fluencia	Acero 1020	$S_y = 205 Mpa$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 7.93$

Teniendo estas fuerzas se procede a realizar el análisis CAE para el perfil con una longitud de 80 cm.

Figura 49. Análisis CAE perfil de apoyo eje, esfuerzo máximo y factor de seguridad.



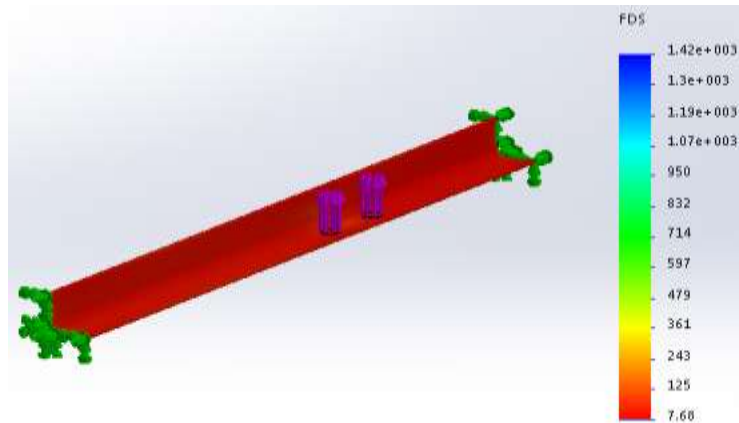
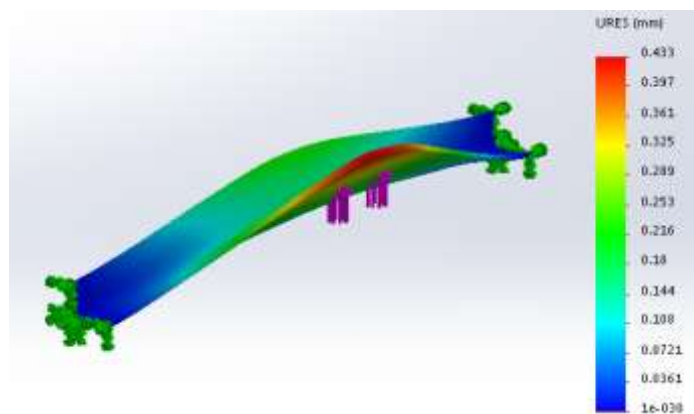


Figura 50. Análisis CAE perfil de apoyo eje, desplazamiento máximo.

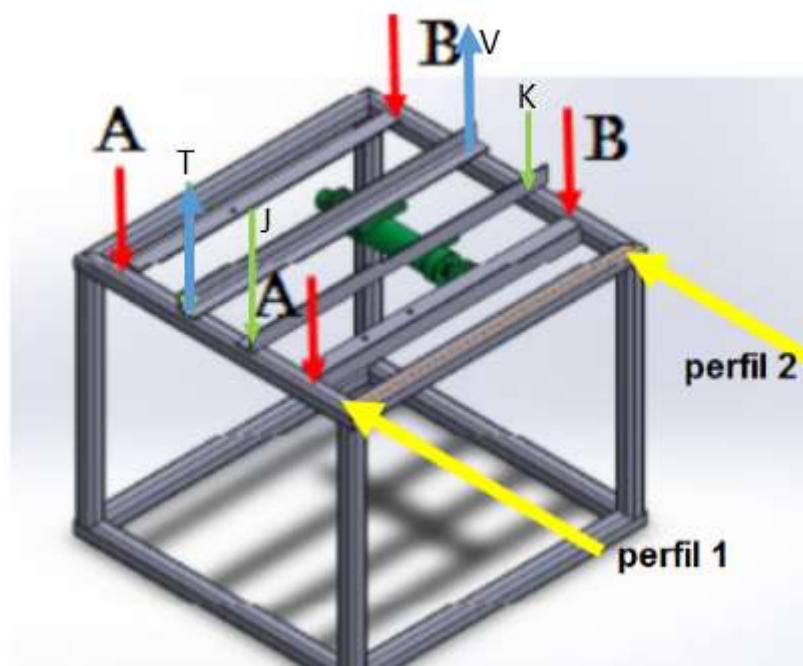


Como podemos observar en las 3 situaciones se cumple como era de esperarse, así que este perfil cumplirá con la tarea de resistir en todos los sentidos la carga del corte y del eje, adicionalmente podemos apreciar como el factor de seguridad casi que coincide con el teórico lo cual corrobora los cálculos y el análisis CAE.

