

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA LA  
INDUSTRIA DE RECICLAJE DE PLÁSTICO**

**OSCAR JAVIER ACOSTA MEDINA  
JORGE ANDRES MARTÍNEZ RANGEL**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE ESCUELAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2014**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA TRITURADORA PARA LA  
INDUSTRIA DE RECICLAJE DE PLÁSTICO**

**OSCAR JAVIER ACOSTA MEDINA  
JORGE ANDRÉS MARTÍNEZ RANGEL**

**Trabajo de grado para optar por el título de  
INGENIERO MECÁNICO**

**Director**

**ALFONSO RICARDO JAIMES ROLON**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE ESCUELAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2014**

## DEDICATORIA

Solo tengo palabras de agradecimiento hacia las personas que de alguna u otra manera han acompañado mi camino, dándome palabras de aliento para seguir adelante. A ellas les dedico este trabajo de grado y esta meta cumplida:

A dios por bendiciones recibidas, estando presente como guía espiritual en los momentos difíciles.

A mis padres Oscar y Nubia por su cariño y comprensión, por su acompañamiento constante en cada uno de mis pasos a seguir, dándome fortaleza para continuar las metas propuestas.

A mis hermanos porque espero algún día ser un ejemplo a seguir para ellos.

A mi familia por compartir sus experiencias, conocimientos, consejos y estar dispuestos a ayudarme en cualquier circunstancia.

A mi linda novia Silvia Gómez por su amor, su cariño, su constante apoyo, sus palabras motivantes y por estar durante este proceso a mi lado.

A mis compañeros de universidad quienes se volvieron mis amigos parte fundamental de mi formación como persona y siempre contando con ellos para diversas situaciones.

A todos los aquí nombrados y todos los que no están pero saben que son parte importante en mi vida, les dedico este trabajo de grado.

*Oscar Javier Acosta Medina*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a los profesores de la escuela de ingeniería mecánica, que fueron parte fundamental de mi formación como profesional y con quienes tuve la oportunidad de relacionarme a la largo de mi carrera.

Agradezco a mi primo Nelson Rodríguez, por darme la idea de este trabajo de grado, mostrar su interés, colaboración y deseo de ayudarme durante este proceso.

Agradezco a mis padres Oscar Acosta Y Nubia Medina, por su apoyo incondicional para desarrollar este trabajo de grado.

Agradezco a la profesora Ruth Yolanda Nossa Rivera por su ayuda, apoyo en la construcción de este documento.

Agradezco al profesor Alfonso Ricardo Jaimes Rolon, Ingeniero Mecánico director de este trabajo de grado.

*Oscar Javier Acosta Medina*

## DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a **Dios**, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

**A mi madre**, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones.

**A mi padre**, por brindarme los consejos y enseñanzas que me guiaron durante toda mi formación para ser una mejor persona.

*Jorge Andrés Martínez Rangel*

## AGRADECIMIENTOS

A mis **compañeros y amigos** por haberme brindado su amistad, su apoyo y su colaboración incondicional durante esta travesía.

A mis **hermanos** por su confianza y continuo estímulo para seguir adelante y continuar esta nueva etapa de mi vida profesional.

*Jorge Andrés Martínez Rangel*

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	23
1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA LA INDUSTRIA DEL RECICLAJE DE PLÁSTICO	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	25
1.2 JUSTIFICACIÓN A LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	26
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	26
1.3.1 Objetivo General	26
1.3.2 Objetivos Específicos	27
2. ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA TRITURADORA DE PLASTICO	28
2.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN	28
2.2 ALTERNATIVA 1: TRITURADORA DE ALTA REVOLUCIONES CON CUCHILLAS MÓVILES RECTAS	28
2.2.1 Características de diseño para la alternativa 1	30
2.3 ALTERNATIVA 2: TRITURADORA DE BAJAS REVOLUCIONES	30
2.3.1 Características de diseño para la alternativa 2	31
2.4 ALTERNATIVA 3: TRITURADORA DE SISTEMAS COMBINADO BAJA Y ALTAS REVOLUCIONES	32
2.4.1 Características de diseño para la alternativa 3	33
2.5 ALTERNATIVA 4: TRITURADORA DE ALTA REVOLUCIONES CON CUCHILLAS MÓVILES ESCALONADAS	34
2.5.1 Características de diseño alternativa 4	35
2.5.2 Evaluación de las alternativas	36
2.6 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA	38

3. BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE CORTE EN DIFERENTES VARIEDADES DE PLÁSTICO	39
3.1 OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	39
3.2 ELEMENTOS FNDAMENTALES DEL BANCO DE PRUEBAS	41
3.3 CALCULO DE LA ENERGÍA ADSORBIDA POR EL MATERIAL	42
3.4 PLÁSTICOS ENSAYADOS Y RESULTADOS OBTENIDOS	44
3.5 ENERGÍA DE DISEÑO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA TRITURADORA DE PLASTICO	46
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS FUNDAMENTALES DE LA MAQUINA	48
4.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	51
4.1.1 Dimensionamiento del motor	51
4.1.1.1 Potencia del motor	52
4.1.1.2 Velocidad de rotación del motor	55
4.1.2 Selección y dimensionamiento de las correas	55
4.1.3 Selección de las poleas	56
4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS RODANTES	58
4.2.1 Diseño del volante de inercia	60
4.2.2 Diseño de los porta cuchillas	61
4.2.2.1 Análisis estático del porta cuchillas	62
4.2.2.2 Análisis de resistencia de los porta cuchillas	63
4.2.3 Diseño de las cuñas	68
4.2.4 Diseño de la camisa del eje	69
4.2.4.1 Análisis estático de la camisa	69
4.2.4.2 Análisis de resistencia de a camisa del eje	70
4.2.4.3 Análisis de resistencia porta cuchillas 1	72
4.2.4.4 Análisis de resistencia porta cuchillas 2	75
4.2.4.5 Análisis de resistencia porta cuchillas 3	77
4.2.5 Selección y dimensionamiento de los rodamientos y unidades de soporte	80
4.2.6 Diseño del eje	82
4.3 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES	88

4.3.1 Análisis estático del bastidor	90
4.3.2 Análisis de resistencia del bastidor	92
4.4 FACTOR DE SEGURIDAD PARA LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DE LAS CUCHILLAS MÓVILES	95
4.4.1 Análisis estático de los tornillos de las cuchillas móviles	106
5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO	112
5.1. ENSAMBLE DE LOS PORTA CUCHILLAS	113
5.2. ENSAMBLE DE LA TOLVA	115
5.3. FABRICACIÓN DE LAS CUCHILLAS	117
5.4. CRIBA Y SOPORTE DE LA CRIBA	118
5.5. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL Y LA BASE DEL BASTIDOR	120
5.6. DISCOS DE SOPORTE	123
5.7. MONTAJE DEL MOTOR	124
5.8. CONEXIÓN ELÉCTRICA DE LA MÁQUINA	125
5.9. PINTURA ELEGIDA PARA LA MAQUINA	130
5.10 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	131
6. PRUEBAS DE LA MAQUINA Y DATOS OBTENIDOS	132
6.1. TIPO DE PLÁSTICOS UTILIZADOS PARA LAS PRUEBAS	132
6.2. OBTENCIÓN DE DATOS DEL MOTOR Y CALCULO DE LA POTENCIA CONSUMIDA	133
6.3. RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PET	136
6.4. RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PEAD	138
6.5. RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PVC	140
6.6. MEDIDA DEL FLUJO MÁSIKO PARA CADA MATERIAL	143

6.7 CONTROL DE UNIFORMIDAD DEL TRITURADO DE LA MAQUINA	144
6.8 CONTROL DE VIBRACIONES Y RUIDO DE LA MAQUINA	146
6.9. ANÁLISIS DE RESULTADOS	147
CONCLUSIONES	150
RECOMENDACIONES	152
BIBLIOGRAFIA	153
ANEXOS	154

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Alternativa 1: Trituradora de altas revoluciones de cuchillas móviles rectas	29
Figura 2. Alternativa 2: Trituradora de bajas revoluciones	31
Figura 3. Alternativa 3: Trituradora de acción combinada	33
Figura 4. Alternativa 4: Trituradora de altas revoluciones con cuchillas escalonadas	35
Figura 5. Pendulo de Charpy	40
Figura 6. Banco de pruebas	40
Figura 7. Elementos estructurales del banco de pruebas	41
Figura 8. Elementos rodantes del banco de pruebas	42
Figura 9. Variables que intervienen en el cálculo de la energía del banco de pruebas	43
Figura 10. Modelo de la trituradora de plástico construida	48
Figura 11. Subconjuntos de la máquina	48
Figura 12. Elementos giratorios de la máquina	49
Figura 13. Elementos estructurales de la máquina	50
Figura 14. Equivalencia entre volúmenes	53
Figura 15. Casquillos cónicos utilizados para la fijación de las poleas y el volante	57
Figura 16. Montaje de la polea con el casquillo cónico	57
Figura 17. Montaje del volante y el casquillo cónico	61
Figura 18. Porta cuchillas	62
Figura 19. Torque y fuerzas que actúan sobre el porta cuchillas	62
Figura 20. Camisa del eje y posicionamiento de los porta cuchillas	69
Figura 21. Torque y fuerzas que actúan sobre la camisa del eje	69
Figura 22. Portas cuchillas de referencia para el análisis de resistencia	72
Figura 23. Soportes tipo brida redondos	81
Figura 24. Distribución de fuerzas y torques sobre el eje	83
Figura 25. Distribución de fuerzas y torques sobre el eje con el corte del lado posterior	87
Figura 26. Componentes principales del bastidor	89
Figura 27. Fuerzas que actúan sobre la estructura principal del bastidor	90
Figura 28. Fuerzas que actúan sobre la base del bastidor	92
Figura 29. Dirección de la fuerza sobre los tornillos de las cuchillas móviles	107

Figura 30. Trituradora de plástico terminada	112
Figura 31. Ensamble de los porta cuchillas	113
Figura 32. Porta cuchillas terminadas	114
Figura 33. Corte de los perfiles de la tolva	115
Figura 34. Construcción de la tolva	116
Figura 35. Unión de los perfiles de la tolva	116
Figura 36. Fabricación de las cuchillas	117
Figura 37. Cuchilla móvil terminada	118
Figura 38. Criba selectora	119
Figura 39. Soporte de la criba	119
Figura 40. Construcción de la estructura principal del bastidor	120
Figura 41. Piezas de construcción de la estructura principal del bastidor	121
Figura 42. Vista frontal del bastidor	122
Figura 43. Vista posterior del bastidor	122
Figura 44. Base del bastidor	123
Figura 45. Discos de soporte de las chumaceras	124
Figura 46. Posición del motor en la máquina	125
Figura 47. Contactor de 85 A y 440 V	126
Figura 48. Relé Térmico	126
Figura 49. Botones de encendido y apagado de la máquina	127
Figura 50. Switch de seguridad tipo rodillo	127
Figura 51. Conexión de los componentes eléctricos de la maquina	128
Figura 52. Plano esquemático de la conexiones eléctricas de la maquina	129
Figura 53. Trituradora con sus colores finales	130
Figura 54. Portada de manual de operación y mantenimiento	131
Figura 55. Pinzas amperimétrica para medir la corriente de las 3 fases del motor	133
Figura 56. Tubería de prueba para el espesor de pared de diseño	142
Figura 57. Canastas hechas de PEAD antes y después de la prueba	144
Figura 58. Tuberías de PVC antes y después de la prueba	145
Figura 59. Botellas de PET después de la prueba	145
Figura 60. Cámara de trituración después de las pruebas	146

## LISTA DE GRAFICAS

	<b>Pág.</b>
Grafica 1. Energía de corte para el PVC	45
Grafica 2. Energía de corte para el polietileno de alta densidad	45
Grafica 3. Energía de corte para el Polipropileno	46
Grafica 4. Consumo de corriente del motor en vacío	134
Grafica 5. Potencia entregada por el motor en vacío	135
Grafica 6. Consumo de corriente del motor en el triturado de PET	136
Grafica 7. Potencia entregada por el motor en el triturado del PET	137
Grafica 8. Consumo de corriente del motor en el triturado de PEAD	138
Grafica 9. Potencia entregada por el motor en el triturado del PEAD	139
Grafica 10. Consumo de corriente del motor en el triturado de PVC	140
Grafica 11. Potencia entregada por el motor en el triturado del PVC	141

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Valores de la jerarquia	37
Tabla 2. Puntuación	37
Tabla 3. Calificación	37
Tabla 4. Ponderación	37
Tabla 5. Energia de corte para diferentes plasticos	47
Tabla 6. Caracteristicas de las correa seleccionada	56
Tabla 7. Caracteristicas de las poleas seleccionadas	56
Tabla 8. Caracteristicas del volante de inercia	60
Tabla 9. Propiedades físicas del porta cuchillas	63
Tabla 10. Propiedades de la simulacion del porta cuchillas	64
Tabla 11. Resultados del análisis de tensión de Von misses del porta cuchillas	65
Tabla 12. Resultados del análisis de desplazamiento del porta cuchillas	66
Tabla 13. Resultados del análisis de deformaciones del porta cuchillas	67
Tabla 14. Factor de seguridad del porta cuchillas	68
Tabla 15. Medidas de las cuñas de la polea conducida, volante y la camisa del eje	68
Tabla 16. Propiedades físicas y dimensiones generales de la camisa	70
Tabla 17. Propiedades de la simulación de la camisa	71
Tabla 18. Análisis de tensión de Von misses sobre la camisa con el porta cuchillas 1	73
Tabla 19. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 1	73
Tabla 20. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 1	74
Tabla 21. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 1	75
Tabla 22. Análisis de tensión de Von misses sobre la camisa con el porta cuchillas 2	75
Tabla 23. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 2	76
Tabla 24. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 2	76
Tabla 25. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 2	77
Tabla 26. Análisis de tensión de Von misses sobre la camisa con el porta cuchillas 3	77
Tabla 27. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 3	78
Tabla 28. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 3	79
Tabla 29. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 3	79

Tabla 30. Resultados de los análisis de resistencia para la posición de los porta cuchillas	80
Tabla 31. Características del rodamiento seleccionado	82
Tabla 32. Dimensiones generales del eje	88
Tabla 33. Propiedades físicas de la estructura general del eje	93
Tabla 34. Propiedades físicas de la base del bastidor	93
Tabla 35. Propiedades de la simulación de la estructura principal del bastidor	94
Tabla 36. Análisis de tensión de Von mises de la estructura principal del bastidor	97
Tabla 37. Análisis de desplazamiento de la estructura principal del bastidor	98
Tabla 38. Análisis de deformaciones unitarias de la estructura principal del bastidor	99
Tabla 39. Factor de Seguridad de la estructura principal del bastidor	100
Tabla 40. Propiedades de la simulación de la base del bastidor	101
Tabla 41. Análisis de tensión de Von mises de la base del bastidor	102
Tabla 42. Análisis de desplazamiento de la base del bastidor	103
Tabla 43. Análisis de deformaciones unitarias de la base del bastidor	104
Tabla 44. Factor de Seguridad de la base del bastidor	105
Tabla 45. Propiedades de la simulación para los tornillos de las cuchillas móviles	108
Tabla 46. Análisis de tensión de Von mises sobre el tornillo de sujeción	109
Tabla 47. Análisis de desplazamiento del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles	109
Tabla 48. Análisis de deformaciones unitarias del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles	110
Tabla 49. Factor de Seguridad del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles	110
Tabla 50. Resultados del flujo másico de las pruebas	143
Tabla 51. Resultados de la energía específica de cada material	148

## TABLA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. Marco Teórico	155
Anexo B. Propiedades de los materiales seleccionados para construcción	165
Anexo C. Especificaciones Técnicas del motor seleccionado.	167
Anexo D. Calculos y proceso de selección de las correas	168
Anexo E. Dimenciones de las poleas y casquillos conicos	176
Anexo F. Calculos y dimencionamiento del volante de inercia	178
Anexo G. Calculos y dimencionamiento del volante de las cuñas	181
Anexo H. Fuerzas y torque transmitidos por la polea	185
Anexo I. Diagrama de Fuerza, momentos y torque sobre el eje	187
Anexo J. Calculo de los rodamientos	194
Anexo K. Unidad de soporte y rodamiento seleccionado	196
Anexo L. Diseño y factor de seguridad del eje	197
Anexo M. Torque de apriete para los tornillos	206
Anexo N. Tratamiento Térmico realizado en las cuchillas	207
Anexo O. Manual de operación y mantenimiento de la trituradora	210
Anexo P. Planos generales de la trituradora de plástico	225

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA LA INDUSTRIA DE RECICLAJE DE PLÁSTICO. \*

**AUTORES:** Oscar Javier Acosta Medina.  
Jorge Andrés Martínez Rangel. \*\*

**PALABRAS CLAVES:** Diseño y construcción, Plástico, Reciclaje, Trituradora de plástico, cuchillas intercaladas.

### DESCRIPCIÓN:

El reciclaje nos permite mitigar los impactos ambientales que ocasionaría desechar productos como el plástico que demora cientos de años en descomponerse, vidrio, metales y papel, que de otro modo requerirían utilizar materias primas no renovables como el petróleo y los árboles para remplazarlos, situación que deteriora cada vez más nuestro medio ambiente y nos llevan a exigirle a nuestro planeta más de lo que nos puede dar.

Cada día toneladas de residuos sólidos llegan a los rellenos sanitarios, contaminan la fauna y las fuentes fluviales. La principal preocupación es que con la creciente demanda de productos fabricados de plástico, caucho y otros derivados del petróleo la contaminación de los suelos y ríos se agrava cada vez más, es por esto que en los últimos 10 años se ha incentivado los programas de reciclaje en las principales ciudades del país, en especial donde los espacios destinados para los rellenos sanitarios son limitados.

El plástico es fácil de manipular y se encuentra en abundancia como desecho, en especial en forma de botellas, canastas y tuberías, es por esto que reciclarlo se ha convertido en una alternativa muy viable de sustento económico y una forma de mitigar los impactos ambientales que conlleva desechar esta clase de material. Para hacer más eficiente el reciclaje de plástico se ha estudiado nuevas tecnologías y creado prototipos que permiten estudiar más a fondo las variables que intervienen en el proceso. Sin embargo todas estas investigaciones siguen siendo solo teoría, por lo cual surge la necesidad de construir una maquina especializada juntando todos los estudios e investigaciones realizados hasta el momento, que nos permita seguir avanzando en la búsqueda de sistemas que consuman menos energía y nos permitan procesar más material.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Universidad Industrial de Santander, Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Ricardo Alfonso Jaimes Rolon

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MACHINE SHREDDER FOR PLASTIC RECYCLING INDUSTRY. \*

**AUTHORS:** Oscar Javier Acosta Medina.  
Jorge Andres Martinez Rangel. \*\*

**KEYWORDS:** Design and construction, plastic, recycling, shredder of plastic, intercalated knives Crusher.

### DESCRIPTION:

The recycling enables us to mitigate the environmental impacts incurred to dispose the products such as plastic that it takes hundreds of years to decompose, glass, metals and paper, otherwise it would require to use materials not renewable as oil and trees to replace them, situation that deteriorates more and more our environment and lead us to require our planet more than what we can give.

Tons of solid wastes every day come to the filled sanit. They contaminate wildlife and river sources. The main concern is with the increasing demand of products made of plastic, rubber and other petroleum products pollution of soils and rivers is aggravated more and more, it's for that in the last 10 years it has encouraged recycling programs in major cities of the country, especially where the places destined for landfills are limited.

The plastic is easy to manipulate and is found in abundance as waste, in particular in the form of bottles, baskets and pipelines, it's for that recycle it has become a very viable alternative economic livelihood and a way to mitigate the environmental impacts associated with this kind of material disposed. To make more efficient plastic recycling, it has studied new technologies and created prototypes that allow more thoroughly to study the variables that intervene in the process. However all these investigations remain just theory, by which arises the necessity to build a machine specialized in gathering all the studies and research carried out so far, that will allow us to follow forward in the search for systems that consume less power and will allow us to process more material.

---

\* Graduation project

\*\* Universidad Industrial de Santander, Faculty of engineering Fisico-mecanicas, school of mechanical engineering. Eng. Ricardo Alfonso Jaimes Rolón

## INTRODUCCIÓN

La acumulación de residuos plásticos se ha convertido en un problema ambiental muy grave en todo el mundo, puesto que este material demora mucho tiempo en degradarse (entre 200 y 600 años, dependiendo del tipo de plástico), si se trata de incinerar produce gases contaminantes y en algunos casos tóxicos. Es por esto que se ha venido incentivando los programas de reciclaje, como una alternativa de solución a este problema. El reciclaje del plástico es relativamente fácil y no requiere un nivel de tecnificación muy grande, fomenta el desarrollo industrial y es una alternativa de sustento económico para familias de bajos recursos.

Una de las dificultades al momento de reciclar plástico es la forma y tamaño que tiene los productos hechos de este material, este problema se soluciona mediante el triturado, el cual se realiza con una máquina llamada trituradora o molino de plástico en algunos casos. El proceso de trituración está influenciado por muchas variables que no se pueden medir, debido a que no hay aún una forma de predecir el comportamiento del material dentro del equipo, además como todos los plásticos no poseen las mismas propiedades mecánicas, dificulta el diseño de una máquina que triture de igual forma para todos.

A partir de las iniciativas de reciclaje de plástico que se están implementando en todo el país, se plantea el presente proyecto, con el cual se pretende dar una solución a los problemas de tamaño de los desechos plásticos, mediante un sistema mecánico de triturado, abarcando parámetros tales como: las cargas dinámicas y estancias que debe soportar, consideraciones geométricas, consumo de energía y que sirva para toda la variedad de plásticos dentro del grupo reciclable sin que comprometa su eficiencia.

De esta manera se presenta el proyecto **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA LA INDUSTRIA DEL RECICLAJE DE PLÁSTICO”**, con ella se busca hacer más eficiente el proceso de reciclaje de

plástico, al construir una máquina que optimice la reducción de tamaño de los desechos derivados de este. Además se persigue que el proyecto incentive a futuras generaciones en conseguir nuevas alternativas de construcción de este tipo de equipos, realizar modelos que permitan optimizar el proceso de diseño y vincularse con los procesos de reciclaje en nuestro país.

# **1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA LA INDUSTRIA DEL RECICLAJE DE PLÁSTICO**

## **1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

Según los últimos estudios realizados el consumo de plástico en Colombia se ha incrementado en forma desmesurada, y también el volumen de generación de basuras derivados de este. Puesto que la mayoría de los plásticos utilizados a nivel industrial no son biodegradables representan un gran problema en cuestiones ambientales. El reciclaje se ha convertido en una fuente importante para el desarrollo sostenible del país, genera empleo que ayuda principalmente a la población de bajos recursos, disminuye los costos de materias primas esenciales para el funcionamiento de otros sectores industriales, contribuye con la preservación de los ecosistemas y aumenta la vida útil de los rellenos sanitarios.

El principal problema al momento de reciclar plástico, es el volumen que tiene la mayoría de objetos hechos de éste material como botellas, canastas, envases etc. Además los plásticos utilizados en la industria no tienen las mismas propiedades mecánicas (dureza, resistencia, elongación) presentan un gran desafío si se quiere un triturado uniforme. En la mayoría de los procesos de reciclaje de plástico actuales el triturado es hecho por máquinas que no son diseñadas específicamente para este fin, es decir, son tomadas de otros procesos similares y son adaptadas. En forma práctica cumplen con los objetivos que se requieren, pero a costa de un mayor consumo de energía, de materiales de construcción y de un triturado que no es muy uniforme para lo que se quiere realmente. El equipo deberá sortear con estos problemas sin perder eficiencia y sin que aumente mucho los costos de construcción.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN A LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA**

El reciclaje se ha convertido en una alternativa muy viable que beneficia a muchos sectores industriales, no solo contribuye al desarrollo social al generar empleo,

sino también con el medio ambiente al reutilizar productos que se consideran desecho en la actualidad. Para reutilizar productos derivados del plástico es necesario que estos pasen por un proceso complejo y meticuloso, cuyo primer objetivo es la disminución del volumen para facilitar su manipulación, para ello planteamos un proceso llamado triturado. Manejar de esta forma los productos garantiza que en procesos posteriores se eliminen impurezas que no son deseadas, además facilita su transporte y disminuye costos de operación en procesos posteriores.

Como se ha dicho anteriormente el reciclaje de plástico ha tomado mucha fuerza en el país, es por esto que vale la pena diseñar una máquina especializada para este fin, que cumpla con los objetivos requeridos, que consuma la menor cantidad de energía posible, sea fácil de construir y de fácil mantenimiento.

### **1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar y construir de una máquina destinada a la industria del reciclaje para triturar plástico, aplicando los principios y enseñanzas adquiridas durante nuestra formación universitaria, consistente con la misión de la Universidad Industrial de Santander en formar Ingenieros Mecánicos con alta calidad técnica, científica, ética y profesional.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- ✓ Diseñar y construir una máquina trituradora de plástico que pueda procesar de 1 a 2 toneladas diarias de material, con base a las siguientes características.

- La máquina deberá procesar los diferentes tipos de plásticos reciclables que se utilizan en la industria.
  - Una criba selectora para un tamaño específico de material según las preferencias del cliente, que pueda montarse y desmontarse de forma rápida y fácil.
  - Un volumen de la partícula de triturado que no supere los  $0,4 \text{ cm}^3$ .
  - Un sistema de seguridad contra posibles atascamientos que pongan en peligro la estructura física y eléctrica de la máquina.
  - La máquina seguirá el principio de los molinos de altas revoluciones.
- ✓ Realizar un protocolo de pruebas para validar el diseño.
- ✓ Realizar un plan de mantenimiento necesario para la preservación de la máquina al igual que un manual de operación.

## 2. ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA TRITURADORA DE PLASTICO

### 2.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN

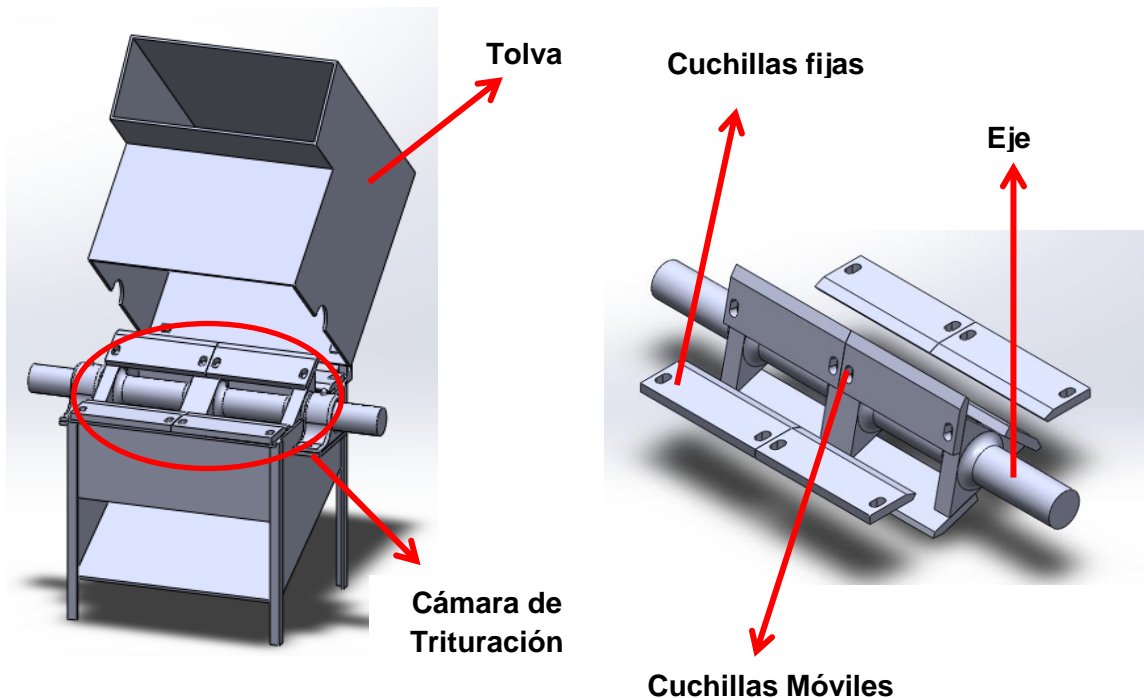
A continuación se especifican cada uno de los parámetros, que servirán de base para la selección de la mejor alternativa de diseño.

- ✓ **Potencia consumida:** Potencia que requiere la máquina para realizar el trabajo necesario. En general el consumo de potencia se va a catalogar según los siguientes rangos:
  - a) Alta [más de 12 HP]
  - b) Media [de 6 HP a 12 HP]
  - c) Baja [de 1 HP a 6 HP]
- ✓ **Facilidad de construcción:** Se considera la disposición para realizar la construcción de algunos componentes integradores de la máquina, sin que esto represente mayor obstáculo.
- ✓ **Facilidad de operación:** Se evalúa que tan fácil resulta la operación, mantenimiento y limpieza de la máquina.
- ✓ **Resistencia al desgaste:** Aquí se toma en consideración la resistencia a la abrasión, el impacto y la compresión que pueda tener el equipo, repercutiendo en su vida útil.
- ✓ **Seguridad:** Hace referencia a que el sistema seleccionado debe estar exento de todo daño, peligro o riesgo, por lo tanto, el sistema debe ser firme y estable es decir se debe garantizar la seguridad funcional de cada uno de sus componentes entre sí, esto también implica que no debe estar en riesgo lo cercano al sistema, lo que involucra personal como a los equipos adyacentes.
- ✓ **Operación flexible:** Hace referencia al método que utiliza alternativamente para manejar la selección del tamaño al que debe salir el material luego de la trituración.

- ✓ **Tamaño y peso:** Al momento de la instalación del sistema seleccionado, se debe verificar el espacio que dicho sistema ocupará y la facilidad de mover el equipo con relativa sencillez.

## 2.2 ALTERNATIVA 1: TRITURADORA DE ALTA REVOLUCIONES CON CUCHILLAS MÓVILES RECTAS

Esta alternativa se caracteriza por que trabaja bajo el principio de triturado por alta revolución. Consta de 3 cuchillas fijas al eje y 2 cuchillas fijas al bastidor de la máquina. El triturado del plástico se realiza cuando las cuchillas móviles hacen colisionar el material contra las cuchillas fijas. Una criba selectora deja pasar el material con el tamaño deseado y el resto es arrastrado nuevamente por las cuchillas móviles. En la **Figura 1** se muestra el modelo y las partes fundamentales de esta alternativa.



**Figura 1. Alternativa 1: Trituradora de altas revoluciones de cuchillas móviles rectas**  
Fuente. Autores

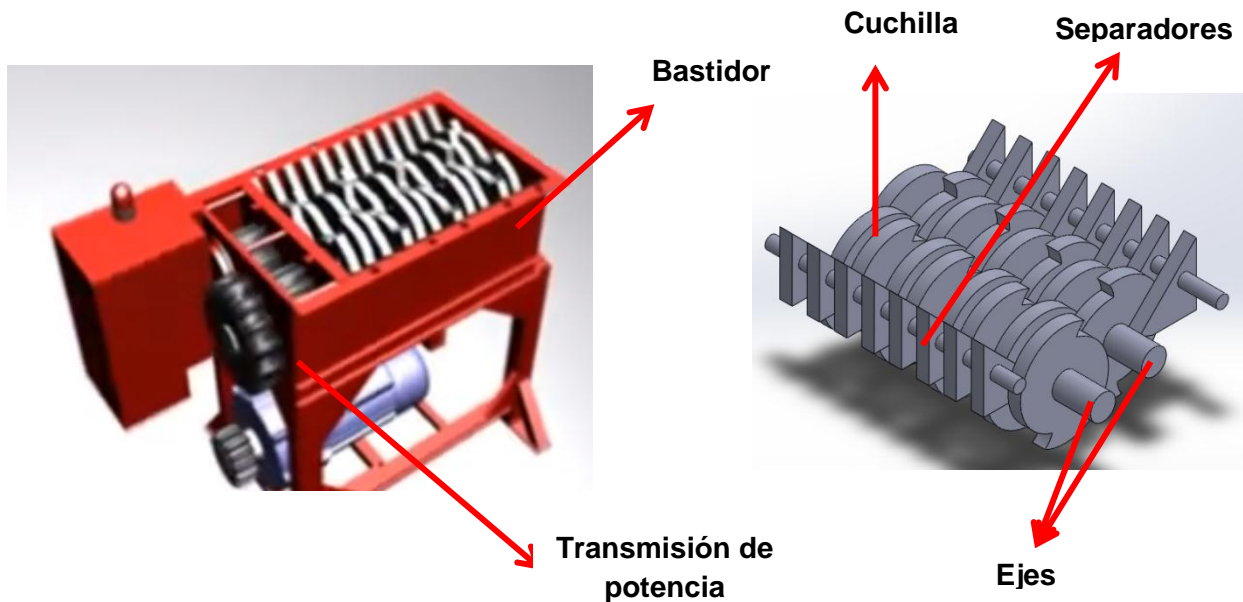
### 2.2.1 Características de diseño para la alternativa 1

- ✓ **Consumo de potencia:** La potencia consumida es **alta**, debido a que requiere altas revoluciones para garantizar su correcto funcionamiento.
- ✓ **Facilidad de construcción:** Es de fácil construcción ya que posee la menor cantidad de cuchillas con respecto a las otras alternativas, además estas son de fácil instalación y diseño, también posee pocas piezas asociadas a la transmisión de potencia y la parte estructural.
- ✓ **Facilidad de operación:** Se necesita un mantenimiento más continuo para garantizar que la máquina opere adecuadamente. En general no se necesita de grandes destrezas para operar esta máquina.
- ✓ **Resistencia al desgaste:** Esta alternativa funciona por impacto, lo que genera mucho ruido y esta susceptible a fracturas de las cuchillas.
- ✓ **Seguridad:** Si se le introduce elementos para los cuales no fue diseñada la máquina, puede generar obstrucciones, falla de material o daños trascendentales en la máquina. Por este motivo se le incorporara mecanismos de emergencia para mejorar su seguridad.
- ✓ **Operación flexible:** El equipo se le puede adaptar diferentes tipos de cribas selectoras de forma rápida, con lo que se tiene un gran rango en cuanto a la selección del tamaño del triturado.
- ✓ **Tamaño y Peso:** La relación entre tamaño y material procesado es buena, es decir, el tamaño general de la máquina es pequeño comparado con la cantidad de material que puede procesar por día, aunque eso depende de la dureza del plástico que se quiera triturar.

### 2.3 ALTERNATIVA 2: TRITURADORA DE BAJAS REVOLUCIONES

Esta alternativa se caracteriza por que trabaja bajo el principio de triturado por baja revolución. Consta de 2 ejes paralelos donde se sujeta las cuchillas girando a la misma velocidad pero en sentido contrario. El triturado del plástico se realiza

cuando el objeto queda atrapado entre los dos ejes, y mediante el movimiento de las cuchillas es triturado. El tamaño del triturado depende de la tolerancia que hay entre las cuchillas. En la **Figura 2** se muestra el modelo y las partes fundamentales de esta alternativa.



**Figura 2. Alternativa 2: Trituradora de bajas revoluciones**  
Fuente. Autores

### 2.3.1 Características de diseño para la alternativa 2

- ✓ **Consumo de potencia:** Esta alternativa funciona bajo el principio de baja revoluciones, con lo que aumenta el torque de la misma y así se disminuye la potencia que debe suministrar el motor. Por consiguiente tiene un consumo de potencia **bajo** con lo que representa una gran ventaja a largo plazo.
- ✓ **Facilidad de construcción:** Posee un gran número de cuchillas distribuidas entre 2 ejes paralelos, se utiliza una transmisión por engranajes entre los dos ejes para que tengan la misma velocidad pero girando en sentido contrario. Las

cuchillas si deben llevar una secuencia posicional para mejorar su funcionalidad y tolerancias ajustadas, esto dificulta su construcción.

- ✓ **Facilidad de operación:** Se necesita un mantenimiento menos continuo para garantizar que opere adecuadamente. En general no se necesita de grandes destrezas para operar la máquina.
- ✓ **Resistencia al desgaste:** Debido a que genera grandes torques las cuchillas pueden romperse o doblarse si no están bien sujetas y posicionadas al eje.
- ✓ **Seguridad:** Si le entran elementos no deseados podría generar graves problemas de atascamiento, fractura de cuchillas y en el peor de los casos falla inminente en el motor.
- ✓ **Operación flexible:** Se puede controlar el tamaño disminuyendo el espacio entre cuchillas para tener como resultado un material más fino. A esta alternativa no se le puede adaptar una criba selectora, esto prácticamente tiene un tamaño de triturado fijo.
- ✓ **Tamaño y peso:** En relación al tamaño y cantidad de triturado, es más pequeña que la máquina de la alternativa 1, aun así se dificulta su transporte y maniobrabilidad.

## **2.4 ALTERNATIVA 3: TRITURADORA DE SISTEMAS COMBINADO, BAJA Y ALTAS REVOLUCIONES**

Esta alternativa trabaja conjuntamente los principios de la alternativa 1 y la alternativa 2. Este tipo de máquina, se utiliza cuando se maneja grandes volúmenes de material. Está constituida por 4 ejes, 2 ejes de alta revoluciones que pre-tritura el material y 2 ejes de baja revoluciones que siguen disminuyendo el tamaño del material. El triturado es más uniforme a costa de más piezas funcionales y un consumo de potencia mayor. En la **Figura 3** se muestra el modelo y las partes fundamentales de esta alternativa.

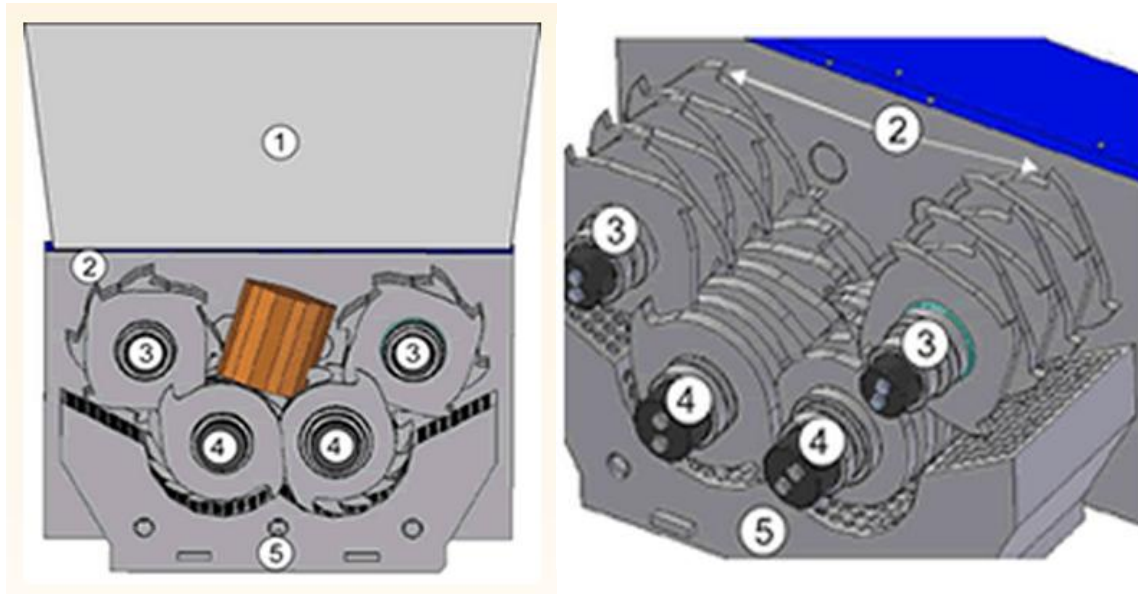


Figura 3. Alternativa 3: Trituradora de acción combinada

Fuente. <http://www.tritotutto.com/es/trituradora-con-granulador-en-linea-modelos-tritotutto-combi>

- 1) Bastidor
- 2) Cuchillas exteriores (alta revoluciones)
- 3) Ejes de altas revoluciones
- 4) Ejes de bajas revoluciones
- 5) Criba

#### 2.4.1 Características de diseño para la alternativa 3

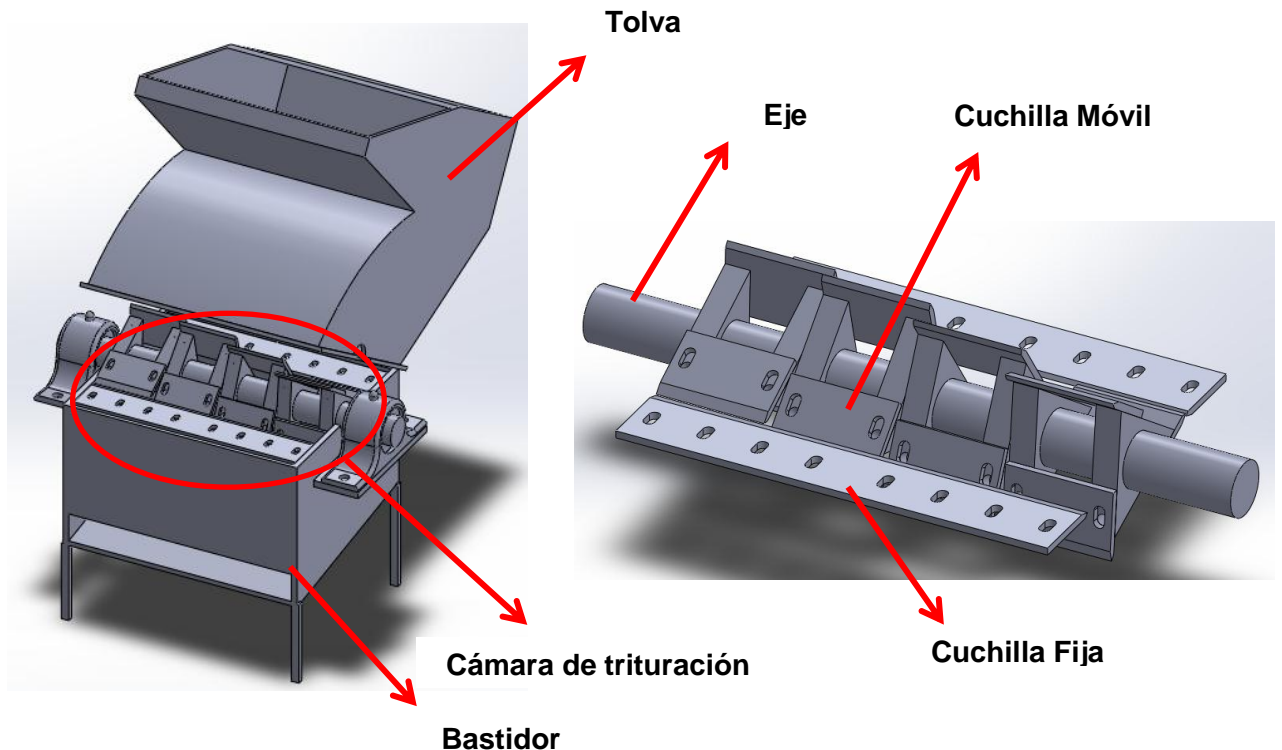
- ✓ **Consumo de potencia:** Este sistema incorpora 2 ejes de alta revoluciones y 2 de baja revoluciones, con lo que su consumo de potencia ese cataloga como **alto**.
- ✓ **Facilidad de construcción:** Presenta dos tipos diferentes de cuchillas en los dos ejes extremos, con cuchillas puntiagudas para mejorar el desgarrar del material y los dos ejes centrales son cuchillas mucho más entrelazadas. Esta máquina presenta un gran número de piezas, la sincronización de las cuchillas y los ejes, lo que hace de esta alternativa la más difícil de construir y de trabajar.

- ✓ **Facilidad de operación:** Se necesita un mantenimiento continuo para garantizar que la máquina opere adecuadamente. Debido a la gran cantidad de piezas que posee, hace que su mantenimiento lleve más tiempo y sea más difícil de realizar. En general no se necesita de grandes destrezas para operar esta máquina.
- ✓ **Resistencia al desgaste:** Tiene 2 fases de triturado por los que el desgaste es menor, además cuenta con cuchillas especializadas que hacen que el triturado se haga de forma más sencilla y distribuya mejor los esfuerzos sobre la máquina.
- ✓ **Seguridad:** Si le entran elementos no deseados podría generar graves problemas de atascamiento, factura de cuchillas y en el peor de los casos falla inminente en el motor. Por este motivo se le incorporara paradas de emergencia para mejorar su seguridad.
- ✓ **Operación flexible:** Debido a que incorpora los 2 principios mencionados anteriormente, el tamaño del triturado puede ser controlado ya sea por una criba selectora o por la distribución y tolerancias de las cuchillas sobre los 4 ejes.
- ✓ **Tamaño y peso:** Esta máquinas es más especializada para grandes volúmenes de material. Como tiene dos etapas de cuchillas es más grande y pesada que las anteriores alternativas.

## **2.5 ALTERNATIVA 4: TRITURADORA DE ALTA REVOLUCIONES CON CUCHILLAS MÓVILES ESCALONADAS**

Esta alternativa trabaja bajo el mismo principio que los molinos de alta revoluciones. Es una variación de la **Alternativa 1**, lo que la diferencia es que ya no se trabaja con 3 cuchillas móviles, si no que cada una de estas es reemplazada por chuchillas más pequeñas que van escalonadas una con respecto a las otra,

permitiendo un triturado más uniforme con un menor consumo de energía. En la **Figura 4** se muestra el modelo y las partes fundamentales de esta alternativa.



**Figura 4. Alternativa 4: Tritradora de altas revoluciones con cuchillas escalonadas**  
Fuente. Autores

### 2.5.1 Características de diseño alternativa 4

- ✓ **Consumo de potencia:** La potencia consumida es **alta**, porque requiere altas revoluciones para garantizar su correcto funcionamiento.
- ✓ **Facilidad de construcción:** Debido a la forma como están distribuidas las cuchillas implica tener más precisión a la hora de colocarlas sobre el eje, haciéndola más difícil de construir.

- ✓ **Facilidad de operación:** Se necesita un mantenimiento más continuo para garantizar que la máquina opere adecuadamente. En general no se necesita de grandes destrezas para operar esta máquina.
- ✓ **Resistencia al desgaste:** Esta alternativa funciona por impacto, lo que genera mucho ruido y esta susceptible a fracturas de las cuchillas.
- ✓ **Seguridad:** Si se le introduce elementos para los cuales no fue diseñada la máquina, puede generar obstrucciones, falla de material o daños trascendentales en la máquina. Por este motivo se le incorporara mecanismos de emergencia para mejorar su seguridad.
- ✓ **Operación flexible:** Esta máquina se le puede adaptar diferentes tipos de cribas selectoras de forma rápida, con lo que se tiene un gran rango en cuanto a la selección del tamaño del triturado, además debido a la forma que están distribuidas las cuchillas del eje el triturado es más uniforme y pequeño.
- ✓ **Tamaño y peso:** La relación entre tamaño y material procesado es buena, es decir, el tamaño general de la máquina es pequeño comparado con la cantidad de material que puede procesar por día, aunque eso depende de la dureza del plástico a triturar.

### 2.5.2 Evaluación de las alternativas

A continuación se presenta de forma detallada las alternativas propuestas, teniendo en cuenta los criterios de la **Tabla 1**, los cuales se evaluarán con una calificación de 1 a 5 como se presenta en la **Tabla 2** y finalmente se elegirá la mejor alternativa teniendo en cuenta la calificación de la **Tabla 3**. La **Tabla 4** muestra los resultados de la ponderación total de cada alternativa.

Tabla 1. Valores de la jerarquía

<b>CRITERIO</b>		<b>PONDERACION (%)</b>
<i>Potencia consumida</i>	<b>(C1)</b>	22
<i>Facilidad de construcción</i>	<b>(C2)</b>	20
<i>Facilidad de operación</i>	<b>(C3)</b>	10
<i>Resistencia al desgaste</i>	<b>(C4)</b>	10
<i>Seguridad</i>	<b>(C5)</b>	12
<i>Operación flexible</i>	<b>(C6)</b>	16
<i>Tamaño y peso</i>	<b>(C7)</b>	10

Tabla 2. Puntuación

<b>GRADO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>VALOR ASIGNADO</b>
<i>Deficiente</i>	1
<i>Aceptable</i>	2
<i>Bueno</i>	3
<i>Muy bueno</i>	4
<i>Excelente</i>	5

Tabla 3. Calificación

<b>Alternativas</b>	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>
1	3	4,5	3,5	3,5	4	4,5	4
2	4,5	3,5	4	4	3,5	3	4
3	3	2,5	3	3	4	4	4
4	4	4	3,5	3,5	4	4,5	4

Tabla 4. Ponderación

<b>Alternativas</b>	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>C7</b>	<b>Total</b>
1	0,66	0,9	0,35	0,35	0,48	0,72	0,4	3,86
2	0,99	0,7	0,4	0,4	0,42	0,48	0,4	3,79
3	0,66	0,5	0,3	0,3	0,48	0,64	0,4	3,28
4	0,88	0,8	0,35	0,35	0,48	0,72	0,4	3,98

## 2.6 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

La alternativa elegida fue la **numero 4**, debido a que cumple con los objetivos planteados, aunque requiere más cuchillas y más precisión a la hora de colocarlas que la alternativa 1, se obtiene un triturado más uniforme con un menor consumo de potencia, además solo se necesita un elemento estructural (**Criba selectora**) para controlar el tamaño del triturado. La criba tiene la ventaja de que puede ser montada y desmontada de forma rápida ahorrando tiempo y costos de operación. Es flexible para aceptar modificaciones en su diseño sin afectar su funcionamiento, además se encuentra entre las alternativas más económicas a la hora de construir y es fácil de manejar.

Con el diseño de esta alternativa se pretende alcanzar los objetivos planteados, buscando mejorar su diseño para hacerla más eficiente a nivel energético igualmente pretendiendo reducir los costos de construcción y aumentar la seguridad contra imprevistos que afecten la integridad del equipo y su operario.

### **3. BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE CORTE EN DIFERENTES VARIEDADES DE PLÁSTICO**

Uno de los principales inconvenientes antes de empezar el diseño estructural de la máquina, es encontrar la energía necesaria para cortar los diferentes tipos de plásticos reciclables, puesto que no hay modelos matemáticos o pruebas estándar para este tipo de máquinas. Los datos encontrados sobre las propiedades mecánicas, límites elástico, esfuerzo último a tracción, resistencia a la compresión, no son convenientes para estimar la energía requerida en el corte, ya que en realidad no se sabe que comportamiento tendrá el material una vez que entra en el área de triturado de la máquina. Teniendo esto en cuenta, solo se pueden hacer estimaciones ideales o aproximadas de cómo sería el comportamiento del material, utilizando condiciones críticas y estimando el esfuerzo máximo sobre las cuchillas. Para estimar la energía necesaria para el triturado, se ha dispuesto construir un banco de pruebas que simule el corte del material que queda atrapado entre la cuchilla fija y la cuchilla móvil, utilizando los plásticos que comúnmente se reciclan con más frecuencia y presentan mayor resistencia.

#### **3.1 OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBA**

Para estimar la cantidad de energía que se requiere para el corte, se realizó un banco de pruebas para simular el corte ideal sobre una probeta hecha de los plásticos que comúnmente se reciclan más. Para el banco de pruebas se tomó el principio del péndulo de Charpy, haciéndole las modificaciones necesarias para adaptarla a las condiciones idóneas de la máquina.

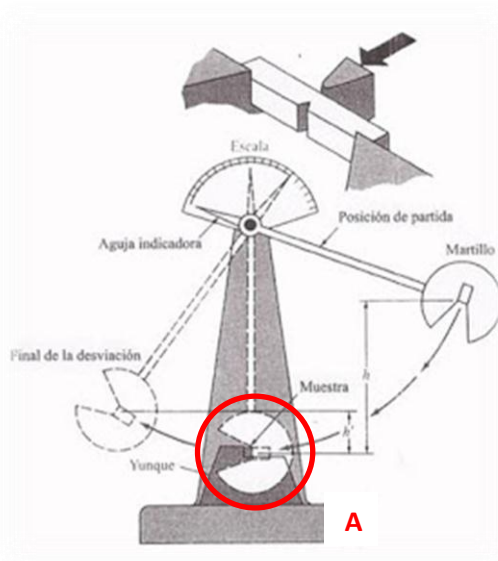
El péndulo ideado por Georges Charpy <sup>1</sup> se utiliza en ensayos para determinar la tenacidad de un material. Son ensayos de impacto de una probeta entallada y ensayada a flexión en 3 puntos.

---

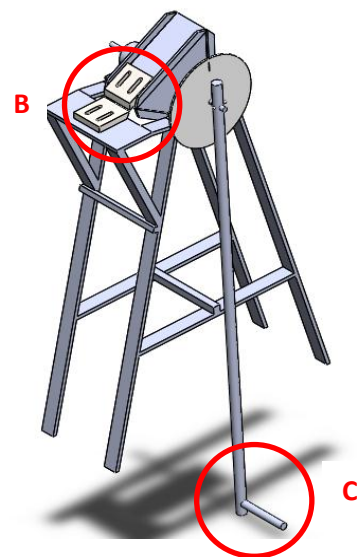
<sup>1</sup> <http://www.utp.edu.co/~gcalle/Impacto.pdf>

Estos ensayos de choque determinan la fragilidad o capacidad de un material de absorber cargas instantáneas por unidad de área, denominándose resiliencia. Sin embargo, los datos tomados en estas pruebas son únicamente de carácter comparativo, es decir, solo sirven para comparar la cantidad de energía adsorbida por una material antes que falle con respecto a otro, estos datos no son útiles para el diseño de piezas mecánicas, ya que no tiene en cuenta las otras propiedades del material.

Con el fin de determinar la energía necesaria para cortar los diferentes tipos de plástico, se tomó el mismo principio de obtención de datos del péndulo de Charpy, pero adaptándolo de forma que el choque se produjera en las cuchillas y no en la parte posterior del péndulo. En la **Figura 5** se muestra la forma como impacta el péndulo con la probeta en el ensayo de Charpy y en la **Figura 6** las modificaciones realizadas para adaptarla a las necesidades previstas.



**Figura 5. Péndulo de charpy**  
**Fuente.** <http://psicoterapeutas.eu/definicion-de-resiliencia/pendulo-de-charpy/>



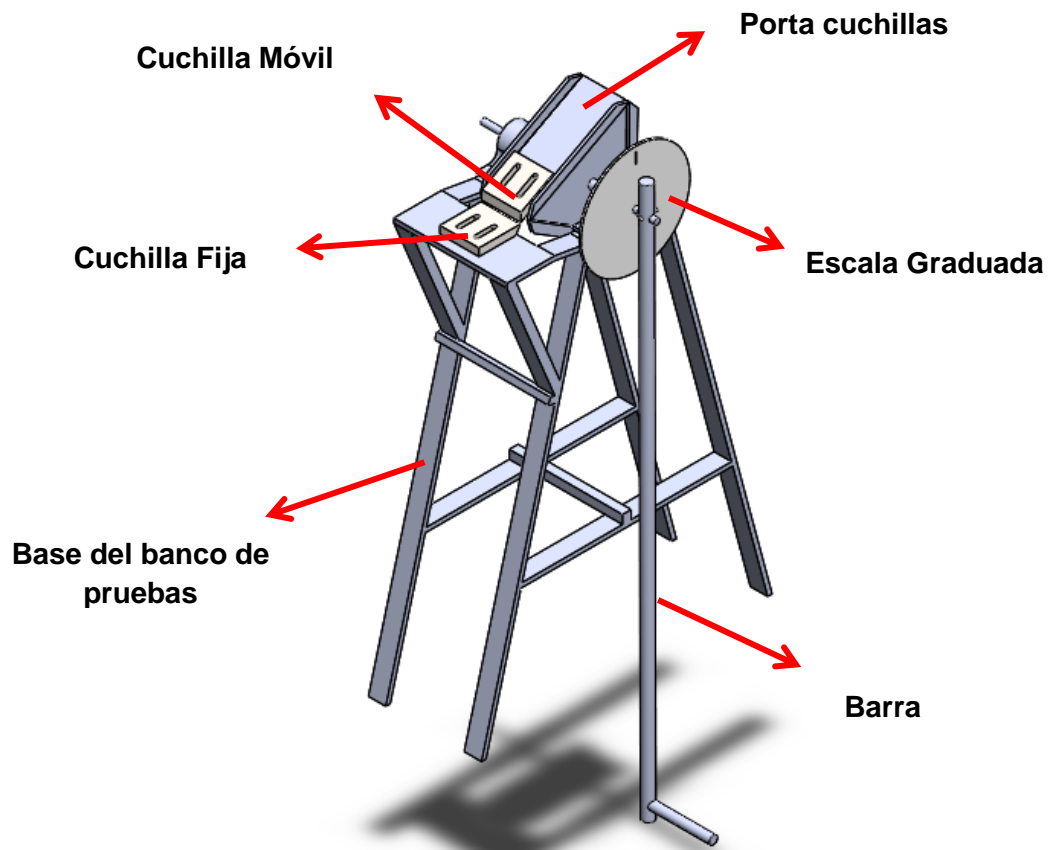
**Figura 6. Banco de pruebas**  
**Fuente.** Autores

El punto **A (Figura 5)** representa el lugar donde ocurre el impacto del péndulo con la probeta en la prueba Charpy, el punto **B (Figura 6)** representa el lugar donde

ocurre el impacto de las probetas con las cuchillas en el banco de pruebas. Como se puede ver el punto de impacto se ha movido pero se mantiene la estructura fundamental del péndulo. El punto **C (Figura 6)** marca el punto de referencia relacionado con el punto **A**, cuando la barra pase por este punto, las cuchillas impactaran contra la probeta, manteniendo las mismas referencias que son tomadas en la prueba Charpy.

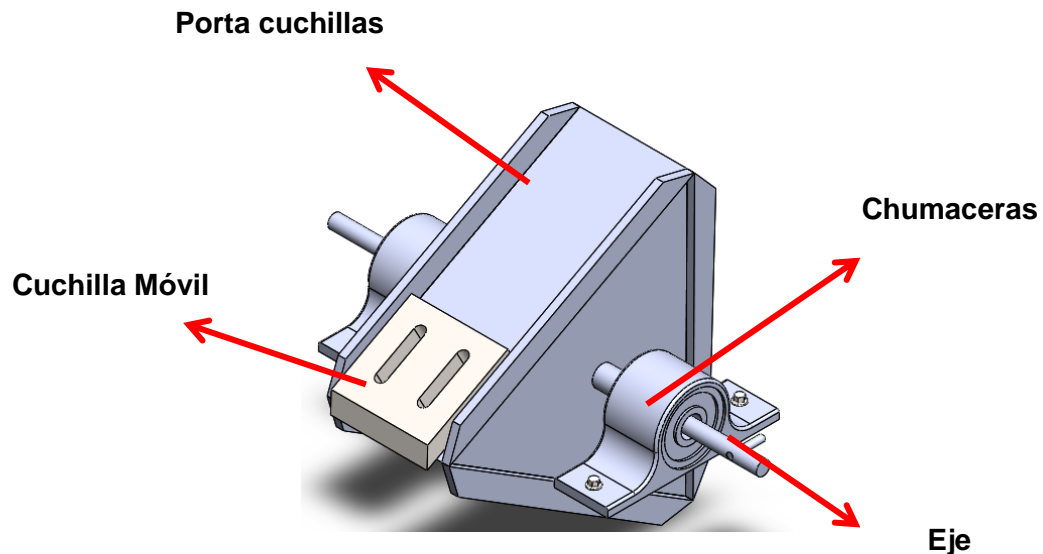
### 3.2 ELEMENTOS FUNDAMENTALES DEL BANCO DE PRUEBAS

Como ya se había mencionado, el banco de pruebas realizado se basa en el péndulo Charpy, por ende también cuenta con los elementos básicos de este. La **Figura 7** se muestra las partes fundamentales del banco de pruebas.



**Figura 7. Elementos estructurales del banco de pruebas**  
Fuente. Autores

Como se ve en la **Figura 7**, el banco de pruebas también lo podemos dividir en 2 subconjuntos, asociados a los elementos rodantes (**Figura 8**) y las partes fijas.



**Figura 8. Elementos Rodantes del banco de pruebas**  
Fuente. Autores

La barra que hace las veces del péndulo, se encuentra soldada al eje de los elementos rodantes, con el fin de generar el movimiento rotacional cuando esta es soltada desde una altura específica y así transmitir su energía a la cuchilla móvil. La barra en su extremo tiene un apoyo que es utilizada para colocar los pesos correspondientes para hacer la prueba.

### **3.3 CALCULO DE LA ENERGÍA ADSORBIDA POR EL MATERIAL**

La energía adsorbida por el material antes de fracturarse, se determina a través de la diferencia de energía potencial del péndulo antes y después del impacto. La energía potencia (posición inicial) se transforma en energía cinética (cuando ocurre el impacto) y posteriormente se transforma en energía potencial nuevamente (posición final). La **Figura 9** muestra los diferentes puntos donde hay cambios energéticos y las variables que interviene en estos.

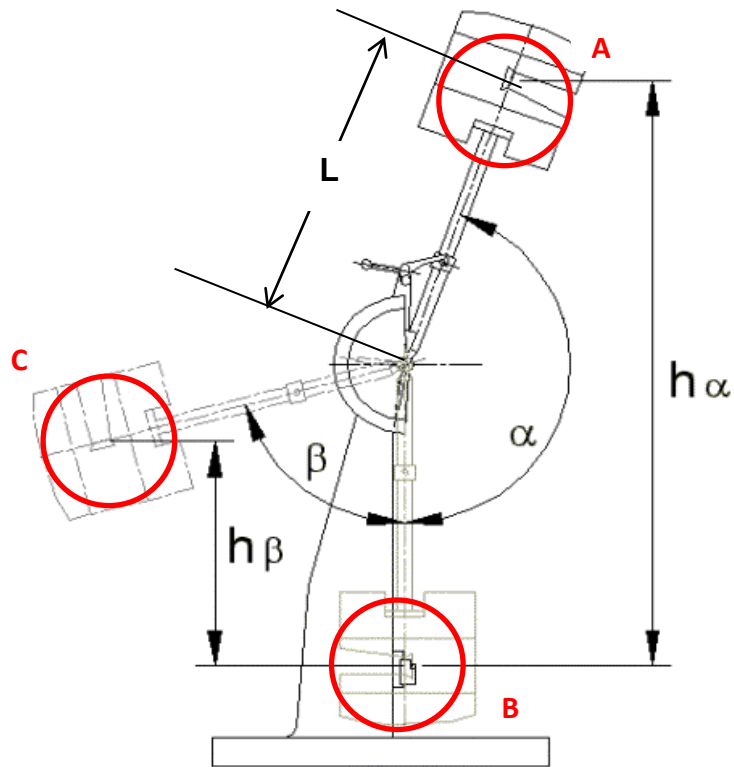


Figura 9. Variables que intervienen en el cálculo de la energía del banco de pruebas  
 Fuente. <http://www.utp.edu.co/~gcalle/Contenidos/Impacto.htm>

El punto **A** es el punto inicial o la altura inicial donde se suelta la barra, este punto tiene una energía potencial que se transforma en energía cinética al pasar por el punto **B**, en este punto la probeta es impactada por la cuchilla móvil. Posteriormente la probeta adsorbe una cierta cantidad de energía antes de fracturarse, la energía restante se transforma nuevamente en potencial que se ve reflejada en una nueva altura representada por el punto **C**.

El banco de pruebas tiene el mismo principio que el péndulo de Charpy, por lo cual se maneja el mismo sistema para calcular la energía adsorbida por el material. Para esto utilizamos la **Ecuación 1 (EC1)**.

$$E = \left(m_p + \frac{m_b}{2}\right) * g * l * [\cos(\beta) - \cos(\alpha)] \quad EC 1$$

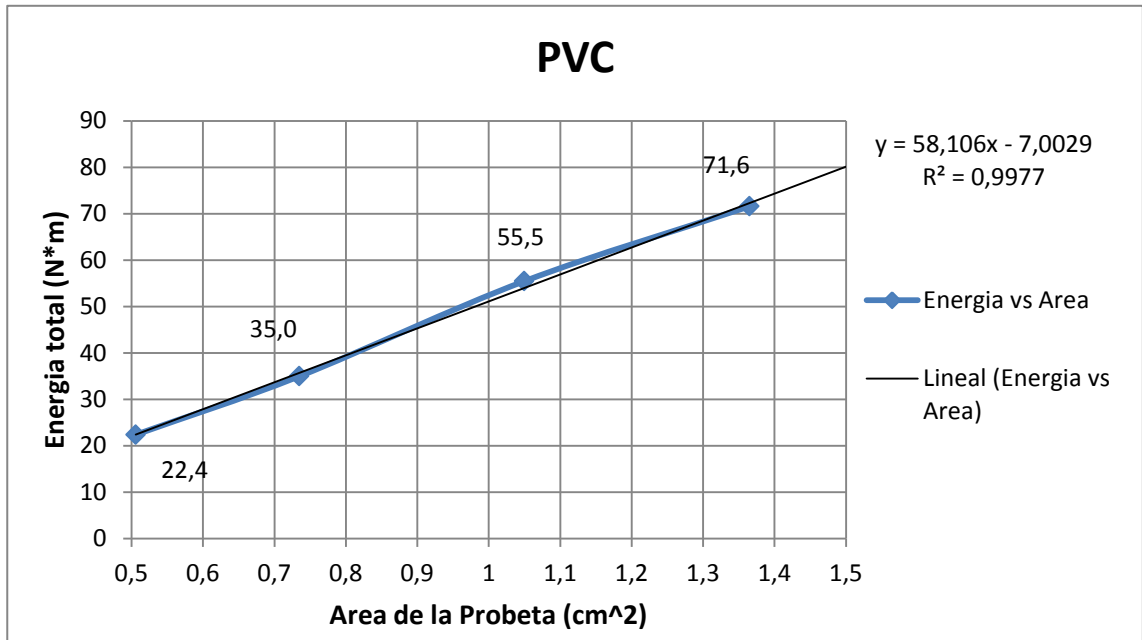
Ver **figura 9**. Dónde:

- E* Es la energía absorbida por el material
- m<sub>p</sub>* Es la masa de prueba para el péndulo
- m<sub>b</sub>* Es la masa de la barra
- g* Es la gravedad
- l* Es la distancia del eje de las cuchillas hasta las masas de prueba
- β, α* Son los ángulos que forma la barra antes y después del choque

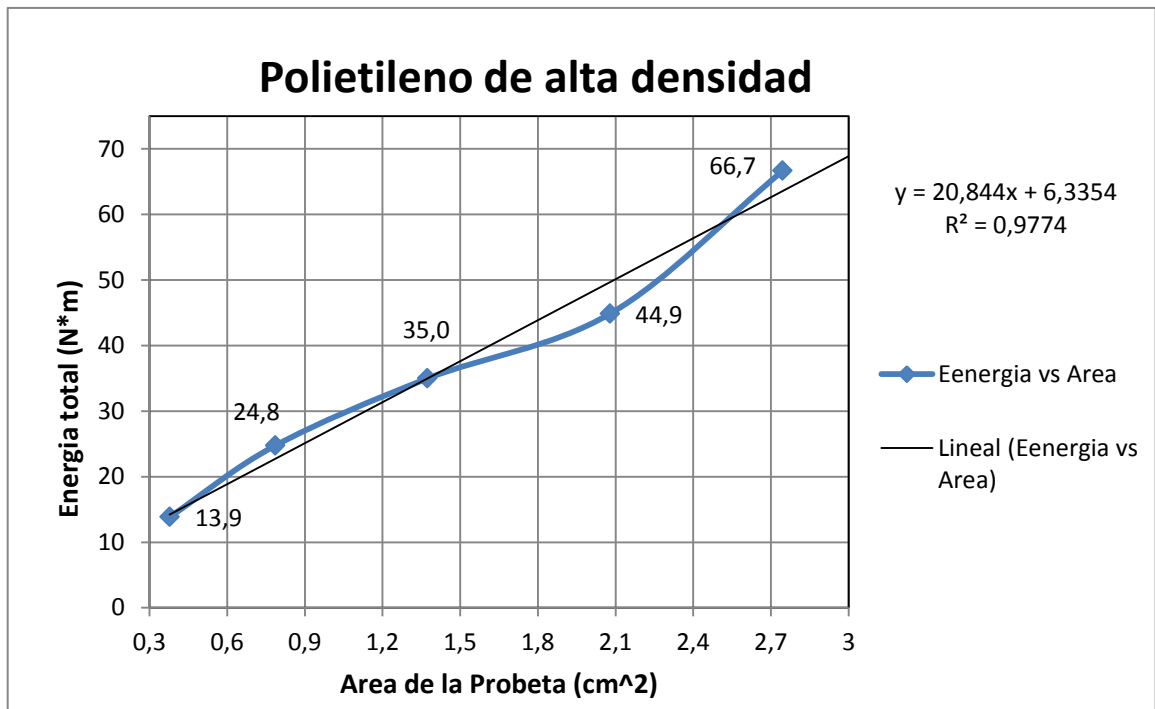
### 3.4 PLÁSTICOS ENSAYADOS Y RESULTADOS OBTENIDOS

La prueba se realizó para 3 plásticos que son utilizados comúnmente en la industria y se encuentran con frecuencia entre los desechos, el **PVC, polietileno de alta densidad y polipropileno**. Los desechos de estos productos vienen en espesores que son significativos, como por ejemplo en tuberías, tapas, sillas, canastas etc. Como estos materiales son rígidos pero a la vez tiene cierto grado de deformación (pequeño en comparación con otros), requieren mucha energía para realizar el corte, por esto se tomaron para realizar la prueba. Con los resultados obtenidos se escogió el material que más energía requiere para realizar el corte y sobre este resultado se hará el diseño estructural de la máquina.

