

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Máquina trituradora de neumáticos: Módulo de estructura

Trabajo de graduación presentado por Juan Alberto Martínez Vásquez
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2022

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Máquina trituradora de neumáticos: Módulo de estructura

Trabajo de graduación presentado por Juan Alberto Martínez Vásquez
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

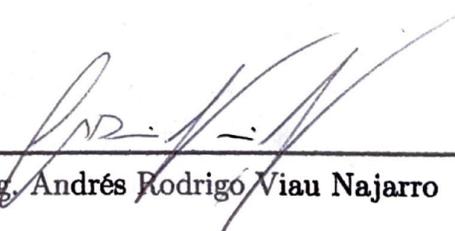
Guatemala
2022

Vo.Bo.:

(f) 
Ing. César Alberto Rosales Gómez

Tribunal Examinador:

(f) 
Ing. César Alberto Rosales Gómez

(f) 
Ing. Andrés Rodrigo Viau Najarro

(f) 
Ing. Rony José Herrarte Estévez

Fecha de aprobación: Guatemala, 7 de diciembre de 2022.

Lista de figuras	VIII
Lista de cuadros	IX
Resumen	XI
Abstract	XIII
1. Introducción	1
2. Justificación	3
3. Objetivos	5
3.1. Objetivo general	5
3.2. Objetivos específicos	5
4. Marco teórico	7
4.1. Neumáticos	7
4.1.1. Composición de un neumático	7
4.1.2. Designación de neumáticos	7
4.2. Fibras de neumáticos	8
4.2.1. Densidad	9
4.2.2. Porosidad	9
4.2.3. Conductividad hidráulica	10
4.2.4. Proporción de Poisson	10
4.2.5. Resistencia	10
4.3. Métodos de trituración	10
4.3.1. Trituración ambiente	10
4.3.2. Trituración criogénica	11
4.3.3. Otros procesos de trituración	11
4.4. Selección de trituradora	11
4.4.1. Trituradora de un eje	12
4.4.2. Trituradora de dos ejes	12

4.4.3. Trituradora de cuatro ejes	13
4.5. Estructura	14
4.6. Materiales para estructuras de máquinas	14
4.6.1. Hierro fundido	15
4.6.2. Aceros	15
4.7. Tolvas	16
5. Metodología	17
5.1. Metodología planeada	17
5.2. Requisitos de diseño de la máquina trituradora	19
5.3. Cálculos y diseño de la estructura	20
5.3.1. Esfuerzos	20
5.3.2. Cálculo de pernos	43
5.3.3. Cálculos de soldaduras	45
5.3.4. Análisis de costos	48
5.3.5. Simulación de la estructura: Análisis de elementos finitos	49
5.4. Parámetros de diseño del sistema de alimentación	56
6. Resultados	67
6.1. Resultados del análisis teórico	67
6.2. Resultados del análisis de elementos finitos	68
7. Análisis o discusión de resultados	73
8. Conclusiones	75
9. Recomendaciones	77
10. Bibliografía	79
11. Anexos	81
11.1. Dimensiones generales	81
11.2. Planos de construcción	82

Lista de figuras

1. Designación de un neumático común	8
2. Fibras de neumático triturado	9
3. Trituradora de un eje	12
4. Trituradora de dos eje	13
5. Trituradora de cuatro eje	13
6. Identificación de los elementos	21
7. Representación gráfica de la posición de las reacciones en la estructura	22
8. Posición de las reacciones en el elemento 1	27
9. Posición de las reacciones en el elemento 1, vista frontal	27
10. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 1	28
11. Posición de las reacciones en el elemento 2	29
12. Posición de las reacciones en el elemento 2, vista frontal	29
13. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 2	30
14. Diagramas de carga, corte y momento flector de los elementos 3 y 4	31
15. Posición de las reacciones en el eje del motor con respecto al elemento 9	33
16. Sistema fuerza par de $R5y$ y P con respecto al elemento 9	33
17. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 9 a causa de $R5y$ y P	34
18. Sistema fuerza par de $R5z$ con respecto al elemento 9	35
19. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 9 a causa de $R5z$	35
20. Posición de las reacciones en el eje del motor con respecto al elemento 10	37
21. Sistema fuerza par de $R5y$ y P con respecto al elemento 10	37
22. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 10	38
23. Sistema fuerza par de $R5z$ con respecto al elemento 10	38
24. Sistema equivalente de $R5z$, $R5y$ y P con respecto al elemento 10	39
25. Posición de las reacciones en chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 12	40
26. Reacciones de chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 12, vista frontal	40
27. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 12	41
28. Posición de las reacciones en chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 13	42

29. Reacciones de chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 13, vista frontal	42
30. Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 13	43
31. Posición de los pernos	45
32. Identificación de las soldaduras que soportan esfuerzos en la estructura	45
33. Diagramas de carga, corte y momento flector de los elementos 3 y 4	46
34. Área para soldadura de sección rectangular	47
35. Estructura de la trituradora de neumáticos	50
36. Estructura sin redondeos	51
37. Caras de la estructura con “Face Split”	51
38. Segmentos para aplicar cargas puntuales	52
39. Posición de cargas por peso de la tolvas	53
40. Posición de los momentos por trasladar el peso y las reacciones del motor	53
41. Soportes en la estructura	54
42. Ejemplo de contacto “Bonded”	54
43. Skewness por cantidad de elementos	55
44. Mallado del modelo con Multizona y Sizings	55
45. Banda transportadora de alimentación	56
46. Tambor motriz y motorreductor	65
47. Estaciones de rodillos de los ramales superior e inferior	65
48. Deformación total a lo largo de la estructura	69
49. Deformación del eje Y a lo largo de la estructura	70
50. Esfuerzo equivalente a lo largo de la estructura	70
51. Esfuerzo normal en el eje Y a lo largo de la estructura	71
52. Factor de seguridad a lo largo de la estructura	71
53. Localización del factor de seguridad mínimo de la estructura	72
54. Dimensiones generales de la trituradora en mm	81
55. Dimensiones generales de la trituradora en mm	82

Lista de cuadros

1. Propiedades del hierro fundido	15
2. Definición de requisitos	19
3. Masas soportadas por la estructura	21
4. Reacciones generadas por los módulos de corte y potencia	22
5. Propiedades del perfil 3"x3"x3/8"	23
6. Propiedades del acero A36	23
7. Precios de los perfiles cuadrados, Proveedor AP Ramirez	48
8. Cotización de la estructura de la máquina, Proveedor AP Ramirez	49
9. Propiedades del acero A36 para la simulación	50
10. Cargas producto de peso de la tolva	52
11. Factores de seguridad de los elementos horizontales	67
12. Factores de seguridad de los elementos verticales	67
13. Cargas aplicadas y cargas críticas de pandeo para los elementos verticales	68
14. Factores de seguridad de las soldaduras diseñadas	68
15. Resultados del análisis de elementos finitos en ANSYS, Inc	69

En Guatemala se generan más de 100,000 toneladas de desechos de llantas anualmente, las cuales terminan siendo desechadas en sitios como vertederos, rellenos sanitarios, ríos o calles. La municipalidad de Mixco propone la reutilización de estos desechos para la reparación de carreteras en mal estado. El proceso de reciclaje a realizar consiste en la trituración y licuefacción de los neumáticos, para luego ser mezclados con piedrín y finalmente utilizados para rellenar baches. Como parte de la realización de la máquina encargada de triturar los neumáticos, se deberá diseñar y fabricar la estructura de la misma, la cual deberá ser capaz de brindar la suficiente protección, resistencia y estabilidad a los componentes que conforman al sistema de trituración. Se espera obtener un diseño que sea funcional y que cumpla con los requisitos establecidos, con el fin de ayudar a la municipalidad a implementar el proceso de reutilización y ahorrar recursos monetarios destinados a pavimentación de calles en el área de la ciudad.

Con el fin de lograr el objetivo mencionado anteriormente, se llevó a cabo un plan de ejecución estructurado en 6 fases. El plan inició con la definición inicial de los requisitos, los cuales fueron de suma importancia para el diseño de la máquina trituradora. Luego, se procedió a investigar soluciones ya existentes con respecto al equipo de trituración que se quería diseñar. A continuación, se llevó a cabo la fase de diseño de componentes, donde se crearon los modelos digitales de los elementos de la estructura tomando en cuenta los requerimientos de dimensiones establecidos con anterioridad. Luego, se llevó a cabo el cálculo de esfuerzos en los elementos diseñados, sus uniones y el diseño del sistema de alimentación de la trituradora. Seguido a esto, para poder evaluar los esfuerzos en las secciones críticas, se realizaron simulaciones y ensayos con el fin de respaldar los cálculos teóricos. Finalmente, al haber concluido las fases de diseño y simulación, se elaboraron los planos de cada uno de los componentes diseñados para la estructura de la trituradora.

In Guatemala, more than 100,000 tons of tire waste are generated annually, which end up being disposed of in places such as dumps, landfills, rivers or streets. The municipality of Mixco proposes the reuse of this waste for the repair of roads in poor condition. The recycling process to be carried out consists of crushing and liquefying the tires, to later be mixed with gravel and finally used to fill potholes. As part of the construction of the machine responsible for shredding tires, its structure must be designed and manufactured, which must be capable of providing sufficient protection, resistance and stability to the components that make up the shredding system. It is expected to obtain a design that is functional and that meets the established requirements, in order to help the municipality to implement the reuse process and save monetary resources destined for paving streets in the city area.

In order to achieve the objective mentioned above, an execution plan structured in 6 phases was carried out. The plan began with the initial definition of the requirements, which were of great importance for the design of the shredding machine. Then, existing solutions were investigated regarding the shredding equipment to be designed. Next, the component design phase was carried out, where the digital models of the elements of the structure were created, taking into account the previously established dimensional requirements. Then, the stress calculation in the designed elements, their joints and the design of the feeding system was carried out. Following this, in order to evaluate the stresses in the critical sections of the structure, simulations and tests were carried out to support the theoretical calculations. Finally, having concluded the design and simulation phases, the plans of each of the components designed for the structure of the shredder were drawn up.

En Guatemala y en muchos países a lo largo del mundo existe un gran problema de contaminación a causa de neumáticos desechados. De no ser tratados correctamente al terminar su vida útil, estos suelen ser desechados en vertederos, ríos y calles significando una gran fuente de contaminación para el medio ambiente. Cada neumático tarda aproximadamente 500 años en degradarse naturalmente. En el país existen estudios que demuestran la posibilidad recolectar alrededor de 300,000 neumáticos en desuso anualmente.

La municipalidad de Mixco propone la reutilización de estos neumáticos, triturándolos y utilizando el material como aditivo para la reparación de carreteras en mal estado. La trituración de los neumáticos requiere de la fabricación de una máquina trituradora. De esta manera, se justifica la necesidad de diseñar un sistema de trituración para ayudar a combatir la contaminación en el país a causa de neumáticos desechados.

Este proyecto consiste en el diseño de la estructura de una máquina trituradora de neumáticos. Para poder llevar esto a cabo, es necesario conocer los distintos tipos de máquinas trituradoras, materiales para construcción de estructuras, propiedades del material a triturar y tipos de trituración. También se vuelve sumamente importante definir los requisitos del diseño, siendo estos requisitos de dimensionamiento, funcionamiento, apariencia, seguridad, potencia, costos, usuario, estándares e interfase entre módulos.

El diseño de la estructura de la máquina trituradora se debe realizar mediante el análisis de esfuerzos de los elementos que la conforman. De esta manera se puede determinar el factor de seguridad del diseño y se puede calcular correctamente las uniones entre los elementos de la estructura. De la misma manera, es fundamental seleccionar el perfil idóneo para la construcción y el material a utilizar. La simulación del funcionamiento de la estructura en el software de análisis de elementos finitos *ANSYS, Inc.* es importante para lograr asegurar un diseño óptimo.

Justificación

La mala gestión de neumáticos usados se ha convertido en un grave problema de contaminación en todo el planeta. A nivel mundial, cerca de 1,000 millones de neumáticos llegan al final de su vida útil cada año y actualmente existen 4,000 millones de neumáticos usados en vertederos (Meza, 2018). Los neumáticos pueden tardar 500 años en degradarse y sin ningún tratamiento son altamente contaminantes para el medio ambiente. Así mismo, al contener componentes como caucho, acero, óxido de zinc, textiles, cobre, cadmio y plomo, cualquier tipo de proceso de reciclaje de neumáticos se vuelve significativamente difícil de realizar debido a la mezcla variada de materiales de los cuales se compone el neumático (Verdad, 2018). En Guatemala, los neumáticos usados terminan siendo desechados en sitios como vertederos, rellenos sanitarios, ríos o calles. Se estima que en Guatemala se generan más de 100,000 toneladas de desechos de llantas anualmente (Proverde, 2013). Programas de recolección de llantas se han llevado a cabo en el país, logrando recolectar un aproximado de 300,000 neumáticos usados al año. La municipalidad de Mixco propone la reutilización de estos desechos para la reparación de carreteras en mal estado. El proceso de reciclaje a realizar consiste en la trituración y licuefacción de los neumáticos, para luego ser mezclados con pedrín y finalmente utilizados para rellenar baches.

Según la Dirección General de Caminos, asfaltar un kilómetro de carretera en mal estado en Guatemala significa un costo de 8.5 millones de quetzales (Pineda, 2017). La implementación del sistema de reutilización de neumáticos se traduce en un ahorro significativo de recursos monetarios, así como en un aliado de la reducción de la contaminación por desechos mal tratados en el país. Dicho sistema requiere de dos máquinas principales para el tratamiento de los neumáticos. La primera máquina se trata de una extractora de alambre, encargada de retirar los filamentos de acero y cualquier otro tipo de alambre que se encuentran dentro de los neumáticos. Por otra parte está la trituradora con la cual, una vez se haya retirado el alambre de los neumáticos, se procesan y se transforman en fibras de hule. El diseño y fabricación de estas máquinas es importante ya que, aunque este tipo de equipos se encuentra a la venta, su compra no resulta una opción económicamente viable. En el mercado actual, una trituradora de neumáticos industrial se puede conseguir por un precio de entre 10,000 dólares hasta los 15,000 dólares. Con este proyecto se busca fabricar este equipo bajo

un presupuesto máximo establecido y con la opción de ser replicado y fabricado en masa, brindando un juego de planos total de la máquina y los manuales de operación.

Trabajar de forma minuciosa en el módulo de la estructura de la máquina es de suma importancia para conseguir un diseño confiable, así como un desempeño correcto de la trituración de neumáticos. La estructura de la máquina tiene como función principal brindar la suficiente protección, resistencia y estabilidad a los componentes que conforman al sistema de trituración. Se debe de verificar mediante pruebas y ensayos que la estructura en cuestión garantice otorgar todos los aspectos mencionados anteriormente.

La reutilización de neumáticos mediante la trituración para el mantenimiento de carreteras es un proceso que ya se ha implementado en varios países del mundo y también de América Latina. El producto “RARX” desarrollado por la empresa española Sacyr es un producto que se emplea como aditivo para reparar carreteras y está compuesto en un 65 % por polvo de neumático reciclado. En México, en la autopista que une las localidades de Pirámides, Tulacingo y Pachuca, se implementó el producto a un tramo de 11 kilómetros. Se utilizaron cerca de 400 toneladas del producto, lo que supuso el uso de 240 toneladas de polvo de neumático y la reutilización del caucho equivalente a más de 25,000 neumáticos usados (Mccopa, 2021).

3.1. Objetivo general

Diseñar y fabricar la estructura para una máquina trituradora de neumáticos, capaz de brindar la suficiente protección, resistencia y estabilidad a los componentes que conforman al sistema de trituración.

3.2. Objetivos específicos

- Seleccionar los materiales adecuados para la construcción de la estructura de la máquina, que cumplan con los requerimientos del diseño.
- Elegir los parámetros fundamentales de un sistema de alimentación de neumáticos con la capacidad de brindar un flujo constante de material a la máquina.
- Analizar y evaluar los esfuerzos en la estructura mediante la simulación de los ensayos de esfuerzos en el *software ANSYS, Inc.*
- Elaborar el juego de planos mecánicos completo de la máquina, así como un listado de todas las partes que componen a la trituradora.

4.1. Neumáticos

4.1.1. Composición de un neumático

Un neumático es un material compuesto y hecho a partir de una combinación de un elastómero termoplástico y acero como elementos principales. La clasificación de neumáticos se da de acuerdo con su tipo de construcción como lo pueden ser: de capas diagonales, de diagonal con cinturones y de capas radiales. En los tres tipos de neumáticos, su estructura interna se conforma de elementos de refuerzo cubiertos con caucho, los refuerzos tienen una elasticidad más reducida que el caucho para controlar su comportamiento.

“La principal diferencia entre los tipos de neumáticos es la dirección y los tipos de refuerzo. Por ejemplo, los neumáticos de capas diagonales se conforman por una serie de refuerzos orientados diagonalmente entre ellos. Los de diagonal con cinturones, además de las capas diagonales de refuerzo, similar a los neumáticos de capas diagonales, añaden cinturones que incrementan su rigidez, controlando su expansión. Por otra parte, las de capas radiales, además de los refuerzos provistos por los neumáticos de capas diagonales y de diagonal con cinturones, tienen capas de cinturones orientadas radialmente. En cuanto a las partes principales que forman un neumático se pueden citar la banda de rodadura, el flanco, el aro de talón y el hombro”. (Meza-de Luna y col., [2019](#))

4.1.2. Designación de neumáticos

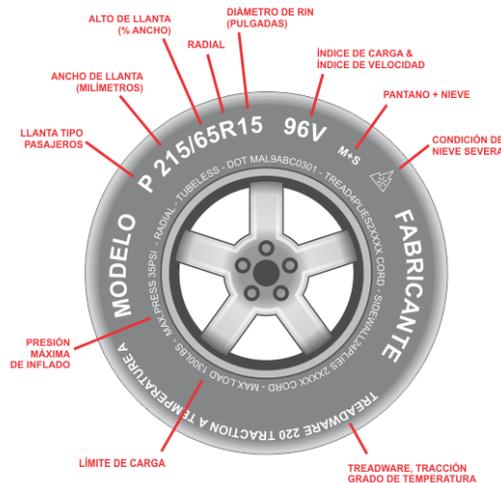
Al costado de cada uno de los diferentes tipos de neumáticos se encuentran ciertos códigos que proporcionan información de tamaño y dimensión del neumático, tal como el ancho de sección, relación de aspecto, tipo de construcción, diámetro del rin, presión máxima de inflado, avisos importantes de seguridad e información adicional. (CONAE, [2021](#))

La mayoría de neumáticos inician con una o varias letras que identifican el tipo de vehículo y/o tipo de servicio según hayan sido clasificados. Los indicadores más comunes son:

- P = Vehículos de transporte de pasajeros.
- T = Neumático temporal o de repuesto
- LT = Camiones ligeros
- LT (al final) = Vehículos de carga pesada
- C = Neumático comercial, camiones de despacho
- ST = Neumáticos para remolques

Luego de las letras de identificación de servicio, se coloca un número de 3 dígitos el cual designa el ancho del neumático de pared a pared en milímetros. Después, le continua un símbolo diagonal que separa el ancho del neumático de otro número. Este otro indica el alto de la pared y es expresado como un porcentaje del ancho del neumático. Por último, se puede encontrar la designación del diámetro del neumático y rin acompañado de una letra que designa su tipo de construcción; ya sea R si es neumático radial y D si es convencional. (TireRack, [2021](#))

Figura 1: Designación de un neumático común



Fuente: (Restrepo, [2021](#))

4.2. Fibras de neumáticos

Los pedazos de neumáticos se obtienen a partir de los neumáticos que han completado su vida útil. Se derivan principalmente de los automóviles de pasajeros, sin embargo, para

ciertas aplicaciones de ingeniería, también se pueden usar neumáticos triturados de vehículos pesados. La fragmentación se realiza mediante una trituradora. Los neumáticos triturados están designados en varios tamaños en Europa y EE. UU. Según EN 14243: 2004 y ASTM D 6270-98. (Guleria & Dutta, 2010)

Figura 2: Fibras de neumático triturado



Fuente: (TRM, 2022)

4.2.1. Densidad

Se ha encontrado que la densidad de la llanta triturada varía entre 440-990 kg / m³. La diferencia en los resultados se da debido al uso de diferentes composiciones de neumáticos y al origen del fragmento de neumático, por huella o carcasa. Se ha podido observar que los pedazos de llantas que contienen un alto contenido de cordón de acero forman una densidad compacta más alta en comparación con los tejidos de caucho y textiles. También se ha determinado que los resultados de la densidad compactada se ven afectados debido al uso de diferentes espesores de cable de acero utilizados en diferentes tipos de neumáticos. (Guleria & Dutta, 2010)

4.2.2. Porosidad

Los principales factores identificados que afectan la porosidad y la proporción de huecos de los neumáticos triturados son las tensiones aplicadas, las condiciones iniciales (nivel de energía de compactación) y el tamaño del neumático triturado. Se ha concluido que la porosidad y la proporción de huecos de los fragmentos de neumáticos dependen del tamaño de los fragmentos de neumáticos. Se ha descubierto que los fragmentos de neumáticos de gran tamaño que tienen un área media de 0,093 m² producen una porosidad del 80 %, mientras que los fragmentos más pequeños de menos de 30 mm han producido una porosidad del 60 %. (Guleria & Dutta, 2010)

4.2.3. Conductividad hidráulica

Anteriormente, se han realizado pruebas de conductividad hidráulica en pedazos de neumáticos para determinar la conductividad hidráulica de estos. Se observó que con el aumento del tamaño de la llanta triturada, también aumenta la conductividad hidráulica. (Guleria & Dutta, 2010)

4.2.4. Proporción de Poisson

La proporción de Poisson de pedazos de llantas ha sido investigada en varios estudios. Se ha encontrado que la relación de Poisson de neumáticos triturados varía entre 0,17 y 0,45. A partir de dichos estudios se ha podido determinar que no existe correlación entre la relación de Poisson y el esfuerzo dentro del intervalo de 0-60 kPa y la diferencia en los resultados podría haber dado lugar a diferentes metodologías de laboratorio y fluencia. (Guleria & Dutta, 2010)

4.2.5. Resistencia

Varios investigadores han determinado la resistencia al corte de los pedazos de neumáticos. Los estudios han demostrado que la curva de desplazamiento de la tensión de la llanta triturada sigue un patrón no lineal que no tiene un pico bien definido. Además, se ha encontrado que la resistencia al corte aumentaba con el aumento en el tamaño y la densidad del fragmento. (Guleria & Dutta, 2010) Aún así, existen estudios que demuestran una resistencia a la tensión de 5 MPa y una resistencia al corte de 8.6 kPa para las fibras de caucho. (Edeskar, 2004)

4.3. Métodos de trituración

4.3.1. Trituración ambiente

Como primer método de trituración se tiene la trituración ambiente. Este es un método de procesamiento en el que el neumático de desecho se muele o procesa a temperatura ambiente normal o por encima de ella. Por lo general, se requiere procesamiento ambiental para proporcionar partículas rasgadas de forma irregular con áreas de superficie relativamente grandes para promover la interacción con el betún del pavimento. Se trata de un rectificado mecánico, realizado mediante cuchillas y cuchillas giratorias, en el que el paso crítico es la separación de las fibras, entre las que generalmente se incluyen las fibras de acero. Una vez separado del material metálico, la trituración a temperatura ambiente puede producir migas de caucho con un tamaño de grano que varía de 5 a 0,5 mm. El pulido ambiental es el método más comúnmente utilizado y probablemente el más rentable para procesar neumáticos al final de su vida útil. (Lo Presti, 2013)

Generalmente en una planta de trituración ambiente para neumáticos, las operaciones que se deben realizar para obtener el material triturado son las siguientes:

1. Como primer paso se procesan los neumáticos hasta obtener fibras de 2 pulgadas (50 mm) en una trituradora preliminar.
2. Luego las fibras de neumático ingresan en un granulador, que reduce el tamaño de estas a 3/8 de pulgada (10 mm).
3. Los aceros restantes en las fibras se remueven mediante medios magnéticos y la fibra se elimina haciendo uso de zarandas vibratorias y tamices de viento.
4. Por último, mediante una sucesión de molidos, las fibras alcanzan un tamaño apropiado para su reutilización, siendo este de 0.6 mm a 2 mm. (Mendez & Solano, 2010)

4.3.2. Trituración criogénica

Por otra parte, se tiene la trituración criogénica. Este proceso usa nitrógeno líquido para congelar las fibras de cuacho (típicamente entre -87 y -198 ° C) hasta que se vuelve quebradizo, y luego usa un molino de martillos para romper el caucho congelado en partículas lisas con un área de superficie relativamente menor que las obtenidas por molienda ambiental. Se ha demostrado que varias características del granulado de caucho determinan las propiedades elásticas del caucho en miga y las conferidas a la mezcla final: mejoran con la disminución de la gravedad específica y el tamaño de partícula y aumentan con la mayor porosidad superficial de los gránulos. De hecho, en el proceso húmedo, las partículas de caucho de superficie lisa, muestran una reacción reducida con el betún y peores propiedades elásticas de la mezcla, si se comparan con las obtenidas mediante el uso de gránulos de mayor superficie porosa y menor peso específico. Como resultado, se desaconseja el uso de trituración de proceso criogénico en mezclas bituminosas. (Lo Presti, 2013)

4.3.3. Otros procesos de trituración

Otros tipos menos conocidos de trituración de neumáticos son la trituración en húmedo y la trituración por chorro de agua. La trituración en húmedo es un proceso de trituración patentado en el que las partículas de caucho diminutas se reducen aún más de tamaño mediante la trituración en un medio líquido, generalmente agua. El rectificado se realiza entre dos muelas abrasivas poco espaciadas. Las fibras finas obtenidas se utiliza principalmente como modificador de betún. La reducción de tamaño por chorro de agua es una técnica de procesamiento de neumáticos desechados en partículas más finas con la ayuda de agua presurizada. Los chorros de agua a una presión de funcionamiento muy alta (alrededor de 55.000 psi) giran en matrices de alta velocidad produciendo migas de caucho limpias y sin cables. (Lo Presti, 2013)

4.4. Selección de trituradora

La selección del tipo de trituradora se realiza de acuerdo con las propiedades físicas y mecánicas del material a triturar y sus características de resistencia. Las trituradoras que trabajan con impacto y presión, son utilizadas para materiales quebradizos. Las trituradoras

de corte de uno, dos y cuatro ejes se utilizan para plásticos y polímeros duros. Con las máquinas trituradoras de corte, el material se puede triturar raspando o cortando. Para raspar son adecuadas trituradoras de un solo eje que son máquinas trituradoras de aplicación universal. Las trituradoras de corte están destinadas para materiales de gran espesor y resistencia a la destrucción. Sus ventajas frente a los otros tipos de trituradoras son de estructura sólida y estable, así como una larga vida útil. Una desventaja es la baja capacidad productiva, determinada por la baja velocidad de trabajo. Al triturar por corte, la selección puede ser hecha entre trituradoras de un solo eje, dos o cuatro ejes. (Vatskicheva & Grigorova, 2017)

4.4.1. Trituradora de un eje

Las trituradoras de un eje son ideales para la reducción de tamaño de materiales consistentes como papel, plástico, papel de aluminio, espuma, textiles, aluminio, astillas de llantas y más. Estas trituradoras pueden funcionar como máquinas independientes en algunas aplicaciones, o como máquinas secundarias que reducen aún más la producción de trituradoras primarias después de que se hayan eliminado los metales. Tamaño reducido y piezas reducidas logran que los costos de fabricación de estas máquinas no sean tan elevados, conformando una opción eficiente para generar partículas de tamaño pequeño. (SSI, 2017)

Figura 3: Trituradora de un eje



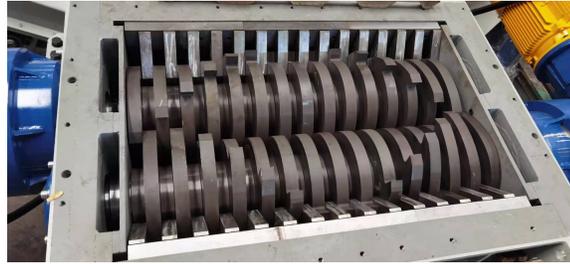
Fuente: (ES, 2021)

4.4.2. Trituradora de dos ejes

Las máquinas más comunes utilizadas para la trituración de neumáticos de desecho son trituradoras de cizalla rotativas con dos ejes que giran en sentido contrario. La máquina trituradora de doble eje utiliza dos rodillos de dientes trituradores resistentes al desgaste. Durante el funcionamiento, los dos rodillos de dientes trituradores giran entre sí para formar una cavidad de diente triturador en forma de V. La fuerza cortante generada se utiliza para triturar el material. Después de que el material entra en el espacio entre los dos rodillos dentados (cavidad de trituración en forma de V), debido a la fuerza de corte de la rotación relativa de los dos rodillos dentados, los materiales entrantes se rasgan y se cortan al tamaño de partícula requerido y se descargan hasta el puerto de descarga. (Lebron, 2021) Las máquinas

están diseñadas para trabajar en RPM bajas (20 a 40 RPM) y torque alto y pueden manejar fácilmente todo tipo de neumáticos, incluidos los neumáticos de camión, llantas super singles y maquinaria agrícola. Normalmente se usan extractores de alambre para quitar el acero de las llantas de antes de triturarlas. Esta tarea previa reduce significativamente el desgaste de la trituradora y mejora la reducción de tamaño de las fibras. Mientras el acero representa solo el 10-15 % del peso de una neumático de camión, probablemente sea seguro afirmar que el grosor de 1 pulgada en los cables circulares de acero son responsables del 70 % de la desgaste en las trituradoras. (Reschner, 2008)

Figura 4: Trituradora de dos eje

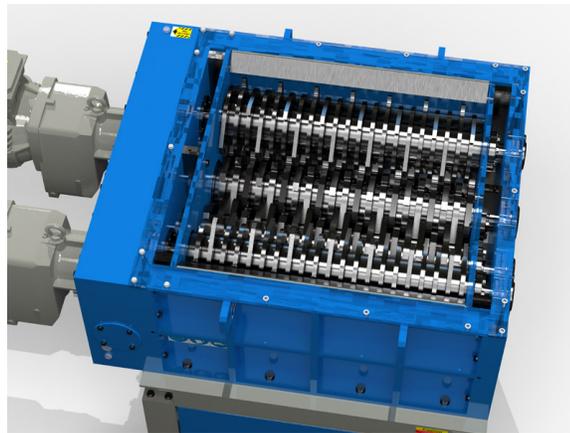


Fuente: (Wiscon, 2021)

4.4.3. Trituradora de cuatro ejes

"Las trituradoras de cuatro ejes están diseñadas para aumentar la productividad en el ámbito del tratamiento de los residuos sólidos. La fuerza, fiabilidad y control del tamaño del material de salida convierten a las trituradoras de cuatro ejes ideales para un procesamiento intensivo. Están equipadas con un sistema exclusivo de ejes intercambiables y rejillas con tratamiento anti desgaste, para optimizar los costes de gestión y las operaciones de mantenimiento. Las revoluciones de estos sistemas están entre 10-12 rpm, los ejes presentan motorreductores independientes y también en algunos casos con sistema de inversión de giro, las rejillas para control de tamaño de salida son en material antidesgaste."(Rodriguez, 2019)

Figura 5: Trituradora de cuatro eje



Fuente: (Donasonic, 2022)

4.5. Estructura

La estructura de una máquina herramienta incluye camas, bases, columnas, carcasas tipo caja, sobre brazos, carros, mesas, etc. Las estructuras se utilizan para sostener subconjuntos, para soportar y mover la herramienta de corte y la pieza de trabajo. Las estructuras de la máquina herramienta están diseñadas para un alto desgaste, resistencia de guiado, guiado y alta rigidez estática y dinámica superficial. (Segerlind, 2010)

Las estructuras pueden ser subdivididas en 3 tipos según sus funciones:

1. Categoría 1: Un elemento bajo el cual se montan varios subconjuntos.
2. Categoría 2: Los elementos constan de carcasas tipo caja en las que se ensamblan piezas individuales.
3. Categoría 3: Los elementos constan de piezas que se utilizan para soportar y mover la pieza de trabajo; la herramienta de corte se incluye en este tipo.