7.2.3. Marco principal de la estructura. Para esta sección nos enfocaremos en calcular las dimensiones del perfil cuadrado seleccionado para el proyecto, las cargas que el marco deberá resistir son el peso de las dos guías junto con el conjunto de perfiles que sostienen el eje, adicionalmente se harán unas suposiciones las cuales se explicaran posteriormente para simplificar el cálculo.

Para el cálculo de esta situación se considerara el perfil que soporta la fuerza A puesto que esta es la componente con mayor magnitud transmitida por la guía y se adicionara las fuerzas producidas por los perfiles que soportan el eje. Se analizara como una viga doblemente empotrada y finalmente el cálculo corroborara si el perfil de 5x5 cm con un espesor de 5 mm seleccionado por cuestiones de recomendación de la empresa de metales donde se realizaría la compra posterior al siguiente cálculo. A continuación se mostrara la situación descrita y las suposiciones:

Figura 51. Fuerzas sobre marco principal.



Suposiciones:

- El perfil que se analizara soportara las dos fuerzas producidas por las guías (A). por ser la fuerza con mayor magnitud.

- Si se realiza una sumatoria de fuerzas el perfil 1 estaría sometido a una mayor magnitud de fuerzas así que este será otro criterio hacer el cálculo sobre este.
- Los momentos producidos por los perfiles no se tendrán en cuenta, solo fuerzas puntuales puesto que estos momentos se transmitirían como efectos torsores en puntos exactos lo cual complicaría de forma radical los cálculos, aun así las fuerzas puntuales asegurarán un diseño consistente y confiable.

Tabla 29 Análisis esfuerzo marco principal de la estructura.

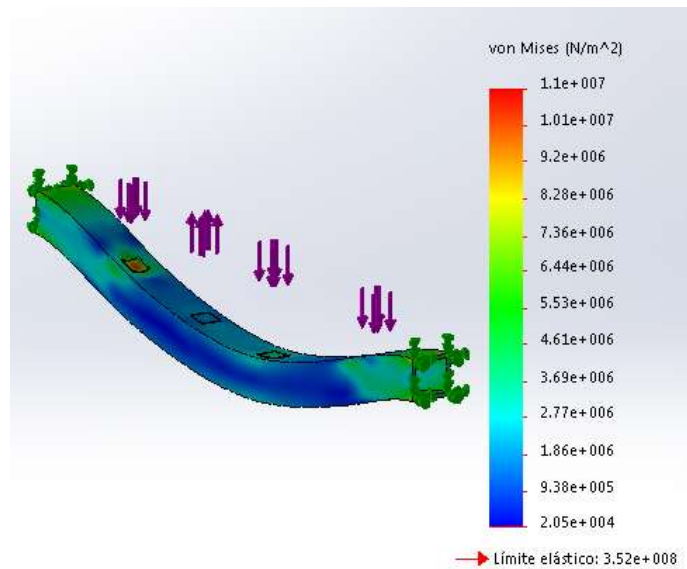
ANÁLISIS DE ESFUERZO MARCO PRINCIPAL DE LA ESTRUCTURA		
Parámetro	Ecuación	Valor
Fuerza A (carga sobre el elemento)	Esta fuerza hace referencia a la reacción hallada en el proceso de cálculo del perfil L (perfil guía)	$A = 589.6 \text{ N}$
Fuerzas	Fuerza/Reacción producida por los perfiles	$J = 264.52 \text{ N}$ $T = 81.24 \text{ N}$

Carga distribuida	$w = \frac{\rho * g * v}{\text{distancia}_L}$	$w = 69.24 \text{ N/m}$
Longitud del elemento	No aplica	$L = 85 \text{ cm}$ $L = 0.85 \text{ m}$
Inercia		$I = 30.75 \text{ cm}^4$
Reacciones U y O		$U = 679.88 \text{ N}$ $O = 711.44 \text{ N}$
Momentos en U y O		$M_U = 82.23 \text{ N * m}$ $M_O = 99.57 \text{ N * m}$
Distancia al eje neutro	$c = \frac{5 \text{ cm}}{2}$	$c = 2.5 \text{ cm}$ $c = 0.025 \text{ m}$
Módulo de Elasticidad	Acero estructural	$E = 210 \text{ Gpa}$
Deflexión máxima	Valor resultante del análisis en el software Solid Works	
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 8.09 \text{ Mp}$
Esfuerzo a la fluencia	Acero estructural	$S_y = 317 \text{ Mpa}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 39.16$

Posteriormente se realiza un análisis CAE para validar los datos cálculos anteriormente.