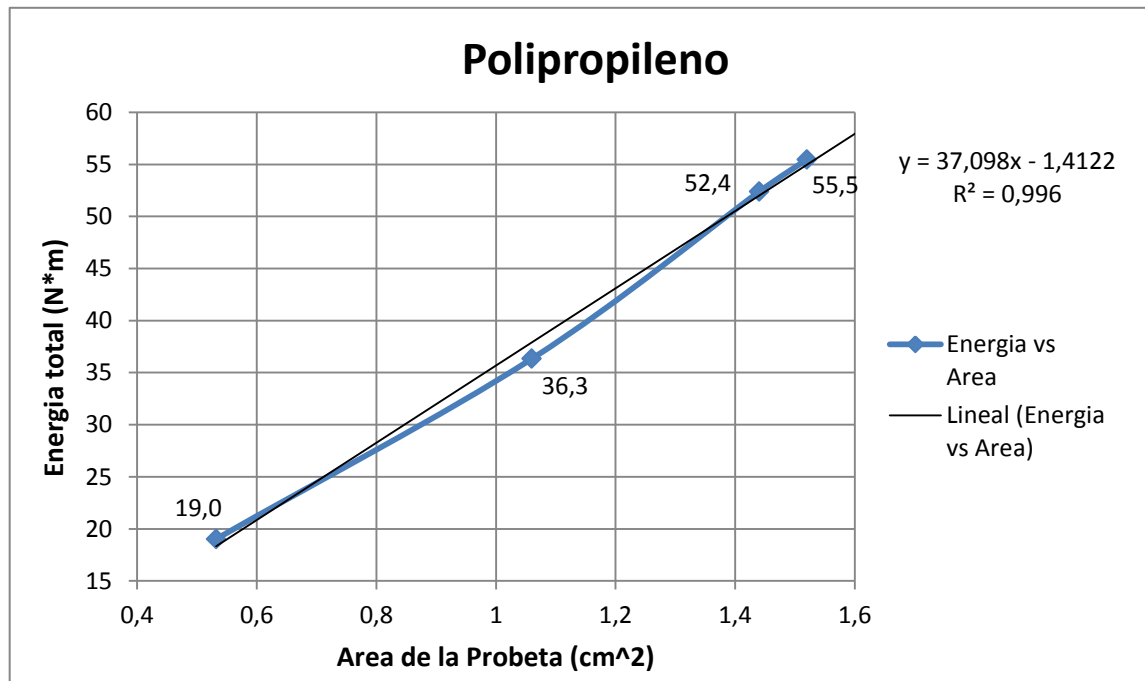
Los datos obtenidos de la prueba son una medida de energía (Julios o N\*m), esto se hará para diferentes espesores de los materiales seleccionados. Con estos datos se elaboró una gráfica de Energía vs área transversal del material cortado. Se sabe que este comportamiento debe ser lineal, con lo que podremos saber la energía de corte que se requiere un material específico para diferentes áreas transversales. Las **Gráficas 1, 2 y 3** son las regresiones obtenidas de los datos tomados del experimento para cada material.



**Grafica 1. Energía de corte para el PVC**  
**Fuente. Autores**



**Grafica 2. Energía de corte para el Polietileno de alta densidad**  
**Fuente. Autores**



**Gráfica 3. Energía de corte para el Polipropileno**  
 Fuente. Autores

Todas las gráficas tienen una regresión lineal de la forma  $y = A * x \pm B$

Dónde:

- $y$  Es la energía necesaria para cortar el material medida en julios.
- $A, B$  Son constantes
- $x$  Es el área transversal del material en  $cm^2$ .

### 3.5 ENERGÍA DE DISEÑO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA TRITURADORA DE PLASTICO

Con los resultados arrojados de las regresiones, podemos estimar la energía que se requiere para realizar el corte de cada material para un área transversal determinada. Puesto que las cuchillas móviles son escalonadas el área de corte se ve reducida, esto es bueno ya que reduce la energía que se requiere para

realizar el corte del material. De esta manera se elige un área de diseño teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- ✓ La longitud del área de corte de la máquina será de 40 *cm* y tendrá 5 cuchillas distribuidas en este espacio, por lo cual la longitud de las cuchillas móviles será de 8 *cm*.
- ✓ La máquina será diseñada para un espesor máximo de 1,25 *cm* del material que requiera más energía al momento del triturado. De esta forma el área de diseño para calcular la energía para el triturado será igual a  $8\text{ cm} * 1,25\text{ cm} = 10\text{ cm}^2$

Los resultados arrojados de la **Tabla 5** dan al PVC como el plástico que más energía requiere para ser cortado, es por esto que este será el material base para el diseño de la máquina.

**Tabla 5. Energía de corte para diferentes plásticos**

<i>Material</i>	<i>Regresión</i>	<i>Energía requería (N*m)</i>
<b>PVC</b>	$y = 58,106 * x - 7$	<b>574</b>
<b>Polietileno de alta densidad</b>	$y = 20,844 * x + 6,335$	<b>215</b>
<b>Polipropileno</b>	$y = 37,098 * x - 1,41$	<b>370</b>

#### 4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS FUNDAMENTALES DE LA MAQUINA

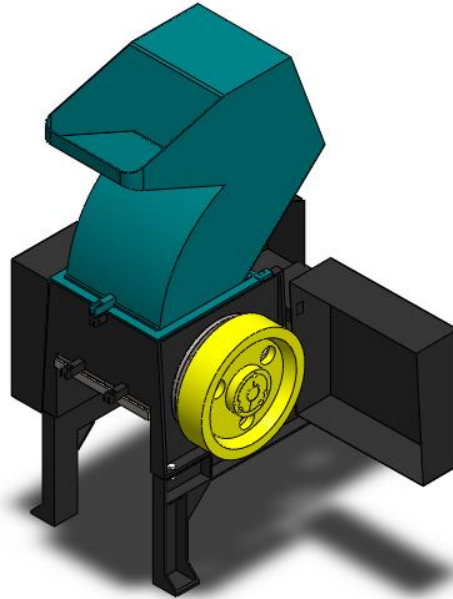


Figura 10. Modelo de la trituradora de plástico construida  
Fuente. Autores

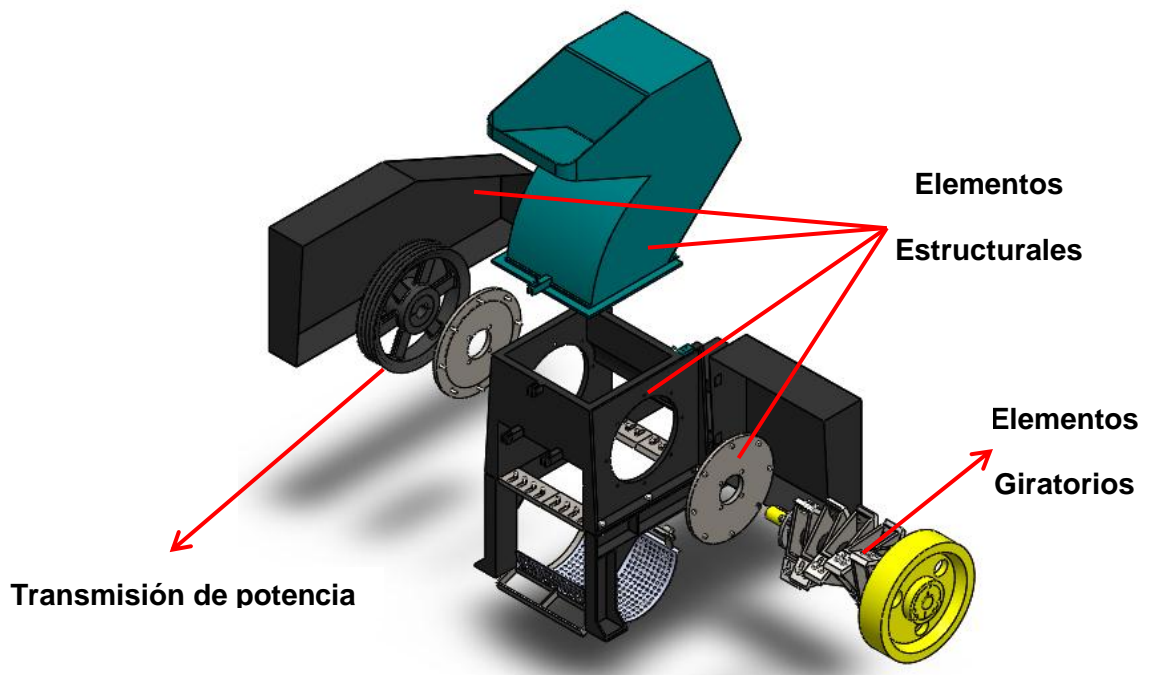


Figura 11. Subconjuntos de la máquina  
Fuente. Autores

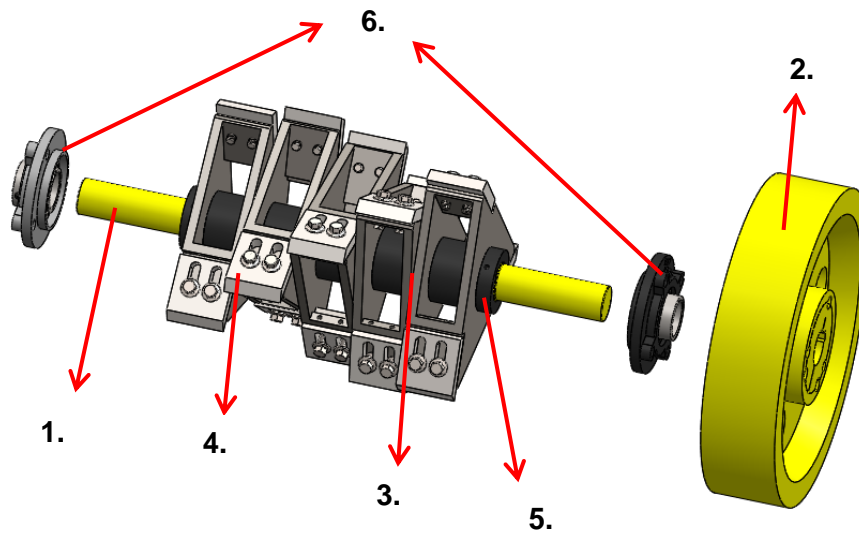
En el siguiente capítulo se explicara en detalle el proceso de dimensionamiento y selección de los componentes principales que conforman la máquina (**Figura 10**).

La trituradora la podemos dividir en 3 subconjuntos como se ve en la **Figura 11**.

- ✓ Elementos giratorios
- ✓ Elementos estructurales
- ✓ Transmisión de potencia.

Los elementos giratorios son aquellos que están ligados al eje, exceptuando la polea (**Figura 12**).

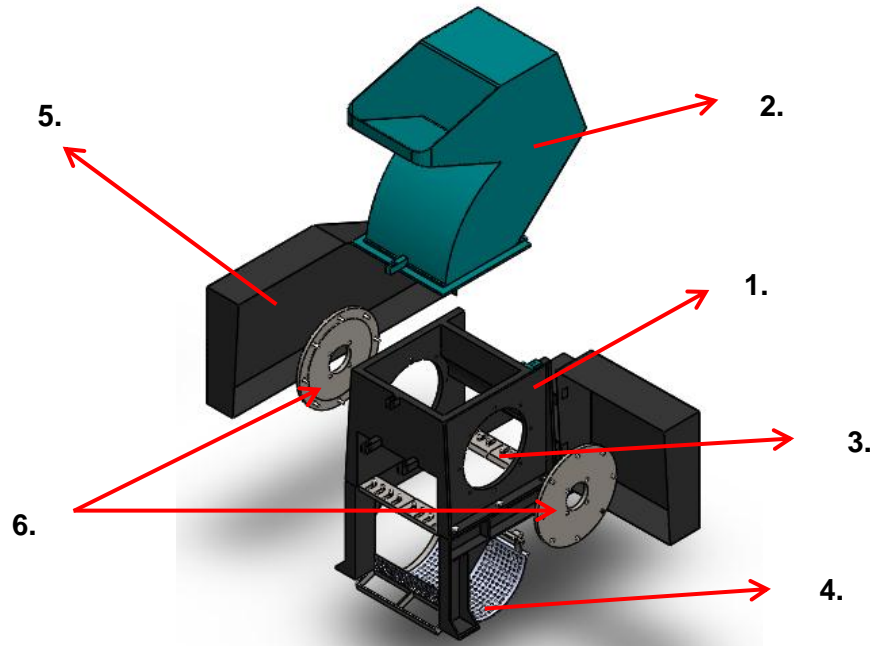
1. Eje
2. Volante de inercia
3. Porta cuchillas
4. Cuchillas Móviles
5. Camisa del eje
6. Chumaceras



**Figura 12. Elementos giratorios de la maquina**  
Fuente. Autores

Los elementos estructurales son aquellos que están asociados al soporte de la máquina, los cuales son:

1. Bastidor
2. Tolva
3. Cuchillas fijas
4. Criba y soporte de criba
5. Tapa de las poleas
6. Discos de soporte de las chumaceras



**Figura 13. Elementos Estructurales de la maquina Fuente. Autores**

Los elementos de transmisión de potencia son los asociados con el motor, tales como:

- ✓ Poleas
- ✓ Correas

A lo largo del capítulo se dimensionará algunos elementos, aplicando metodologías de diseño de diferentes autores, además se empleara estudios realizados con simulaciones hechas en Solidworks para estudiar la resistencia de elementos complejos, tales como el bastidor, las cuchillas, porta cuchillas y la camisa del eje.

## 4.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La transmisión de potencia se hará mediante correas, esto implica que hay que seleccionar el tipo y longitud de estas, además de dimensionar las poleas y el motor.

Los elementos involucrados en esta fase de desarrollo solo se dimensionaran, es decir que no se fabricaran, con lo que no es necesario especificar el material de cada uno.

El factor de seguridad manejado para estos sistemas será mayor o igual a 1,25, debido a que sobre diseñar estos elementos implica grandes costos.

El diámetro de las poleas debe ser estándar, debido a que estos elementos no se mandaran a fabricar. La polea conducida no debe ser muy grande, máxima de 50 centímetros de diámetro primitivo, esto en consideración a disminuir el peso global de la máquina y el costo de adquirirla. El número de gargantas de la polea está limitado a un máximo de 4, que es igual al número máximo de correas requeridas para la transmisión de potencia.

### 4.1.1 Dimensionamiento del motor

Como condición inicial fundamental para la selección del motor, se estipuló que debe ser un motor de inducción eléctrico de 3 fases, debido a que las trituradoras trabajan con este tipo de motor. Para dimensionar el motor se debe tener en cuenta el flujo volumétrico el cual se calcula con la Ecuación 2 (**EC 2**).

$$\text{Flujo masico } [\dot{m}] = 200 \text{ Kg/h}$$

$$\text{Densidad PVC } [\rho_{pvc}] = 1450 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Flujo Volumetrico} = \frac{\dot{m}}{\rho_{pvc}} = \frac{200}{1450} = 0,138 \text{ m}^3/\text{h} = 38,333 \text{ cm}^3/\text{s} \quad \text{EC 2}$$

De máquinas trituradoras de plástico similares en el mercado, se ha tomado como referencia que la potencia del motor es igual o superior a 10 HP y la velocidad ronda entre 1200 RPM y 1800 RPM. Estos datos se tomaran como referencia y se demostrara que un motor de estas cualidades es suficiente para cumplir con las exigencias del triturado.

#### 4.1.1.1 Potencia del motor

En la unidad 3 se determinó la energía para el corte de diferentes plásticos, sin embargo esta solo es válida para cortes transversales o por unidad de área, no obstante lo que realmente se tiene es un volumen de material, que requiere una energía diferente a la calculada con la ecuaciones de la **Tabla 5**. Como se desconoce la energía de corte por unidad de volumen, hay que hacer una equivalencia entre el volumen de material que entra por segundo y un área transversal que requiera la misma cantidad de energía para cortarlo.

Se tiene una ecuación que vincula la cantidad de energía requerida para realizar el corte de un volumen específico, además se tiene que suponer que la relación entre energía y volumen a cortar es de forma lineal, igual al comportamiento que se tiene con la energía por unidad de área, mostrada en la Ecuación 3 (**EC 3**).

$$E = v * k \pm h \quad \text{EC 3}$$

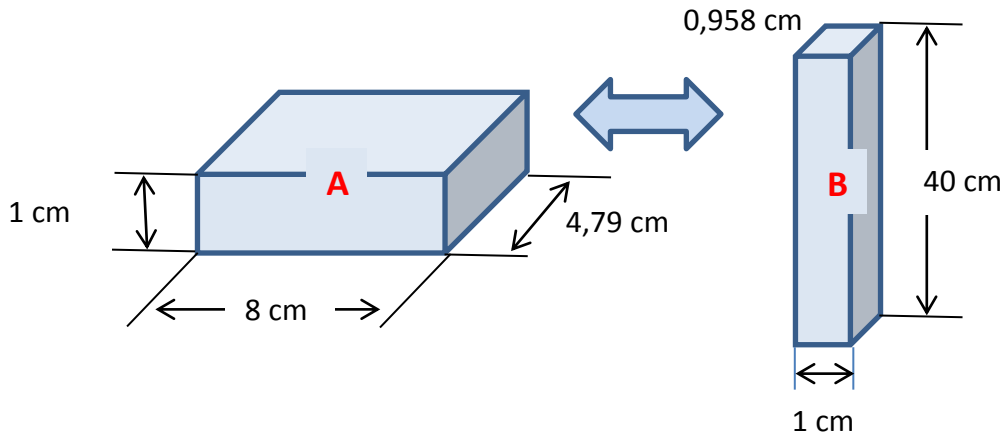
**E** Es la energía por unidad de volumen,

**v** Es el volumen del material,

**k Y h** Son constantes.

Como se necesita flujo volumétrico de  $38,333 \text{ cm}^3/\text{s}$ , se puede asociar a una placa de PVC de  $38,333 \text{ cm}^3$  entrando cada segundo. Ahora bien se desconoce la cantidad de energía necesaria para realizar el corte de este volumen, pero si

podemos aproximarnos si tenemos en cuenta las consideraciones anteriormente dichas.



**Figura 14. Equivalencia entre Volúmenes**  
**Fuente. Autores**

Los dos sólidos de la **Figura 14** tienen el mismo volumen pero diferentes dimensiones, en teoría como no se ha cambiado el volumen la cantidad de energía necesaria para cortarlo es la misma. No obstante aunque ambos objetos tienen el mismo volumen, se necesita más energía para cortar una de las secciones transversales del objeto B que del objeto A. De esta manera se puede hacer una aproximación a la energía que requerimos para triturar un volumen determinado de material. Dado que el área de trabajo entre las cuchillas móviles y la cuchilla fija tiene 40 cm, esta sería la medida máxima que se puede expandir el material si quiere que entre como una sola pieza, manteniendo el espesor de 1 centímetro. Siguiendo la ecuación  $Y = 58,106 * X - 7$  que corresponde al plástico que requiere más energía para el corte y con un área transversal equivalente de  $40 \text{ cm}^2$  (ver tabla 5) la energía necesaria está determinada por la Ecuación 4 (EC 4).

$$Y = 58,106 * 40 - 7 = 2318 J \quad \text{EC 4}$$

Esta sería la energía necesaria para cortar una sección de  $40 \text{ cm}^2$ , sin embargo no se ha tenido en cuenta la eficiencia global de la máquina. Se tiene como

referencia que la eficiencia de los molinos para plásticos es de 20% – 30%, esto se debe a que cuando se hace el corte del material este no se realiza en una sola revolución del motor, sino que el material sigue girando hasta que este sea lo suficientemente pequeño para pasar por los agujeros de la criba. En este caso como las cuchillas móviles se encuentra escalonadas, se reduce el área de corte con el material, esto implica un menor consumo de energía y además se espera que se reduzca el tiempo que el material pasa girando en el rotor antes de salir por la criba, con esto se estima que la eficiencia global de la máquina está en un 35%.

Una vez establecidos estos parámetros básicos, se puede proceder a calcular la potencia requerida del motor utilizando la Ecuación 5 (**EC 5**).

$$P_m = \frac{E_{corte} * F_s}{\eta_{total} * t} \quad \text{EC 5}$$

Dónde:

- $P_m$  Es la potencia del motor en Watts.
- $E_{corte}$  Es la energía requerida para cortar un área del material determinada.
- $F_s$  Es el factor de seguridad.
- $\eta_{total}$  Es la eficiencia global de la máquina.
- $t$  Es el tiempo en que se realiza el trabajo en segundos.

El tiempo en que se realiza el trabajo es igual a 1 segundo, referente al flujo volumétrico, el factor de seguridad es de 1,25 suficiente para el dimensionamiento general del motor. Con todos los datos ya definidos se procede a calcular la potencia del motor

$$P_m = \frac{E_{corte} * F_s}{\eta_{total} * t} = \frac{2318 * 1,25}{0,35 * 1} = 8279W \approx 11,1 HP$$

Ahora bien no hay motores de 11 HP, así que se debe elegir el más próximo por encima que es 15 HP, sin embargo estudios realizados a máquinas similares demostraron que es suficiente con un motor de 10 HP,

esto se debe a que la máquina posee un volante de inercia que ayuda a aportar energía en el momento que se está triturado, es por esto que para esta máquina se le escogerá un motor de 10 HP y se diseñará el volante de tal manera que supla el resto de la energía para realizar el corte del material.

#### **4.1.1.2 Velocidades de rotación del motor**

Existe una gran variedad de velocidades para motores trifásicos en el mercado, los más comerciales son los de 1800 RPM y 3600 RPM, sin embargo estas son velocidades muy altas, con lo que requeriría un sistema de transmisión más grande para poder llegar a la velocidad donde estas máquinas operan normalmente (250 RPM a 360 RPM), por lo tanto hay que considerar que entre más lento sea el motor mayor es su tamaño, además velocidades bajas repercuten en la vida útil de las correas y en su capacidad de transmitir potencia. Es por esto que se ha llegado a la conclusión que la velocidad más óptima para cumplir con las exigencias y condiciones de diseño del sistema de transmisión es de 1200 RPM.

En el **Anexo C** se encuentra el catálogo del motor seleccionado, que muestra su tamaño, forma y especificaciones técnicas generales.

#### **4.1.2 Selección y dimensionamiento de las correas**

Las correas deberán ser capaces de transmitir la potencia desde el motor al eje de la máquina, además de resistir las fluctuaciones de carga a la cual se encuentra sometida. Por las condiciones de diseño no pueden ser más de 4 para la transmisión y su longitud dependerá del tamaño de las poleas y la distancia entre centros del eje principal y el eje del motor, que está ligado a la disponibilidad de espacio con la que se cuenta para posicionarlo.

Los resultados arrojados del proceso de diseño que se encuentra en el **Anexo D**, los resultados se presentan en la **Tabla 6**.

**Tabla 6. Características de la correa seleccionada**

<b>Perfil</b>	<i>Trapezoidal</i>
<b>Tipo</b>	<i>B/17</i>
<b>Longitud</b>	<i>2250 [mm]</i>
<b>Cantidad</b>	<i>4</i>

#### 4.1.3 Selección de las poleas

Al dimensionar y seleccionar las correas se definió el tamaño de la polea conductora y conducida respectivamente. En la **Tabla 7** se muestran dimensiones generales de las poleas.

**Tabla 7. Características de las poleas seleccionadas**

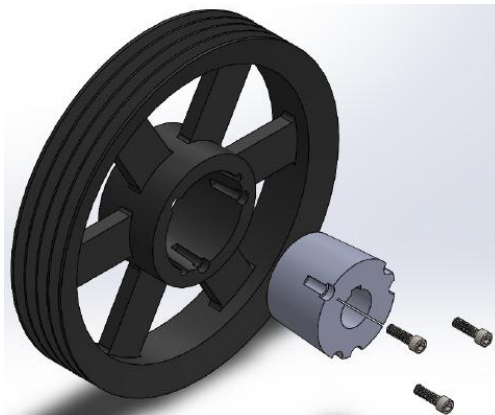
	<b>Polea Conductora</b>	<b>Polea Conducida</b>
<i>Diámetro primitivo [mm]</i>	<i>132</i>	<i>450</i>
<i>Tipo</i>	<i>Acanalada en V</i>	<i>Acanalada en V</i>
<i>Numero de gargantas</i>	<i>4</i>	<i>4</i>
<i>Tipo de fijación al eje</i>	<i>Casquillo cónico</i>	<i>Casquillo cónico</i>
<i>Masa [Kg]</i>	<i>3,8</i>	<i>30</i>

Las poleas que se seleccionaron vienen con un sistema de montaje más rápido y seguro que el usualmente utilizado por chaveta. Este sistema incorpora un casquillo cónico que se fija entre la polea y el eje. Al momento de ajustar el casquillo a la polea, este se cierra asegurando que la polea no se mueva del lugar donde se encuentra. Anteriormente esto se realizaba mediante un anillo de sujeción o con un prisionero en la parte delantera de la polea para mantenerla en su lugar. Los casquillos cónicos o bushing (**Figura 15**), presenta grandes ventajas

en relación a otros sistemas de fijación, puesto que no requieren hacerle modificaciones al eje, como en el caso de los anillos de sujeción, esto es muy conveniente para eliminar posibles concentradores de esfuerzo que pongan en riesgo la integridad del eje. Además estos elementos están diseñados para facilitar el montaje y desmontaje de la polea, brindan una mejor apariencia al sistema, no requieren mantenimiento y en general pueden ser adaptados a otros elementos como engranajes y volantes.



**Figura 15. Casquillos cónicos utilizados para fijación de las poleas**  
Fuente. <http://www.skf.com/files/870049.pdf>



**Figura 16. Casquillos cónicos utilizados para la fijación de las poleas y el volante**  
Fuente. Autores

En el **Anexo D** se encuentra las dimensiones de la polea seleccionada, en el **Anexo E** se encuentra las especificaciones de los casquillo cónicos utilizados.

## 4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ROTATIVOS

El eje es el corazón de la máquina, ya que transmite el torque y velocidad necesarios para realizar el triturado del plástico. En este se encuentran los elementos principales que permiten que el triturado se lleve de la forma que se espera, es por esto que es necesario estudiar y diseñar cada uno de tal forma que soporten las exigencias a las cuales se le va a someter.

Los elementos involucrados en esta fase de desarrollo se diseñaron y se fabricaron en su totalidad, por lo que es necesario definir el material, la geometría asociada a la resistencia, de cada uno, buscando un equilibrio entre costos y rendimiento.

No se puede tener un **factor de seguridad** único para todos los elementos asociados al eje, puesto que hay elementos que requieren ser sobre diseñados para evitar accidentes. Por consiguiente, se presenta los factores de seguridad manejados para los elementos que se consideran más críticos.

- ✓ **Eje:** Se podría decir que el eje es la columna vertebral de la máquina, en este se encuentran las cuchillas móviles, el volante de inercia y la transmisión de potencia (polea), por lo que una falla en pleno funcionamiento sería catastrófico. Para evitar esto y comprometer la seguridad del operario y/o personas cercanas, se ha decidido que el factor de seguridad adecuado al momento de diseñar debe ser igual o mayor a 2.
  
- ✓ **Cuñas:** En general las cuñas están diseñadas para fallar antes que comprometan la integridad del eje, sin embargo actualmente se ha demostrado que esto no siempre es verdad, la falla del eje se puede presentar precisamente por el chavetero, debido a que la cuña es de un material más blando, tiende a deformarse lo que puede producir micro fisuras en el eje y en general es por donde empieza a fallar. Para evitar esto se desea diseñar la

cuña de tal forma que podamos evitar grandes deformaciones, con lo que se ha decidido que se debe manejar un factor de seguridad mayor o igual a 1,7.

- ✓ **Porta cuchillas:** El porta cuchillas es un elemento estructural importante, ya que sostiene las cuchillas y las mantiene en su lugar, por tal motivo se debe manejar un factor de seguridad mayor o igual a 1,5.
- ✓ **Camisa del eje:** La camisa es donde se soldán los porta cuchillas, por lo que este elemento debe resistir todas las exigencias del triturado, es por esto que se maneja un factor de seguridad mayor o igual a 2,5.
- ✓ **Rodamientos:** Los rodamientos elegidos, adsorberán todas las fluctuaciones y cargas que la maquina pueda tener al momento de estar triturando, es por esto que este elemento debe tener un factor de seguridad mayor o igual a 2,5.

Además de las propiedades del material, hay que tener en cuenta limitantes como el precio y la disponibilidad en el mercado. Si un material es muy caro pierde todo sentido el incorporarlo al diseño, al menos que no haya otra alternativas y del mismo modo pasa si el material no es muy comercial. Las propiedades de algunos materiales de construcción se encuentran en el **Anexo A**

- ✓ **Eje:** En una trituradora las fluctuaciones de torque y fuerza sobre el eje son altas, con lo que es indispensable escoger un acero que tenga buenas propiedades mecánicas. El acero AISI 4140 y 4340 son muy utilizados en ejes sometidos a altas exigencias, el 4140 es más comercial que el 4340, sin embargo este último tiene mejor propiedades con lo que lo hace la mejor opción para el diseño del eje.
- ✓ **Cuñas:** Generalmente se utiliza acero AISI 1020 para hacer cuñas, sin embargo como se quiere que las cuñas sean resistentes se utilizara cuñas de acero AISI 1045.

- ✓ **Volante de Inercia:** El volante se hará de fundición gris por ser fácil de fabricar.
- ✓ **Cuchillas:** Las cuchillas se harán de acero de herramienta K 110, que es utilizado para fabricar herramientas de corte de gran rendimiento para trabajar madera, plástico, cerámicas, creación de moldes y herramientas de medición.
- ✓ **Porta cuchillas:** Los porta cuchillas se harán de platinas de acero comercial ASTM A-36 por la facilidad de encontrar en el mercado.
- ✓ **Camisa del eje:** La camisa del eje es barra perforada de Acero E-355.

#### 4.2.1 Diseño del volante de inercia

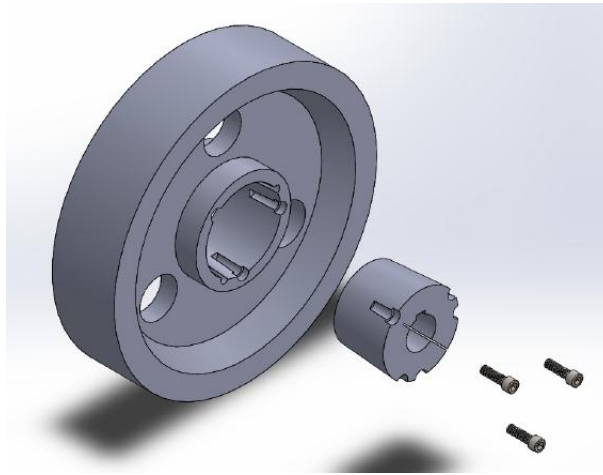
Para que el motor funcione de manera más suave, prolongar su vida útil y acelerar de manera más fácil cuando la maquina se encuentra detenida, se coloca un volante de inercia. El volante permite eliminar muchas fluctuaciones que comprometerían la vida de los rodamientos y el motor, además, permite reducir el tamaño del motor el cual está ligado a la potencia de este. Los resultados arrojados del proceso de diseño que se encuentra en el **Anexo F**. En la **Tabla 8** se presentan las características generales del volante.

**Tabla 8. Características del volante de inercia**

<i>Inercia</i> [Kg * m <sup>2</sup> ]	2,6
<i>Tipo de fijación al eje</i>	Casquillo cónico
<i>Diámetro exterior</i> [cm]	44,5
<i>Espesor máximo</i> [cm]	10,3
<i>Masa</i> [Kg]	70

Como consideraciones de diseño del volante, este no debe superar los 50 cm de diámetro exterior, debido a las limitaciones de espacio. Puesto que la inercia

depende de la masa y la geometría del volante, se diseñara en Solidworks para que cumpla con lo calculado. El volante se le adaptara el mismo sistema de fijación que la polea, es decir, con casquillo cónico, además este tendrá las mismas dimensiones que el utilizado en la polea conducida, especificados en el **Anexo D**.



**Figura 17. Montaje del volante y el casquillo cónico**  
**Fuente. Autores**

#### **4.2.2 Diseño de los porta cuchillas**

El porta cuchillas es una pieza del sistema rotatorio de la máquina, el cual se encarga de sostener y mantener fijas las cuchillas móviles mientras se realiza el triturado (**Figura 18**).

Esta pieza tiene forma triangular, sostiene 3 cuchillas simultáneamente por lo que hay 5 de estos elementos en toda la camisa del eje. Su construcción se llevó a cabo con 2 platinas triangulares de acero ASTM A36 de media pulgada de espesor y 3 platinas rectangulares del mismo acero de igual espesor, estas platinas tienen el propósito de unir las piezas triangulares soldándolas entre las dos y servir de soporte para las cuchillas.

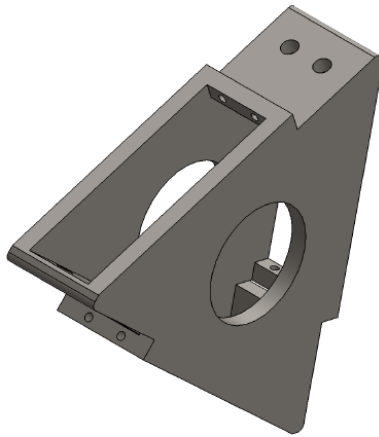


Figura 18. Porta cuchillas  
Fuente. Autores

#### 4.2.2.1 Análisis estático del porta cuchillas

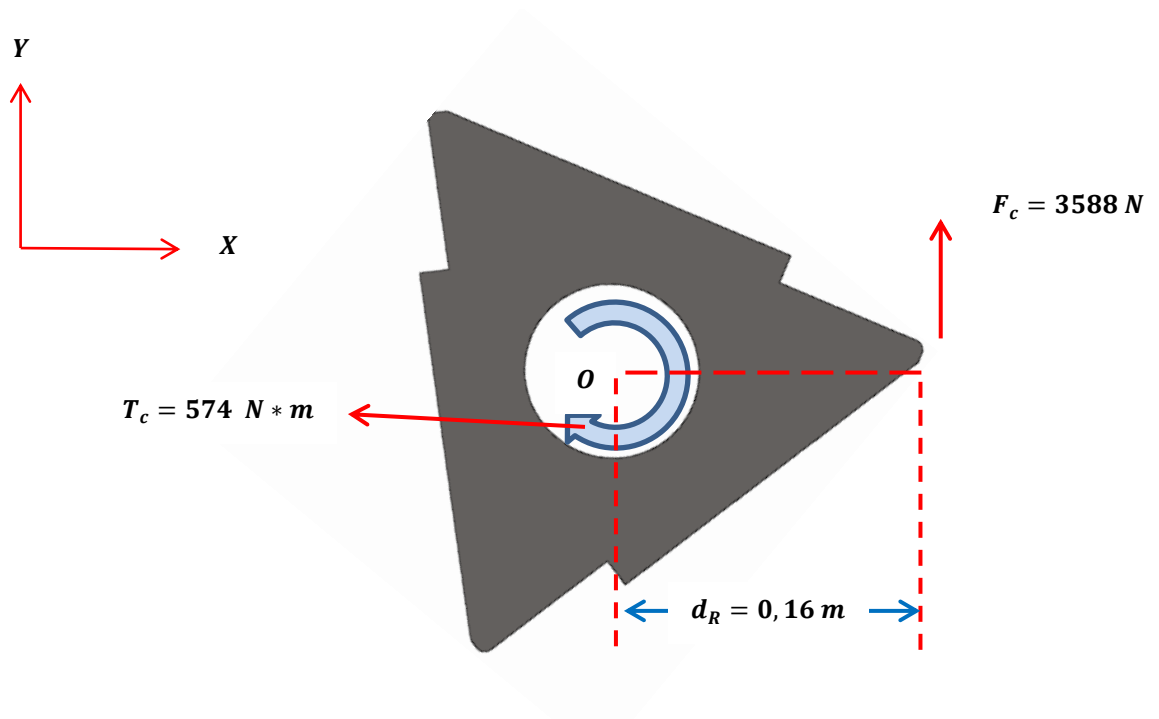


Figura 19. Torque y fuerzas que actúan sobre el porta cuchillas  
Fuente. Autores

Dónde:

$T_c$  Es el torque generado por el corte.

$F_c$  Es la fuerza resultante producida por el corte.

$d_R$  Distancia entre el centro del porta cuchillas y la punta de la cuchilla móvil.

$$\sum M_o = 0$$

$$3588 * 0,16 - 574 = 0 \quad \text{EC 6}$$

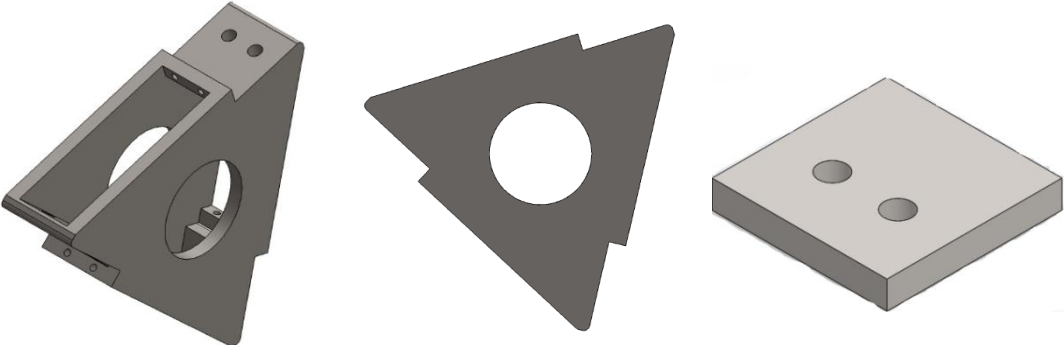
La Ecuación 6 (EC 6) está el análisis estático del porta cuchillas. Sobre este actúa el torque que se necesita para realizar el corte del material, además de la fuerza máxima prevista debido al triturado (Figura 19).

#### 4.2.2.2 Análisis de resistencia de los porta cuchillas

Este análisis se realizó utilizando las herramientas de simulación de Solidworks para garantizar que la pieza cumpla con el factor de seguridad de diseño, ver las deformaciones y desplazamientos máximos que se podrían presentar. Las propiedades del material de construcción están en el Anexo B, en la Tabla 9 están las propiedades físicas del porta cuchillas.

Tabla 9. Propiedades físicas del porta cuchillas.

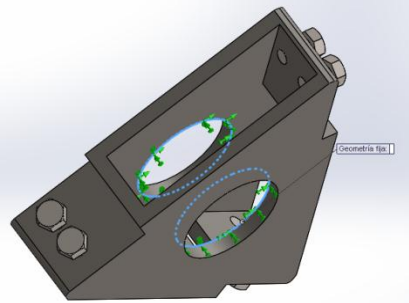
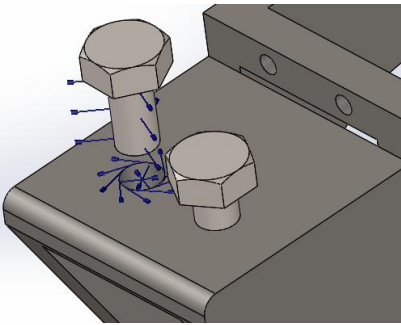
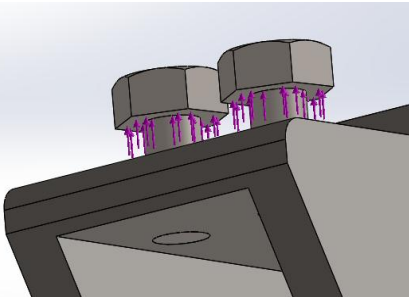
<i>Masa [kg]</i>	<i>Volumen [m<sup>3</sup>]</i>	<i>Área de superficie [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Inercia (eje de rotación) [kg * m<sup>2</sup>]</i>
<b>7,72</b>	0.00098411	0.189	0.0714



Cada análisis realizado con las herramientas de simulación de Solidworks utiliza un solucionador FFEPlus, el cual emplea técnicas de aproximación para resolver el problema. Se asume una solución y luego calcula los errores asociados, las iteraciones continúan hasta que los errores se convierten en aceptables.

La **Tabla 10** se especifica los puntos de sujeción de la pieza y las zonas donde actúan las fuerzas.

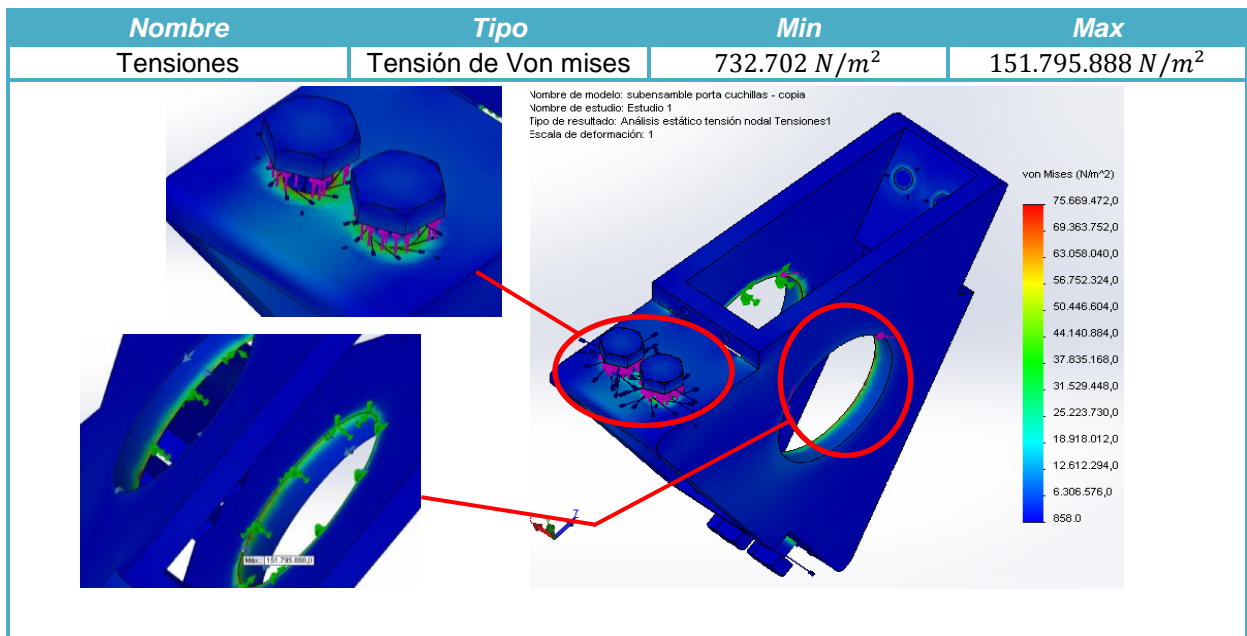
**Tabla 10. Propiedades de la simulación del porta cuchillas**

<i>NOMBRE</i>	<i>CANTIDAD</i>	<i>IMAGEN</i>	<i>DETALLES</i>
<i>Sujeciones</i>	2		Las sujeciones se harán en las aristas interiores del centro de la pieza, puesto que sobre estas es donde se hará la unión a la camisa del eje por soldadura.
<i>Conexiones</i>	6		Se realiza las conexiones entre los tornillos y el porta cuchillas: <b>Precarga:</b> 300 N*m <b>Tornillo:</b> Estándar <b>Material:</b> Acero Aleado <b>Fricción:</b> 0,2
<i>Fuerza</i>	1		<b>Entidades:</b> Cara del tornillo <b>Magnitud:</b> 3588 N <b>Valor por tornillo:</b> 1794 N <b>Dirección:</b> Perpendicular <b>Tipo de carga:</b> Tensión

NOMBRE	CANTIDAD	IMAGEN	DETALLES
Malla	-		<p>N.º de nodos 200890</p> <p>N.º de elementos 127156</p> <p>N.º de GDL 615507</p>

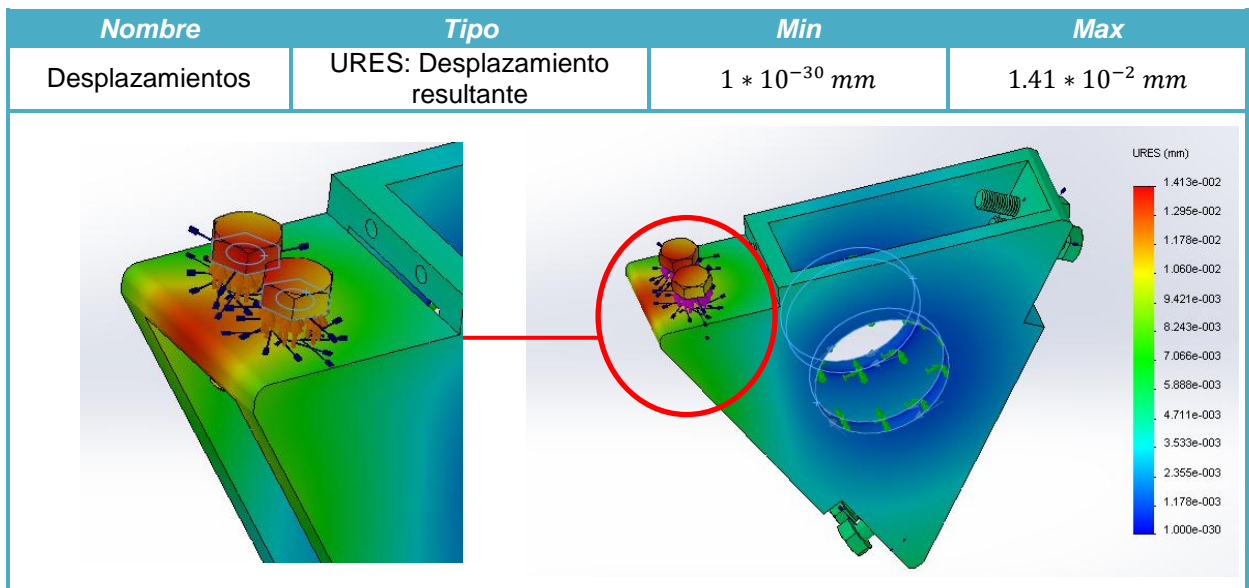
Una vez establecidos todos los parámetros de la **Tabla 10** se empieza la solución de las mallas del sólido con el solver de SolidWorks.

**Tabla 11. Resultados del análisis de tensión de Von mises del porta cuchillas**



El método de Von Mises de cortadura pura o cálculo de tensión sobre la pieza, que es criterio para materiales dúctiles o criterio de fallo elástico, dio como resultado que la pieza no va a sufrir ningún fallo. Como se observa en la **Tabla 11**, las tensiones máximas sobre la pieza no superan el límite elástico del material. El análisis arrojó lo que se esperaba, las tensiones máximas se presentan en el centro de la pieza donde se encuentra la unión con la camisa del eje y en los agujeros rosados de la platina que sirve de soporte para las cuchillas. Las tensiones más altas están representadas por un color rojo brillante mientras las más bajas con un azul oscuro, las demás tensiones entre estos límites están representadas por colores de diferentes tonalidades mostradas en la **Tabla 11**.

**Tabla 12. Resultados del análisis de desplazamiento del porta cuchillas**



En La **Tabla 12** se observa los desplazamientos que puede sufrir la pieza después de infinitos ciclos de trabajo. Los mayores desplazamientos se encuentran en la platina de soporte de las cuchillas, puesto que estas absorben toda la fuerza generada por el triturado del material. Los desplazamientos se hacen más grandes a medida que se alejan de la sujeción o de la parte central de la pieza. Las zonas

con mayor desplazamiento están en color rojo brillante, mientras la de menor desplazamiento en un azul claro.

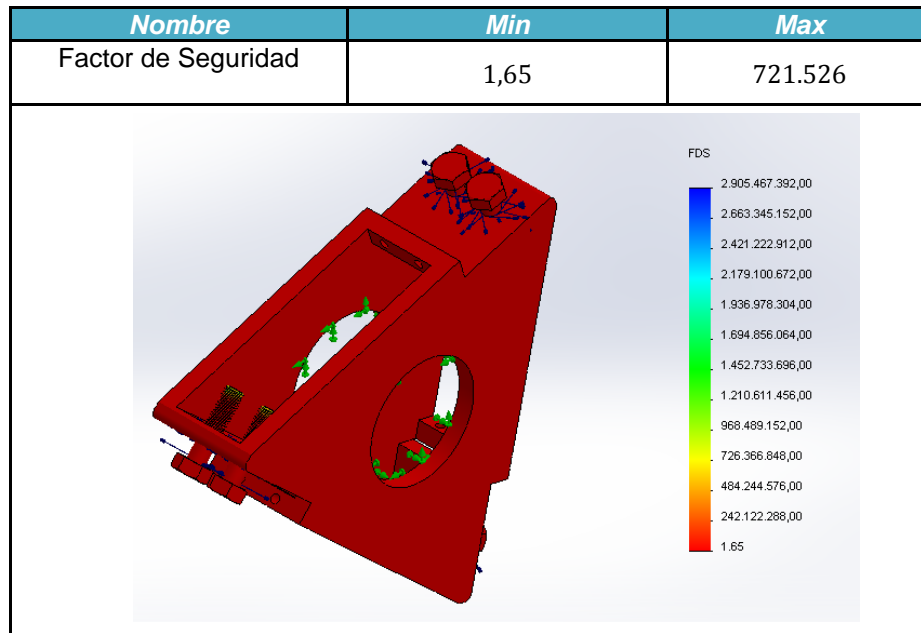
**Tabla 13. Resultados del análisis de deformaciones unitarias del porta cuchillas**

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min</i>	<i>Max</i>
Desplazamientos	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	$8.49 * 10^{-13}$	$6.37 * 10^{-4}$

En la **Tabla 13** se observa las deformaciones debido a los esfuerzos producidos por las cargas que actúan sobre toda la pieza. Las mayores deformaciones se presentan en el centro de la pieza, donde se encuentra la unión con la camisa del eje, aunque estos puntos no son críticos y no compromete la integridad estructural de la pieza. Las mayores deformaciones están representadas en un color rojo brillante, mientras las menores por un azul oscuro.

En la **Tabla 14** se muestra el factor de seguridad mínimo y máximo, los cuales cumplen con las condiciones de diseño definidos para la pieza. Como no se sabe a ciencia cierta las fluctuaciones de carga que se puedan dar en el triturado, es mejor que la pieza se encuentre sobre diseñada para evitar fallas estructurales por situaciones no previstas.

**Tabla 14. Factor de Seguridad del porta cuchillas**



#### 4.2.3 Diseño de las cuñas

Se van a utilizar cuñas de iguales dimensiones para el volante de inercia y para la polea conducida, además de 4 cuñas que mantendrán fija la camisa donde se encuentran los porta cuchillas y el eje. En el **Anexo G** se encuentran los cálculos realizados para dimensionar las cuñas. En la **Tabla 15** se encuentran las dimensiones de las cuñas que se van a utilizar y su material.

**Tabla 15. Medidas de las cuñas de la polea conducida, volante y la camisa del eje**

	<i>Cuña Polea</i>	<i>Cuña Volante</i>	<i>Cuña camisa</i>
<i>Alto [mm]</i>	10	10	10
<i>Ancho [mm]</i>	15	15	10
<i>Largo [mm]</i>	70	70	55

#### 4.2.4 Diseño de la camisa del eje

Cuando se unen elementos directamente sobre el eje con soldadura, cabe la posibilidad de que este se doble o se deforme si esta se aplicada muy rápido o de forma inadecuada, además si se tiene que quitar un elemento soldado implicaría cortes y magulladuras que no son deseables en el eje. Por esta razón los porta cuchillas se colocan sobre una camisa, con esto se garantiza que el eje no sufra deformaciones durante el proceso de montaje y soldadura. La **Figura 20** muestra el montaje de la camisa sobre el eje y el posicionamiento de los porta cuchillas

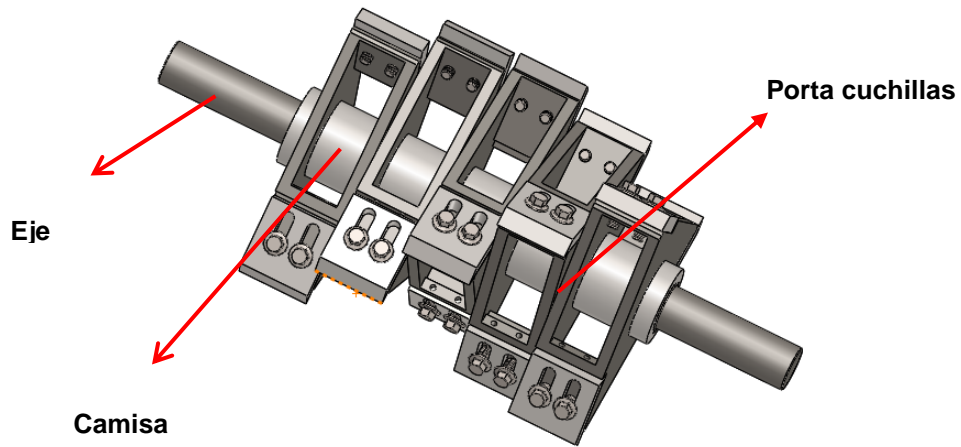


Figura 20. Camisa del eje y posicionamiento de los porta cuchillas  
Fuente. Autores

##### 4.2.4.1 Análisis estático de la camisa

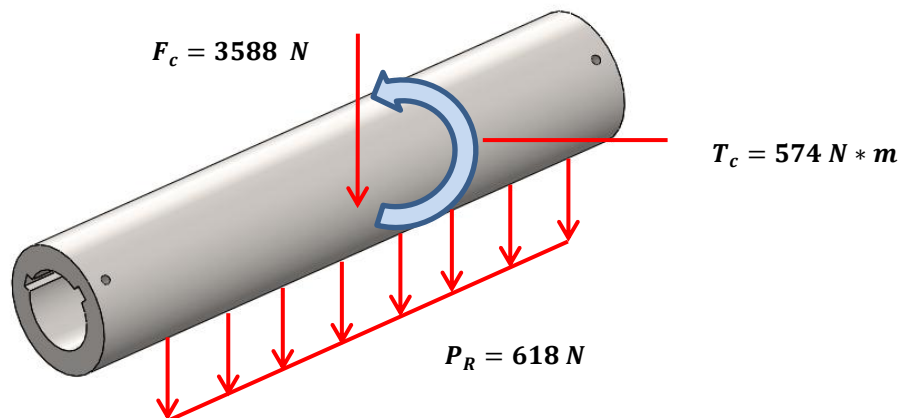


Figura 21. Torque y fuerzas que actúan sobre sobre la camisa del eje  
Fuente. Autores

Dónde:

- $T_c$  Es el torque generado por el corte
- $F_c$  Es la fuerza producida por el corte
- $P_R$  Es el peso de los porta cuchillas y la camisa

#### 4.2.4.2 Análisis de resistencia de la camisa del eje

Para esta pieza se recurrirá nuevamente al simulador de Solidworks para garantizar que la pieza cumpla con el factor de seguridad establecido en las condiciones de diseño. Las propiedades del material de construcción están en el **Anexo B**, en la **Tabla 16** están las propiedades físicas y las dimensiones generales de la camisa, la **Tabla 17** las propiedades de la simulación realizada. Para el análisis de resistencia se tendrá en cuenta la fuerza y el torque generado al momento del corte, además del peso del conjunto de porta cuchillas y cuchillas. Debemos tener presente que estas cargas se transmiten por el área de contacto entre la camisa y los porta cuchillas, lo cual implica limitaciones al momento de realizar la simulación. La posición de los porta cuchillas es también un factor que se tendrá en cuenta, puesto que a ciencia cierta no se sabe cuál de estos pueda generar mayores esfuerzos sobre la camisa.

**Tabla 16. Propiedades físicas y dimensiones generales de la camisa**


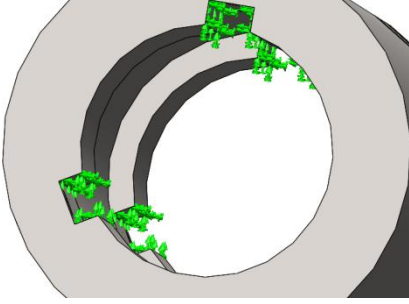
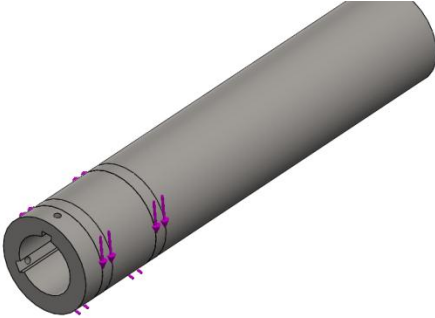
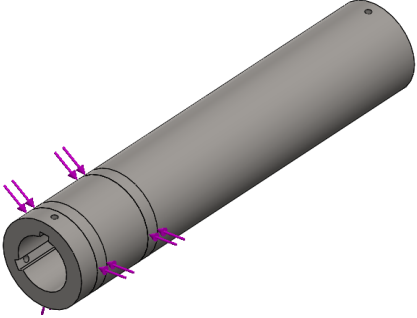
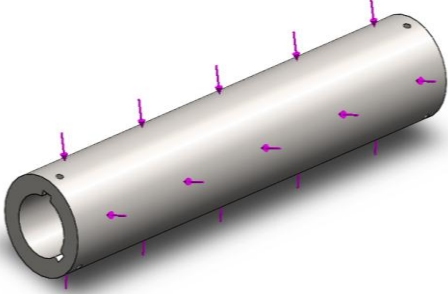
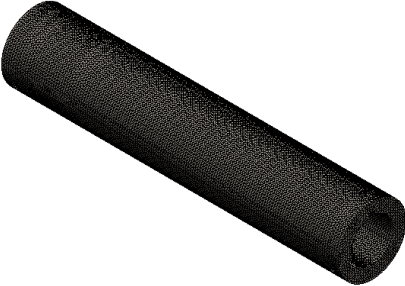
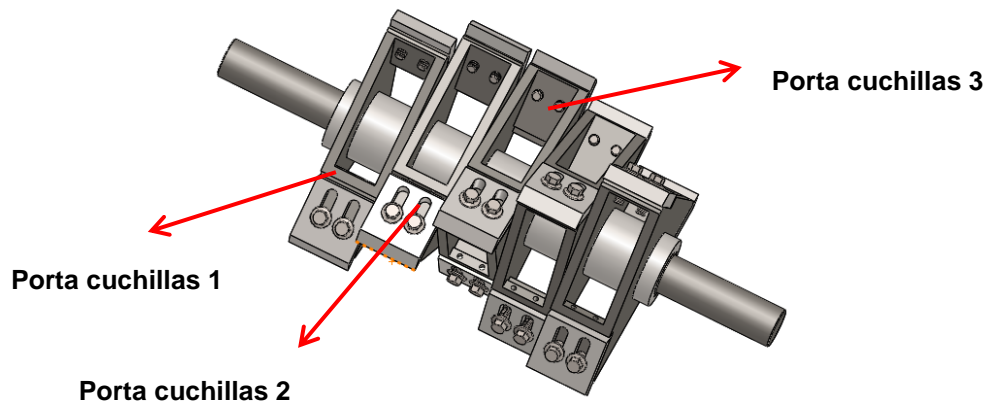
<i>Masa [kg]</i>	<i>Volumen [m<sup>3</sup>]</i>	<i>Área de superficie [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Inercia (eje de rotación) [kg * m<sup>2</sup>]</i>
10,92	0.0013995	0.222818	0.0159235
<i>Longitud[mm]</i>	442		
<i>Diámetro Interior [mm]</i>	55		
<i>Diámetro exterior [mm]</i>	88,9		

Tabla 17. Propiedades de la simulación de la Camisa

NOMBRE	CANTIDAD	IMAGEN	DETALLES
<b>Sujeciones</b>	4		<p>Las sujeciones se harán en los cuñeros, puesto que es en esta parte donde se transmite el torque del eje a la camisa y viceversa, por lo que representan un punto fijo entre ambas pieza.</p>
<b>Torques</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Área de contacto entre el porta cuchillas y la camisa</p> <p><b>Magnitud:</b> 574 N*m</p> <p><b>Dirección:</b> Anti horario</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Torsión</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Área de contacto entre el porta cuchillas y la camisa</p> <p><b>Magnitud</b> 3588 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<b>Fuerza distribuida</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Área superficial de la camisa</p> <p><b>Magnitud</b> 618 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>

<p><i>mall</i></p>	<p>-</p>		<p>N.º de nodos:475202  N.º de elementos: 319696  N.º de GDL:1418286</p>
--------------------	----------	--	--

Una vez establecidos los parámetros de la **Tabla 17** se empieza la solución de las mallas del sólido con el solver de SolidWorks. Para esta pieza se realizarán varios estudios de resistencia donde se evaluará el efecto que tiene la posición de los porta cuchillas y los esfuerzos que se producen sobre la camisa. En la **Figura 22** se muestra la posición de los porta cuchillas donde se hará el análisis de resistencia de la camisa.

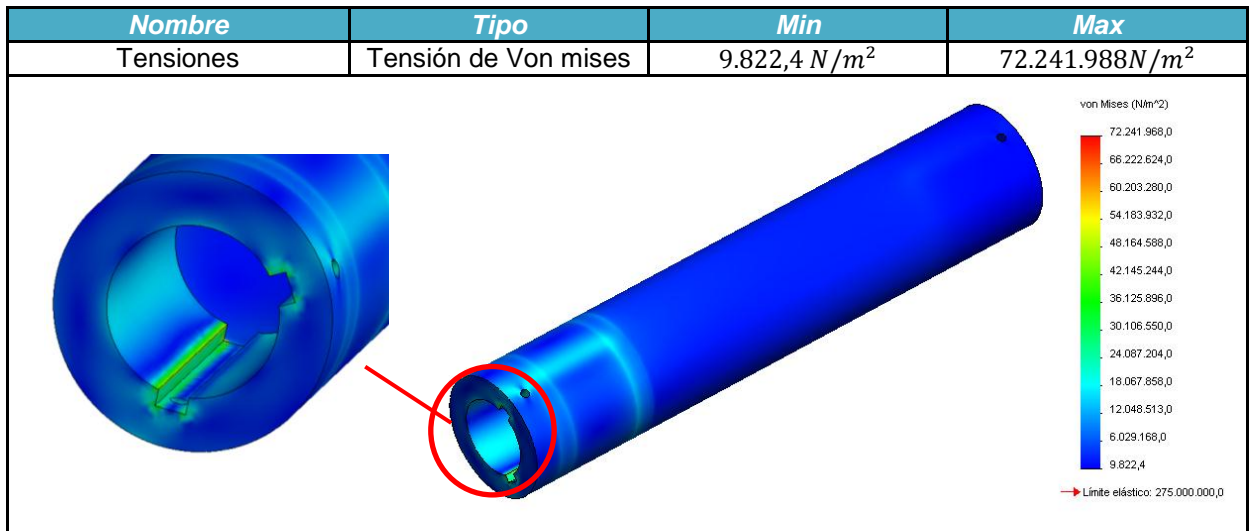


**Figura 22. Porta cuchillas de referencia para el análisis de resistencia**  
Fuente. Autores

#### 4.2.4.3 Análisis de resistencia porta cuchillas 1

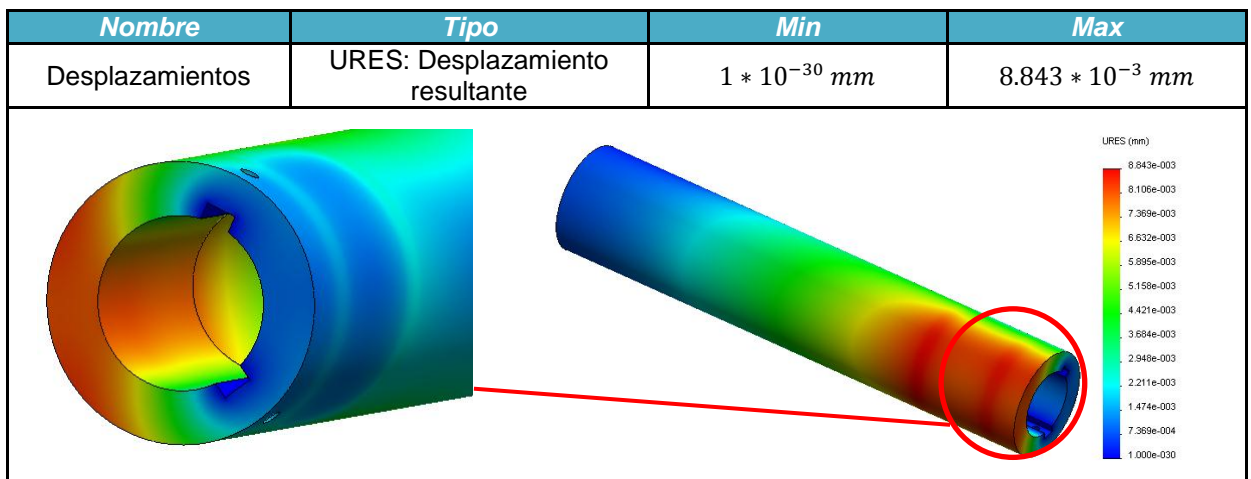
Esta porta cuchillas se encuentra sobre el área que está en contacto entre el eje y la camisa lo que permite disminuir los esfuerzos que sufre la camisa en su estructura general.

**Tabla 18. Análisis de tensión de Von misses sobre la camisa con el porta cuchillas 1**



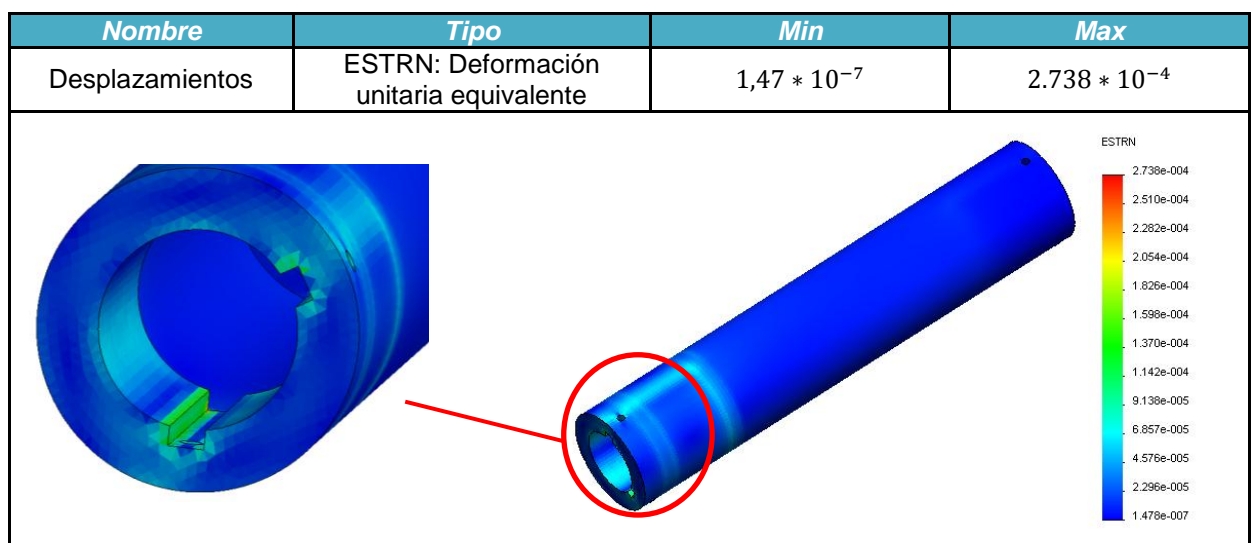
El método de Von Misses de cortadura pura, dio como resultado que la pieza no va a sufrir ningún fallo. Como se observa en la **Tabla 18**, las tensiones máximas sobre la pieza no superan el límite elástico del material (**Anexo B**). Las tensiones máximas se presentan en los chaveteros, puesto que es en estos puntos donde se transmite el torque desde el eje, además los agujeros utilizados para los prisioneros de las chavetas son también concentradores de esfuerzos importantes en la camisa.

**Tabla 19. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 1**



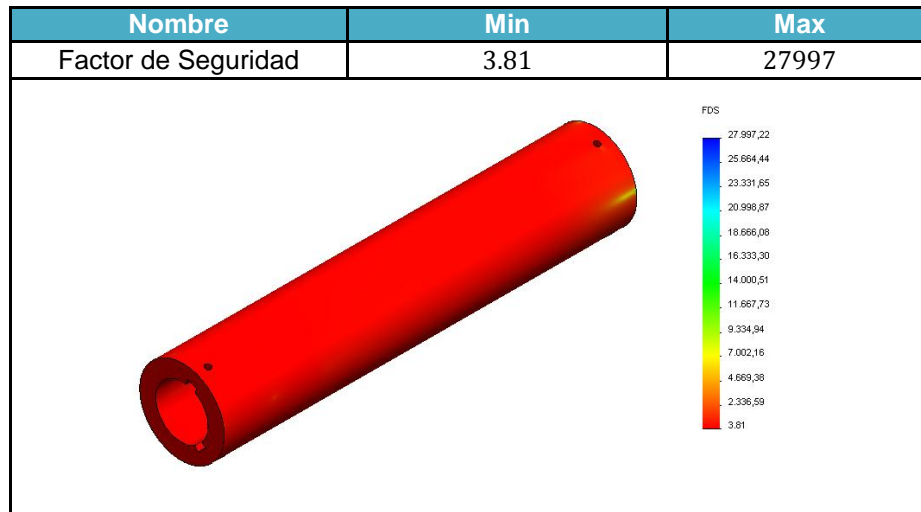
En la **Tabla 19** se observa los desplazamientos que puede sufrir la pieza después de infinitos ciclos de trabajo. Los mayores desplazamientos se encuentran en el área opuesta a los chaveteros, debido a que carece de soporte, a diferencia de la zona donde se encuentra las cuñas donde se presentan los desplazamientos más pequeños. Las zonas con mayor desplazamiento están en color rojo brillante, mientras la de menor desplazamiento en un azul claro.

**Tabla 20. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 1**



En la **Tabla 20** se puede observar las deformaciones de la pieza debido a los esfuerzos producidos por las cargas que actúan sobre toda la pieza. Las mayores deformaciones se presentan en los chaveteros de camisa, las deformaciones en estos puntos pueden ser críticas debido a que puede generar grandes esfuerzos sobre el eje, sin embargo los resultados de la simulación arrojaron que las deformaciones están en el rango aceptable por lo que no compromete la integridad estructural de la pieza. Las mayores deformaciones están representadas en un color rojo brillante, mientras las menores por un azul oscuro.