La estructura de una máquina como mínimo debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- La precisión geométrica inicial de la estructura debe mantenerse durante toda la vida útil de la máquina.
- Todas las superficies de contacto de la estructura deben mecanizarse con un alto grado de precisión para proporcionar la precisión geométrica deseada.
- La forma y el tamaño de la estructura no solo deben proporcionar un funcionamiento seguro y mantenimiento de la máquina herramienta, pero también asegurar que las tensiones de trabajo y la deformación no debe exceder los límites específicos.
- La selección del material y la alta rigidez estática y dinámica son los requisitos fundamentales para cumplir con el requisito antes mencionado.

4.6. Materiales para estructuras de máquinas

Actualmente, las soldaduras de hierro fundido gris y acero son los principales materiales estructurales convencionales de máquinas utilizados en las industrias modernas debido a su flexibilidad de fabricación, bajo costo, mejor material de amortiguación y rigidez estática que reduce la influencia de cargas dinámicas. Existe de igual forma la posibilidad de utilizar materiales compuestos como alternativa a los mencionados con anterioridad. El uso de epoxi-granito para reemplazar la estructura de soporte de una maquina existente, según su resistencia, amortiguación, módulo de Young y peso, exhibe buenas propiedades mecánicas como alta resistencia a la compresión y relación de amortiguación en comparación con otros materiales. Este material está compuesto en un rango de 80-90 % de granito y 10-20 % de epoxi. (Ubale y col., 2013)

4.6.1. Hierro fundido

Desde tiempos antiguos, el hierro fundido ha sido el material más utilizado para la estructura de máquinas. Puede ser moldeado en formas complejas. Es de fácil mecanizado y puede rasparse a mano y leapedo con un alto grado de precisión. Tiene propiedades de amortiguación bastante buenas y también tiene propiedades antifricción razonablemente buenas gracias al grafito que contiene. Se le puede brindar muy buena estabilidad dimensional a largo plazo dándole un largo tratamiento especial de ciclo de recocido en relieve. Sin embargo, tiene varias desventajas. Una gran desventaja es el tiempo y costo necesarios para producir un acabado de fundición aceptable. El proceso de producción consiste en la fabricación de patrones, formando de moldes de arena, fundición, mecanizado en bruto, tratamiento térmico, acabado de maquinado, imprimación, relleno, pintura de base, pintura de acabado y pintura de acabado. Se debe tener cuidado en cada una de las etapas de diseño para asegurar que no haya cambios abruptos en el espesor de la sección. (Morgan y col., 1980) A continuación, se presentan algunas propiedades de interés del hierro fundido.

Cuadro 1: Propiedades del hierro fundido

E(GPa)	$\sigma F.S.(MPa)$	$\sigma C.S.(MPa)$	$\alpha(10^{-6}/K)$	$\rho(kg/m^3)$
80-120	150	600	10	7,150

Fuente: (Mahendrakumar y col., 2016)

4.6.2. Aceros

Desde la década de 1950 las soldaduras de acero dulce se han utilizado cada vez más como material para la fabricación de estructuras en máquinas. Estos aceros tienen un alta rigidez y su resistencia a la fatiga también es elevada. Así mismo, los aceros dulces tiene uno de los pesos mas livianos, siendo este casi la mitad del peso del hierro fundido. Si se necesita una pared delgada se pueden utilizar secciones del material. Con hierro fundido el espesor de la pared está limitado por el precisión de la fundición. Por otra parte, este material tiene varias desventajas. La amortiguación del material es considerablemente baja. Las grietas en el acero dulce tienen una marcada tendencia a "sonar". El acero dulce no es un buen material para guías deslizantes. Así mismo, la fricción con el acero dulce es alta por lo que hierro fundido o inserciones de plástico deben usarse para disminuir este rozamiento. (Morgan y col., 1980)

El hierro fundido y el acero se pueden utilizar para las siguientes aplicaciones:

1. Se debe utilizar hierro fundido para estructuras complejas sometidas a condiciones normales de carga que se producirán en gran número.
2. El acero debe usarse para estructuras simples y con cargas pesadas que son para ser producidos en pequeño número.
3. Se debe usar acero soldado combinado y hierro fundido donde la estructura de acero es económicamente adecuada. (Mahendrakumar y col., 2016)

4.7. Tolvas

La descarga de materiales en fibras, como los neumáticos triturados, se da a través de tolvas y contenedores. Sin embargo, al momento de evacuar las fibras pueden ocurrir interrupciones del flujo como resultado de la formación de una cúpula en el contenedor, segregación de tamaño, etc. Algunos de estos problemas pueden minimizarse e incluso suprimirse con un contenedor de diseño apropiado. El diseño de tolvas y contenedores implica determinar el ángulo máximo que forman las paredes del contenedor con el vertical en la zona de descarga, y el tamaño de salida más pequeño en el que la descarga de material ocurre en flujo continuo. "La descarga continua de un material cohesivo se puede lograr diseñando un contenedor que se vacía por flujo másico y tiene un diámetro de salida adecuado. Ambos parámetros se pueden determinar conociendo el comportamiento reológico del material, aplicando la metodología de diseño de tolvas. Las propiedades de la superficie de la pared del depósito afectan el diámetro de salida y el ángulo de flujo de masa. Elevar el ángulo de fricción entre el material que se almacenará en el contenedor y la pared del contenedor aumenta el diámetro mínimo de salida requerido para evitar la formación de cúpulas y reduce el ángulo máximo de flujo másico." (Amoros y col., 2007)

5.1. Metodología planeada

En este proyecto se está buscando diseñar y fabricar los componentes de la estructura para una máquina trituradora de neumáticos, la cual pueda brindar la suficiente protección, resistencia y estabilidad al sistema de trituración. Para lograr este objetivo, se ha ideado el siguiente plan que consta de 6 fases:

Fase 1: Determinación de requisitos

Como primer paso, para poder definir los requisitos que debe cumplir el diseño de la máquina de manera correcta, se debió investigar acerca de los tamaños y medidas estándar con los cuales cuentan los equipos de este tipo. Este aspecto se ve directamente relacionado al tamaño de neumáticos a triturar, por lo que definir esto fue fundamental. Además, se tuvo que comprender aspectos como, propiedades del material a triturar, los tipos de conexiones que estas máquinas tienen, su instalación, distintas fuentes de alimentación de material, etc. Todos estos aspectos se tomaron en cuenta para poder definir los requerimientos del diseño. Se definió un presupuesto inicial para el proyecto, el cual se tuvo en cuenta al momento de diseñar y seleccionar los elementos de los distintos módulos de la máquina.

Fase 2: Búsqueda de información relevante

Se debió llevar a cabo una serie de investigaciones, específicamente acerca de diferentes diseños de máquinas trituradoras de neumáticos ya existentes. Esta investigación se llevó a cabo basándose en diseños que se ajusten a los requisitos establecidos anteriormente. Se identificaron cualidades y defectos así como aspectos o características que se pudieran mejorar para optimizar los diseños existentes y ser implementados en el diseño que se estaba trabajando.

Fase 3: Proceso de diseño de componentes

En esta fase se seleccionaron y diseñaron los componentes que conforman a la estructura

de la máquina trituradora, así como se seleccionó el material adecuado del cual debe estar constituido cada componente. Los elementos de la estructura fueron dimensionados bajo la condición de espacio establecidas en los requerimientos del equipo y se consideraron los ajustes necesarios para la implementación de los módulos de corte y potencia en la estructura. Utilizando el software *Autodesk Inventor Professional*®[®], se diseñó un modelo digital de cada componente, así como de su ensamblaje. Con dicho modelo se realizaron las simulaciones y pruebas de esfuerzos del diseño correspondientes a la fase 5.

Fase 4: Cálculo de esfuerzos

Habiendo definido el material óptimo para el diseño de estructuras y un factor de seguridad adecuado se procedió a realizar el cálculo de esfuerzos a lo largo del diseño. Se calculó el factor de seguridad para cada elemento responsable de soportar las cargas de los módulos de corte y de potencia de la máquina trituradora. Así mismo, se calcularon las uniones pernadas y las soldaduras de la estructura. Como añadido a la fase de cálculos, se determinaron los parámetros fundamentales para el diseño de un sistema de alimentación, que contara con la capacidad de brindar un flujo constante de neumáticos a la trituradora, dependiendo de su capacidad de trituración.

Fase 5: Ensayos y simulaciones

Mediante la implementación y uso del software de análisis *ANSYS, Inc.*, se realizaron los ensayos de esfuerzos para poder evaluar las secciones críticas de la estructura. Con estos ensayos se pudo determinar si la estructura logra soportar las cargas que le serán aplicadas debido a los módulos de corte y potencia. Así mismo, estos ensayos ayudaron a definir el factor de seguridad aplicado al diseño de la estructura.

Fase 6: Elaboración de planos mecánicos

Una vez diseñados los componentes de la máquina trituradora de neumáticos, se debió elaborar el juego completo de planos mecánicos. Esta tarea se realizó con la ayuda del software *Autodesk Inventor Professional*®[®]. De igual manera, es importante presentar toda la documentación de los cálculos llevados a cabo y el proceso de diseño. Esto se realizó con el fin de que el trabajo pueda ser retomado en un futuro, en el caso de que se necesite fabricar máquinas de este tipo.

5.2. Requisitos de diseño de la máquina trituradora

Cuadro 2: Definición de requisitos

Submódulo	Código	Requisito
Dimensiones	JPM-D01	Las medidas de la máquina no deben superar los 2.5 m de altura, 3 m de largo y 2 m de ancho.
	JPM-D02	La máquina deberá contar con un espacio designado al equipo de control eléctrico.
	JPM-D03	Las dimensiones del módulo de corte de la máquina deben estar entre los rangos de 1 m a 1.75 m de ancho y de largo .
Funcionamiento	JPM-F01	La máquina debe tener una tolva de salida de fibras trituradas, por la cual puedan salir del módulo de corte fibras rectangulares que se encuentren en 150 cm de área.
	JPM-F02	El sistema de recolección de material triturado debe de ser capaz de obtener al menos 70,000 kg de material triturado por hora
	JPM-F03	Ningún elemento mecánico dentro de la trituradora debe moverse, cuando esta se encuentre apagada.
	JPM-F04	La máquina debe tener chumaceras en los extremos de los ejes, las cuales deben ir perñadas a la estructura, donde el operario sea capaz de desmontarlas con solo quitar los pernos en caso de mantenimiento.
	JPM-F05	La estructura de la trituradora debe de soportar una carga máxima de 3000 kg.
	JPM-F06	La estructura y cada uno de los componentes de la máquina trituradora de llantas, no deben sobrepasar una temperatura de 80° C.
	JPM-F07	La máquina deberá ser capaz de ser instalada sobre cualquier superficie plana con medias mínimas de 2 m de ancho por 3 m de largo.
	JPM-F08	Las cuchillas de corte y ejes deben ser diseñadas de acero AISI 1045, acero resistente al desgaste, posee alta dureza, y pueda alargar el tiempo de vida en aplicaciones de alto impacto. Además, es uno de los más viables económicamente para el proyecto.
	JPM-F9	Las cuchillas de corte deben ser capaces de triturar hasta llantas de camionetas (buses) con diámetro no mayor a 1 m.
	JPM-F10	La máquina debe contar con un mecanismo para poder alimentar de neumáticos al sistema de trituración, uno a la vez, de manera que el operario pueda hacerlo sin ayuda de otras personas.
	JPM-F11	Las cuchillas de corte deben pasar por un proceso de temple para mejorar las propiedades mecánicas de la pieza.

Submódulo	Código	Requisito
Apariencia	JPM-A01	La máquina deberá de estar recubierta por una capa de pintura o barniz contra la corrosión para que la máquina pueda operar en condiciones al aire libre.
	JPM-A02	El sistema de transmisión debe de tener una estructura externa desensamblable, la cual pueda abrirse y cerrarse en caso se desee verificar la transmisión.
Seguridad	JPM-S01	Todas las partes móviles dentro de la máquina (exceptuando el área donde ingresan los neumáticos) deberá estar cubierta por guardas para que ningún elemento de corte ni de potencia pueda causar lesiones.
	JPM-S02	La máquina debe de contar con un botón de apagado de emergencia, así como un cable de desconectado rápido, en caso se necesite que esta deje de operar de manera inmediata.
	JPM-S03	La estructura externa de la máquina no debe tener bordes filosos ni cortantes que puedan causar lesiones.
	JPM-S04	No debe de existir puntos de atrapamiento en los cuales el operador pueda quedar atorado y que puedan causar lesiones.
Potencia	JPM-P01	La trituradora de llantas debe de contar con un motor eléctrico trifásico que no exceda los 30 hp.
	JPM-P02	El módulo de potencia de la máquina debe contar con un sistema de reducción de velocidad, utilizando poleas y fajas o cadenas y piñones.
	JPM-P03	La máquina debe de contar con un circuito eléctrico el cual tenga un botón de encendido, uno de apagado normal y apagado de emergencia
	JPM-P04	Debe de diseñarse cuñas para la transmisión de potencia entre los ejes y las cuchillas de corte, las cuales deben de ser de algún acero antidesgaste.
Costos	JPM-C01	El costo de los elementos a fabricar no debe exceder de Q. 35,000.00
	JPM-C02	El costo de los elementos fabricados/ normalizados no debe exceder Q. 10,000.00
	JPM-C03	El costo de los componentes eléctricos no debe exceder Q20,000.00
	JPM-C04	El costo total de la máquina no debe exceder de Q100,000.00, precio estándar de este tipo de equipos
Usuario	JPM-U01	El usuario deberá ser mayor de edad.
	JPM-U02	El usuario debe portar el equipo de seguridad.
	JPM-U03	El usuario debe recibir una capacitación previa antes de se autorizado a operar la máquina. Capacitación previa de no más de 2 semanas.
Estándares y normas	JPM-EN01	La trituradora debe contar con rotulaciones de funcionamiento y advertencia.
Interfase de módulos	JPM-IM01	La estructura de la trituradora deberá contar con un espacio de 50 centímetros por lado, disponibles para ajustar los módulos de potencia y corte en su interior.
	JPM-IM02	Todos los componentes dentro de la trituradora deben de ser accesibles para poder realizar mantenimiento, es decir, se debe poder tener acceso a cualquier componente dentro de la estructura en un máximo de 15 min, para facilitar las revisiones y reparaciones al equipo.
	JPM-IM03	Todas las piezas que conforman la estructura deben ser capaces de ser desensambladas unas de otras.
	JPM-IM04	La máquina debe contar con un sistema que permita acoplar una máquina de aire comprimido para limpiar polvos y residuos en su interior.

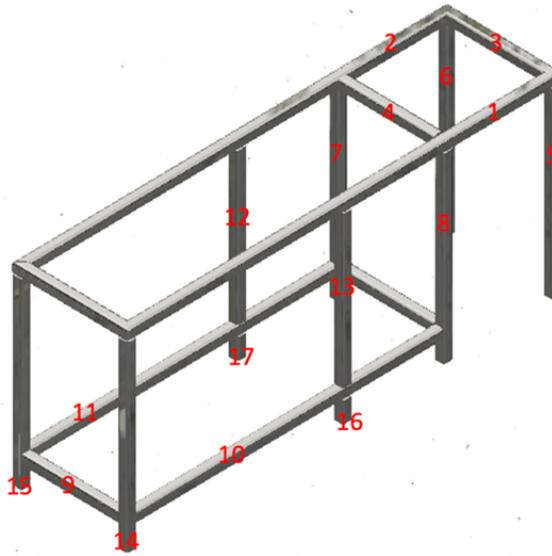
5.3. Cálculos y diseño de la estructura

5.3.1. Esfuerzos

División de la estructura en elementos

Para iniciar con el análisis de esfuerzos en la estructura de la máquina, se decidió dividir a la estructura en elementos para analizar los esfuerzos en cada uno de estos de manera independiente. A continuación se presenta como se dividió la estructura y con que número se identificó cada elemento.

Figura 6: Identificación de los elementos



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Definición de pesos y cargas

A continuación, la lista de las masas las cuales la estructura deberá soportar. En base a los pesos de estas masas se calcularon algunos de los esfuerzos en la estructura. Así mismo, se tomaron en cuenta las reacciones generadas por las poleas en las chumaceras y en el eje del motor. Se presenta una imagen que representa la posición y el sentido de cada una de las reacciones generadas por los módulos de transmisión de potencia y de corte.

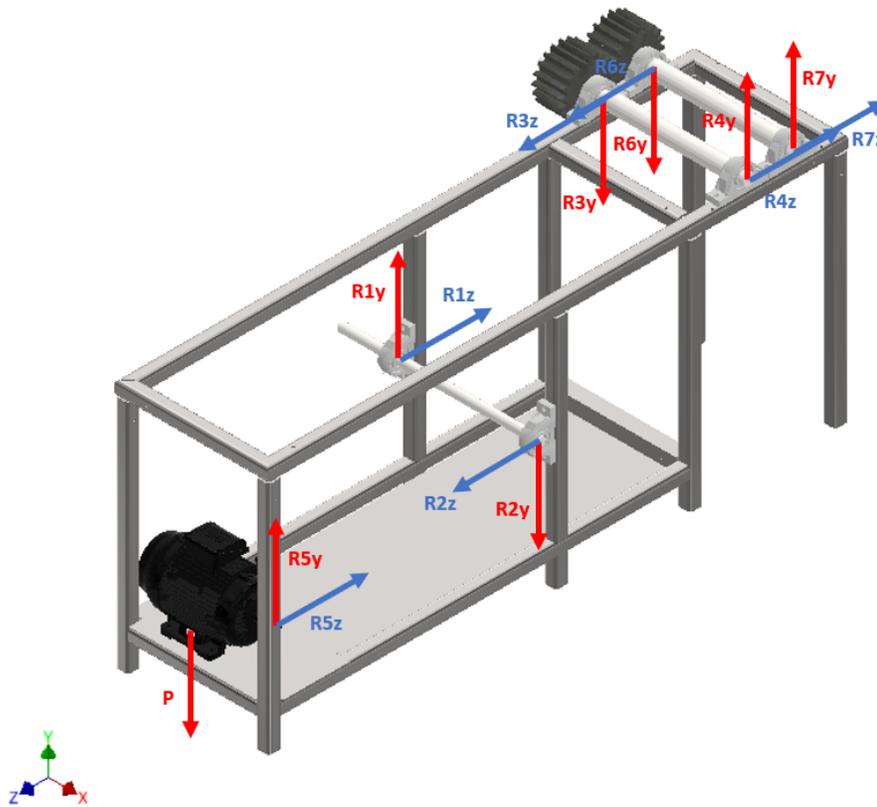
Cuadro 3: Masas soportadas por la estructura

Elemento	Valor	Dimensional
Eje intermedio de transmisión	10	kg
Eje de salida	59.47	kg
Eje accionado	54.05	kg
Neumático	70	kg
Carcasa - Lado A1	117.643	kg
Carcasa - Lado A2	117.643	kg
Carcasa - Lado B1	127.906	kg
Carcasa - Lado B2	127.906	kg
Tolva	342.335	kg
Cuchillas	11.909	kg
Motor	170.5	kg
Engranés	25	kg
Base del motor	81.148	kg

Cuadro 4: Reacciones generadas por los módulos de corte y potencia

Reacción	Valor	Dimensional
R1y	2,470.01	N
R1z	-6,910.62	N
R2y	-327.17	N
R2z	1,961.04	N
R3y	-6,750.17	N
R3z	7,604.05	N
R4y	617.28	N
R4z	-1,664.57	N
R5y	760.87	N
R5z	-570.08	N
R6y	-6,750.17	N
R6z	7,604.05	N
R7y	617.28	N
R7z	-1,664.57	N

Figura 7: Representación gráfica de la posición de las reacciones en la estructura



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Definición de perfiles

Los perfiles seleccionados para la construcción de la estructura deberán ser cuadrados, cuyas dimensiones son 3"x 3"x 3/8" para los perfiles horizontales y para los perfiles verticales. La decisión de utilizar estos perfiles se basó en la resistencia que presentaron ante las cargas y esfuerzos a los cuales la estructura está sometida. Así mismo, se decidió utilizar este tipo de perfil por la facilidad de soldarlos y unirlos debido a su sección cuadrada. Las propiedades de interés utilizadas de estos perfiles se presentan a continuación.

Cuadro 5: Propiedades del perfil 3"x3"x3/8"

Propiedad	Valor	Dimensional
Área (A)	2.19E-03	m^2
Módulo de sección (S)	4.13E-05	m^3
Inercia (I)	1.57E-06	m^4
Momento polar de inercia (J)	2.76E-06	m^4

Fuente: (Edge, 2000)

Material

El material del cual estará hecha la estructura de la trituradora deberá ser acero estructural A36, por sus propiedades idóneas para la construcción de este tipo de estructuras. A continuación, se presentan las propiedades utilizadas de este material.

Cuadro 6: Propiedades del acero A36

Propiedad	Valor	Dimensional
Densidad (ρ)	7,900	kg/m^3
Resistencia a la fluencia (S_y)	2.50E+02	MPa
Módulo de elasticidad (E)	2.00E+05	MPa

Fuente: (Matweb, 2022)

Ecuación de Marin

Se utiliza la ecuación de Marin para cuantificar los efectos de la condición superficial, tamaño, temperatura y otros puntos. Esto tiene el propósito de que la resistencia a la fluencia sea más apegada a los perfiles que se están analizando.

La ecuación de Marin considera los siguientes factores

$$S_y = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_y \quad (1)$$

Factor por condición superficial k_a

La resistencia última a la tensión del acero A36 es

$$S_{ut} = 400MPa$$

Se considera un perfil maquinado o laminado en frío.

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51(400MPa)^{(-0.265)} = 0.92 \quad (2)$$

Factor de tamaño k_b

Para encontrar el diámetro equivalente del perfil rectangular:

$$d_e = 0.808\sqrt{hb} = 0.808\sqrt{((3in)(3in))} = 2.424in \quad (3)$$

Para un diámetro entre 2 y 10 in, el factor de tamaño se encuentra como se muestra a continuación.

$$k_b = 0.91d_e^{-0.157} = 0.91(2.424in)^{-0.157} = 0.79 \quad (4)$$

Factor por carga k_c

Cuando se combinan fuerzas de flexión, fuerzas de torsión y fuerzas axiales, el factor por carga es igual a 1.

$$k_c = 1$$

Factor por temperatura k_d

Los perfiles estarán operando a temperatura ambiente. Se considera una temperatura de 70 °F y el factor se encuentra de la siguiente manera.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (5)$$

$$k_d = 1.22$$

Factor de confiabilidad k_e

Se considera una confiabilidad de 99.9999% en los cálculos. Se determina que $z_a = 4.753$ y el factor de confiabilidad se encuentra como se muestra a continuación.

$$k_e = 1 - 0.08z_a = 1 - (0.08 * 4.753) = 0.95 \quad (6)$$

Factor por efectos varios k_f

Se considera efecto de corrosión, endurecimiento superficial y trabajo en frío en los perfiles. Para dichos efectos, se considera el siguiente factor.

$$k_f = 0.95$$

Resistencia a la fluencia

Ahora bien, utilizando los factores en la ecuación de Marin (ecuación 1), se encuentra una nueva resistencia a la fluencia que es más apegada a las condiciones del perfil utilizado.

$$S_y = 0.92 * 0.79 * 1 * 1.22 * 0.95 * 0.95 * (250MPa)$$
$$S_y = 201.75MPa$$

Ecuaciones útiles

● **Esfuerzo normal por flexión**

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (7)$$

Donde

M_{max} el momento flector máximo en el elemento

S es el módulo de sección del perfil (Cuadro 5)

● **Esfuerzo normal puro**

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \quad (8)$$

Donde

P es la carga axial en el elemento

A es el área del perfil (Cuadro 5)

● **Esfuerzo cortante por torsión**

$$\tau_{xz} = \frac{Tr}{J} \quad (9)$$

Donde

T es el momento torsor en el elemento

r es la distancia del centroide a la sección mas alejada del perfil

J es el momento polar de inercia del perfil (Cuadro 5)

- **Esfuerzos normales combinados**

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{M}{S} \quad (10)$$

Donde

M es el momento flector en el elemento

S es el módulo de sección del perfil (Cuadro 5)

P es la carga axial en el elemento

A es el área del perfil (Tabla 3)

- **Esfuerzo de Von Mises**

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2)^{1/2} \quad (11)$$

Donde

σ_x es el esfuerzo normal en el eje x σ_y es el esfuerzo normal en el eje y τ_y es el esfuerzo cortante

- **Factor de seguridad**

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma'}, \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (12)$$

Donde

S_y es la resistencia a la fluencia del acero A36 (Ecuación 1)

σ es el esfuerzo de Von Mises

σ_{max} es el esfuerzo normal máximo

- **Pandeo de Euler**

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{(0.5L)^2} \quad (13)$$

Donde

E es el módulo de elasticidad del acero A36 (Cuadro 6)

I es el momento de inercia del perfil (Cuadro 5)

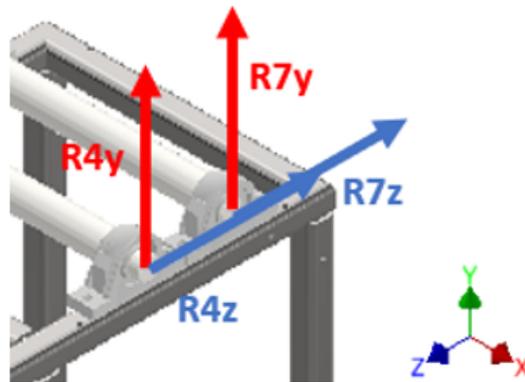
L es el largo del elemento

0.5 debido a las condiciones de empotramiento en los extremos

Análisis de elemento 1

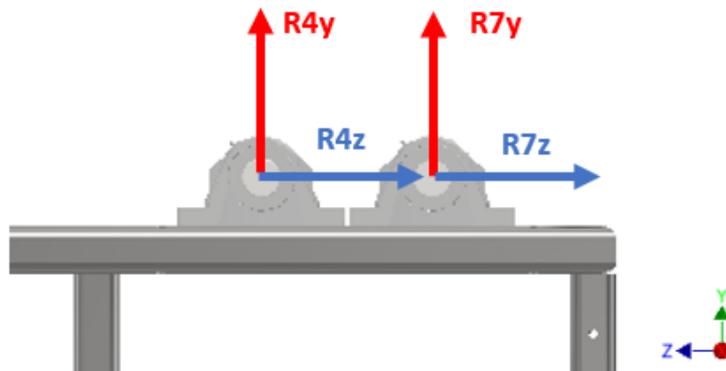
El elemento 1 es el encargado de soportar al módulo de corte de la máquina, junto al elemento 2. Los esfuerzos en este elemento están dados por las reacciones generadas en las chumaceras. Estas reacciones toman en cuenta todos los pesos del módulo de corte, así como el peso del neumático que se está triturando. A continuación, se presenta una imagen con la posición de estas reacciones producto del módulo de corte.