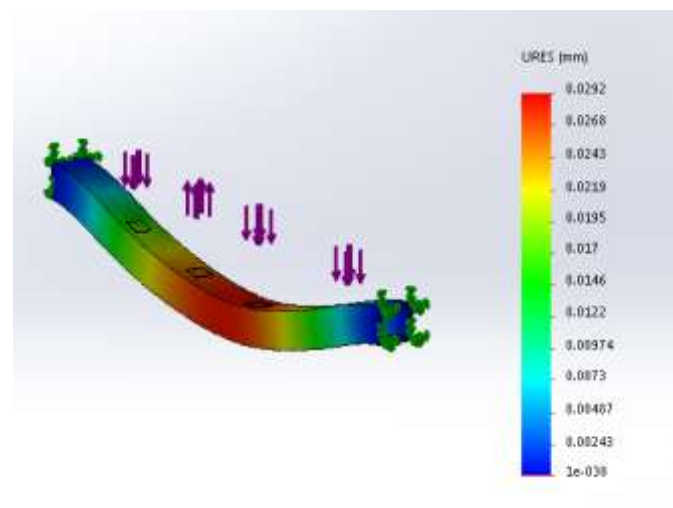
El esfuerzo máximo como se logra apreciar en la figura está cerca a los extremos donde se tiene un valor de $8.28 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ pero no es de preocuparse ya que el límite elástico tiene un valor de $3.52 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ así que la pieza resistirá las cargas de manera efectiva.

Figura 52. Análisis CAE marco principal, esfuerzo máximo.



El mayor desplazamiento se presenta en la mitad del perfil pero de igual forma cumple con el requisito ya que la deformación máxima es de 0.0292 *mm* un valor que en este caso no tiene significancia.

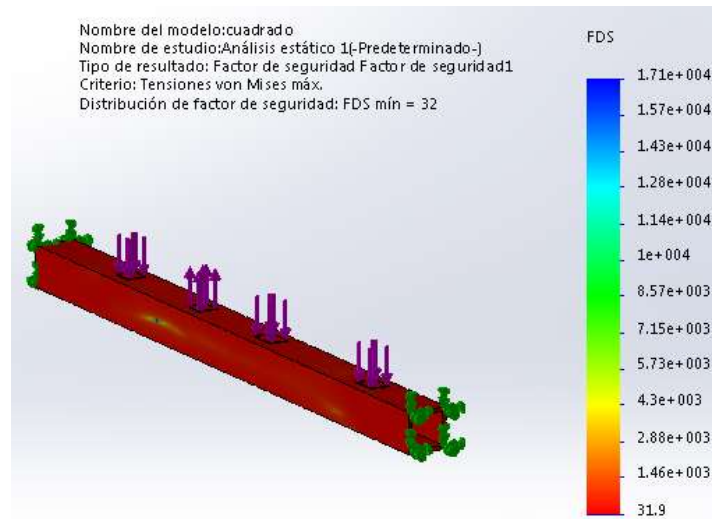
Figura 53. Análisis CAE marco principal, desplazamiento máximo.



En el factor de seguridad aunque alto tiene un beneficio adicional puesto que el perfil cuadrado le dará el peso suficiente al equipo para que este no presente

vibraciones significantes, así el factor de seguridad de 32 confirma nuestro cálculo teórico y confirma que el perfil será una buena decisión para que conforme el marco principal de la máquina.

Figura 54. Análisis CAE marco principal, factor de seguridad.



8. CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO

En el desarrollo de la maquina fueron necesarias las compras en el Mercado local, adicionalmente la construcción tuvo lugar tanto interno como externo a la universidad industrial de Santander.