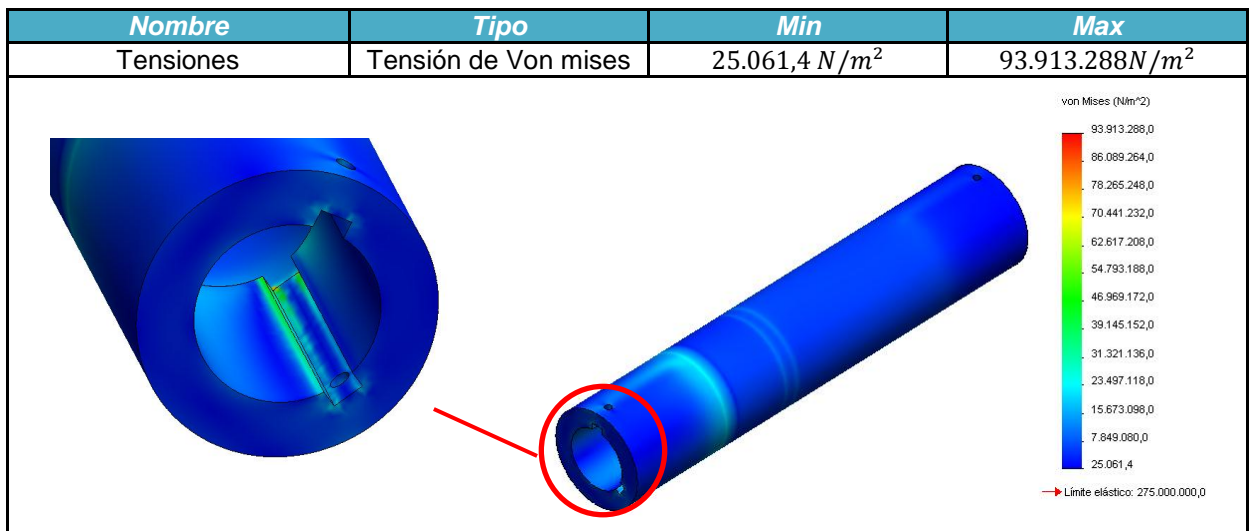
**Tabla 21. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 1**



En la **Tabla 21** se muestra el factor de seguridad mínimo y máximo, los cuales cumplen con las condiciones de diseño definidos para la pieza.

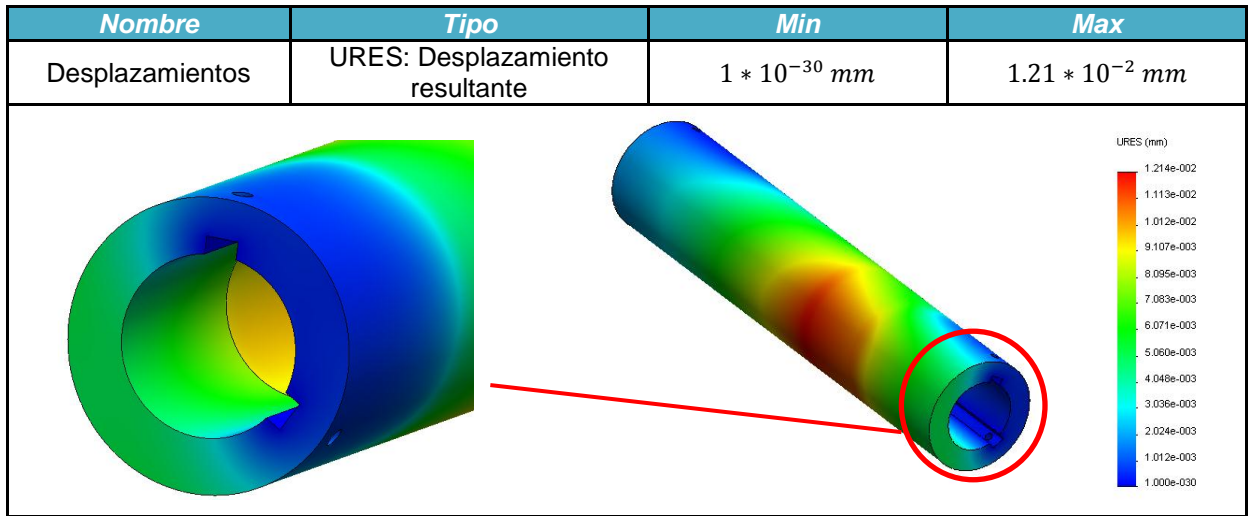
#### 4.2.4.4 Análisis de resistencia porta cuchillas 2

**Tabla 22. Análisis de tensión de Von mises sobre la camisa con el porta cuchillas 2**



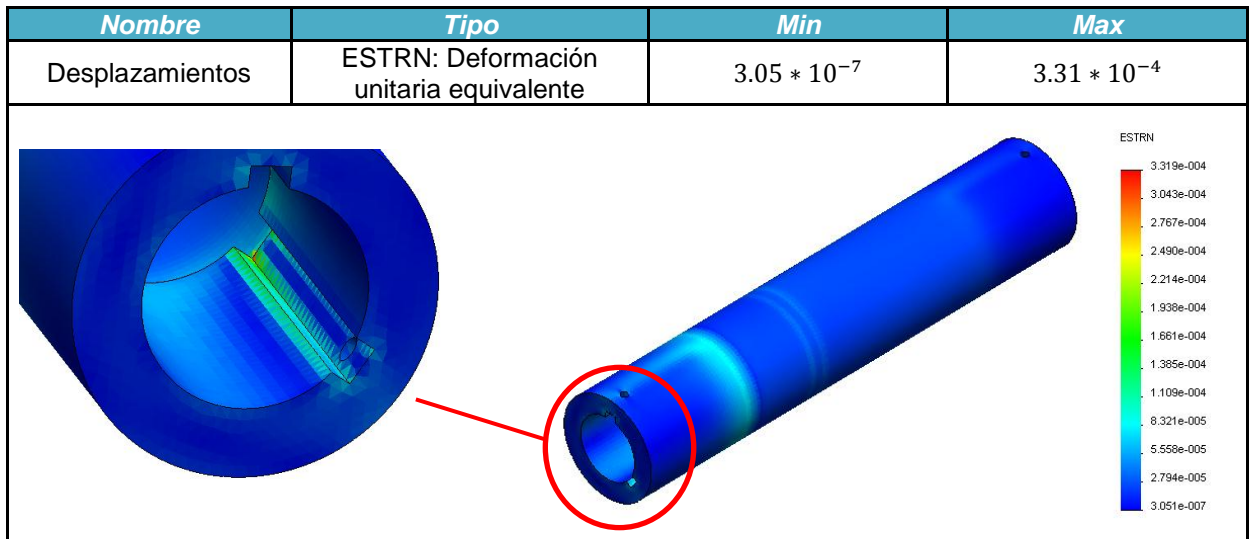
En la **Tabla 22** se observa que las tensiones máximas sobre la pieza no superan el límite elástico del material (**Anexo B**). Las tensiones máximas se presentan en los chaveteros, que es consecuente a lo visto con la porta cuchillas 1 (**Tabla 18**).

**Tabla 23. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 2**



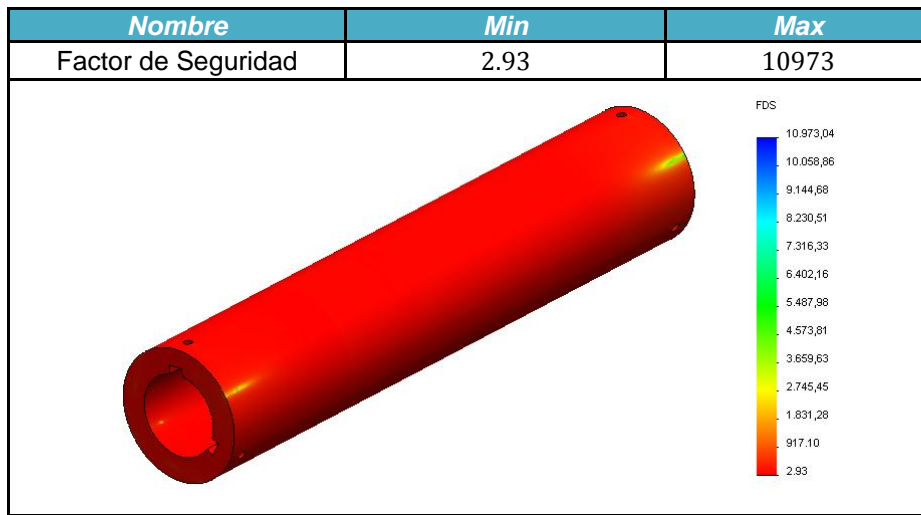
En La **Tabla 23** se observa que los mayores desplazamientos se encuentran en el área opuesta a los chaveteros que es consecuente con el análisis del porta cuchillas 1, sin embargo son de mayor magnitud.

**Tabla 24. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 2**



En la **Tabla 24** se puede observar que las mayores deformaciones se presentan en los chaveteros de camisa lo cual es consecuente con el análisis del porta cuchillas 1.

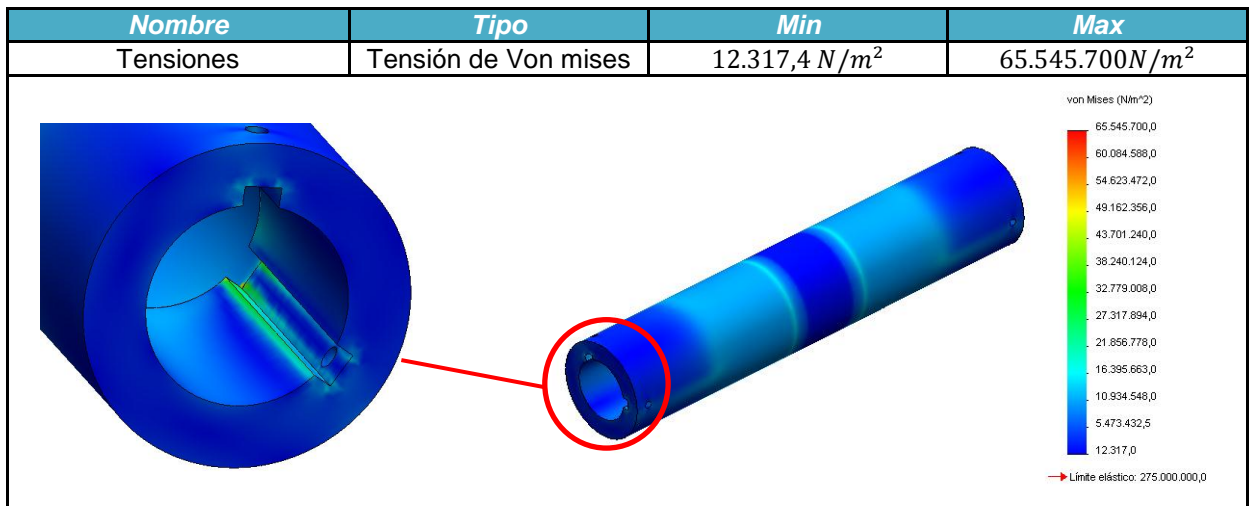
**Tabla 25. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 2**



En la **Tabla 25** se muestra el factor de seguridad mínimo y máximo, los cuales cumplen con las condiciones de diseño definidos para la pieza.

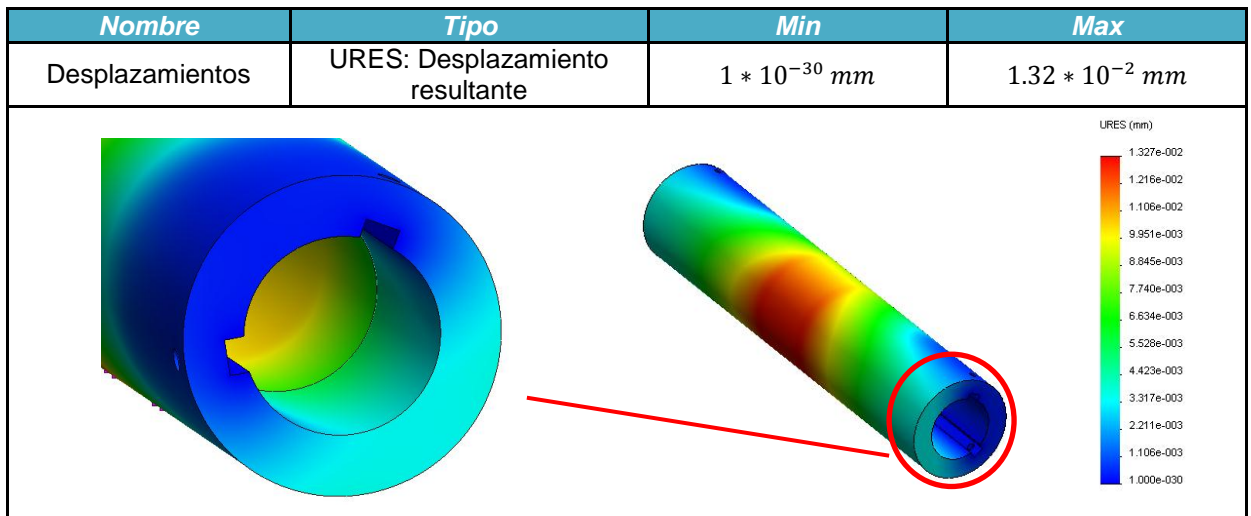
#### 4.2.4.5 Análisis de resistencia porta cuchillas 3

**Tabla 26. Análisis de tensión de Von Misses sobre la camisa con el porta cuchillas 3**



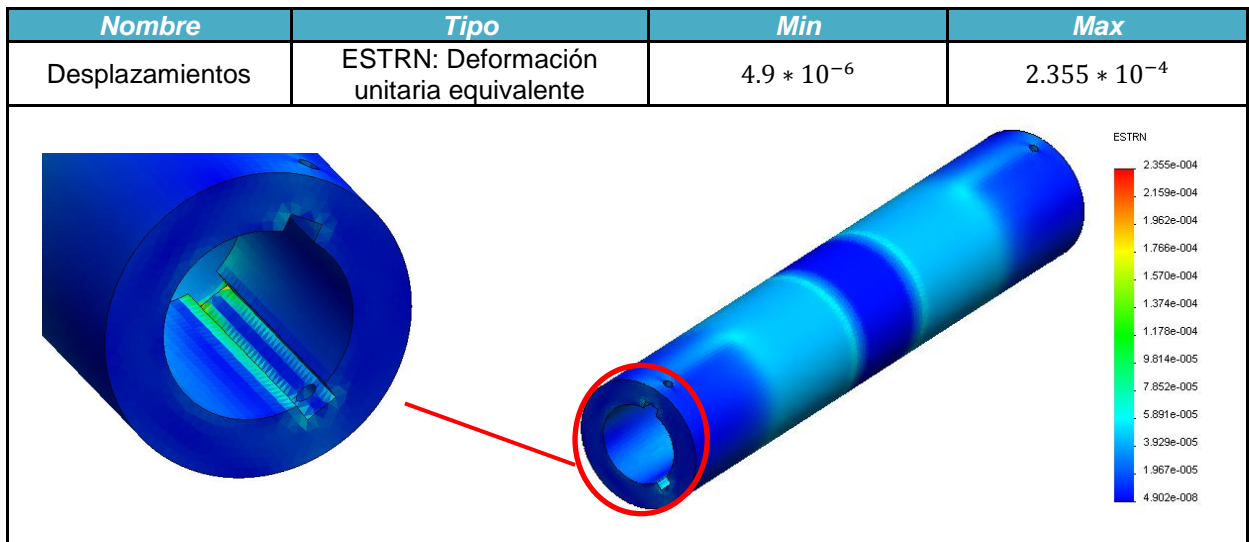
En la **Tabla 26** se observa que las tensiones máximas siguen estando en el chavetero de la camisa, que es consecuente con los análisis realizados a los porta cuchillas 1 y 2. El porta cuchillas 3 se encuentra en la posición central de la camisa, lo que implica que no tiene un apoyo fijo ni está cerca de uno, debido a que esta sección no está en contacto con el eje ni tiene sujeciones fijas a este, como el caso de sus extremos que tiene chavetas. Debido a esto las tensiones se generan sobre toda la sección central como se puede ver en la figura de la **Tabla 26**, sin embargo como esta sección tiene mayor libertad de deformación, las tensiones que se generan son pequeñas en comparación a las experimentadas en los análisis anteriores.

**Tabla 27. Análisis de desplazamiento de la camisa con el porta cuchillas 3**



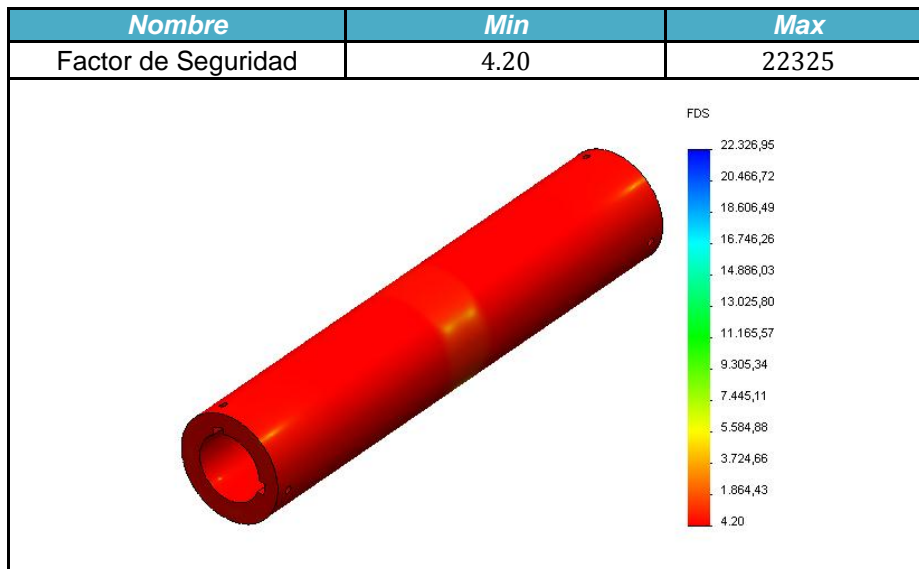
En la **Tabla 27** se observa que se generan los mayores desplazamientos que en los otros análisis, como habíamos mencionado anteriormente la sección central de la camisa no está apoyada sobre el eje, permitiendo más libertad para desplazarse.

**Tabla 28. Análisis de deformaciones unitarias de la camisa con el porta cuchillas 3**



En la **Tabla 28** se puede observar las mayores deformaciones en las chavetas de la camisa y siguen el mismo patrón de las tensiones de Von Mises de la **Tabla 26**.

**Tabla 29. Factor de Seguridad de la camisa con el porta cuchillas 3**



Se analizaran 3 porta cuchillas, puesto que los otros tendrán el mismo comportamiento por ser simétricos a los 2 primeros. La **Tabla 30** se muestra los resultados de los análisis, donde se podrá tener una visión más clara sobre que porta cuchillas compromete más la integridad estructural de la camisa.

**Tabla 30. Resultados de los análisis de resistencia para la posición de los porta cuchillas**

	<i>Porta cuchillas 1</i>	<i>Porta cuchillas 2</i>	<i>Porta cuchillas 3</i>
<i>Tensión de Von mises [N/m<sup>2</sup>] máximo</i>	72.241.988	93.913.288	65.545.700
<i>Desplazamiento [mm] máximo</i>	$8.843 * 10^{-3}$	$1.21 * 10^{-2}$	$1.32 * 10^{-2}$
<i>Deformación unitaria equivalente máximo</i>	$2.738 * 10^{-4}$	$3.31 * 10^{-4}$	$2.355 * 10^{-4}$
<i>Factor de Seguridad mínimo</i>	3.81	2.93	4.20

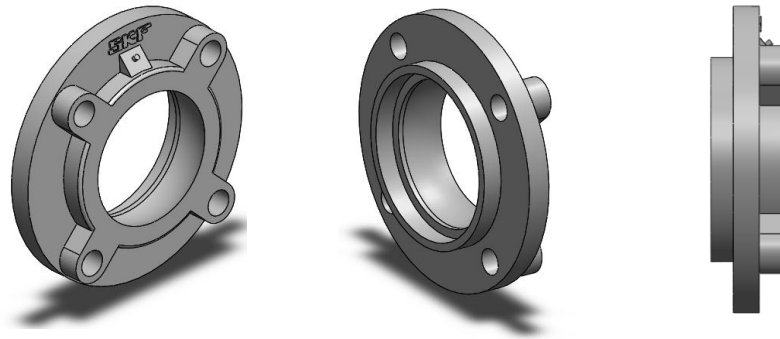
De la **Tabla 30** se ver el porta cuchillas 2 y es el que compromete más la integridad de la camisa, especialmente si lo relacionamos con el factor de seguridad y las tensiones que generan sobre esta. Así los resultados muestran que la camisa aun en su sección más crítica cumple con el factor de seguridad definido en las especificaciones de diseño para esta pieza.

#### **4.2.5 Selección y dimensionamiento de los rodamientos y unidades de soporte**

La unidad de rodamiento seleccionada fue un tipo brida circular (**Figura 23**), Debido a sus características, se emplean especialmente en maquinaria agrícola, de la construcción, textil, cintas transportadoras, maquinaria para la industria del envasado y la construcción de aparatos. Este tipo de soporte con su respectivo rodamiento presenta las siguientes ventajas:

- ✓ Es de fácil montaje y desmontaje, ahorra tiempo en mantenimiento.

- ✓ Ahorra espacio, porque está montado directamente sobre el bastidor de la máquina.
- ✓ Este tipo de soporte con su respectivo rodamiento son auto-alineados, pueden ajustarse correspondientemente al hueco esférico del soporte. De esta forma se compensan los errores de alineamiento hasta de  $6^\circ$ .
- ✓ En condiciones de funcionamientos normales, estos rodamientos no necesitan mantenimiento. Sin embargo, en casos extremos, puede llevarse a cabo un correspondiente re-engrasado.



**Figura 23. Soporte tipo brida redondo**  
**Fuente. Autores**

Debe tenerse en cuenta que estos soportes no permiten desplazamientos axiales, es decir, no son adecuados para rodamientos de montaje libre.

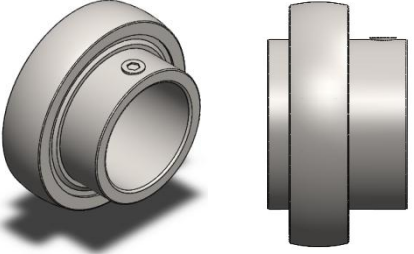
La carga radial crítica está en el apoyo B con  $3787\text{ N}$  o  $3,787\text{ kN}$  (**Anexo J**). En el **Anexo K** la carga dinámica del rodamiento seleccionado es de  $35,1\text{ kN}$ , con lo que tenemos un factor de seguridad de 9,2. El estar sobre diseñado en los rodamientos está influenciado por:

- ✓ Como el eje tiene un diámetro nominal de  $2,25\text{ in}$  o  $57,15\text{ mm}$ , elegir un rodamiento más pequeño significaría desbastar significativamente el eje, algo no muy deseado ya que esto aumenta los costos de mecanizado, además se perdería mucho material y debilitaría el eje en la sección del rodamiento.

- ✓ El soporte escogido, solo trabaja con una clase especial de rodamiento diseñado específicamente para este, con lo cual no se puede cambiar.
- ✓ Las fluctuaciones de carga en la máquina son grandes y a ciencia cierta no se conoce que tipo de sobrecargas puedan ocurrir o la magnitud de las fuerzas axiales que se puedan presentar por la geometría del material que se está triturando, es por esto que estar sobre diseñado garantiza que los rodamientos no sufran fallas prematuras.

En la **Tabla 31** se especifica las capacidades y dimensiones generales del rodamiento y su referencia, el **Anexo K** están las dimensiones generales del rodamiento y el soporte seleccionado.

**Tabla 31. Características del rodamiento seleccionado**

<i>Díámetro Nominal [mm]</i>	50	
<i>Tipo</i>	Bolas	
<i>Carga dinámica [kN]</i>	35,1	
<i>Carga dinámica [kN]</i>	23,2	

#### 4.2.6 Diseño del eje

En la **Figura 24** se muestra las fuerzas que actúan sobre el eje, el torque generado por el motor, el volante y el necesario para el corte del material

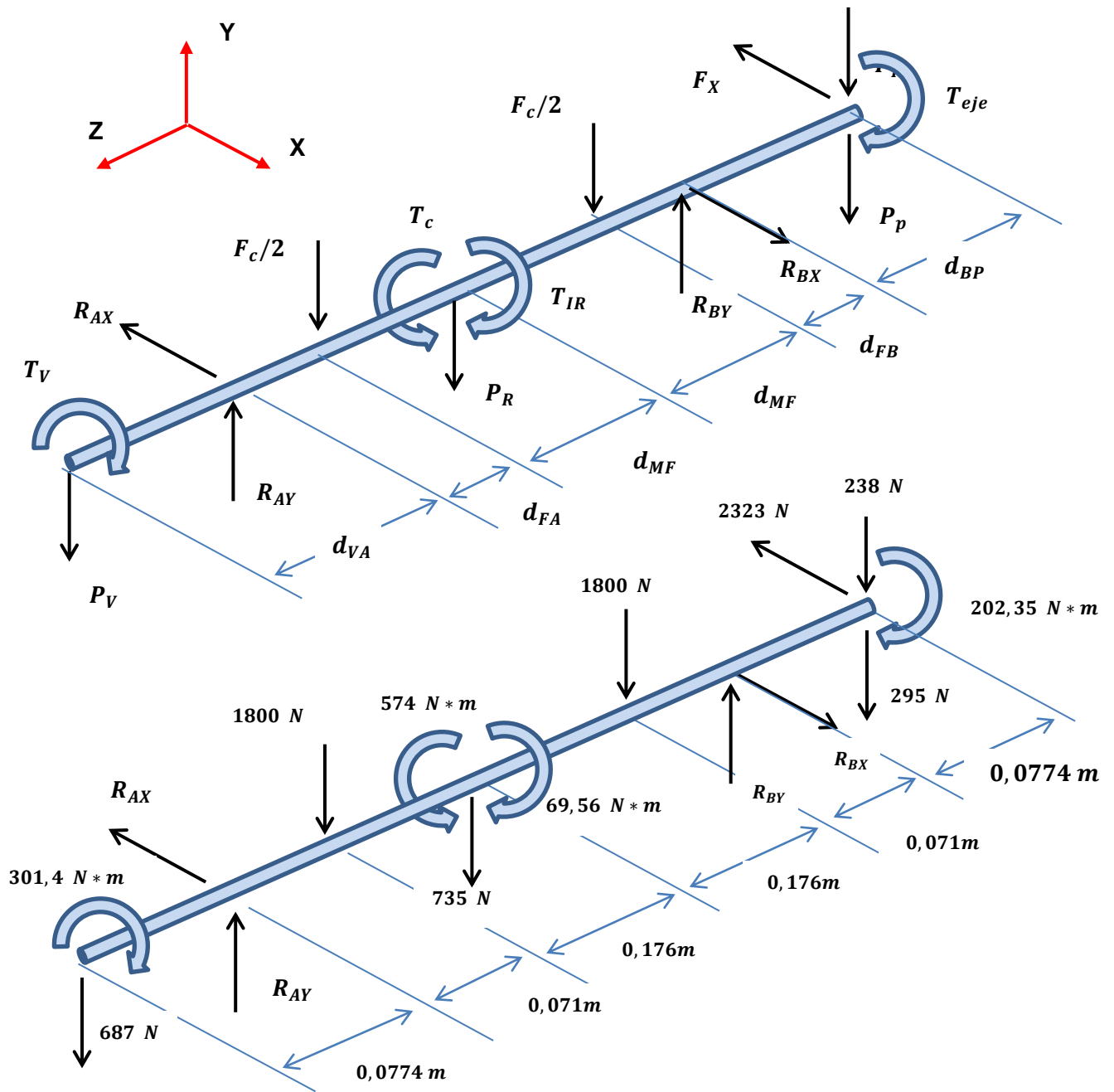


Figura 24 Distribución de fuerzas y torques sobre el eje  
Fuente Autores

Dónde:

$T_{eje}$	Torque transmitido al eje
$F_x$	Fuerza transmitida por la polea en la dirección X
$F_y$	Fuerza transmitida por la polea en la dirección Y
$P_p$	Peso de la polea
$R_{BX}$	Reacción del apoyo B en la dirección X
$R_{BY}$	Reacción del apoyo B en dirección Y
$F_C$	Fuerza generada por el corte
$T_C$	Torque necesario para el corte
$T_{IR}$	Torque generado por la inercia del rotor
$P_R$	Peso del rotor
$R_{AX}$	Reacción del apoyo A en la dirección X
$R_{AY}$	Reacción del apoyo A en dirección Y
$T_V$	Torque generado por el volante
$P_V$	Peso del volante
$T_m$	Es el torque aportado por el motor.

Como todo el sistema sufre la misma desaceleración por el corte, se puede hacer una relación entre el torque que aporta el volante y el rotor por inercia de la siguiente forma:

$$T_c = T_m + T_v + T_{IR} \quad EC 7$$

$$T_v + T_{IR} = 574 - 203 = 371 \text{ N} * m$$

$$T_v = \frac{1}{2} * I_v * \Delta w_v^2 \quad EC8$$

$$T_{IR} = \frac{1}{2} * I_{IR} * \Delta w_v^2 \quad EC9$$

$$\frac{T_v}{T_{IR}} = \frac{I_v}{I_{IR}} = \frac{2,6}{0,6} = 4,33 \quad EC10$$

$$T_v = 4,33 T_{IR} \quad EC 11$$

$$4,33 T_{IR} + T_{IR} = 371 \text{ N} * m$$

$$T_{IR} = \frac{371}{5,33} = 69,56 \text{ N} * m$$

$$T_V = 4,33 * 69,56 = 301,433 N * m$$

La **Ecuación 7 (EC 7)** se estima que el torque necesario para el corte es la suma del torque aportado por el motor  $T_m$  el torque aportado por el volante de inercia  $T_v$  y el torque aportado por la inercia del rotor  $T_{IR}$ .

La **Ecuación 8 y 9** es la forma en que se calcula el torque producido por el volante y el rotor por la desaceleración del sistema al momento del choque.

La **Ecuación 10 (EC 10)** es la relación de torques del volante y el rotor que tienen la misma desaceleración.

Realizamos la sumatoria de fuerzas en el plano ZY – XZ y la sumatoria de momentos en el apoyo A para encontrar las componentes de las fuerzas en los apoyos.

$$\sum F = 0 \text{ plano } Z - Y$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 687 + 735 + 1800 * 2 + 238 + 295 = 5555 N \quad EC 12$$

$$\sum F = 0 \text{ plano } X - Z$$

$$R_{BX} = R_{AX} + 2323 \quad EC 13$$

$$\sum M_A \cup + \text{Plano } Z - Y$$

$$1800 * 0,071 + 735 * 0,247 + 1800 * 0,423 + 533 * 0,572 = R_{BY} * 0,494 + 687 * 0,0774 \quad EC 14$$

$$\sum M_A \cup + \text{Plano } X - Z$$

$$R_{BX} * 0,494 = 2323 * 0,572 \quad EC 15$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones de 4 x 4:

$$R_{AY} = 2878 \text{ N} \quad R_{AX} = 367 \text{ N} \quad R_{BX} = 2690 \text{ N} \quad R_{BY} = 2677 \text{ N}$$

El análisis anterior solo es válido para los choques ocurridos en la parte frontal de la máquina, ahora debemos analizar los choques que ocurren casi al mismo tiempo en la parte posterior.

Para este análisis se estima que la fuerza necesaria para el corte se reduce en un cuarto (1/4) y su dirección cambia por lo que la nueva fuerza requerida para triturar el material se:

$$F_c = \frac{3600 * 3}{4} = 2700 \text{ N} \quad \text{EC 16}$$

Por lo que debemos hacer nuevamente el cálculo de las fuerzas en los apoyos siguiendo el patrón de distribución mostrado en la **Figura 25**. También se tiene que calcular nuevamente la relación de torques producida por el volante de inercia y el rotor, utilizando las **Ecuaciones 7, 8, 9, 10** nuevamente.

$$T_c = T_m + T_v + T_{IR}$$

$$T_v + T_{IR} = 431 - 203 = 228 \text{ N} * m$$

$$\frac{T_v}{T_{IR}} = \frac{I_v}{I_{IR}} = \frac{2,6}{0,6} = 4,33$$

$$T_v = 4,33 T_{IR}$$

$$4,33 T_{IR} + T_{IR} = 228 \text{ N} * m$$

$$T_{IR} = \frac{228}{5,33} = 42.77 \text{ N} * m$$

$$T_v = 4,33 * 42.77 = 185.22 \text{ N} * m$$

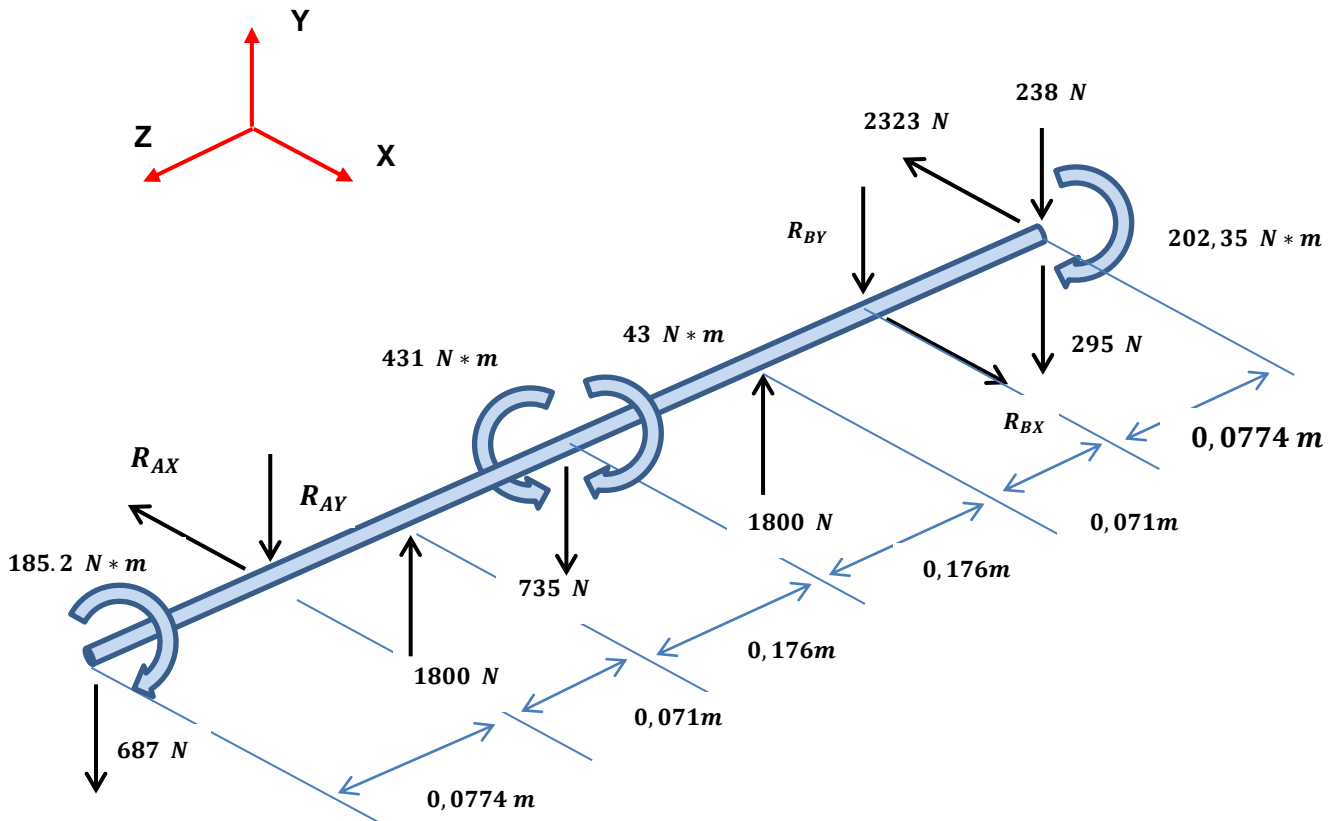


Figura 25 Distribución de fuerzas y torques sobre el eje con el corte del lado posterior  
Fuente Autores

$$\sum F = 0 \text{ plano } Z - Y$$

$$2700 = R_{AY} + R_{BY} + 1955 \quad EC 18$$

$$\sum F = 0 \text{ plano } X - Z$$

$$R_{BX} = R_{AX} + 2323 \quad EC 19$$

$$\sum M_A \cup + \text{Plano } Z - Y$$

$$1350 * 0.071 + 1350 * 0.423 + 687 * 0,0774 = 735 * 0.247 + R_{BY} * 0,494 + 533 * 0.572 \quad EC20$$

$$\sum M_A \cup + \text{Plano } X - Z$$

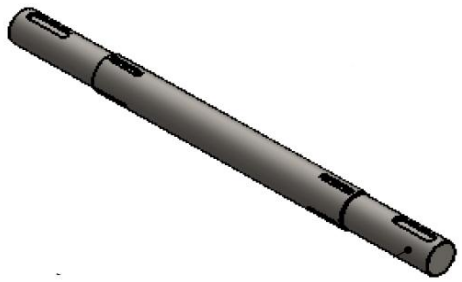
$$R_{BX} * 0,494 = 2323 * 0,572 \quad \text{EC 21}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones de 4 x 4:

$$R_{AY} = 272N \quad R_{AX} = 367N \quad R_{BX} = 2690N \quad R_{BY} = 473N$$

Las reacciones de los apoyos servirán para seleccionar los rodamientos, además son necesarias para diseñar el eje. Con todas las fuerzas que actúan sobre el eje conocidas, se procede a realizar los diagramas de momentos flectores y torque en cada plano (**ver anexo I**), con el fin de encontrar la sección crítica, que servirá de referencia para seleccionar el diámetro del eje que cumpla con el factor de seguridad que se escogió. En la **Tabla 32** se encuentra las dimensiones generales del eje, los cálculos realizados para dimensionar el eje así como el factor de seguridad están detallados en el **Anexo L**.

**Tabla 32. Dimensiones generales del eje**

<i>Diámetro mayor [mm]</i>	55	
<i>Diámetro menor [mm]</i>	50.8	
<i>longitud total [cm]</i>	74,6	
<i>Masa [kg]</i>	18.5	

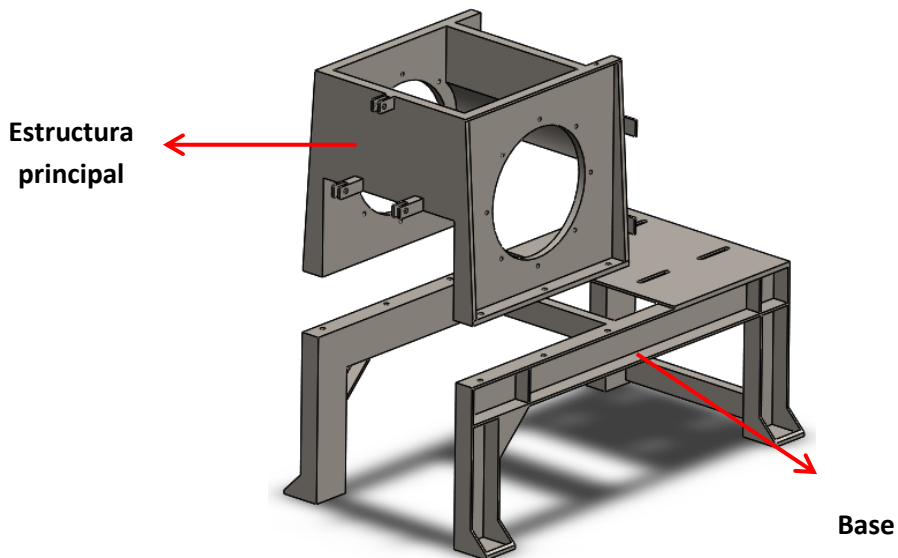
### 4.3 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES

El bastidor es el elemento estructural más importante, puesto que es el soporte de todas las piezas que constituyen la máquina. El diseño del bastidor debe garantizar que la máquina se mantenga estable aun con el más riguroso de los

trabajos, tiene que soportar todas las fuerzas generadas en el triturado y se debe diseñar de tal forma que permita aumentar la eficiencia de la máquina al distribuir y dirigir los desechos plásticos a la parte central, donde se encuentra las cuchillas.

El bastidor se compone de la estructura principal y la base (**Figura 26**), esto se hizo con la finalidad de permitir desmontar el bastidor en caso que se requiera y no tener que lidiar con una sola estructura robusta y pesada.

El bastidor está construido en su totalidad de platinas de acero ASTM A-36 de diferentes espesores. No se puede predecir un factor de seguridad para una pieza tan compleja, sin embargo como debe soportar las grandes exigencias del triturado, se debe considerar factores de seguridad mayores a 2,5, esto solo se puede corroborar y medir con las simulaciones.



**Figura 26. Componentes principales del bastidor**  
Fuente. Autores

### 4.3.1 Análisis estático del bastidor del bastidor

Para hacer el análisis estático del bastidor, se hizo el análisis de sus dos elementos por separado para mayor facilidad en la simulación.

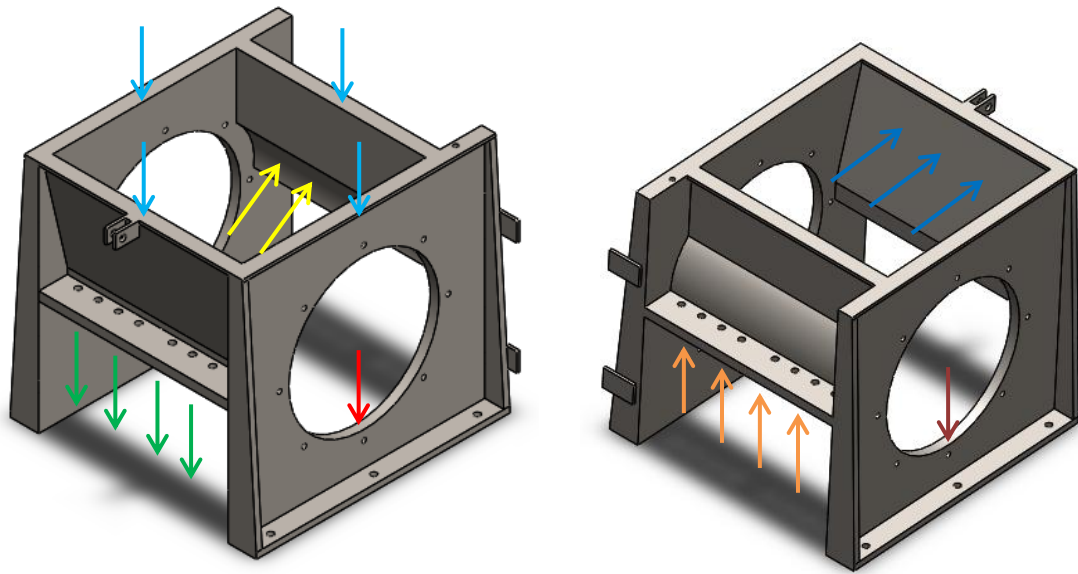


Figura 27. Fuerzas que actúan sobre la estructura principal del bastidor  
Fuente. Autores

#### Dónde:

- $F_c = 7200N$  Es la fuerza producida por el corte del plástico en las cuchillas fijas.
- $F_A = 2900 N$  Es la fuerza transmitida por el soporte A
- $F_B = 3379N$  Es la fuerza transmitida por el soporte B
- $P_{TV} = 462N$  Es el peso de la tolva
- $F_{ca} = 1794 N$  Es la fuerza producida por el corte del plástico en la sección contraria por las cuchillas fijas.
- $F_I = 3588N$  Es la fuerza producida por el choque del material con el bastidor

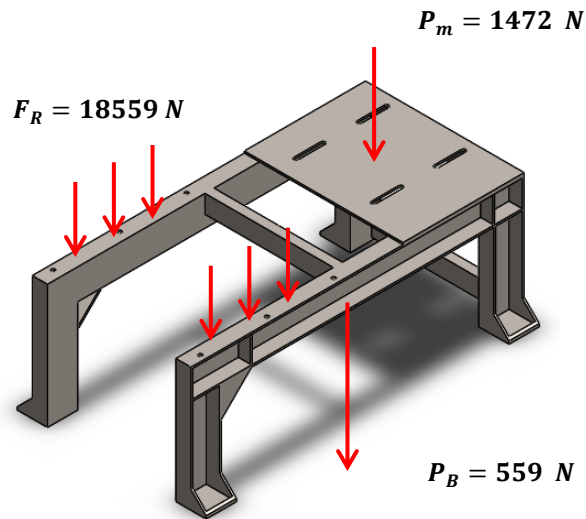
→  $F_{Ia} = 3600 \text{ N}$  Es la fuerza producida por el choque del material en la sección contraria

Cuando el material entra a la máquina, primero choca con las paredes antes de ser alcanzado por las cuchillas, como la distancia entre las paredes y el rotor es pequeña, la fuerza de impacto es grande. Medir la magnitud de la fuerza que se genera en el choque sería dispendioso y poco práctico, por esta razón se decidió tomar la fuerza generada en el corte con las cuchillas como la fuerza máxima que se podría generar en el choque del material con las paredes del bastidor.

Se puede presentar que el material choque simultáneamente en las paredes frontales y posteriores del bastidor, aunque la magnitud de las fuerzas es diferente, puesto que el material ya está cortado cuando las cuchillas móviles lo arrastran y lo impactan contra las cuchillas traseras de la máquina. Como en el caso anterior no se conoce su magnitud, por tal motivo se estima que la máxima fuerza que se puede producir será igual a la mitad de la fuerza producida en la parte frontal de la máquina.

El rotor se diseñó de tal manera que solo una cuchilla móvil este en contacto con el material en el momento del triturado, sin embargo para el análisis estático del bastidor se tomó como si chocaran simultáneamente las cuchillas en la parte frontal y posterior. Como el material ya está pre triturado la fuerza que se requiere para cortarlo en las cuchillas traseras es menor al corte inicial en las cuchillas frontales. De esta manera se tomó como referencia la mitad de la fuerza que se necesita para cortar el material en las cuchillas frontales.

Todas estas fuerzas son transmitidas a la base del bastidor como se ve en la **Figura 28.**



**Figura 28.** Fuerzas que actúan sobre la base del bastidor  
**Fuente.** Autores

Dónde:

$F_R$  Es la fuerza resultante transmitida por la estructura principal, más el peso de esta.

$P_m$  Es el peso del motor

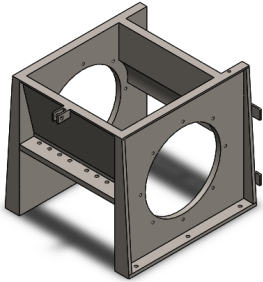
$P_B$  Es el peso de la base

#### 4.3.2 Análisis de resistencia del bastidor

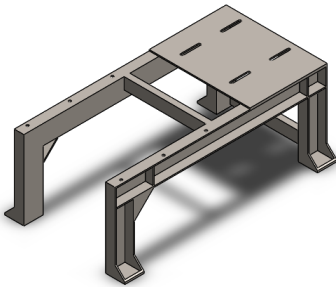
Las propiedades del material de construcción están en el **Anexo B**, en la **Tabla 33** están las propiedades físicas de la estructura principal, en la **Tabla 34** están las propiedades físicas de la base del bastidor.

El análisis de resistencia se hizo por separado para la base y estructura principal del bastidor, esto con el fin de hacer más fácil los cálculos e interacciones que se realizan en el simulador.

**Tabla 33. Propiedades físicas de la estructura principal del bastidor**

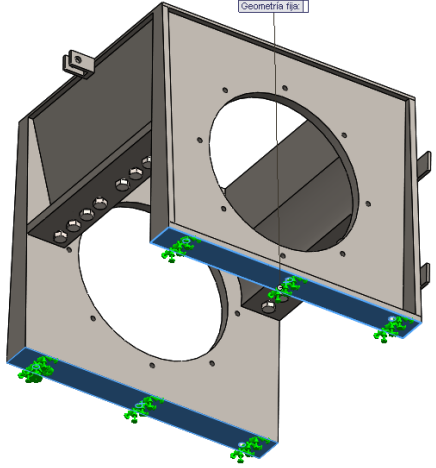
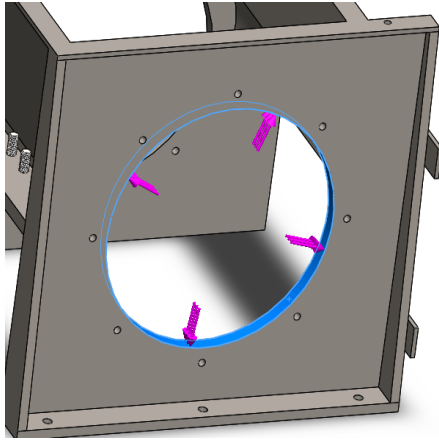
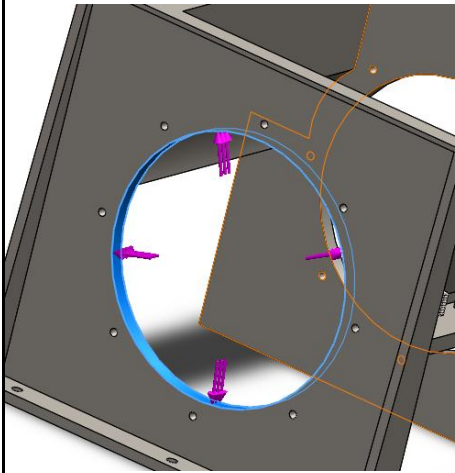
<i>Masa [kg]</i>	<i>Volumen [m<sup>3</sup>]</i>	<i>Área de superficie [m<sup>2</sup>]</i>
105,34	0.0134	1.6573
<i>Altura [mm]</i>	500	
<i>Ancho [mm]</i>	524	
<i>Largo [mm]</i>	540	

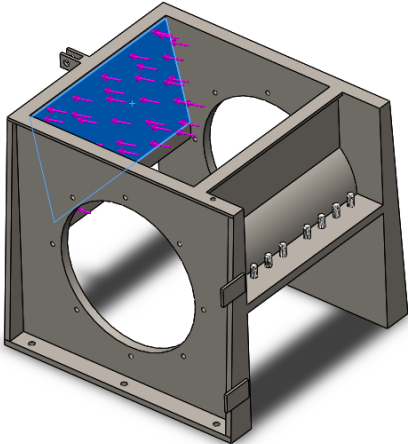
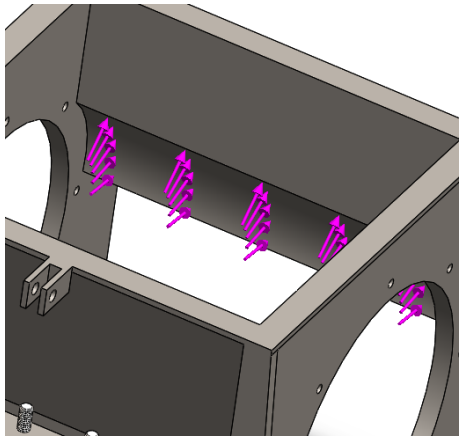
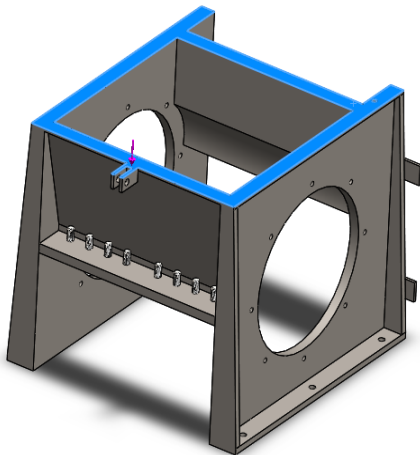
**Tabla 34. Propiedades físicas de la base del bastidor**

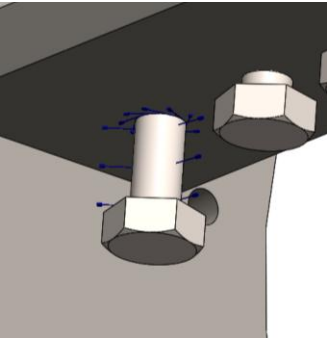
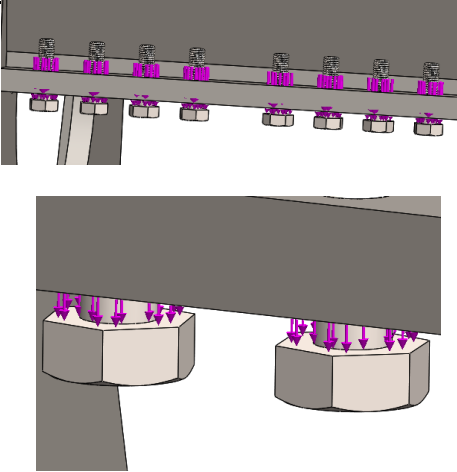
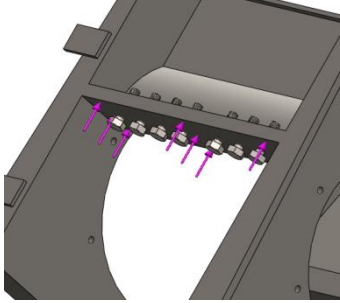
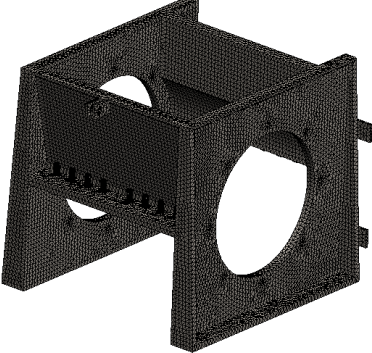
<i>Masa [kg]</i>	<i>Volumen [m<sup>3</sup>]</i>	<i>Área de superficie [m<sup>2</sup>]</i>
57	0.007257	2.228614
<i>Altura [mm]</i>	410	
<i>Ancho [mm]</i>	624	
<i>Largo [mm]</i>	1100	

En la **Tabla 35** se encuentra detallada las propiedades de la simulación que se realizó a la estructura principal del bastidor, debido a la variedad de fuerzas ejercidas sobre este fue necesario especificar cada una por separado para brindar una mejor apreciación de cómo y donde actúan cada una de estas fuerzas

Tabla 35. Propiedades de la simulación de la estructura principal del bastidor

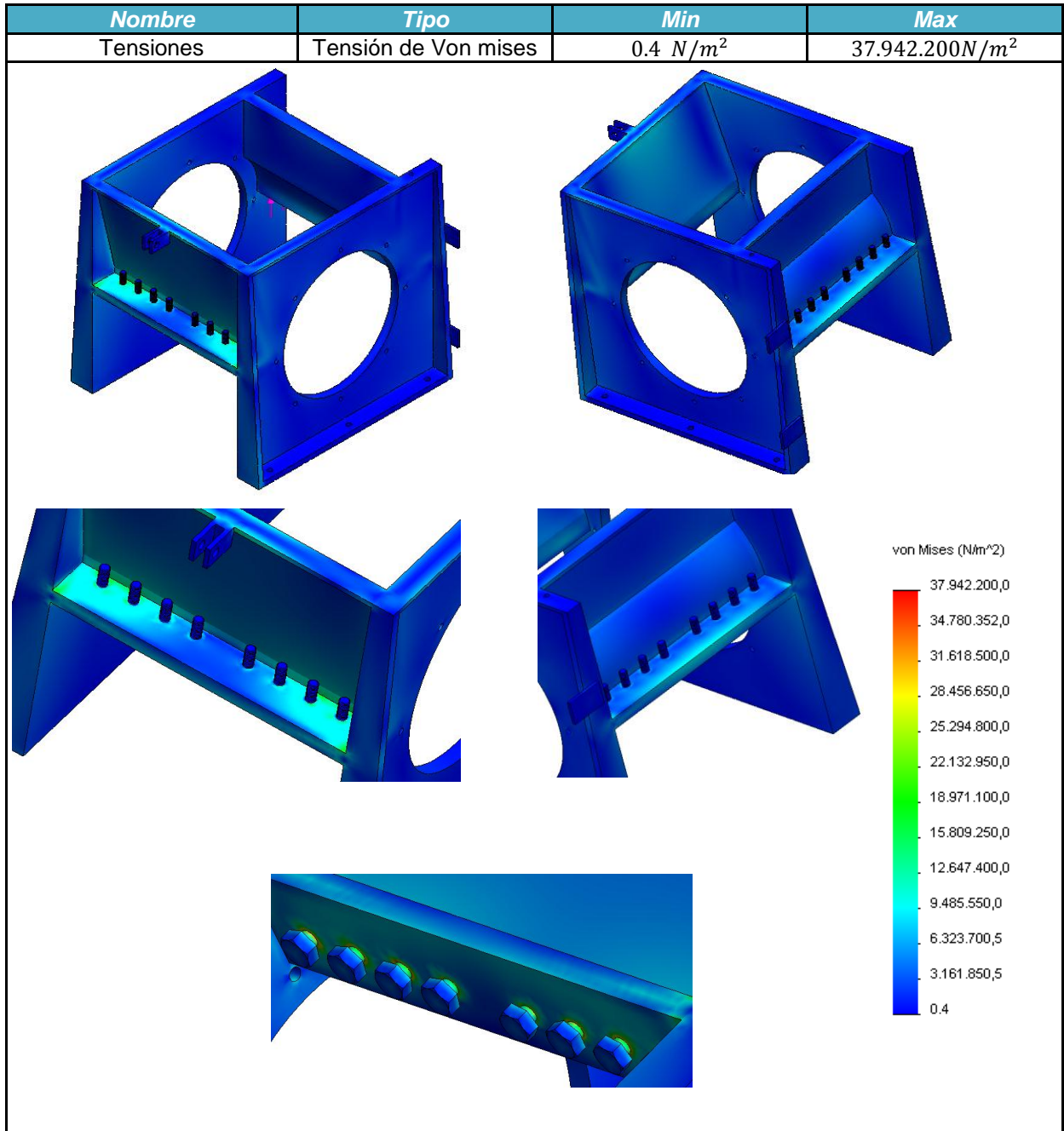
NOMBRE	CANTIDAD	IMAGEN	DETALLES
<b>Sujeciones</b>	1		<p>Las sujeciones se harán en la base de la estructura principal.</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Apoyo de las tapas de soporte de la chumacera A</p> <p><b>Magnitud</b> 2900 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Apoyo de las tapas de soporte de la chumacera B</p> <p><b>Magnitud</b> 3379 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>

<p><b>Fuerza</b></p>	<p>1</p>		<p><b>Entidades:</b> Cara frontal interna inclinada donde choca el material por primera vez</p> <p><b>Magnitud</b> 3588 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<p><b>Fuerza</b></p>	<p>1</p>		<p><b>Entidades:</b> Cara posterior interna circular donde choca que no pasa por la criba.</p> <p><b>Magnitud</b> 1794 N</p> <p><b>Dirección:</b> Radial</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<p><b>Fuerza</b></p>	<p>1</p>		<p><b>Entidades:</b> Cara superior donde se encuentra apoyada la tolva.</p> <p><b>Magnitud</b> 492 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>

<b>Conexiones</b>	16		<p>Se realiza las conexiones entre los tornillos de las cuchillas fijas y el bastidor</p> <p><b>Precarga:</b>200 N*m</p> <p><b>Tornillo:</b> estándar</p> <p><b>Material:</b> Acero Aleado</p> <p><b>Fricción:</b> 0,2</p>
<b>Fuerza</b>	8		<p><b>Entidades:</b> Cara del tornillo</p> <p><b>Magnitud</b> 7200 N</p> <p><b>Valor por tornillo:</b>900 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Tensión</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> soporte de las cuchillas fijas posteriores</p> <p><b>Magnitud</b> 3600 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<b>Malla</b>	-		<p><b>N.º de nodos</b> = 291547</p> <p><b>N.º de elementos</b> = 176579</p> <p><b>N.º de GDL</b> = 873330</p>

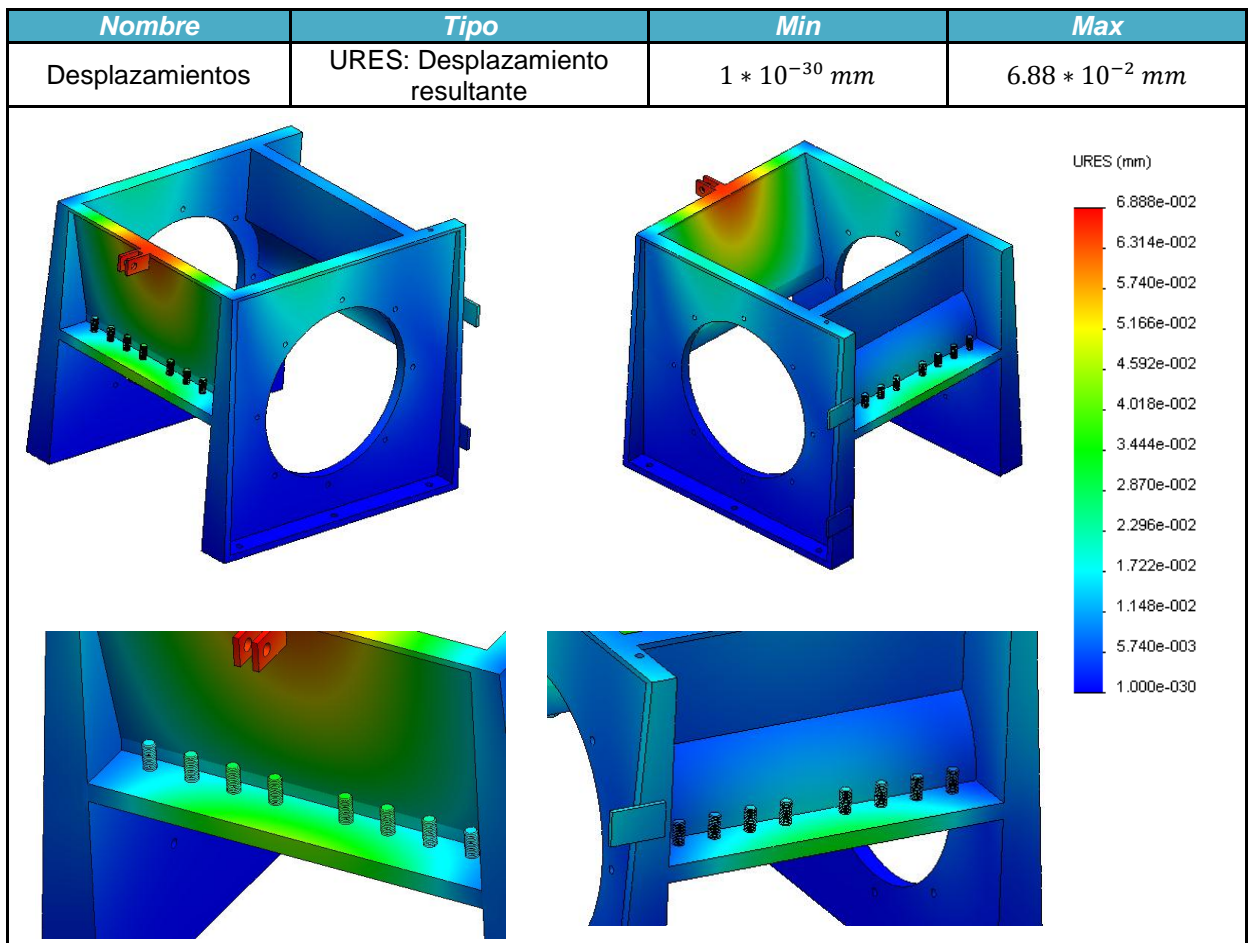
En la **Tabla 36** se encuentra los resultados del análisis de las tensiones de Von Mises sobre la estructura principal.

**Tabla 36. Análisis de tensión de Von Mises de la Estructura principal del**



Como se esperaba las máximas tensiones se producen en la base de las cuchillas, que están sometidas a esfuerzos grandes e intermitentes por el corte del material. Sin embargo los esfuerzos residuales están lejos del límite elástico del material (ver **Anexo B**).

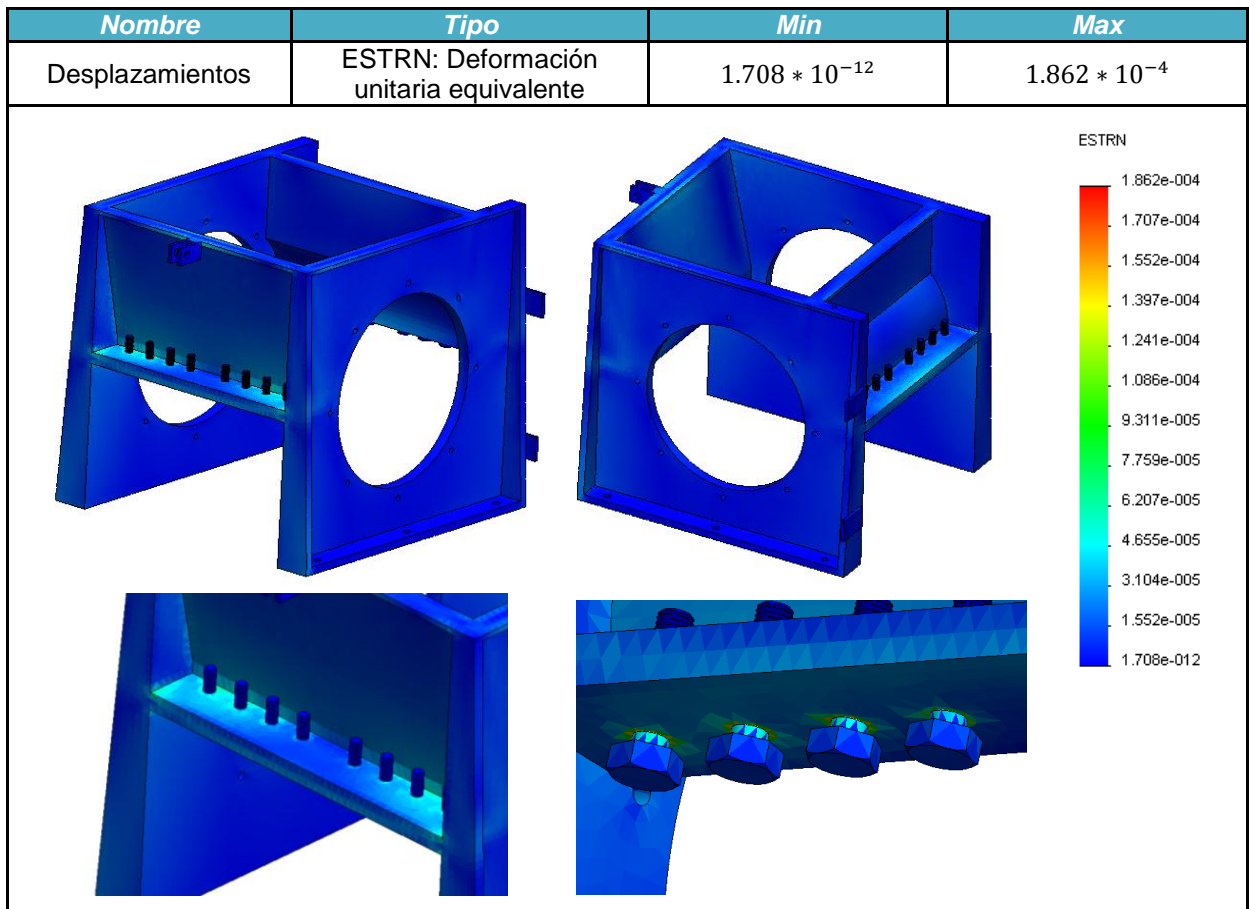
**Tabla 37. Análisis de desplazamiento de la Estructura principal del bastidor**



Cuando el material entra en la cámara de triturado, las cuchillas móviles en un principio lo impactan contra la platina inclinada en el frente de la máquina, el material entonces queda atrapado entre la platina y las cuchillas móviles que por su efecto de rotación los desplazan hasta las cuchillas fijas frontales donde se realiza el corte. Este proceso cíclico produce desplazamientos que afectan el área

central de la platina frontal, como se puede ver en la **Tabla 37**, además, se observa que las platinas de soporte de las cuchillas fijas son otra parte del bastidor donde ocurre desplazamientos considerables por el corte continuo del material. Para evitar fallas prematuras sobre los soportes de las cuchillas fijas debido a los continuos desplazamientos y tensiones producidas por el corte, a esta pieza del bastidor se le hicieron 2 pestañas que encajan con las platinas laterales, para que los esfuerzos se distribuya de manera uniforme por la estructura, en vez de soldarlas cara con cara.

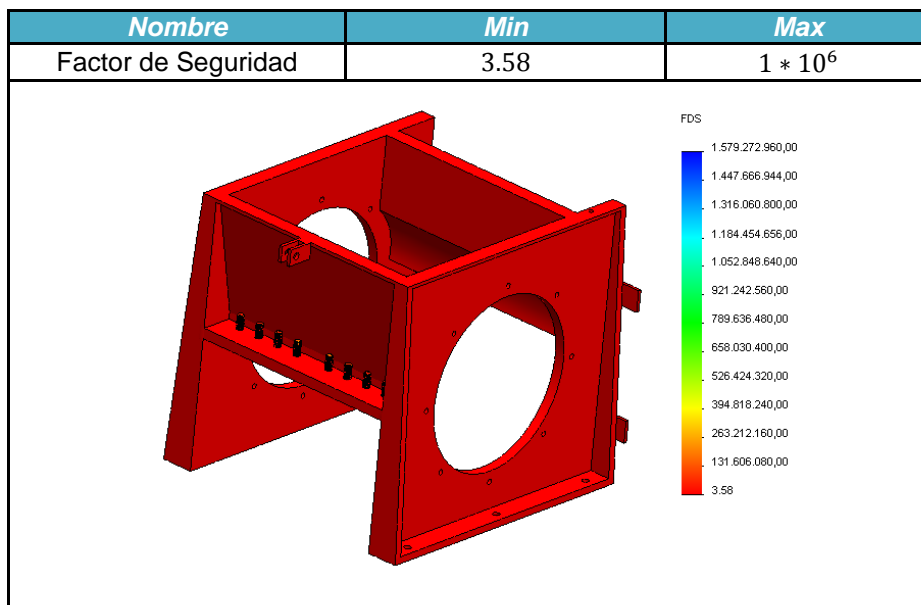
**Tabla 38. Análisis de deformaciones unitarias de la estructura principal del bastidor**



Las deformaciones unitarias más representativas se encuentran en los soportes de las cuchillas fijas frontales, principalmente a las fuertes oscilaciones de los esfuerzos que se producen debido al corte del material como se puede ver en la **Tabla 38**.