Figura 8: Posición de las reacciones en el elemento 1



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

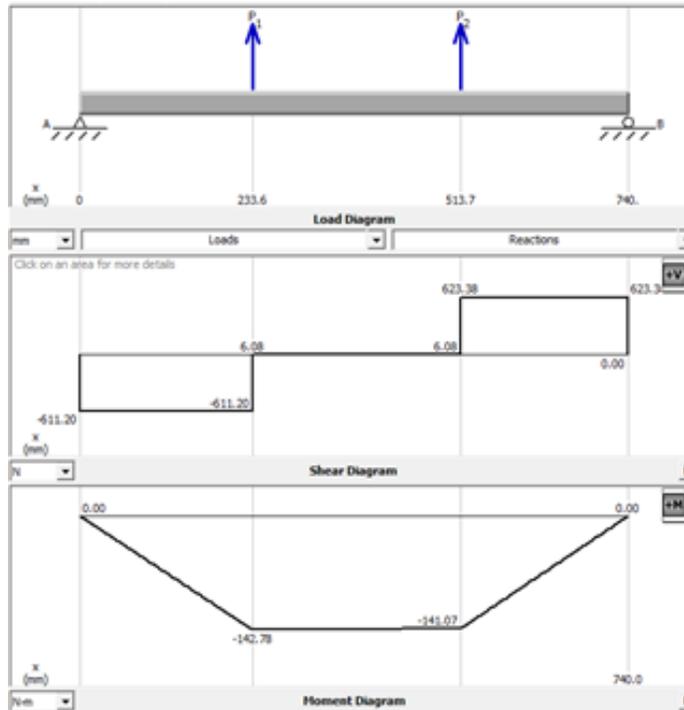
Figura 9: Posición de las reacciones en el elemento 1, vista frontal



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Es posible observar como las reacciones R4z y R7z no se encuentra en el perfil, por lo que es necesario trasladarlas. La distancia que se debe trasladar la fuerza es la medida desde el centro de la chumacera hasta su base, siendo esta de 70 mm. Al trasladar estas fuerzas, se generan momentos flectores en el perfil, así como una carga axial. Las fuerzas R4y y R7y generan flexión en el perfil. Se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el perfil para poder definir la sección crítica y el momento flector máximo.

Figura 10: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 1



Captura tomada del *software* MDSolids

Del diagrama de momento flector se puede observar que la sección crítica del perfil es la sección en la cual se encuentra la chumacera izquierda, ya que el momento flector es mayor. El esfuerzo entonces se encuentra sumando el esfuerzo normal puro generado por las cargas axiales R4z y R7z, el esfuerzo normal por flexión por el momento al haber trasladado R4z y el momento flector que causa R4y.

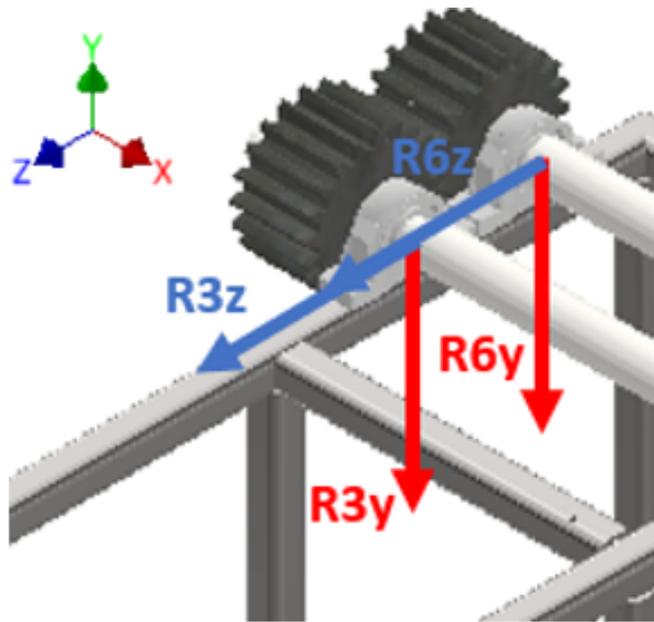
$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{M_{flec}}{S} + \frac{M_{max}}{S} = 7.8 * 10^6 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 25.86$$

Análisis de elemento 2

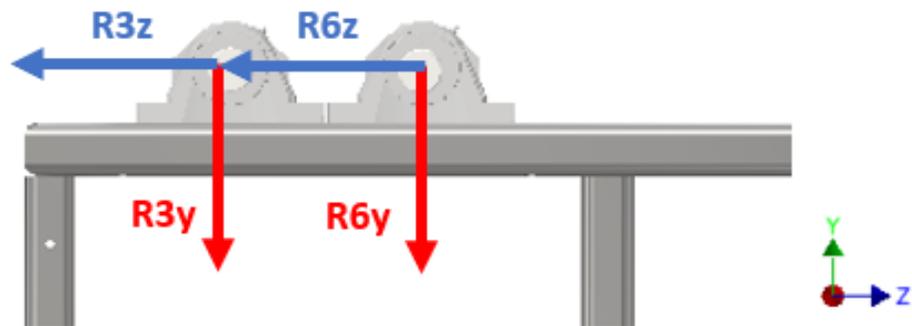
El elemento 2 es el encargado de soportar al módulo de corte de la máquina, así como la salida del módulo de transmisión de potencia. Los esfuerzos en este elemento están dados por las reacciones generadas en las chumaceras debidas a los dos módulos mencionados. Estas reacciones toman en cuenta todos los pesos del módulo de corte, así como el peso del neumático que se está triturando. A continuación, se presenta una imagen con la posición de estas reacciones producto del módulo de corte y el módulo de transmisión de potencia.

Figura 11: Posición de las reacciones en el elemento 2



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

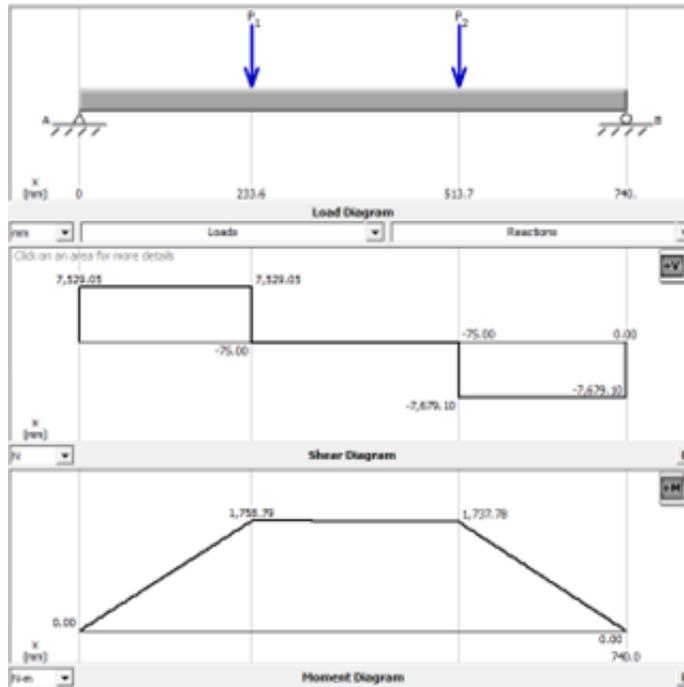
Figura 12: Posición de las reacciones en el elemento 2, vista frontal



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Es posible observar como las reacción R_{3z} y R_{6z} no se encuentran en el perfil, por lo que es necesario trasladarlas. La distancia que se debe trasladar las fuerzas es la medida desde el centro de la chumacera hasta su base, siendo esta de 70 mm. Al trasladar estas fuerzas se generan momentos flectores en el perfil, así como una carga axial. Las fuerzas R_{3y} y R_{6y} generan flexión en el perfil. Se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el perfil para poder definir la sección crítica y el momento flector máximo.

Figura 13: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 2



Captura tomada del *software* MDSolids

Del diagrama de momento flector se puede observar que la sección crítica del perfil es la sección en la cual se encuentra la chumacera izquierda, ya que el momento flector es mayor. El esfuerzo entonces se encuentra sumando el esfuerzo normal puro generado por las cargas axiales R3z y R6z, el esfuerzo normal por flexión por el momento al haber trasladado R3z y el momento flector que causa R3y.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{M_{flec}}{S} + \frac{M_{max}}{S} = 6.19 * 10^7 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 3.26$$

Análisis de elementos 3 y 4

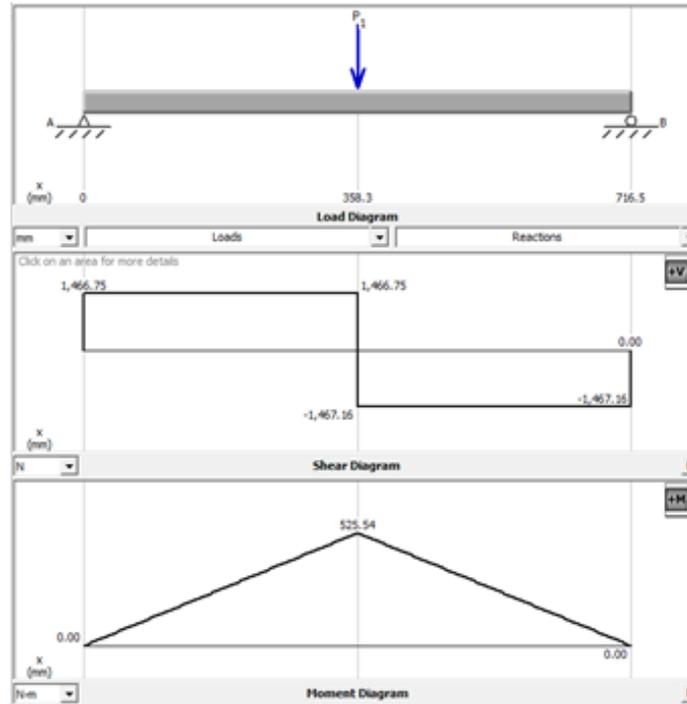
Para el análisis de estos elementos, se tomó en cuenta los pesos que estos deben de soportar. Estos pesos están dados por los lados de la base de la tolva que resguardan los costados de los ejes y la tolva. Al ser dos perfiles simétricos, se decidió dividir la carga total en dos y también aplicar estas cargas en el centro del perfil para tener un resultado más conservador.

$$P_{3,4} = g \left[\frac{(2m_{carcasaB} + m_{tolva} + m_{basetolva})}{2} \right] \quad (14)$$

$$P_{3,4} = 2,933.911N$$

Al colocar este peso en el centro de una viga de 716.5 mm, se obtuvieron los siguientes diagramas mediante el uso de MDSolids.

Figura 14: Diagramas de carga, corte y momento flector de los elementos 3 y 4



Captura tomada del *software* MDSolids

Sabiendo que esta carga causa esfuerzos normales por flexión en la viga, se continuó a encontrar el esfuerzo normal máximo a causa del momento flector, así como el factor de seguridad para estos elementos.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = 1.27 * 10^7 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 15.85$$

Análisis del elemento 5

Este elemento vertical soporta únicamente carga axial, representada por la reacción de soportar los perfiles 1 y 3, La carga axial entonces, está determinada por la suma de la reacción derecha en el perfil 1 y la derecha del perfil 3. Estas cargas se pueden hallar en los diagramas de fuerza cortante para los elementos 1 y 3.

$$P_5 = -623.30N + 1,467.16N = 843.86N$$

Sabiendo que la carga en este perfiles es axial, se concluye que el esfuerzo en este es únicamente de compresión. Se continuó a calcular el esfuerzo máximo de compresión, así como el factor de seguridad para este elemento.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} = 3.86 * 10^5 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 522.89$$

Análisis de los elementos 6, 7, 8, 14, 15, 16 y 17

De manera muy similar al elemento 5, la carga de estos elementos es únicamente axial. Dependiendo de los elementos horizontales que estos encuentren soportando y las reacciones en sus extremos, se calcularon los esfuerzos para estos perfiles verticales. Los resultados de estos cálculos pueden ser evidenciados en la tabla de resultados 12.

Pandeo de elementos verticales

Se decidió de igual manera evaluar el pandeo de los elementos verticales a carga axial para verificar que las cargas que se les está aplicando no superen a la carga crítica y, por ende, no exista pandeo en el elemento. Es importante mencionar que el largo efectivo, es decir el denominador de la ecuación de Euler, se ve reducido a la mitad ya que las condiciones en los extremos de las columnas se supone como que estas se encuentran empotradas.

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{(0.5L)^2}$$

A continuación se muestra el resultado del cálculo de carga crítica para el elemento número 5, con el fin de determinar que este no sufra pandeo en consecuencia de la carga axial que se encuentra soportando.

$$P_{crit,5} = 7.13 * 10^6 N$$

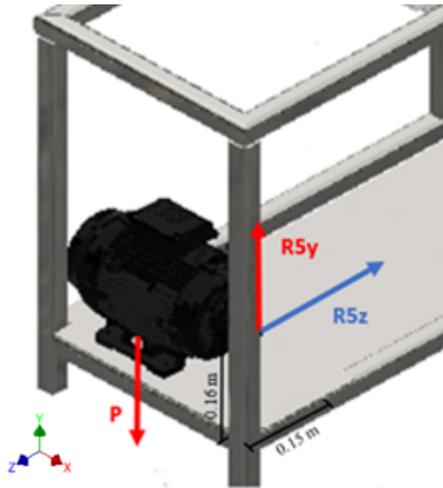
$$7.13 * 10^6 N > 843.86N$$

Se demuestra que la carga crítica es mayor a la carga axial que el elemento se encuentra soportando, por lo que este no sufrirá de pandeo. Los resultados de carga crítica para los demás elementos verticales pueden ser evidenciados en la tabla de resultados 13, determinando que ningún elemento sufrirá de pandeo.

Análisis del elemento 9

Este elemento, junto a los elementos 10 y 11 es uno de los encargados de soportar las reacciones por el peso del motor de la máquina y las reacciones que el sistema de transmisión genera en el eje del motor. El peso del motor y las reacciones de la transmisión de potencia no se encuentran centrados en medio de estos tres ejes por lo cual fue necesario trasladar las 3 fuerzas hacia el elemento. Esta configuración se muestra en la siguiente imagen.

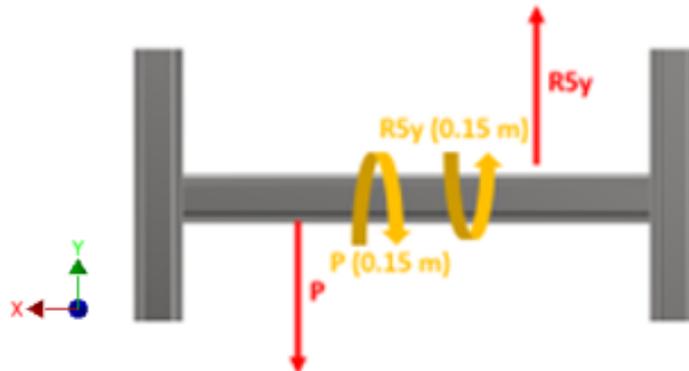
Figura 15: Posición de las reacciones en el eje del motor con respecto al elemento 9



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Las primeras fuerzas en trasladar fueron las que actúan en el eje Y. Estas fuerzas son el peso del motor de 1,672.05 N y la reacción vertical de 760.87 N. Al momento de trasladarlas, se generan dos momentos torsores. El momento torsor del peso del motor está dado por la multiplicación de la fuerza 1,672.05 N y la distancia horizontal al motor de 0.15 m. El momento torsor de la reacción del eje del motor vertical está dado por la multiplicación de la fuerza 760.87 N y la distancia horizontal de 0.15 m. El sistema fuerza par equivalente se muestra a continuación.

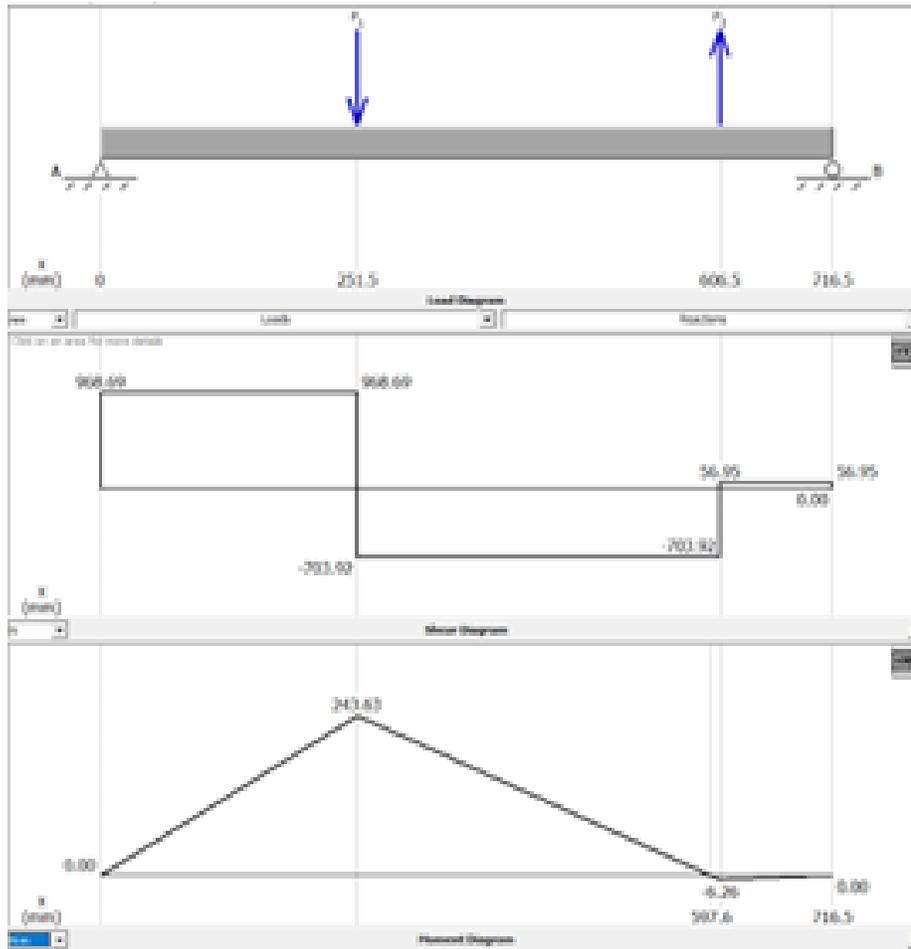
Figura 16: Sistema fuerza par de R5y y P con respecto al elemento 9



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Ahora bien, en el *software* MDSolids se encuentra el momento flector resultante de las dos fuerzas verticales que se trasladaron al elemento.

Figura 17: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 9 a causa de R5y y P

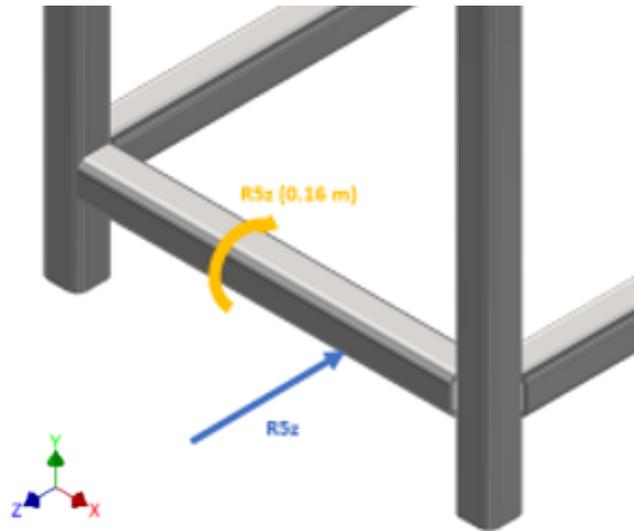


Captura tomada del *software* MDSolids

El análisis de MDSolids permite reducir las dos fuerzas verticales a un momento flector. Como se observa en la imagen, cada fuerza tiene un momento flector. Se toma en cuenta el de mayor valor para el análisis de esfuerzos en la sección crítica. En este punto, el análisis toma en cuenta un momento flector y dos momentos torsores.

Luego, se trasladó la tercera fuerza de reacción en el eje del motor de 570.08 N, que actúa horizontalmente. Al momento de trasladarla, se genera un torsor. El momento torsor está dado por el producto de la fuerza R5z y la distancia vertical al motor de 0.16 m. También se genera un momento flector alrededor del eje X por la fuerza R5z. El sistema fuerza par se muestra a continuación.

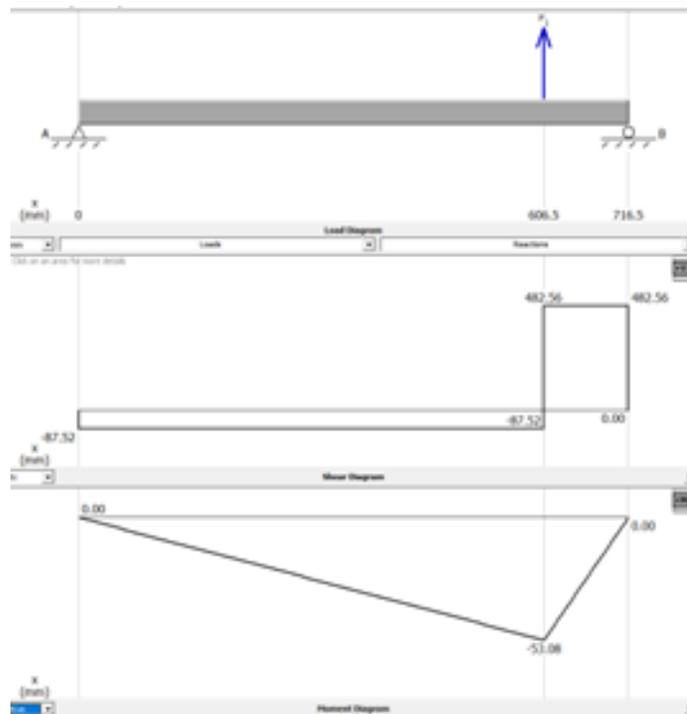
Figura 18: Sistema fuerza par de $R5z$ con respecto al elemento 9



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

El momento flector ocasionado por $R5z$ se encuentra utilizando el *software* MDSolids, como se muestra a continuación.

Figura 19: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 9 a causa de $R5z$



Captura tomada del *software* MDSolids

Ahora bien, el análisis toma en cuenta dos momentos flectores y tres momentos torsores. Los momentos flectores actúan en diferente plano. El momento flector por la fuerza R5z actúa en el eje X y el momento flector por las fuerzas verticales actúa en el eje Z. Con ello, es posible calcular un momento resultante para la flexión en dos planos.

$$M = \sqrt{((243.63Nm)^2 + (53.08Nm)^2)}$$

$$M = 249.35Nm$$

El análisis se reduce a un momento flector y tres momentos torsores. Luego, se calculan los esfuerzos en el elemento. El momento flector resultante genera un esfuerzo normal por flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = 6.58 * 10^6 Pa$$

Los tres momentos torsores generan esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_{xz} = \frac{Tr}{J} = 3.14 * 10^6 Pa$$

Teniendo combinación de esfuerzos normales y cortantes, se calcula el esfuerzo equivalente Von Mises para luego obtener el factor de seguridad del elemento.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2)^{1/2}$$

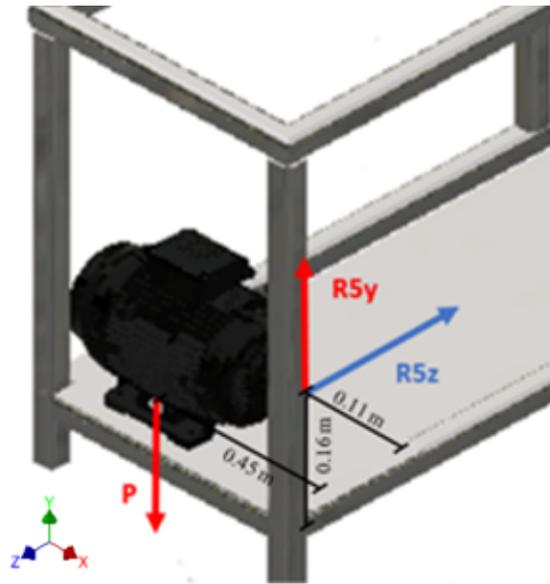
$$\sigma' = 8.54 * 10^6 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma'} = 29.26$$

Análisis del elemento 10

Este elemento, junto a los elementos 9 y 11 es uno de los encargados de soportar las reacciones por el peso del motor de la máquina y las reacciones que el sistema de transmisión genera en el eje del motor. El peso del motor y las reacciones de la transmisión de potencia no se encuentran centrados en medio de estos tres ejes por lo cual fue necesario trasladar las 3 fuerzas hacia el elemento. Esta configuración se muestra en la siguiente imagen.

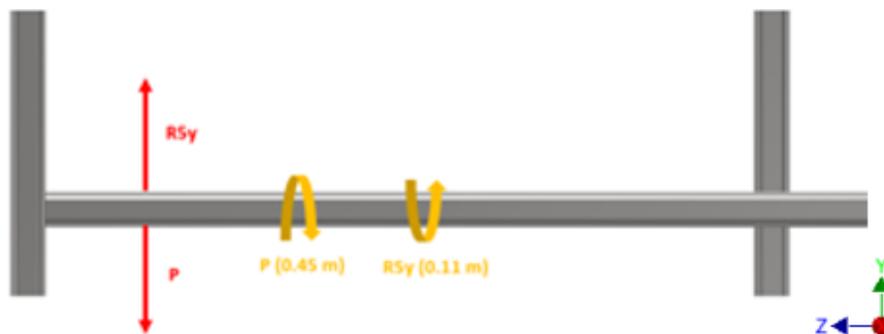
Figura 20: Posición de las reacciones en el eje del motor con respecto al elemento 10



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Las primeras fuerzas en trasladar fueron las que actúan en el eje Y . Estas fuerzas son el peso del motor de $1,672.05\text{ N}$ y la reacción vertical de 760.87 N . Al momento de trasladarlas, se generan dos momentos torsores. El momento torsor del peso del motor está dado por la multiplicación de la fuerza $1,672.05\text{ N}$ y la distancia horizontal al motor de 0.45 m . El momento torsor de la reacción del eje del motor vertical está dado por la multiplicación de la fuerza 760.87 N y la distancia horizontal de 0.11 m . El sistema fuerza par equivalente se muestra a continuación.