Tabla 30. Materiales y elementos.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO(\$)	VALOR TOTAL+(IVA)
1	Tubo cuadrado estructural de 50x50x2mm	2	57,000	114,000
2	Angulo 50x50x5mm	1	75,000	75,000
3	Lamina HR	1	98,000	98,000
4	Soldadura ESAB 7018 1/8	2(kg)	5,200	10,400
5	Soldadura ESAB 7018 3/32	2(kg)	5,850	11,700
6	Eje sierra, HERCAP #3	1	185,350	214,000
7	Disco de sierra	1	476,220	552,415
8	Chumaceras	2	17,000	34,000
9	Tornillo de potencia y tuerca	1	220,000	220,000
10	Polea B	1	15,517	18,000
11	Correas V	2	17,450	40,484
12	Ángulos $1 \times \frac{3}{16}$ in	1	28,000	28,000
13	Rodachines pares	2	15,300	30,600
14	Motor sierra (5 HPx1800RMPM)	1	820,500	820,500

15	Moto reductor (0.5 HPx170RPM)	1		815,000	815,000
16	Sistema de control y protección eléctrica				600,000
17	TOTAL				3.768.599

Planificación del proceso

A continuación referenciaremos las piezas de la máquina que fue necesario una contratación de servicios de manufactura. . Se citaran los ítems de la tabla XX

Tabla 31. Operaciones de cada uno de los ítems.

ÍTEM	CANT.	MATERIAL	To	Fr	Ta	Si	So	Pu	Ga	Pi	Co	Do
1	2	Acero estructural				x	x	x		X		
2	1	Acero estructural			x	x	x	x		X		
3	1	Acero HC			x		x	x	x		x	
9	1	Acero 1045	x					x				
9	1	Acero 1020	x	x				x				
12	1	Acero estructural				x	x	x				x

Relación de costos totales de cada uno de los procesos:

Tabla 32. Presupuesto manufactura.

IDENTIFICACIÓN	PROCESO	COSTO TOTAL
To	TORNEADO	22.000
Fr	FRESADO	10.000
Ta	TALADRADO	30.000
Si	CORTE CON SIERRA	50.000
So	SOLDADURA	100.000
Pu	PULIDO	20.000
Ga	ACABADO MEDIANTE GALVANIZADO	50.000
Pi	PINTURA	65.000
Co	FUNDICIÓN	55.000
Do	DOBLADO	10.000
	ENSAMBLE	300.000
VALOR TOTAL		712.000

Proceso de torneado y taladrado:

Proceso de torneado y taladro de algunos elementos se realizaron todos en el mismo taller ubicado en calle 28 carrera 13-68 sector estación quebrada seca.

Figura 55. Taller resortes y servicios “El éxito”.



Proceso de soldadura:

El proceso de soldadura se desarrolló mediante el método de soldadura por electrodo, puesto que es uno de los métodos más conocidos y dependiendo de la destreza del soldador la calidad del cordón se ve reflejada, fue utilizada aproximadamente cuatro kilogramos, el lugar donde se realizó este proceso fue en el taller de Diseño industrial.

Figura 56. Talleres de diseño industrial UIS.



Proceso de corte:

El proceso de corte llevado a cabo de varios elementos se realizó en donde se compraron los elementos estructurales los cuales se pidieron y adicionalmente se cortaron a la medida teniendo en cuenta el modelamiento del CAD.

Figura 57. Distribuidor de perfiles y cortes.



Proceso de ensamble de la estructura:

El proceso de ensamble se realiza posterior a cuando todos los materiales se tienen a disposición de los diseñadores, el proceso inicia con el armado de la estructura principal donde se tuvo que soldar el marco con el perfil cuadrado el tubo se pidió con ángulos a 45° para que el proceso de soldadura y el encaje de los perfiles fuera más sencilla.

Figura 58. Marco estructural.



Posteriormente se ubicaron los perfiles donde iría apoyado el tornillo de potencia y el eje, adicionalmente se pondrán los perfiles que soportaran los rodachines que a su vez brindaran el soporte para la mesa de trabajo y el movimiento de esta misma.

Figura 59. Perfiles L (eje, y rodachines).



El siguiente paso será soldar los perfiles en U para crear el canal que guiará los rodachines para así asegurar un movimiento rectilíneo adicionalmente se realizarán los huecos pertinentes para los tornillos que soportarán los rodachines y el eje.

Figura 60. Rieles deslizantes para las guías.