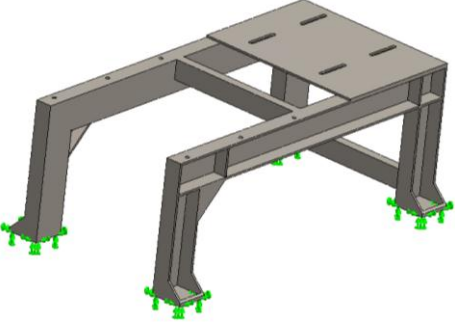
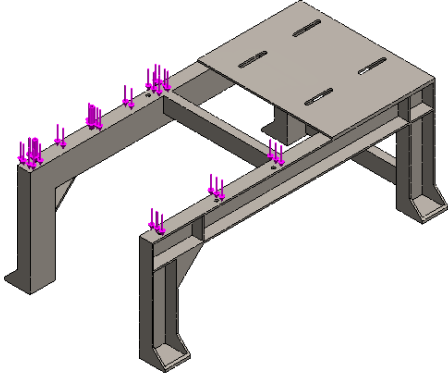
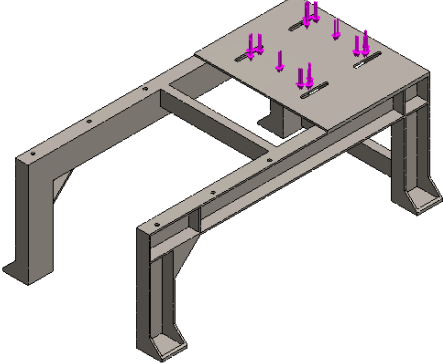
La **Tabla 39** se muestra el factor de seguridad para la estructura principal del bastidor. Como la estructura es compleja hay áreas donde los esfuerzos son mínimos y es por esto que se presenta factores de seguridad tan grandes.

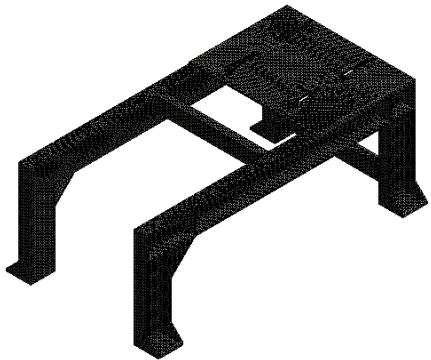
**Tabla 39. Factor de Seguridad de la estructura principal del bastidor**



En la **Tabla 40** se encuentra detallada las propiedades de la simulación que se realizó a la base del bastidor, en la **Tabla 34** están las propiedades físicas de la base, así como las dimensiones generales de esta.

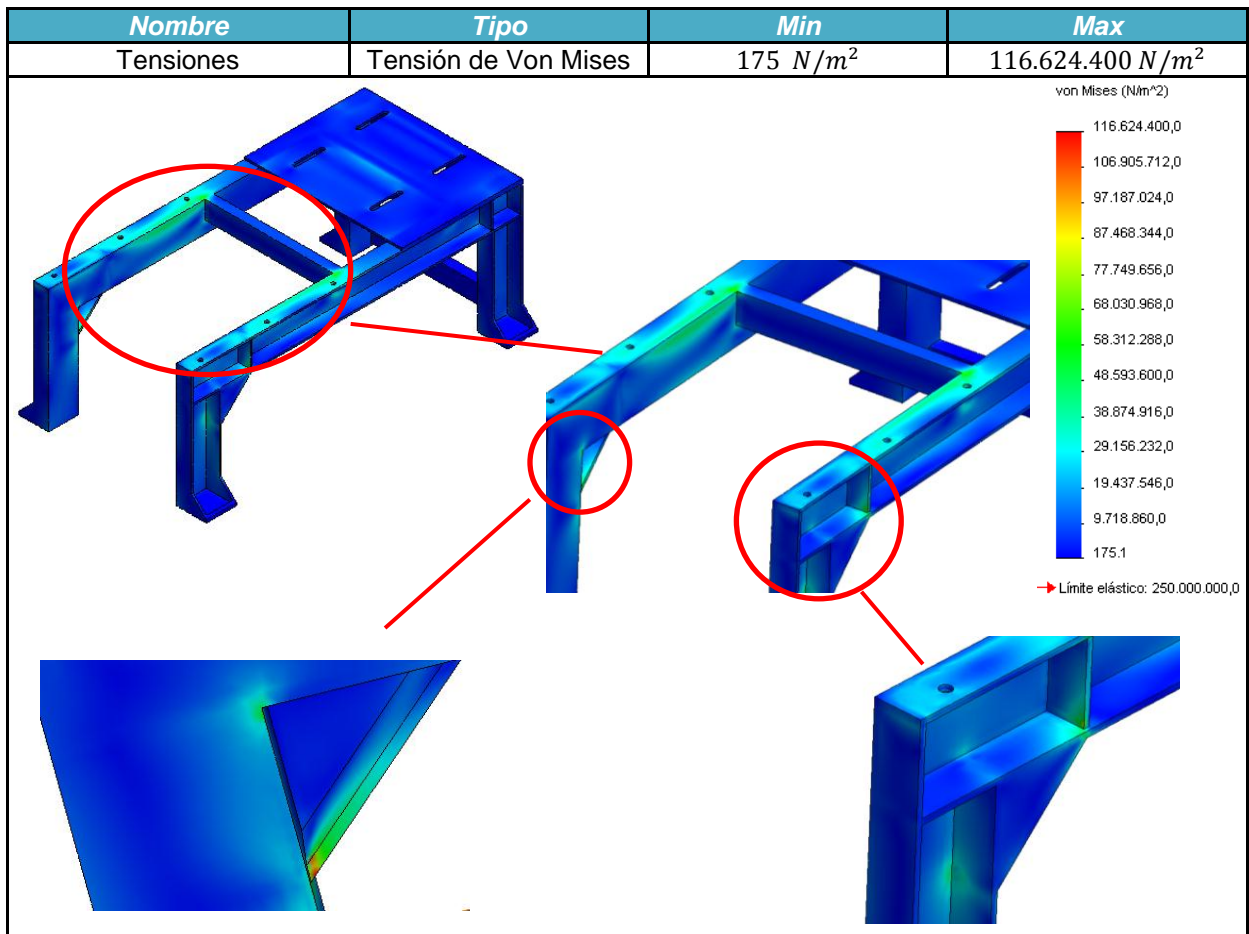
Tabla 40. Propiedades de la simulación de la base del bastidor

NOMBRE	CANTIDAD	IMAGEN	DETALLES
<b>Sujeciones</b>	1		<p>Las sujeciones se harán en los soportes de la estructura</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Soporte de la estructura principal del bastidor</p> <p><b>Magnitud</b> 18560 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>
<b>Fuerza</b>	1		<p><b>Entidades:</b> Platina de soporte del motor</p> <p><b>Magnitud</b> 1472 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Compresión</p>

<i>Malla</i>	-		<p>N.º de nodos = 228918</p> <p>N.º de elementos = 139376</p> <p>N.º de GDL = 675972</p>
--------------	---	--	--

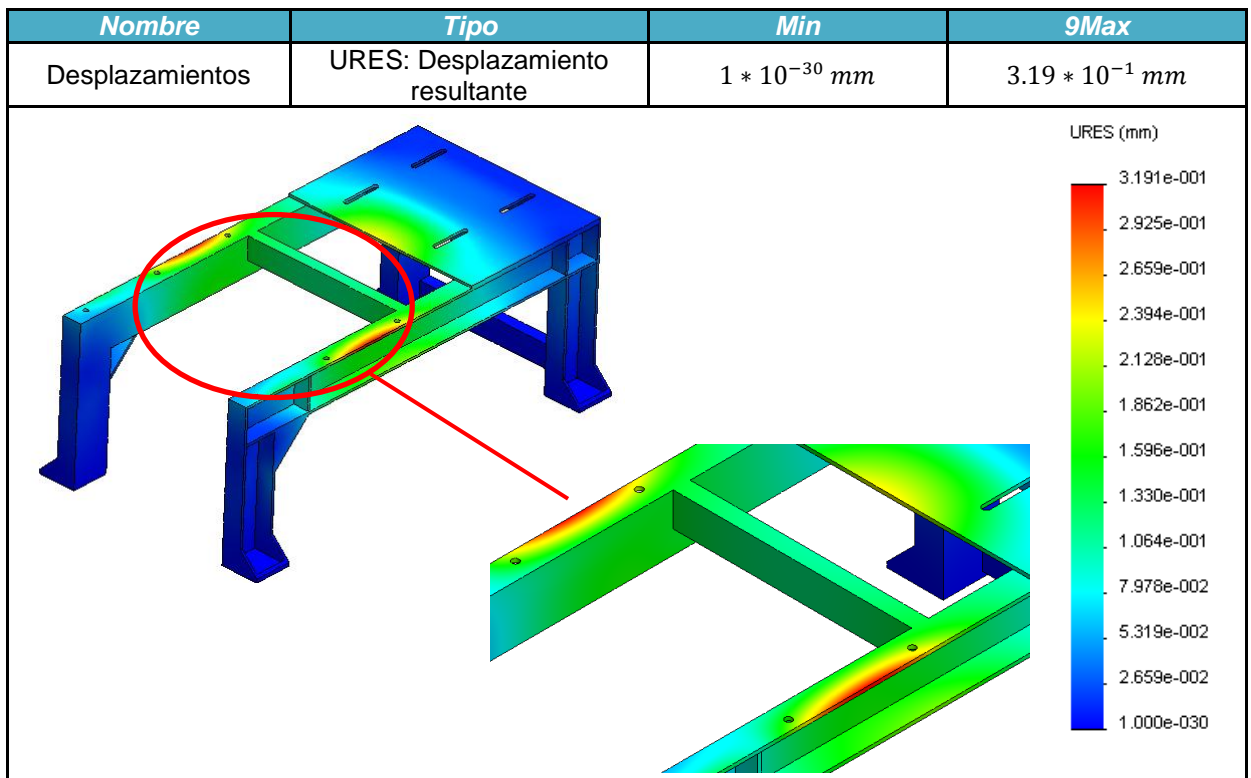
En la **Tabla 41** se muestran los resultados del análisis de las tensiones de Von Mises en la base del bastidor.

**Tabla 41. Análisis de tensión de Von Mises base del bastidor**



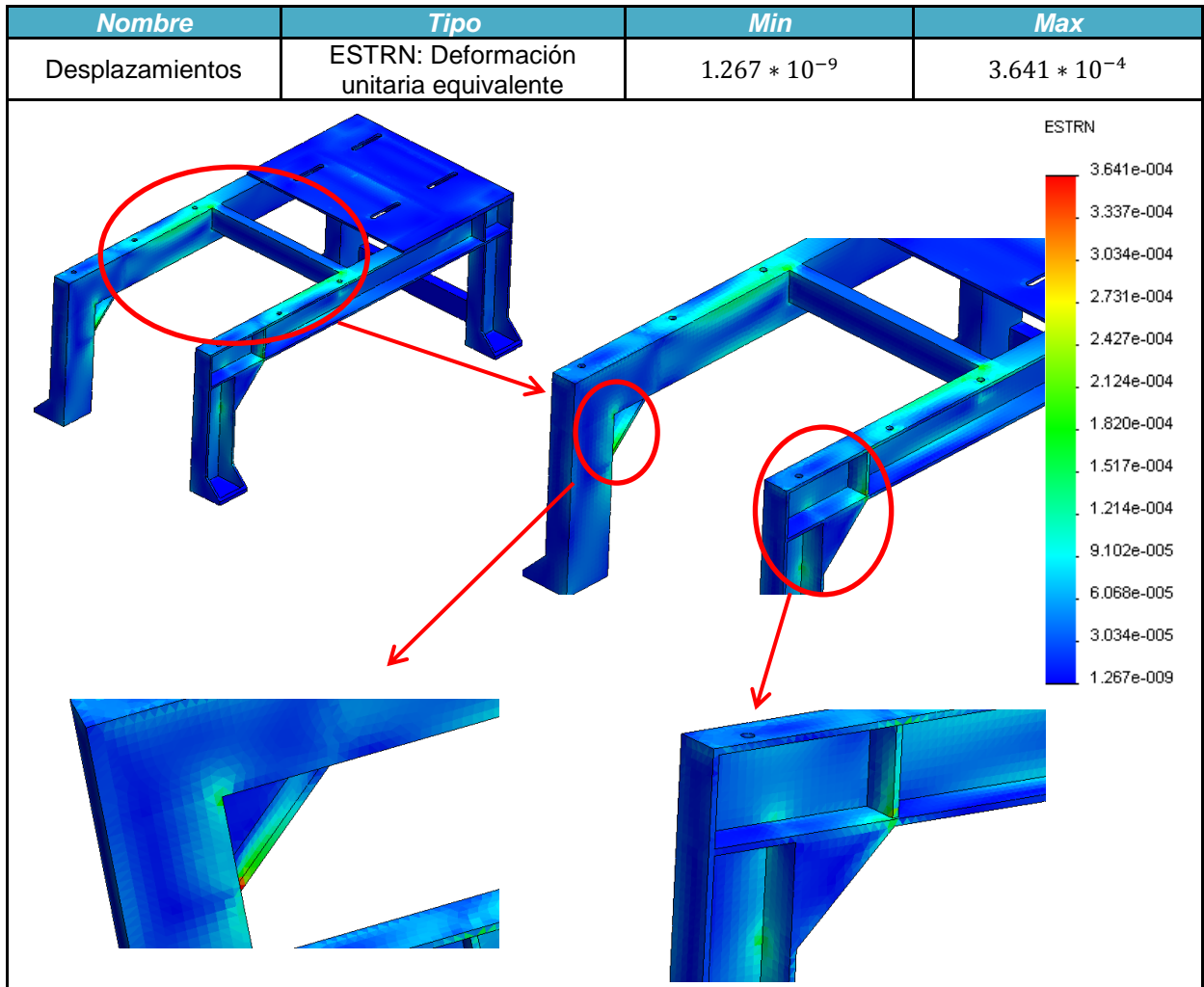
Se produce grandes tensiones en los soportes de la estructura principal debido a que la fuerza ejercida sobre esta es grande, especialmente en las áreas lejos de las patas de la base. Los soportes triangulares que mantienen estable las patas y los soportes horizontales son también concentradores de grandes esfuerzos.

**Tabla 42. Análisis de desplazamiento de la base del bastidor**



En la **Tabla 42** se muestran los resultados del análisis de desplazamiento de la base del bastidor. Los desplazamientos se hacen más grandes a medida que nos alejamos de las patas de la estructura, como se puede ver en la figura de la **Tabla 43**. Esta estructura presenta desplazamientos significativos si se comparan con las piezas anteriormente analizadas, sin embargo esto no repercute en su integridad estructural.

**Tabla 43. Análisis de deformaciones unitarias de la base del bastidor**

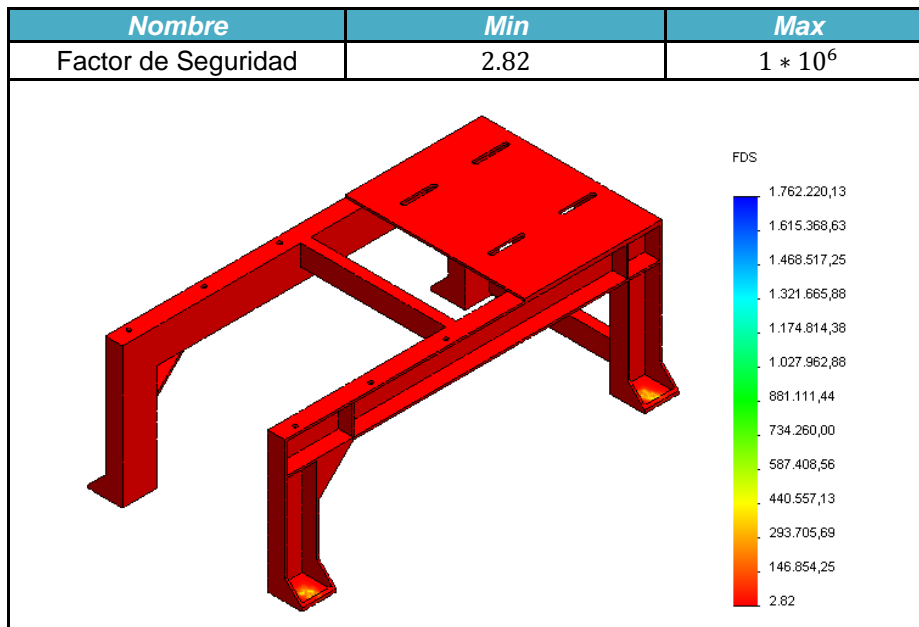


La base del bastidor presenta deformaciones apreciables en especial en la zona central de su estructura como se ve en la **Tabla 43**, siguiendo el mismo patrón de propagación y zonas afectadas que los análisis anteriores.

La **Tabla 44** se muestra el factor de seguridad para la base del bastidor. Esta estructura es la que soporta todas las fuerzas producidas cuando la máquina está en funcionamiento, además de soportar el peso de todos los elementos que la

componen. La base es el elemento más crítico del conjunto que compone el bastidor, sin embargo cumple con el factor de seguridad definido para este.

**Tabla 44. Factor de Seguridad de la base del bastidor**



#### **4.4 FACTOR DE SEGURIDAD PARA LOS TORNILLOS DE SUJECIÓN DE LAS CUCHILLAS MÓVILES**

Los tornillos que unen las cuchillas móviles con el porta cuchillas son elementos críticos que se deben analizar al igual que las otras piezas. Si algún tornillo falla o queda mal ajustado puede causar daños considerables en especial a las cuchillas (fijas y móviles). Como los tornillos no solo mantienen fijas las cuchillas móviles, sino que además absorben gran parte de los esfuerzos generados por el triturado, de máquinas deben tener un factor de seguridad mayor o igual a 2, para este análisis se utilizara el simulador de SolidWork.

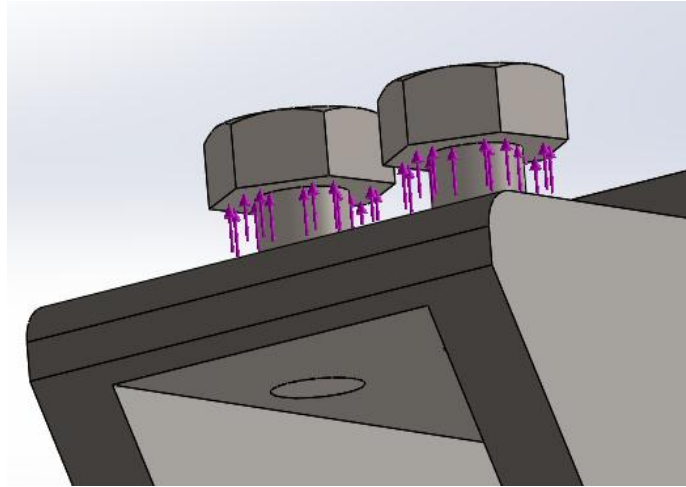
#### 4.4.1 Análisis estático de los tornillos de las cuchillas móviles

Antes de empezar el análisis estático, se debe definir el tamaño y el tipo de tornillo que se debe utilizar. De las trituradoras de plástico que se encuentran en el mercado, con características similares a la maquina diseñada, se observó que estas utilizan 2 tornillos de ½ pulgada grado 3 para sujetar cada cuchilla, sin embargo estas trituradoras no están diseñadas para la variedad y los volúmenes de material que se van a utilizar, es por esto que se utilizó 2 tornillos de ½ pulgada pero de grado 5.

El tornillo se sujeta a los agujeros roscados de la platina de soporte de las cuchillas móviles de los porta cuchillas, por lo cual tendrán media pulgada de sujeción a este elemento. Otro parámetro que se debe tener en cuenta es la cantidad de hilos por pulgada del tornillo, comercialmente se consigues de 13 y 20 hilos para tornillos de ½ pulgada, para la maquina se escogió el de 20 hilos por pulgada.

Para realizar el análisis estático de los tornillos se debe conocer la dirección y magnitud de la fuerza que actúan sobre ellos, para esto se debe tener en cuenta la fuerza de reacción que se ejerce sobre las cuchillas cuando se realiza el triturado del material, esta fuerza se puede observar en la **Figura 19**, sección 4.2.2.1 Análisis estático del porta cuchillas, donde la fuerza generada por el triturado es igual a 3588 N para la sección de diseño (la máxima prevista), esta se transmite directamente a los tornillos que a su vez la transmiten al porta cuchillas, como son 2 los tornillos que sujetan las cuchillas, cada uno transmite la mitad de la fuerza del triturado, es decir 1794 N.

La fuerza que se ejerce sobre el tornillo se analizara con dirección perpendicular a la cabeza de este, lo que produce esfuerzos de tensión sobre este elemento, tal como se ve en la **Figura 29**.



**Figura 29.** Dirección de la fuerza sobre los tornillos de las cuchillas móviles  
**Fuente.** Autores

Por último se debe definir el torque de apriete para el tornillo, este lo podemos ver en el **Anexo M**, en esta tabla entramos con el diámetro del tornillo (1/2 pulgada) y 20 hilos por pulgada, para este caso se tiene 2 torques de apriete, 76 Libras – Pie, para apriete en seco y 57 Libras – Pie para apriete con aceite.

Para hacer la simulación se va crear una pieza con las mismas dimensiones del tornillo seleccionado, se creara un área de contacto que será equivalente al área de contacto entre el tornillo y la platina de soporte, la cual hará las veces de estructura fija del tornillo y es la parte donde se encuentra la precarga aplicada al tornillo la cual es de 76 libras – pie o 104 N-m.

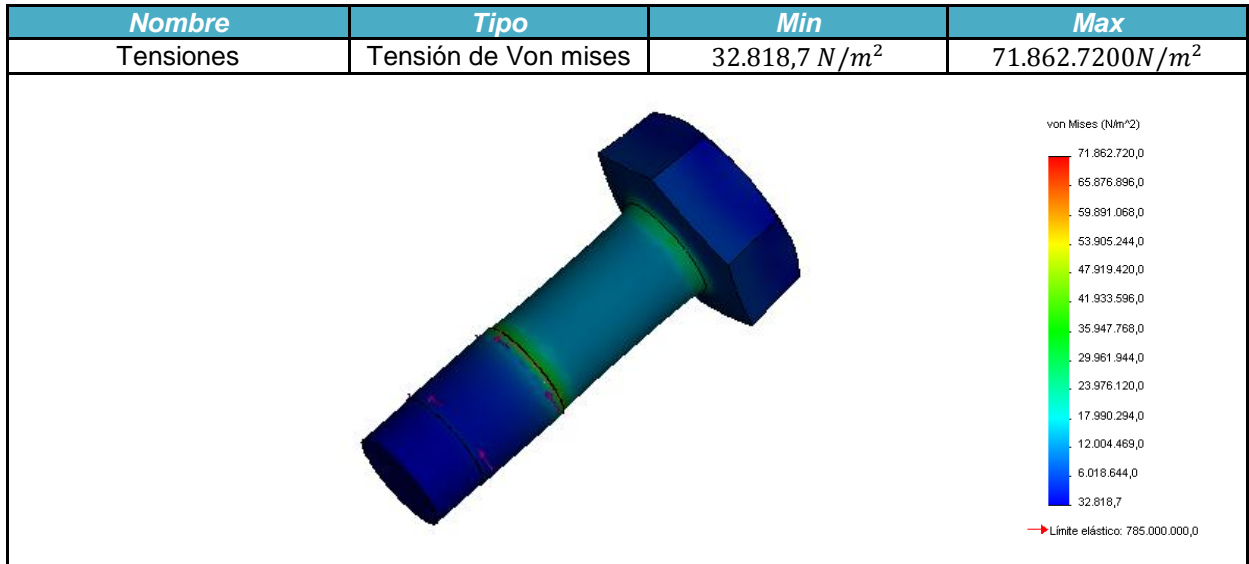
En la **Tabla 45** se encuentra las propiedades de la simulación hechas para los tornillos. Las propiedades del material de los tornillos grados 5 se encuentra en el **Anexo B**.

Tabla 45. Propiedades de la simulación para los tornillos de las cuchillas móviles

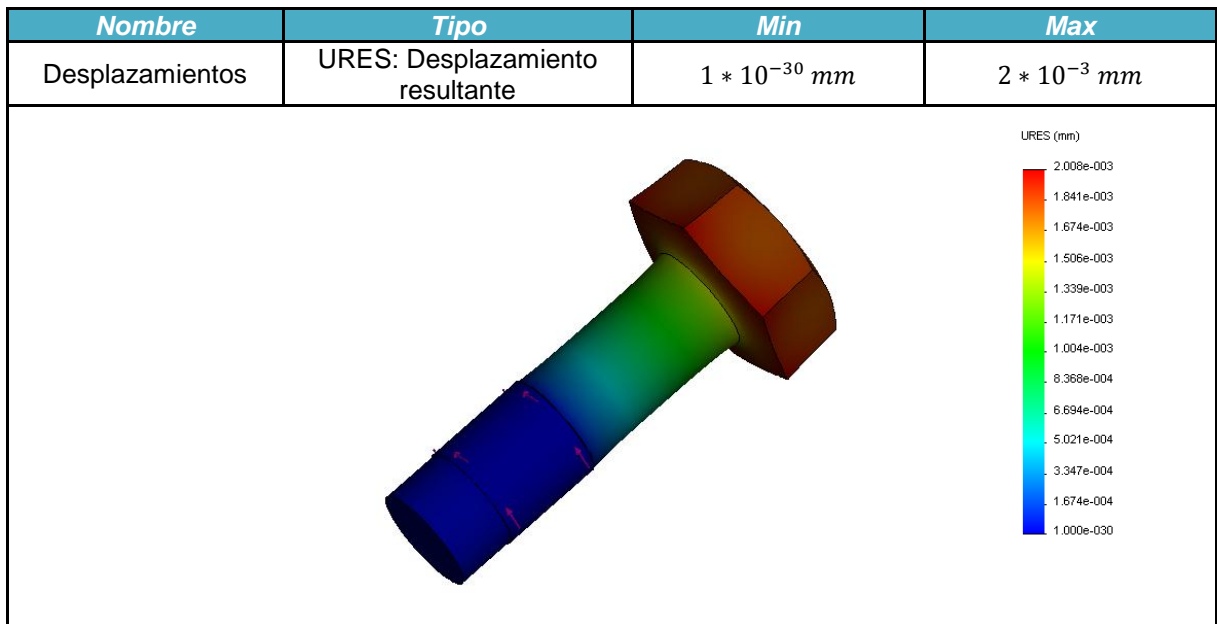
NOMBRE	CANTIDAD	IMAGEN	DETALLES
<i>Sujeciones</i>	1		<p><b>Entidades:</b> Área de contacto que hay entre el tornillo y la platina de soporte del porta cuchillas.</p>
<i>Fuerza</i>	1		<p><b>Entidades:</b> cabeza del tornillo</p> <p><b>Magnitud</b> 1794 N</p> <p><b>Dirección:</b> Perpendicular</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Tensión</p>
<i>Precarga</i>	1		<p><b>Entidades:</b> Área de contacto que hay entre el tornillo y la platina de soporte del porta cuchillas.</p> <p><b>Magnitud</b> 103 N</p> <p><b>Dirección:</b> Horario</p> <p><b>Tipo de carga:</b> Torsión</p>

El Análisis de tensión de Von mises para el tornillo se encuentra en la **Tabla 46**, la **Tabla 47** muestra el análisis de desplazamiento y la **Tabla 48** el análisis de deformaciones unitarias del tornillo.

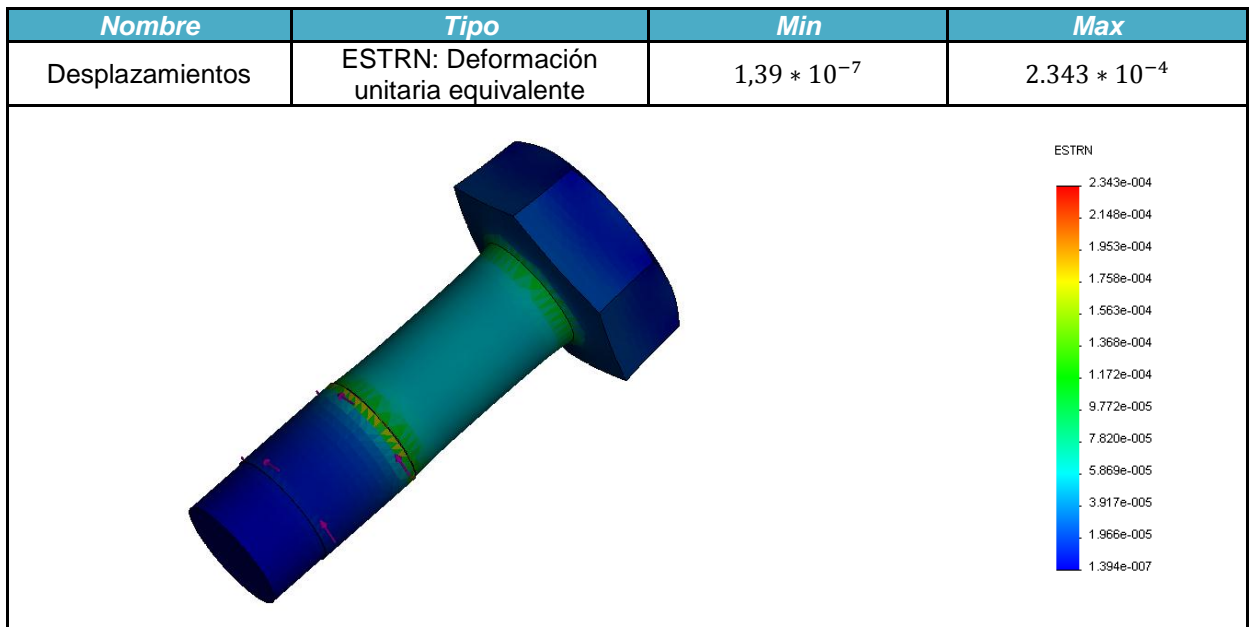
**Tabla 46. Análisis de tensión de Von mises sobre el tornillo de sujeción**



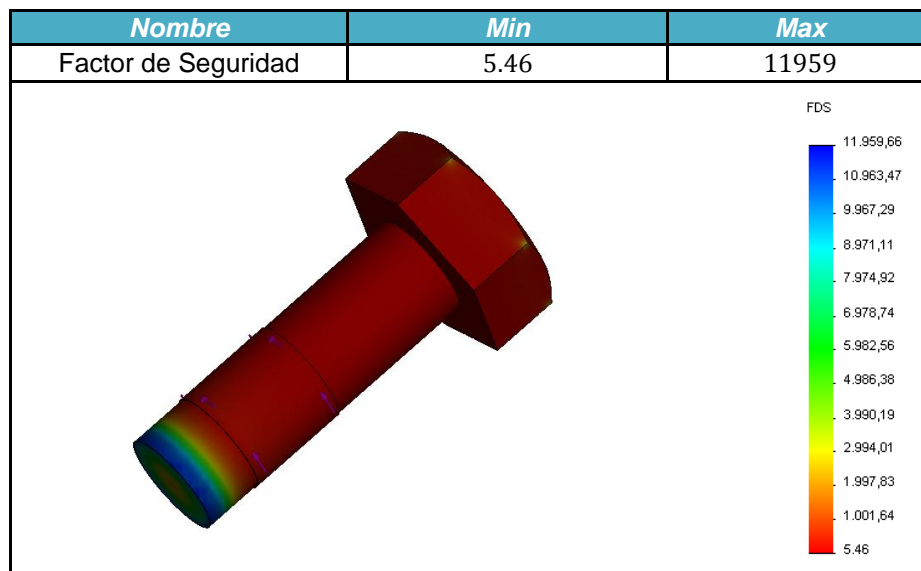
**Tabla 47. Análisis de desplazamiento del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles**



**Tabla 48. Análisis de deformaciones unitarias del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles**



**Tabla 49. Factor de Seguridad del tornillo de sujeción de las cuchillas móviles**



La **Tabla 49** se muestra el factor de seguridad del tornillo de las cuchillas móviles, aunque el tornillo tiene un factor de seguridad mucho mayor al estimado, es bueno recordar que no se sabe a ciencia cierta las condiciones máximas que se pueden presentar cuando se está triturando, además es necesario que las cuchillas móviles se mantengan en su lugar para que no se pierda la tolerancia que existe entre esta y las cuchillas fijas al bastidor.

## 5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO



**Figura 30. Trituradora de plástico terminada**  
**Fuente. Autores**

La construcción de la máquina se llevó a cabo en un taller industrial ubicado en el centro de Bucaramanga, Santander, **FRESADOS SANTANDER**, donde se organizó y planifico el ensamble de las piezas que constituyen los diferentes subconjuntos de la maquina mencionados en el **capítulo 4**. Las etapas de ensamble se realizaron de la siguiente manera.

- ✓ Ensamble de los porta cuchillas
- ✓ Ensamble de la tolva
- ✓ Ensamble de los elementos giratorios
- ✓ Ensamble del bastidor

- ✓ Montaje del motor
- ✓ Ensamble total
- ✓ Pintura

## 5.1 ENSAMBLE DE LOS PORTA CUCHILLAS

La etapa de ensamble de los porta cuchillas es una de las más complejas e importantes, esta pieza maneja tolerancias ajustadas, debido a que depende del ajuste de las cuchillas móviles y las distancias que se manejan en la camisa y el eje. Como se mostró en la sección **4.3.2 Diseño de los porta cuchillas**, este elemento se encuentra constituido por 3 piezas rectangulares unidas a 2 piezas de forma triangular por medio de soldadura, todas hechas de acero ASTM - A36, el análisis estático de la pieza (**ver capítulo 4 sección 4.3.2.2 análisis de resistencia**) demostró que su diseño permite soportar las rigurosas cargas a la que va a estar sometida. En la **Figura 31** se muestra una parte del proceso de ensamble de un porta cuchillas, en este punto se colocaba una platina cuya función es albergar los tornillos que no permiten que las cuchillas móviles se corran hacia atrás.



**Figura 31. Ensamble de los porta cuchillas**  
**Fuente. Autores**

Lo más difícil de estos ensambles fue conseguir que todos los porta cuchillas fueran iguales en todas sus medidas, en especial con la separación entre las caras triangulares. Esta medida es la referencia que se tomó para la longitud del eje y la camisa, además de las tolerancias dentro del bastidor y la distancia entre la punta de las cuchillas móviles y el centro de la pieza.

En la práctica se descubrió que es difícil hacer que todos los porta cuchillas estén dentro de las tolerancias aceptables, especialmente por la forma en que se cortaron las piezas que los constituyen. Debido a que las platinas son de espesores apreciables (entre  $\frac{1}{4}$  y  $\frac{1}{2}$  pulgada de espesor) la forma más práctica y económica de conseguir las figuras que se deseaban, era por medio de corte por oxiacetilénico, aunque es rápido de hacer también es propenso a producir imperfecciones en las piezas. La **Figura 32** se muestran los porta cuchillas una vez se terminan de soldar.



**Figura 32. Porta cuchillas terminadas**  
**Fuente. Autores**

## 5.2 ENSAMBLE DE LA TOLVA

La tolva se hizo con platinas de acero ASTM – A36 de 1/8 de pulgada de espesor, estas se contrataron con oxiacetilénico (**Figura 33**), los perfiles cortados para la construcción fueron:

- ✓ 1 platina rectangular, posteriormente fue doblada a la forma final de la tolva
- ✓ 1 platina curva
- ✓ 1 platina rectangular con bordes trapezoidales
- ✓ 2 platinas de forma irregular

Estos perfiles (**Figura 34**) se unieron por medio de soldadura (**Figura 35**).

La tolva fue de fácil construcción ya que no se manejan tolerancias ajustadas y cualquier imperfección se puede arreglar puliendo el área afectada o en el proceso de soldadura. Lo anterior es válido para esta pieza ya que esta no tiene otra función más que la de dirigir el material hasta el área de triturado, por lo que no está sometida a esfuerzos significativos con lo que no requiere grandes exigencias en el ensamble, pues, si se tuvo en cuenta que la tolva se sostuviera fija sobre su base sin que tendiera a voltearse.



**Figura 33. Corte de los perfiles de la tolva**  
Fuente. Autores



**Platina de forma Irregular**



**Platina rectangular  
Con bordes trapezoidales**

**Platina curva**

**Platina rectangular  
doblada en 3 puntos**

**Figura 34. Construcción de la tolva Fuente.  
Autores**



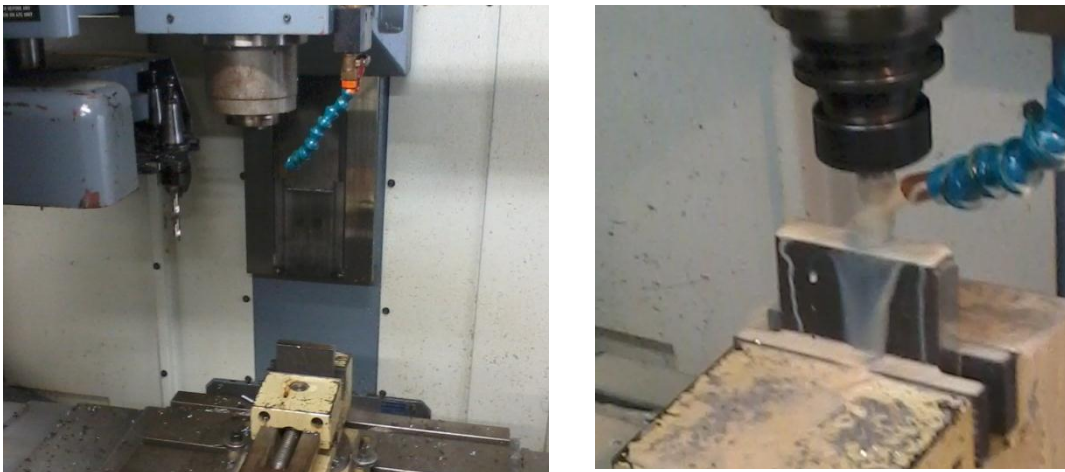
**Figura 35. Unión de los perfiles de la tolva Fuente.  
Autores**

### 5.3 FABRICACIÓN DE LAS CUCHILLAS

Las cuchillas son de acero herramienta K 110, este material se puede maquina fácilmente y es óptimo para realizarle tratamientos térmicos, para aumentar la dureza del mismo, que en últimas es lo que se busca para aplicaciones como el corte y triturado.

Como se manejan tolerancias ajustadas al momento de posicionar las cuchillas en el bastidor y porta-cuchillas, es indispensable realizar el maquinado de estas piezas de forma precisas, pensando en esto se decidió realizar las ranuras y el perfil de las cuchillas en la fresadora CNC de la escuela de ingeniería mecánica, al mismo tiempo se buscaba economía, puesto que es más costoso realizarlo en talleres convencionales.

Para hacer las cuchillas se tomaron platinas de acero de K 110 de 81 mm de ancho, 91 mm de largo y 18,6 mm de espesor para las cuchillas móviles y platinas de 201 mm de longitud, 81 mm de ancho y 18,6 mm de espesor. La **Figura 36** muestra el proceso de fabricación de las cuchillas en el CNC.



**Figura 36. Fabricación e las cuchillas**  
**Fuente. Autores**

En promedio fue necesario 20 minutos en el CNC para terminar una cuchilla pequeña y 1 hora para una cuchilla grande. La **Figura 37** muestra una cuchilla terminada con sus ranuras correspondientes.



**Figura 37. Cuchilla móvil Terminada**  
**Fuente. Autores**

Cuando las cuchillas estén terminadas se le debe realizar un tratamiento térmico con el fin de aumentar su dureza superficial y tenacidad, de lo contrario se desgastarían muy rápido y hasta podrían fracturarse en pleno funcionamiento.

el temple y revenido de las piezas se realizó en IMATT una empresa especializada en Bucaramanga en hacer tratamiento térmicos, en el **Anexo N** se especifican las curvas de enfriamiento utilizadas para hacer el tratamiento y la forma general en que se realizó.

#### **5.4 CRIBA Y SOPORTE DE LA CRIBA**

La criba (**Figura 38**) es una platina de 3/16 pulgadas de espesor de acero ASTM A36 con agujeros de 1 cm de diámetro. La elaboración de una pieza de estas características resulta muy rigurosa si se hace los agujeros con taladro sin mencionar que los costos de fabricación aumentan, es por esto, que la forma más

rápida de hacer esta pieza es con una punzadora y posteriormente se dobla la platina con el radio deseado.



**Figura 38. Criba selectora**  
Fuente. Autores

El soporte de la criba (**Figura 39**) está constituido por 3 platinas de 1/4 de pulgada de espesor dobladas con el mismo radio de la criba. Las platinas de los extremos son más anchas que la platina en la parte central, esto para utilizar la mayor área posible de la criba. Las 3 platinas curvas están unidas a 1 platina del mismo espesor, en conjunto con otras piezas forman el soporte de toda la estructura y estará sujeta al bastidor de la máquina.



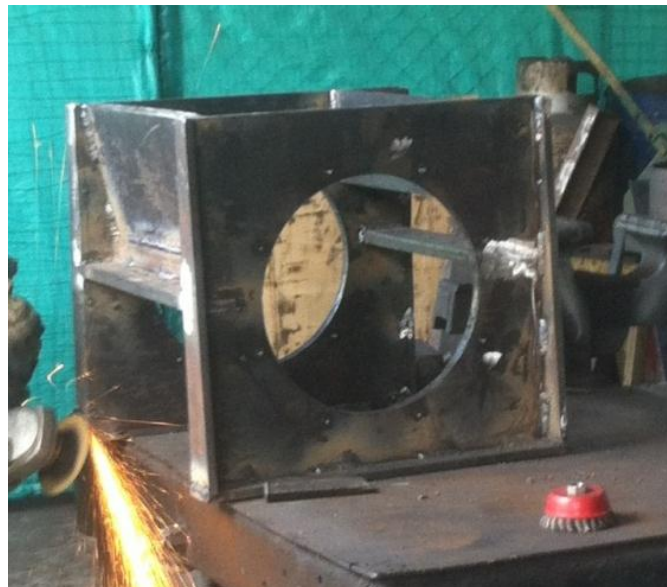
**Figura 39. Soporte de la criba**  
Fuente. Autores

La principal dificultad a la hora de fabricar estas piezas fue hacer que tanto la criba como el soporte de esta encajaran de tal forma que permitiera un ajuste adecuado para poder desacoplar la criba fácilmente según lo requiriera la situación.

## 5.5 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL Y LA BASE DEL BASTIDOR

El bastidor fue elemento más complejo de construir por el número de piezas que lo constituyen, todas estas deben encajar adecuadamente con el fin de que otros elementos como el rotor, cuchilla fijas, la tolva y el soporte de la criba queden con las tolerancias necesarias para su correcto funcionamiento.

La estructura principal del bastidor (**Figura 40**) está construida de platinas de acero ASTM A36 que van desde  $\frac{1}{4}$  de pulgada hasta  $\frac{3}{4}$  de pulgada de espesor.



**Figura 40.** Construcción de la estructura principal del bastidor  
Fuente. Autores

La estructura principal está formada por 2 platinas de  $\frac{3}{4}$  de pulgada con un agujero por donde pasa el rotor de la máquina, estas caras están unidas por otras 2 platinas del mismo espesor cuya función es la de servir de soporte a las cuchillas fijas (**Figura 41**). Una vez fija estas piezas se colocan las demás platinas cuyo fin es brindar soporte y estabilidad a toda la estructura, además, según el diseño implementado, las platinas de refuerzos ayudaran en labores importantes como el direccionamiento del material a las cuchillas móviles y soporte de otros elementos como la criba. En la **Figura 42** se puede observar la platina inclinada frontal de  $\frac{3}{4}$  de pulgada de espesor para direccionar el material y los parales frontales de soporte de  $\frac{1}{4}$  de pulgada de espesor.



**Figura 41.** Piezas de construcción de la estructura principal del bastidor  
**Fuente. Autores**



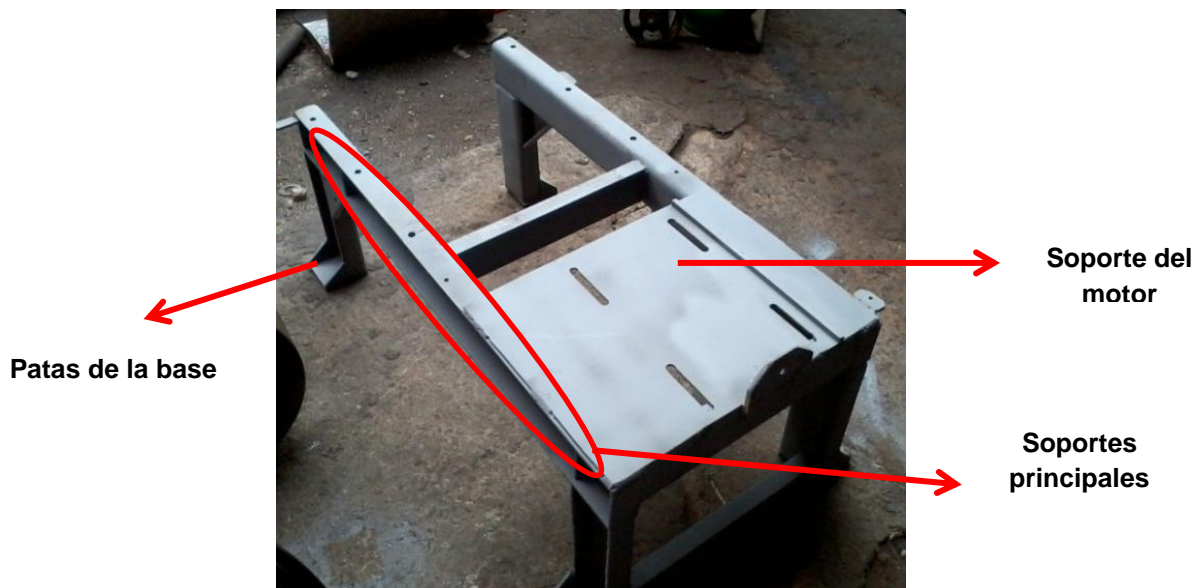
**Figura 42. Vista frontal del bastidor**  
**Fuente. Autores**

La parte posterior de la máquina (**Figura 43**) también tiene dos paraleles de soporte de  $\frac{1}{4}$  de pulgada de espesor, una platina de  $\frac{1}{2}$  de pulgada que sirve para contención del material y una platina curva de  $\frac{1}{4}$  de pulgada que se amolda al movimiento de las cuchillas en la parte posterior y sirve para redirigir el material que no paso por la criba a las cuchillas fijas de la parte delantera.



**Figura 43. Vista posterior del bastidor**  
**Fuente. Autores**

La base del bastidor se construyó con perfiles estructurales en U de 5 mm de espesor (**Figura 44**), estos fueron utilizados para las patas, los soportes principales de la estructura y las uniones, adicionalmente a las patas se les colocaron refuerzos en su parte inferior para brindar estabilidad a la máquina. Se utilizaron 3 uniones en la parte posterior de la estructura para no interferir con la salida del triturado, cuya finalidad es la de brindar rigidez a la máquina y sostener el motor junto con la caja construida para albergar toda la parte eléctrica y electrónica de la máquina.



**Figura 44. Base del bastidor**  
Fuente. Autores

## 5.6 DISCOS DE SOPORTE

Los discos de soporte del bastidor (**Figura 45**) son de acero estructural ASTM A-36 de 3/4 de pulgada que están unidas al bastidor por 8 tornillos de 3/8 de pulgada, además se le hizo una pestaña que sobresale de 3/8 de pulgadas para

que todas las cargas generadas por el triturado se transmitan al bastidor, de lo contrario los tornillos que la unen al bastidor fallarían muy prematuramente.

Las tapas laterales tiene la función de contener el material que se está triturando y ser el soporte de las chumaceras, en ultimas estas piezas son las que soportan el rotor de la máquina incluyendo la polea y el volante de inercia.



**Figura 45. Discos de soporte de las chumaceras**  
Fuente. Autores

## 5.7 MONTAJE DEL MOTOR

Tal como se ve en la **Figura 46** el motor descansa sobre una platina de 3/8 de pulgada soportada por 2 de las uniones de la base del bastidor, esta platina tiene 4 agujeros tipo corredera cuya finalidad es tensar o aflojar las correas moviendo el motor por estas. La **Figura 46** muestra la posición final del motor en la máquina, al lado de este se encuentra la caja donde se encuentra la parte electica de la máquina.

La principal dificultad en el montaje del motor fue el alineamiento de las poleas, además, el eje tenía un diámetro y un chavetero de mayor dimensión que la del casquillo cónico de la polea conductora, por lo que fue necesario ampliar este último para que encajara.



**Figura 46. Posición del motor en la máquina**  
**Fuente. Autores**

## **5.8 CONEXIÓN ELÉCTRICA DE LA MÁQUINA**

Como se mencionó en el **capítulo 4 sección 4.1.1** (dimensionamiento del motor) el motor que se utilizó es trifásico, por esto es necesario tener otros elementos adicionales antes de ponerlo a funcionar, estos protegerán al motor ante cualquier eventualidad, ya sea eléctrica o térmica, además son parte de los sistemas de seguridad de la máquina.

El sistema de arranque del motor es llevado a cabo por un contactor (**Figura 47**), Un **contactor** es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en

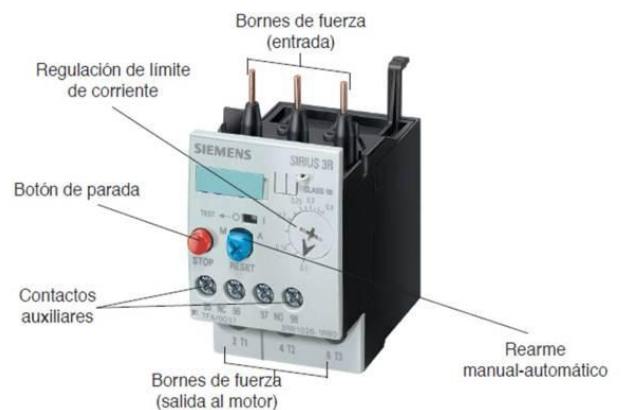
el circuito de mando, tan pronto se dé tensión a la bobina (en el caso de ser contactores instantáneos).

También es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción. Este tipo de funcionamiento se llama de "todo o nada"<sup>2</sup>. Adicionalmente al contactor de arranque se colocó un relé térmico, como el que se muestra en la **Figura 48**, cuya función es desconectar el motor si este llega a la temperatura que se pre-programa en el relé.



**Figura 47. Contactor de 85 A, 440 V**

**Fuente.** <http://www.traderscity.com/board/>



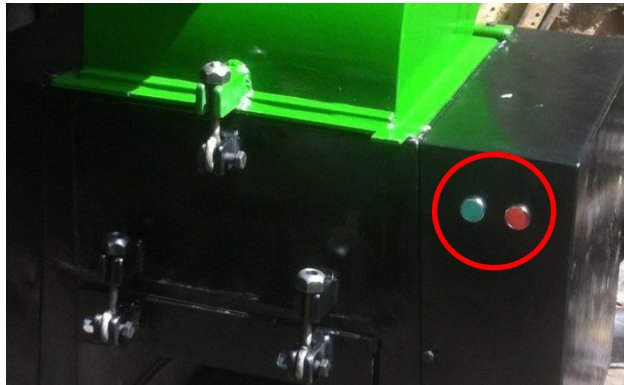
**Figura 48. Relé térmico**

**Fuente.** <http://automatismoindustrial.com/29->

La máquina tiene 2 botones (**Figura 49**) que controla el sistema, el encendido (botón verde) y el apagado (botón rojo), los cuales están ubicados en la tapa que cubre el volante de inercia, el botón de arranque es normalmente abierto, mientras el de parada es normalmente cerrado.

---

<sup>2</sup> <http://www.upnfm.edu.hn/bibliod/images/stories/tindustrial/libros%20de%20electricidad/Controles%20Electromecanicos/elementos%20electromecanicos.pdf>



**Figura 49. Botones de encendido y apagado de la maquina**  
**Fuente. Autores**

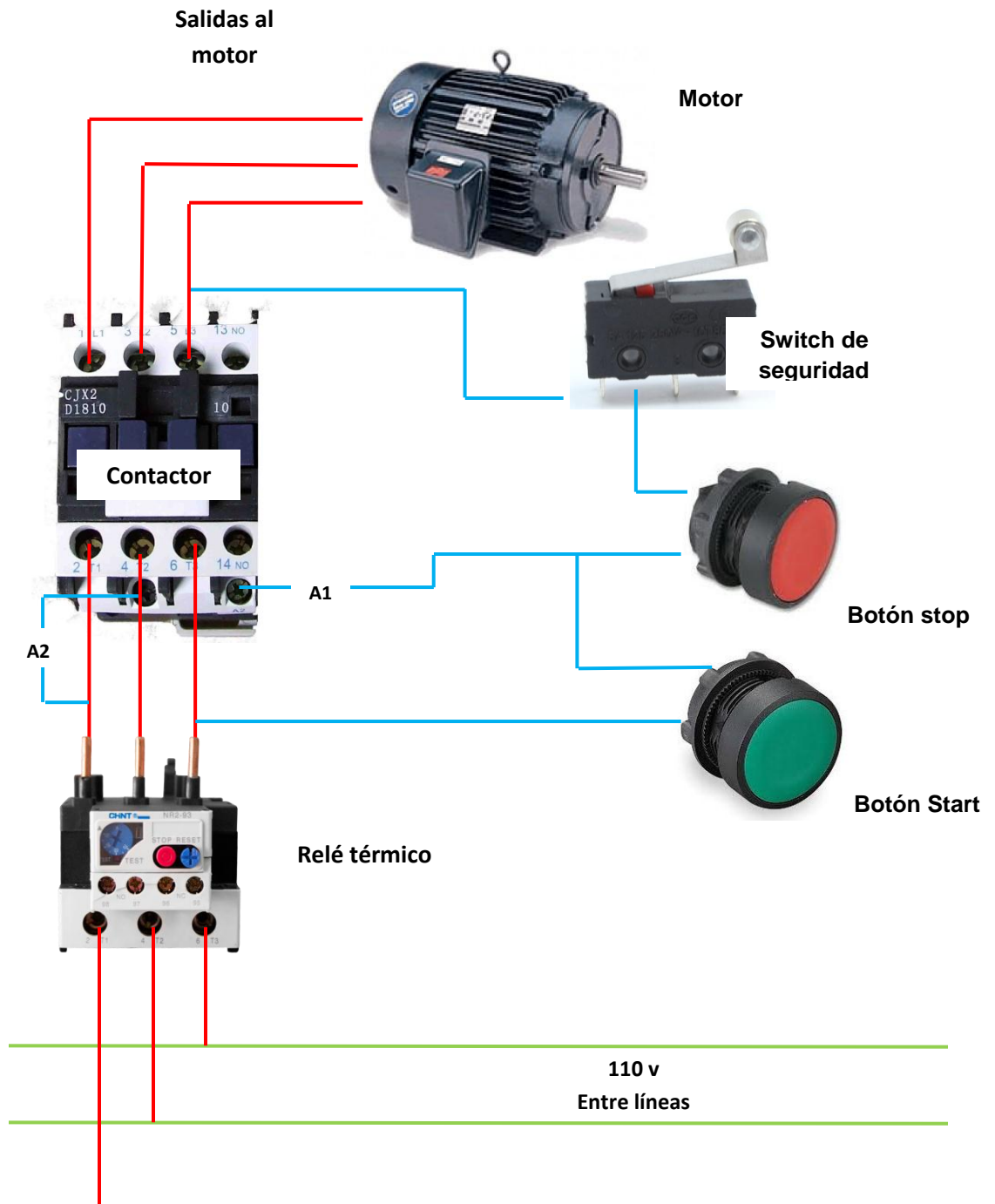
Para el sistema de seguridad de apertura de la tolva se utilizó un switch de seguridad de rodillo o final de carrera (**Figura 50**), este sensor mecánico tiene la función de desconectar el contactor ante la apertura de la tolva.



**Figura 50 Switch de seguridad tipo rodillo**  
**Fuente. <http://automatismoindustrial.com/29-2/>**

El plano eléctrico de la maquina es relativamente sencillo, debido a que es el contactor el que hace toda la función de arranque de la maquina, esta es una forma fácil y segura de proteger el motor ante una sobrecarga por atascamiento del rotor o ante un aumento de la temperatura del motor.

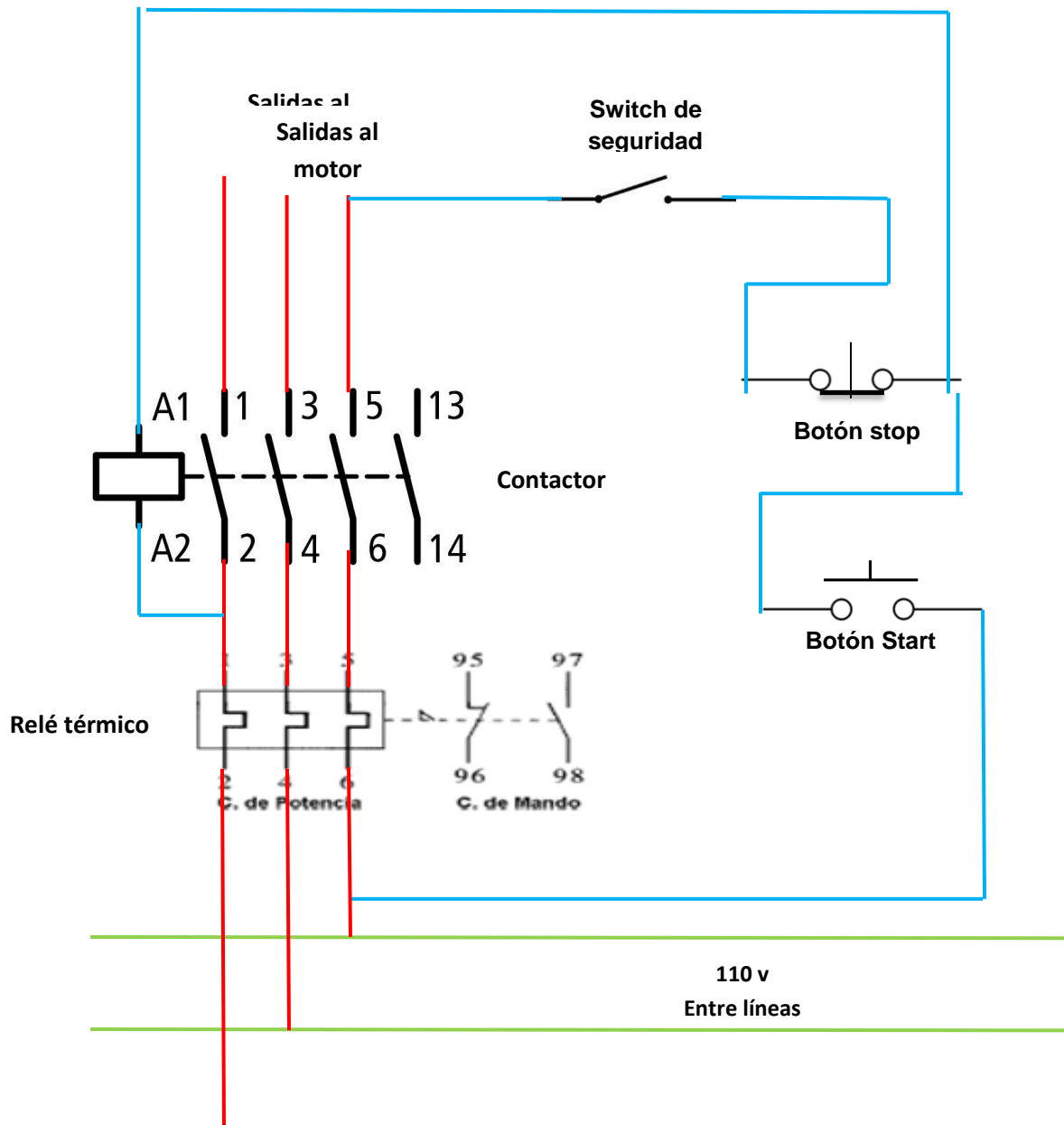
La **Figura 51** se muestra el plano de conexión del motor con los componentes de seguridad y eléctricos.



**Figura 51. Conexión de los componentes eléctricos de la maquina**  
Fuente. Autores

Dónde:

A1 y A2 Son las entradas de la bobina que están en el contactor. En la **Figura 52** se muestra el plano esquemático de la conexión eléctrica de la máquina.



**Figura 52. Plano esquemático de la conexiones eléctricas de la maquina**  
Fuente. Autores

## 5.9 PINTURA ELEGIDA PARA LA MAQUINA

Antes de pintar la maquina con los colores finales, a esta se le paso una pintura anticorrosiva para evitar una excesiva oxidación de sus partes, debido a que la mayor parte del equipo está hecho de acero ASTM A36 que se oxida con mucha facilidad.

Se escogieron 3 colores para la máquina, amarillo para el volante de inercia y las poleas por normas de seguridad, verde para la tolva y el motor debido a que este es el color que caracteriza el reciclaje y negro para el resto de la maquina ya que oculta la suciedad y en general le da más presencia a la maquina en combinación con los otros colores, la **Figura 53** se aprecia la trituradora de plástico con sus colores finales.



**Figura 53. Trituradora con sus colores finales**

**Fuente. Autores**

## 5.10 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO



**Figura 54. Portada de manual de operación y mantenimiento**  
**Fuente. Autores**

La máquina tiene un manual de operación donde se describe la forma correcta en que se debe operar la máquina, además se describe todo el proceso de montaje de las piezas que la conforman así como los cuidados y detalles que se deben tener en cuenta al momento de ensamblarla.

El manual de operación también brinda las referencias de los repuestos eléctricos y mecánicos en caso de una falla o avería, además se detalla toda la conexión eléctrica de la máquina, incluyendo la forma en que se debe conectar el motor.

Al final del manual de operación se describen las precauciones que el operario debe tener en cuenta para no comprometer su seguridad ni la de la máquina. El manual de mantenimiento de la máquina es más simple, puesto que aunque la máquina requiere mantenimiento continuo, este no requiere de herramientas complejas ni tampoco de un tiempo prolongado para este. Este manual hace énfasis en la importancia de mantener limpia la máquina, antes y después de trabajar con ella, además de los cuidados y frecuencia de engrase de las chumacera del eje y del motor.

El manual de operación y mantenimiento se encuentra en el **Anexo O**

## 6. PRUEBAS DE LA MAQUINA Y DATOS OBTENIDOS

Una vez terminada la trituradora de plástico se verifica que cumpla con las exigencias para la cual fue diseñada, para esto se hicieron una serie de pruebas donde se midió el flujo volumétrico con 3 tipos de plásticos (los comúnmente se reciclan mas), adicional a esto se midió la potencia promedio que se utiliza para una determinada masa de material, con esta se calcular la energía total consumida. También se tomaron muestras del triturado donde se comprobó que cumple con los objetivos planteados en el proyecto (ver capítulo 1 sección 1.3 objetivos del trabajo de grado)

### 6.1 TIPO DE PLÁSTICOS UTILIZADOS PARA LAS PRUEBAS

Se utilizan 3 tipos de plásticos para realizar las pruebas:

- ✓ El PVC (comúnmente utilizado en tuberías y accesorios de tubería)
- ✓ El PET (comúnmente utilizado en los envases de bebidas gaseosas y agua)
- ✓ El PEAD (comúnmente utilizado en canastas o cajas de cerveza y otras bebidas)

Estos tres se seleccionaron debido a que son los que comúnmente se encuentran en los desechos, en especial el PET. En el capítulo 3 sección 3,6 (energía de diseño para el dimensionamiento de la máquina) se seleccionó el PVC como el material de diseño para la máquina, por ser el material que más energía consume para cortarlo, por este motivo, es indispensable para hacer las pruebas de la máquina. Además en la misma sección se vio que el PEAD consume una buena cantidad de energía para cortarlo, sin embargo, la principal razón de elegir este material es debido a que muchos de los productos fabricados de este tiene volúmenes significativos, como en el caso de las canastas de cerveza o gaseosas,

sin mencionar que estas en algunos puntos de su estructura tiene espesores significativos, por lo cual no podemos despreciarlo como material crítico.

Para la prueba se utilizó una masa específica de cada material, estos se introdujo en la máquina y al final se tomó el peso del triturado y el tiempo que le tomo hacerlo. Con ambos datos se podrá calcular el flujo másico de cada uno y se comparara con el flujo de diseño.

Los desechos plásticos vienen de todas las formas y tamaños, por lo cual es difícil encontrar un espesor constante consistente con el tomado para el diseño de la maquina (ver capítulo 3 sección 3,6), es por esto que se tomaran muestras con espesores consistentes con el de diseño para garantizar que el equipo no se atasque o sufra algún daño bajo estas condiciones extremas.

## 6.2 OBTENCIÓN DE DATOS DEL MOTOR Y CALCULO DE LA POTENCIA CONSUMIDA

Para estimar la energía consumida por el motor, debemos calcular la potencia en cada fase que se consume durante el triturado, para esto se utilizó una Pinza amperimétrica (**Figura 55**) con la cual se midió la corriente consumida por el motor en cada fase



**Figura 55.** Pinzas amperimétrica para medir la corriente de las 3 fases del motor  
Fuente. Autores

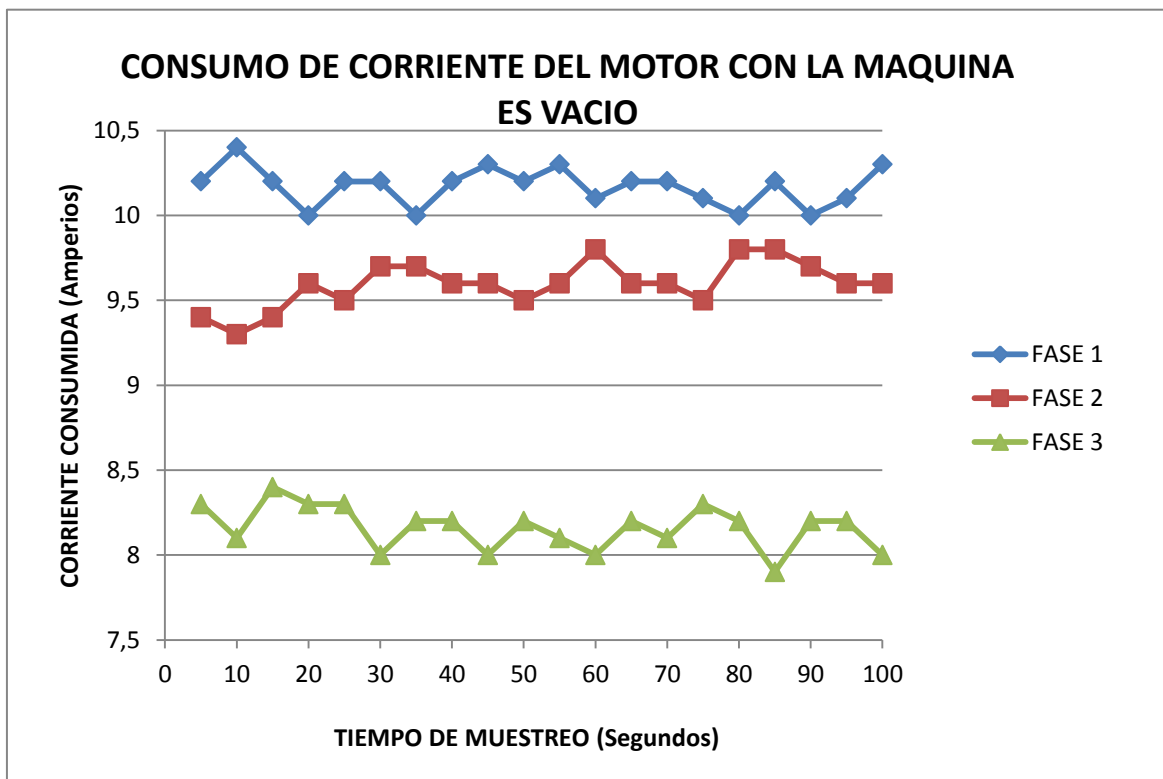
Para calcular la potencia real de un motor trifásico, se utiliza la Ecuación 22 (EC 22).

$$P = \sqrt{3} * V_L * I_L * \text{Cos}\varphi \quad \text{EC 22}$$

Dónde:

- P** Es la potencia real del motor
- $V_L$**  Es el voltaje de línea
- $I_L$**  Es la corriente de línea
- $\text{Cos}\varphi$**  Es el factor de potencia del motor

Antes de empezar a introducir material a la máquina, se tomó la corriente que consume el motor para arrancar en vacío, posteriormente se comparara con el consumo cuando la maquina está triturando. Los resultados de esta primera prueba se pueden observar en la gráfica 4.



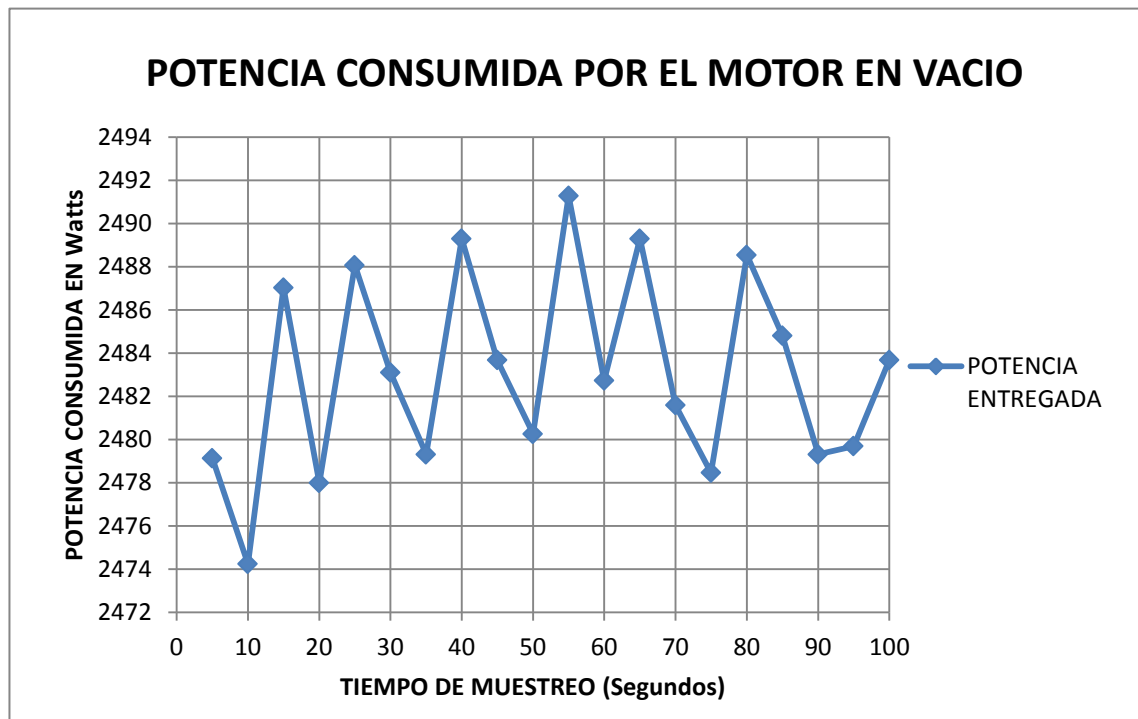
**Grafica 4. Consumo de Corriente del motor en vacío**  
Fuente. Autores

- ✓ La corriente de cada línea se tomó con las pinzas amperimétrica como se ve en la **Figura 55**, con estas se estima la potencia con la **Ecuación 22** en cada fase y finalmente se estima la potencia resultante con la **Ecuación 23** en cada punto.

$$P_{Resul} = \sqrt{(P_{FASE 1})^2 + (P_{FASE 2})^2 + (P_{FASE 3})^2} \quad EC 23$$

- ✓ El voltaje de línea es igual a 110 sin tener en cuenta el desfase que es menor al 5%.
- ✓ El factor de potencia del motor seleccionado (**Anexo C**) es igual a 0,805.