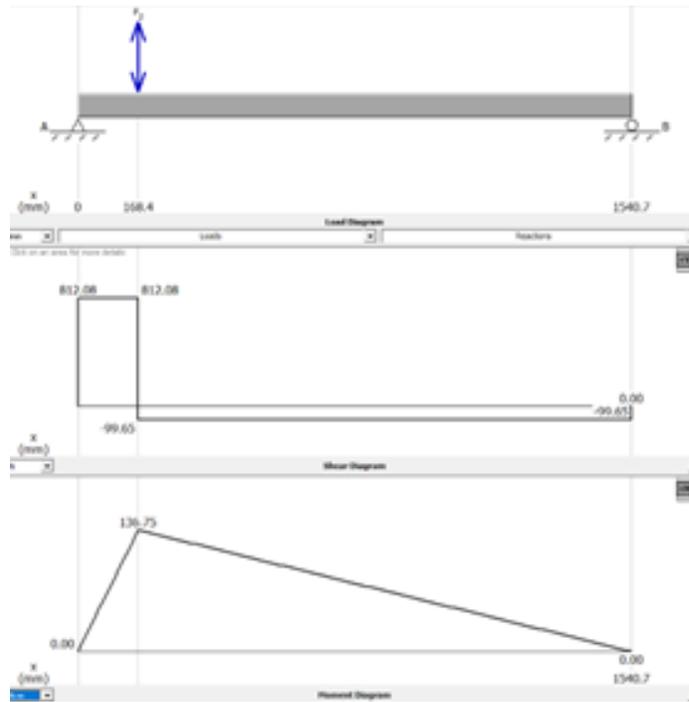
Figura 21: Sistema fuerza par de R_{5y} y P con respecto al elemento 10



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Ahora bien, en el *software* MDSolids se encuentra el momento flector resultante de las dos fuerzas verticales que se trasladaron al elemento.

Figura 22: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 10

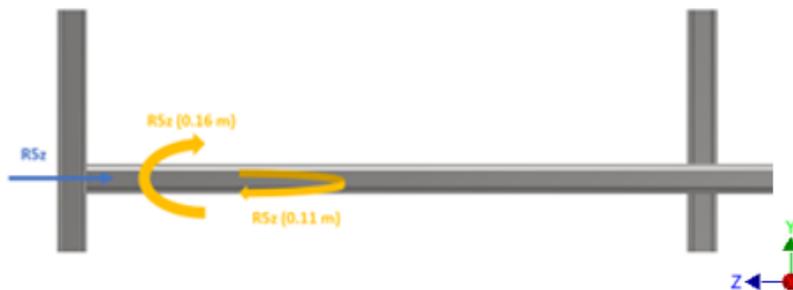


Captura tomada del *software* MDSolids

El análisis de MDSolids permite reducir las dos fuerzas verticales a un momento flector. En este punto, el análisis toma en cuenta un momento flector y dos momentos torsores.

Luego, se trasladó la tercera fuerza de reacción en el eje del motor de 570.08 N, que actúa horizontalmente. Al momento de trasladarla, genera compresión y otros dos momentos flectores. El primer momento flector actúa sobre el eje X y está dado por el producto de la fuerza R_{5z} y la distancia vertical de 0.16 m. El segundo momento flector actúa sobre el eje Y está dado por el producto de la fuerza R_{5z} y la distancia horizontal de 0.11 m.

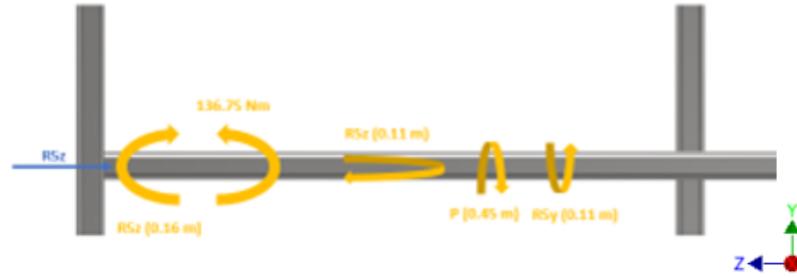
Figura 23: Sistema fuerza par de R_{5z} con respecto al elemento 10



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Ahora bien, el análisis toma en cuenta todas las fuerzas sobre el elemento. Esto resulta en tres momentos flectores, dos momentos torsores y una fuerza de compresión.

Figura 24: Sistema equivalente de R5z, R5y y P con respecto al elemento 10



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Dos de los momentos flectores actúan sobre el eje X pero en sentido contrario, por lo que es posible encontrar su diferencia. Con este nuevo momento que actúa en el eje X y el otro momento flector que actúa en el eje Y, es posible calcular un momento resultante para la flexión en dos planos.

$$M = \sqrt{((136.75Nm) - (570.08N * 0.16m)^2 + (570.08N * 0.11m)^2)}$$

$$M = 77.49Nm$$

El análisis se reduce a una fuerza de compresión, un momento flector resultante y dos momentos torsores. Con ello, se calculan los esfuerzos en el elemento.

La fuerza de compresión hace un esfuerzo normal por compresión pura y el momento flector resultante genera un esfuerzo normal por flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{M_{max}}{S} = 2.37 * 10^6 Pa$$

Los dos momentos torsores generan esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_{xz} = \frac{T_r}{J} = 9.45 * 10^6 Pa$$

Teniendo combinación de esfuerzos normales y cortantes, se calcula el esfuerzo equivalente Von Mises para luego obtener el factor de seguridad del elemento.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 1.65 * 10^7 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma'} = 15.11$$

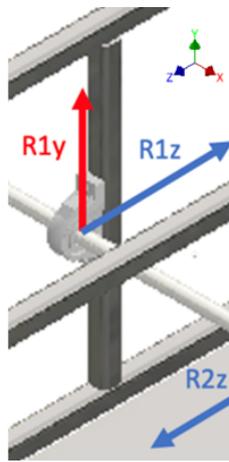
Análisis del elemento 11

El procedimiento para el cálculo de los esfuerzos en este elemento es el mismo que para el elemento número 10. La única variación es el valor de los momentos resultantes de haber trasladado las fuerzas, debido a las distancias a las que estas se encuentran del perfil. En la tabla de resultados 11 pueden ser evidenciados los resultados de esfuerzos y factor de seguridad para el elemento en cuestión.

Análisis del elemento 12

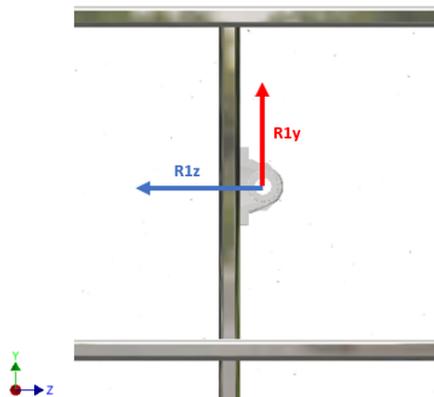
Estos elementos verticales soportan las reacciones realizadas por las poleas intermedias del sistema de transmisión de potencia. A continuación, se presenta la representación gráfica de la posición de estas cargas en el elemento.

Figura 25: Posición de las reacciones en chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 12



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

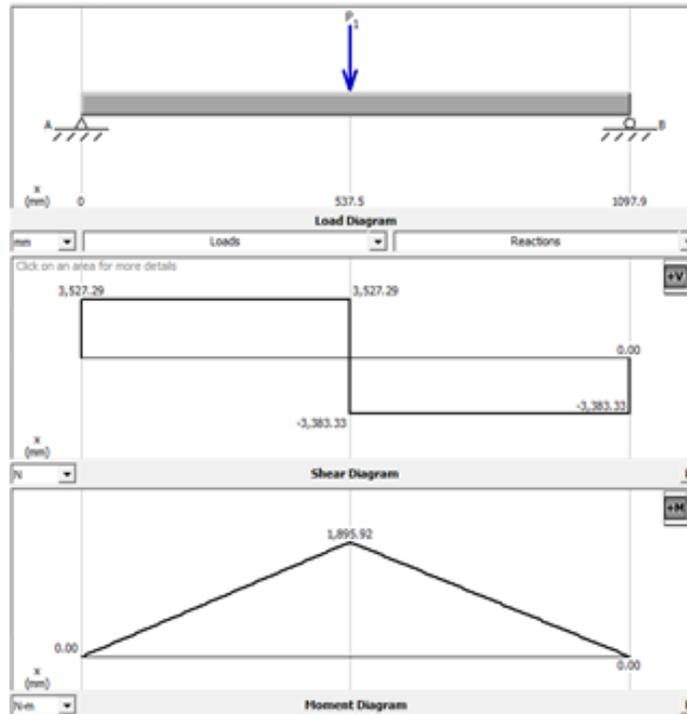
Figura 26: Reacciones de chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 12, vista frontal



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Es posible observar como la reacción R1y no se encuentra en el perfil, por lo que es necesario trasladarla. La distancia que se debe trasladar la fuerza es la medida desde el centro de la chumacera hasta su base, siendo esta de 70 mm. Al trasladar esta fuerza se genera un momento flector en el perfil, así como una carga axial. Las fuerzas R1z generan flexión en el perfil. Se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el perfil para poder hallar el momento flector máximo de la sección crítica.

Figura 27: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 12



Captura tomada del *software* MDSolids

Del diagrama de momento flector se puede determinar el momento flector mayor, determinando la sección crítica. El esfuerzo entonces se encuentra sumando el esfuerzo normal puro generado por la carga axial R1y, el esfuerzo normal por flexión por el momento al haber trasladado dicha fuerza y el momento flector que causa R1z.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{M_{flec}}{S} + \frac{M_{max}}{S} = 5.12 * 10^7 Pa$$

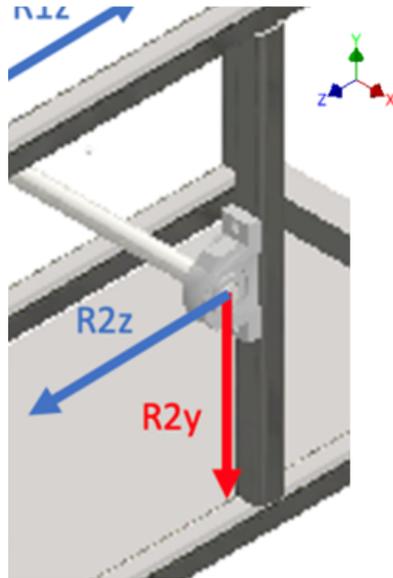
$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 3.93$$

Análisis del elemento 13

Estos elementos verticales soportan las reacciones realizadas por las poleas intermedias

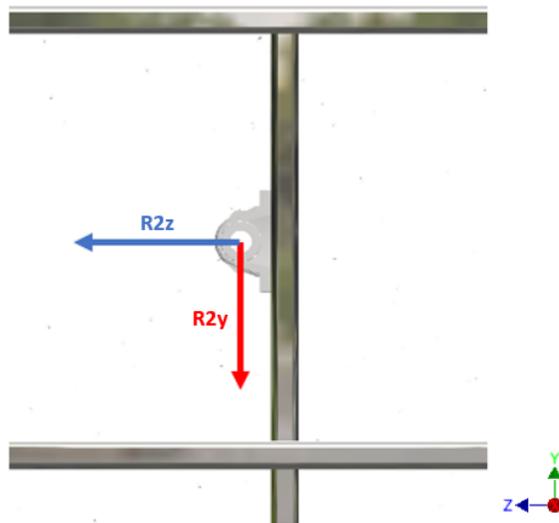
del sistema de transmisión de potencia. A continuación, se presenta la representación gráfica de la posición de estas cargas en el elemento.

Figura 28: Posición de las reacciones en chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 13



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Figura 29: Reacciones de chumaceras del eje intermedio con respecto al elemento 13, vista frontal

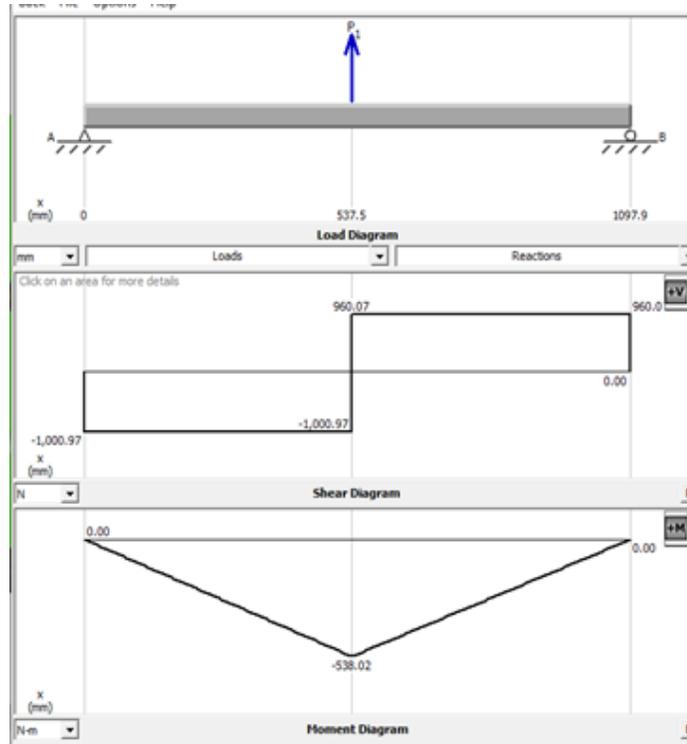


Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Es posible observar como la reacción R_{2y} no se encuentra en el perfil, por lo que es necesario trasladarla. La distancia que se debe trasladar la fuerza es la medida desde el centro de la chumacera hasta su base, siendo esta de 70 mm. Al trasladar esta fuerza se genera un momento flector en el perfil, así como una carga axial. Las fuerzas R_{2z} generan

flexión en el perfil. Se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el perfil para poder hallar el momento flector máximo de la sección crítica.

Figura 30: Diagramas de carga, corte y momento flector del elemento 13



Captura tomada del *software* MDSolids

Del diagrama de momento flector se puede determinar el momento flector mayor, determinando la sección crítica. El esfuerzo entonces se encuentra sumando el esfuerzo normal puro generado por la carga axial R2y, el esfuerzo normal por flexión por el momento al haber trasladado dicha fuerza y el momento flector que causa R2z.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{M_{flec}}{S} + \frac{M_{max}}{S} = 1.37 * 10^7 Pa$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 14.69$$

5.3.2. Cálculo de pernos

Al solo mantener la carcasa del sistema de trituración unida entre sí y a la estructura, estos pernos no se encuentran expuestos a ninguna carga externa, más que al torque al que se deben apretar para cerrar la caja y unirla a la estructura. Los pernos se deberán apretar al mismo torque, necesitando solo del cálculo del torque, y por ende la precarga, de uno

de estos. Se decidió usar un perno designación 1/2 - 13 UNC de diámetro nominal de 1/2 in, ya que el agujero de este se encuentra en un borde de 1.75 in. El material del perno es designación ASTM A307 de acero bajo en carbono, ya que no soportará cargas externas y debe ser fácil de hallar en el mercado.

$$T = KF_i d \quad (15)$$

El factor K en la ecuación es el coeficiente de torque. Este factor varia dependiendo de los tipos de acabado en los pernos. Al no tener mucha información acerca del acabado del perno que se va a utilizar, se considera que este factor es de 0.2, siendo este el valor mas común en la mayoría de casos.

Al necesitar que la unión no sea permanente, ya que se necesita abrir la caja para realizar manetimiento y reparaciones en la máquina, la precarga F_i se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$F_i = 0.75F_p \quad (16)$$

F_p es la carga de prueba y se encuentra mediante la ecuación.

$$F_p = A_t S_p \quad (17)$$

A_t es el área de la sección transversal equivalente del perno, siendo esta de 0.606 in² para la designación 1 - 8 UNC, según la Tabla 8.2 obtenida de (Shigley, 2012). S_p es la carga de prueba y para la designación ASTM A307 esta equivale a 33 kpsi.

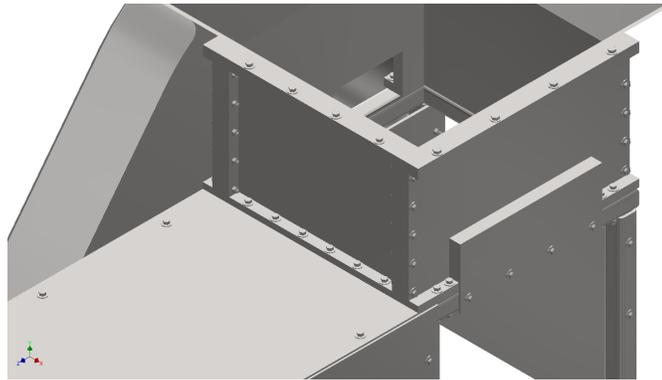
$$F_p = (0.1419in^2)(33,000psi) = 4,682.7lb$$

$$F_i = 0.75(4,682.7lb) = 3,512.03lb$$

Al tener los valores mencionados anteriormente, se procedió a calcular el torque necesario al cual se debe apretar el perno (en este caso, cada uno de los pernos).

$$T = (0.2)(3,512.03lb)(1/2in) = 351.20lbin$$

Figura 31: Posición de los pernos

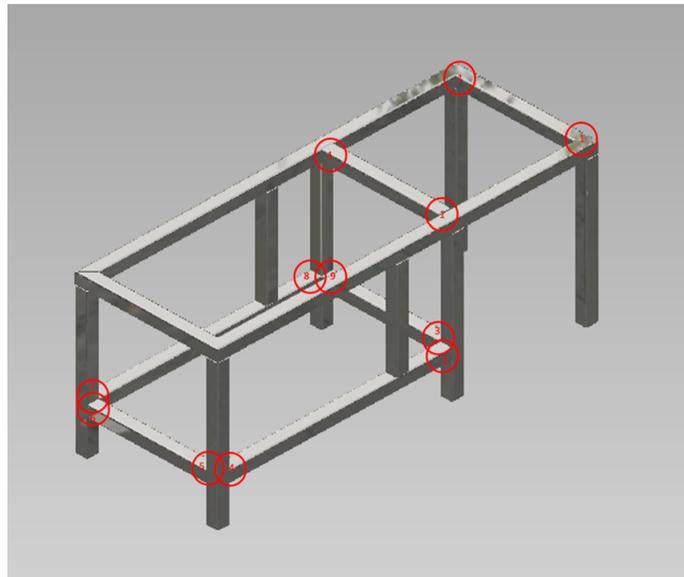


Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

5.3.3. Cálculos de soldaduras

A continuación, se presenta una imagen en la cual se identifica cada soldadura que debe de soportar esfuerzos.

Figura 32: Identificación de las soldaduras que soportan esfuerzos en la estructura



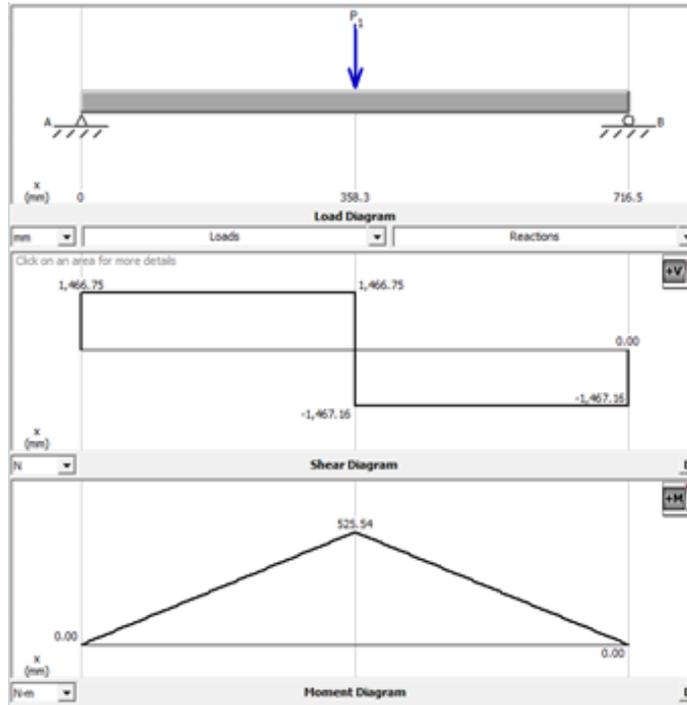
Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Se procedió a identificar que caso de esfuerzos en soldadura resultó ser cada una de las soldaduras mostradas anteriormente. Se identificó que todas las soldaduras son del caso de soldadura a flexión. En este caso es necesario calcular el corte provocado por la carga cortante y el corte provocado por el momento flector. Esto con la finalidad de calcular el esfuerzo cortante total. A continuación, se presenta como se calculó el esfuerzo cortante

total, así como el factor de seguridad tanto como del electrodo como del material base para la soldadura 1.

Como primer paso, se debe hallar la carga cortante, así como el momento flector que afecta en la soldadura. Esto se puede obtener gracias a los diagramas de corte y momento flector para los elementos 3 y 4.

Figura 33: Diagramas de carga, corte y momento flector de los elementos 3 y 4



Captura tomada del *software* MDSolids

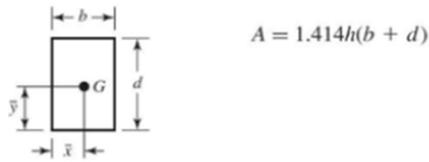
Utilizando la carga de 1,406.75 N (esta es la carga cortante ya que es la que se encuentra justo donde está la soldadura) y el momento flector de 525.54 Nm, se procedió a calcular el esfuerzo cortante primario y el esfuerzo cortante secundario.

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (18)$$

$$\tau'' = \frac{(1.414M_{max})}{bdh} \quad (19)$$

Sabiendo que la sección a soldar es rectangular, se toma en consideración que:

Figura 34: Área para soldadura de sección rectangular



Utilizando un ancho de garganta de 1 pulg para obtener una soldadura resistente, y sabiendo que la sección a soldar es el perfil cuadrado de 3"x 3", se obtuvo que:

$$\tau' = 6.22 * 10^3 Pa$$

$$\tau'' = 5.04 * 10^6 Pa$$

Conociendo el valor del esfuerzo cortante principal y el secundario, se calculó el valor para el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\tau' + \tau''} \quad (20)$$

$$\tau = 5.04 * 10^6 Pa$$

Para calcular el factor de seguridad de la soldadura, se utilizará electrodo designación E120xx para que la soldadura tenga alta resistencia comparado con las designaciones menores, ya que la máquina es de uso industrial.

$$S_{yelec} = 7.37 * 10^8 Pa$$

$$S_{yyelec} = 0.5S_{yelec} \quad (21)$$

$$n = \frac{S_{yyelec}}{\tau} = 73.14$$

Por último, se calcula el factor de seguridad del material base, utilizando el esfuerzo encontrado anteriormente pero ahora comparado a la resistencia del material base, sabiendo que este es acero A36.

$$S_y = 2.02 * 10^8 Pa$$

$$S_{yy} = 0.5S_y$$

$$n = \frac{S_{yy}}{\tau} = 20.02$$

De esta manera se concluye que la soldadura presenta un alto factor de seguridad, por lo que esta no va a fallar. Al saber que todas las soldaduras eran del mismo caso (soldadura a flexión) se realizó el mismo procedimiento mostrado anteriormente, pero variando la carga cortante, así como el momento flector, dependiendo de los diagramas de cada uno de los elementos.

5.3.4. Análisis de costos

Al momento de decidir las dimensiones de los perfiles que se utilizarían para construir la estructura, se pensó en utilizar perfiles más delgados para los elementos verticales, ya que estos soportarían cargas más bajas a los perfiles horizontales. De esta manera se decidió que los perfiles horizontales serían de dimensiones 3" x 3" x 3/8" mientras que los verticales de 2" x 2" x 3/8". Después de haber tomado esta decisión, se procedió a contactar con proveedores de estos perfiles, para poder conocer su precio. A continuación se presentan los precios más favorables encontrados.

Cuadro 7: Precios de los perfiles cuadrados, Proveedor AP Ramirez

Perfil cuadrado	Precio de 12 m
2" x 2" x 3/8"	Q. 1,450.00
3" x 3" x 3/8"	Q. 2,622.00

Sin embargo, se pensó que utilizar la misma dimensión de perfil a lo largo de toda la estructura facilitaría y simplificaría la manufactura de la estructura, en especial el proceso de soldadura. Además, perfiles más gruesos se traducen en una estructura más segura y confiable. Por estos criterios, se decidió que toda la estructura estuviese conformada por la misma dimensión de perfil, siendo esta de 3" x 3" x 3/8".

Para el diseño de las guardas de la estructura se decidió utilizar la lámina más delgada que se pudiese encontrar en el mercado, ya que estas solo sirven para resguardar la máquina y no soportan esfuerzos. De esta manera se decidió que la lámina para las guardas tendría que ser Norma A36 1/8" de espesor. Las tolvas de alimentación y de salida fueron diseñadas con una lámina más gruesa, para poder ser más resistentes al desgaste por el contacto con el caucho de los neumáticos. La lámina seleccionada para esto fue Norma A36 1/4". Finalmente, para poder resguardar al módulo de corte de manera efectiva y segura se decidió diseñar con lámina Norma A36 1 1/2".

A continuación se muestra la cotización final realizada para la estructura de la trituradora de neumáticos.

Cuadro 8: Cotización de la estructura de la máquina, Proveedor AP Ramirez

Material	Descripción	Precio (Q)	Cantidad	Total (Q)
Tubo estructural cuadrado Acero A36 3"x3"x3/8" (10)	Estructura de la máquina	2,622.00	4	10,488.00
Lámina Norma A36 1/8" (4x10)	Guarda superior estructura	1,357.00	4	5,428.00
	Guarda frontal estructura			
	Guarda posterior estructura			
	Guarda lateral derecha estructura			
	Guarda lateral izquierda estructura			
	Guarda de chumaceras			
	Guarda de poleas			
Lámina Norma A36 1/4" (4x8)	Tolva de alimentación	2,172.00	2	4,344.00
	Tolva de recolección			
	Base de motor			
Lámina Norma A36 1 1/2" (4x4)	Caja del sistema de trituración	6,567.00	1	6,567.00
			TOTAL	26,827.00

De esta manera se puede determinar que el precio total de la estructura de la trituradora de neumáticos es de Q.26,827.00.

5.3.5. Simulación de la estructura: Álisis de elementos finitos

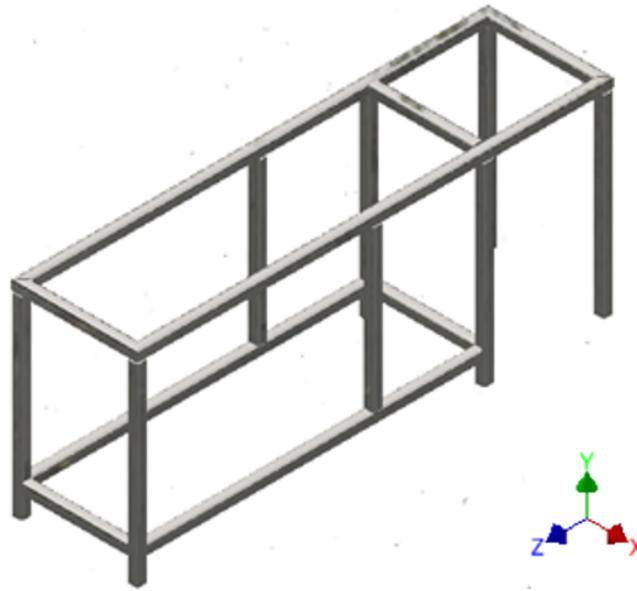
Resumen del análisis

Se realizó la simulación de esfuerzos mediante el análisis de elementos finitos en el software *ANSYS, Inc.* para la estructura de la máquina trituradora diseñada. Para esto se realizó un análisis estático estructural en el sistema, añadiendo cada una de las cargas producto de soportar a los módulos de potencia y corte, con el fin de encontrar el valor de la deformación total, la deformación en el eje Y, el esfuerzo normal, el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad a lo largo de la estructura analizada. Los objetivos de esta simulación son encontrar cuál es la zona crítica de la estructura y definir si esta fallará cuando la máquina se encuentre funcionando. Como resultados principales de esta simulación, se obtuvo la deformación total máxima de 1.28 mm, el esfuerzo normal máximo de 106.51 MPa y el esfuerzo equivalente máximo de 96.44 MPa. Así mismo, se encontró el factor de seguridad mínimo que se debe tomar en cuenta a lo largo de la estructura, siendo este de 2.58. Como conclusión de la simulación se tiene que la estructura no va a fallar al aplicar las cargas, debido a que los esfuerzos ocasionados por soportar dichas cargas son menores a la resistencia del material del cual está fabricada la estructura.