Luego se ubicaría, y calibraría el tornillo con el moto reductor el cual debe estar totalmente alineado puesto que si no fuese así el acople de araña sufría daños irreparables, de igual forma el tornillo presentaría oscilaciones que afectaría el movimiento rectilíneo de toda la máquina.

Figura 61. Tornillo de potencia y moto reductor acoplado y alineado



Se ubica el motor de 5 Hp encargado de suministrar potencia a las correas que a su vez la transmitirá a la sierra.

Figura 62. Instalación de motor de 5 HP.



Finalmente se le dan toques ergonómicos a la máquina para mejorar su presencia (ubicación de láminas laterales, limpieza, etc).

Figura 63. Máquina finalizada.



8.1. PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

En la siguiente tabla se esquematizara el presupuesto total del presente proyecto.

Tabla 33. Presupuesto total del proyecto.

Referencia	Valor
Papelería	100.000
Transporte	200.000
Asesoría de profesionales	150.000
Trabajo intelectual	400.000
Subtotal	850.000
GASTOS CONSTRUCTIVOS	
Materiales y elementos de construcción	3.768.599
Proceso de fabricación	712.000
Subtotal	4.480.599
TOTAL	5.330.599

9. CONCLUSIONES

- ✓ El proceso desarrollado a través de este proyecto asegura que la máquina es un producto totalmente funcional y que es viable poseer una de estas máquinas para el desarrollo de gran variedad de actividades de corte desde que los elementos a cortar posean menos resistencia que la del asfalto el principal material tenido en cuenta en este proyecto.
- ✓ La máquina reemplazó el equipo de combustión interna por motores eléctricos los cuales garantizan un mejoramiento en la calidad del ambiente de trabajo, el cual es uno de los aspectos más importantes hablando del ámbito de la seguridad ocupacional, aparte de ello se redujo el contacto del operario máquina el cual asegura que la integridad física del operario se mantenga intacta.
- ✓ La máquina ha brindado un beneficio alto a la empresa puesto que las probetas con las medidas reguladas por los estándares están siendo dimensionadas como las necesitan, se ha podido trabajar con una alta gama de dimensiones, adicionalmente a esto se han reducido tiempos en el proceso de corte lo cual beneficia la manufactura de la probeta de asfalto.
- ✓ Se desarrolló de manera eficaz el proceso de diseño teórico y construcción CAE, el cual permite corroborar las dimensiones de los elementos escogidos, posteriormente se trabajó satisfactoriamente con el reducido presupuesto brindado y con la media gama de opciones encontradas en el mercado industrial (Bucaramanga, Santander).
- ✓ De la comparación de los análisis experimental y teórico se presentan errores de 7 a 25%. Entre la mayoría de pruebas que se pudieron realizar se encontró un porcentaje de error inferior al 16% lo que indica que el análisis teórico con la estimación de la potencia unitaria para asfalto, concepto intelectual considerado por los autores de este proyecto, es una buena aproximación para el proceso real y un buen punto de partida para calcular

la potencia necesaria para el criterio de mayor profundidad de corte (100 milímetros) sugerida por la empresa en el proceso de producción de las vigas de asfalto.

BIBLIOGRAFÍA

FRAILE, Jesús. Máquinas eléctricas. Madrid: McGraw-Hill, 2003 p. 757.

GROOVER, Mikell. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas, México: Prentice Hall, 2007. P. 543-593.

INSTITUTO NACIONAL DE VIAS, Determinación de las leyes de fatiga de mezclas asfálticas compactadas en caliente sometidas a flexión dinámica (INV E-784)

INSTITUTO NACIONAL DE VIAS, Resistencia a la deformación plástica de las mezclas asfálticas mediante la pista de ensayo de laboratorio (INV E-756)

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006, P 944.

PARADA CORRALES, Alfredo. Fatiga fisura progresiva, Colombia: 1990. P 1-64.

ROJAS, Hernán Tolerancias y ajustes. 1985.

SIEMENS. Catálogo de motores eléctricos. Disponible <siemens.com.co/>.

XIN, Wei. et. al. Investigation on Cutting Forces in Concrete Sawing Process. Key Engineering Materials [online] Faculty of Mechanical & Electronic Engineering. 2003. Vol. 250, pp. 181-186 [cited: 3 Oct. 2015] Available from Internet: <http://www.scientific.net/KEM.250.181>

ANEXOS