En la **Grafica 5** está la potencia consumida en cada instante en que se tomó las muestras de corriente de cada fase.

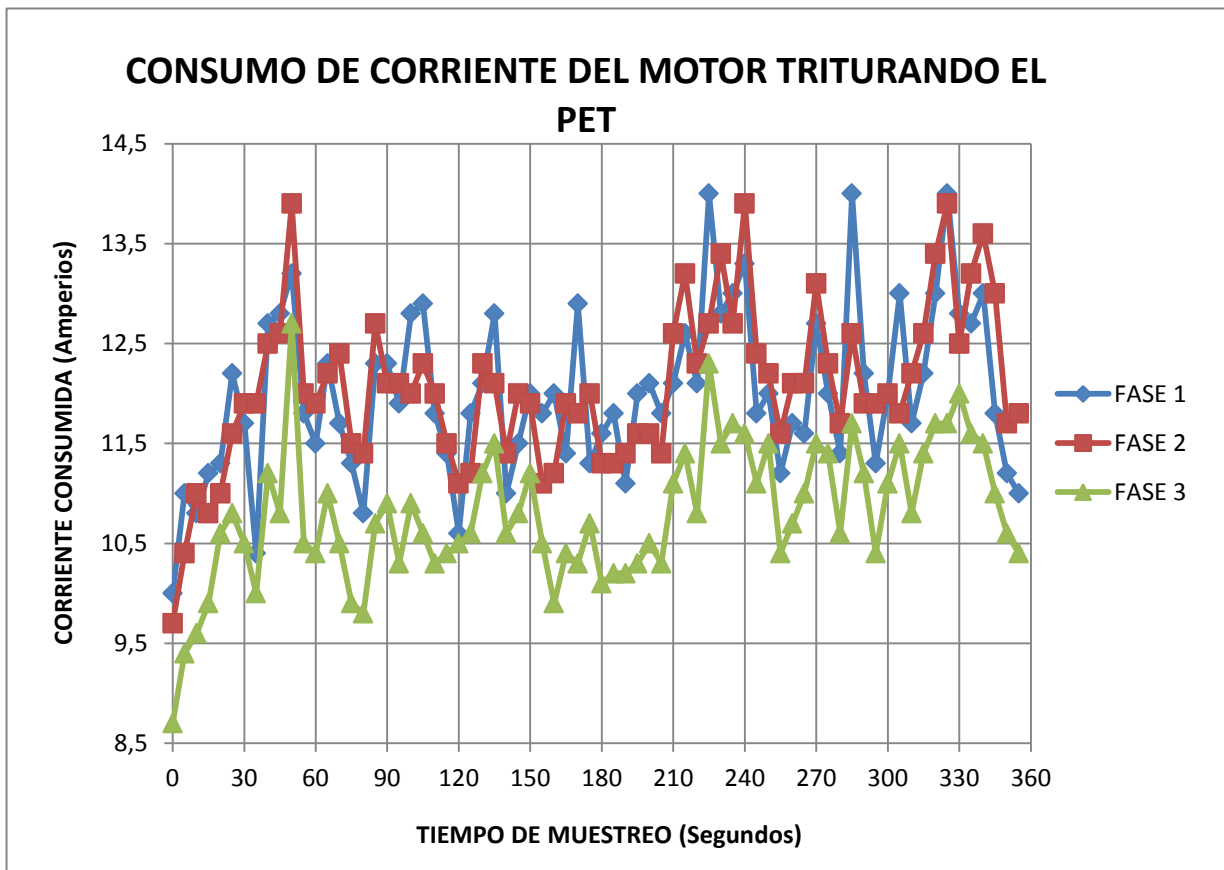


**Grafica 5. Potencia entregada por el motor en vacío**  
**Fuente. Autores**

Con los datos de la **Grafica 5**, se tiene que la potencia promedio es igual a 2483 Watts. Con esta potencia podemos calcular la energía que consume el motor cuando la maquina se encuentra en vacío., con el tiempo de muestreo que es igual a 5 segundos y utilizando la Ecuación 23 (**EC 24**).

$$E_{prom} = \frac{P_{prom}}{t_{muestreo}} = \frac{2483 W}{5 s} = 497 \frac{W}{s} = 1788 \frac{KW}{h} \quad EC 24$$

### 6.3 RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PET

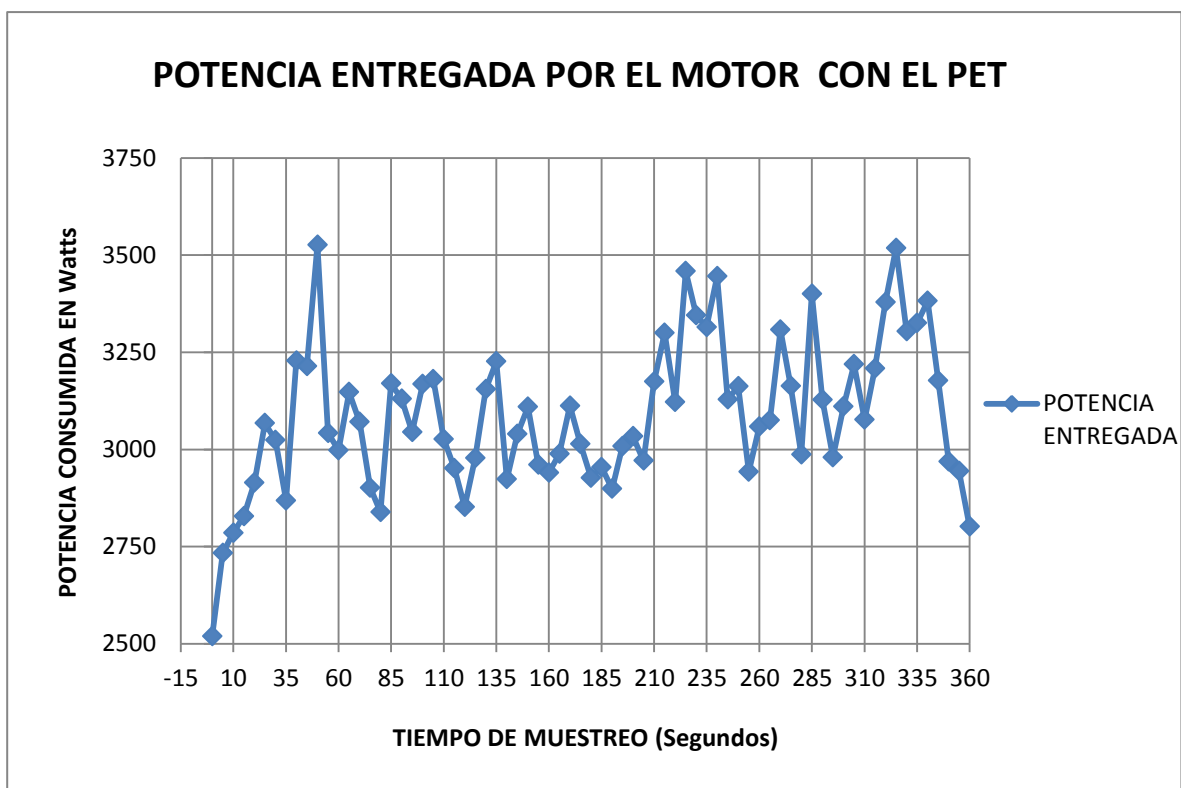


**Grafica 6. Consumo de corriente del motor en el triturado de PET**  
Fuente. Autores

En la **Grafica 6** se ve el consumo de corriente del motor en cada una de sus fases cuando se está triturando PET (botellas). Para realizar el muestreo se tomaron medidas de la corriente con las pinzas amperimétrica (como se mencionó en el apartado 6.2) cada 5 segundos, durante 6 minutos que es el tiempo total que se destinó para medir el flujo másico de cada material.

En la **Grafica 6** se observan sobre picos de corriente, estos se deben a que las botellas utilizadas no tienen la misma forma ni tamaño ni espesores, además cada fase se encuentra descompensada lo que afecta la lectura, sin embargo para estas descompensaciones no se tendrán en cuenta a la hora de calcular la potencia generada.

Con los datos de corriente la **Grafica 6** se construye la **Grafica 7**, la cual muestra la potencia que suministra el motor en cada instante medido, calculado con la **Ecuación 23**.



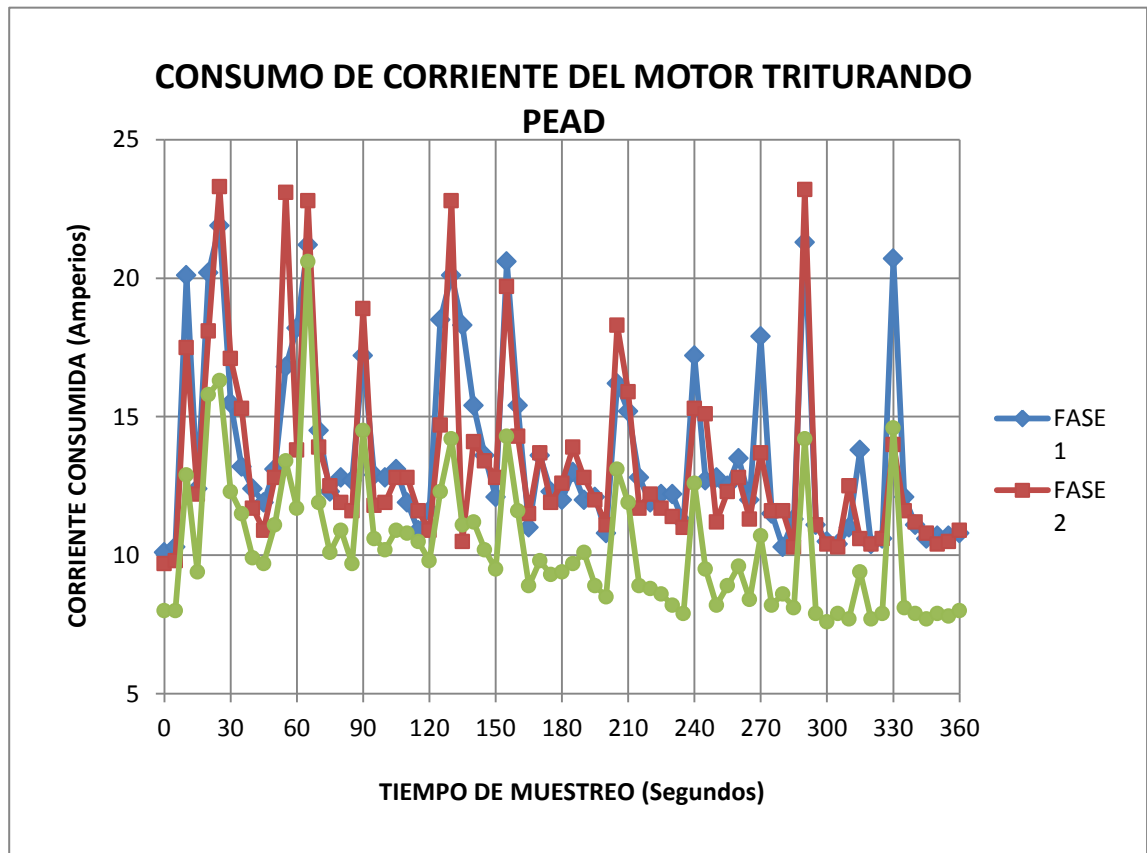
**Grafica 7. Potencia entregada por el motor en el triturado de PET**  
**Fuente. Autores**

$$E_{prom} = \frac{3087 \text{ W}}{5 \text{ s}} = 618 \frac{\text{W}}{\text{s}} = 2225 \frac{\text{KW}}{\text{h}}$$

Con los datos de la **Grafica 7**, se tiene que la potencia promedio es igual a 3087 Watts. Con esta potencia podemos calcular la energía que consume el motor cuando se está triturando PET., con el tiempo de muestreo que es igual a 5 segundos y utilizando la Ecuación 23 (**EC 23**).

$$E_{prom} = \frac{3087 \text{ W}}{5 \text{ s}} = 618 \frac{\text{W}}{\text{s}} = 2225 \frac{\text{KW}}{\text{h}}$$

#### 6.4 RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PEAD

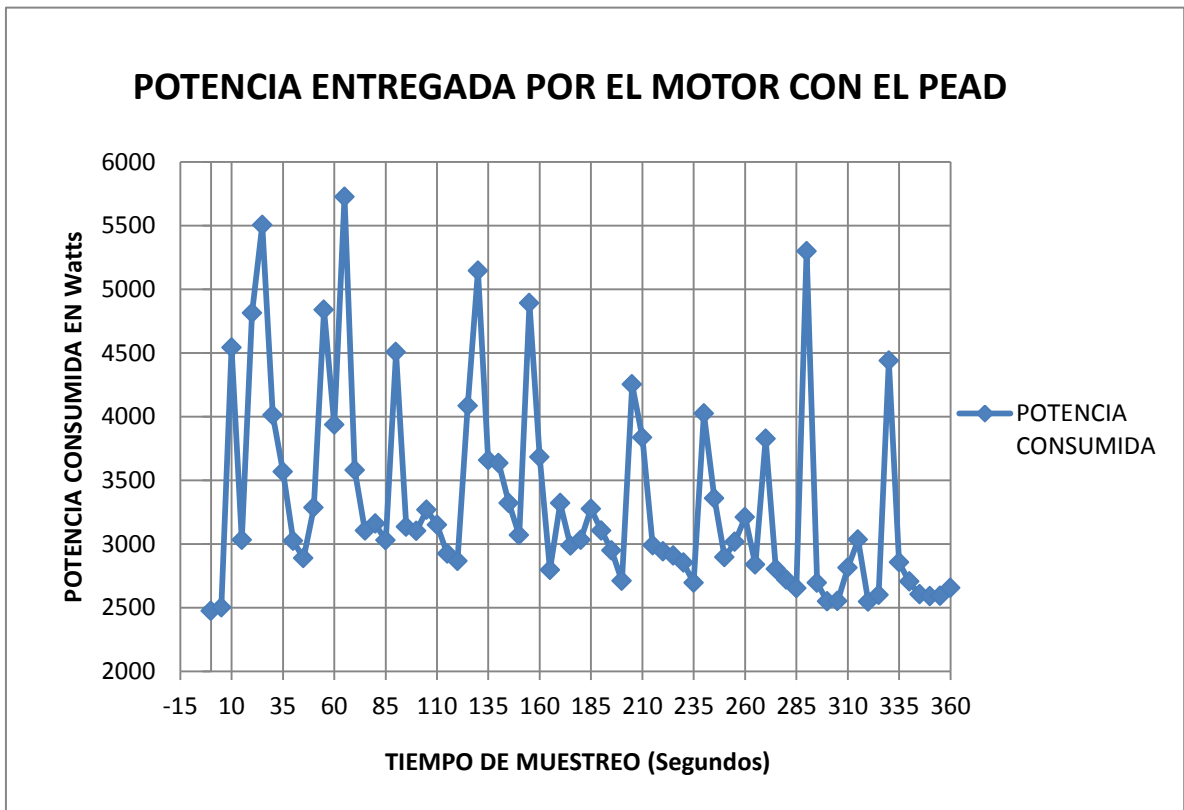


**Grafica 8. Consumo de corriente del motor en el triturado de PEAD**  
Fuente. Autores

En la **Grafica 8** se ve el consumo de corriente del motor en cada una de sus fases cuando se está triturando PEAD (canastas de gaseosa). Se tomó los mismos tiempos de muestreo utilizados con las pruebas del PET.

Los sobre picos en la **gráfica 8**, muestran los tiempos o los instantes donde se introdujo el material para triturarlo, este comportamiento fluctuante se repite en toda la prueba.

Con los datos de corriente la **Grafica 8** se construye la **Grafica 9**, la cual muestra la potencia que suministra el motor en cada instante medido, calculado con la **Ecuación 23** para el PEAD.

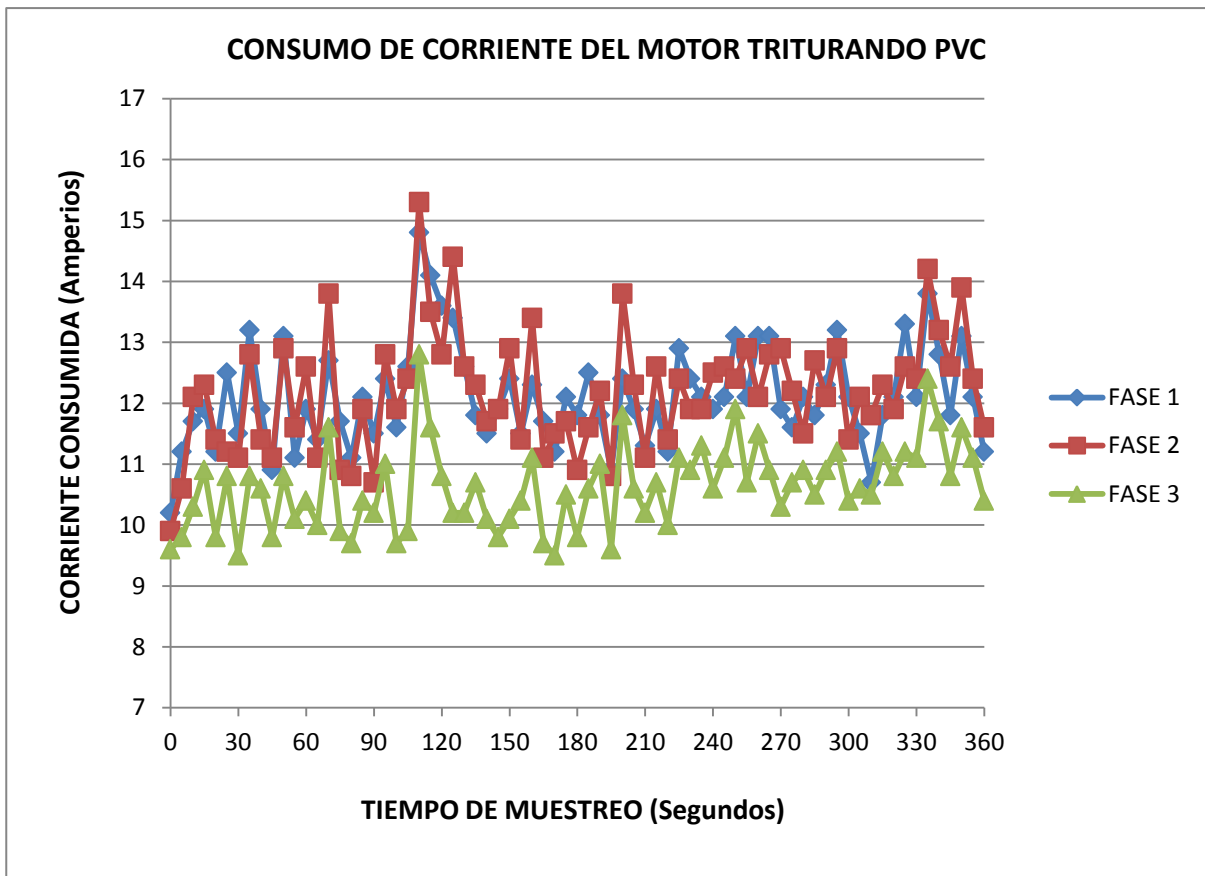


**Grafica 9. Potencia entregada por el motor en el triturado de PEAD**  
Fuente. Autores

Con los datos de la **Grafica 9**, se tiene que la potencia promedio es igual a 3342 Watts. Con esta potencia podemos calcular la energía que consume el motor cuando se está triturando PEAD., con el tiempo de muestreo que es igual a 5 segundos y utilizando la Ecuación 23 (**EC 23**).

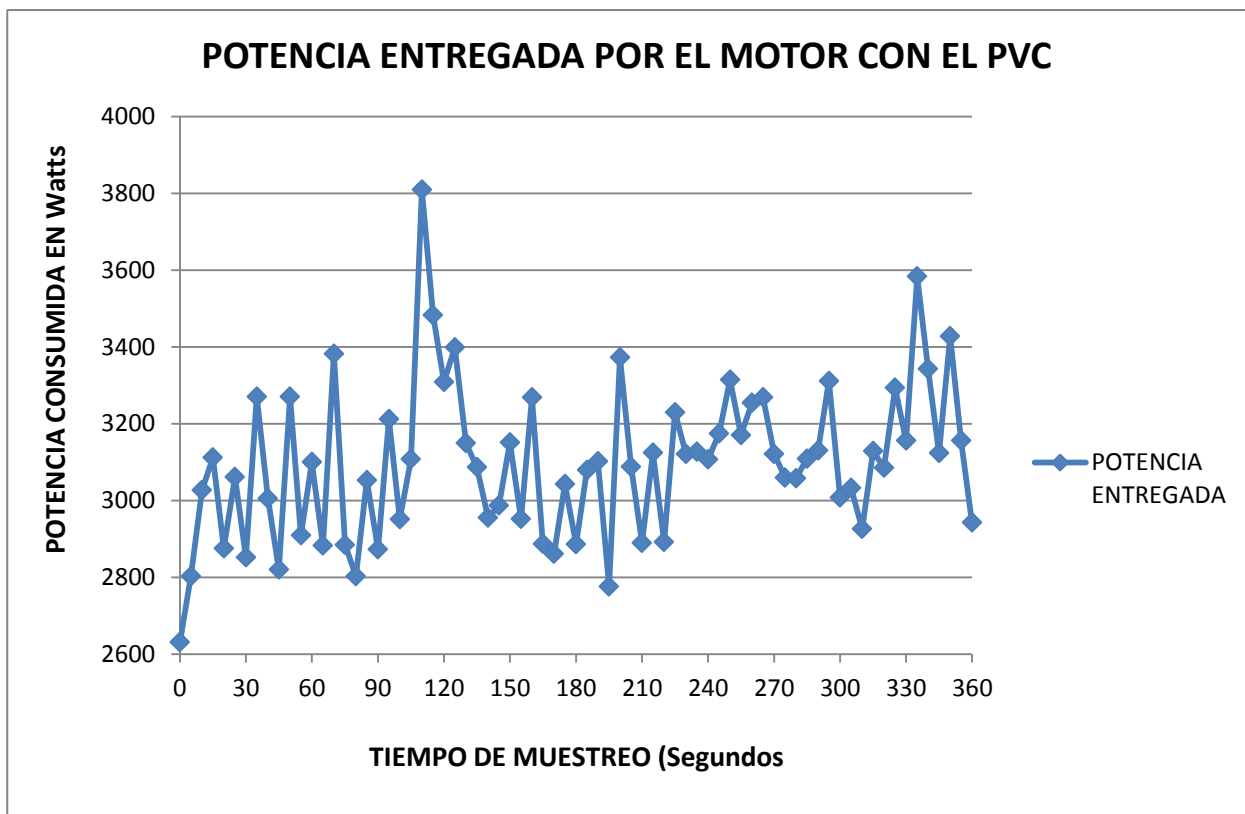
$$E_{prom} = \frac{3342 W}{5 s} = 669 \frac{W}{s} = 2407 \frac{KW}{h}$$

### 6.5 RESULTADO DEL CONSUMO DE ENERGÍA DEL MOTOR PARA TITULAR EL PVC



**Grafica 10. Consumo de corriente del motor en el triturado de PVC**  
**Fuente. Autores**

En la **Grafica10** se ve el consumo de corriente del motor en cada una de sus fases cuando se está triturando PVC (tuberías), los datos se tomaron de la misma manera que con las pruebas anteriores. El PVC es el material escogido para hacer el diseño de la máquina, es por esto que la prueba de triturado de este material se realizó de manera más controlada que con los otros materiales, para comprobar que el equipo cumple con los objetivos planteados en cuanto a potencia y flujo másico.



**Grafica 11. Potencia entregada por el motor en el triturado del PVC**

**Fuente. Autores**

En los primeros 100 segundos de la prueba, se introdujo a la maquina tuberías de PVC con espesores de pared hasta de 5 mm de espesor y un flujo constante de

material, si se observa este lapso de tiempo en la **Gráfica 11** está caracterizada por fluctuaciones casi constantes.

Posteriormente se le realizó la prueba con el espesor de pared del material para el diseño de la máquina (ver capítulo 3 sección 3,6), con un tubo de PVC de media pulgada de espesor (**Figura 56**). Esta prueba se puede evidenciar con el pico de potencia de mayor magnitud de la **Gráfica 11**.



**Figura 56. Tubería de prueba para espesor de pared de diseño**  
**Fuente. Autores**

Posteriormente se introdujeron tubos de PVC con espesores de más de 5 mm con un flujo másico menor al inicial, esta prueba se puede evidenciar en los últimos 120 segundos de la **Gráfica 11**, donde la potencia suministrada no presenta tantas fluctuaciones y tiende a ser más constante.

Con los datos de la **Gráfica 11**, se tiene que la potencia promedio es igual a 3098 Watts. Con esta potencia podemos calcular la energía que consume el motor cuando se está triturando PVC, con el tiempo de muestreo que es igual a 5 segundos y utilizando la Ecuación 23 (**EC 23**).

$$E_{prom} = \frac{3098 \text{ W}}{5 \text{ s}} = 620 \frac{\text{W}}{\text{s}} = 2231 \frac{\text{KW}}{\text{h}}$$

## 6.6 MEDIDA DEL FLUJO MÁSIKO PARA CADA MATERIAL

Como se mencionó en el apartado 6.1, se tomó una cantidad de material indefinida y se trituro durante el tiempo de pruebas que fue de 6 minutos para cada uno. Este tiempo se escogió debido a las limitaciones de algunos materiales para la prueba, en especial el PVC, este tiempo es suficiente para estimar el flujo másico de la maquina con cada material. Al finalizar los 6 minutos se le midió la masa del triturado para cada uno, de esta manera si utilizamos la **Ecuación 25** que relaciona masa y tiempo, podemos conocer el flujo másico en cada prueba.

$$\dot{m} = \frac{m_{trit}}{t_{prue}} \quad \text{EC 25}$$

Dónde:

$\dot{m}$  Es el flujo másico del material medido en Kilogramos por minuto (Kg/min)

$m_{trit}$  Es la masa del triturado que se mide al final de la prueba en Kilogramos (Kg)

$t_{prue}$  Es el tiempo de prueba medido en minutos (min)

En la **Tabla 50** se encuentran los valores obtenidos del flujo másico de las pruebas para los 3 materiales que se utilizaron.

**Tabla 50. Resultados del flujo másico de las pruebas**

Material	Masa después del triturado (Kg)	Tiempo (min)	Flujo másico (Kg/min)
PET	19,2	6	3,2
PEAD	17,8	6	2,96
PVC	16,1	6	2,68

La capacidad nominal de la maquina debe estar entre mínimo 1 tonelada y máximo 2 toneladas diarias, o dicho de otro modo, si el día normal dura 8 horas será entre 2,08 kg/min mínimo a 4,16 Kg/min máximo. De la **Tabla 50** se observa que los flujos máxicos de cada material si están dentro de los rangos definidos en los objetivos finales de la máquina.

## 6.7 CONTROL DE UNIFORMIDAD DEL TRITURADO DE LA MAQUINA

Como último paso de medición, se debe cerciorar que la maquina esté produciendo un triturado uniforme.

En la **Figura 57** se puede ver la forma de las canastas hechas de PEAD, antes y después del triturado. La **Figura 58** se observa los tipos de tuberías utilizados para la prueba del PVC y el triturado de este después de la prueba y la **Figura 59** muestra el triturado de las botellas hechas de PET.



**Figura 57.** Canastas hechas de PEAD antes y después de la prueba  
**Fuente.** Autores

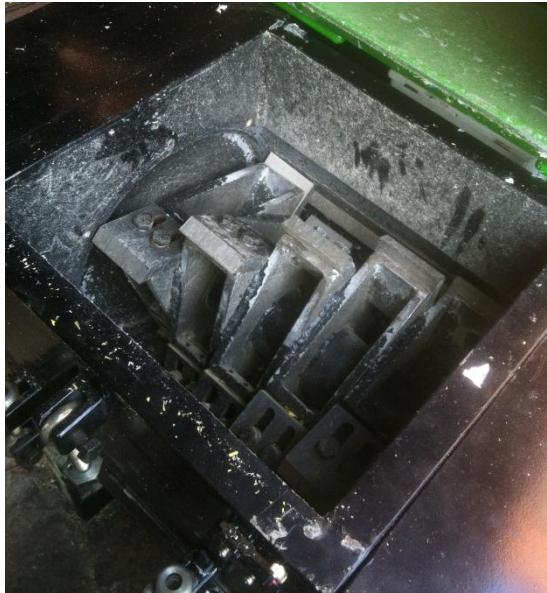


**Figura 58. Tuberías de PVC antes y después de la prueba**  
**Fuente. Autores**



**Figura 59. Botellas de PET después de la prueba**  
**Fuente. Autores**

La **Figura 58** muestra el estado en que queda la cámara de triturado después de trabajar la maquina con cualquier plástico. En esta se observa que hay un polvo fino de color blanco que cubre los elementos internos de la trituradora, este polvo son residuos muy finos que se desprenden del material debido al golpe constante contra las cuchillas, además son causadas por algunas impurezas que traen los desechos. Esta clase de contaminante deteriora el funcionamiento de la maquina si se le deja acumular, el **capítulo 7** se tocaran temas como el mantenimiento y los tipos de cuidados que se debe tener para este tipo de partículas no lleve a un daño prematuro de los rodamientos.



**Figura 60.** Cámara de trituración después de las pruebas  
**Fuente.** Autores

## **6.8 CONTROL DE VIBRACIONES Y RUIDO DE LA MAQUINA**

La máquina demostró que es capaz de estar desbalanceada y aun así no generar vibraciones que comprometan las piezas estructurales de la misma, esto se debe especialmente a las siguientes razones:

- ✓ La velocidad de rotación el eje no es grande, se estima que alcanza los 340 RPM en vacío, pero tampoco es muy pequeña como para generar vibraciones cerca del primer armónico de la máquina.
- ✓ El volante de inercia es el principal componente de la máquina que absorbe las vibraciones que se puedan generar por desbalanceo de los elementos rodantes incluyéndolo a el mismo.
- ✓ La estructura del bastidor está diseñada para absorber la mayor parte de las vibraciones generadas en el triturado.

Con la prueba realizada a los 3 tipos de plásticos no se identificaron vibraciones bruscas, ni tampoco descompensaciones significativas en el eje lo que garantiza que la vida útil de los rodamientos no se verá comprometida por esta causa.

La máquina en vacío no genera ruido significativo, lo que permite afirmar que no hay roces entre el rotor y el bastidor, además es indicio de que se encuentra con una alineación adecuada entre el motor y el eje. Cuando la maquina se encuentra triturando genera ruido por el choque del plástico con las cuchillas, y el plástico con el bastidor y la tolva. Este último elemento debido a su forma retiene la mayor parte del material en el rotor, lo que reduce el tiempo que le toma a la maquina triturar el material y contiene el material en un solo punto lo que reduce los impacto contra la tolva que se traduce en menos ruido generado en comparación a otras máquinas con diseños convencionales.

## **6.9 ANÁLISIS DE RESULTADOS**

En primera instancia se analizó la energía consumida para realizar el triturado, así mismo se analizó que material exige más potencia al motor a la hora del triturado y finalmente se tendrá en cuenta variables como la forma y el tamaño de los desechos plásticos utilizados en la prueba y como estas afectan al consumo de

energía que es proporcional a la potencia entregada del motor. En la **tabla 51** está el resumen de los datos obtenidos de las pruebas realizadas a los plásticos

En la **Tabla 51** se observa que el consumo de energía es casi igual para cada material, sin embargo esto solo es un dato comparativo ya que no se ha tenido en cuenta la cantidad de material que se trituro, es por esto que se debe manejar la energía específica de cada uno, calculada con la Ecuación 25.

$$E_{esp} = \frac{E_{prom}}{m_{trit}} \quad \text{Ec 25}$$

Dónde:

$E_{esp}$  Es la energía específica  $KW/(h * Kg)$

$m_{trit}$  Es la masa del triturado que se mide al final de la prueba en Kilogramos (Kg)

$E_{prom}$  Es la energía promedio consumida (KW/h)

Con la energía específica se puede ver de manera más clara que material consume más energía por kilogramo de triturado. En la **Tabla 51** se encuentra los resultados de energía específica para cada material.

**Tabla 51. Resultados de la energía específica de cada materia**

<i>Material</i>	<i>Energía promedio consumida (KW/h)</i>	<i>Masa después del triturado (Kg)</i>	<i>Energía específica KW/(h * Kg)</i>
<i>PET</i>	2225	19,2	116
<i>PEAD</i>	2407	17,8	135
<i>PVC</i>	2231	16,1	139

De la **Tabla 51** se observa que el PVC es el material que consume más energía por kilogramo de material triturado, consecuente con las pruebas realizadas con el banco de pruebas (ver capítulo 3).

El PEAD es otro material que consume una considerable cantidad de energía para triturarlo, sin embargo es debido a la forma que tiene los productos con los cuales se realizaron la prueba (canastas), esto se puede evidenciar en la **Gráfica 19**, donde se observan sobre picos de potencia que duran un lapso de tiempo corto mientras la canasta se reduce en partes más pequeñas antes de caer por la criba. Si se compara con la **Gráfica 11** que muestra el consumo de potencia con el PVC, se puede ver que con este último los rangos de variación de la potencia consumida no son muy amplios, esto obedece a que los desechos de PVC eran de forma más regular con espesores de pared más uniformes, lo que facilitaba la trituración. Hay que tener en cuenta que las propiedades de los plásticos utilizados son diferentes y los objetos hechos de estos no eran semejantes entre sí.

Si se compara una botella de PET con una tubería de PVC o una sección de una canasta hecha de PEAD, la botella posee paredes más delgadas y es menos rígida que los otros materiales utilizados en la prueba. Si la tolerancia entre las cuchillas fijas y las móviles no es lo suficientemente pequeña, los residuos del PET simplemente pasaran entre las cuchillas sin ser cortados, debido a que tienen mayor facilidad de deformación. Lo contrario ocurre con el PEAD y el PVC los cuales son rígidos y su tendencia es a fracturarse ante un impacto en vez de deformarse.

Es por lo anterior que se necesita grandes flujos máxicos de PET si se quiere que la maquina no pierda eficiencia y produzca un flujo constante de triturado, cosa que no ocurre con el PVC y el PEAD que necesitan regular el flujo máxico dependiendo de la forma y espesor que tenga los objetos hechos de estos materiales.

## CONCLUSIONES

El diseño y la construcción de la trituradora para materiales plásticos ayudaron a fortalecer los conocimientos adquiridos durante nuestra formación universitaria, creando un diseño óptimo e innovador que cumple eficientemente los objetivos planteados a un bajo costo energético y un gran beneficio ambiental al impulsar la reutilización de productos considerados desechos.

Se comprobó que es mejor un sistema de cuchillas escalonado que uno de cuchillas enteras largas, al comprobar con los resultados obtenidos de las pruebas realizadas que se puede obtener un flujo másico superior con un motor más pequeño en cuestiones de potencia, comparándolo con las trituradoras que se encuentran en el mercado convencional.

Las pruebas realizadas a la trituradora demostraron que entre menos rígido sea el plástico que se está triturando, mayor debe ser el flujo de material que debe entrar a la máquina para que esta no pierda eficiencia, como lo que ocurre con las botellas hechas de PET, por el contrario se generan triturados más uniformes entre mayor sea la rigidez del plástico, como en el caso del PEAD y el PVC

La forma del material que se quiere triturar es proporcional a la potencia suministrada del motor para este fin, como se vieron en las pruebas entre mayor sea el volumen del objeto que se introduce a la máquina, mayor será la exigencia del motor, sin embargo solo se dan el lapsos de tiempos cortos pero en un lapso de tiempo largo da como resultado un considerable aumento en el consumo de energía.

El diseño de la trituradora se realizó de tal manera que todas sus piezas estructurales se puedan fabricar en un taller convencional y otras como en el caso de las chumaceras, se encuentren fácilmente en el mercado.

La separación entre las cuchillas móviles y las cuchillas fijas es uno de los factores que determina la rapidez con la cual la maquina lleva a cabo el triturado.

Se diseñó y construyó todos los elementos estructurales de la máquina, verificando con simulaciones realizadas en SolidWork que estos soportaran las rigurosas condiciones previstas del triturado, algunos de los cuales tenían factores de seguridad superiores a los previstos, no obstante es un margen que nos protege de situaciones no previstas en el diseño.

Los estudios realizados demostraron que es mejor adaptarle una camisa al eje, debido a que se distribuye de manera más uniforme las cargas sobre el este evitando concentradores de esfuerzos por soldadura y corrosión del mismo.

El volante de inercia es indispensable en este tipo de máquinas, no solo como acumulador de energía, sino también como compensador de desalineaciones y desbalanceos, que de otro modo provocarían fuertes vibraciones en toda la estructura.

La máquina puede tener una producción neta entre 1,3 y 1,6 toneladas diarias, dependiendo del plástico y la forma de los residuos que se introduzcan.

La trituradora tiene la capacidad de triturar desechos con espesores entre 1 y 1,5 cm, comprobado con las pruebas realizadas al PVC, sin embargo tanto el flujo másico no debe superior a 1,3 toneladas por día y el volumen no debe ser mayor a los estipulado en el diseño de  $38,33 \text{ cm}^3$

## RECOMENDACIONES

Sería conveniente inclinar las cuchillas fijas de 2 a 4 grados, esto daría un efecto cizallador cuando se genera el corte del material, este efecto reduce el área de corte, con lo cual requiere menos energía que en últimas se ve reflejado en un aumento de la eficiencia y un triturado más uniforme.

Para hacer más eficiente el proceso general de reciclaje, en la salida del triturado se podría adaptar boquilla aspiradora que llevase el material triturado inmediatamente hasta la extrusora lo que ahorraría tiempo y mano de obra.

Los porta cuchillas son elementos estructurales muy importantes que requieren gran precisión a la hora de fabricarlos, por este motivo es mejor cortar las piezas que lo constituyen con láser, este método garantiza un excelente acabado superficial y ahorra el proceso de maquinado que se les debe hacer para que todas las piezas queden igual.

Para alcanzar una producción mayor de triturado se recomienda que la velocidad de la máquina se encuentre entre los 300 y 450 rpm, contrario de lo que se maneja normalmente que esta entre 250 y 350 este tipo de máquinas debe ser conectadas en lugares donde las fases se encuentren compensadas, en caso contrario se darán mediciones erróneas, consumo altos de corriente y puede que el motor se detenga por sobrecarga en la líneas.

## BIBLIOGRAFÍA

- BERNARD J. HAMROCK, BO O. JACOBSON, STEVEN R. SCHMID  
Elementos de Maquinas. McGRAW-HILL, México, 2000
- Catalogos portal SKF: <http://www.skf.com/co/products/index.html>
- FALCON Mauricio, RIAGUARO Robinson, Molino triturador de botellas  
desechables, Universidad Tecnologica America, Quito, 2009
- MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006.
- NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice hall, 1999.
- Tutoriales diseño mecanico:  
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- VASCONEZ Alex, Diseño y simulacion de una maquina trituradora de plastico  
de 15 Kg/h para el laboratorio de conformado de la facultad de ingeniería  
mecánica, Escuela Politecnica Nacional, Quito, 2013

# **ANEXOS**

## **ANEXO A. MARCO TEÓRICO**

### **PROBLEMA DE DESECHOS DE PLÁSTICO EN COLOMBIA**

Según Acoplasticos<sup>3</sup>, para producir 50.000 bolsas se necesitan 453,6 kilos de polietileno. Colombia registra un consumo aproximado de 84.000 toneladas de PET del cual se recicla el 24%. En el país y en particular en Bogotá, es apenas marginal el reciclaje de los plásticos si se compara con las demás familias de materiales empleados en empaques y envases. De acuerdo con promedios históricos, cerca de 16500 toneladas de plásticos por mes van a parar al relleno sanitario de Doña Juana (ubicado en Bogotá), de ahí la importancia por clasificar y contribuir en la separación y la no contaminación de este tipo de residuos. Al reciclar 1 Kg de plástico se evita 1,5 Kg de CO<sub>2</sub> al ambiente. En Colombia se aprovecha aproximadamente 1.880.000 T/año de los cuales el 12,83% corresponde a la diferente variedad de plásticos en el mercado<sup>4</sup>.

### **PROBLEMAS DERIVADOS AL DESECHAR PLÁSTICO**

A pesar de ser un material increíblemente versátil, por todas las posibilidades de uso que tiene para los seres humanos, el plástico también tiene sus problemas. Precisamente, el uso intensivo de éste, ha generado residuos difíciles de manejar, empezando porque no es degradable, esto quiere decir que cuando se desecha, no se descompone fácilmente como sí lo hace por ejemplo, el papel, la madera e incluso los metales. Hoy en día, el plástico es responsable en gran parte de los residuos contaminantes que se acumulan en nuestro planeta. También, cuando se arroja en la calle, puede terminar tapando alcantarillas y rejillas por donde al agua debe pasar cuando llueve.

---

<sup>3</sup> Entidad gremial que representa las industrias químicas colombianas (plástico, caucho, pinturas)

<sup>4</sup> Estadísticas de CEMPRES (compromiso empresarial para el reciclaje en Colombia)

Cuando llega a ríos y océanos, puede matar animales que queden atrapados en el interior de las bolsas. Frente a estos inconvenientes, se han desarrollado elementos plásticos a partir del maíz, lo cual hace que sea degradable y no contamine. Por ahora los costos de fabricación son elevados, pero sin duda será una alternativa para que se contamine menos.

### **TIPOS DE PLÁSTICOS QUE SON RECICLABLES**

La clasificación de los plásticos reciclables se puede realizar en función de múltiples variables, según su resistencia frente a cambios de temperatura, su reacción frente a disolventes o según su estructura molecular. Sin embargo, para el reciclado del plástico, la clasificación se realiza en función de su comportamiento frente al calor.

- ✓ **Termoestables:** No le influye el aumento de temperatura, ya que su alteración química en el proceso de fabricación es irreversible. De esta forma no se reblandecen y no se derriten, siendo imposible poder fundirlos de nuevo.
- ✓ **Termoplásticos:** Pertenecen a este grupo aquellos plásticos que son moldeables un número indeterminado de veces cuando se someten a una fuente de calor, sin que varíe su estructura química. Son flexibles y muy resistentes, y lo más importante, son plásticos fáciles de reciclar.

Los termoplásticos que encontramos en el mercado suelen diferenciarse mediante un número del 1 al 7, ubicado generalmente en su parte inferior. Esta es la clasificación de la Sociedad de Industrias del Plástico (**SPI** en inglés), que ha sido adoptada en todo el mundo. Dado que la calidad de un plástico se deteriora rápidamente al combinarlo con otro plástico diferente, la utilidad de este código es ayudar en la separación de los diferentes tipos de plástico y maximizar así el número de veces que pueden ser reciclados. En la **Figura A1** se muestra el

nombre de los diferentes tipos de plásticos reciclables, su código internacional de reconocimiento y los usos.





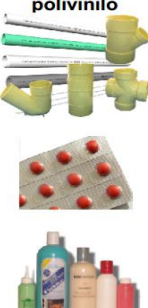









TIPOS DE PLÁSTICOS	CODIGOS	USOS	TIPOS DE PLÁSTICOS	CODIGOS	USOS
<b>Poliétilen Tereftalato</b> 	 PET	Botellas de bebidas refrescantes, agua, gaseosas, aceites, vinos, envases farmacéuticos, tejas. Películas para el empaque de alimentos, empaques aluminizados de pasabocas, cuerdas, cintas de grabación, alfombras, zunchos, rafia, fibras.	<b>Poliétileno de alta densidad</b> 	 PEAD	Tuberías, embalajes y láminas industriales, tanques, bidones, cajas o canastas para gaseosa, leches, refrescos, cerveza, transporte de alimentos. Cubetas, recubrimiento de cables, vajillas plásticas, envases rígidos de jabones y champú, garrafas de agua, lácteos, jugos, cremas cosméticas. Cufetes para pintura, bañeras, juguetes, conos de señalización, contenedores.
<b>Cloruro de polivinilo</b> 	 PVC	Envases rígidos y flexibles empleados en el empaque de medicamentos, alimentos, sueros y aceites, lubricantes y detergentes. Empaques tipo blíster. Tuberías y accesorios para sistemas de tratamiento de agua potable, riego y alcantarillado, ductos, canaletas, componentes para la construcción. Computadores, vallas publicitarias, tarjetas bancarias y otros elementos de artes gráficas. También se presenta en forma de película en capuchones para flores y como cuero sintético para muebles y calzado.	<b>Poliétileno de baja densidad</b> 	 PEBD	Películas para envolver productos, películas para uso agrícola y de invernadero, contenedores flexibles. Bolsas transparentes, bolsas protectoras de los racimos de banano, bolsas de granos, bolsas de leche, bolsas de empaque en las cajas de los supermercados, láminas adhesivas, tuberías de irrigación, mangueras de conducción de agua, tapas, juguetes.
<b>Polipropileno</b> 	 PP	Película para empaques flexibles, confitería, garrafas de agua, cajas de gaseosa y cerveza. Costales de rafia, cuerda industrial, fibra textil, zunchos, muebles plásticos, mallas, geotextiles. Utensilios domésticos, empaques de pasabocas, capuchones de flores, carcasas de baterías, vasos desechables, vasos plásticos, envases para detergentes, botellas, tuberías, juguetes, piezas moldeadas o	<b>Poliestireno</b> 	 PS	Vasos, platos y cubiertos desechables y vasos de agua y bebidas lácteas. Envases para jabón, platos. Cajas para CDs y cassettes. Carcasas para electrodomésticos y computadores. Empaques y recipientes térmicos, neveras portátiles, vasos y platos (icopor).
<b>Policarbonato(PC)</b>  <b>Acrilonitrilo Butadieno Estireno (ABS)</b>	 Otros	Botellones para agua, discos compactos, carcasas para computadores y equipos de tecnología, películas. Envases para alimentos, espumas, recubrimientos, adhesivos. Estructuras compuestas de múltiples capas de diferentes materiales.			

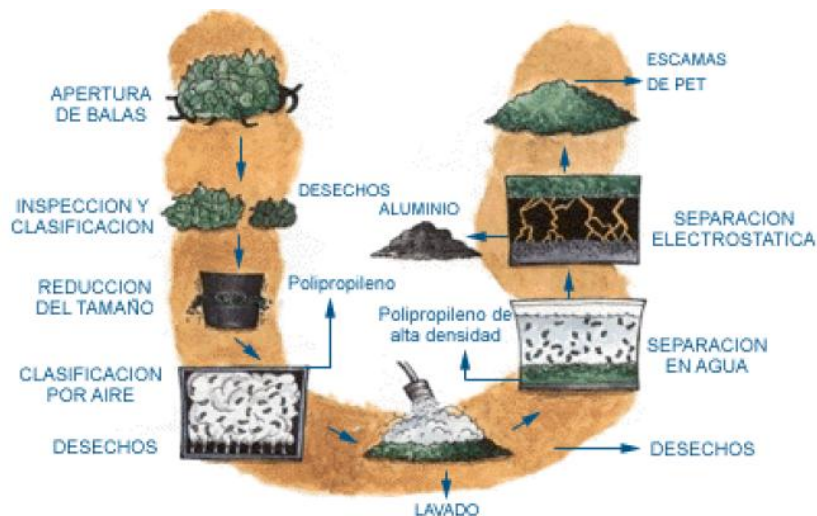
Figura A1. Tipo de Termoplásticos

Fuente. <http://www.cempre.org.co/documentos/ficha%20pl%C3%A1stico.pdf>

## TIPOS DE RECICLADO DE PLÁSTICO

Existen diferentes tipos de **reciclado**:

- ✓ **Reciclado Mecánico**: La técnica más utilizada en la actualidad es el reciclado mecánico (**Figura A2**). Esta consiste en la molienda, separación y lavado de los envases. Las escamas resultantes de este proceso se pueden destinar en forma directa, sin necesidad de volver a hacer pellets, en la fabricación de productos por inyección o extrusión.



**Figura A2. Proceso de reciclado Mecánico de plástico**

**Fuente:** [http://www.eis.uva.es/~macromol/curso0506/pet/reciclado\\_reciclado%20mecanico.htm](http://www.eis.uva.es/~macromol/curso0506/pet/reciclado_reciclado%20mecanico.htm)

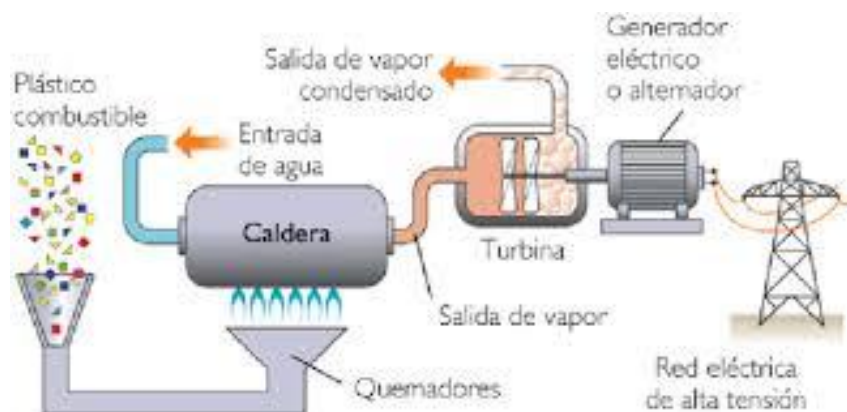
- ✓ **Reciclado Químico**: A diferencia del reciclaje mecánico, el reciclaje químico (**Figura A3**) implica cambios en la estructura química del material. Al basarse en una reacción química específica, no necesita los complicados pasos de purificación que son indispensables para el reciclaje físico. Además, permite utilizar al desecho plástico como fuente de materia prima, no sólo para producir nuevamente el material original (como material virgen), sino producir otros materiales con diferentes características.



**Figura A3. Proceso de reciclado Químico de plástico**

**Fuente:** [http://www.eis.uva.es/~macromol/curso0506/pet/reciclado\\_quimico.htm](http://www.eis.uva.es/~macromol/curso0506/pet/reciclado_quimico.htm)

- ✓ **Reciclado energético:** Posible para todos los plásticos (**Figura A4**). Consiste en la incineración de los plásticos para recuperar la energía en instalaciones especiales. Debido a que los plásticos al ser incinerados generan desechos como CO<sub>2</sub>, ácidos y gases perjudiciales para el medio ambiente y las personas, no es muy recomendable y se utiliza muy poco. El PET es un polímero que está formado sólo por átomos de Carbono, hidrógeno y oxígeno, por lo cual al ser quemado produce sólo dióxido de carbono y agua (CO<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O) con desprendimiento de 6,3 Kcal/Kg.



**Figura A4. Proceso de reciclado Energético de plástico**

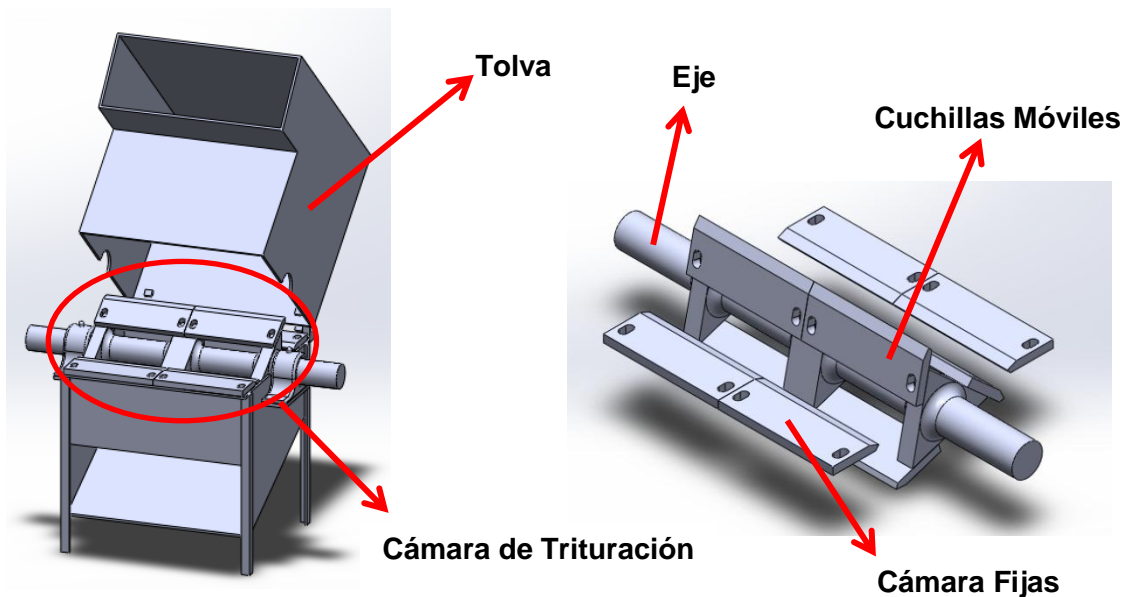
**Fuente:** [http://www.eis.uva.es/~macromol/curso05-06/pet/reciclado\\_energetico.htm](http://www.eis.uva.es/~macromol/curso05-06/pet/reciclado_energetico.htm)

## TIPO DE MÁQUINAS TRITURADORAS UTILIZADAS PARA EL PLASTICO

### MOLINOS DE ALTAS REVOLUCIONES

El tipo de equipo para trituración más extendido en la industria de los plásticos, es el denominado molino a altas revoluciones. Se trata del tipo de equipo más simple, económico y fácil de utilizar; especialmente destinado a materiales estándar. Por el contrario es el que más mantenimiento requiere, su limpieza es más difícil, el consumo energético mayor y genera más ruido.

El molino a altas revoluciones (**Figura A5**) tiene una boca de entrada; que generalmente tiene las mismas dimensiones que la cámara de trituración del equipo; y que limitará el tamaño máximo de la pieza a introducir. Esta boca se sitúa en una tolva de caída a la cámara de trituración; cuya longitud responde a las medidas de seguridad que impiden el acceso de la extremidad del operario a la cámara de trituración; y evita al máximo la proyección de trozos de plástico hacia el exterior, durante la trituración.



**Figura A5. Molino de alta revoluciones**  
Fuente. Autores

En la cámara de trituración encontramos un rotor central, que puede ser abierto o cerrado; e incorporar 3 o más cuchillas que giran solidarias al rotor; y en los extremos una o más cuchillas fijas; graduadas para que al paso de las cuchillas giratorias, se produzca un efecto de tijera, que corta el material. El rotor está movido por un motor eléctrico, cuya potencia es determinante para el tipo de pieza a triturar, forma, material y producción horaria necesaria. En estos equipos, el rotor gira entre **250 y 360 R.P.M.**

Bajo el rotor, existe una rejilla o tamiz, con forma curvada y que rodea el paso de las cuchillas giratorias; y que marcará el tamaño del material triturado. A mayor tamaño de los orificios de la rejilla, mayor tamaño del triturado y mayor producción horaria del equipo. Bajo la rejilla existe, por lo general, un cajón de recogida del triturado; que puede incorporar una boca para instalar un sistema de extracción neumático del material.

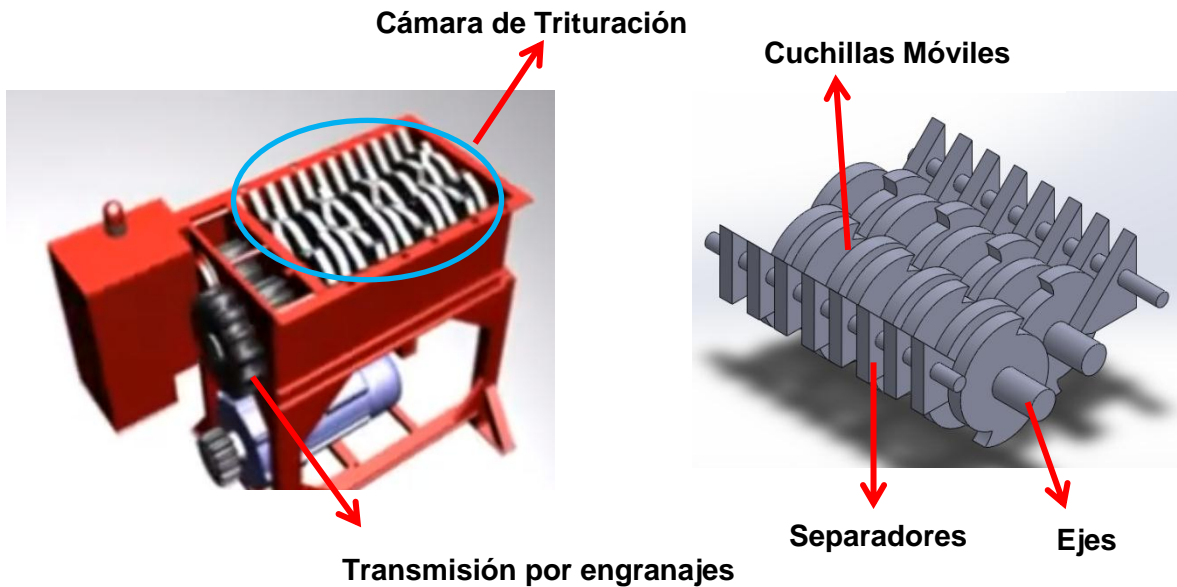
Estos equipos pueden ser pequeños y compactos, para trabajar a pié de máquina, de entre 2 y 15 Hp de potencia; o de mucho mayor tamaño, para trabajar en sala a parte; debido al gran ruido generado y espacio necesario (50 a 100 Hp de potencia)

## **TRITURADORES A BAJAS REVOLUCIONES**

La tecnología de la trituración a bajas revoluciones (**Figura A6**), nace como respuesta a la necesidad del transformador de materiales técnicos; que premian la calidad del triturado, frente a la cantidad del mismo. Los conceptos de boca de entrada y tolva de alimentación es coincidente, pero a diferencia de los molinos a altas revoluciones; estos trituradores giran tan sólo a 25 R.P.M.

No existen cuchillas fijas; ni tampoco criba selectora. El rotor incorpora una serie variable de palas rompedoras, que pre-cortan en trozos las coladas y piezas

introducidas y una serie rodillos dentados; que a modo de fresa van mordiendo literalmente el material; generando un triturado uniforme, exento de polvo.



**Figura A6. Trituradora de baja revoluciones**  
**Fuente. Autores**

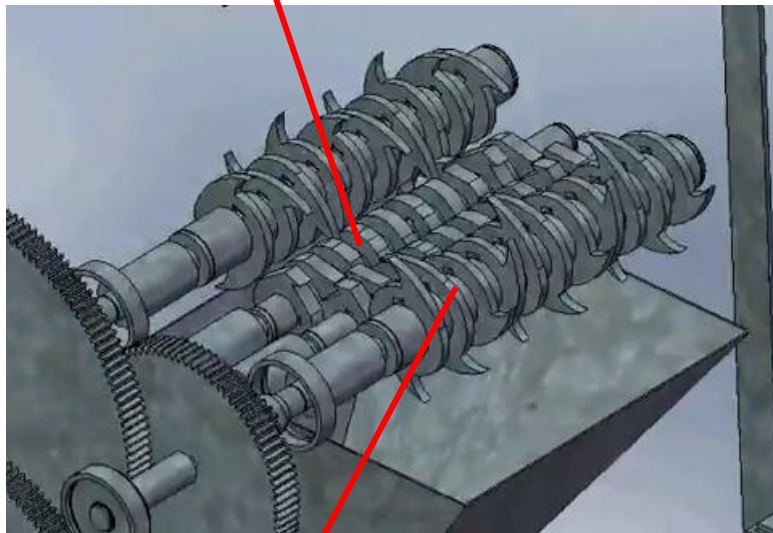
Esta tecnología emplea una potencia instalada mucho menor, ya que emplea un conjunto de motor eléctrico y reductor; que proporciona un alto par a baja velocidad. Con ello se minimiza no sólo el consumo energético; sino también el ruido y las necesidades de mantenimiento. Al estar destinados a materiales técnicos suelen venir tratados con materiales anti desgaste; pudiendo trabajar con materiales abrasivos sin problema. Por ello suelen suponer un mayor costo a la hora de adquirirlos; pero aportan ventajas en cuanto a consumo energético, facilidad de limpieza y mínimo mantenimiento necesario. Los trituradores a bajas revoluciones existen desde modelos realmente pequeños para micro inyección; modelos para pie de máquina, silenciosos y de reducidas dimensiones; con gran capacidad de trituración; y sistemas de gran tamaño para piezas voluminosas, que por ser silenciosa pueden trabajar siempre en planta de inyección. No obstante, ni los equipos mayores, pueden producir gran cantidad de flujo másico de material.

## SISTEMAS COMBINADOS

Son equipos que incorporan 2 tecnologías diferentes (**Figura A7**). Se trata de un desgarrador, que pre-corta las piezas y bajo este se sitúa un molino de altas revoluciones; que genera un triturado utilizable en máquina.

Esto permite triturar piezas de gran volumen en un equipo relativamente compacto, con una potencia instalada no muy alta; consiguiéndose una producción horaria alta. Son equipos que suelen situarse en sala aparte por su tamaño; aunque al no ser ruidosos, podrían trabajar sin problema en planta.

**Cuchillas Altas revoluciones**



**Cuchillas Bajas revoluciones**

**Figura A7. Molino de sistema combinado**

**Fuente: Autores**

## **IMPORTANCIA DE LOS MOLINOS TRITURADORES DE PLÁSTICO.**

No toda la producción de productos plásticos en la industria dedicados a la fabricación de muchos artículos, que tienen como base principal el plástico, ocupan el mercado. La mayoría de artículos nuevos cruzan por algunos problemas de calidad siendo los más importantes y los que afectan en su aspecto y calidad.

- ✓ Desigualdad de espesor del material en las paredes que los forman.
- ✓ Mala formación en el instante de ser termo-formados.
- ✓ No todos tienen las mismas características físicas y buena apariencia.

Por estas razones las empresas productoras de artículos plásticos o que se dedican al reciclaje de los mismos, recurren a dar una solución a este problema de desperdicio de materia prima.

Han optado por volver a reprocesarlo triturándolo o moliéndolo para que este material vuelva a ser utilizado como base principal para la fabricación de otros nuevos productos, que de acuerdo a controles de calidad ocuparan el mercado consumista. La labor de los trituradores o molinos para plástico es el de cortar el material en pequeñas partículas que facilitan el manejo y la fundición del mismo, ya que un desecho plástico ocupa gran volumen, menos maniobrabilidad, mayor cantidad de energía para volver a fundirlo, mayor tiempo para fundirse completamente.

## ANEXO B. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES SELECCIONADOS PARA CONSTRUCCIÓN

Nombre	Propiedades Mecánicas		
<b>Acero ASTM A36</b>	Módulo elástico	200000	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de Poisson	0.26	
	Módulo cortante	79300	N/mm <sup>2</sup>
	Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
	Límite de tracción	400	N/mm <sup>2</sup>
	Límite elástico	250	N/mm <sup>2</sup>
<b>Acero AISI 4340</b>	Módulo elástico	205000	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de Poisson	0.285	
	Módulo cortante	80000	N/mm <sup>2</sup>
	Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
	Resistencia ultima a tracción	84141	N/cm <sup>2</sup>
	Resistencia de fluencia en tracción	72408	N/cm <sup>2</sup>
	Coeficiente de expansión térmica	1.23e-005	/K
<b>Fundición Gris</b>	Módulo elástico	66178.1	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de Poisson	0.27	
	Módulo cortante	50000	N/mm <sup>2</sup>
	Densidad	7200	kg/m <sup>3</sup>
	Límite de tracción	151.66	N/mm <sup>2</sup>
	Límite de compresión	572.17	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de expansión térmica	1.2e-005	/K
<b>Acero AISI 1045</b>	Módulo elástico	205000	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de Poisson	0.29	
	Módulo cortante	80000	N/mm <sup>2</sup>
	Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
	Límite de tracción	625	N/mm <sup>2</sup>
	Límite elástico	530	N/mm <sup>2</sup>
	Esfuerzo de fluencia en cortante	3200	Kg/cm <sup>2</sup>
	Coeficiente de expansión térmica	1.15e-005	/K
<b>Acero E-355</b>	Módulo elástico	210000	N/mm <sup>2</sup>
	Coeficiente de Poisson	0.28	
	Módulo cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
	Densidad de masa	7800	kg/m <sup>3</sup>
	Límite de tracción	450	N/mm <sup>2</sup>
	Límite elástico	275	N/mm <sup>2</sup>

<p style="text-align: center;"><b>Pernos SAE Grado 5</b></p>	<p><b>Prueba de carga:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 92.000 psi (6.468 kgf/cm cuadrado) para pernos de 1/4 a 1 pulgada de largo (6,3 - 25 mm).</li> <li>✓ 1 a 1.5 pulgadas (25 - 38 mm) de largo deben tener una resistencia del material de 81.000 psi (5.694 kgf/cm cuadrado).</li> </ul> <p><b>Resistencia a la tracción:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 120.000 psi (8.436 kgf/cm cuadrado) para pernos de 1/4 a 1 pulgada de largo (6,3 - 25 mm).</li> <li>✓ Pernos de más 1 a 1.5 pulgadas (25 - 38 mm) de largo deben proveer una resistencia a la tracción de 105.000 psi (7.382 kgf/cm cuadrado).</li> </ul>
--	--

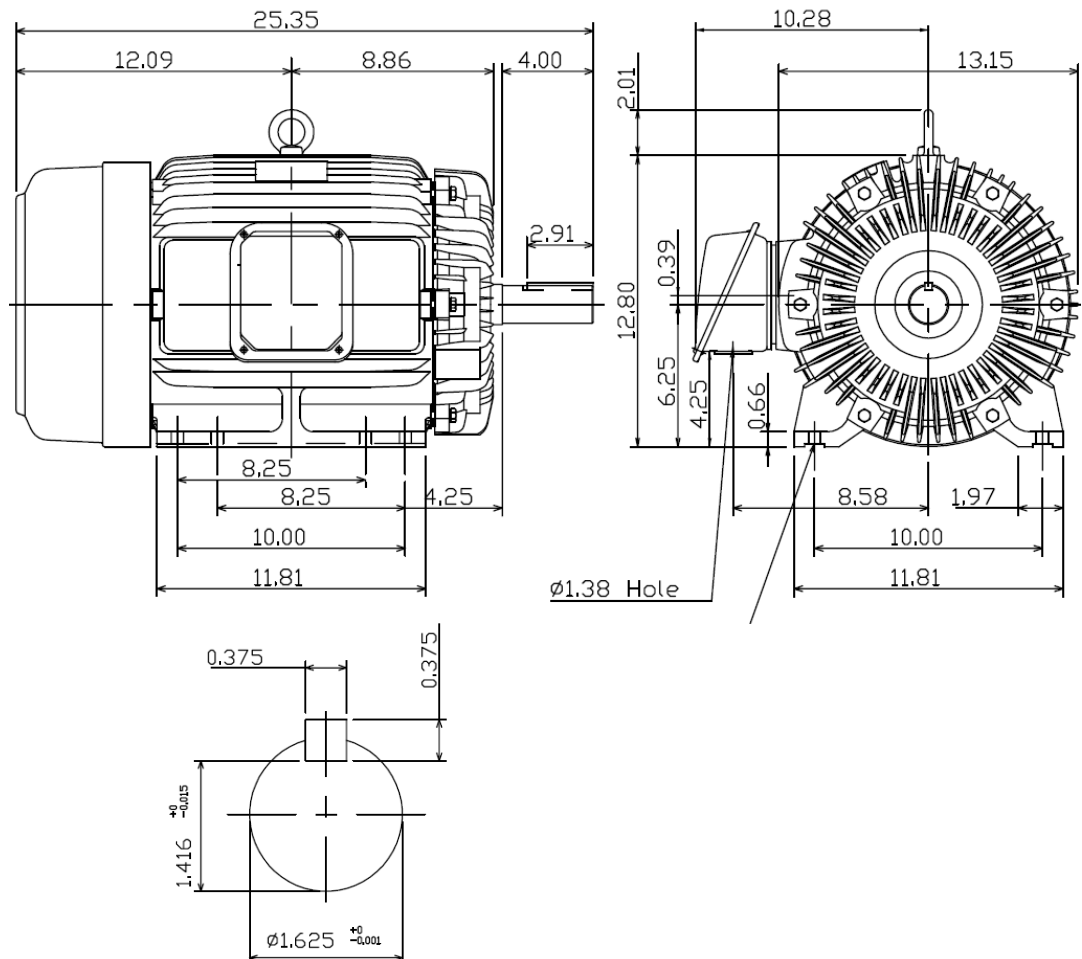
## ANEXO C. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTOR SELECCIONADO

### Especificaciones técnicas Del motor

El motor seleccionado el de la marca WestingHouse el cual tiene las siguientes características:

DATE DEC. 13, 2010		OUTLINE DIMENSIONS			MOTOR TYPE: AEHH8P	
CAT. #: NP0106		3-PHASE INDUCTION MOTOR			FRAME NO. 256T	
Pole	HP	kW	Hz	VOLT		Syn.Speed r/min(rpm)
6	10	7.5	60	230/460		1200
Ins	Rating	Dimension in	Approx Weight	Bearings		
F	CONT.	inch	311 lbs.	DE: 6309ZZ NDE: 6307ZZ		

Dimensiones generales del motor, medidas en Pulgadas.