A. Descripción de tipo de análisis

El sistema a analizar es la estructura de una máquina trituradora de neumáticos. Esta se encuentra compuesta en su totalidad de perfiles cuadrados de las mismas dimensiones. La estructura es la encargada de soportar las reacciones generadas por los módulos de transmisión de potencia y corte de la máquina. Se consideró que la máquina funcionaría con cargas que se mantendrían constantes a lo largo de la estructura, por lo que el tipo de análisis a realizar en el software de simulación *ANSYS, Inc.* es un análisis estático estructural. Esta simulación ha de demostrar que la estructura de la trituradora soporta los esfuerzos generados a partir de las cargas, sin sufrir deformaciones elevadas.

Figura 35: Estructura de la trituradora de neumáticos



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

B. Materiales y sus propiedades

Para asegurar resultados apegados a la realidad se debe de asignar el material adecuado con sus respectivas propiedades a cada uno de los elementos que conforman la estructura. Esta se diseño con perfiles de acero estructural A36 en su totalidad. A continuación, se presenta la tabla de propiedades de interés para un análisis estático estructural del material utilizado. Las propiedades del material utilizado para esta simulación fueron obtenidas en la librería Matweb, gracias a los proveedores a los cuales se consultó sobre la disponibilidad de los perfiles a utilizar.

Cuadro 9: Propiedades del acero A36 para la simulación

Propiedad	Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	315	MPa
Resistencia última a la tensión	400	MPa
Módulo de Young	200	GPa
Relación de Poisson	0.26	-

Fuente: (Matweb, [2022](#))

C. Modificación de la geometría

La geometría de la estructura fue diseñada en el *CAD software Autodesk Inventor Professional*®), haciendo uso de perfiles cuadrados de dimensiones AISC 3" x 3" x 3/8". Para facilitar la creación del mallado en el software de simulación, así como el cálculo del modelo matemático, se decidió eliminar los redondeos en los bordes interiores y exteriores de los

perfiles. Cabe recalcar que la supresión de estas complejidades en la geometría no suponen una alteración significante en los resultados.

Así mismo, con la función “Face Split” en el apartado de geometría, se recortaron las caras donde existen cargas puntuales en la estructura. Esto se realiza con el motivo de crear un pequeño segmento en la cara donde se desea agregar la carga para poder simular esta como una carga puntual y no una carga distribuida.

Figura 36: Estructura sin redondeos

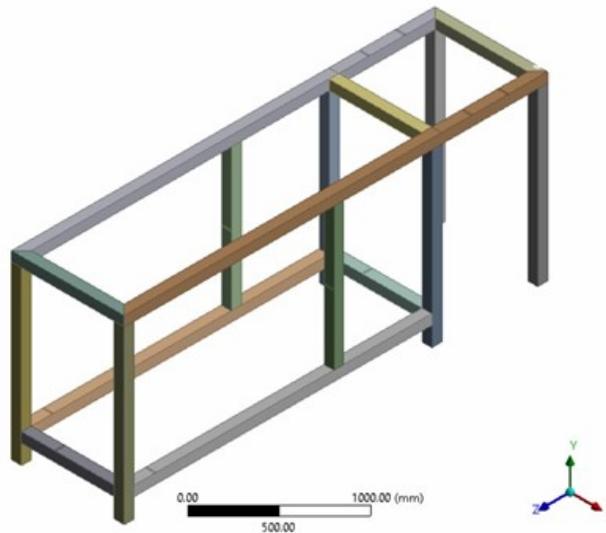


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 37: Caras de la estructura con “Face Split”

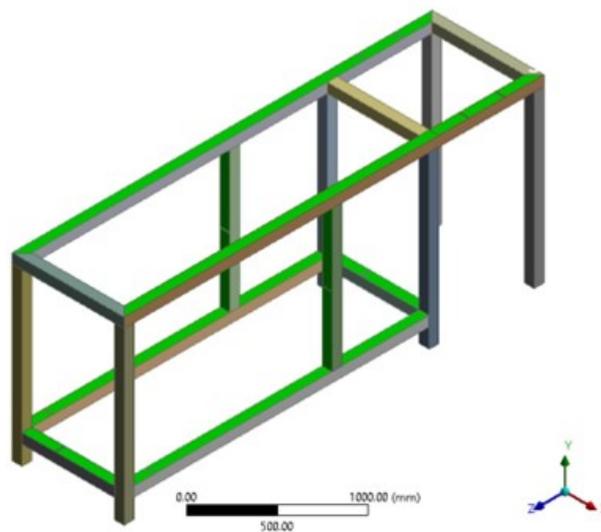


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 38: Segmentos para aplicar cargas puntuales

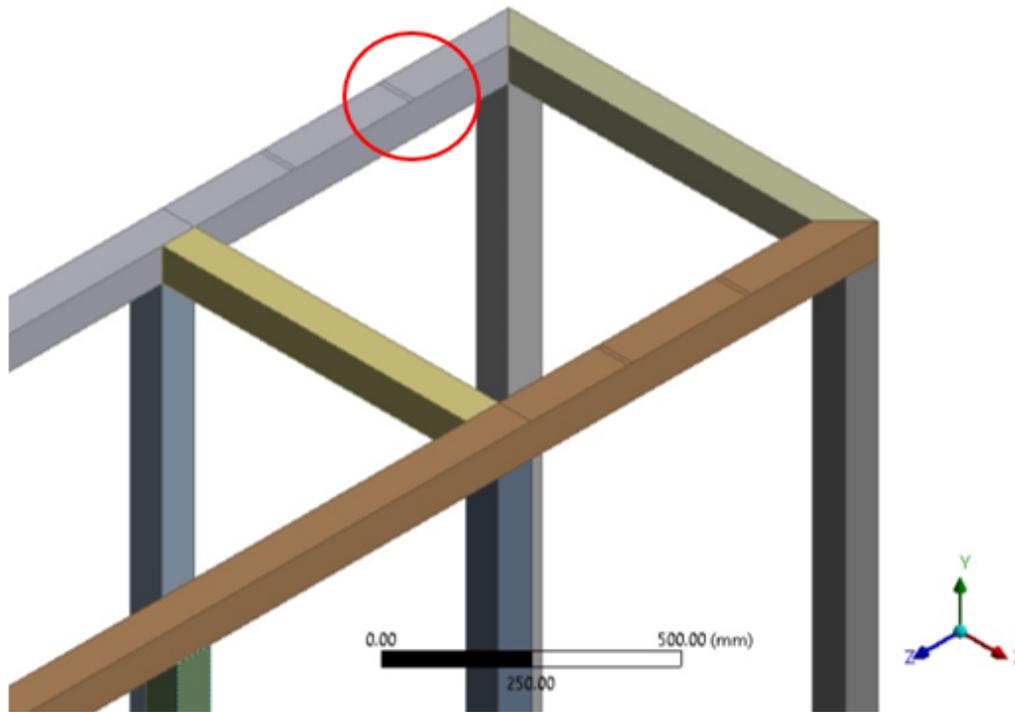


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

D. Cargas y soportes

Las cargas soportadas por la estructura corresponden a las reacciones generadas en los ejes producto de los módulos de corte y potencia de la máquina, transmitida hacia la estructura mediante las chumaceras que sostienen a los ejes. Estas reacciones pueden ser examinadas en el Cuadro 4. De la Figura 7 se puede determinar la representación gráfica de estas reacciones en la estructura.

La parte de la estructura donde se encuentra el sistema de corte también es la responsable de soportar a la tolva de alimentación del sistema de trituración. Al tener un diseño simétrico, cada lado que soporta la tolva deberá soportar la mitad del peso total en cada lado. Las cargas que cada elemento debe soportar por el peso de la tolva se muestran en la tabla a continuación. Se muestra de igual manera la posición en la cual se colocó cada una de estos pesos.

Cuadro 10: Cargas producto de peso de la tolva

Peso soportado	Valor	Dimensional
Laterales P1	2,933.91	N
Frontal y trasero P2	2,256.19	N

Figura 39: Posición de cargas por peso de la tolvas

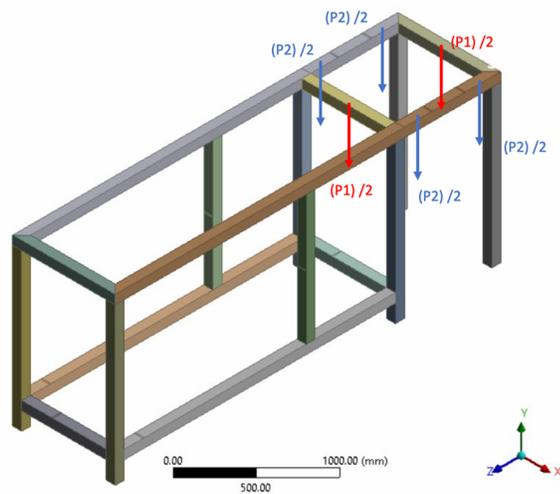


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Por último, por parte de las cargas, se tienen las reacciones producto de soportar el motor y las reacciones en su eje. Para poder simular estas cargas, ya que el motor no se encuentra directamente sobre los perfiles de la base, se debió trasladar la fuerza generada por su peso y por las reacciones en su eje. Esto genera momentos flectores y torsores en los perfiles, como se pudo ver en los cálculos teóricos. A continuación, se presenta la posición de estos, así como las reacciones del eje del motor y el peso del motor en los perfiles de la estructura.

Figura 40: Posición de los momentos por trasladar el peso y las reacciones del motor

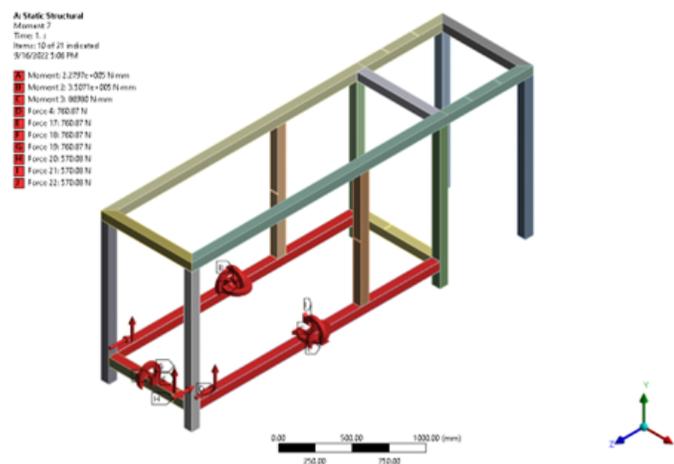


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Finalmente, se agregó el soporte del modelo. Este soporte fijo se encuentra en la base de las seis patas de la estructura, ya que de esta manera es en la cual se colocará una vez la máquina sea ensamblada. Estos soportes simulan como la estructura debe quedar fija sobre

el suelo.

Figura 41: Soportes en la estructura

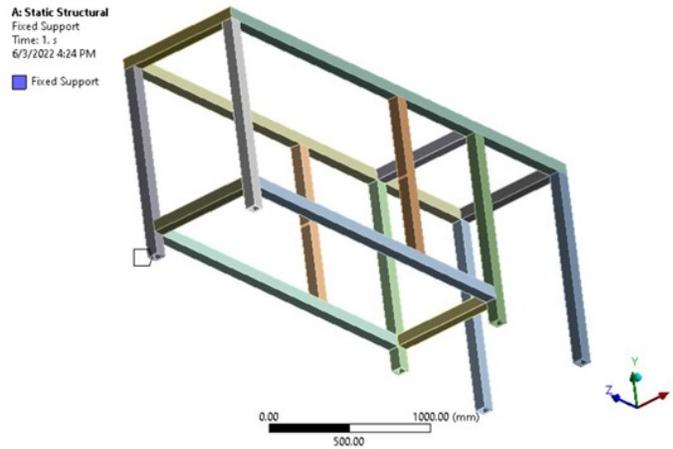


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

E. Contactos

Es importante definir los contactos entre los elementos del sistema a analizar correctamente para obtener resultados confiables. Se debe buscar que los contactos sean sumamente parecidos a como la estructura estará unida en la realidad. Para este caso, todos los perfiles de la estructura irán unidos por conexiones permanentes, es decir, soldadura. El tipo de contacto que mejor simula esto es el contacto “Bonded” por lo que todos los contactos realizados deben ser tipo bonded. A continuación un ejemplo del contacto.

Figura 42: Ejemplo de contacto “Bonded”

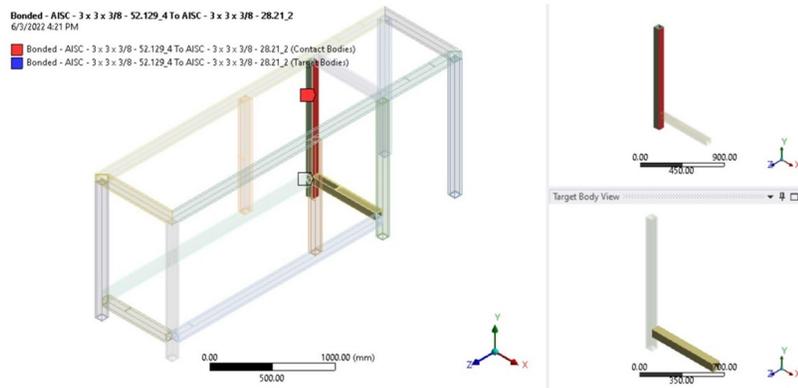


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

F. Mallado

Otro aspecto importante para la correcta simulación es un mallado de buena calidad, es decir, simple en geometría y fácil de modificar. Para medir la calidad de un mallado, se

puede observar el “Skewness” que este presenta. Este es un valor que va desde 0 hasta 1 y entre más pequeño sea, mejor será la calidad del mallado. Teniendo esto en cuenta, se realizó el mallado base que el software de *ANSYS, Inc.* otorga y se analizó el skewness que presentó. Este fue en promedio de 0.87, por lo que se decidió aplicar algunos métodos para mejorar la calidad del mallado. El método “Multizona” logra generar elemento cúbicos a lo largo de la estructura. Sabiendo que en la estructura, predomina la forma cuadrada, se aplicó el método multizona. De igual manera, se aplicó un “Sizing” para generar elementos con un tamaño de 50 mm. Con el método multizona y el sizing de 50 mm se obtuvo un skewness promedio de 0.49, siendo este un buen valor.

Figura 43: Skewness por cantidad de elementos

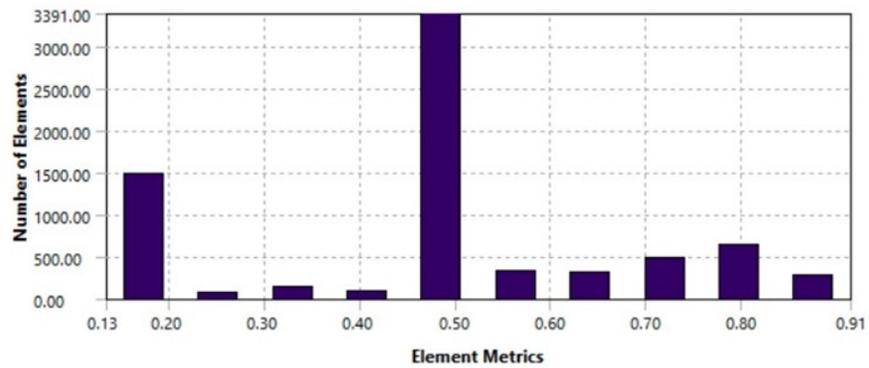


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 44: Mallado del modelo con Multizona y Sizings

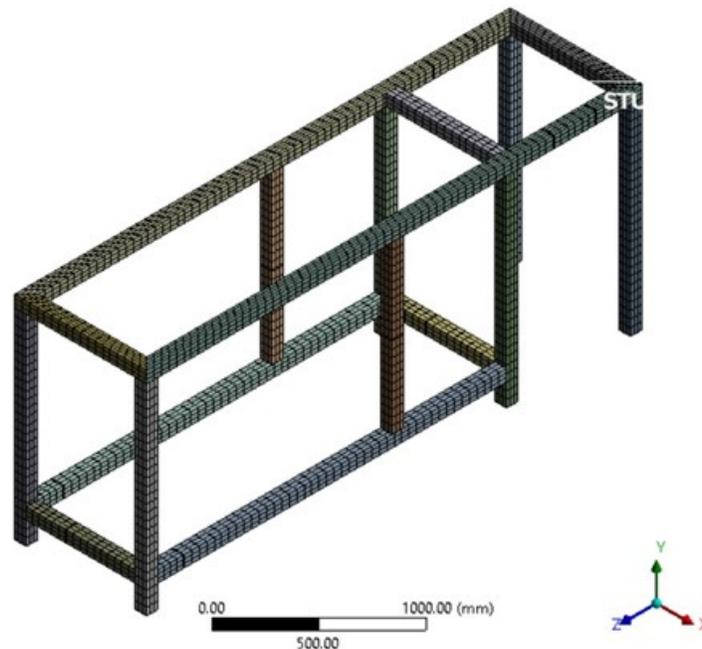


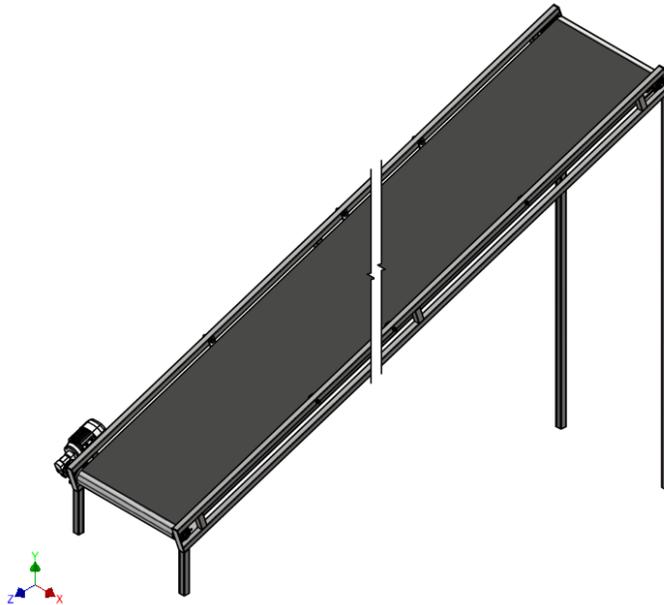
Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

5.4. Parámetros de diseño del sistema de alimentación

Selección del sistema de alimentación

Para el diseño del sistema de alimentación adicional, como preámbulo, se tuvo que decidir que tipo de sistema se adecuaría mejor a la máquina trituradora. Se decidió que un buen sistema de alimentación sería una banda transportadora, debido a la gran capacidad de transporte, rentabilidad económica, fácil adaptación y diseño que presentan estos equipos.

Figura 45: Banda transportadora de alimentación



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Para poder empezar con el diseño de los parámetros de interés del sistema se identificaron algunos datos que servirían como punto de partida. A continuación, se enlistan cuales fueron estos datos.

- Tipo de material de transporte: Caucho, del cual se constituyen los neumáticos.
- Material de la banda: Poliéster, al ser un material con alta resistencia al desgarro y alta elasticidad. Es altamente moldeable, cuenta con bajo porcentaje de deterioro y baja extensibilidad (AyJ, [2020](#)).
- Altura alcanzada por la banda (H): 2.22 m
Se decidió que la altura sería 2.22 m ya que la entrada de la tolva de alimentación de la trituradora se encuentra a 2.52 m sobre el nivel del suelo. La banda se encontrará 30 cm elevada, para no tener contacto con el suelo.
- Ángulo de inclinación de la banda (ϕ): 18°

La inclinación máxima de estos dispositivos para transportar materiales con densidad de valor equivalente a la del caucho es 18° . Se decidió usar la máxima inclinación posible para poder disminuir la longitud de la banda (Rodríguez, 2020) (Tabla 5).

- Longitud de la banda (L): 7.18 m

Al saber la altura que la banda transportadora debe alcanzar y el ángulo de inclinación de esta, es posible formar un triángulo rectángulo con el fin de encontrar cual sería el valor de la longitud de transporte la banda.

- Ancho de la banda (B): 740 mm

El diámetro máximo de neumáticos aceptados por la máquina trituradora es de 740 mm, por lo que es la medida de ancho de banda que se necesita en el diseño.

- Separación entre rodillos del ramal superior: 1 m

El ancho de banda es de 740 mm y el peso específico del caucho es mayor a 0.6 Ton/m^3 (Rodríguez, 2020) (Tabla 4).

- Separación entre rodillos del ramal inferior: 3 m

Se recomienda tener 3 m de separación para todos los anchos de banda menores a 2,000 mm (Rodríguez, 2020) (Tabla 4).

- Velocidad de avance de la banda (v): 2.00 m/s

La velocidad de avance de la banda está dada por la capacidad de trituración de la máquina trituradora. Esta cuenta con una capacidad de 70.29 ton/h . Suponiendo que cada neumático tiene un peso de 70 kg, para poder recolectar 70.29 toneladas de material en una hora, se deberán triturar 1,004 neumáticos cada hora. Esto supone que un neumático tendrá que ser entregado cada 3.59 segundos al sistema de trituración. Si el neumático debe viajar una distancia de 7.18 m hasta la tolva, entonces se determina que la velocidad de avance de la cinta deberá ser de 2.00 m/s .

Potencia de accionamiento de la banda

La potencia total de accionamiento de una banda transportadora puede ser descrita como la suma de tres potencias parciales, las cuales son:

P1, siendo esta la potencia necesaria para mover la banda de manera horizontal, cargada y en vacío.

P2, refiriéndose a la potencia requerida para elevar la carga de transporte hasta la altura determinada.

P3, potencia para vencer la fricción de los elementos auxiliares en la banda.

Potencia necesaria para mover la banda de manera horizontal, cargada y en vacío

La primera potencia parcial se calcula para poder hallar la potencia necesaria para vencer peso de la misma banda, el peso del material a transportar y rozamientos de elementos obligatorios como rodillos y tambores.

La fórmula a continuación se emplea para poder encontrar el valor de dicha potencia:

$$P1 = \frac{(C_b * v + Q_m)}{(C_l * K_f)} \quad (22)$$

Donde,

C_b es el factor de anchura de la banda, siendo este de 126 kg/s dependiendo del peso específico del caucho y del ancho de la banda (Rodríguez, 2020) (Tabla 7).

v es la velocidad de avance de la banda, siendo esta de 2.00 m/s.

Q_m es la capacidad de transporte de la banda, siendo esta de 70.29 ton/h.

C_l se refiere al factor de longitud, tomando como valor 222 /m dependiendo del largo de la banda (Rodríguez, 2020) (Tabla 8).

K_f es el factor de servicio del sistema, dependiendo de las condiciones de trabajo. Se toma 1 como su valor al tener condiciones de trabajo normales (Rodríguez, 2020) (Tabla 9).

$$P1 = 1.45kW$$

Potencia necesaria para elevar la carga hasta la altura determinada

La segunda potencia parcial se calcula para conocer cuanto es necesario añadir a la capacidad para que la banda sea capaz de elevar la carga que transporta hasta la altura determinada del diseño. La fórmula para calcular esta potencia se encuentra a continuación:

$$P2 = \frac{(H * Q_m)}{367} \quad (23)$$

Donde,

H es la altura alcanzada por la banda transportadora, siendo esta de 2.22 m.

Q_m es la capacidad de transporte de la banda, siendo esta de 70.29 ton/h.

$$P2 = 0.43kW$$

Potencia adicional de equipos auxiliares

Esta potencia parcial se calcula para conocer cuanta potencia es necesaria para vencer la fricción que se genera al añadir elementos auxiliares en la banda transportadora. Estos dispositivos pueden ser Trippers, dispositivos de limpieza y guías de carga. Para este diseño, no se implementarán dispositivos auxiliares ya que la carga a transportar no se encuentra en granos. Los elementos auxiliares ayudan al transporte del material en este estado, pero al transportar únicamente neumáticos, la banda no necesitará de estos elementos.

$$P3 = 0kW$$

Potencia total necesaria

La potencia total necesaria para accionar la banda transportadora es equivalente a la suma de las tres potencias parciales calculadas anteriormente. Esta es la potencia que se deberá proporcionar al tambor motriz de la banda transportadora.

$$PT = P1 + P2 + P3 \quad (24)$$

$$PT = 1.87kW$$

Potencia del motor eléctrico

El tambor motriz de una banda transportadora convencional es accionado por un motor eléctrico. Estos dispositivos cuentan con distintos rendimientos o eficiencias, por lo que hay que tomar en cuenta este factor para saber la potencia requerida para seleccionar un motor para el diseño. La potencia requerida por el motor eléctrico se calcula de la siguiente manera:

$$P_M = \frac{PT}{\eta} \quad (25)$$

Donde,

PT es la potencia total necesaria, siendo esta de 1.87kW

η es la eficiencia del motor eléctrico, siendo esta de 0.91 en la mayoría de los casos.

$$P_M = 2.06kW$$

Sabiendo este valor es posible seleccionar un motor con una potencia normalizada de 2.2 kW (Rodríguez, 2020) (Tabla 11).

Resistencia mínima a la tracción de la banda

Después de haber calculado la potencia total de accionamiento transmitida al tambor motriz se debe calcular la resistencia mínima que debe tener la banda de transporte para poder eliminar cualquier probabilidad que exista una rotura. La resistencia es como mínimo la fuerza de tracción máxima que el tambor motriz genere en la banda.

Normalmente, se suelen utilizar fórmulas experimentales proporcionadas por los fabricantes de las bandas transportadoras. En este diseño, se utilizará la expresión brindada por el fabricante Forbo Movement Systems (Rodríguez, 2020). La fórmula se presenta a continuación.

$$F_b = \frac{(PT * C_1 * 1000)}{v} \quad (26)$$

Donde,

PT es la potencia total de accionamiento, siendo de 1.87 kW.

v es la velocidad de avance de la banda, siendo esta de 2.00 m/s.

C_1 es el factor de servicio de la banda, dependiente del ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz, el tipo de recubrimiento de la banda y las condiciones de la superficie en las cuales se encuentra el tambor motriz. Se decidió un ángulo de contacto de 180° al tener la banda totalmente tangencial al tambor, un recubrimiento V3 al ser muy común para la aplicación y un estado de superficie seco de la superficie del tambor motriz. Esto resulta en un factor de servicio de 1.5 (Rodríguez, 2020) (Tabla 12).

$$F_b = 1,406.96N$$

Una vez calculada la fuerza máxima de tracción de la banda, se debe calcular el valor de la resistencia nominal mínima que esta debe tener. A continuación, se muestra la expresión para conocer este valor:

$$R = \frac{(F_b * C_s)}{B} \quad (27)$$

Donde,

F_b es la fuerza máxima de tracción proporcionada por el tambor, siendo esta de 1,406.96 N.

B es el ancho de la banda, siendo de 740 mm.

C_s es el coeficiente de seguridad de banda, siendo este de 10 ya que la banda es textil y no cuenta con cables de acero (Rodríguez, 2020) (Tabla 5).

$$R = 19.01N/mm$$

Conociendo el valor de la resistencia a la tracción mínima de la banda, es posible seleccionar una banda con una resistencia nominal superior a la calculada. Para esto se suelen utilizar tablas normalizadas de los distintos fabricantes. La selección hecha en este caso es una banda con una resistencia nominal de 126 N/mm (Rodríguez, 2020) (Tabla 13).

Tensiones de trabajo de la banda transportadora en estado estacionario

El tambor motriz genera fuerza de arrastre en la banda de transporte, originando una serie de tensiones en los ramales de la banda. Estas tensiones no suelen ser uniformes en toda la banda, estando un ramal de la banda sometido a más tensión que el otro ramal situado al lado contrario del tambor motriz. La relación de las tensiones en cada ramal de la banda se puede definir mediante la ecuación de Euler-Eytelwein mostrada a continuación:

$$\frac{T1}{T2} = e^{(\mu*\alpha)} \quad (28)$$

Donde,

T1 es la tensión del ramal mas tenso de la banda.

T2 es la tensión del ramal menos tenso de la banda.

μ es el coeficiente de fricción entre la banda y el tambor, dependiendo del estado de la superficie del tambor y si la banda cuenta con recubrimiento. Suponiendo una superficie seca y que la banda cuenta con recubrimiento V3, entonces el coeficiente de fricción será 0.40 (Rodríguez, 2020)(Tabla 14).

α es el ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz en radianes, siendo este de 180° o π radianes.

Por otra parte, la fuerza tangencial que el tambor motriz transmite a la banda se da por la diferencia entre las tensiones a un lado y al otro del tambor motriz. La diferencia entre las tensiones del lado flojo y el lado tenso es esta fuerza tangencial.

$$T1 = Ft + T2 \quad (29)$$

Para lograr calcular la fuerza tangencial que el tambor motriz transmite a la banda se puede utilizar la siguiente expresión en la cual se ve incluida la potencia total requerida por el sistema de transporte:

$$Ft = \frac{(PT * 1000)}{v} \quad (30)$$

Donde,

PT es la potencia total de accionamiento, siendo de 1.97 kW.

v es la velocidad de avance de la banda, siendo esta de 2.00 m/s.

$$Ft = 937.97N$$

Sustituyendo en las ecuaciones para las tensiones de trabajo y resolviendo ambas ecuaciones simultáneamente se obtienen los valores para las tensiones de trabajo en estado estacionario.

$$T1 = 1,311.13N$$

$$T2 = 373.16N$$

Tensiones de trabajo de la banda transportadora en estado no estacionario

Anteriormente, se calcularon las tensiones de trabajo de la banda en estado estacionario, es decir, cuando la banda trabaja a velocidad constante. Sin embargo, al momento de arrancar la banda se producen picos de tensión debido a que la máquina deberá proporcionar un incremento de fuerza adicional al estado estacionario para poder brindar de aceleración a las masas del sistema y moverlas de su estado de reposo. Sabiendo esto, se vuelve importante conocer los valores máximos de las tensiones en estado de arranque para evitar daños en la banda. Se considera que la fuerza tangencial máxima en el arranque no debe ser mayor de 1.6 veces la fuerza tangencial en estado estacionario (Rodríguez, 2020). De esta manera:

$$Ft_A = 1.6 * Ft \quad (31)$$

$$Ft_A = 1,500.75N$$

De igual manera, para calcular las tensiones de trabajo T1 y T2 en el arranque de la máquina se deberá tener en cuenta un mayor coeficiente de fricción, evitando de esta manera que exista deslizamiento de la banda y el tambor motriz durante el período de arranque. El incremento del coeficiente de fricción se estima como (Rodríguez, 2020):

$$\mu_A = \mu + 0.05 \quad (32)$$

Conociendo estos nuevos supuestos para el estado no estacionario de la banda, se puede volver a calcular las tensiones de los ramales de la banda con las ecuaciones planteadas en el apartado del estado estacionario.

$$T1_A = 1,983.12N$$

$$T2_A = 482.37N$$

Diámetro y velocidad de giro del tambor motriz

Mediante la norma DIN-22101 se puede establecer el diámetro mínimo que deberá tener el tambor motriz del sistema de banda transportadora. La expresión establecida por la norma se muestra a continuación.

$$DT_{min} = \frac{(36 * Ft)}{(p * \pi * \alpha * B)} \quad (33)$$

Donde,

Ft es la fuerza tangencial en estado estacionario, siendo de 937.97 N.

α es el ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz en grados, siendo este de 180°.

B es el ancho de la banda, siendo este de 0.740 m.

p es la capacidad de transmisión entre el tambor y la banda, siendo este de 1,800 kg/m² usualmente para estos dispositivos (Rodríguez, 2020).

$$DT_{min} = 44.83mm$$

Conociendo el diámetro mínimo, se puede seleccionar un tambor de diámetro nominal establecido por la norma DIN-22101. El tambor escogido será de 100 mm (Rodríguez, 2020) (Tabla 15). Conociendo el diámetro seleccionado para el tambor motriz, se puede calcular la velocidad de giro de este mediante la fórmula a continuación:

$$nT = \frac{(v * 60)}{(\pi * DT)} \quad (34)$$

Donde,

v es la velocidad de avance de la banda, siendo esta de 2.00 m/s.

DT es el diámetro seleccionado para el tambor motriz, 0.1 m (Rodríguez, 2020) (Tabla 15).

$$nT = 382.49rpm$$

Cargas sobre el tambor motriz

Al momento de arrancar la máquina, como se mencionó anteriormente, se generan las máximas fuerzas actuantes por parte del motor. La fuerza de arranque que se ve reflejada en el tambor motriz se puede calcular usando las tensiones de la banda durante la etapa de arranque, como se muestra en la siguiente expresión:

$$FT = T1_A + T2_A \quad (35)$$

Donde,

T1_A es la tensión del ramal mas tenso de la banda en estado no estacionario.

T2_A es la tensión del ramal menos tenso de la banda en estado no estacionario.

$$FT = 2,465.49N$$

También es posible calcular el par motor máximo a aplicar en el tambor motriz para lograr que la banda arranque.

$$MT = \frac{(FT * DT)}{2} \quad (36)$$

Donde,

FT es la carga de arranque calculada en el tambor motriz, siendo de 2,465.49 N.

DT es el diámetro normalizado seleccionado para el tambor, 0.1 m.

$$MT = 123.27Nm$$

Selección final de la resistencia nominal de la banda

Finalmente, después de haber determinado el valor de la tensión máxima existente en la banda, se tendrá que elegir una banda con una resistencia nominal superior a la resistencia que ofrece la banda.

$$R = \frac{(T1_A * C_s)}{B} \quad (37)$$

Donde,

$T1_A$ es la tensión máxima calculada, siendo esta de 1,983.12 N.

B es el ancho de la banda, siendo de 740 mm.

C_s es el coeficiente de seguridad de banda, siendo este de 10 ya que la banda es textil y no cuenta con cables de acero.

$$R = 26.80N/mm$$

Conociendo el valor de la resistencia máxima que presenta la banda transportadora, se elige una resistencia nominal establecida en tablas por los fabricantes. El valor normalizado de resistencia que se selecciona es de 126 N/mm, al superar a la resistencia máxima que ofrece la banda.

Factor de Seguridad

Finalmente, se calcula el factor de seguridad de la banda (Rodríguez, 2020) (Tabla 13).

$$S_B = \frac{RN}{R} \quad (38)$$

Donde,

RN es la resistencia normalizada seleccionada, siendo de 126 N/mm.

R es la resistencia máxima calculada en la banda, siendo de 26.80 N/mm.

$$S_B = 4.7$$

Figura 46: Tambor motriz y motorreductor



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Figura 47: Estaciones de rodillos de los ramales superior e inferior



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

6.1. Resultados del análisis teórico

A continuación se presentan los resultados principales de haber realizado el análisis de esfuerzo a lo largo de la estructura. En los Cuadros 11 y 12 pueden ser evidenciados los factores de seguridad para cada uno de los elementos que conforman a la estructura de la máquina trituradora. De igual manera, se definen las cargas que cada elemento soporta y el tipo de esfuerzo que estas generan la sección crítica de los perfiles.

Cuadro 11: Factores de seguridad de los elementos horizontales

Elemento	Descripción de carga	Tipo de esfuerzo	Factor de seguridad
1	Carga soportada debido a las reacciones generadas por el módulo de corte y transmisión de potencia	Combinación de esfuerzos normales	25.86
2	Carga soportada debido a las reacciones generadas por el módulo de corte y transmisión de potencia	Combinación de esfuerzos normales	3.26
3	Peso soportado debido a los lados de la base de la tolva, el marco de la tolva y la tolva	Normal por flexión	15.85
4	Peso soportado debido a los lados de la base de la tolva, el marco de la tolva y la tolva	Normal por flexión	15.85
9	Peso del motor y reacciones de su eje trasladadas generando flexión y torsión	Combinación de esfuerzos normales y cortantes	23.61
10	Peso del motor y reacciones de su eje trasladadas generando compresión, flexión y torsión	Combinación de esfuerzos normales y cortantes	12.22
11	Peso del motor y reacciones de su eje trasladadas generando compresión, flexión y torsión	Combinación de esfuerzos normales y cortantes	33.12

Cuadro 12: Factores de seguridad de los elementos verticales

Elemento	Descripción de carga	Tipo de esfuerzo	Factor de seguridad
5	Reacciones causadas en los soportes de los elementos 1 y 3	Normal puro: compresión	522.89
6	Reacciones causadas en los soportes de los elementos 2 y 3	Normal puro: compresión	48.24
7	Reacciones causadas en los soportes de los elementos 2 y 4	Normal puro: compresión	49.05
8	Reacciones causadas en los soportes de los elementos 1 y 4	Normal puro: compresión	63.78
12	Carga resultante de la reacción por soportar las poleas del eje medio, así como el momento resultante del traslado	Combinación de esfuerzos normales	3.94
13	Carga resultante de la reacción por soportar las poleas del eje medio, así como el momento resultante del traslado	Combinación de esfuerzos normales	12.22
14	Carga resultante por la reacción de soportar los ejes 9 y 10	Normal puro: compresión	507.75
15	Carga resultante por la reacción de soportar los ejes 9 y 11	Normal puro: compresión	247.78
16	Carga resultante por la reacción de soportar los ejes 10 y 13	Normal puro: compresión	1,033.80
17	Carga resultante por la reacción de soportar los ejes 11 y 12	Normal puro: compresión	171.71

En el Cuadro 13 se presentan los resultados del análisis de pandeo para los elementos verticales. Los resultados buscan confirmar que la carga que se está aplicando a cada elemento no supere la carga crítica que estos pueden llegar a soportar. De esta manera se puede garantizar que no exista pandeo en los elementos verticales.

Cuadro 13: Cargas aplicadas y cargas críticas de pandeo para los elementos verticales

Elemento	Carga (N)	Carga crítica de pandeo (N)
5	843.86	7.13e6
6	9,145.85	7.13e6
7	8,995.80	7.13e6
8	6,917.85	7.13e6
14	869.03	5.52e8
15	1,780.77	5.52e8
16	426.82	5.52e8
17	2,569.66	5.52e8

A continuación en el Cuadro 14 se presentan los resultados del diseño de las soldaduras para la estructura. Se puede observar el factor de seguridad de la soldadura, así como el factor de seguridad para el material base sobre el cual se colocará la soldadura. Se enlistan estos valores con el fin de poder determinar que las soldaduras no fallen a causa de los esfuerzos que deben soportar.

Cuadro 14: Factores de seguridad de las soldaduras diseñadas

Soldadura	Factor de seguridad de soldadura	Factor de seguridad de material base
1	73.14	20.02
2	441.88	120.96
3	71.44	19.56
4	444.81	120.96
5	154.15	42.20
6	154.15	42.20
7	109.59	30.00
8	109.59	30.00
9	20.27	5.55
10	20.27	5.55
11	71.44	19.56

6.2. Resultados del análisis de elementos finitos

En el Cuadro 15 se presentan los resultados de haber realizado el análisis estático estructural de la estructura en el *software* de *ANSYS, Inc.* Estos resultados buscan respaldar a los cálculos teóricos y asegurar un diseño correcto de la estructura.

Cuadro 15: Resultados del análisis de elementos finitos en ANSYS, Inc

Dato	Valor	Dimensional
Deformación máxima total	1.28	mm
Deformación máxima del eje Y	0.25	mm
Esfuerzo equivalente máximo	96.44	MPa
Esfuerzo normal máximo del eje Y	106.51	MPa
Factor de seguridad mínimo	2.58	-

A continuación se presentan una serie de imágenes que muestran los resultados del análisis en el *software ANSYS, Inc.*, sus valores máximos y mínimos, así como la ubicación de estos a lo largo de la estructura. Los resultados recolectados son la deformación total, la deformación direccional en el eje Y, el esfuerzo equivalente, el esfuerzo normal y finalmente el factor de seguridad a lo largo de la estructura.

Figura 48: Deformación total a lo largo de la estructura

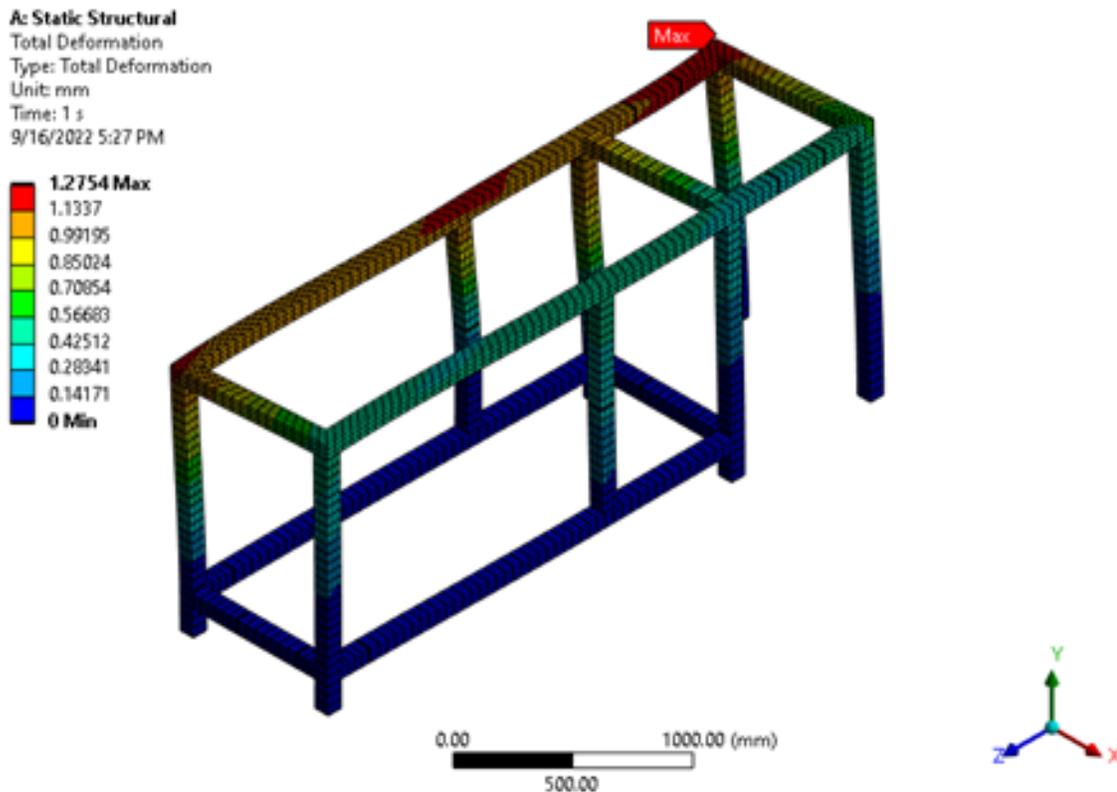


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 49: Deformación del eje Y a lo largo de la estructura

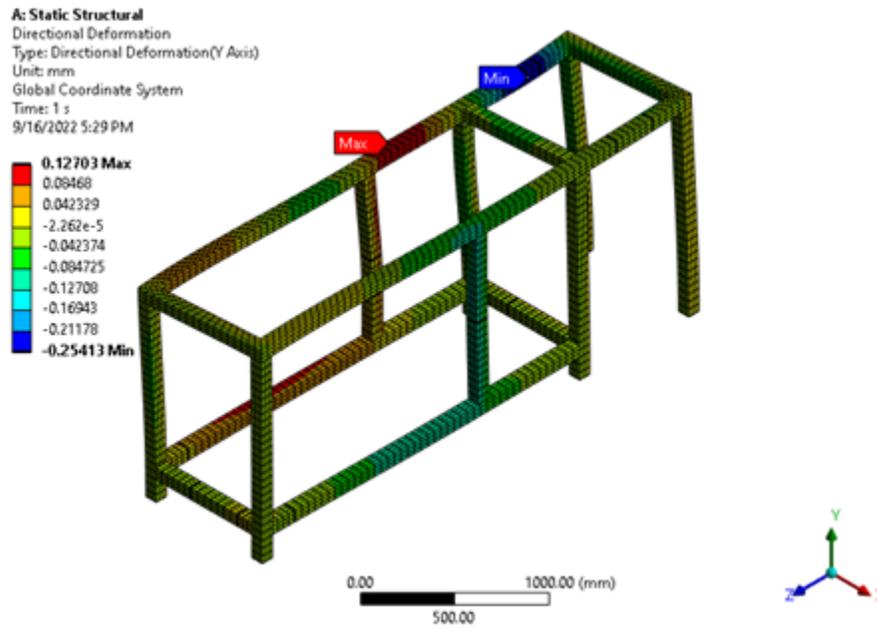


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 50: Esfuerzo equivalente a lo largo de la estructura

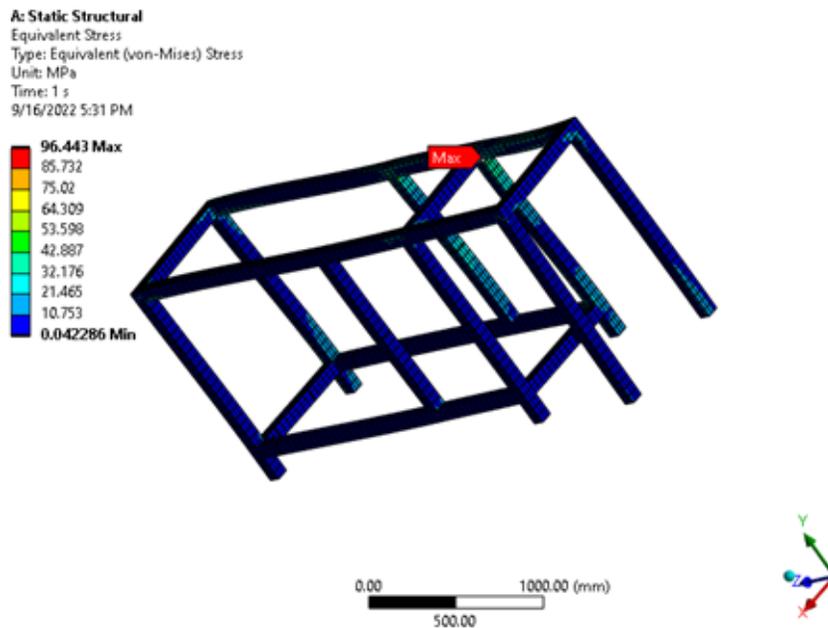


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 51: Esfuerzo normal en el eje Y a lo largo de la estructura

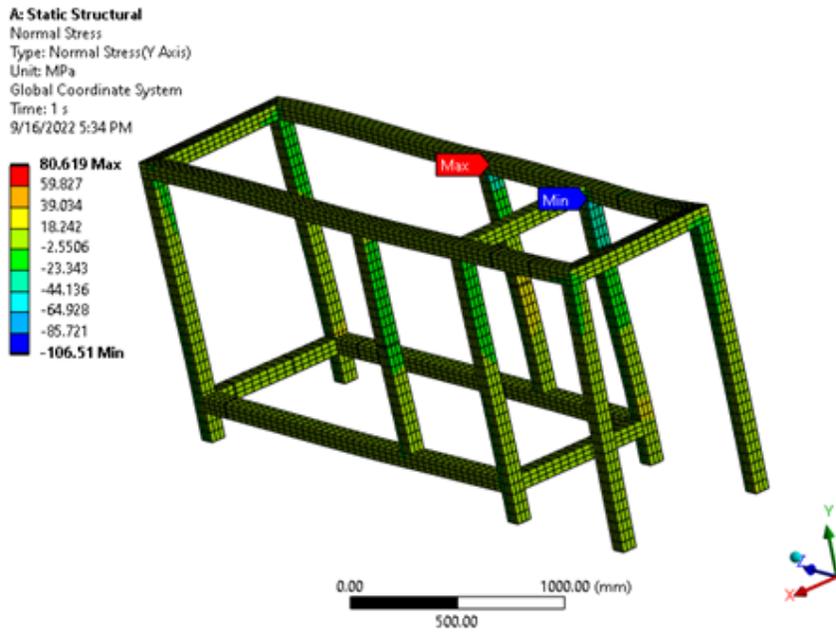


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 52: Factor de seguridad a lo largo de la estructura

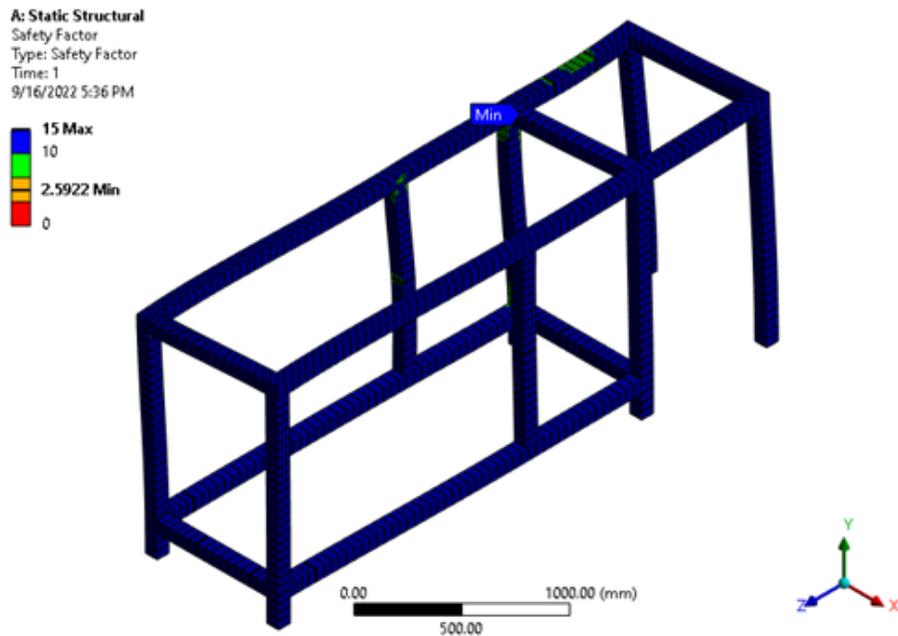


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 53: Localización del factor de seguridad mínimo de la estructura

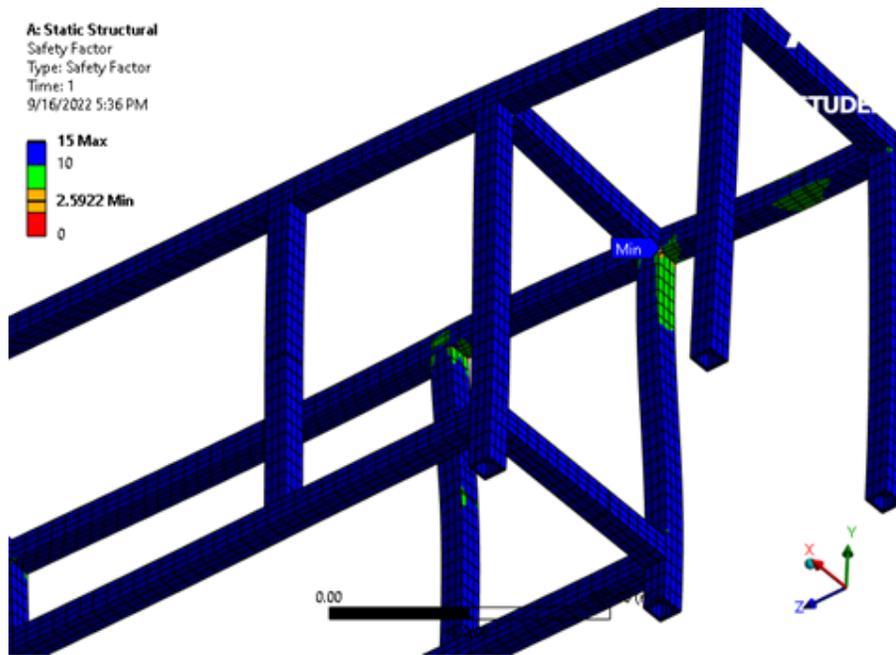


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Análisis o discusión de resultados

Se analizó la deformación total a lo largo de la estructura para poder observar si existía un cambio considerable en la geometría a la hora de soportar las cargas. Como se puede observar en la Figura 49, la deformación total máxima de la estructura se da en una de las esquinas de la sección encargada de soportar al módulo de corte de la máquina trituradora. Este resultado hace sentido con lo que se espera obtener en la realidad, ya que en esta sección de la estructura se está soportando el módulo de corte al mismo tiempo que la fuerza entregada por el sistema de transmisión de potencia. Se puede determinar que la deformación máxima de esta sección es de 1.28 mm, siendo este un valor bajo en comparación a las dimensiones de la máquina. Por esta razón, la deformación total en la máquina no es considerable.

De manera similar a la deformación total, se decidió analizar la deformación únicamente a lo largo del eje Y. La razón de esta decisión se debe a que gran cantidad de las cargas que la estructura debe soportar se encuentran en el eje Y de la máquina trituradora. Se logró encontrar que la máxima deformación del eje Y, siendo esta de 0.25 mm, se da en el mismo elemento que resultó tener la deformación máxima total. Esto es un indicio que la sección crítica de la estructura es el elemento trasero de la parte de la estructura destinada a sostener el módulo de corte. Como se mencionó anteriormente, la estructura no sufre una deformación considerable a lo largo del eje Y, ya que el valor de la deformación máxima para este eje es sumamente bajo.

El esfuerzo equivalente máximo se consideró como un resultado con mucho valor, ya que directamente puede demostrar si la estructura fallaría en la realidad. Se decidió calcular ya que a lo largo de la estructura se tienen cargas que generan diferentes tipos de esfuerzos. De la Figura 51, se puede observar que el esfuerzo equivalente máximo es de 96.44 MPa, y se da nuevamente en el elemento que presentó las deformaciones más grandes. El resultado concuerda con lo esperado ya que este esfuerzo máximo se da muy cerca del área de la estructura donde se está aplicando la mayor reacción debido a las cargas generadas por el módulo de transmisión de potencia. El resultado del esfuerzo máximo es por mucho, más bajo a la resistencia del material. Por esta razón se puede concluir que la estructura no va a fallar al soportar las cargas a las cuales se encuentra sometida. Otra observación valiosa

que se pudo obtener del esfuerzo equivalente es que al encontrarse casi en la unión entre dos elementos la soldadura tiene que ser muy resistente en ese punto.

Se decidió que sería de valor analizar el esfuerzo normal en el eje Y, debido a la misma razón por la cual se analizó la deformación a lo largo de este eje; gran cantidad de las cargas en la estructura se encuentran en este eje. Se obtuvo un valor máximo de compresión de 106.51 MPa ubicado en la parte superior de la estructura. Se puede observar que los esfuerzos normales son los que más efecto tienen sobre la estructura, ya que el máximo incluso supera al esfuerzo equivalente máximo. De igual manera, al ser comparado con la resistencia del material, no es un valor considerable que vaya a hacer fallar a la estructura.

Finalmente, se puede observar el factor de seguridad mínimo en la estructura, evidenciado en la Figura 54. Este se da en la unión entre dos elementos, muy cerca de la reacción más elevada generada por el módulo de transmisión de potencia. En el proceso de diseño teórico, se tomó en cuenta un factor de seguridad de 2.5 para el cálculo y selección de los perfiles de la estructura. Nuevamente, la simulación demuestra resultados buenos y esperados, por lo que se puede decir que fue un éxito. De esta manera se puede garantizar que se cuenta con un buen diseño, y que la estructura logra su objetivo de soportar las cargas de los módulos presentes en la máquina trituradora.

Al comparar los factores de seguridad mínimos encontrados teórica y experimentalmente mediante la simulación es posible determinar que los resultados encontrados son fiables. Esto debido a que se observa como los valores son sumamente parecidos. Del análisis teórico se observa que el menor factor de seguridad encontrado se encuentra en el elemento 2, siendo de 3.26 como se muestra en el Cuadro 11. El factor de seguridad mínimo mediante la simulación fue de 2.58, en el mismo elemento como se evidencia en la Figura 53.