## ANEXO D. CÁLCULOS Y PROCESO DE SELECCIÓN DE LAS CORREAS

Para seleccionar el tipo de correa que se necesita, primero hay que hacer algunos ajustes a la potencia que transmite el motor. En la **Figura D1** se muestra el factor de ajuste por potencia.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

**Figura D1** Factor de ajuste por potencia

**Fuente:** <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Según las consideraciones de diseño, la máquina operara durante 8 horas diarias, con un motor eléctrico mayor a 600 RPM y cuyas cargas internas son irregulares y con sobrecargas, de esto el factor de servicio es igual a 1,3. Con esto se calcula la potencia corregida para la selección de la correa.

$$P_m = 10 [HP] = 7,457 \text{ KW}$$

$$P_c = K * P_m = 10 * 1,3 = 13 [HP] = 9,6941 \text{ KW}$$

$$W_m = 1200 \text{ RPM}$$

Dónde:

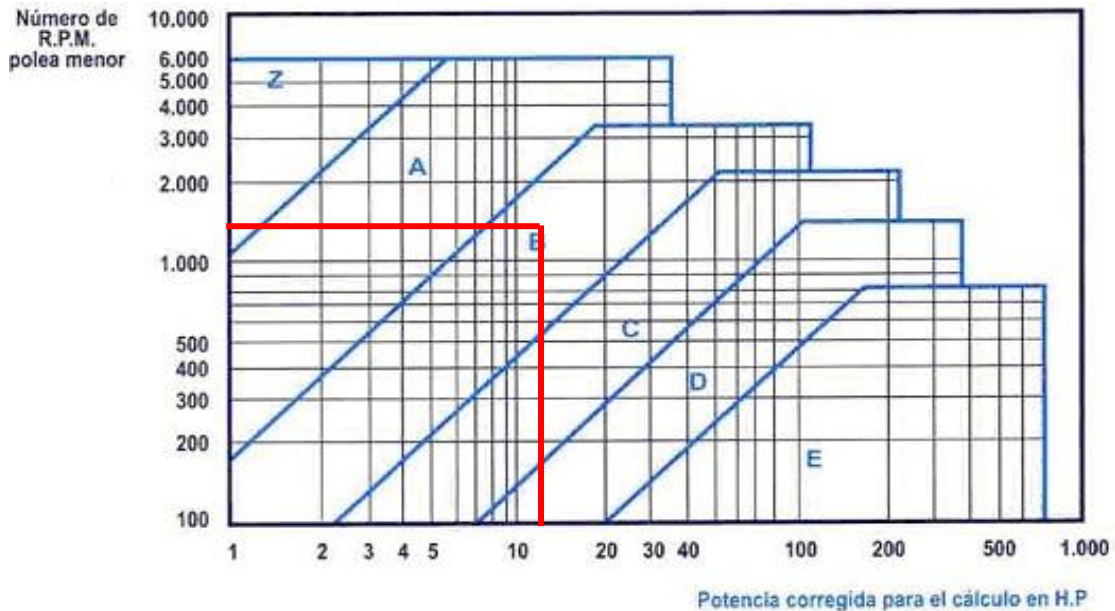
$P_m$  Es la potencia del motor.

$P_c$  Es la potencia corregida.

$K$  Es el factor de ajuste por potencia

$W_m$  Es la potencia del motor.

Con la potencia corregida y la velocidad del motor se entra a la **Figura D2** y se selecciona el tipo de correa adecuada para las necesidades de la máquina.



**Figura D2 Selección de la sección de la Correa**

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

De la **Figura D2** se observa que para las condiciones de trabajo del equipo se necesita una correa de sección B tipo V. Una vez seleccionado el tipo de correa se procede a calcular los diámetros de las poleas. Como se había mencionado anteriormente, se tiene que hacer un balance entre el diámetro de las poleas, la relación de velocidades que se quiere manejar y el número de correas que necesite utilizar.

En el **Anexo D-1** (Tablas para selección para la correas) se encuentra la prestación base o potencia base que puede transmitir una correa trapezoidal de sección B. En dichas tablas, para acceder a la información de la potencia base de la correa, habrá que entrar con las revoluciones por minuto del motor (rpm) y diámetro de la polea menor. Para este caso se ha seleccionado como polea menor un diámetro de 132 mm. Para la polea mayor se ha decidido que seleccionar un tamaño nominal estándar del mercado igual a 450 mm.

$$D_1 = 132 \text{ mm}$$

$$D_2 = 450 \text{ mm}$$

$$R = \frac{D_2}{D_1} = \frac{450}{132} = 3,409$$

Dónde:

$D_1$  Es el diámetro de la polea conductora

$D_2$  Es el diámetro de la polea conducida

$R$  Es la relación de velocidades

Con los valores de los diámetros y la relación de velocidades se procede a calcular la longitud de la correa de la siguiente manera utilizando la ecuación 1D

$$L = 2 * C_d + \frac{\pi}{2} * (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * C_d} \quad EC \ 1D$$

Dónde:

$L$  Es la longitud de la correa

$C_d$  Es la distancia entre centros

La distancia entre centros  $C_d$  se toma de las restricciones de espacio que se tienen, con lo cual  $C_d = 650 \text{ mm}$ .

$$L = 2 * 650 + \frac{\pi}{2} * (132 + 450) + \frac{(132 - 450)^2}{4 * 650} = 2253 \text{ mm}$$

Del **Anexo D2**, en la tabla de longitudes nominales, se observa que la correa más cercana es la de 2250 mm, posteriormente se estandariza la longitud de la correa y se modifica la distancia entre centros para que coincida. La nueva distancia entre centros será  $C_d = 648$ .

La distancia entre centros tiene que estar entre estos dos valores:

$$C_{dmax} = 2 * (D_1 + D_2) = 2 * (132 + 450) = 1164 \text{ mm}$$

$$C_{dmin} = 0,7 * (D_1 + D_2) = 0,7 * (132 + 450) = 407,4 \text{ mm}$$

$$407,4 < C_d < 1164$$

Una vez calculada la distancia entre centros corregida, se procede a calcular el Angulo de contacto  $A_c$  entre las poleas y las correas con la ecuación 2D y 3D.

$$A_c = 180 - 57 * \frac{D_2 - D_1}{C_d} \quad \text{EC 2D}$$

$$A_c = 180 - 57 * \frac{450 - 132}{648} \approx 152^\circ \quad \text{EC 3D}$$

Una vez calculadas las características principales de la correa, se procede a calcular el número de correas que se necesitan. La potencia efectiva por correas se calcula a partir de la potencia base (**Anexo D-1**) afectada de los coeficientes correctores por longitud de correa y por arco de contacto. De esta forma la expresión que proporciona la potencia efectiva se calcula con la Ecuación 4D.

$$P_e = P_b * C_3 * C_1 \quad \text{EC 4D}$$

La prestación base o potencia base ( $P_b$ ) que puede transmitir una correa, según su perfil, están tabuladas en las tablas del **Anexo D-1**. Estas prestaciones están indicadas para un ángulo de contacto de  $180^\circ$ . Se entra a la tabla con el diámetro menor de la polea conductora de 132 mm, para una velocidad de 1200 RPM.

$$P_b = 3,28 + 0,52 = 3,8 \text{ [HP]}$$

Posteriormente, habrá que determinar el factor de corrección del largo de la correa  $C_3$ . Ello es así porque en las tablas de correas de cualquier fabricante, las prestaciones que en ellas aparecen están confeccionadas para un desarrollo base de la correa. Como en el cálculo que se realice se obtendrá una longitud de correa distinta al desarrollo base con que se han confeccionado las tablas, habrá que afectarles con un coeficiente corrector de longitud (**Anexo D-3**).

$$C_3 = 0,99$$

Al igual que en el caso anterior, el diseño óptimo de la correa se ha realizado para un ángulo de contacto sobre la polea de  $180^\circ$ . Como en general el ángulo de contacto sobre la polea menor será inferior a  $180^\circ$ , la prestación de la correa no será la óptima, y por tanto habrá que afectarla por un coeficiente corrector del arco de contacto  $C_1$  (**Anexo D-4**).

$$C_1 = 0,98$$

Una vez calculados procedemos a calcular la potencia efectiva.

$$P_e = 3,8 * 0,99 * 0,98 = 3,687 [HP]$$

El número de correas se calcula dividiendo la potencia corregida entre la potencia efectiva por correa.

$$\#correas = \frac{P_c}{P_e} = \frac{13}{3,687} = 3,52 \approx 4 \text{ correas}$$

$P_e$  Potencia efectiva por correa

$P_b$  Potencia Base por correa

$C_3$  Factor de correccion por longitud

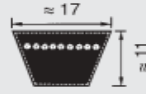
$C_1$  Factor de correccion por angulo de contacto

### Anexo D-1 Prestación base de la correa trapezoidal para perfil B/17, potencia nominal $P_N$ (kW) para $\beta = 180^\circ$ y $L_d = 2280 \text{ mm}$

Poleas v (m/s)	$n_k$ (min <sup>-1</sup> )	Diámetro de referencia de la polea pequeña $d_{dk}$ (mm)														Suplemento de potencia (kW) por correa para i				
		112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57	>1,57
5	700	1,49	1,96	2,21	2,50	2,85	3,20	3,55	3,89	4,24	4,58	4,98	5,38	5,78	6,23	7,19	0,03	0,17	0,27	0,30
	950	1,83	2,45	2,77	3,15	3,61	4,06	4,51	4,96	5,40	5,83	6,35	6,86	7,36	7,94	9,14	0,05	0,23	0,37	0,41
	1450	2,37	3,25	3,72	4,24	4,89	5,52	6,14	6,75	7,35	7,94	8,63	9,31	9,96	10,70	12,20	0,07	0,35	0,56	0,63
	2850	2,99	4,37	5,08	5,87	6,80	7,67	8,49	9,24	9,93	10,56	11,22	11,78	12,24	12,62	12,90	0,14	0,69	1,10	1,24
	100	0,33	0,41	0,46	0,51	0,57	0,63	0,69	0,75	0,81	0,87	0,94	1,01	1,08	1,17	1,34	0,00	0,02	0,04	0,04
	200	0,58	0,73	0,81	0,91	1,02	1,14	1,25	1,37	1,48	1,59	1,73	1,86	1,99	2,15	2,47	0,01	0,05	0,08	0,09
	300	0,79	1,01	1,13	1,27	1,43	1,60	1,77	1,93	2,09	2,25	2,45	2,64	2,83	3,05	3,52	0,01	0,07	0,12	0,13
	400	0,99	1,27	1,43	1,60	1,82	2,03	2,25	2,46	2,67	2,88	3,13	3,37	3,62	3,91	4,51	0,02	0,10	0,15	0,17
	500	1,17	1,52	1,70	1,92	2,18	2,44	2,70	2,96	3,22	3,47	3,77	4,07	4,37	4,72	5,45	0,02	0,12	0,19	0,22
	600	1,33	1,74	1,96	2,21	2,52	2,83	3,13	3,44	3,74	4,03	4,39	4,74	5,09	5,49	6,34	0,03	0,14	0,23	0,26
700	1,49	1,96	2,21	2,50	2,85	3,20	3,55	3,89	4,24	4,58	4,98	5,38	5,78	6,23	7,19	0,03	0,17	0,27	0,30	
800	1,63	2,16	2,44	2,77	3,16	3,56	3,95	4,33	4,72	5,09	5,55	5,99	6,43	6,94	8,00	0,04	0,19	0,31	0,35	
900	1,77	2,35	2,67	3,02	3,46	3,90	4,33	4,75	5,17	5,59	6,09	6,57	7,06	7,61	8,77	0,04	0,22	0,35	0,39	
1000	1,89	2,54	2,88	3,27	3,75	4,22	4,69	5,16	5,61	6,07	6,60	7,13	7,65	8,25	9,50	0,05	0,24	0,39	0,43	
1100	2,01	2,71	3,08	3,50	4,02	4,53	5,04	5,54	6,03	6,52	7,10	7,66	8,22	8,86	10,18	0,05	0,27	0,42	0,48	
1200	2,12	2,88	3,28	3,73	4,28	4,83	5,37	5,91	6,44	6,95	7,57	8,17	8,76	9,43	10,82	0,06	0,29	0,46	0,52	
1300	2,23	3,03	3,46	3,94	4,53	5,12	5,69	6,26	6,82	7,37	8,01	8,64	9,26	9,97	11,41	0,06	0,31	0,50	0,56	
1400	2,33	3,18	3,63	4,14	4,77	5,39	6,00	6,59	7,18	7,76	8,43	9,09	9,74	10,47	11,95	0,07	0,34	0,54	0,61	
1500	2,42	3,32	3,80	4,33	5,00	5,65	6,28	6,91	7,52	8,12	8,83	9,51	10,18	10,93	12,44	0,07	0,36	0,58	0,65	
1600	2,50	3,45	3,95	4,52	5,21	5,89	6,56	7,21	7,85	8,47	9,20	9,90	10,58	11,35	12,88	0,08	0,39	0,62	0,69	
1700	2,58	3,57	4,10	4,69	5,41	6,12	6,81	7,49	8,15	8,79	9,54	10,26	10,95	11,73	13,26	0,08	0,41	0,66	0,74	
1800	2,65	3,69	4,24	4,85	5,60	6,34	7,05	7,75	8,43	9,09	9,85	10,58	11,29	12,07	13,59	0,09	0,43	0,70	0,78	
1900	2,72	3,79	4,36	5,00	5,78	6,54	7,27	7,99	8,69	9,36	10,14	10,88	11,58	12,36	13,85	0,09	0,46	0,73	0,82	
2000	2,77	3,89	4,48	5,14	5,94	6,72	7,48	8,21	8,92	9,61	10,39	11,14	11,84	12,61	14,06	0,10	0,48	0,77	0,87	
2100	2,82	3,98	4,59	5,27	6,09	6,90	7,67	8,42	9,14	9,83	10,62	11,36	12,06	12,81	14,19	0,10	0,51	0,81	0,91	
2200	2,87	4,06	4,69	5,39	6,23	7,05	7,84	8,60	9,33	10,02	10,81	11,55	12,23	12,96	14,26	0,11	0,53	0,85	0,96	
2300	2,91	4,14	4,78	5,49	6,36	7,19	7,99	8,76	9,49	10,19	10,97	11,70	12,36	13,06	14,26	0,11	0,56	0,89	1,00	
2400	2,94	4,20	4,86	5,59	6,47	7,32	8,13	8,90	9,63	10,32	11,10	11,81	12,45	13,11	14,19	0,12	0,58	0,93	1,04	
2500	2,96	4,25	4,93	5,67	6,57	7,43	8,24	9,02	9,75	10,43	11,19	11,88	12,49	13,10	14,04	0,12	0,60	0,97	1,09	
2600	2,98	4,30	4,98	5,74	6,65	7,52	8,34	9,11	9,83	10,51	11,25	11,90	12,48			0,13	0,63	1,00	1,13	
2700	2,99	4,34	5,03	5,80	6,72	7,59	8,41	9,18	9,90	10,55	11,27	11,89	12,42			0,13	0,65	1,04	1,17	
2800	2,99	4,36	5,07	5,85	6,77	7,65	8,47	9,23	9,93	10,57	11,25	11,83	12,31			0,14	0,68	1,08	1,22	
2900	2,98	4,38	5,10	5,88	6,81	7,69	8,50	9,25	9,93	10,55	11,19	11,73	12,15			0,14	0,70	1,12	1,26	
3000	2,97	4,39	5,11	5,90	6,84	7,71	8,51	9,25	9,91	10,49	11,09	11,58	11,93			0,14	0,72	1,16	1,30	
3100	2,95	4,39	5,12	5,91	6,84	7,71	8,50	9,22	9,85	10,41						0,15	0,75	1,20	1,35	
3200	2,92	4,37	5,11	5,90	6,83	7,69	8,47	9,16	9,77	10,28						0,15	0,77	1,24	1,39	
3300	2,89	4,35	5,09	5,88	6,81	7,65	8,41	9,08	9,65	10,12						0,16	0,80	1,27	1,43	
3400	2,85	4,32	5,06	5,85	6,77	7,59	8,33	8,96	9,50	9,92						0,16	0,82	1,31	1,48	

# Anexo D-2 Longitudes nominales correas trapezoidales

## Programa estándar optibelt VB Correas trapeziales clásicas DIN 2215/ISO 4184



B/17

Perfil B/17

No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>i</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>i</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>i</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>i</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)
B 23	610	570	B 51	1340	1300	<b>B 87</b>	<b>2250</b>	2210	B 140	3590	3550
B 24	655	615	B 52	1360	1320	B 88	2280	2240	B 142	3640	3600
B 25	670	630	B 52½	1375	1335	B 89	2301	2261	B 144	3698	3658
B 26	690	650	B 53	1390	1350	B 90	2326	2286	B 146	3740	3700
B 26½	710	670	B 53½	1400	1360	B 91	2340	2300	B 148	3790	3750
B 27	726	686	B 54	1412	1372	B 92	2377	2337	B 150	3850	3810
B 28	750	710	B 55	1440	1400	B 93	2400	2360	B 151	3890	3850
B 29	765	725	B 56	1462	1422	B 94	2428	2388	B 152	3901	3861
B 30	790	750	B 57	1490	1450	B 94½	2440	2400	B 154	3952	3912
B 31	815	775	B 58	1513	1473	B 95	2453	2413	B 155	3990	3950
B 32	840	800	B 59	1540	1500	B 96	2478	2438	B 156	4002	3962
B 32½	865	825	B 60	1565	1525	B 96½	2490	2450	B 158	4040	4000
B 33	876	836	B 61	1590	1550	B 97	2505	2465	B 160	4104	4064
B 34	890	850	B 62	1615	1575	B 98	2540	2500	B 162	4155	4115
B 34½	915	875	B 63	1640	1600	B 99	2555	2515	B 165	4240	4200
B 35	929	889	B 64	1665	1625	B 100	2580	2540	B 167	4290	4250
B 36	940	900	B 65	1690	1650	B 101	2605	2565	B 173	4434	4394
B 37	965	925	B 66	1716	1676	B 102	2640	2600	B 175	4490	4450
B 37½	990	950	B 67	1740	1700	B 103	2656	2616	B 177	4540	4500
B 38	1005	965	B 68	1765	1725	B 104	2690	2650	B 180	4612	4572
B 38½	1015	975	B 69	1790	1750	B 105	2707	2667	B 187	4790	4750
B 39	1040	1000	B 69½	1801	1761	B 106	2740	2700	B 195	4993	4953
B 40	1056	1016	B 70	1815	1775	B 107	2758	2718	B 197	5040	5000
B 40½	1070	1030	B 71	1840	1800	B 108	2790	2750	B 208	5340	5300
B 41	1080	1040	B 72	1869	1829	B 110	2840	2800	B 210	5374	5334
B 41½	1090	1050	B 73	1890	1850	B 112	2885	2845	B 220	5640	5600
B 42	1100	1060	B 74	1920	1880	B 114	2940	2900	B 236	6040	6000
B 42½	1115	1075	B 75	1940	1900	B 115	2961	2921	B 240	6136	6096
B 43	1130	1090	B 76	1970	1930	B 116	2990	2950	B 248	6340	6300
B 43¼	1140	1100	B 77	1990	1950	B 118	3040	3000	B 264	6740	6700
B 44	1160	1120	B 78	2021	1981	B 120	3088	3048	B 276	7040	7000
B 45	1190	1150	B 79	2040	2000	B 122	3139	3099	B 280	7140	7100
B 45½	1203	1163	B 80	2072	2032	B 124	3190	3150			
B 46	1215	1175	B 81	2100	2060	B 126	3240	3200			
B 46½	1220	1180	B 82	2123	2083	B 128	3290	3250			
B 47	1240	1200	B 83	2140	2100	B 130	3342	3302			
B 48	1255	1215	B 83½	2160	2120	B 132	3390	3350			
B 48½	1265	1225	B 84	2174	2134	B 134	3444	3404			
B 49	1290	1250	B 85	2200	2160	B 136	3490	3450			
B 50	1315	1275	B 86	2240	2200	B 138	3545	3505			

### AnexoD-3 Factor de corrección por longitud $C_3$

Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10, ZX/X10		Perfil A/13, AX/X13		Perfil B/17, BX/X17		Perfil 20	
Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$C_3$
172	0,87	280	0,97	299*	0,86	422*	0,86	660	0,80	900	0,81	948	0,75
202	0,91	295	0,99	334*	0,88	447*	0,87	740	0,82	990	0,83	998	0,76
248	0,95	315	1,00	374*	0,91	472*	0,88	780	0,83	1040	0,84	1048	0,77
277	0,97	330	1,01	419*	0,93	497*	0,89	830	0,85	1100	0,85	1168	0,79
292	0,99	350	1,02	444*	0,94	522*	0,90	880	0,86	1140	0,85	1228	0,80
312	1,00	370	1,04	469*	0,95	552*	0,92	930	0,87	1220	0,87	1298	0,81
327	1,01	390	1,05	494*	0,97	582*	0,93	980	0,88	1290	0,88	1368	0,82
334	1,01	415	1,06	549*	0,99	622	0,94	1030	0,89	1360	0,89	1448	0,83
347	1,02	440	1,07	579*	1,00	652	0,95	1090	0,90	1440	0,90	1548	0,85
364	1,03	465	1,09	594*	1,01	692	0,96	1150	0,91	1540	0,92	1648	0,86
387	1,05	490	1,10	619*	1,01	732	0,98	1210	0,92	1640	0,93	1848	0,88
418	1,06	515	1,11	649*	1,02	822	1,00	1280	0,94	1740	0,94	2048	0,91
437	1,07	555	1,13	689*	1,04	847	1,01	1350	0,95	1840	0,95	2168	0,92
487	1,10	615	1,15	729*	1,05	887	1,02	1430	0,96	1940	0,97	2298	0,93
512	1,11	725	1,19	769*	1,06	922	1,02	1530	0,97	2040	0,98	2408	0,94
524	1,11	765	1,20	819*	1,08	947	1,03	1630	0,99	2160	0,99	2548	0,95
542	1,12	865	1,23	869	1,09	997	1,04	1730	1,00	2280	1,00	2698	0,96
566	1,13			894	1,10	1022	1,05	1830	1,01	2400	1,01	2848	0,98
612	1,15			919	1,10	1082	1,06	1930	1,02	2590	1,03	3048	0,99
				969	1,11	1142	1,07	2030	1,03	2690	1,04	3198	1,00
				1019	1,13	1172	1,08	2150	1,05	2840	1,05	3398	1,01
				1139	1,15	1202	1,08	2270	1,06	3040	1,06	3598	1,03
				1269	1,18	1272	1,10	2390	1,07	3190	1,07	3798	1,04
				1339	1,19	1342	1,11	2530	1,08	3390	1,09	4048	1,05
				1419	1,20	1422	1,12	2680	1,10	3590	1,10	4298	1,06
				1519	1,22	1522	1,14	2830	1,11	3790	1,11	4548	1,08
						1622	1,15	3030	1,12	4040	1,13	4798	1,09
								3180	1,14	4290	1,14	5048	1,10
								3380	1,15	4540	1,15	5348	1,11
								3780	1,17	4790	1,17	5648	1,13
								4030	1,19	5040	1,18	6048	1,14
								4530	1,22	5340	1,19	6348	1,15
								5030	1,24	5640	1,20	7148	1,18
										6040	1,22	8048	1,21
										6340	1,23		

Para una longitud de desarrollo de 2210 mm, el factor de corrección por longitud se mantiene entre 0,99 y 1, por lo tanto se escogerá 0,99 como punto crítico de diseño.

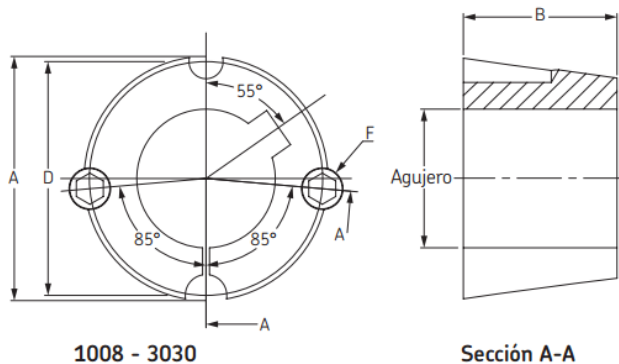
### Anexo D-4 Factor de corrección por arco de contacto $C_1$

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$C_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

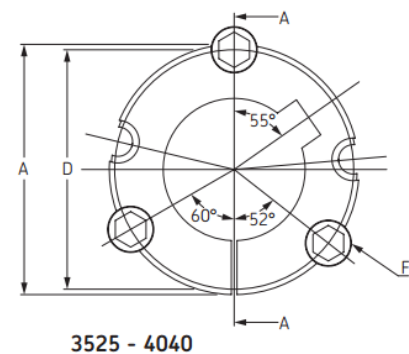
## ANEXO E. DIMENSIONES DE LAS POLEAS Y CASQUILLOS CÓNICOS

Las poleas y los casquillos cónicos son de la marca SKF, mundialmente reconocidos por su calidad.

Casquillo cónico polea conductora



Casquillo cónico polea Conducida



### Dimensiones

Tamaño de casquillo	Agujero				A	B	D	F	Peso	Designación
	Mín.		Máx.							
	mm	pulg.	mm	pulg.						
1008	9	3/8	25	1	35,2	22,2	33,7	6,350 × 12,700	0,21	PHF TB1008X...
1108	9	3/8	28	1 1/8	38,4	22,2	36,9	6,350 × 12,700	0,25	PHF TB1108X...
1210	11	1/2	32	1 1/4	47,6	25,4	44,5	9,525 × 15,875	0,55	PHF TB1210X...
1215	11	1/2	32	1 1/4	47,6	38,1	44,5	9,525 × 15,875	0,7	PHF TB1215X...
1610	14	1/2	42	1 5/8	57,2	25,4	54	9,525 × 15,875	0,7	PHF TB1610X...
1615	14	1/2	42	1 5/8	57,2	38,1	54	9,525 × 15,875	0,9	PHF TB1615X...
2012	14	1/2	50	2	69,9	31,8	66,7	11,113 × 22,225	1,4	PHF TB2012X...
2517	16	1/2	60	2 1/2	85,7	44,5	82,6	12,700 × 25,400	3,2	PHF TB2517X...
2525	16	1/2	60	2 1/2	85,7	63,5	82,6	12,700 × 25,400	4,3	PHF TB2525X...
3020	25	1	75	3	108	50,8	101,6	15,875 × 31,750	5,6	PHF TB3020X...
3030	35	1	75	3	108	76,2	101,6	15,875 × 31,750	8,1	PHF TB3030X...
3525	35	1 1/4	100	4	127	63,5	123	12,700 × 38,10	3,6	PHF TB3525X...
3535	35	1 1/4	90	3 1/2	127	89	123	12,700 × 38,10	5,0	PHF TB3535X...
4030	40	1 3/4	115	4 1/4	146	76,2	141	15,875 × 44,45	5,9	PHF TB4030X...
4040	40	1 3/4	100	4	146	102	141	15,875 × 44,45	8,2	PHF TB4040X...
4535	55	2	125	5	161	89	156	19,050 × 50,800	9,1	PHF TB4535X...
4545	55	2	120	4 1/2	161	114	156	19,050 × 50,800	11,8	PHF TB4545X...
5040	70	2 5/8	140	5 1/2	178	101,6	171	22,255 × 57,150	11,0	PHF TB5040X...
5050	70	2 5/8	125	5	178	127	171	22,255 × 57,150	13,4	PHF TB5050X...

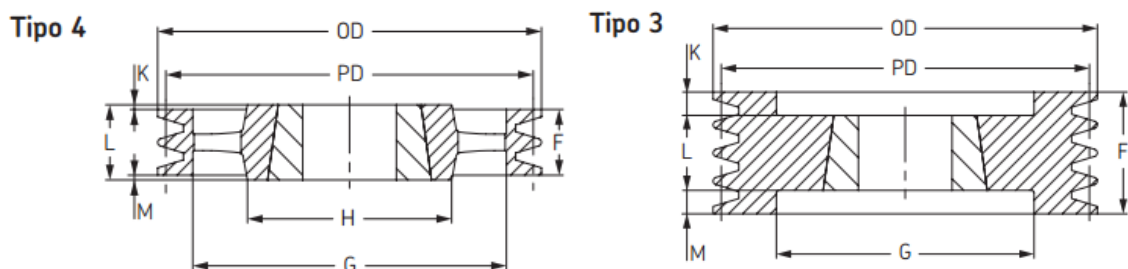
Figura E1 Dimensiones Casquillo cónicos

Fuente: Catalogo SKF, transmisión de potencia, <http://www.skf.com/files/870049.pdf>

A continuación se presenta el tipo de poleas seleccionadas del SKF, para 4 gargantas

#### 4 Gargantas SPB

Diámetro primitivo	Diámetro exterior	Tipo de polea	Nº de casquillo	Agujero		F	G	K	L	M	H	Peso* kg	Designación
				Mín.	Máx.								
100	107	3	1210	11	32	82	58	29	25	29	-	2,4	PHP 4SPB100TB
106	113	3	1610	14	42	82	65	29	25	29	-	2,3	PHP 4SPB106TB
112	119	3	1610	14	42	82	65	29	25	29	-	2,8	PHP 4SPB112TB
118	125	3	1610	14	42	82	71	29	25	29	-	3,3	PHP 4SPB118TB
125	132	3	2012	14	50	82	82	25	32	25	-	3,0	PHP 4SPB125TB
132	139	3	2012	14	50	82	89	25	32	25	-	3,8	PHP 4SPB132TB
140	147	3	2517	16	60	82	97	18,5	45	18,5	-	4,0	PHP 4SPB140TB
150	157	3	2517	16	60	82	107	18,5	45	18,5	-	4,9	PHP 4SPB150TB
160	167	3	2517	16	60	82	117	18,5	45	18,5	-	5,8	PHP 4SPB160TB
170	177	3	2517	16	60	82	127	18,5	45	18,5	-	6,6	PHP 4SPB170TB
180	187	3	2517	16	60	82	137	18,5	45	18,5	-	7,7	PHP 4SPB180TB
190	197	3	2517	16	60	82	147	18,5	45	18,5	-	8,6	PHP 4SPB190TB
200	207	3	3020	25	75	82	157	15,5	51	15,5	-	9,3	PHP 4SPB200TB
212	219	3	3020	25	75	82	169	15,5	51	15,5	-	10,9	PHP 4SPB212TB
224	231	3	3020	25	75	82	181	15,5	51	15,5	-	12,4	PHP 4SPB224TB
236	243	3	3020	25	75	82	193	15,5	51	15,5	-	14,1	PHP 4SPB236TB
250	257	7	3020	25	75	82	207	15,5	51	15,5	150	12,7	PHP 4SPB250TB
280	287	7	3020	25	75	82	237	15,5	51	15,5	150	13,8	PHP 4SPB280TB
300	307	7	3535	35	90	82	257	15,5	89	7	150	20,5	PHP 4SPB300TB
315	322	8	3535	35	90	82	272	3,5	89	3,5	170	20,6	PHP 4SPB315TB
335	342	8	3535	35	90	82	292	3,5	89	3,5	170	22,0	PHP 4SPB335TB
355	362	8	3535	35	90	82	312	3,5	89	3,5	170	23,2	PHP 4SPB355TB
400	407	4	3535	35	90	82	357	3,5	89	3,5	170	26,5	PHP 4SPB400TB
450	457	4	3535	35	90	82	407	-	89	7	170	29,7	PHP 4SPB450TB
500	507	4	3535	35	90	82	457	-	89	7	170	34,7	PHP 4SPB500TB
560	567	4	3535	35	90	82	517	-	89	7	170	39,0	PHP 4SPB560TB
630	637	4	3535	35	90	82	587	-	89	7	170	44,5	PHP 4SPB630TB
710	717	4	3535	35	90	82	664	3,5	89	3,5	187	50,5	PHP 4SPB710TB
800	807	4	4040	40	100	82	754	10	102	10	200	60,5	PHP 4SPB800TB
900	907	4	4040	40	100	82	854	10	102	10	216	70,0	PHP 4SPB900TB
1000	1007	4	4040	40	100	82	954	10	102	10	216	76,5	PHP 4SPB1000TB
1250	1257	4	4545	70	110	82	1204	16	114	16	225	162,0	PHP 4SPB1250TB



**Figura E2 Dimensiones Poleas**

**Fuente:** Catalogo SKF, transmisión de potencia, <http://www.skf.com/files/870049.pdf>

## ANEXO F. CÁLCULOS Y DIMENSIONAMIENTO DEL VOLANTE DE INERCIA

Para empezar con el diseño del volante de inercia, primero se debe determinar la velocidad de fluctuación  $w_f$  la cual se determina mediante el cambio de velocidad del eje durante un ciclo de operación siguiendo la Ecuación 1F.

$$w_f = w_{max} - w_{min} \quad \text{EC 1F}$$

Donde  $w_{max}$  es la velocidad de régimen de la máquina y  $w_{min}$  es la velocidad mínima que se espera que alcance el eje del equipo después de un ciclo de trabajo. Como es difícil determinar la velocidad a la que llega el eje después de un ciclo de trabajo, se define un coeficiente de fluctuación  $C_f$  con la Ecuación 2F.

$$C_f = \frac{w_{max} - w_{min}}{w_{prom}} = \frac{2 * (w_{max} - w_{min})}{w_{max} + w_{min}} \quad \text{EC 2F}$$

En la **Figura F1** se muestra los coeficientes de fluctuación para varios tipos de equipos. Entre más pequeño sea el valor de  $C_f$  mayor será el diámetro del volante.

Tipo de equipo	Coefficiente de fluctuación, $C_f$
Maquinaria de trituración	0.200
Maquinaria eléctrica	0.003
Maquinaria eléctrica, accionada directamente	0.002
Motores con transmisión por banda	0.030
Maquinaria de molinos para harina	0.020
Transmisión de rueda dentada	0.020
Maquinaria de martillado	0.200
Máquinas herramientas	0.030
Maquinaria de fabricación de papel	0.025
Maquinaria de bombeo	0.030–0.050
Maquinaria de corte	0.030–0.050
Maquinaria giratoria	0.010–0.020
Maquinaria textil	0.025

**Figura F1. Coeficientes de fluctuación para varios tipos de equipos**

De la **Figura F1** se selecciona un  $C_f = 0,2$  correspondiente a máquinas de trituración. De la relación de velocidades se conoce que la velocidad de régimen del eje es de 352 RPM o 36,86 rad/s, con estos datos se procede a calcular la velocidad mínima después del ciclo de trabajo.

$$w_{min} = \frac{w_{max} * (2 - C_f)}{2 + C_f} = \frac{36,86 * (2 - 0,2)}{2 + 0,2} = 30,158 \frac{rad}{s}$$

$$w_{prom} = \frac{36,86 + 30,158}{2} = 33,51 \frac{rad}{s}$$

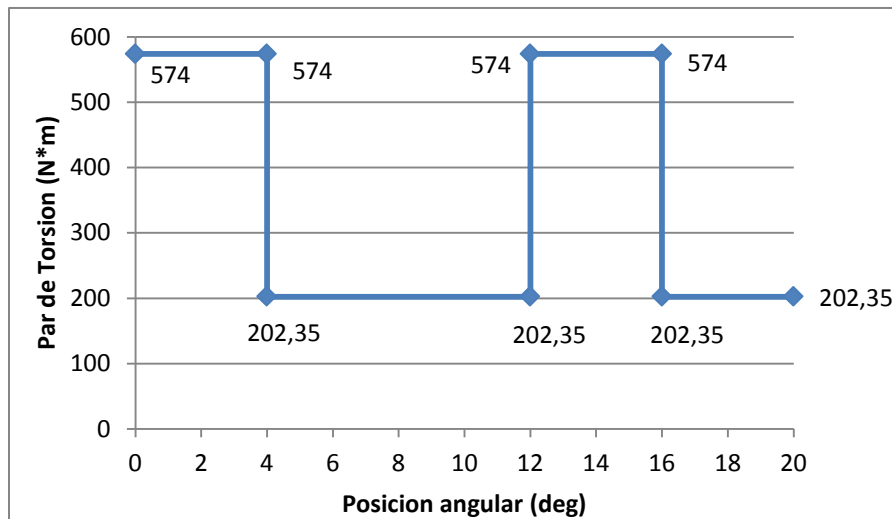
La energía cinética del volante se puede calcular con la Ecuación 3F.

$$K_c = I_m * w_{prom}^2 * C_f \quad EC \ 3F$$

Dónde:

- $K_c$       Energía cinética del volante
- $I_m$       Momento de inercia del volante
- $w_{prom}^2$     La velocidad promedio del volante

Para seguir el dimensionamiento del volante, se debe graficar el par de torsión de carga  $T_i$  contra  $\theta$  que es la posición angular del volante para  $w_{max}$  y  $w_{min}$  para un ciclo., mostrado en la Grafica E1.



**Grafica E1. Comportamiento de las cargas de torsión en el volante**

Como se definió en el capítulo 3, el material que requiere más energía al momento del corte es el PVC, el cual necesita un torque de  $574 N * m$  para cortar un área transversal de  $10 cm^2$ . El torque aportado por el motor es de  $202,35 N * m$ , el volante se debe diseñar para suplir el torque faltante entre lo transmitido por el motor y lo que se requiere el material para cortarlo. Una vez establecido estos parámetros se procede a calcular el torque promedio con la ecuación 4F.

$$T_{prom} = \frac{(574 + 2 * 202,35) * 4 * \pi}{180 * 2 * \pi} = 10.87 N * m \quad EC 4F.$$

Calculamos la energía cinética para un ciclo utilizando la Ecuación 5F.

$$K_{c1} = \int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} (T_i - T_{prom}) * d\theta \quad EC 5F$$

En nuestro caso:

$$K_{c1} = (574 - 10.87) * \frac{4 * \pi}{180} = 39.3 N * m$$

Puesto que para el diseño se supone que hay un impacto de cada cuchilla por revolución y el número total de cuchillas son 15, este ciclo se repetirá 15 veces, por lo que la energía cinética total será:

$$K_c = 39.3 * 15 = 590 N * m$$

Con la energía cinética se calcula el tamaño del volante, determinando la inercia que debe tener para que pueda acumular esta la energía requerida, utilizando la Ecuación 6F.

$$I_m = \frac{K_c}{C_f * \omega_{prom}^2} = \frac{590}{0,2 * 33,51^2} \approx 2,6 Kg * m^2 \quad EC 6F$$

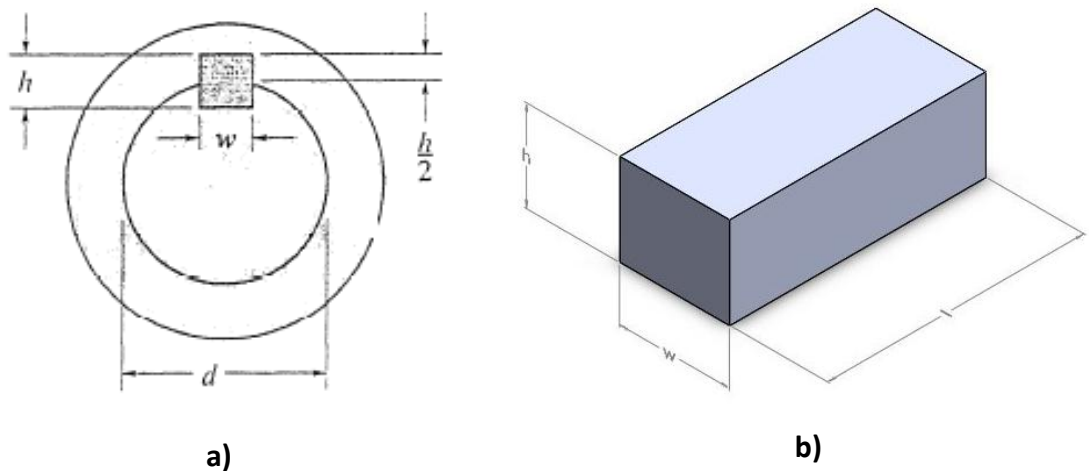
Finalmente con la inercia del volante se puede estimar su tamaño, hay que considerar que la inercia depende tanto de la masa como de la geometría del volante.

## ANEXO G. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS CUÑAS

Una cuña es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamiento de una pieza sobre otra. La cuña tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

Una cuña también tiene la función de un sistema de seguridad. En caso de incremento drástico en las consideraciones de carga sobre los elementos que une, la cuña fallara por cortante antes que falle el eje o el elemento de máquina (poleas, eje, engranajes, etc.)

Las cuñas fallan principalmente por corte o por compresión. En la **Figura G1** se muestra las dimensiones y nomenclatura correspondiente a la cuña y el chavetero sobre el eje.



**Figura G1** a) vista sección transversal del ensamble con el eje

b) vista tridimensional de la cuña

**Fuente:** Bernard J. Hamrock, Elementos de máquinas, capítulo 11 pág. 445

✓ **Falla por corte de la cuña**

$$P = \frac{2 * T}{d}$$

El área de corte de la cuña  $A_s = w * l$ . El esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau_{diseño} = \frac{P}{A_s} = \frac{2 * T}{d * w * l}$$

$$\tau_{diseño} \leq \frac{S_{sy}}{n_s} \quad \tau_{perm} = S_{sy} = 0,40 * S_y$$

Dónde:

$n_s$  Factor de seguridad

$T$  Torque que actúa sobre la cuña

$S_y$  Esfuerzo de fluencia en cortante

$d$  Es el diámetro de la sección del eje donde se colocara la cuña

$w$  Es el ancho de la cuña

$l$  Es la longitud de la cuña

Como solo se conoce el diámetro del eje donde va a estar ubicada la cuña, se debe empezar a jugar con  $w$  (ancho) y  $l$  (largo), teniendo en cuenta las restricciones de espacio con las que cuenta el eje. Para aceros AISI 1045 el  $S_y$  es  $3200 \text{ Kg/cm}^2$ , que es igual a  $31392 \text{ N/cm}^2$

**Cuña de la polea**

$$T_p = 203 \text{ N} * m$$

$$w_p = 1,5 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$

$$l_p = 7 \text{ cm}$$

$$\tau_{diseño} = \frac{2 * 203 * 100}{5 * 1,5 * 7} = 774 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,4 * 31392 = 12557 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{12557}{774} = 16.2$$

**Cuña del volante**

$$T_v = 584 \text{ N} * m$$

$$w_v = 1,5 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$

$$l_v = 7 \text{ cm}$$

$$\tau_{diseño} = \frac{2 * 584 * 100}{5 * 1,5 * 7} = 2225 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,4 * 31392 = 12557 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{12557}{2225} = 5.64$$

Dónde:

$T_p$  Es el torque transmitido por la polea

$T_v$  Es el torque generado por el volante

$h$  Es la altura de la cuña

### ✓ Falla por esfuerzo de compresión

El segundo análisis que se hace de la chaveta, es por falla por esfuerzo de compresión o de apoyo de la cuña. El Esfuerzo de compresión o esfuerzo de apoyo de diseño se calcula con la ecuación 1G.

$$\sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c} = \frac{4 * T}{d * l * h} \sigma_{diseño} \leq \frac{0,9 * S_y}{n_s} \quad EC 1G$$

#### Cuña de la polea

$$T_p = 203 \text{ N} * \text{m}$$

$$h = 1 \text{ cm}$$

$$l_p = 7 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 * 203 * 100}{5 * 1 * 7} = 2320 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{0,9 * 31392}{2320} = 12.2$$

#### Cuña del volante

$$T_v = 584 \text{ N} * \text{m}$$

$$h = 1 \text{ cm}$$

$$l_v = 7 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 * 584 * 100}{5 * 1 * 7} = 6675 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{0,9 * 31392}{6675} = 4.23$$

#### Cuñas de la camisa del eje

Se hace el mismo análisis que se realizó para dimensionar las cuñas de la polea y el volante, sin embargo en este caso serán 4 las que soporten el torque entre la camisa y el eje.

El torque de diseño de estas cuñas será el ocasionado por la inercia del sistema frente a una desaceleración repentina ocasionada por un elemento no deseado dentro del sistema. La desaceleración será la máxima permisible tomada del

diseño del volante de inercia (**Anexo F**). Bajo estas circunstancias, si la maquina gira a una velocidad de funcionamiento de  $36,86 \text{ Rad/s}$  la velocidad permisible a la que podrá llegar antes que el motor se detenga por seguridad es  $30,158 \text{ Rad/s}$ , como no conocemos el tiempo de desaceleración, se estima que la diferencia entre el cambio de energía cinética se transforma en torque utilizable calculada con la ecuación 2G. En este cálculo se tiene en cuenta el torque del rotor (camisa, eje, porta cuchillas, cuchillas).

$$I_{\text{Volante}} = 2,6 \text{ (inercia dle volante)}$$

$$I_{\text{rotor}} = 0,64 \text{ (inercia del rotor)}$$

$$T_c = \frac{1}{2} * [(2,6 + 0,64) * (36.86^2 - 30.158^2)] = 728 \text{ N * m EC 2G}$$

#### Falla debía al corte de la cuña

$$w_c = 1 \text{ cm}$$

$$d = 5,5 \text{ cm}$$

$$l_c = 5,5 \text{ cm}$$

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{2 * 728 * 100}{5,5 * 1 * 5,5} = 4813 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,4 * 31392 = 12557 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{12557}{4813} = 2,6$$

#### Falla debía al esfuerzo de compresión

$$h = 1 \text{ cm}$$

$$l_p = 5,5 \text{ cm}$$

$$d = 5,5 \text{ cm}$$

$$\sigma_{\text{diseño}} = \frac{4 * 728 * 100}{5,5 * 1 * 5,5} = 9627 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$n_s = \frac{0,9 * 31392}{9627} = 2.9$$

Dónde:

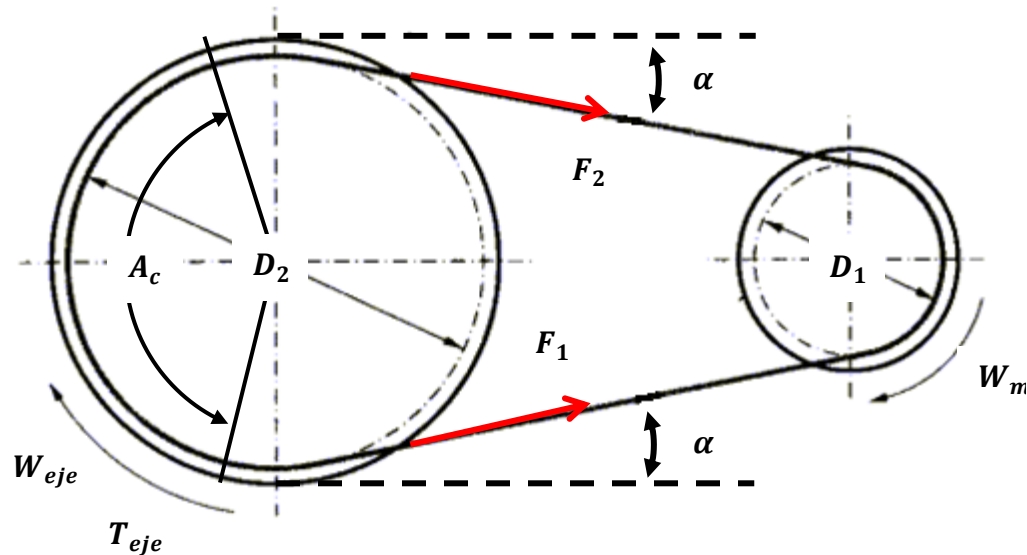
$T_p$  Es el torque transmitido por la polea

$T_v$  Es el torque generado por el volante

$h$  Es la altura de la cuña

## ANEXO H. FUERZAS Y TORQUE TRANSMITIDOS POR LA POLEA

La transmisión de potencia por correas genera 2 fuerzas perpendiculares entre si y al plano axial del eje. La dirección de las fuerzas generadas depende del montaje de la polea respecto al motor. La **Figura H1** muestra las fuerzas transmitidas por las correas el torque y el ángulo de abrace con la polea.



**Figura H1** Transmisión por correas y poleas, variables que intervienen en el proceso  
**Fuente.** Autores

Debido al giro de la polea en un ramal de la correa habrá una fuerza  $F_1$  mayor que la fuerza resultante en el otro ramal  $F_2$ . La relación entre ambas fuerzas se determina siguiendo la ecuación 1H.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu * A_c * \pi}{180}} \quad EC 1H$$

El torque transmitido al eje se calcula con la ecuación 2H.

$$(F_1 - F_2) * \frac{D_1}{2} = T_{eje} \quad EC 2H$$

El torque en el eje también se determina con la ecuación 3H.

$$W_{eje} = \frac{W_m}{R} = \frac{1200 \text{ RPM}}{3,41} = 351,906 \text{ RPM} = 36,852 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_{eje} = \frac{P_m * 1000}{W_{eje}} = \frac{7,457 \text{ KW} * 1000}{36,852 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 202,35 \text{ N} * \text{m} \quad \text{EC 3H}$$

El coeficiente de rozamiento  $\mu$  lo podemos obtener de la **Figura H2**.

Material del cuerpo rozante	$\mu_0$ (rozamiento de partida)	$\mu$ (rozamiento en movimiento)
Acero sobre acero	0'15	0'1
Acero sobre bronce	0'2	0'16
Madera sobre madera	0'65	0'25
Cuero sobre metal	0'6	0'25
Cuero sobre fundición	0'5-0'6	0'28
Cuero sobre madera	0'47	0'27

**Figura H2. Coeficientes de rozamiento**

**Fuente:** <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm>

El análisis de fuerza se analiza cuando la máquina se encuentre en velocidad régimen, por lo que el coeficiente de fricción  $\mu = 0,3$  referente al rozamiento de cuero sobre fundición. Con estos datos se procede a calcular las fuerzas transmitidas.  $A_c = 157,3^\circ$  Calculado en la sección de diseño de la polea.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{0,3 * \pi * 150}{180}}$$

$$(F_1 - F_2) * \frac{0,45}{2} = 202,35$$

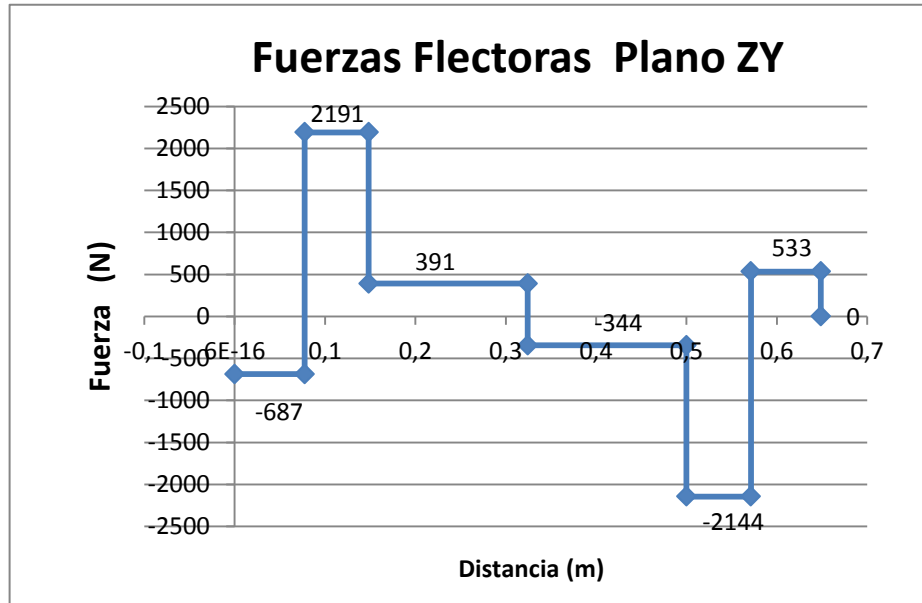
Hay un sistema de 2 ecuaciones 2 incógnitas, Al resolver el sistema se tiene que  $F_1 = 1654 \text{ N}$  y  $F_2 = 755 \text{ N}$ . Para realizar un mejor análisis de esfuerzos sobre el eje, es mejor descomponer estas fuerzas en sus componentes  $F_x$  y  $F_y$ , para hacer esto debemos calcular el ángulo de inclinación  $\alpha$  con la ecuación 4H.

$$\alpha = \sin^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 * C_d} \right) = \sin^{-1} \left( \frac{450 - 132}{2 * 600} \right) = 15,4^\circ \quad \text{Ec 4H}$$

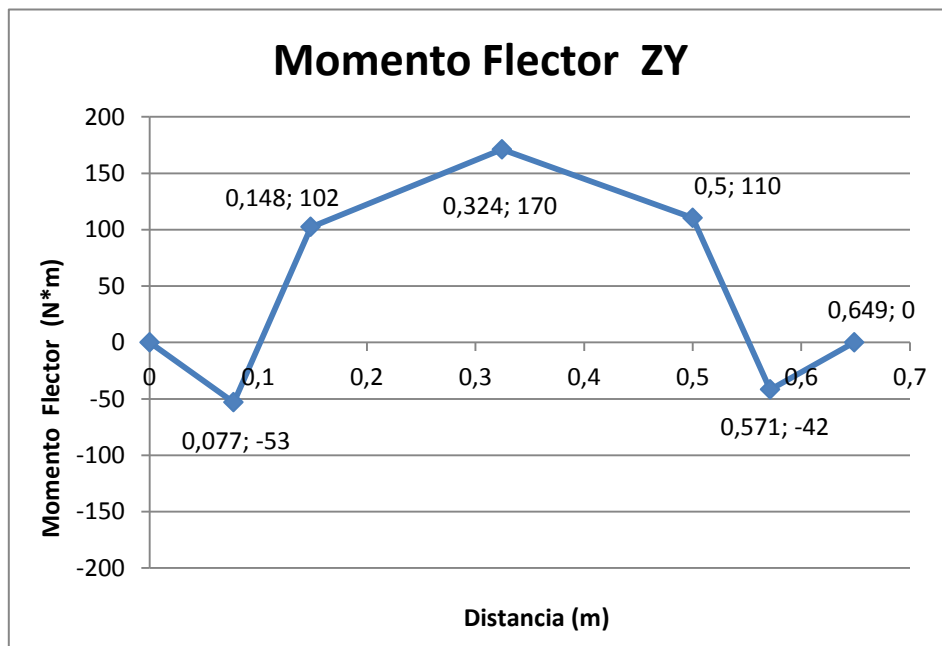
$$F_x = (F_1 + F_2) * \cos(\alpha) = (1654 + 755) * \cos(11,48) = 2323 \text{ N}$$

$$F_y = (F_1 - F_2) * \sin(\alpha) = (1654 - 755) * \sin(11,48) = 238 \text{ N}$$

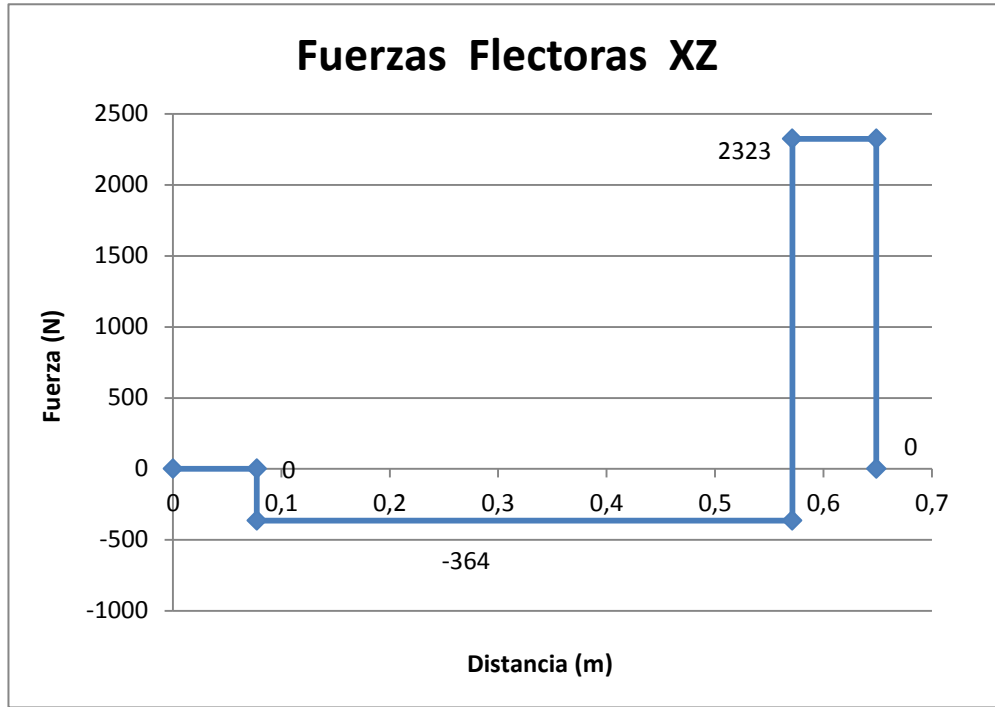
## ANEXO I. DIAGRAMA DE FUERZA MOMENTOS FLECTORES Y TORQUE SOBRE EL EJE



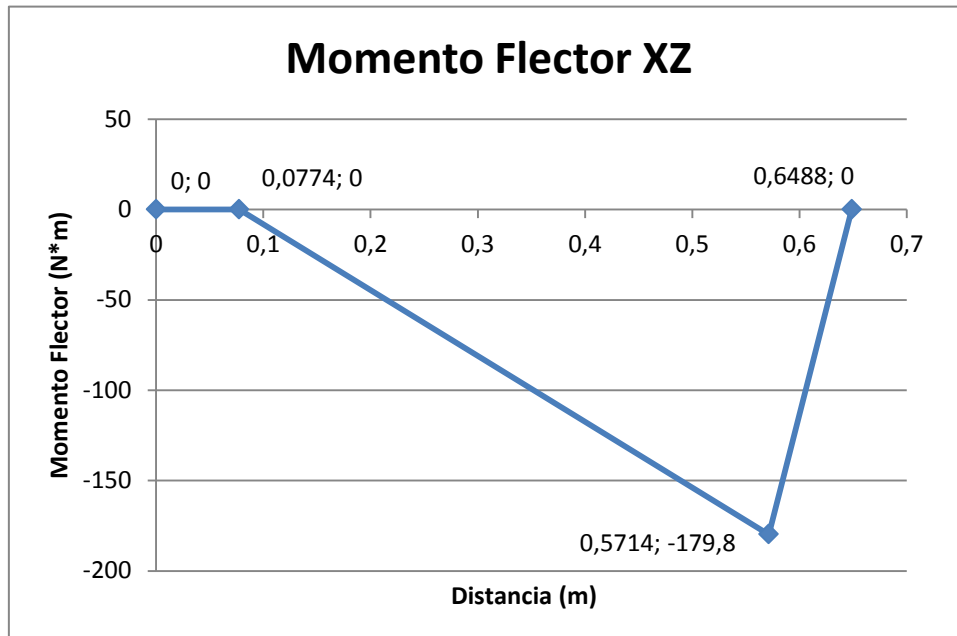
**Grafica I1. Fuerzas Flectoras Plano ZY cuando ocurre el corte en la parte frontal**  
 Fuente: Autores



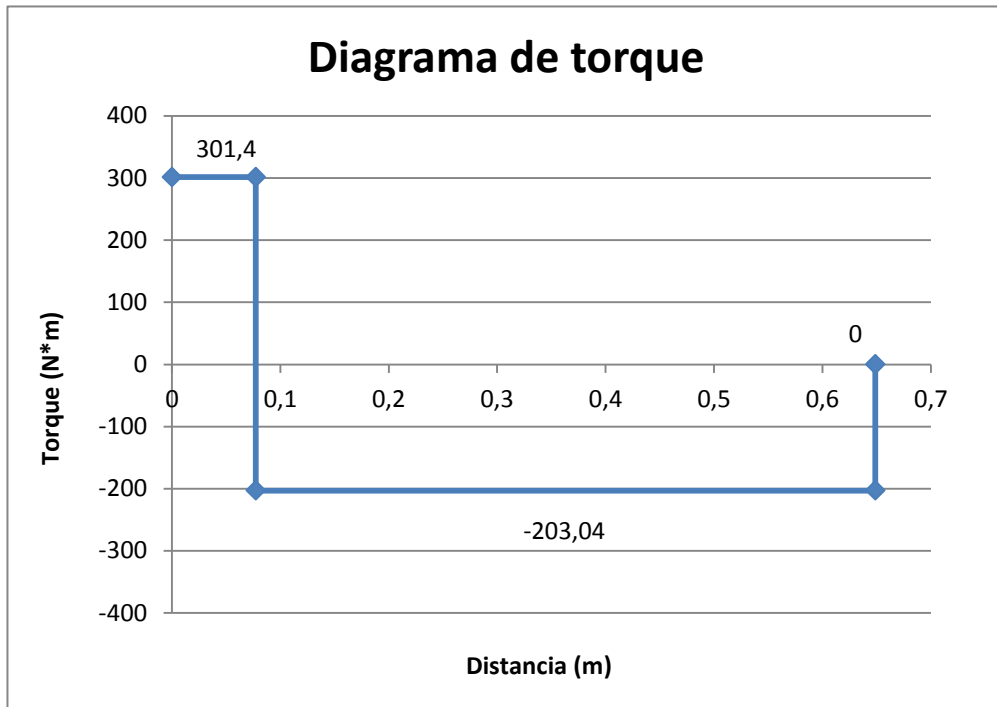
**Grafica I2. Momento Flector Plano ZY cuando ocurre el corte en la parte frontal**



**Grafica I3. Fuerzas Flectoras Plano XZ cuando ocurre el corte en la parte frontal**  
**Fuente: Autores**

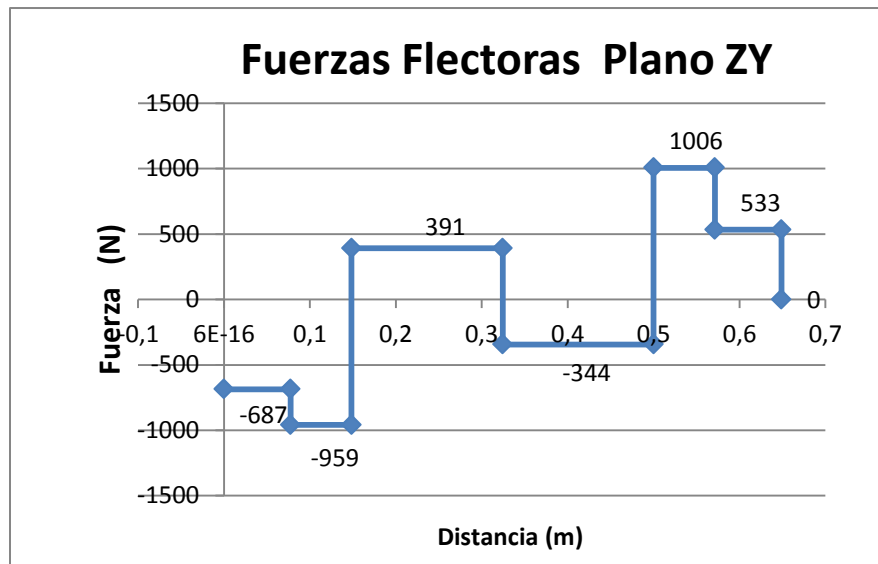


**Grafica I4. Momento Flector Plano XZ cuando ocurre el corte en la parte frontal**  
**Fuente: Autores**

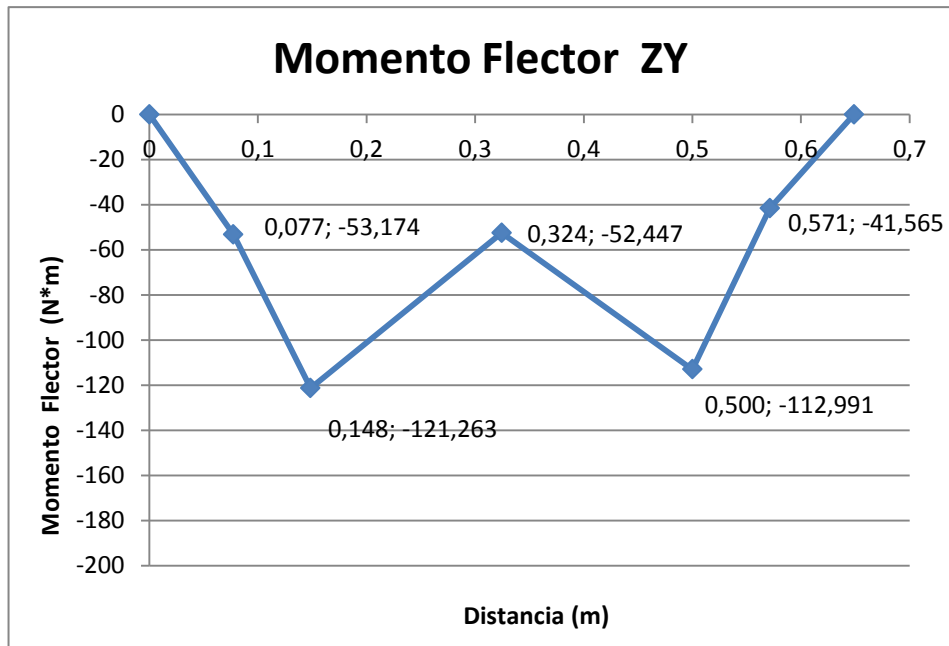


**Grafica I5. Torque sobre el eje cuando ocurre el corte en la parte frontal**  
**Fuente: Autores**

Ahora se deben calcular los momentos flectores y torques cuando se produce el corte en la parte posterior de la máquina.

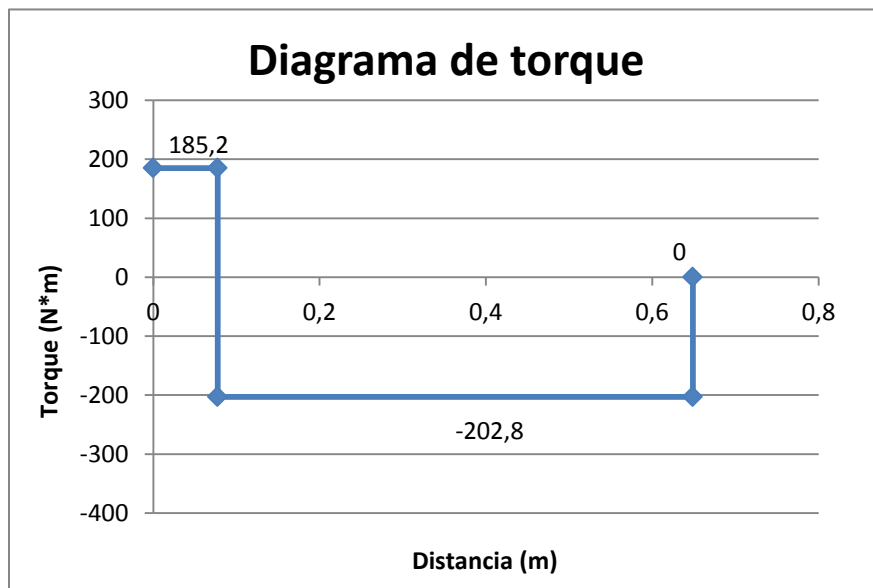


**Grafica I6. Torque sobre el eje cuando ocurre el corte en la parte posterior**  
**Fuente: Autores**



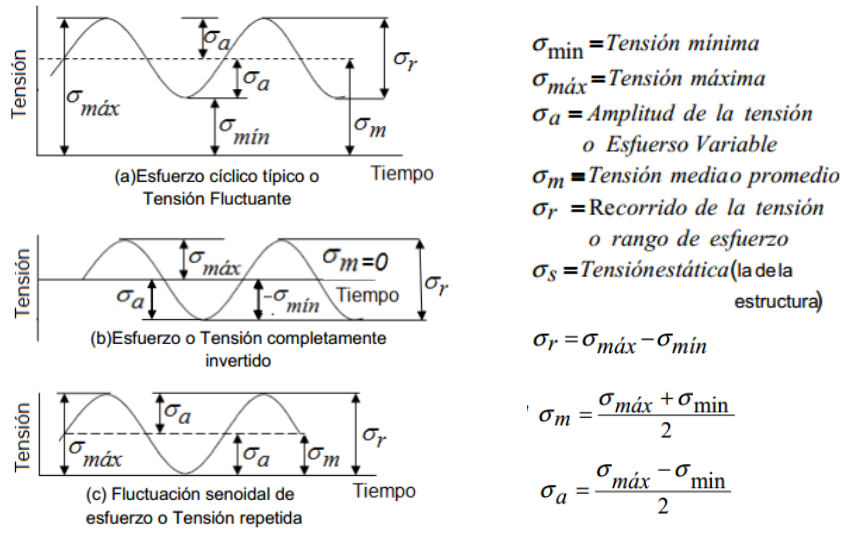
**Grafica I7. Momento Flector Plano ZY cuando ocurre el corte en la parte posterior**  
 Fuente: Autores

Los momentos flectores en el plano XZ se mantiene igual a los de la **gráfica 7**.



**Grafica I8. Torque sobre el eje cuando ocurre el corte en la parte posterior**  
 Fuente: Autores

Una vez que se tienen los momentos flectores y torque sobre todo el eje en las dos circunstancias de corte, se procede a calcular el momento medio y alternativo así como el torque medio y alternativo, como se muestra en la Figura 11.



**Figura 11. Esfuerzos medio y alternativo**

En la **Figura 11** se observa que el momento flector máximo es de 170 N\*m en el plano ZY y 180 en el plano XZ, sin embargo se encuentran ubicados en diferentes puntos, por lo que se debe calcular la resultante en los puntos máximos vinculando ambos planos para determinar el mayor momento flector.

$$\text{Plano ZY } M_{\max} = 170 \text{ N} * m \text{ a los } 0,324 \text{ m en el eje}$$

Se tiene que calcular el momento flector en el plano XZ en el mismo punto, para esto debemos utilizar la relación de triángulos de la **Gráfica 17**.

$$\frac{x}{0.2466} = \frac{180}{0.494}$$

$$x = 90 \text{ N} * m$$

Por lo que el momento flector máximo en este caso será:

$$M_{max} = \sqrt{170^2 + 90^2} = 193 \text{ N} * \text{m}$$

*Plano XZ  $M_{max} = 180 \text{ N} * \text{m}$  a los 0,5714 m en el eje*

Ahora se debe calcular el momento flector en el plano ZY en el mismo punto. De la **Gráfica I7** se observa que el momento flector en este punto es 42 N\*m, por lo que el momento flector máximo en este caso será:

$$M_{max} = \sqrt{180^2 + 42^2} = 185 \text{ N} * \text{m}$$

Una vez calculado el momento flector máximo cuando se realiza el corte en las cuchillas fijas frontales, se tiene que calcular el momento flector máximo cuando el corte se realiza en las cuchillas fijas posteriores.

*Plano ZY  $M_{max} = 122 \text{ N} * \text{m}$  a los 0,148 m en el eje*

El momento flector máximo en el plano XZ es el mismo, por lo que se calcula el momento resultante.

$$\frac{x}{0,0706} = \frac{180}{0,494}$$
$$x = 26 \text{ N} * \text{m}$$

Por lo que el momento flector máximo en este caso será:

$$M_{max} = \sqrt{122^2 + 26^2} = 125 \text{ N} * \text{m}$$

El otro punto crítico será:

*Plano ZY  $M_{max} = 113 \text{ N} * \text{m}$  a los 0,5 m en el eje*

Por lo que se calcula el momento flector en este punto de la **Gráfica I7**.

$$\frac{x}{0.4226} = \frac{180}{0.494}$$

$$x = 154 \text{ N} * \text{m}$$

Con lo datos anteriores se calcula el flector máximo:

$$M_{max} = \sqrt{154^2 + 113^2} = 191 \text{ N} * \text{m}$$

Ya que se conoce el momento flector máximo cuando se realiza el corte en la parte posterior de la maquina podemos calcular el momento medio y alternativo utilizando las especificaciones y ecuaciones de la **Figura I1**. Se debe tener en cuenta que el momento flector máximo hallado cuando se realiza el corte del material en la parte frontal está por encima de la referencias, es decir es positivo. Mientras que el hallado cuando con el corte en la parte posterior está por debajo de la referencia, es decir es negativo.

$$M_{max} = 193 \text{ N} * \text{m} \text{ con el corte en las cuchillas fijas frontales}$$

$$M_{max} = -191 \text{ N} * \text{m} \text{ con el corte en las cuchillas fijas posteriores}$$

De la anterior situación se puede considerar que no hay momento medio y todo es alternativo, por lo cual:

$$M_a = \frac{193 + 191}{2} = 192 \text{ N} * \text{m}$$

En cuanto al torque en la sección critica del eje, tanto el medio como el alternativo son iguales a  $202,8 \text{ N} * \text{m}$  que es el torque entregado por el motor, sin embargo para este cálculo se ha decidido tomar el torque que requiere el material para cortarlo, puesto que el eje estará sometido constantemente, por lo que el torque máximo será igual a  $T_{max} = 574 \text{ N} * \text{m}$ .

$$T_m = T_a = \frac{574 + 0}{2} = 287 \text{ N} * \text{m}$$

## ANEXO J. CÁLCULOS DE LOS RODAMIENTOS

El tamaño del rodamiento necesario depende principalmente de la carga y del número de revoluciones. Puesto que las carga más significativas se producen en rotación, se debe calcular la capacidad del rodamiento por carga dinámica.

### CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE

Debido a que las cuchillas fijas y móviles son paralelas entre sí, no existen cargas axiales al momento de triturar el material, salvo que por la geometría de algunos desechos se puedan presentar cargas pequeñas al quedar atrapada entre las cuchillas, en este caso las cargas no son continuas y no son significativas, por lo que se pueden despreciar. En este caso lo que si hay es una carga radial equivalente alta debido al corte del material. En el **Anexo I** se encontró las reacciones en los dos apoyos, lo cuales dieron los siguientes resultados:

#### Apoyo A

$$R_{AY} = 2873 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 364 \text{ N}$$

$$R_{RA} = \sqrt{(2877)^2 + (364)^2} = 2900 \text{ N}$$

#### Apoyo B

$$R_{BX} = 2687 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 2668 \text{ N}$$

$$R_{RB} = \sqrt{(2687)^2 + (2677)^2} = 3793 \text{ N}$$

### VIDA ÚTIL DEL RODAMIENTO

Para el cálculo de la vida útil de los rodamientos en horas, utilizamos la ecuación 1J.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n} \quad \text{en horas} \quad EC 1J$$

Dónde:

- C** Es la carga dinámica del Rodamiento [kN]
- P** Es la carga radial equivalente del rodamiento [kN]
- n** Es la velocidad angular a la que gira el rodamiento [RPM]
- L<sub>10</sub>** Es la vida útil del rodamiento para 10<sup>6</sup> revoluciones

Se calcula la vida útil del rodamiento bajo las siguientes condiciones y utilizando la ecuación 24.

Carga Dinámica: Fr = 3,8kN

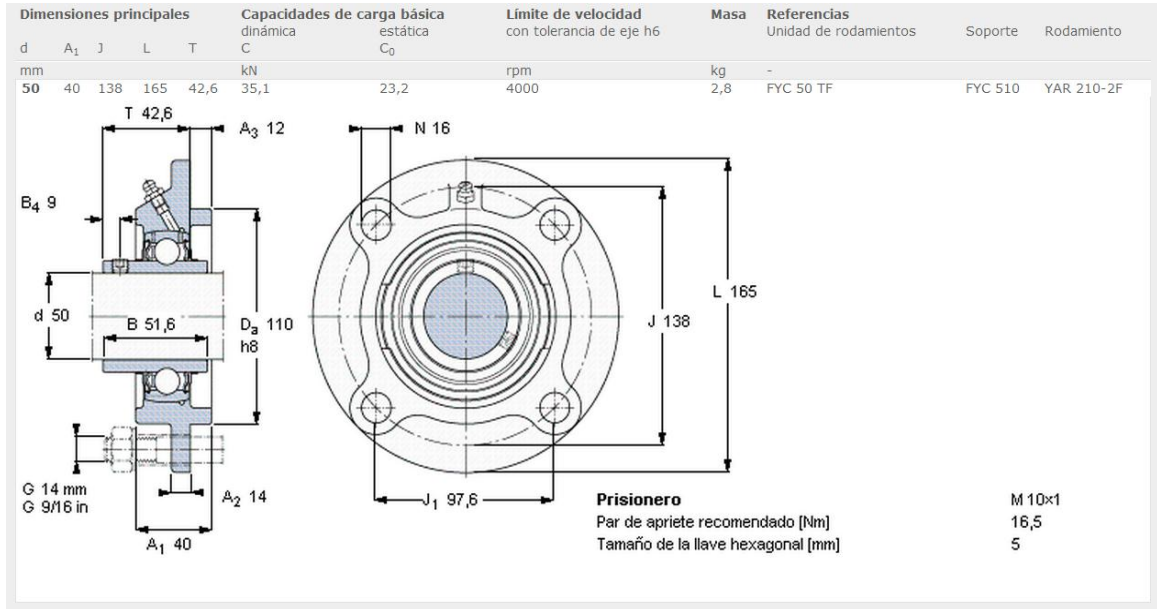
Número de revoluciones: n = 352 RPM

Capacidad carga dinámica rodamiento YAR 210-TF: C = 35,1 KN

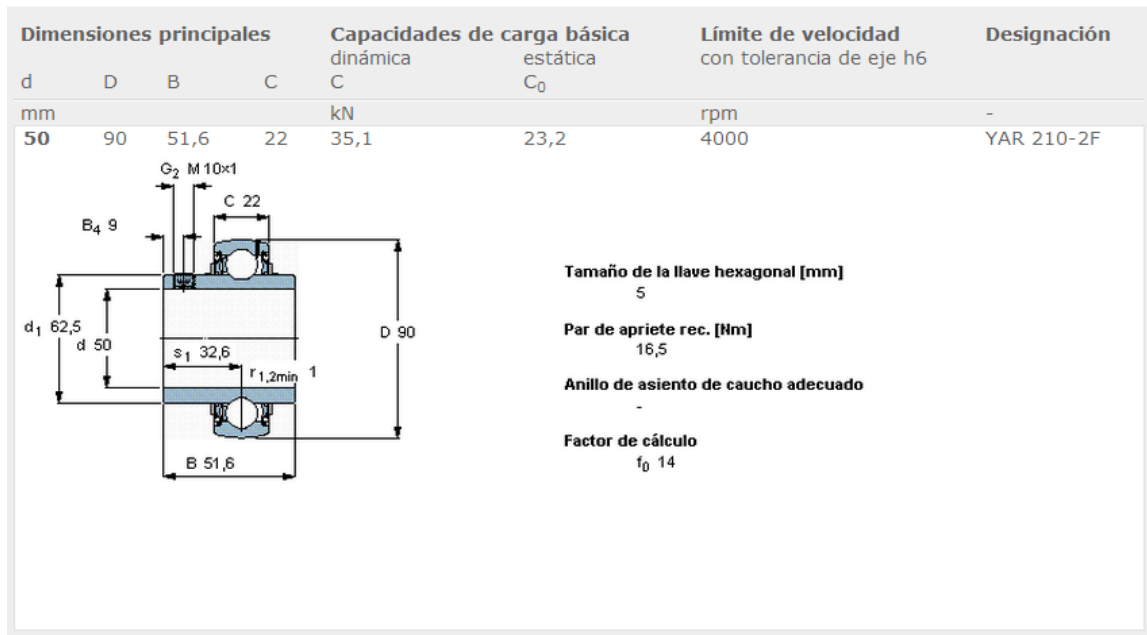
$$L_{10h} = \left(\frac{35,1}{3,8}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 352} = 37315 \text{ horas}$$

La anterior será la vida útil del rodamiento en condiciones normales de funcionamiento, sin embargo como se ha venido mencionando la máquina esta expuestas a condiciones fluctuantes significativas, por lo que se estima que la vida útil se reduce en un tercio del valor calculado, esto también compensa los errores de alineación que se presenten, además los rodamientos estarán sometidos a un ambiente con concentraciones altas de partículas de suciedad derivados del triturado. Por lo que la vida útil estimada será:  $L_{10h} = 24876 \text{ horas}$

## ANEXO K. UNIDAD DE SOPORTE Y RODAMIENTO SELECCIONADO



**Figura K1 Soporte de rodamiento tipo brida circular con prisionero**  
**Fuente:** Catalogo SKF, <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units>



**Figura K2 Rodamiento Y con prisionero**  
**Fuente:** Catalogo SKF, <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/ball-bearing/y-bearings/y-bearings-with-grub-screws/>

## ANEXO L. DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE

Como el eje esta hecho de un material dúctil (acero AISI 4340) se utilizó la teoría del esfuerzo cortante máximo (**MSST**) y Soderberg, la cual establece una relación entre los esfuerzos normales y cortantes sobre los elementos finitos de un eje sometido a fatiga y un factor de seguridad relacionado con el diámetro mínimo de la pieza, la cual se unen en la Ecuación 1L

$$d = \left[ \frac{32 * n_s}{\pi * S_{yt}} \sqrt{\left( M_m + \frac{S_{yt}}{S_e} * K_{fc} * M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left( T_m + \frac{S_{yt}}{S_e} * K_{fca} * T_a \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad EC \ 1L$$

Dónde:

- $n_s$**  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 a tracción
- $S_e$**  Es el límite de fatiga modificada
- $M_m$**  Es el momento medio sobre el eje
- $M_a$**  Es el momento alternativo sobre el eje
- $T_m$**  Es torque medio sobre el eje
- $T_a$**  Es torque alternativo sobre el eje
- $K_{fc}$**  Es el factor de concentrador de esfuerzos estáticos
- $K_{fca}$**  Es el factor de concentrador de esfuerzos dinámicos

Del **Anexo B** se conoce que la resistencia ultima a tracción del acero AISI 4340 es  $72408 \text{ N/cm}^2$ , con la cual se calcula el límite de fatiga modificada con la ecuación 2L.

$$S_e = k_f * k_s * k_c * k_{tem} * k_m * S_{ep} \quad EC \ 2L$$

Dónde:

- $k_f$**  Es el factor de acabado superficial

- $k_s$  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
- $S_{ep}$  Es la resistencia a la fatiga

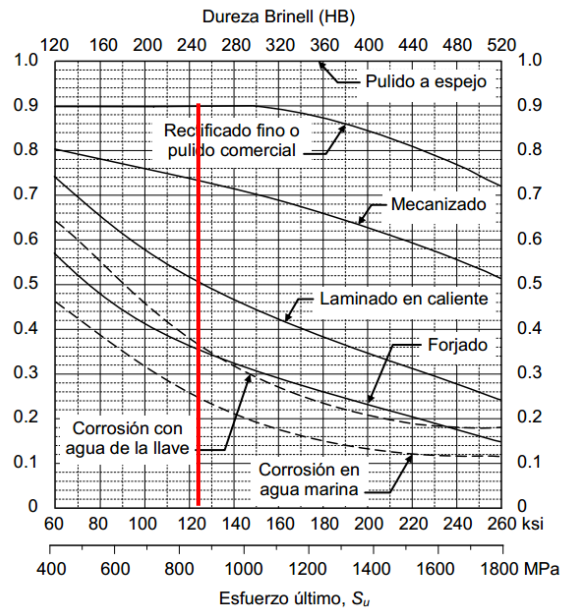
La resistencia a la fatiga es igual a  $0,58 * S_{ut}$  , donde  $S_{ut}$  es la resistencia última en tracción del material e igual a  $84141 \text{ N/cm}^2$  , por lo que:

$$S_{ep} = 84141 * 0,58 = 48802 \text{ N/cm}^2$$

Posteriormente se debe calcular todos los factores que influyen el límite de fatiga.

### FACTOR DE ACABADO DE SUPERFICIE ( $k_f$ )

Para calcular el factor de superficie se utiliza la **Figura L1**, donde se debe entrar con el esfuerzo último del material y el tipo de acabado que se le va a dar al eje, que en este caso será un rectificado.



**Figura L1 Factores de superficie para el acero**

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/ivanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

Por lo que de la **Figura L1** conocemos que el factor de acabado de superficie es igual a 0,9.

### FACTOR DE TAMAÑO ( $k_s$ )

Para calcular el factor de tamaño se utiliza las referencias de la **Figura L2**, para esto se debe conocer o tener un estimado del diámetro del eje, en este caso se conoce que por las rigurosas condiciones a la que va a estar sometido el eje, su diámetro debe estar entre 2 y 2,5 pulgadas.

$$k_s = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d < 0.3 \text{ pulg o } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

**Figura L2. Factor de tamaño**

Fuente: Elementos de máquina, Bernard J. Hanmrock, Capítulo 7

Con lo anterior el factor de tamaño ( $k_s$ ) está determinado por  $k_s = 0,869 * d^{-0.112}$

### FACTOR DE CONFIABILIDAD ( $k_c$ )

En la **Figura L3** se encuentran los factores de confiabilidad, en este caso se ha determinado que el eje debe tener una confiabilidad del 99% por lo que  $k_c = 0,814$

<b>Confiabilidad (%)</b>	50	90	99	99.9	99.99	99.999
<b><math>K_c</math></b>	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

**Figura L3 Factor de confiabilidad**

Fuente. <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

## FACTOR DE TEMPERATURA ( $k_{tem}$ )

Para calcular el factor por temperatura, utilizamos la referencia de la **Figura L4**

$$K_d = 1, \quad \text{si } T_{emp} \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - (0.0058/^\circ\text{C})(T_{emp} - 450^\circ\text{C}), \quad \text{si } 450^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550^\circ\text{C}$$

**Figura L4** Factor de temperatura

Fuente. <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

La temperatura dentro de la máquina es aproximadamente igual a la temperatura del medio donde se encuentre, por lo tanto no se tendrá condiciones extremas como las que se muestran en la **Figura L4**, es por esto que el factor de temperatura es igual a 1.

## FACTOR DE EFECTOS VARIOS ( $k_m$ )

Este factor hace referencia a la presencia de corrosión, efectos residuales, proceso de manufactura y recubrimientos de la pieza que hacen modificar la resistencia del material. Para el equipo diseñado no hay un agente corrosivo ni tampoco se tiene efectos residuales fuera de los provenientes de la creación del eje en su estado inicial, sin embargo el proceso de torneado pudo generar esfuerzos residuales por lo que  $k_m$  se tomara como 0,7 como punto más crítico.

## FACTOR DE CONCENTRADOR DE ESFUERZOS( $k_{fc}$ )

Para calcular el concentrador de esfuerzos estático, se debe utilizar la ecuación 3L.

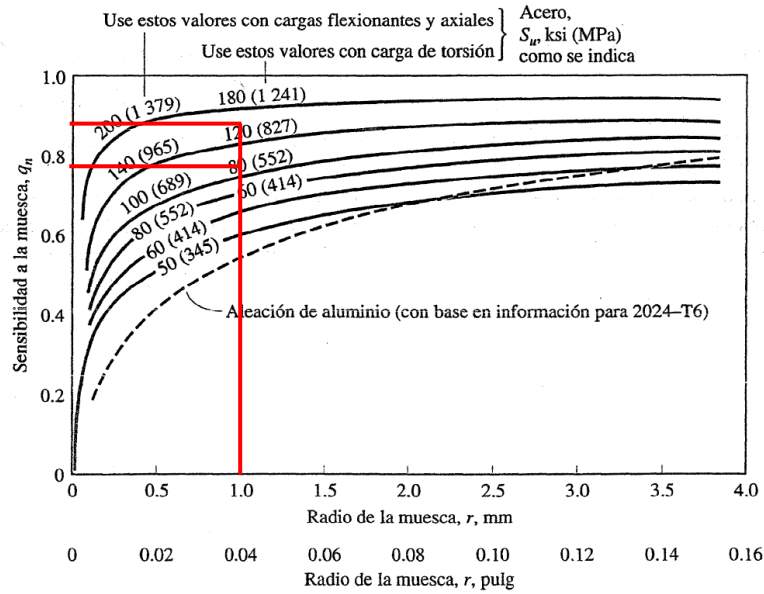
$$k_{fc} = 1 + q(k_c - 1) \quad \text{EC 3L}$$

Dónde:

$q$  Es el índice de sensibilidad a la entalla

$k_c$  El factor de concentrador de esfuerzos estáticos

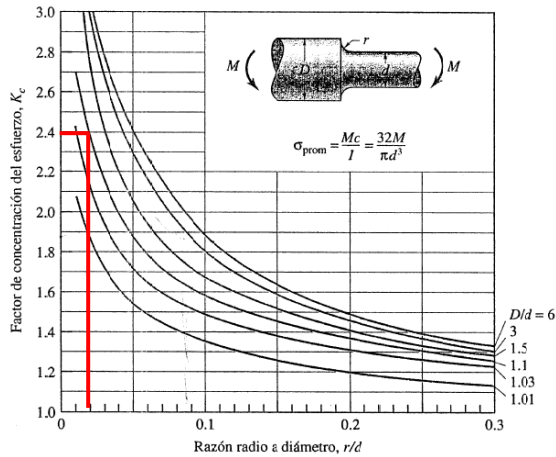
El índice de sensibilidad a la entalla se calcula de la **Figura L5**, con el radio de la muesca que en el caso del eje es 1 mm y la resistencia a la rotura del material, que para el caso del acero AISI 4340 es 122 Ksi.



**Figura L5** Índice de sensibilidad a la entalla q

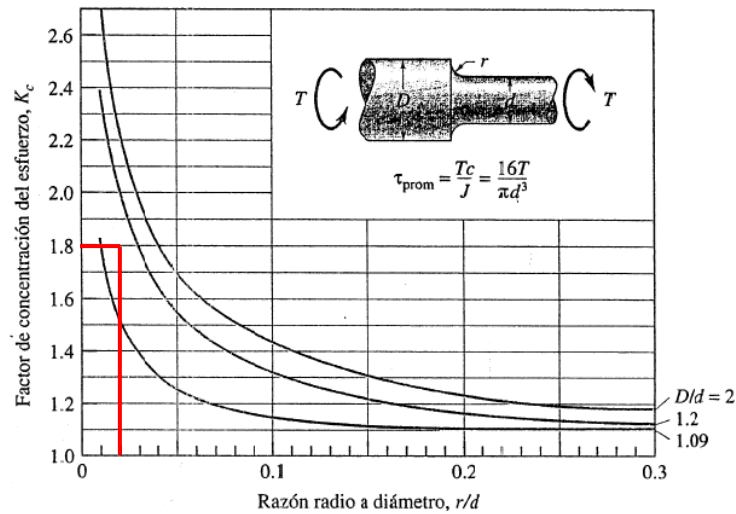
Fuente. Elementos de máquina, Bernard J. Hamrock, Capítulo 7, figura 7,6

De la **Figura 35** se determina que el índice de sensibilidad a la entalla es aproximadamente 0,9 para cargas a torsión y 0,8 para cargas flectoras. Una vez hallado este valor procedemos a calcular  $k_c$  con ayuda de la **Figura L6** y **L7**



**Figura L6** Factor de concentrador de esfuerzos  $k_c$  para momentos flectores

Fuente. Elementos de máquina, Bernard J. Hamrock, Capítulo 7, Figura 6,5



**Figura L7 Factor de concentrador de esfuerzos  $k_c$  para torsión**  
**Fuente. Elementos de máquina, Bernard J. Hamrock, Capítulo 6, Figura 6,5**

En las gráficas anteriores se debe conocer la relación  $r/d$  que en el caso del eje diseñado es  $1/50$  o  $0,02$  y la relación  $D/d$  que es  $55/50$  o  $1,1$ . En los diagramas de momentos flectores y torque del **Anexo I**, se observa que estos dos tienen casi la misma magnitud, por lo que es necesario analizar el concentrador de esfuerzo para los dos. De la gráfica 36 y 37 se determinó que el concentrador de esfuerzos para momento flector es aproximadamente  $2,4$  y para torsión es  $1,8$ . Con todos los factores calculados se procede a calcular  $k_{fc}$  con la **Ecuación 3L**.

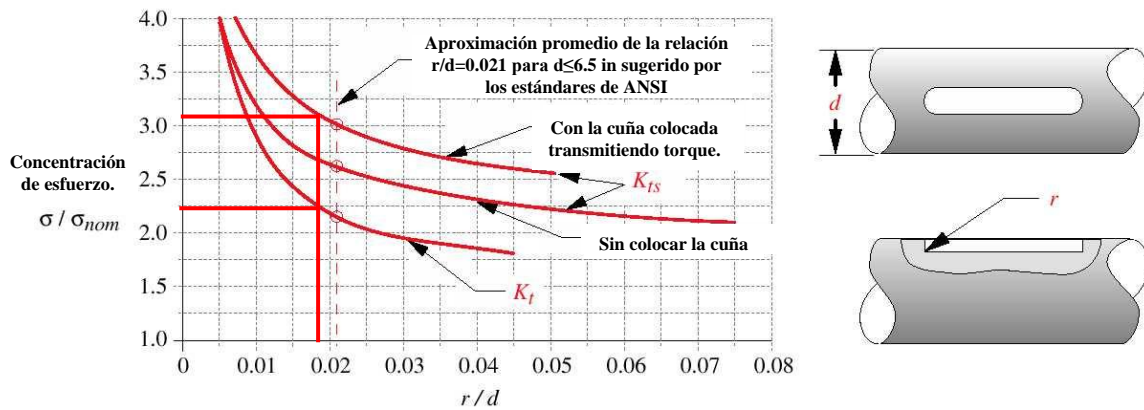
$$k_{fc} = 1 + 0,8 * (2,4 - 1) = 2,12 \text{ para cargas flectoras}$$

$$k_{fca} = 1 + 0,9 * (1,8 - 1) = 1,72 \text{ para torsión}$$

De las ecuaciones anteriores escogemos el concentrador de esfuerzos de mayor valor perteneciente a cargas flectoras.

Ahora se debe calcular el concentrador de esfuerzos que genera las chavetas en el eje, para esto se utiliza la **Figura L8** donde se debe conocer la relación  $r/d$  que

es igual a  $1/55 = 0,018$ , con esta relación se determina  $k_t$  utilizado para cargas flectoras y  $k_{ts}$  para torsión.



**Figura L8** Factor de concentrador de esfuerzos  $k_c$  para torsión  
**Fuente.** Elementos de máquina, Bernard J. Hamrock, Capítulo 6

De la **Figura L8** se determina que  $k_t = 2,25$  y  $k_{ts} = 3,25$  aproximadamente, con esto se calcula  $k_c$  causado por los chaveteros utilizando la **ecuación 3L**.

$$k_{fc} = 1 + 0,8 * (2,25 - 1) = 2 \quad \text{para cargas flectoras}$$

$$k_{fca} = 1 + 0,9 * (3,25 - 1) = 3.1 \quad \text{para torsión}$$

De esta forma se concluye que la situación más crítica está en los chaveteros y vinculada con la torsión transmitida entre la chaveta y el eje, por lo que utiliza  $k_{fc} = 2,9$  como concentrador de esfuerzos por torsión y  $k_{fc} = 2,12$  como concentrador de esfuerzos por carga flector.

Una vez que se determinan todos los factores que influyen el cálculo del factor de seguridad del eje, se debe definir un diámetro para empezar las interacciones. El eje en su estado inicial esta con un diámetro de  $2\frac{1}{4}$  in o 57,15 mm, con el proceso de rectificado este diámetro queda de 55 mm en la sección que está en contacto con la camisa y una sección de 50 mm para los rodamientos. Del **Anexo I** (diagrama de momentos flectores y torque) se observa que la sección más crítica

se encuentra en la sección de mayor diámetro del eje, por lo que se va a utilizar este último para comprobar si cumple con el factor de seguridad.

Los momentos flectores medios y alternativos así como el torque se encuentran en el **Anexo I**, por lo que ya se tiene todas las variables para calcular el factor de seguridad del eje.

$$d = \left[ \frac{32 * n_s}{\pi * S_{yt}} \sqrt{\left( M_m + \frac{S_{yt}}{S_e} * K_{fc} * M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left( T_m + \frac{S_{yt}}{S_e} * K_{fca} * T_a \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_p = 2,165 [in] \cong 55 mm$$

$$S_{yt} = 72408 N/cm^2$$

$$k_{fc} = 2,12$$

$$k_{fca} = 3,1$$

$$k_f = 0,9$$

$$k_c = 0,814$$

$$k_s = 0,869 * 2,165^{-0,112} = 0,797$$

$$k_r = 0,814$$

$$k_{tem} = 1$$

$$k_m = 0,7$$

$$S_e = 0,9 * 0,797 * 0,814 * 0,7 * 1 * 48802 = 19946 N/cm^2$$

$$M_m = 0$$

$$M_a = 19200 N * cm$$

$$T_m = 28700 N * cm$$

$$T_a = 28700 N * cm$$

Con la ecuación 1L se calcula el factor de seguridad para el eje el cual da  $n_s = 3,5$ .

Con el resultado del factor de seguridad se puede pensar que el eje se encuentra muy sobre diseñado, sin embargo hay que tener en cuenta que a ciencia cierta no se sabe las condiciones máximas a la que va a trabajar la máquina, es posible que un pedazo de material que este por fuera del espesor de diseño, entre en la máquina por un posible error humano, o que en algunos casos se creen capas del material sobre las cuchillas fijas que simularían la misma situación de un material de espesor más grande que lo permitido, o que un material más resistente que el

plástico entrara al área de triturado, o que en algunos casos se le sobre exija en cuanto al volumen de material que puede procesar por minuto.

Los anteriores son algunos ejemplos de los inconvenientes a los que puede enfrentarse el eje y en general cada pieza que compone la trituradora de plástico, cabe resaltar que bajo circunstancias muy exigentes la maquina tiene protección eléctrica que de inmediato desconecta el motor protegiendo las partes sensibles, como las cuchillas, el mismo motor y el eje.

## ANEXO M. TORQUE DE APRIETE PARA TORNILLOS

			Grado -5		Grado-8		
RESISTENCIA A LA TENSIÓN =			120,000 P.S.I. Mín.		150,000 P.S.I. MÍN.		
ESFUERZO CARGA DE PRUEBA =			85,000 P.S.I.		1200,000 P.S.I.		
Diámetro y rosca Hilos por pulgada	Area de Esfuerzo a tensión pulg <sup>2</sup>	Carga de unión Clamp Load Libras	TORQUE		Carga de Unión Clamp Load Libras	TORQUE	
			Libras - Pie			Libras - Pie	
Carga de unión = 75% carga prueba 63.75			Carga de unión = 75% 90.000				
1/4" - 20 1/4" - 28	0.032	2,029	8	6	2,864	11	8
	0.036	2,319	9	7	3,273	12	9
5/16" - 18 5/16" - 24	0.052	3,342	16	12	4,719	22	12
	0.058	3,701	17	18	5,225	24	15
3/8" - 16 3/8" - 24	0.077	4,940	28	21	6,974	39	29
	0.088	5,599	31	24	7,905	44	33
7/16" - 14 7/16" - 20	0.106	6,777	44	33	9,567	63	47
	0.119	7,567	50	37	10,683	70	53
1/2" - 13 1/2" - 20	0.142	9,046	68	51	12,771	96	72
	0.160	10,194	76	57	14,391	108	81
9/16" - 12 9/16" - 18	0.182	11,596	98	76	16,371	138	104
	0.203	12,935	109	82	18,261	154	116
5/8" - 11 5/8" - 18	0.226	14,408	135	101	20,340	191	143
	0.256	16,314	153	115	23,031	216	162
3/4" - 10 3/4" - 16	0.334	21,318	240	180	30,096	339	254
	0.373	23,772	267	201	33,561	378	283
7/8" - 9 1" - 28	0.462	29,453	387	290	41,580	546	409
	0.509	32,449	426	319	45,810	601	451
1" - 8 1" - 14	0.606	38,613	579	434	54,513	818	613
	0.680	43,337	650	488	61,182	918	688
Esfuerzo carga de prueba = 74,000 psi en grado 8, se mantiene para diámetros mayores a 1" carga de unión 75% carga de prueba = 55,000 psi							
1-1/8" - 7 1-1/8" - 12	0.763	42,352	715	536	68,679	1,159	669
	0.856	47,519	802	601	77,058	1,300	975
1-1/4" - 7 1-1/4" - 12	0.969	53,796	1,009	757	87,273	1,636	1,227
	1.073	59,546	1,116	837	96,561	1,811	1,355
1-1/2" - 6 1" - 28	1.405	78,000	1,755	1,316	126,486	2,846	2,134
	1.581	87,762	1,975	1,481	142,317	3,202	2,402

**Figura M1 Torque de apriete para los tronillos**

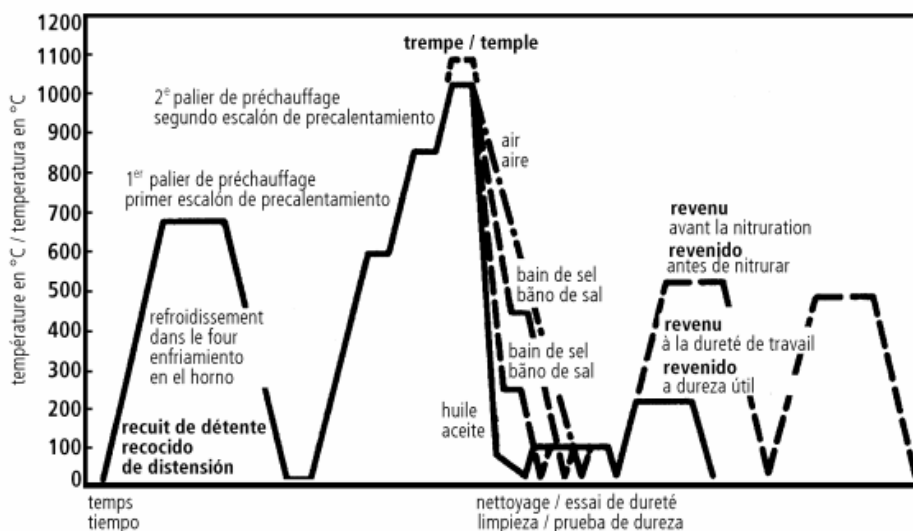
**Fuente.** <http://tornillosgumar.com/tablas-tecnicas/tabla%20de%20aprietes.html>

## ANEXO N. TRATAMIENTO TÉRMICO REALIZADO EN LAS CUCHILLAS

Las cuchillas en su estado original no sirven para ser utilizadas en el molino de plástico, no tiene la dureza ni la tenacidad suficiente para soportar las rigurosas condiciones que lleva triturar plástico.

El acero k110 sin ningún tratamiento térmico tiene una dureza entre 40 y 42 Rockwell c, para que pueda ser utilizadas en la maquina se necesita llevar su dureza por encima de los 58 Rockwell c, esto se hace con el temple de la pieza y posteriormente se hace el revenido para eliminar tensiones internas, si no se le hace este último tratamiento la pieza queda con alta dureza pero muy frágil, lo que generaría fisuras y roturas prematuras de las cuchillas.

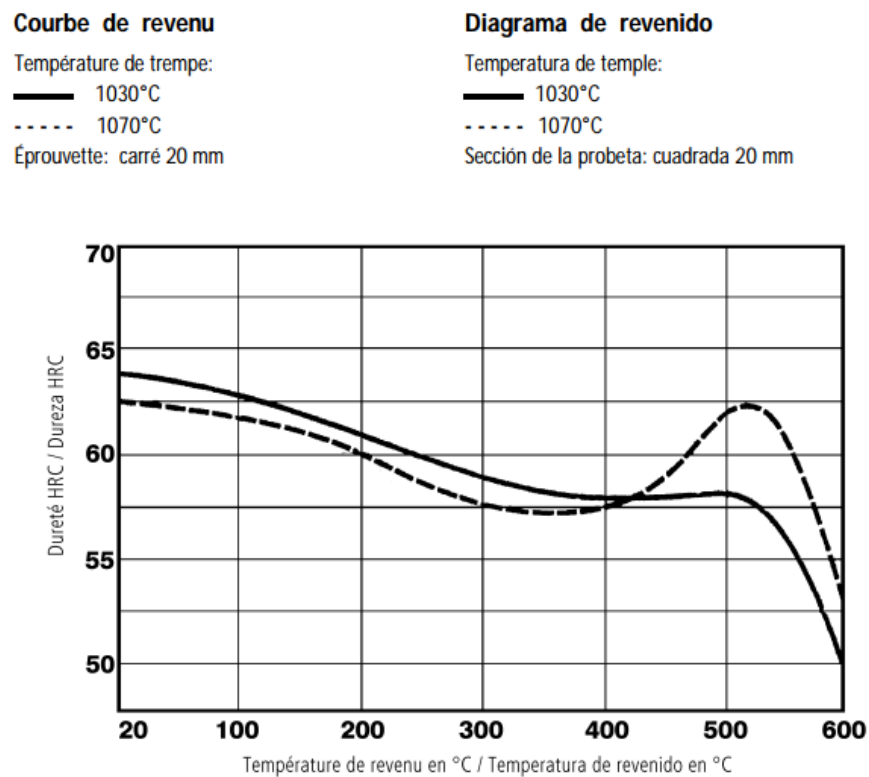
La **Figura N1** muestra el esquema de tratamiento térmico para el acero K 110, los cuales son suministrados por los catálogos BOHLER para cada acero.



**Figura N1** Esquema de tratamiento térmico para el acero K 110

**Fuente.** <http://www.acerosboehler.com.ar/english/files/downloads/K110FSp.pdf>

Para hacer el temple del material se debe llevar las cuchillas entre 1020 a 1040 grados centígrados, con un tiempo de permanencia entre 15 y 25 minutos, posteriormente se debe hacer debe enfriar en un baño de sales a una temperatura entre 200 y 250 grados centígrados. Una vez que se realiza el temple de la pieza se debe hacer el revenido para eliminar las tensiones internas de la pieza. Dado que las cuchillas se utilizaran para impacto directo con otros materiales, fue necesario hacerle 3 revenidos. La **Figura N2** se muestra el diagrama de revenido para el acero K110 donde se muestra la relación entre la temperatura a la cual se debe hacer el revenido ante la temperatura de temple utilizada y la dureza superficial que se obtiene al final del tratamiento.



**Figura N2** Diagrama de revenido para el acero K 110  
**Fuente.** <http://www.acerosboehler.com.ar/english/files/downloads/K110FSp.pdf>

El revenido se debe hacer inmediatamente después del temple, de debe introducir la pieza en un horno, donde debe durar 1 hora por cada 20 mm de espesor, y posteriormente se debe dejar al aire como mínimo 2 horas.

En nuestro caso el proceso se repite 3 veces, haciendo el primer revenido a una temperatura entre 400 y 450 grados centígrados, dejándolo enfriar por una hora, posteriormente hace otro a una temperatura entre 300 y 350 dejándolo enfriar 1 hora y posteriormente el ultimo revenido a una temperatura entre 180 y 250 grados centígrados.

# ANEXO O. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA TRITURADORA

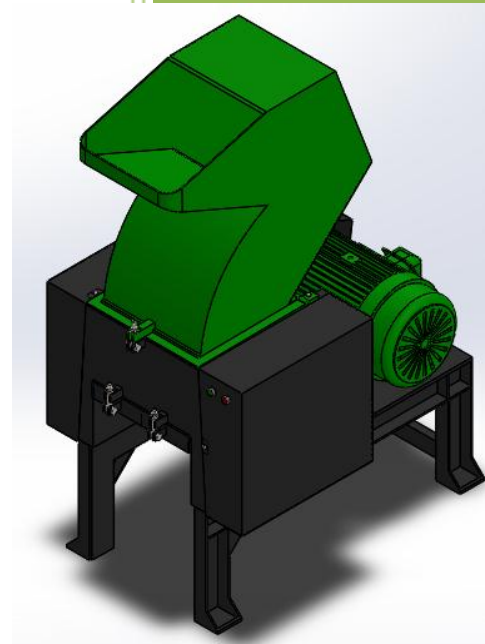
## Manual de operación y mantenimiento



TRITURADORA DE PLÁSTICO  
ESPECIALIZADA PARA LA  
INDUSTRIA DEL RECICLAJE

VERSIÓN 1.0

# 2014



## ❖ CONSIDERACIONES PREVIAS

El presente manual constituye la guía para la instalación, uso y mantenimiento del triturador de plástico.

Le aconsejamos que siga escrupulosamente todo los consejos que contiene el manual pues tanto el buen funcionamiento como la duración del triturador dependen del uso correcto y de la aplicación de las instrucciones de mantenimiento contenidas en este manual.



## ❖ DESCRIPCIÓN GENERAL

El triturador nace de un proyecto específico destinado a la industria de reciclaje para aumentar su producción y disminuir su costo energético.

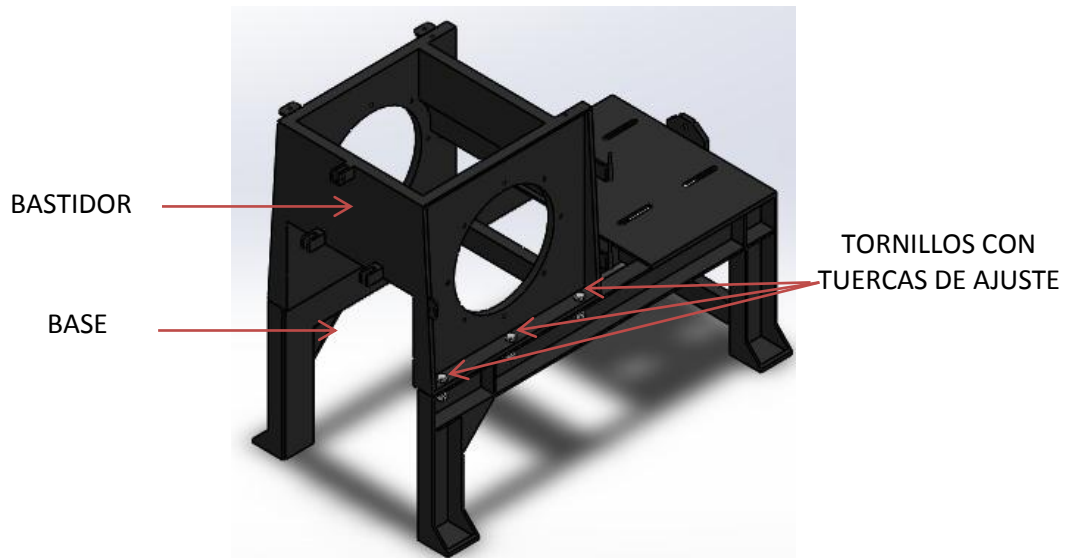
La máquina construida trabaja bajo el principio de trituradoras de altas revoluciones, pero posee cuchillas escalonadas en vez de cuchillas rectas en su rotor como las convencionales, esto permite tener un triturado más uniforme y un flujo másico mayor a costa de un consumo de menor energía.

La trituradora cuenta con sistemas de seguridad para proteger al operario ante una apertura accidental de la tolva cuando la maquina está funcionando, además de un sistema de protección térmico ante posibles atascamientos.

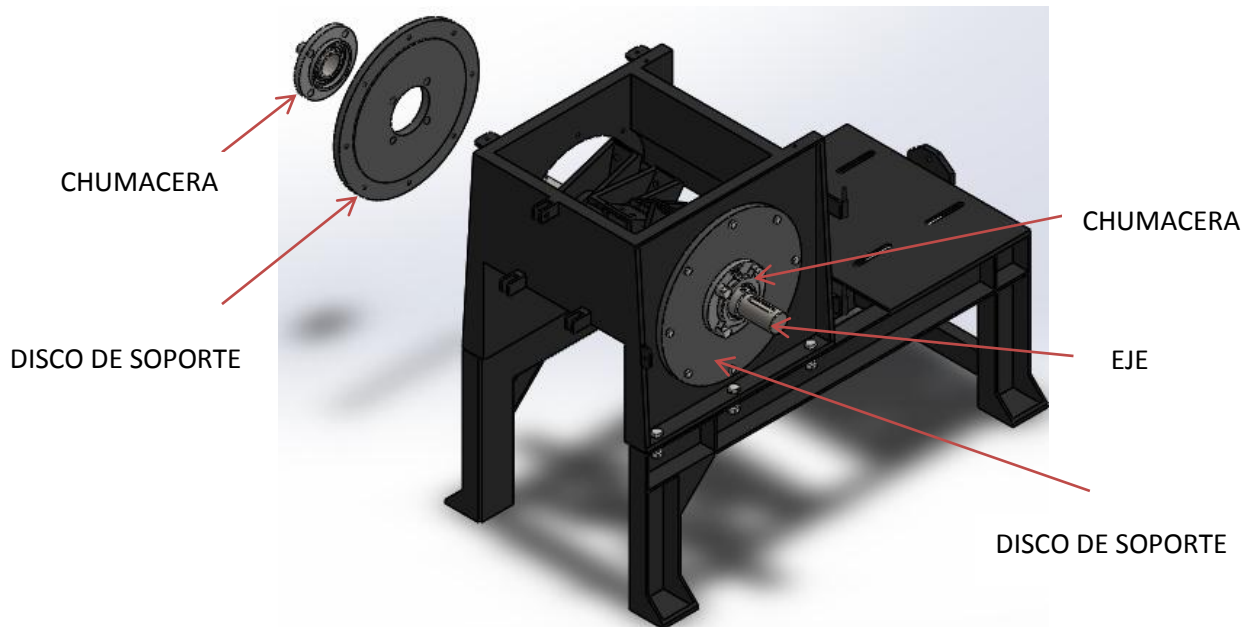
## ❖ INSTALACIÓN

### ✓ PARTES MECÁNICAS Y ESTRUCTURALES.

El bastidor como la estructura principal de la máquina debe estar ajustado rígidamente a su base por medio de los tornillos y tuercas.

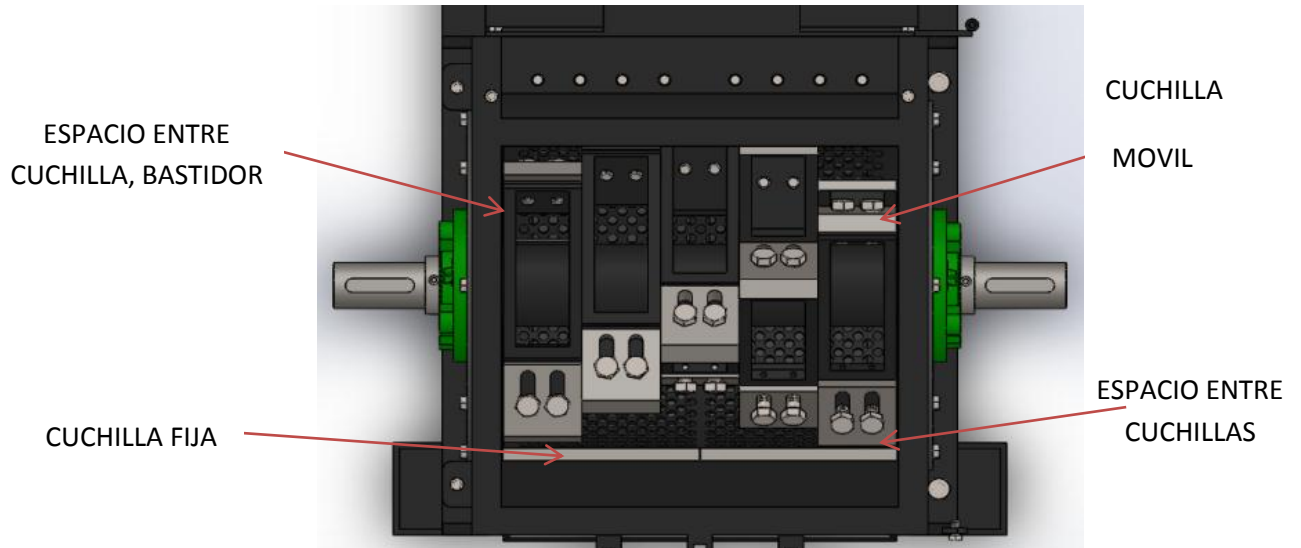


- ✓ Se recomienda que se ajuste uno de los discos de soporte tanto al bastidor como a la chumacera, posteriormente introducir el subensamblé de eje, camisa, porta-cuchillas y ajustar el otro disco de soporte al bastidor y a la chumacera.

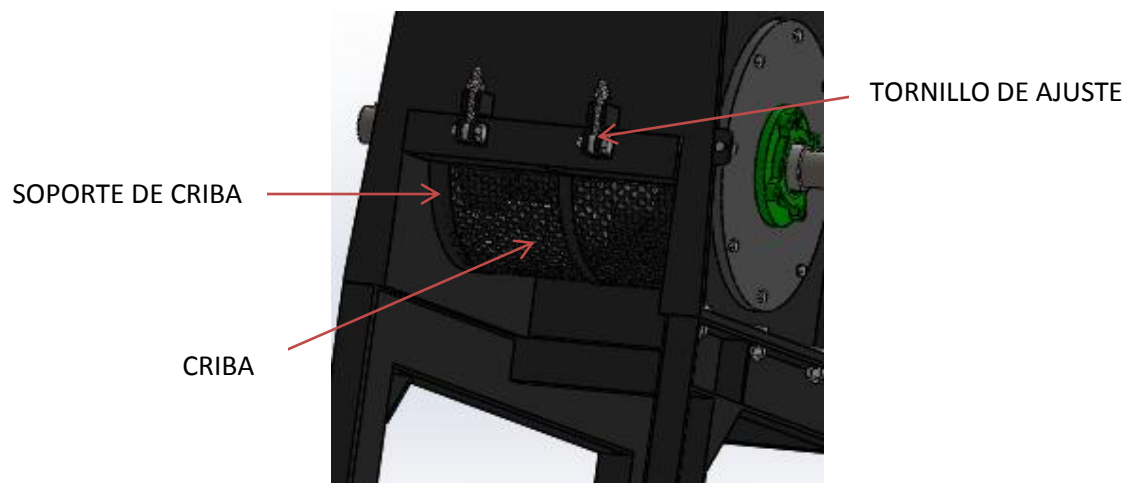


Cuando se termine el montaje anterior se debe verificar que:

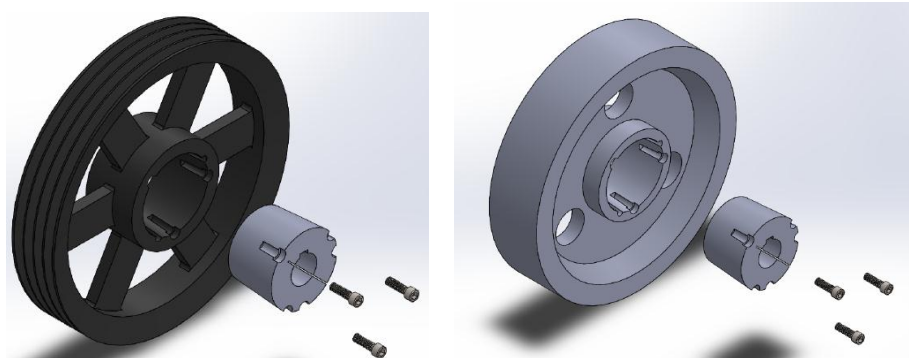
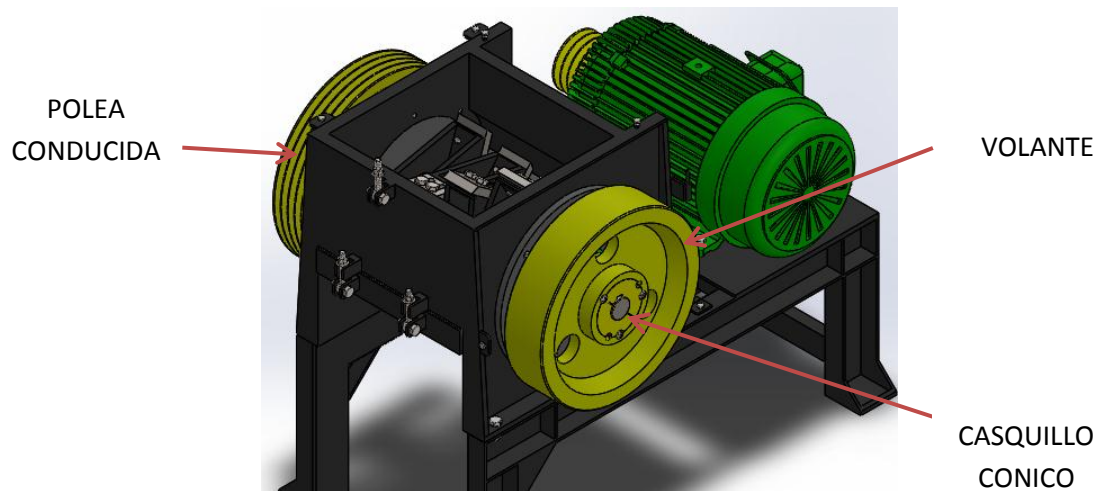
- Los porta cuchillas y las cuchillas giren sin rozar con el bastidor.
- Las cuchillas deben ajustarse con guasa y tornillo manteniendo una distancia mínima entre la cuchilla fija y la móvil.



- ✓ Insertar la criba selectora en el soporte de criba y tener en cuenta que al girar el rotor no se presenten rozamientos entre las cuchillas y la criba.



- ✓ Seguido de la chumacera, poner la polea conducida y el casquillo cónico y en el otro extremo del eje el volante de inercia con su respectivo casquillo cónico.



Los casquillos cónicos están compuestos por 5 agujeros, los cuales sirven para ajustar y desajustar el elemento al cual está unido.

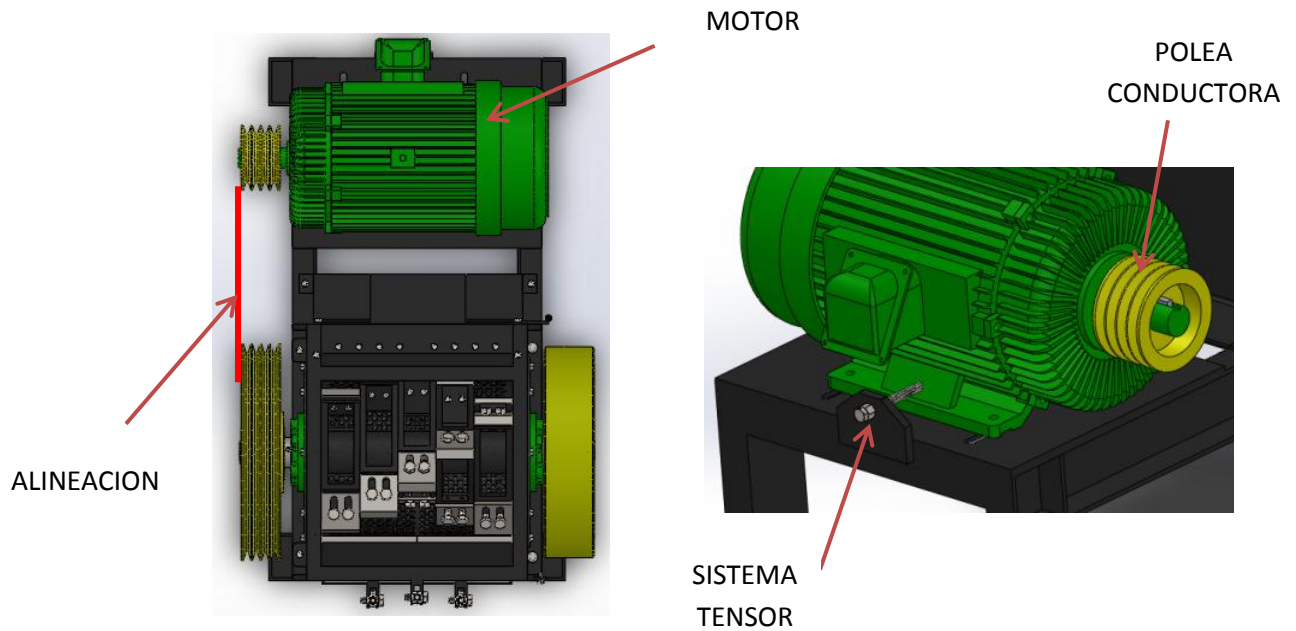
Para desacoplar el casquillo cónico de la polea o el volante, se debe utilizar los agujeros que quedan libres con los tornillos de sujeción del casquillo, de este modo este saldrá sin complicaciones, de otra manera queda muy difícil desacoplarlo.

### **PRECAUCIÓN**

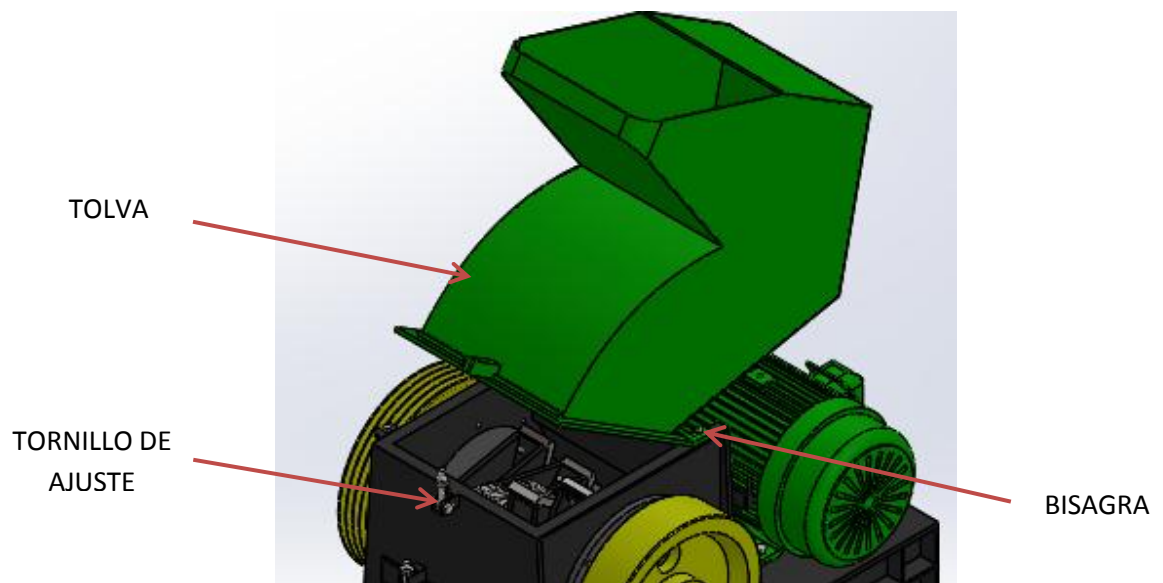
En caso que el casquillo cónico quede no quede bien acoplado o ajustado como se debe al volante o las poleas, podría conducir a un accidente o daños permanentes en el eje y demás elementos



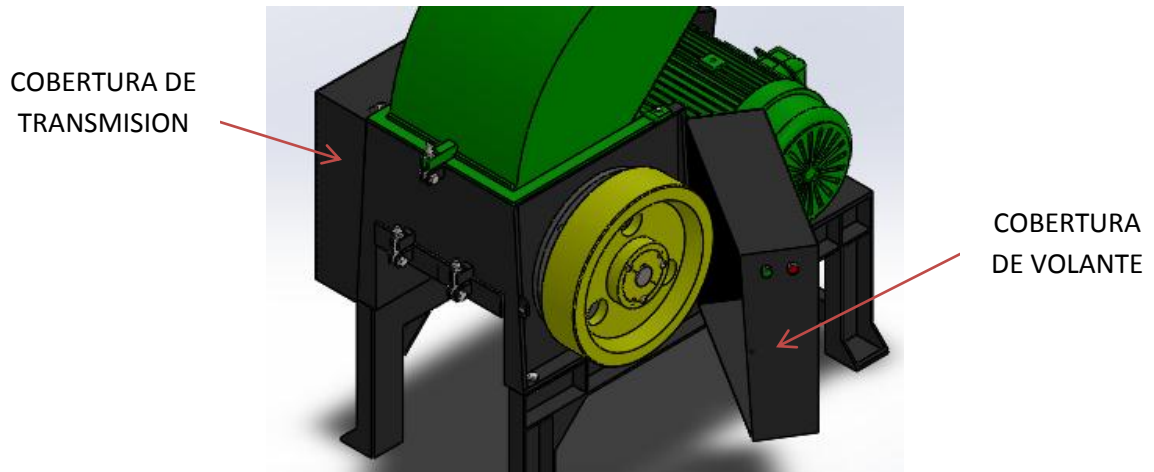
- ✓ Alinear la polea del motor con la del rotor y poner las correas verificando que estén bien posicionadas procedemos a tensionarlas.



- ✓ Instalar la tolva de alimentación por medio de las bisagras y revisar que gire libremente ajustándola al bastidor.



- ✓ Poner las coberturas del volante y de la transmisión.



Al cumplir con estas recomendaciones básicas estamos seguros de que la instalación de la parte mecánica cumple con los requisitos para que la máquina sea puesta en marcha.

## ❖ SISTEMAS ELÉCTRICOS

El elemento más importante del sistema eléctrico es el motor, este es trifásico y se puede conectar a 220 V a 330 V y 440 V, según las instalaciones donde se encuentre la máquina. Sus características técnicas son:

CARACTERÍSTICAS	VALOR
Potencia del motor	10 HP
Frecuencia	60 Hz
Velocidad del motor	1200 RPM
Voltaje	220 V, 330V, 440 V

Además del motor se debe contar con elementos complementarios para garantizar que la maquina tenga la protección y la facilidad de operación con la cual fue diseñada. Los elementos que se utilizaron en toda la instalación eléctrica se describen a continuación con sus respectivas características.

NOMBRE	CANTIDAD	FUNCIÓN	CARACTERÍSTICA
Botón stop	1	Detiene el motor	Normalmente cerrado
Botón Start	1	Enciende el motor	Normalmente abierto
Final de carrera	1	Detiene el motor con la apertura de la tolva	Switch tipo rodillo
Contactador	1	Sistema de arranque del motor	80 Amperios a 440 voltios
Relé Térmico	1	Sistema térmico de seguridad del motor	Ajuste de corriente de 40 a 50 Amperios

Las referencias del contactor, el Relé y el final de carrera se muestran en la siguiente tabla.

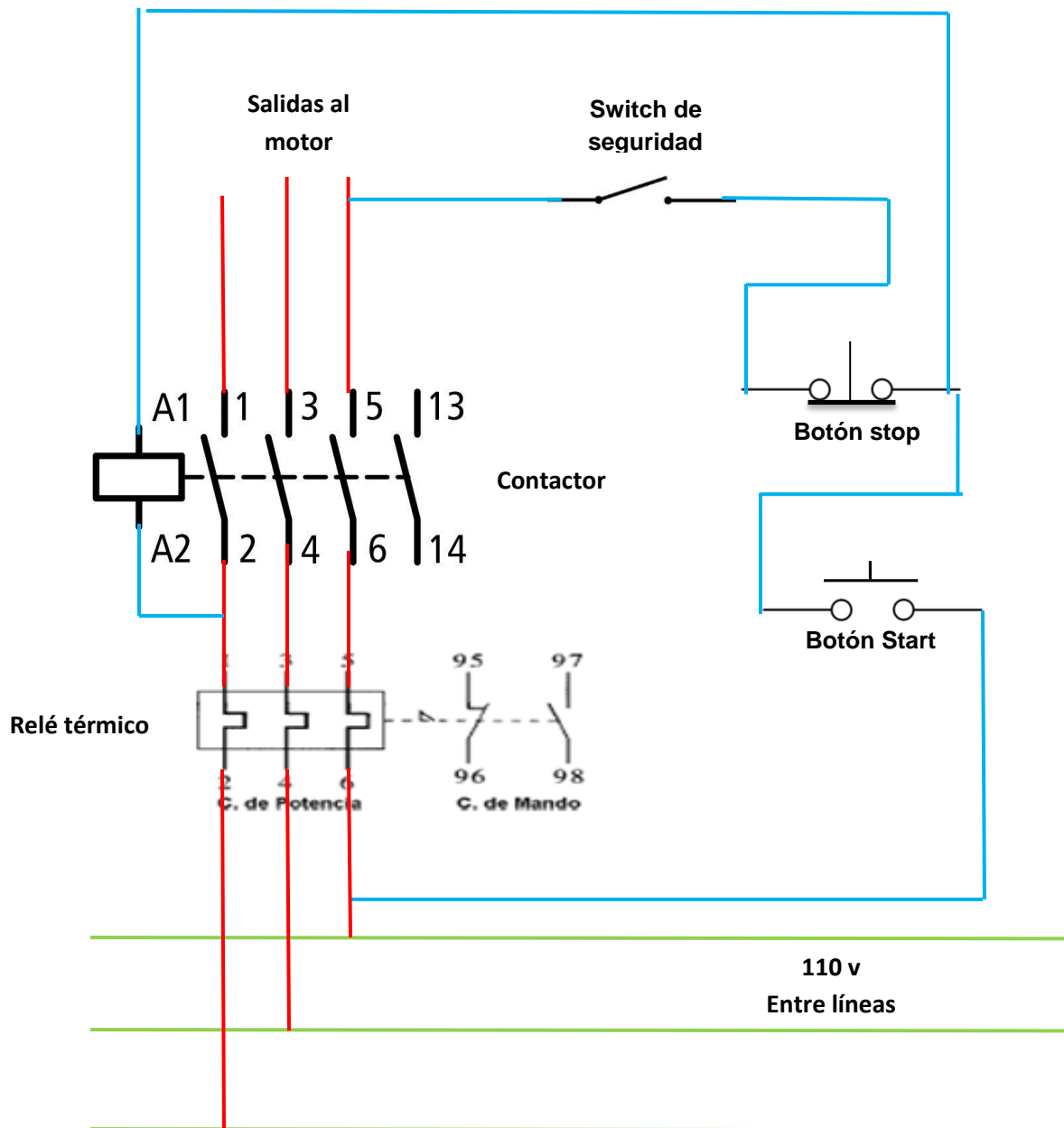
NOMBRE	REFERENCIA
Contactador	CJX2 1210
Relé térmica	JRS1D-93
Switch de seguridad	Final de carrera IT41P07

### **IMPORTANTE**

Se debe tener en cuenta que cada elemento se debe remplazar por uno con igual características en caso que se utilice otras referencias, de lo contrario podría repercutir en el funcionamiento de la maquina o podrían causar detenciones de la maquina por valores que están fuera de los rangos de seguridad pre dispuestos, como en el caso del Relé Térmico



La conexión eléctrica se debe realizar según lo especificado en el siguiente plano esquemático.



Plano esquemático de la conexiones eléctricas de la maquina

Una vez hecha la conexión de los elementos eléctricos de la máquina, se debe realizar la conexión del motor siguiendo las siguientes especificaciones:

- El motor consta de 12 cables cuya conexión determina si el motor trabaja a 220 V, 330 V o 440 V, Los cables vienen nombrados desde A1 hasta A12 respectivamente.
- La conexión que más se aconseja es la de 220 V, puesto que esta no requiere instalaciones especiales para su conexión como en el caso de la de 330 V y 440 V, para lograr esto se debe realizar el siguiente patrón de conexión:

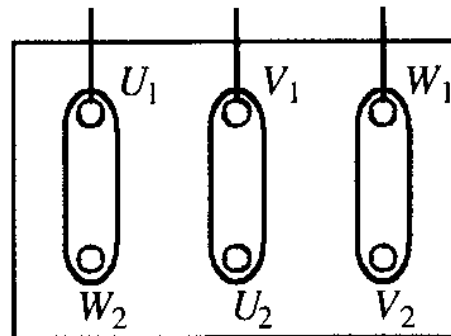
A1 → A7      A2 → A8      A3 → A9      A4 → A10      A5 → A11      A6 → A12

Una vez se realizan las conexiones anteriores, se procede a conectar el motor en triangulo siguiendo la siguiente configuración

Dónde:

- $U_1$  Es la conexión A1 → A7
- $V_1$  Es la conexión A2 → A8
- $W_1$  Es la conexión A3 → A9
- $W_2$  Es la conexión A6 → A12
- $U_2$  Es la conexión A4 → A10
- $V_2$  Es la conexión A5 → A11

Líneas vivas de la salida del contactor

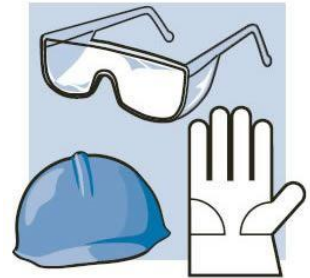


## ❖ PRECAUCIONES PARA EVITAR RIESGOS MECÁNICOS, FÍSICOS, ETC.

- ✓ Es indispensable que antes de operar la maquina se realice una inspección del manual de operación y mantenimiento. Si se realiza una instalación adecuada, se aplica el plan de mantenimiento y se opera según este manual, la maquina no presentara ningún problema.



- ✓ El operario debe utilizar el equipo de seguridad sugerido. Para este equipo se deben utilizar los siguientes elementos: lentes de seguridad, guantes, tapa oídos y zapatos apropiados. Es importante comentar que el usuario por ningún motivo debe introducir las manos en la cámara de corte mientes la maquina esté en funcionamiento, esto para evitar posibles accidentes.



- ✓ Verificar que la maquina se encuentre libre de elementos que puedan producir atascamientos o daños a piezas de corte para evitar alteraciones o fallas en su funcionamiento.
- ✓ Estar seguro de que todos los sistemas y componentes se encuentren en óptimas condiciones para empezar a operar
- ✓ Debemos asegurarnos de que las cuchillas estén bien ajustadas y posicionadas para poder empezar a trabajar
- ✓ Inspeccionar que el motor se encuentre con la debida conexión eléctrica, en este caso 220V.

- ✓ Encender el interruptor de control y esperar un momento (30 segundos) a que todo el sistema se estabilice y corroborar que el equipo no tenga ruidos ni vibraciones fuera de las comúnmente permitidas.



- ✓ No apagar la maquina a la mitad del proceso de trituración a menos que se presenten fallas o algún problema.

- ✓ En caso de emergencia apagar el interruptor de control principal de la máquina.

- ✓ Una vez se termine el ciclo de trabajo debe asegurarse de dejarla completamente limpia.



## MANUAL DE MANTENIMIENTO

El objetivo de dar un buen mantenimiento a esta máquina, es prevenir que no se presenten fallas ni paros inesperados, además, proteger sus elementos para mejorar su duración y obtener un eficiente funcionamiento del equipo.

Existen áreas críticas en la realización del mantenimiento y para este equipo se tuvieron en cuenta las siguientes:

- Inspección
- Limpieza
- Ajuste
- Lubricación

### ❖ INSPECCIÓN



La inspección se debe realizar diariamente en todo el equipo para encontrar piezas dañadas, desajustes, fallas leves o imperfecciones en el sistema. Se debe monitorear durante su operación para identificar anomalías durante el proceso de triturado y estas se corrijan. Durante su trabajo, si se identifica que no está realizando el triturado correctamente, es una clara señal que se requieren hacer ajustes o reparaciones o en caso extremo recurrir a un chequeo general y detallado del equipo. Si durante la inspección se encuentran partes rotas o defectuosas se debe atacar el problema y solucionarlo ya que debemos prevenir que se cause un paro.

## ❖ LIMPIEZA

La limpieza se debe mantener en todos los componentes del sistema, libres de polvo, grasa o residuos de material triturado, ya que estos pueden hacer que la sincronía del sistema se desajuste o dañe. Es importante que la limpieza se realice diariamente para proteger el sistema en general. En lo referente a las cuchillas se debe realizar una inspección del desgaste que se genera por el trabajo diario y determinar en qué momento se deben retirar, para posteriormente sacarles filo y colocarlas en su lugar de trabajo.