1. Se logró diseñar la estructura de una máquina trituradora de neumáticos, con la capacidad de soportar y resguardar a los módulos de potencia y corte que conforman el sistema de trituración.
2. Se pudo establecer que los materiales necesarios para la construcción de la estructura son: Tubo estructural cuadrado Acero A36 3"x3"x3/8", Lámina Norma A36 1/8", Lámina Norma A36 1/4" y Lámina Norma A36 1 1/2".
3. Se determinaron los parámetros fundamentales para el diseño de un sistema de alimentación de banda transportadora, con la capacidad de brindar un flujo de 70.29 ton/h de material al módulo de corte.
4. Se logró analizar los esfuerzos de la estructura mediante el *software* de análisis de elemento finitos *ANSYS, Inc.*, definiendo un factor de seguridad mínimo de 2.58 y respaldando los resultados teóricos.
5. Se pudieron definir las dimensiones generales de la máquina trituradora de neumáticos utilizando el *software Autodesk Inventor Professional®*, así como los planos de construcción de cada elemento.
6. Se determinó que el costo total para poder construir la estructura de la máquina trituradora es de Q. 26,827.00.

Recomendaciones

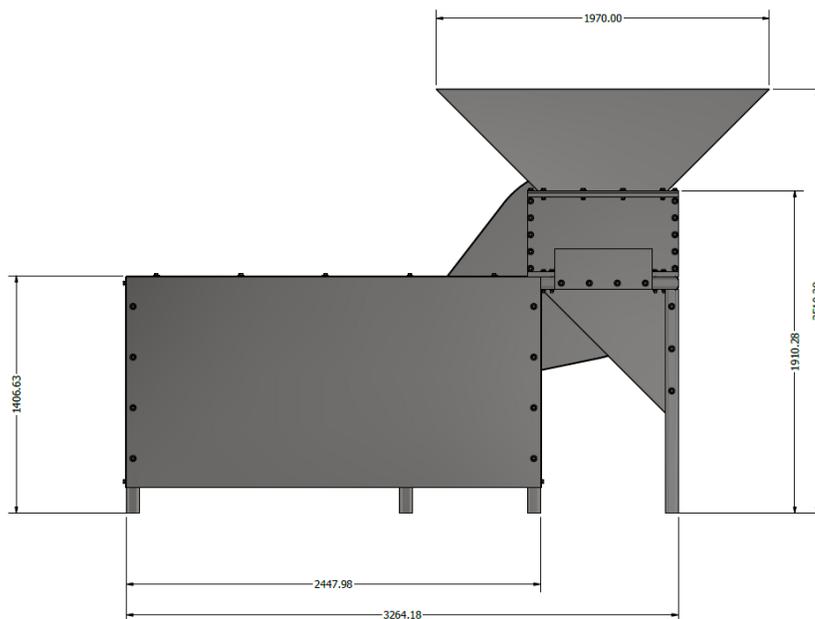
1. Realizar un manual o plan de fabricación para cada uno de los elementos que conforman la estructura de la máquina trituradora, así como un análisis de costos de mano de obra para la manufactura.
2. Realizar un plan de mantenimiento para la máquina trituradora. Esto se puede lograr con una correcta gestión del mantenimiento y seguimiento del uso de la máquina.
3. La máquina trituradora de neumáticos debe ser ensamblada y colocada en un espacio cubierto, ya que las condiciones del ambiente podrían acortar el tiempo de vida de la máquina.
4. Un análisis de vibraciones puede ser útil para determinar que la frecuencia del motor no afecta la rigidez de la estructura de la máquina trituradora.

- Amoros, J., Mallol, G., Sánchez, E. & García, J. (2007). *DESIGN OF BINS AND HOPPERS FOR THE STORAGE OF PARTICULATE MATERIALS. PROBLEMS ASSOCIATED WITH THE DISCHARGE OPERATION* (inf. téc.). Universitat Jaume I. Castellón. Spain. <https://www.qualicer.org/recopilatorio/ponencias/pdfs/0013041e.pdf>
- AyJ. (2020). Materiales con los que se fabrican las bandas transportadoras. Consultado el 19 de septiembre de 2022, desde <https://www.ajtransmisiones.com/blog/materiales-de-bandas-transportadora>
- CONAE. (2021). Manual de Información Técnica de Neumáticos.
- Donasonic. (2022). Four Shaft Shredder / QUATRO Series / X80 / X120 / X150 /. <https://www.donasonic.com/four-shaft-shredder-quatro/>
- Edeskar. (2004). Technical an environmental properties of tyre shreds. Consultado el 19 de septiembre de 2022, desde www.diva-portal.org/smash/get/diva2:996312/FULLTEXT01.pdf
- Edge, E. (2000). Aisc Steel construction Structural Shapes properties. Consultado el 18 de septiembre de 2022, desde https://www.engineersedge.com/materials/aisc_structural_shapes/aisc_structural_shapes_viewer.htm
- ES. (2021). Single Shaft Shredder TIGER Industrial shredders DUTCH. <https://www.europeshredders.com/en/shredders/single-shaft-shredder/tiger-shredder>
- Guleria, S. & Dutta, R. K. (2010). Application of tyre shreds-a state of art, 980-985.
- Lebron, J. (2021). Double shaft shredder machine. https://www.lebronmachinery.com/product/double-shaft-shredder-machine/?ggxl=P&ggz=SJ&gjz=SJ1&gclid=CjwKCAjwzt6LBhBeEiwAbPGOGWl-MuXDGsBjO_KGQhEpWtZ3AlLeVQ2kvVIU9oQ8WqYMD_BwE
- Lo Presti, D. (2013). Recycled Tyre Rubber Modified Bitumens for road asphalt mixtures: A literature review. *Construction and Building Materials*, 49. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2013.09.007>
- Mahendrakumar, N., Syathabuthakeer, S. & Mohanram, P. (2016). Study of Alternative Structural Materials for Machine Tool.

- Matweb. (2022). A36 steel properties. Consultado el 18 de septiembre de 2022, desde <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1844977c5c8440cb9a3a967f8909c3a&ckck=1>
- Mendez, C. & Solano, F. (2010). *Diseño de triturador de neumáticos usados, capacidad 1 TON/h* (inf. téc.). Ecuador. <https://www.google.com/url?q=https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1732/14/UPS-CT002321.pdf&sa=D&source=docs&ust=1636170897552000&usg=AOvVaw3KihosyhOzX6hsoAhbtRK>
- Meza-de Luna, A., Sierra, R., Rodríguez, J. & Romo, L. (2019). *Diseño y Dispositivo de tiras de Llantas, una Opción de Reciclado* (inf. téc.). Tecnológico Nacional de México. México. <https://www.google.com/url?q=https://dialnet.unirioja.es/descarga/articulo/7253414.pdf&sa=D&source=docs&ust=1636169994129000&usg=AOvVaw0kCYpCUw76VnOKoe9d7zeZ>
- Morgan, G. H., McKeown, P. A. & Renker, H. J. (1980). Materials for Machine Tool Structures. En S. A. Tobias (Ed.), *Proceedings of the Twentieth International Machine Tool Design and Research Conference: Sub-Conference on Electrical Processes* (pp. 429-434). Palgrave Macmillan UK. https://doi.org/10.1007/978-1-349-05172-4_50
- Reschner, K. (2008). *Scrap Tire Recycling* (inf. téc.). Germany. http://www.entire-engineering.de/Scrap_Tire_Recycling.pdf
- Restrepo, J. (2021). Llantas para carro: Tipos, características y cuándo cambiarlas. [Llantas%20para%20carro:%20Tipos,%20caracter%20C3%ADsticas%20y%20cu%20C3%A1ndo%20cambiarlas](https://www.google.com/url?q=https://www.repositorio.unibague.edu.co/bitstream/20.500.12313/1284/1/Trabajo%20de%20gardo.pdf)
- Rodríguez. (2020). Cálculo y Diseño de Cintas Transportadoras. Consultado el 19 de septiembre de 2022, desde <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>
- Rodriguez, I. (2019). *DISEÑO DE UN TRITURADOR PARA NEUMÁTICOS DE AUTOMÓVILES Y CAMIONETAS CON CAPACIDAD 1 TON/DÍA* (inf. téc.). UNIVERSIDAD DE IBAGUE. Colombia. <https://repositorio.unibague.edu.co/bitstream/20.500.12313/1284/1/Trabajo%20de%20gardo.pdf>
- Segerlind, L. J. (2010). *Designing structural components for machines* [OCLC: 752385303]. American Society of Agricultural; Biological Engineers. Consultado el 5 de noviembre de 2021, desde <https://elibrary.asabe.org/textbook.asp?confid=dscm2010>
- SSI. (2017). shredding Systems. <https://www.ssiworld.com/uploads/documents/2018updates/Shredder%20Technology%20Overview.pdf>
- TireRack. (2021). Tire Size Guide.
- TRM. (2022). Shredded Waste Tyre. <https://www.exportersindia.com/trm-ltd/shredded-waste-tyre-huntingdon-spain-1152698.htm>
- Ubale, D., Patil, A. & Gurav, K. (2013). EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF MATERIAL PROPERTIES OF EPOXY GRANITE.
- Vatskicheva, M. & Grigorova, I. (2017). *STUDY OF TWO-SHAFT SHREDDER FOR CRUSHING OF CONCRETE, RUBBER, PLASTIC AND WOOD* (inf. téc.). University of Mining y Geology “St. Ivan Rilski”. Bulgaria. <https://davehakkens.nl/wp-content/uploads/2018/06/STUDY-OF-TWO-SHAFT-SHREDDER-FOR-CRUSHING-OF-CONCRETE-RUBBER-PLASTIC-AND-WOOD.pdf>
- Wiscon. (2021). Trituradora de Dos Ejes. Consultado el 26 de marzo de 2022, desde <https://www.wiscon-tech.com/trituradora-de-dos-ejes/>

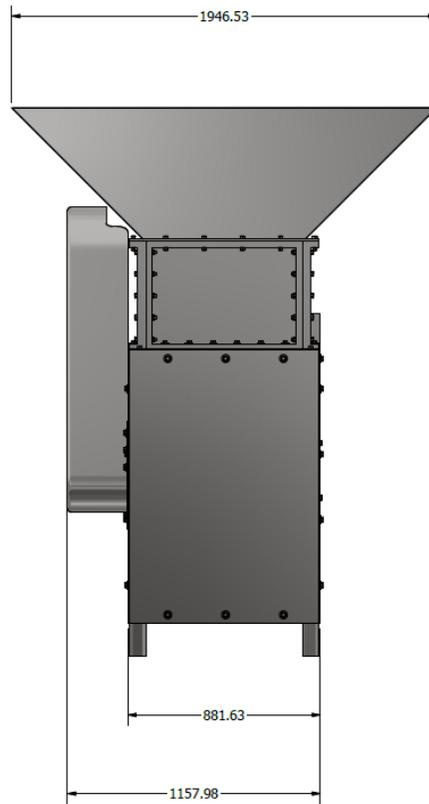
11.1. Dimensiones generales

Figura 54: Dimensiones generales de la trituradora en mm



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc

Figura 55: Dimensiones generales de la trituradora en mm



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc

11.2. Planos de construcción

4

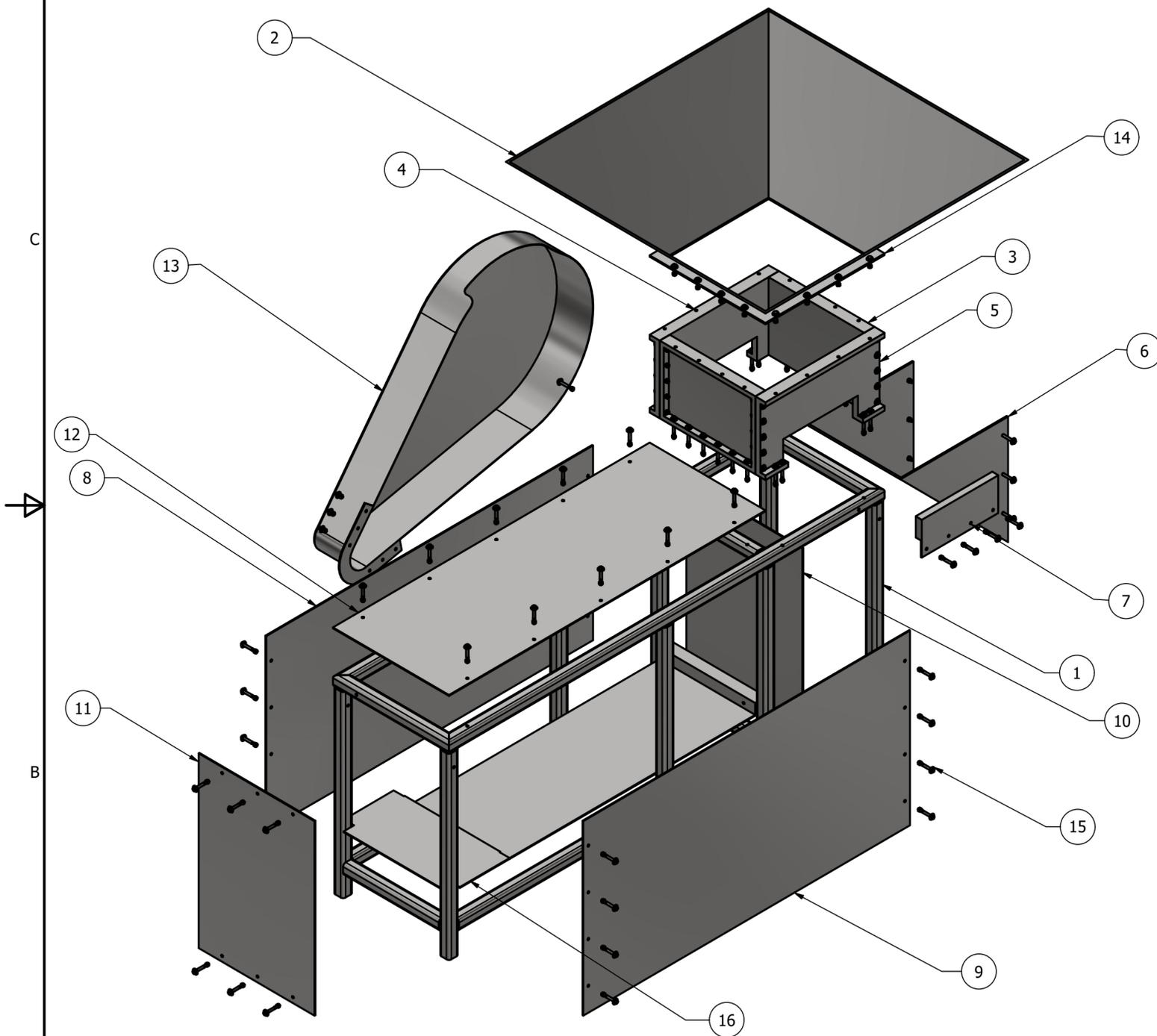
3

2

1

LISTADO DE PARTES

NO. DE PARTE	CANT.	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	ESTRUCTURA	ESTRUCTURA DE LA TRITURADORA
2	1	TOLVA DE ALIMENTACIÓN	TOLVA DE ENTRADA DE NEUMÁTICOS
3	2	CARCAZA DE TRITURACIÓN - LADO B	PROTECCIÓN LATERAL DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN
4	1	CARCAZA DE TRITURACIÓN - LADO A2	PROTECCIÓN POSTERIOR DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN
5	1	CARCAZA DE TRITURACIÓN - LADO A1	PROTECCIÓN FRONTAL DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN
6	1	TOLVA DE SALIDA	TOLVA DE SALIDA DE MATERIAL TRITURADO
7	1	GUARDA DE EJES DE TRITURACIÓN	PROTECCIÓN DEL DINAL DE LOS EJES DE TRITURACIÓN
8	1	GUARDA TRASERA	CARCAZA TRASERA DE LA ESTRUCTURA
9	1	GUARDA FRONTAL	CARCAZA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA
10	1	GUARDA DERECHA	CARCAZA DERECHA DE LA ESTRUCTURA
11	1	GUARDA IZQUIERDA	CARCAZA IZQUIERDA DE LA ESTRUCTURA
12	1	GUARDA SUPERIOR	CARCAZA SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA
13	1	GUARDA DE POLEAS	PROTECCIÓN DE LAS POLEAS
14	1	BASE DE LA TOLVA	BASE PARA UNIR LA TOLVA A LAS CARCAZAS
15	99	HEX BOLT - 1/2 - 13 UNC	PERNOS PARA UNIR LOS ELEMENTOS
16	1	BASE DE MOTOR	BASE DEL MOTOR



TODAS LAS MEDIDAS EN Milímetros SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.		DIBUJADO POR JUAN MARTÍNEZ	FECHA 17/09/2022	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvvg.edu.gt
TOLERANCIAS GENERALES		DISEÑADO POR JUAN MARTÍNEZ	FECHA 08/06/2022	
LINEAL X ± 0.5 .XX ± 0.05 .XXX ± 0.005		REVISADO POR CESAR ROSALES	FECHA 17/10/2022	
ANGULAR ± FRACCIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓		APROBADO POR CESAR ROSALES	FECHA 17/10/2022	
MATERIAL A36		NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO 1		TÍTULO: ESTRUCTURA TRITURADORA DE NEUMÁTICOS
TRATAMIENTO N/A		NÚMERO DE DIBUJO: 1		FORMATO C
MASA: N/A		 ÁNGULO DE PROYECCIÓN		ESCALA: 1:20
				UNIDADES: mm
				PÁGINA 1 DE 15
				REV A

4

3

2

1

2

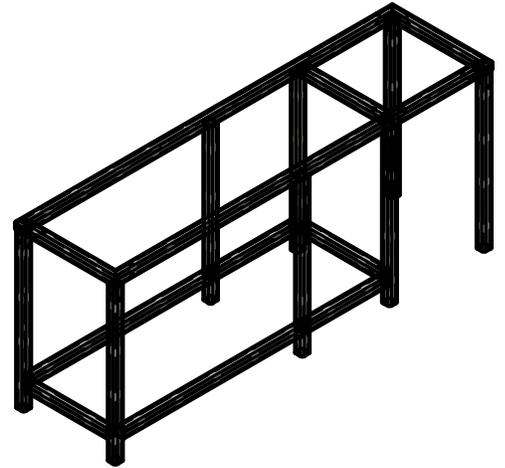


1

NOTAS GENERALES:

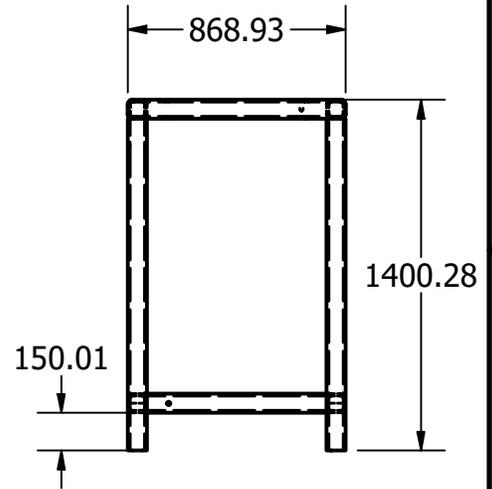
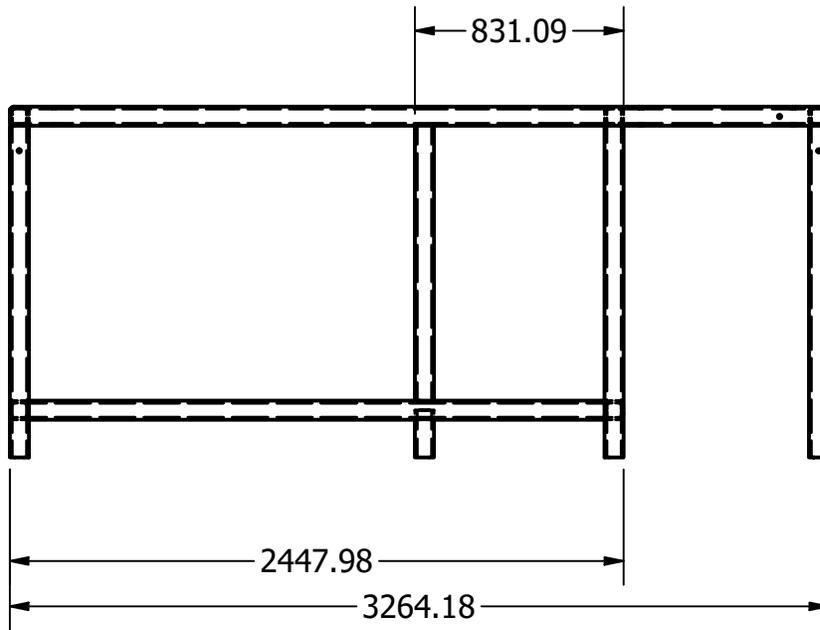
TUBO ESTRUCTURAL DE
3"X3"X3/8".

SOLDAR CON ELECTRODO
E120XX.



B

B



A

A

2

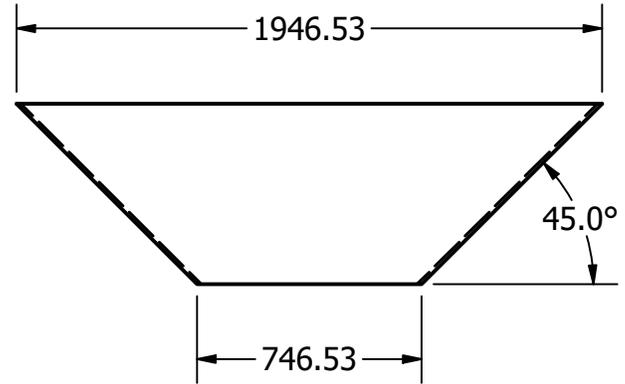
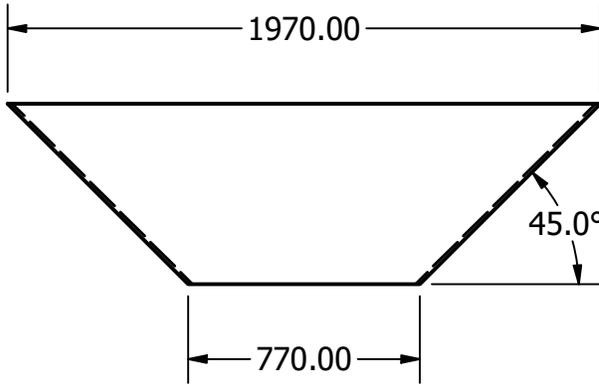
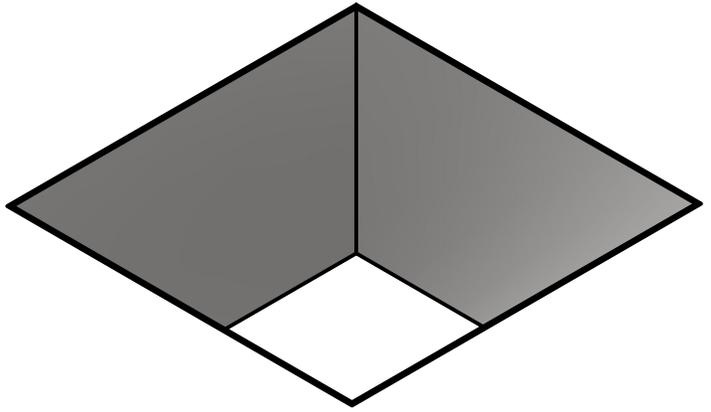


1

TÍTULO: ESTRUCTURA		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:30	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 15	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/4" DE
ESPESOR.



TÍTULO: TOLVA DE ALIMENTACIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 15	REV A

2

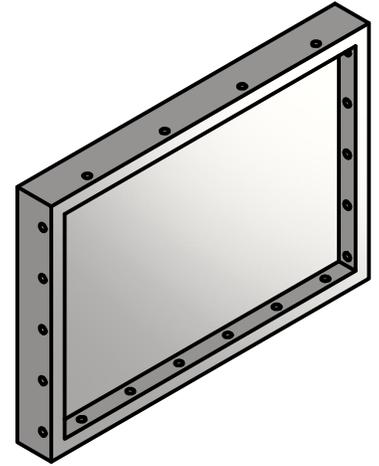


1

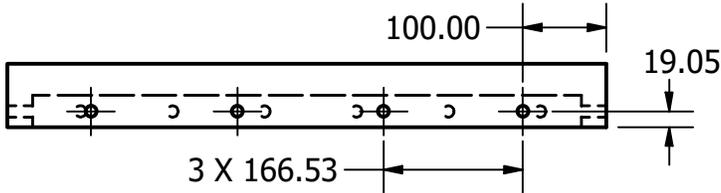
NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1" 1/2 DE
ESPESOR.