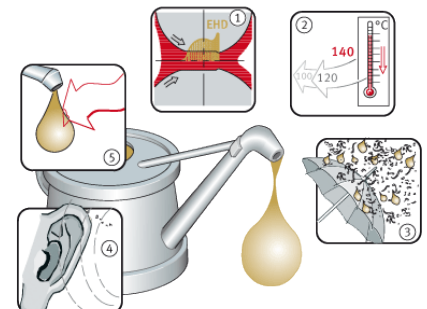
## ❖ AJUSTE

El ajuste, es indispensable analizar todos los tornillos de la estructura que pudieran llegar a aflojarse debido a las vibraciones, de ser necesario realizar un apriete severo



## ❖ LUBRICACIÓN

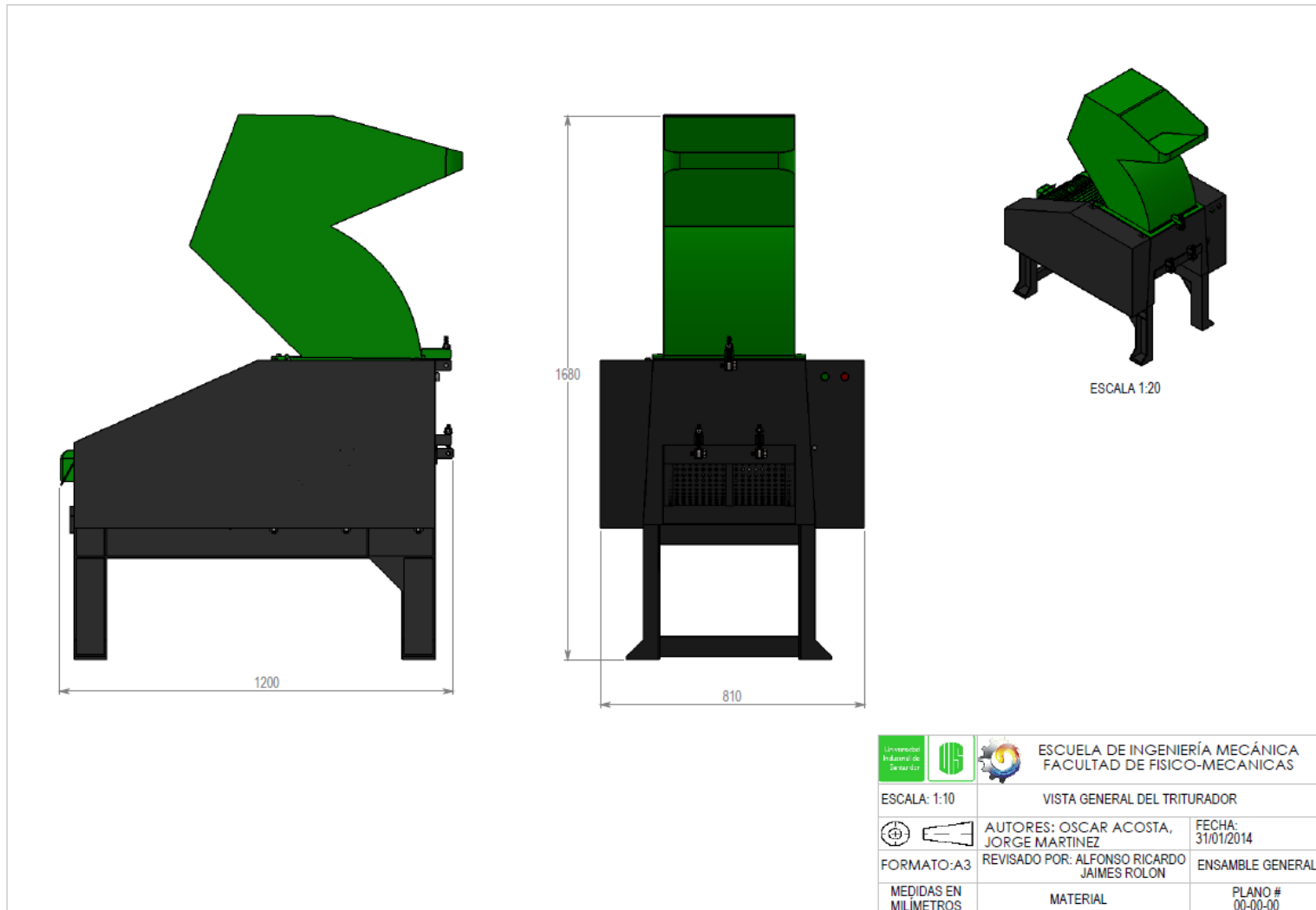
La lubricación una de las partes más importantes del mantenimiento, que se lleva a cabo en los puntos y partes que se encuentran en constante fricción;

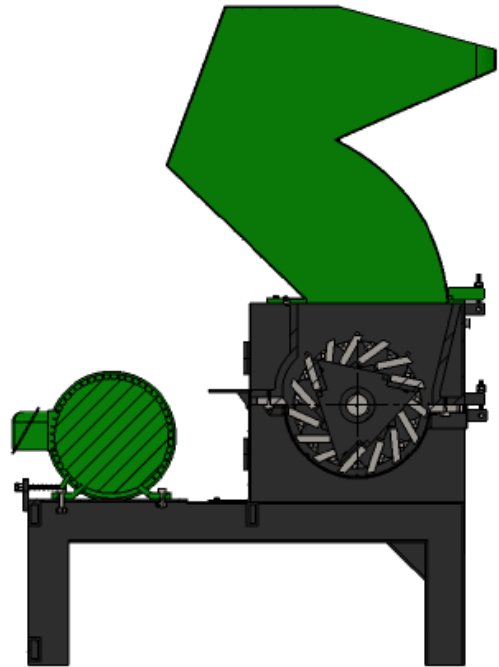
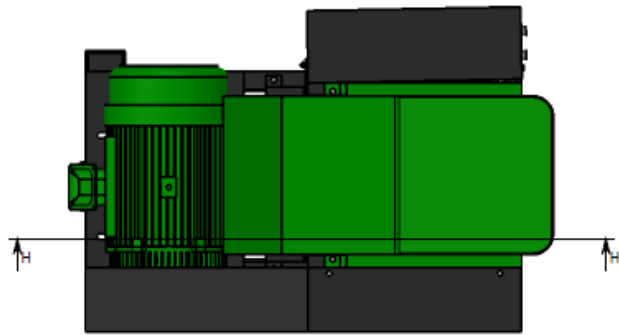


dentro de los componentes a lubricar se encuentran las chumaceras (rodamientos) y elementos del motor.

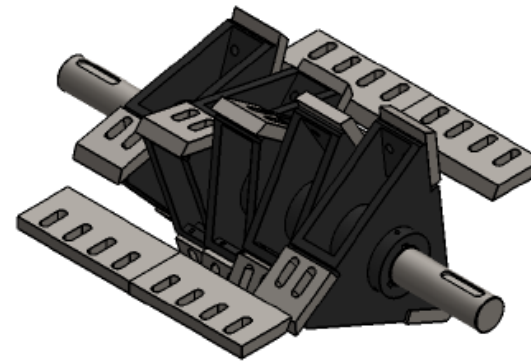
Es necesario remover el exceso de lubricante. Para el caso de los rodamientos, estos deben ser suministrados de grasa recomendada por el fabricante, además, de tener un chequeo semanal para tener en óptimas condiciones la máquina.

## ANEXO P. PLANOS GENERALES DE LA TRITURADORA DE PLASTICO

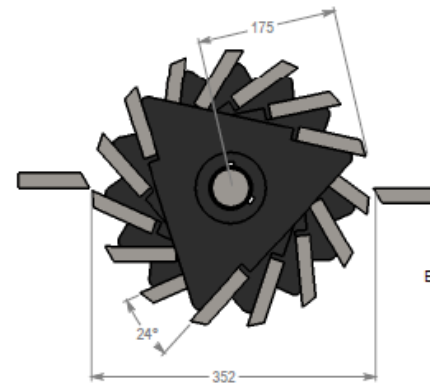






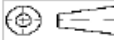
SECCIÓN H-H  
ESCALA 1 : 10

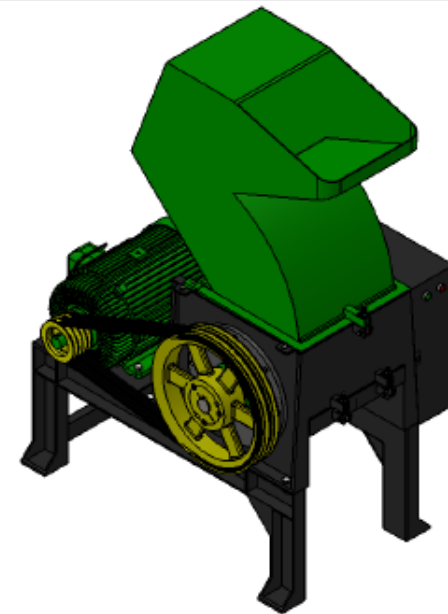
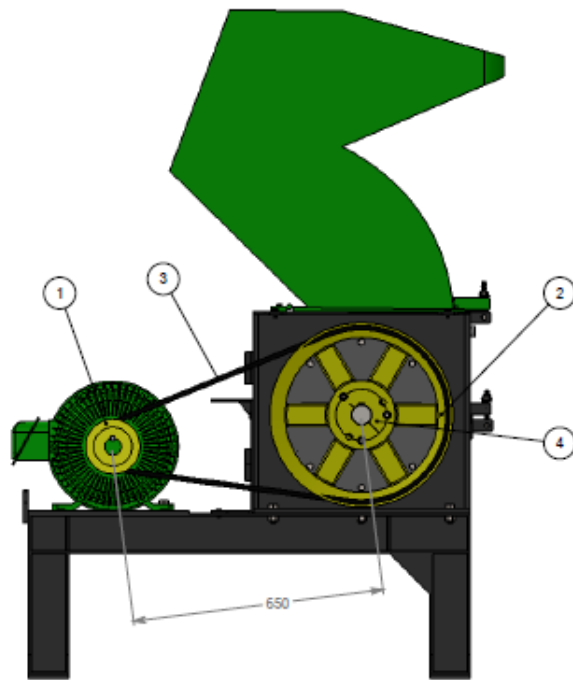


VISTA DE ELEMENTOS DE CORTE  
ESCALA 1:5






VISTA LATERAL  
ELEMENTOS DE CORTE  
ESCALA 1:5

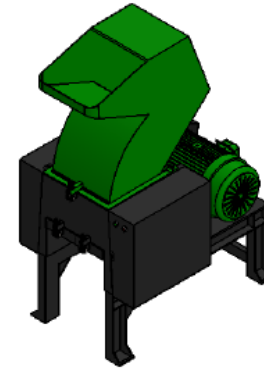
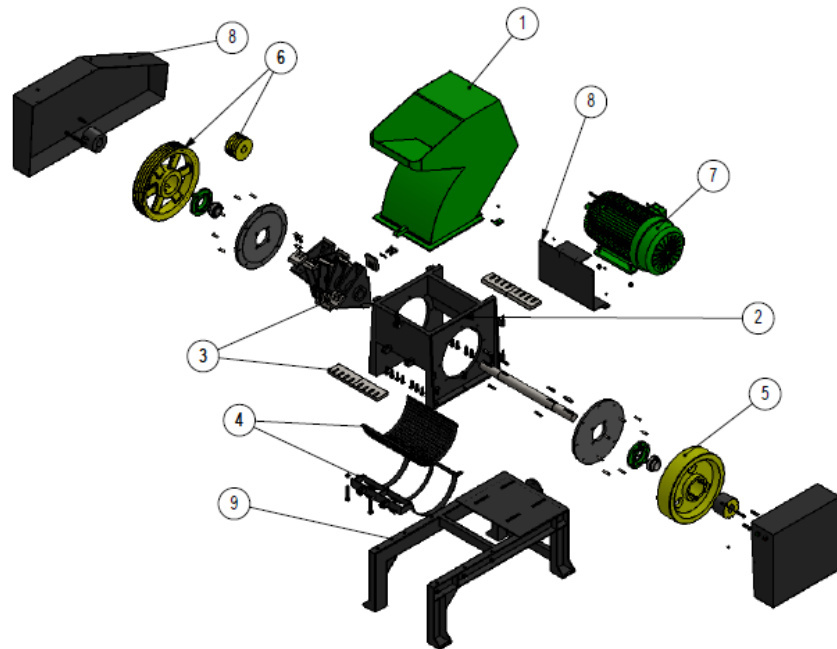
	 <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECÁNICAS</b>	
ESCALA: 1:10	VISTA SECCIONADA DEL TRITURADOR	
	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA,</b> <b>JORGE MARTINEZ</b>	<b>FECHA:</b> <b>31/01/2014</b>
FORMATO: A3	<b>REVISADO POR: ALFONSO RICARDO</b> <b>JAIMES ROLON</b>	ENSAMBLE GENERAL
MEDIDAS EN MILÍMETROS	MATERIAL	PLANO # 00-00-00



ESCALA 1:12

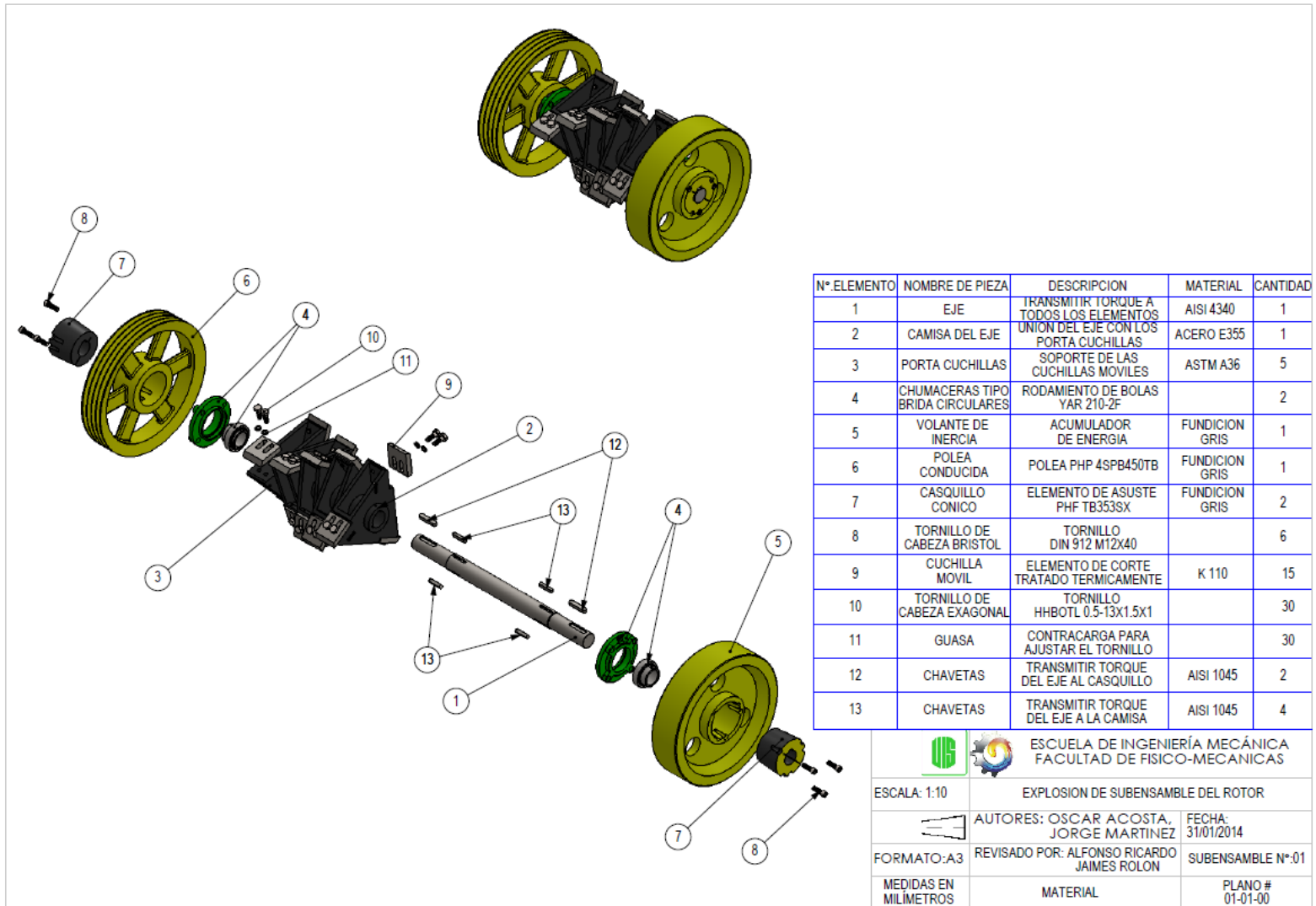
N°.ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	POLEA CONDUCTORA	POLEA PHP 45PB135TB	1
2	POLEA CONDUCTIDA	POLEA PHP 45PB450TB	1
3	CORREA	CORREA TRAPEZOIDAL	4
4	CASQUILLO CONICO	ELEMENTO DE AJUSTE PHF TB3535X	1

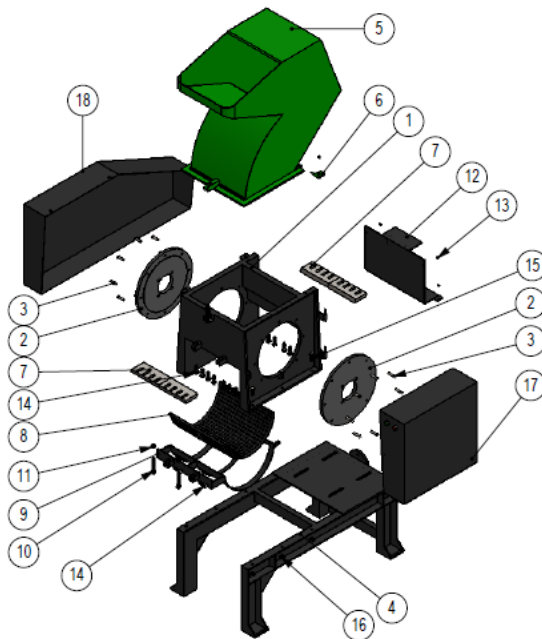
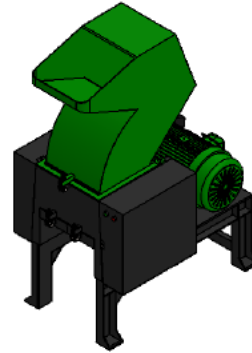
 	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FISICO-MECANICAS</b>	
ESCALA: 1:10	VISTA DE TRASMISION DE POTENCIA	
	AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ	FECHA: 31/01/2014
FORMATO: A3	REVISADO POR: ALFONSO RICARDO JAIMES ROLON	ENSAMBLE GENERAL
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL	PLANO # 00-00-00



N° ELEMENTO	SISTEMA
1	SISTEMA DE ALIMENTACION
2	CAMARA DE TRITURACION
3	SISTEMA DE CORTE
4	SISTEMA SELECTOR DE TRITURADO
5	VOLANTE ACUMULADOR DE ENERGIA
6	TRANSMISION DE POTENCIA POR CORREAS
7	MOTOR ELECTRICO
8	CUBIERTAS PROTECTORAS
9	BASE DE BASTIDOR

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD FÍSICO-MECÁNICAS</b>	
ESCALA: 1:20	<b>EXPLOSION TRITURADOR DE PLASTICO</b>	
	AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ	FECHA: 31/01/2014
FORMATO: A3	REVISADO POR: ALFONSO RICARDO JAIMES ROLON	ENSAMBLE GENERAL
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL	PLANO # 01-00-00

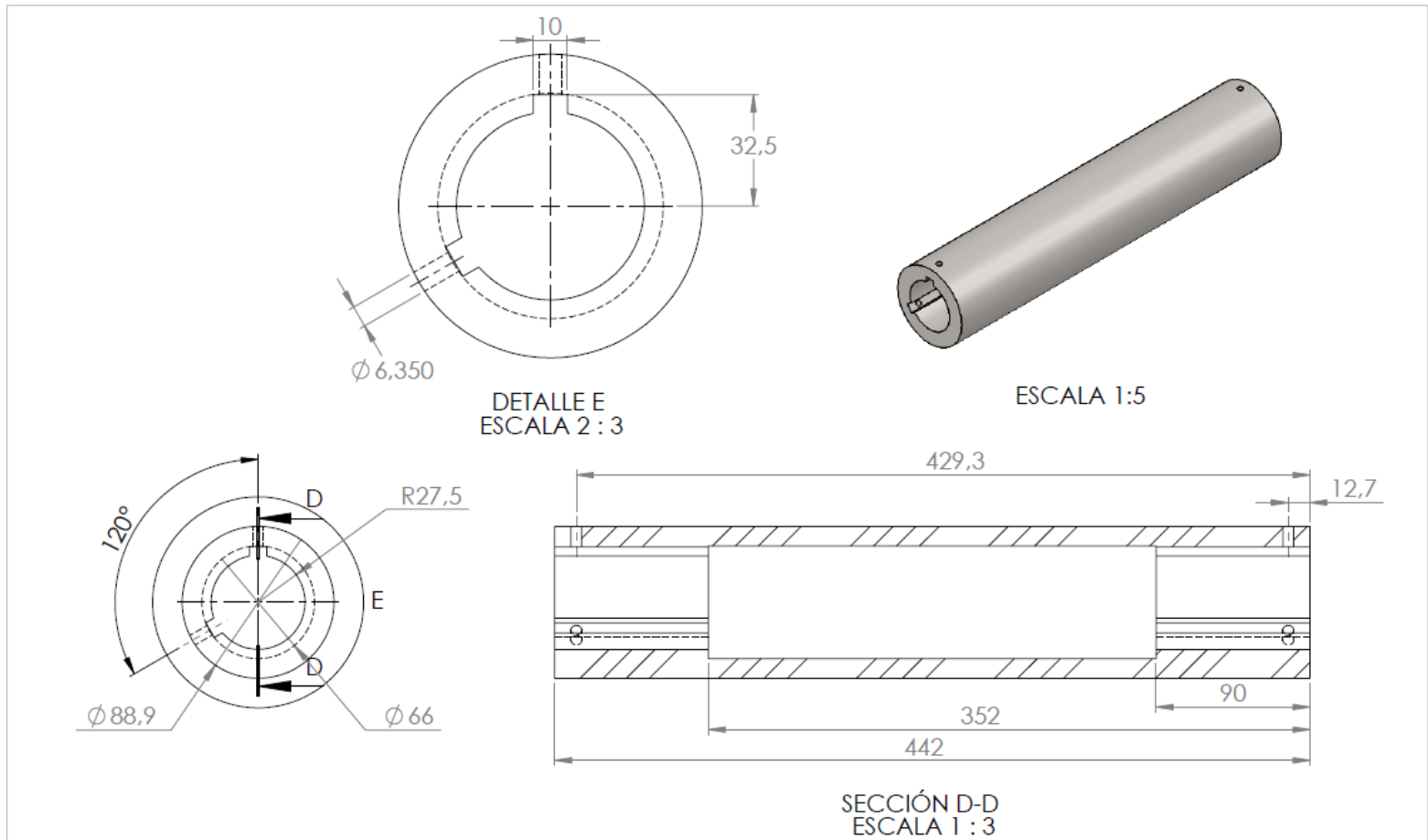






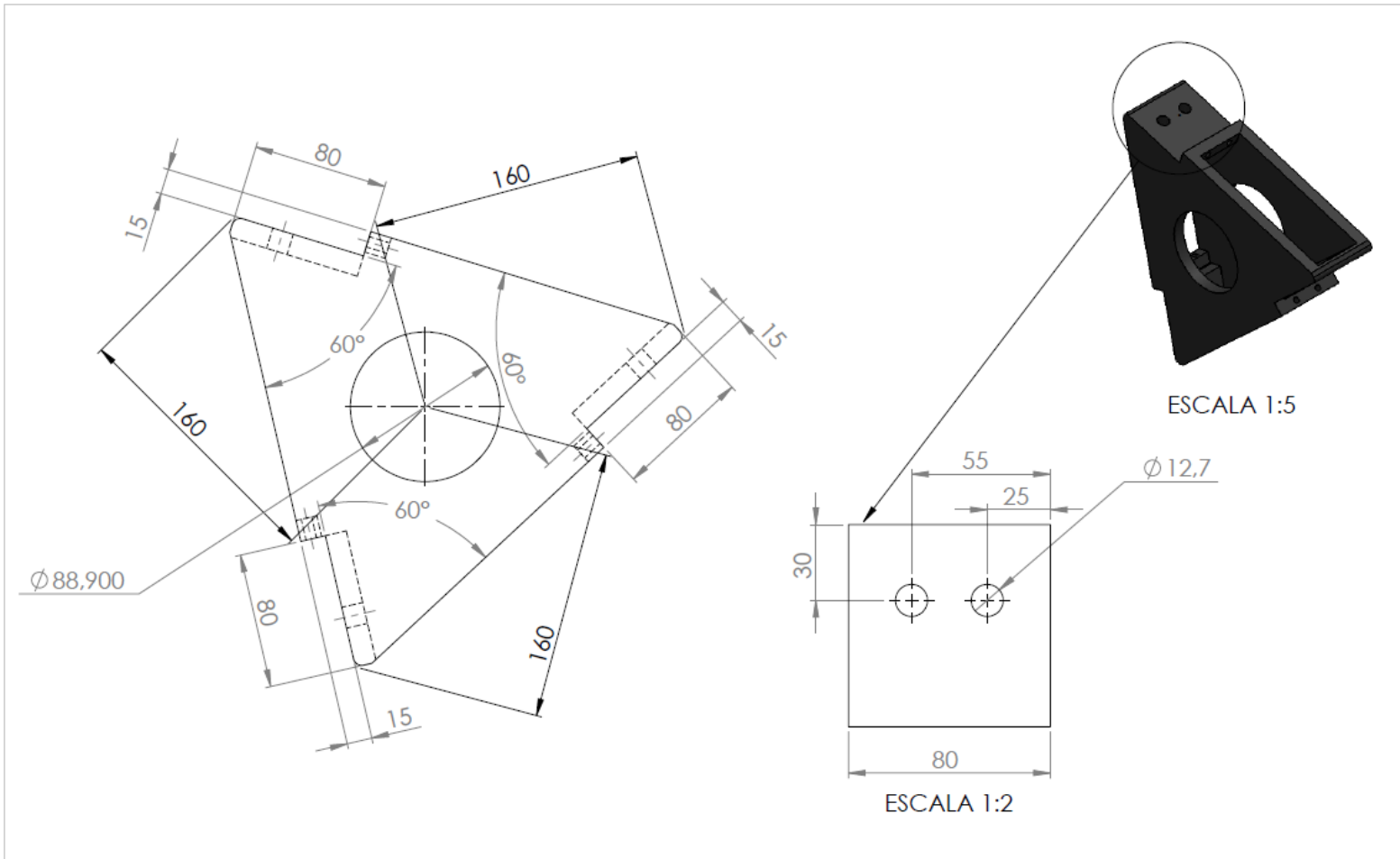
N° ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCION	MATERIAL	CANTIDAD
1	BASTIDOR	ESTRUCTURA PRINCIPAL DE LA MAQUINA	ASTM A36	1
2	DISCOS DE SOPORTE	SOPORTE PARA LAS CHUMACERAS TIPO BRIDA	ASTM A36	2
3	TORNILLO DE CABEZA EXAGONAL	TORNILLO HHBOTL 0.325-24X1.5X1.5		16
4	BASE	SOPORTE DEL BASTIDOR Y EL MOTOR	ASTM A36	1
5	TOLVA	DIRIGE EL MATERIAL A LA CAMARA DE TRITURADO	ASTM A36	1
6	BISAGRA	CENTRO DE ROTACION DE LA TOLVA	ASTM A36	4
7	CUCHILLAS FIJAS	ELEMENTO DE CORTE, TRATADO TERMICAMENTE	K 110	4
8	CRIBA	RESTINGE EL TAMAÑO DEL MATERIAL TRITURADO	ASTM A36	1
9	SOPORTE DE CRIBA	MANTIENE LA CRIBA EN POSICION DESEADA	ASTM A36	1
10	TORNILLO CON OJAL	AJUSTE DEL SOPORTE DE LA CRIBA, ISO 4014 M12 80X80		3
11	TUERCA EXAGONAL	TUERCA DE TORNILLO CON OJAL, ISO 4161 M12		3
12	SOPORTE DEL CONTACTOR	SOPORTA CONTACTOR Y CUBRE UNA SECCION DEL BASTIDO	ASTM A36	1
13	TORNILLO DE CABEZA EXAGONAL	TORNILLO ISO 4017- M8X16		9
14	TORNILLO DE CABEZA EXAGONAL	TORNILLO HHBOTL 0.5-13X1.5X1		16
15	TORNILLO DE CABEZA EXAGONAL	TORNILLO HHBOTL 0.5-20X1.5X1		6
16	TUERCA EXAGONAL	TUERCA HHNUT 0.5-20-D-N		6
17	CUBIERTA DE TRANSMISION	AISLAR LA TRANSMISION PARA EVITAR ACCIDENTES	ASTM A36	1
18	CUBIERTA DE VOLANTE	AISLAR EL VOLANTE PARA EVITAR ACCIDENTE	ASTM A36	1


			<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECANICAS</b>
ESCALA: 1:20	EXPLOSION DE SUBENSAMBLE DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES		
	AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ	FECHA: 31/01/2014	SUBENSAMBLE N°:02
FORMATO:A3	REVISADO POR: ALFONSO RICARDO JAIMES ROLON		
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL	PLANO # 01-02-00	

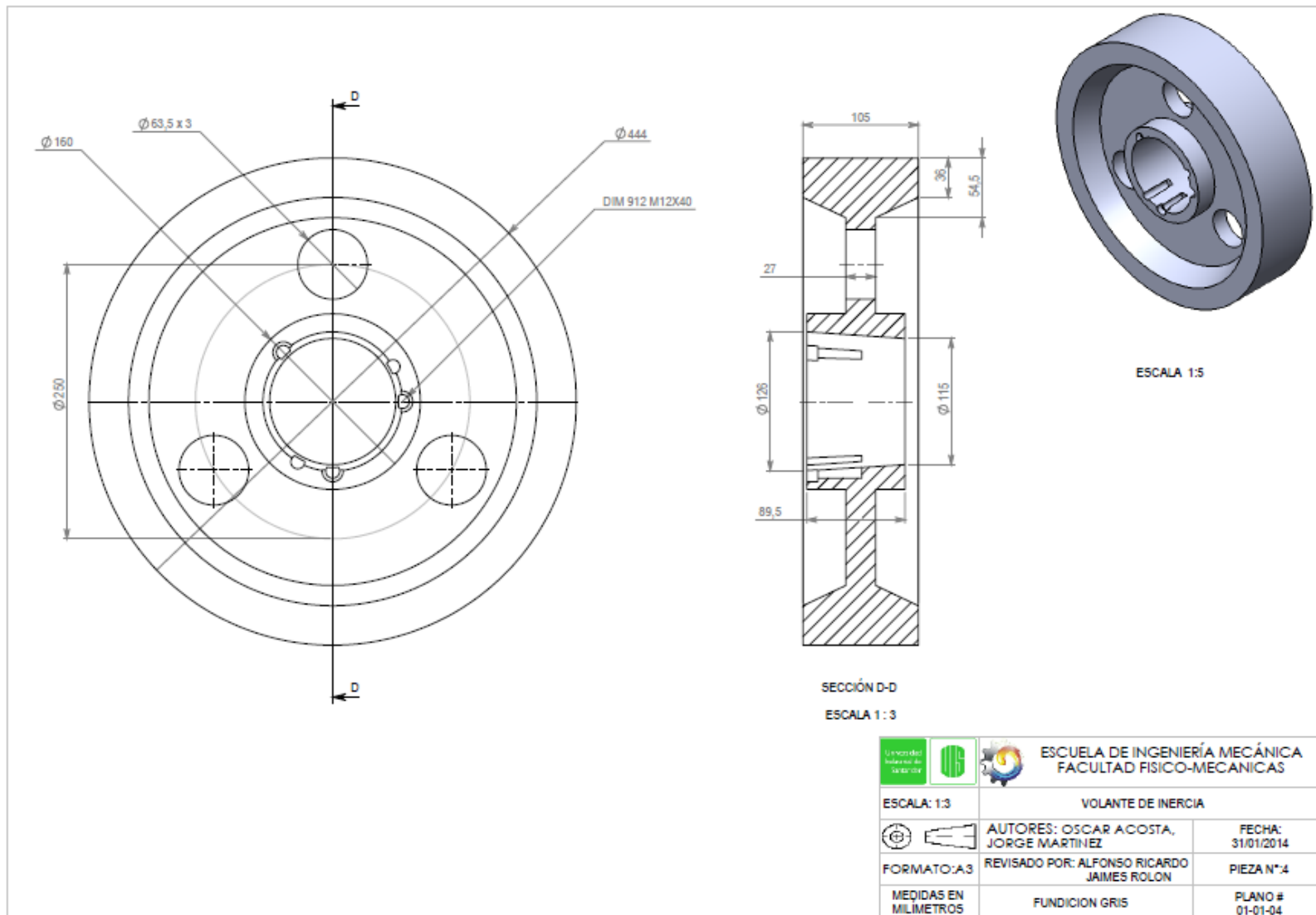







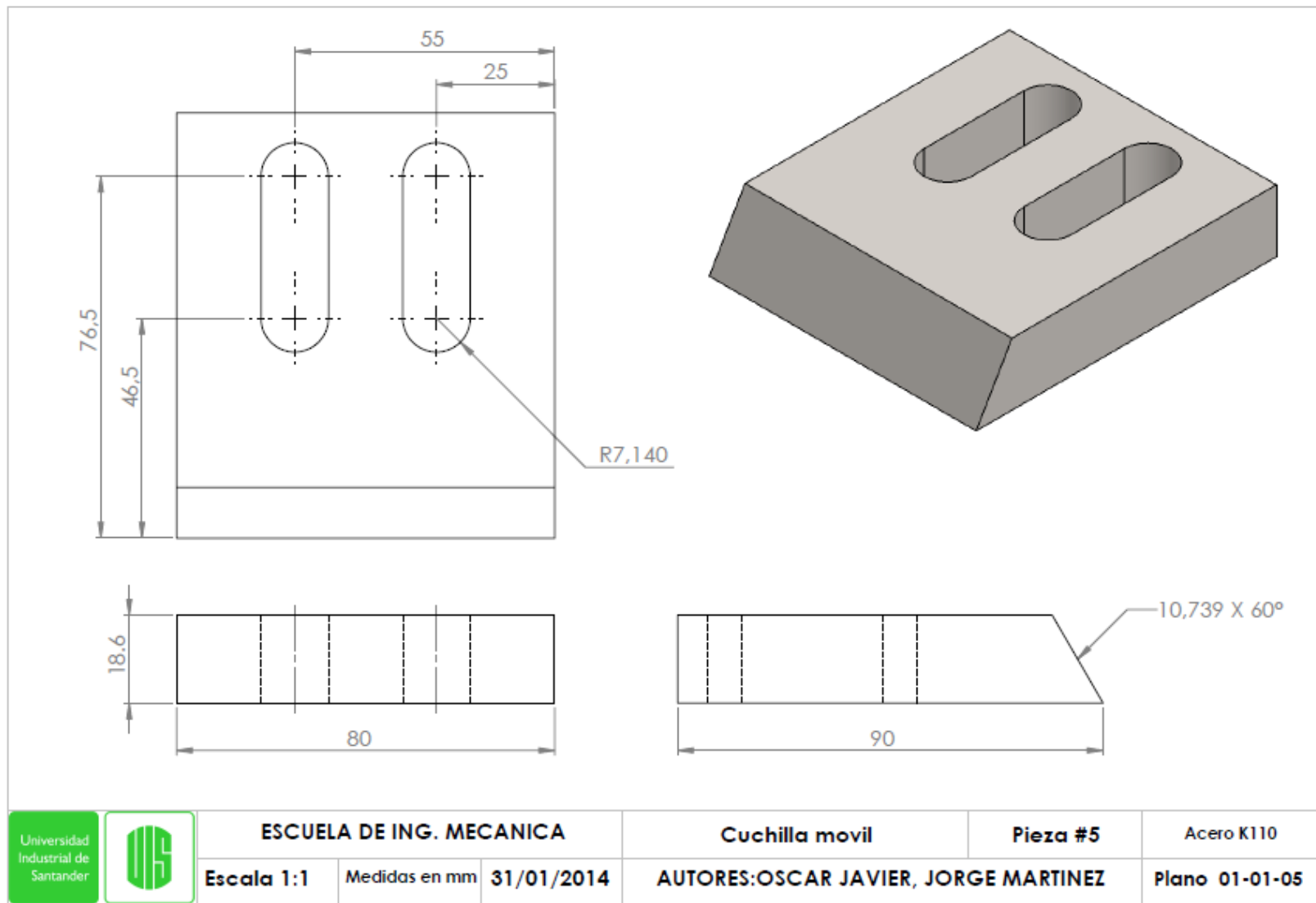
		<b>ESCUELA DE ING. MECANICA</b>			<b>CAMISA DEL EJE</b>	<b>Pieza #2</b>	<b>ACERO E355</b>
		<b>Escala 1:3</b>	<b>Medidas en mm</b>	<b>31/01/2014</b>	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ</b>		<b>Plano 01-01-02</b>

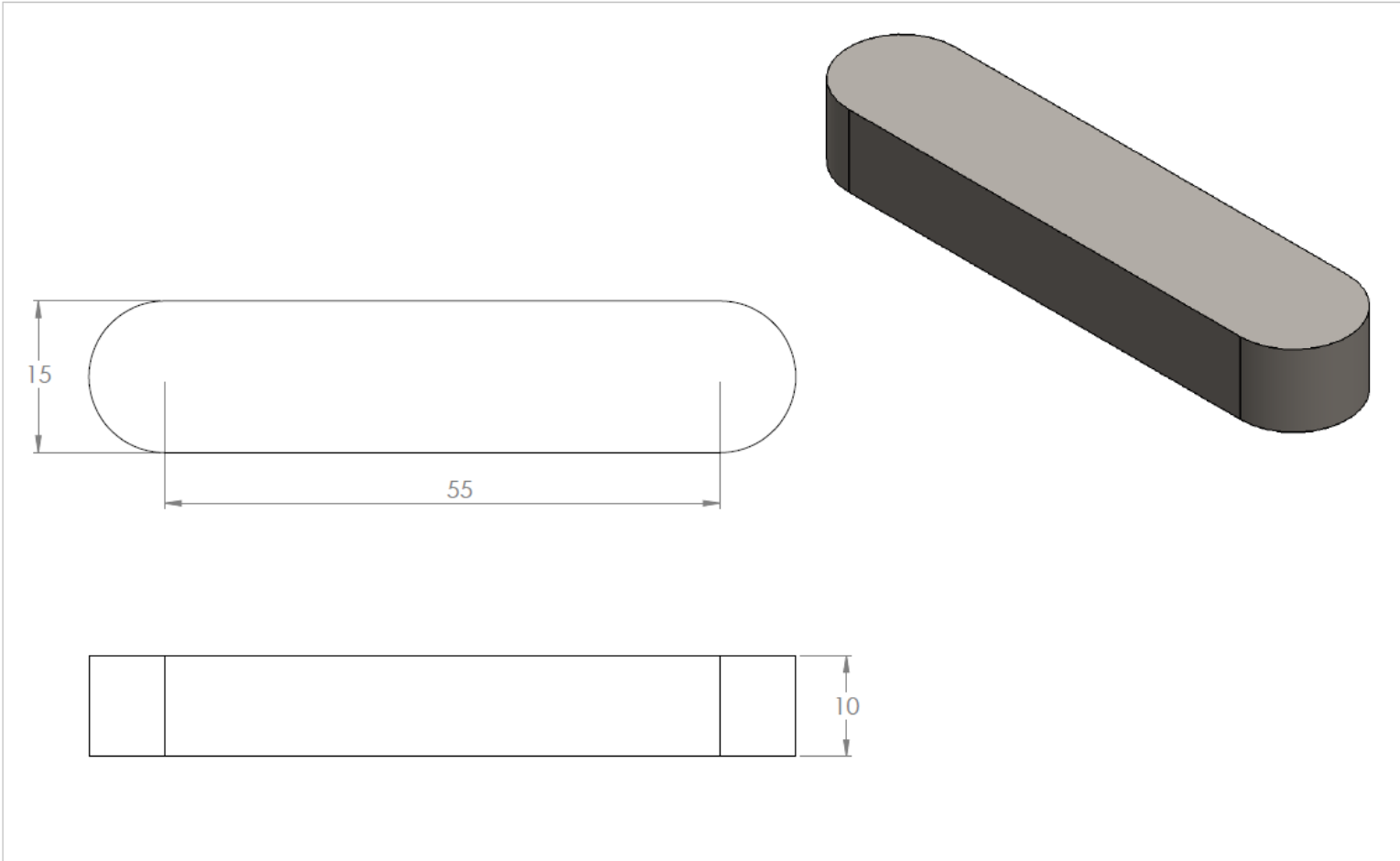




	<b>ESCUELA DE ING. MECANICA</b>			<b>Porta-cuchillas</b>	<b>Pieza # 3</b>	<b>ASTM A36</b>
	<b>Escala 1:3</b>	<b>Medidas en mm</b>	<b>31/01/2014</b>	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ</b>		<b>Plano# 01-01-03</b>

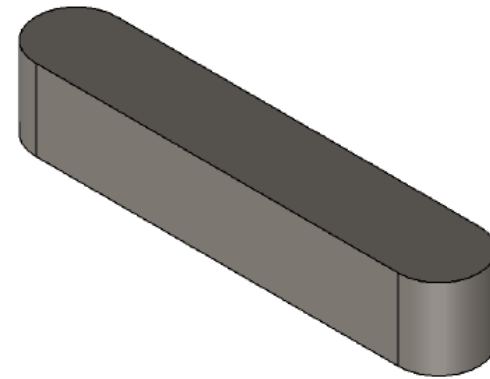
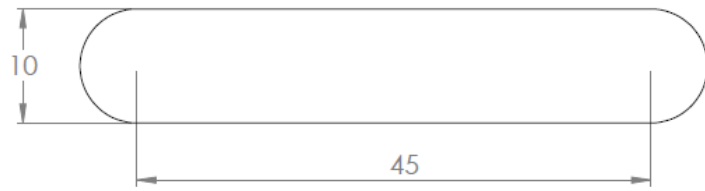




  <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD FÍSICO-MECANICAS</b>	
<b>ESCALA: 1:3</b> 	<b>VOLANTE DE INERCIA</b>
<b>FORMATO: A3</b>	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA,</b> <b>JORGE MARTINEZ</b> <b>REVISADO POR: ALFONSO RICARDO</b> <b>JAIMES ROLON</b>
<b>MEDIDAS EN MILIMETROS</b>	<b>FECHA: 31/01/2014</b> <b>PIEZA N°: 4</b> <b>FUNDICION GRIS</b> <b>PLANO # 01-01-04</b>

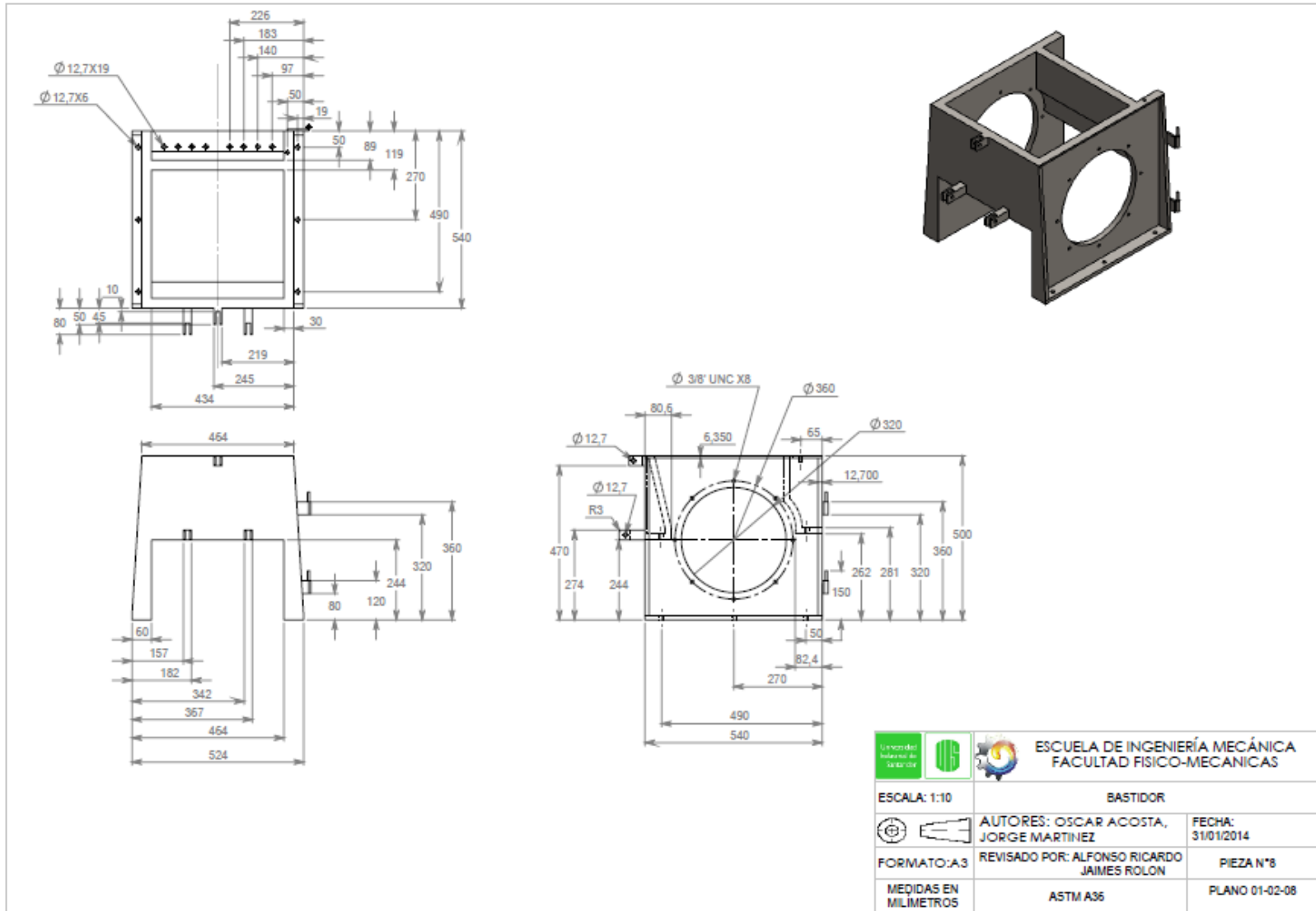


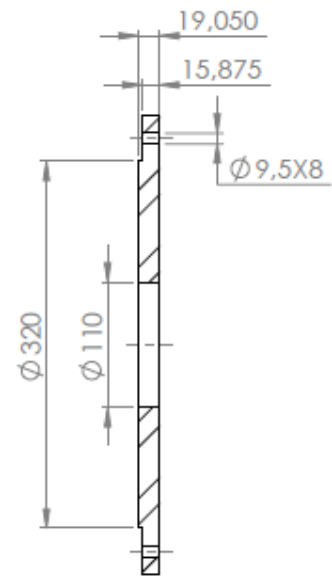
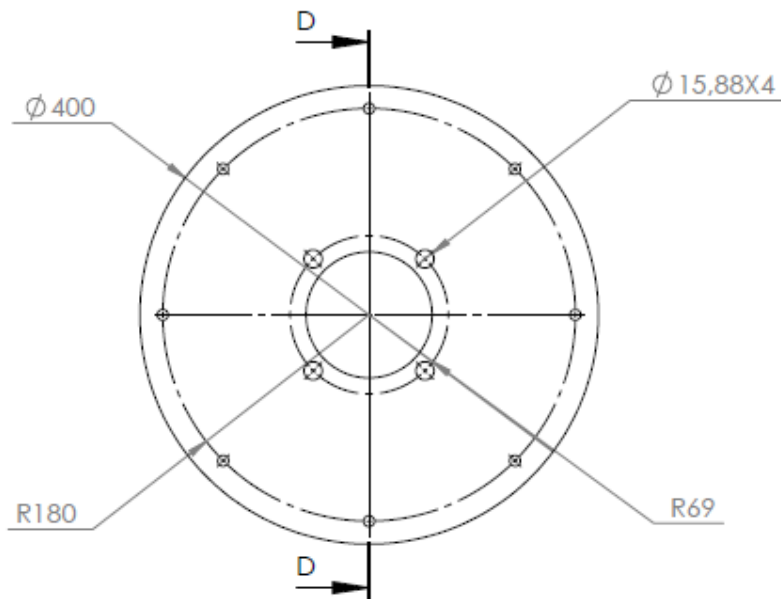


		ESCUELA DE ING. MECANICA			CHAVETA	Pieza #6	AISI 4140
		Escala 2:1	Medidas en mm	31/01/2014	AUTORES: OSCAR JAVIER, JORGE MARTINEZ		Plano 01-01-06




		ESCUELA DE ING. MECANICA			CHAVETA	Pieza #7	AISI 4140
		Escala 2:1	Medidas en mm	31/01/2014	AUTORES: OSCAR JAVIER, JORGE MARTINEZ		Plano 01-01-07

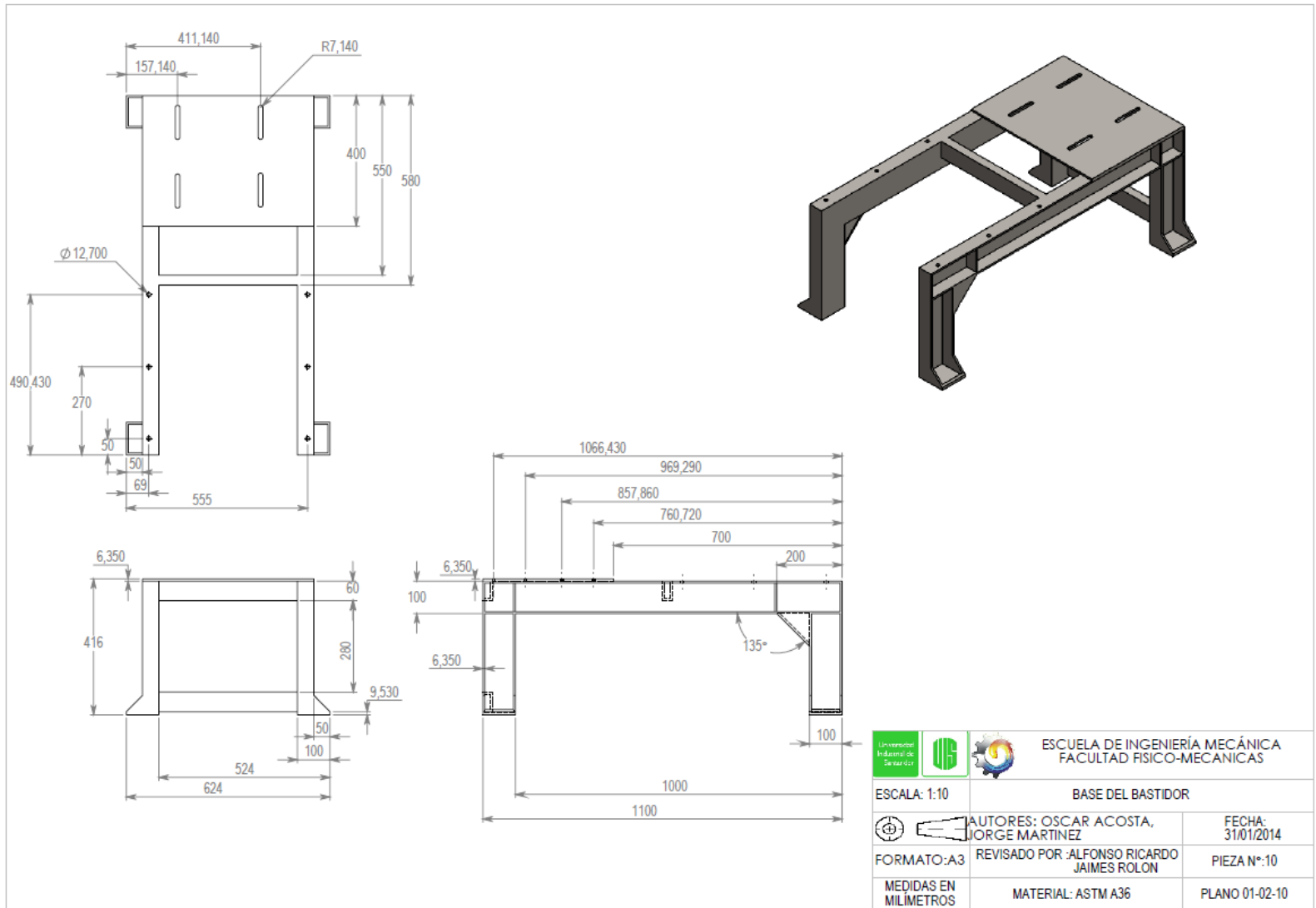


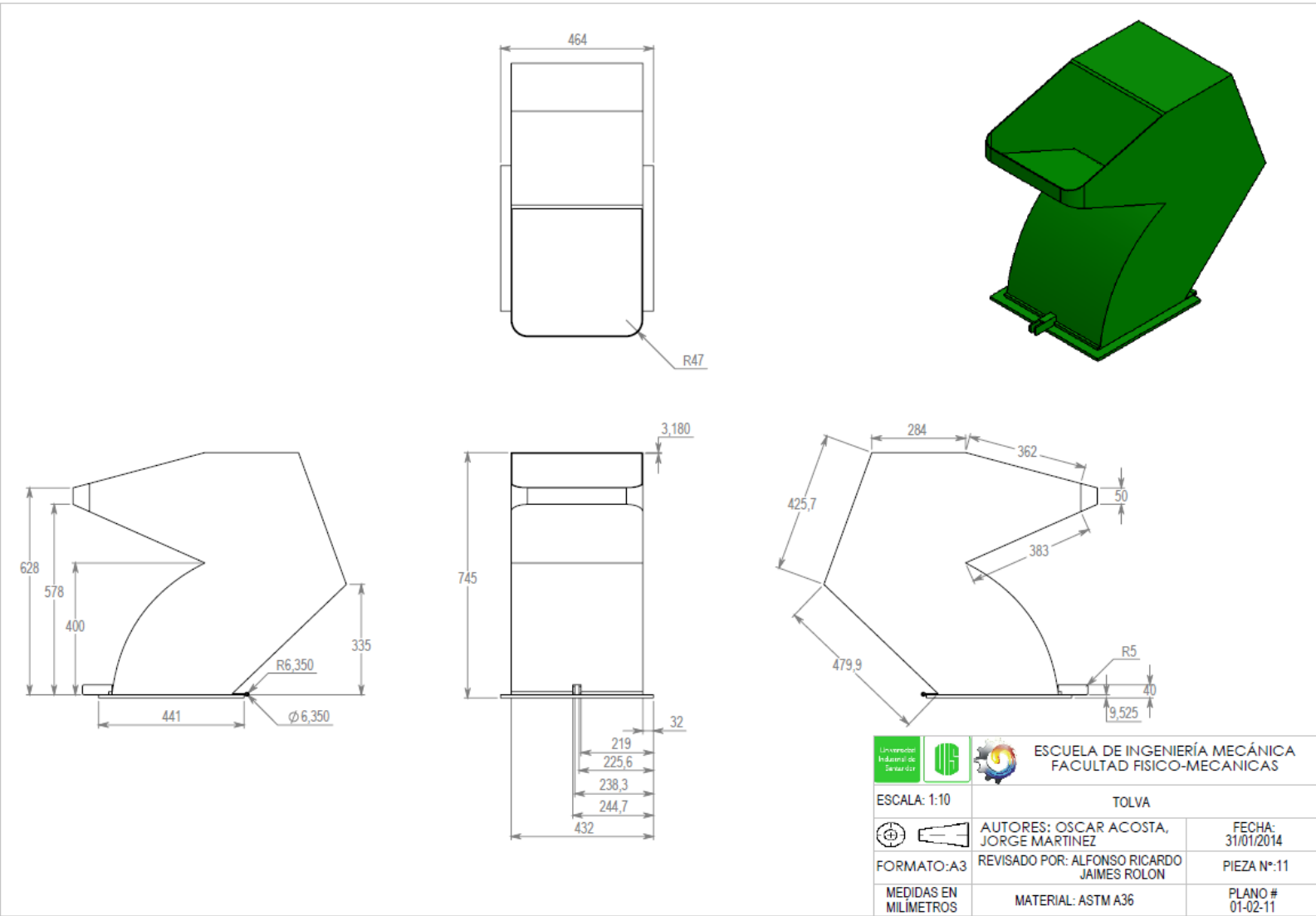


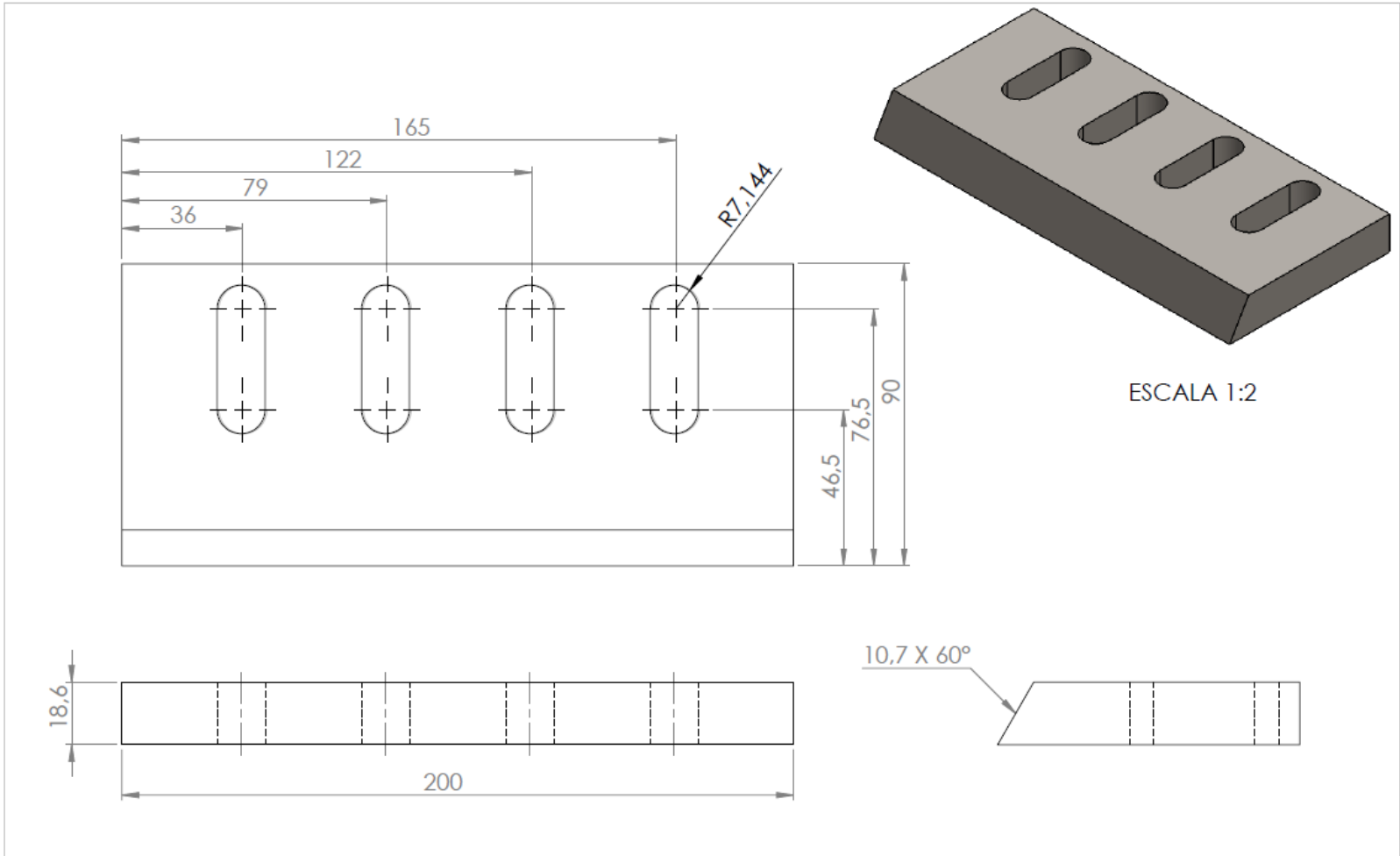
ESCALA 1:6



SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 5

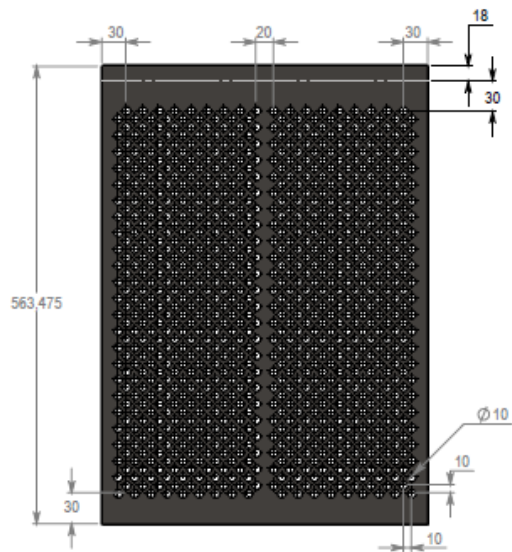
	<b>ESCUELA DE ING. MECANICA</b>			<b>DISCO DE SOPORTE</b>	<b>Pieza #9</b>	<b>ASTM A36</b>
	<b>Escala 1:5</b>	<b>Medidas en mm</b>	<b>31/01/2014</b>	<b>AUTORES: OSCAR JAVIER, JORGE MARTINEZ</b>		<b>Plano 01-02-09</b>



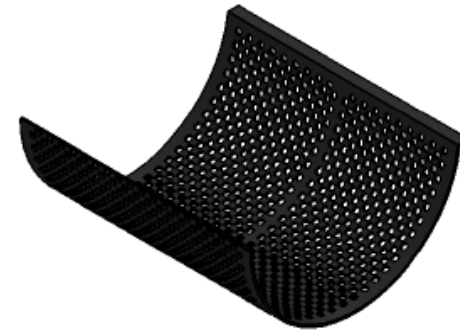
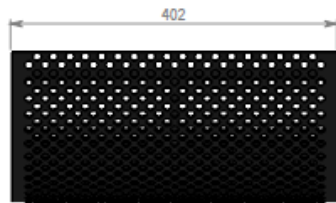




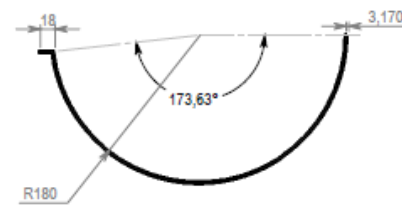
		<b>ESCUELA DE ING. MECANICA</b>		<b>Cuchilla Fija</b>	<b>Pieza #12</b>	<b>Acero K110</b>
		<b>Escala 2:3</b>	<b>Medidas en mm</b>	<b>31/01/2014</b>	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ</b>	







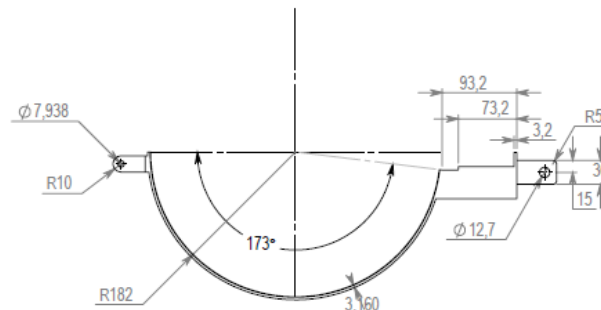
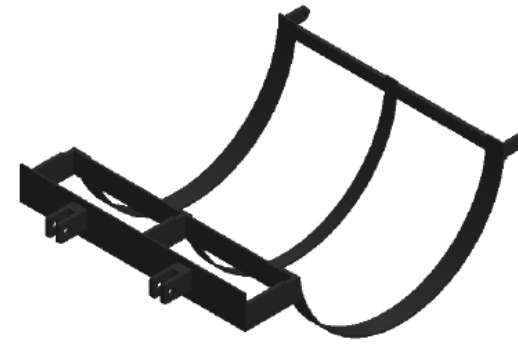
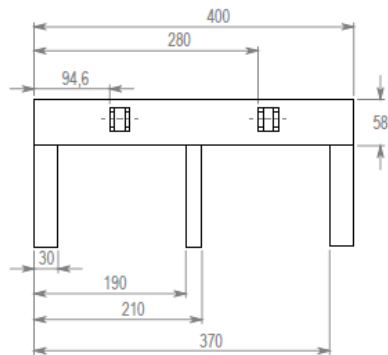
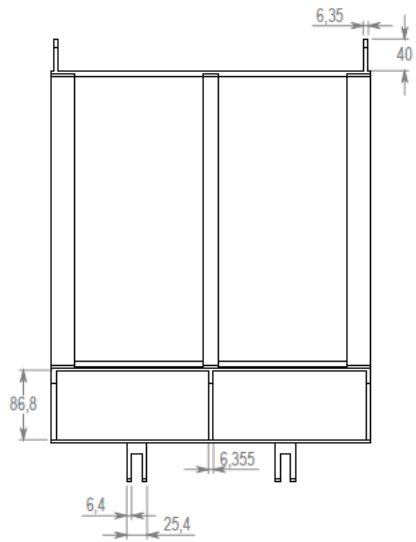
DESARROLLO DE CRIBA







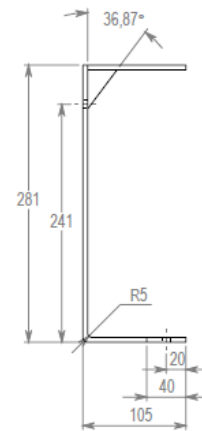
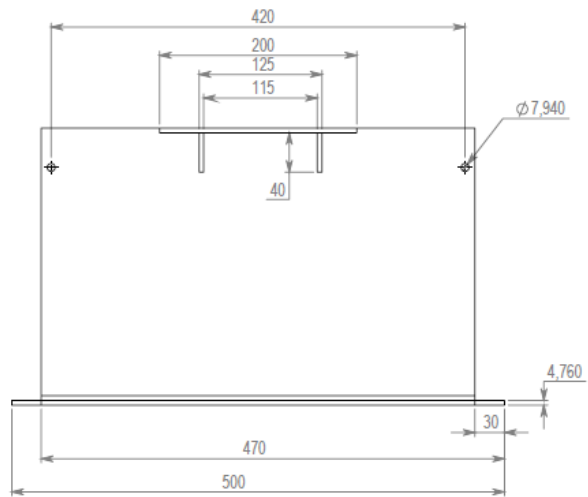
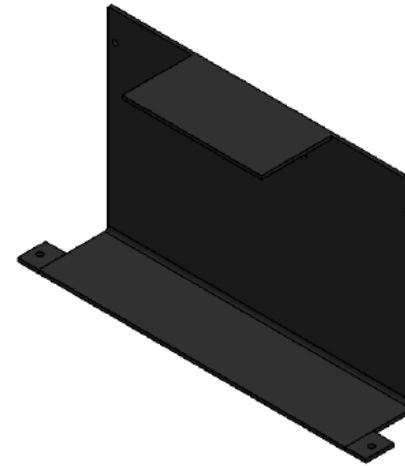
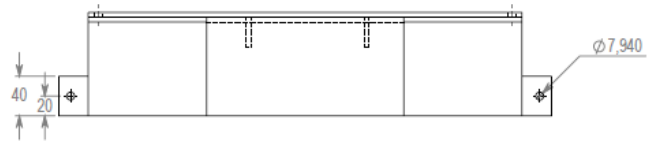
ESCALA 1:5







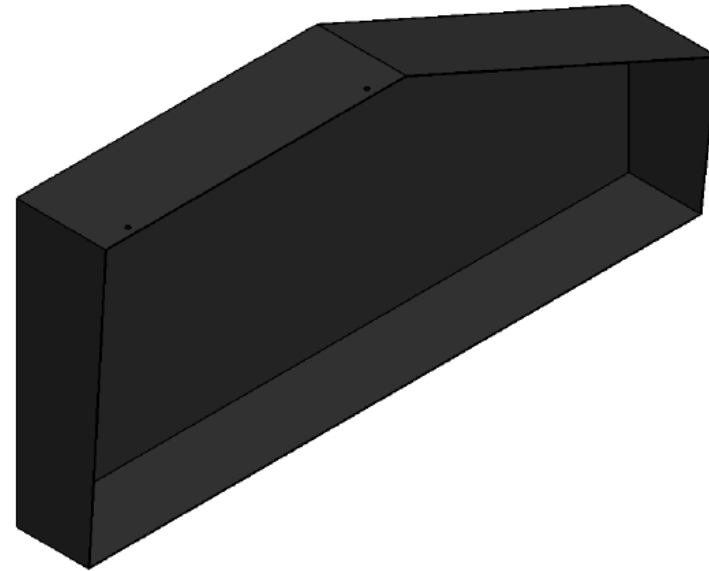
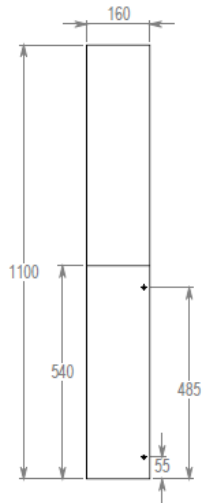
 	 <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECÁNICAS</b>	
ESCALA: 1:3	CRIBA	
	AUTORES: OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ	FECHA: 31/01/2014
FORMATO: A3	REVISADO POR: ALFONSA RICARDO JAIMES ROLON	PIEZA N°: 013
MEDIDAS EN MILIMETROS	ASTM A36	PLANO # 01-02-13



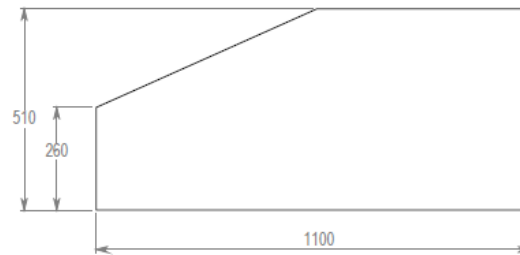
  	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECANICAS</b>	
<b>ESCALA: 1:5</b>	<b>SOPORTE DE CRIBA</b>	
	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA,</b> <b>JORGE MARTINEZ</b>	<b>FECHA:</b> <b>31/01/2014</b>
<b>FORMATO: A3</b>	<b>REVISADO POR: ALOFONSO RICARDO</b> <b>JAMES ROLON</b>	<b>PIEZA N°: 14</b>
<b>MEDIDAS EN MILIMETROS</b>	<b>ASTM A36</b>	<b>PLANO #</b> <b>01-02-14</b>







  	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECANICAS</b>	
<b>ESCALA: 1:5</b>	<b>SOPORTE DE CONTACTOR</b>	
	<b>AUTORES: OSCAR ACOSTA,</b> <b>JORGE MARTINEZ</b>	<b>FECHA:</b> <b>31/01/2014</b>
<b>FORMATO: A3</b>	<b>REVISADO POR: ALFONSA RICARDO</b> <b>JAIMES ROLON</b>	<b>PIEZA N°: 015</b>
<b>MEDIDAS EN MILIMETROS</b>	<b>ASTM A36</b>	<b>PLANO #</b> <b>01-02-15</b>



ESCALA: 1:5



  		<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <b>FACULTAD DE FÍSICO-MECÁNICAS</b>
ESCALA: 1:10	CUBIERTA DE TRANSMISION	
	<b>AUTORES:</b> OSCAR ACOSTA, JORGE MARTINEZ	<b>FECHA:</b> 31/01/2013
<b>FORMATO:</b> A3	<b>REVISADO POR:</b> ALFONSO RICARDO JAIMES ROLON	<b>PIEZA N°:</b> 16
<b>MEDIDAS EN MILIMETROS</b>	<b>MATERIAL:</b> ASTM A36	<b>PLANO #</b> 01-02-16