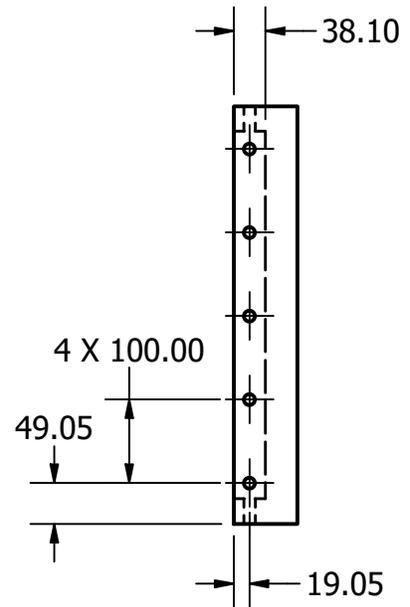
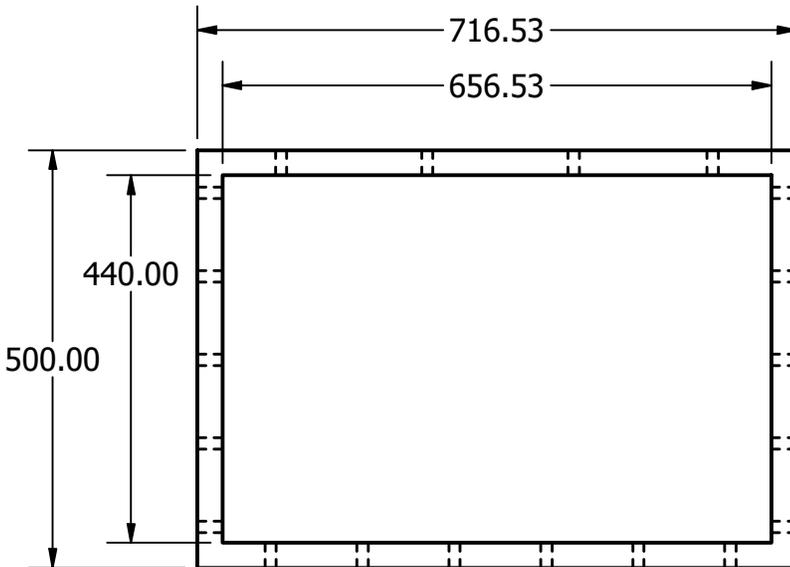
TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



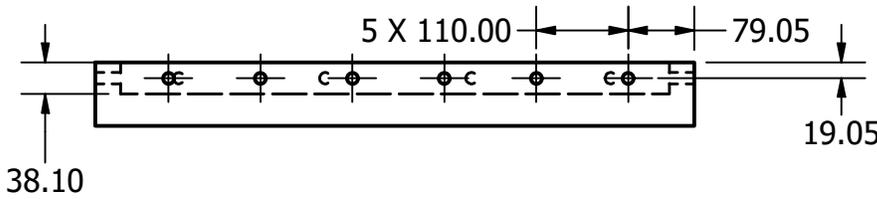
B



B



A



A

TÍTULO		
CARCAZA DE TRITURACIÓN LADO B		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:9	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 4 DE 15	REV A

2



1

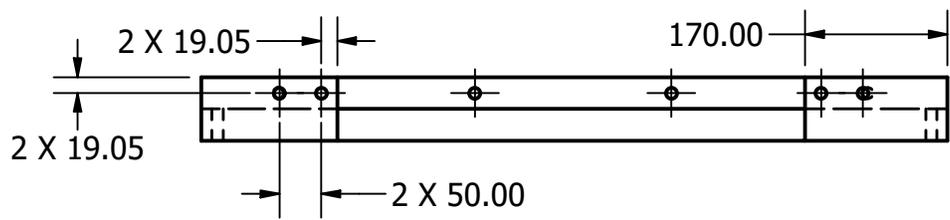
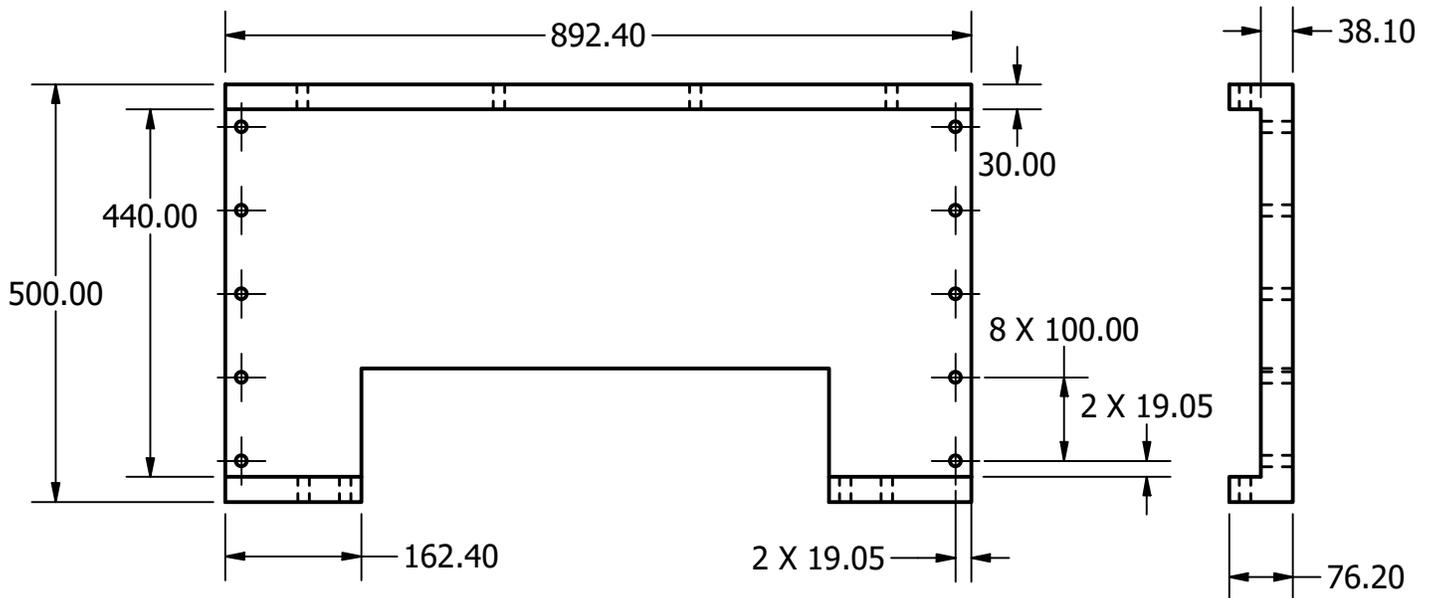
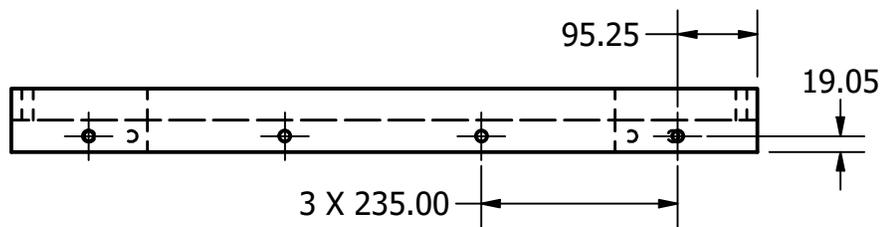
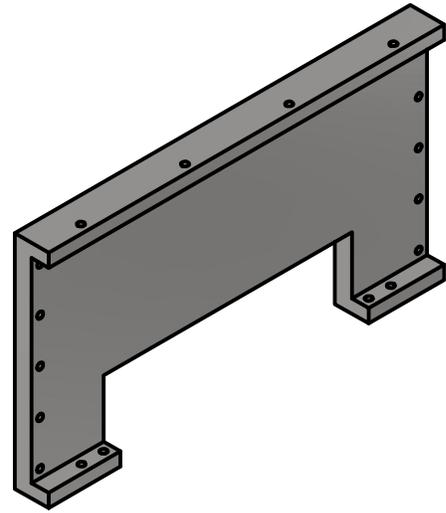
2

1

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1" 1/2 DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



TÍTULO		
CARCAZA DE TRITURACIÓN LADO A1		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:9	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 15	REV A

2

1

2

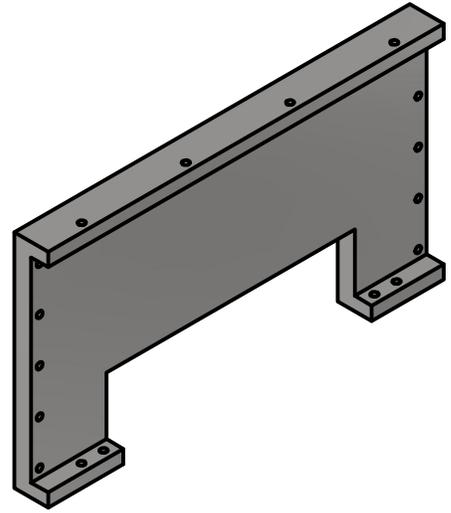


1

NOTAS GENERALES:

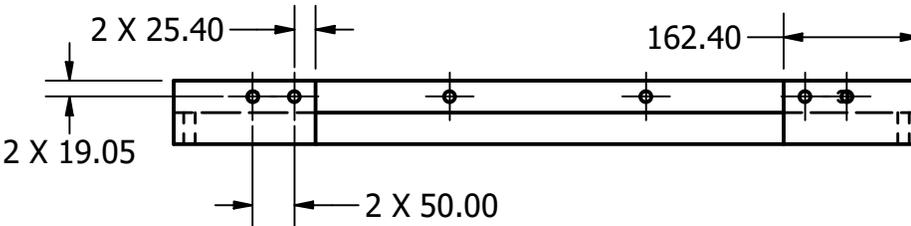
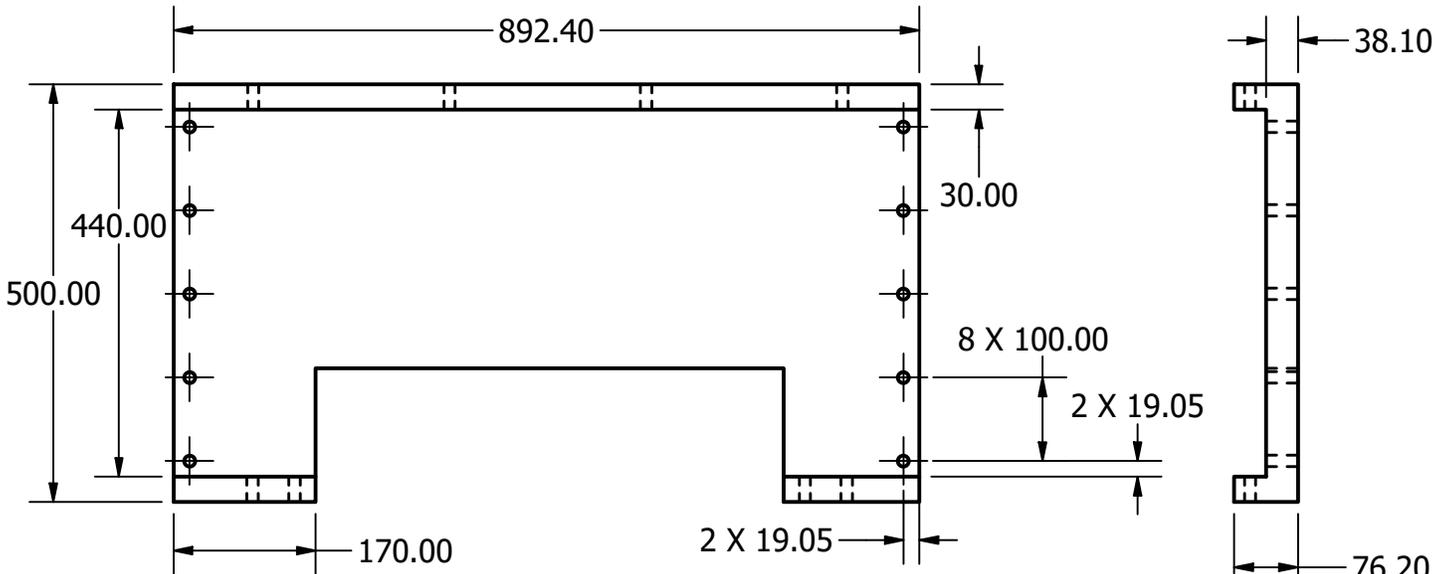
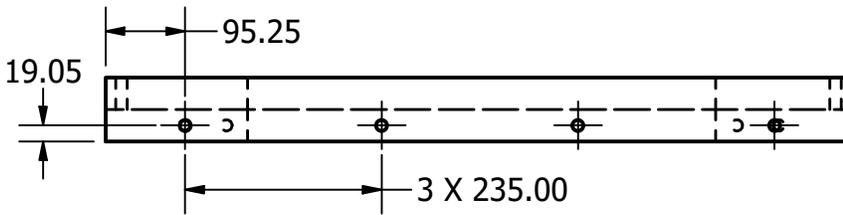
FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1" 1/2 DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B

B



A

A

2



1

TÍTULO		
CARCAZA DE TRITURACIÓN LADO A2		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:9	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 15	REV A

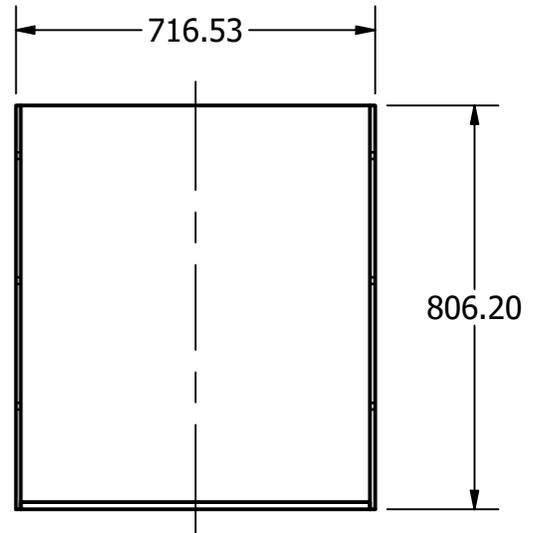
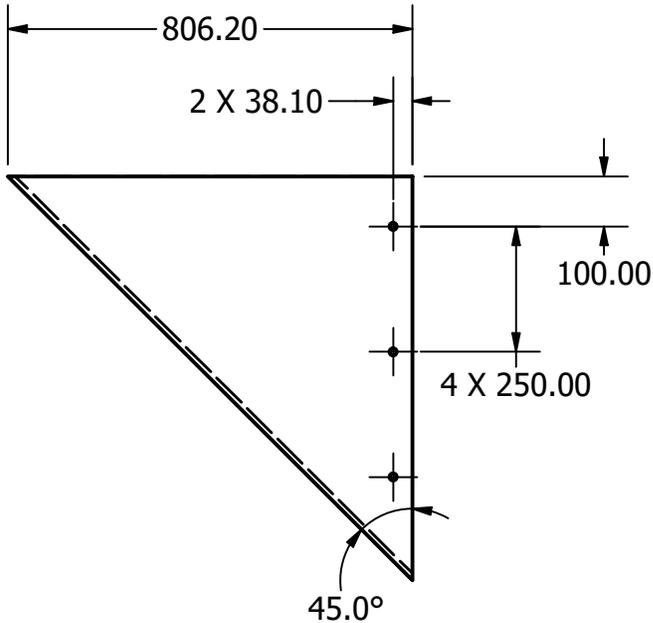
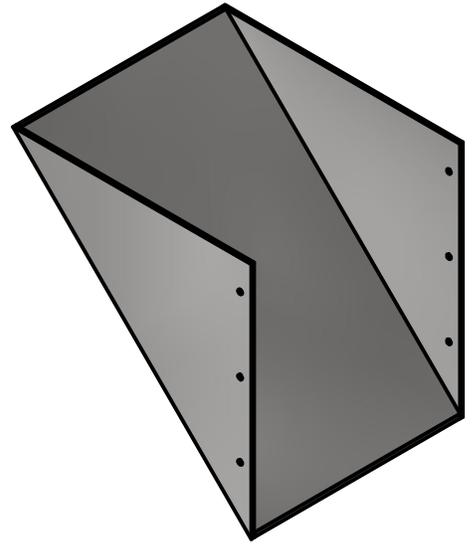
2

1

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/4" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



TÍTULO: TOLVA DE SALIDA

NÚMERO DE DIBUJO: 1

FORMATO

ESCALA: 1:15

UNIDADES: mm

A

PÁGINA 7 DE 15

REV
A

2

1

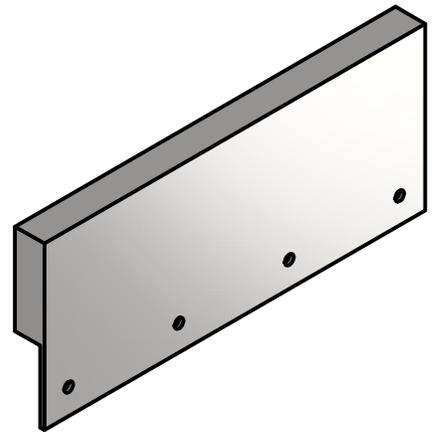
2

1

NOTAS GENERALES:

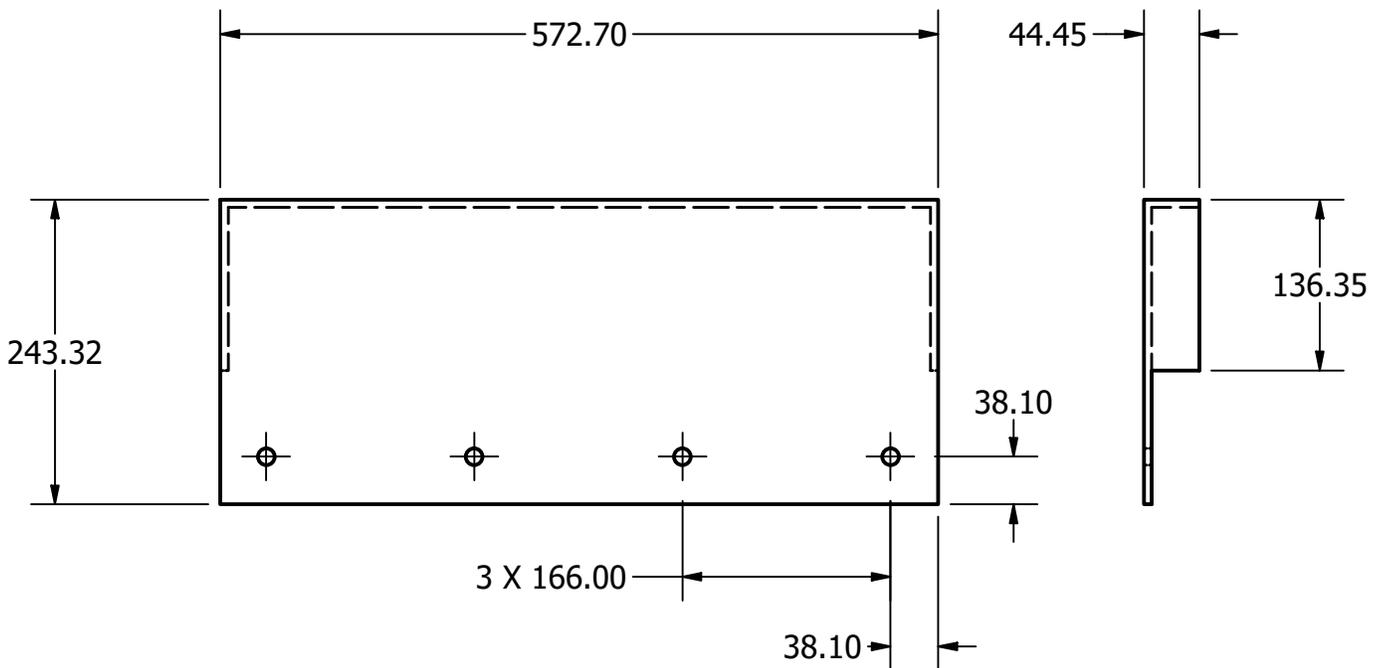
FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B

B



A

A

TÍTULO: GUARDA DE FINAL DE EJES DE TRITURACIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 8 DE 15	REV A

2

1

4

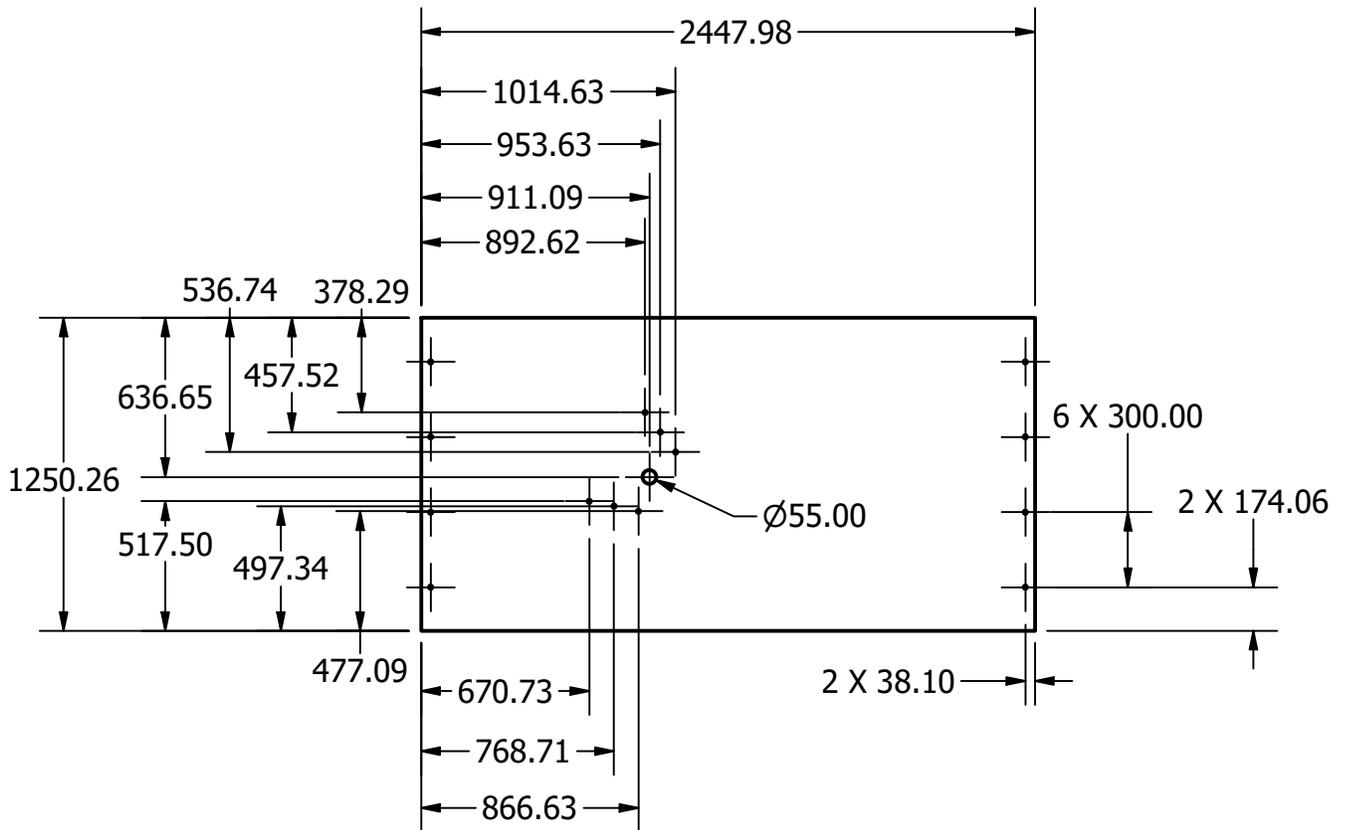
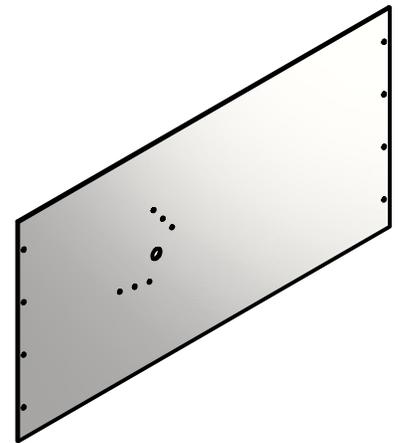
2

1

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



TÍTULO: GUARDA LADO POSTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:30	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 9 DE 15	REV A

2

1

4

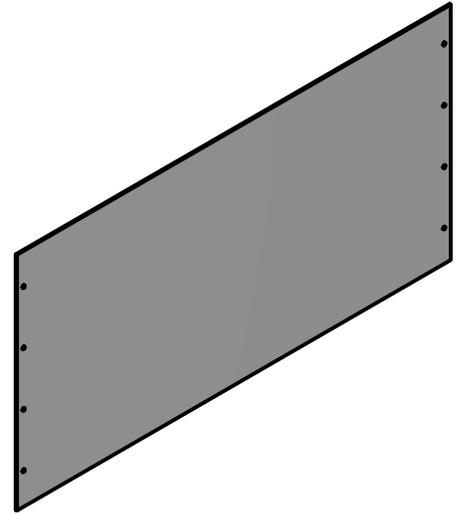
2

1

NOTAS GENERALES:

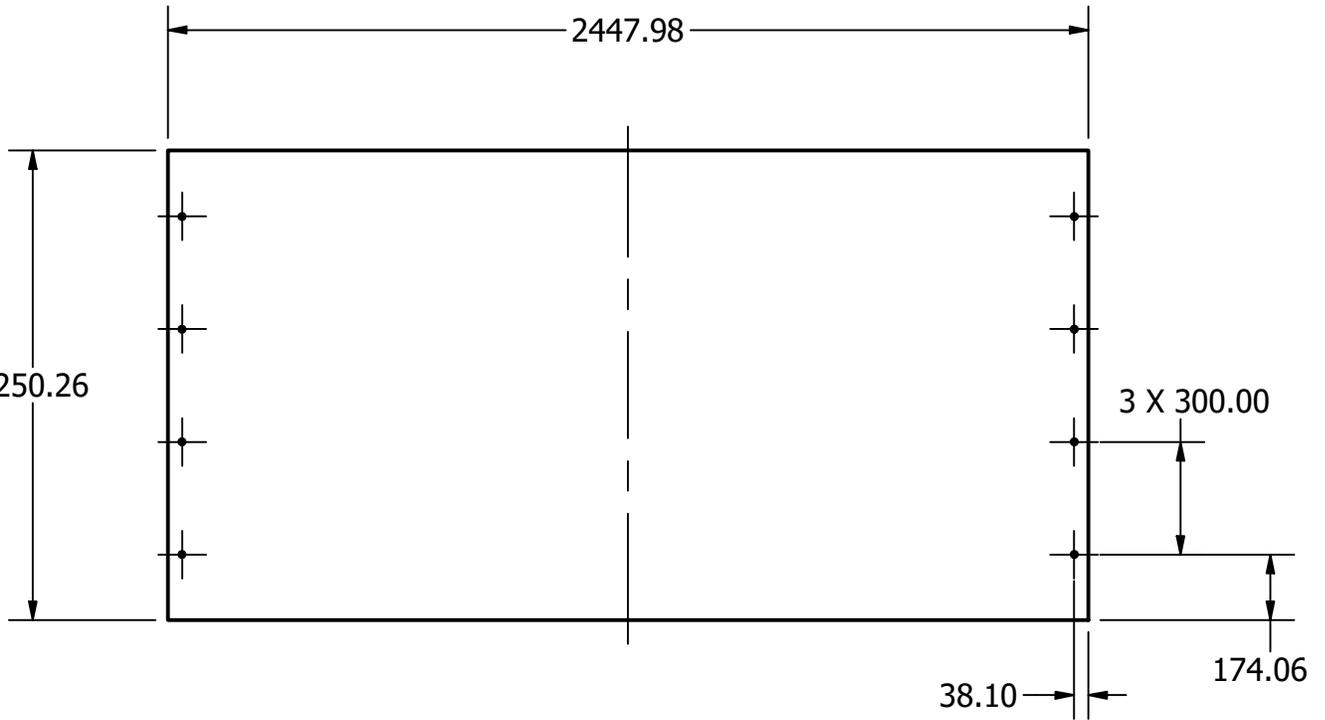
FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B

B



A

A

TÍTULO: GUARDA LADO FRONTAL		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 10 DE 15	REV A

2

1

1

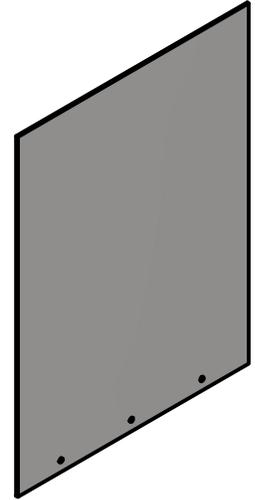
2

1

NOTAS GENERALES:

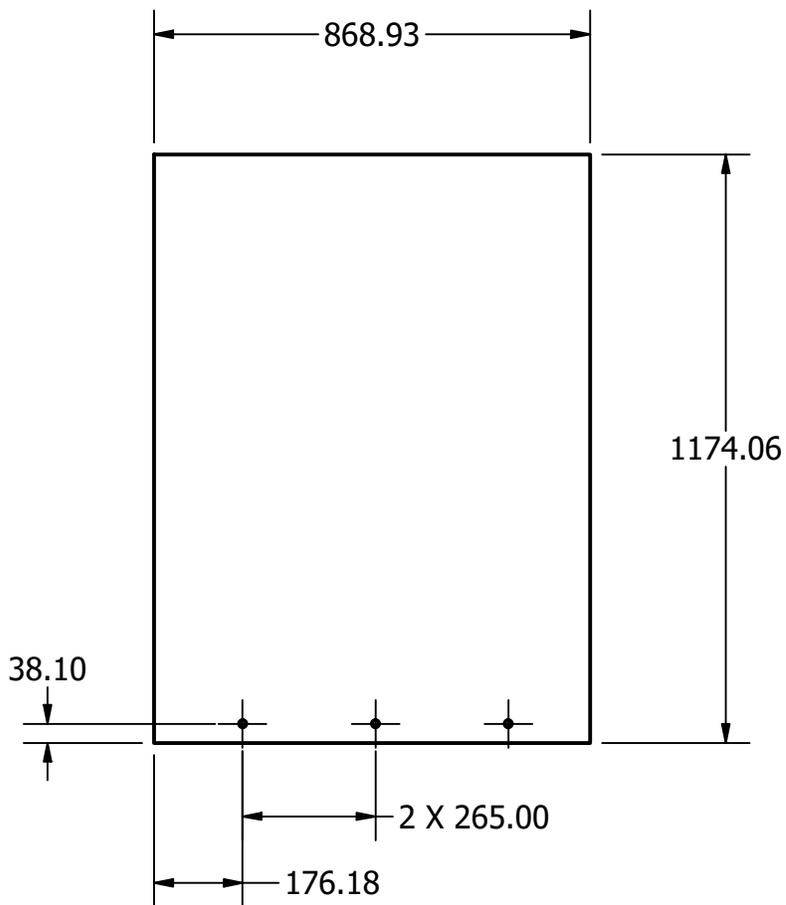
FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B

B



A

A

TÍTULO: GUARDA LADO DERECHO		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:15	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 11 DE 15	REV A

2

1

1

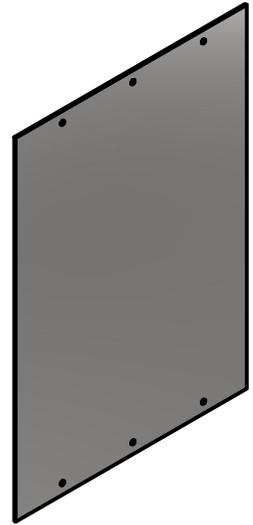
2

1

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.

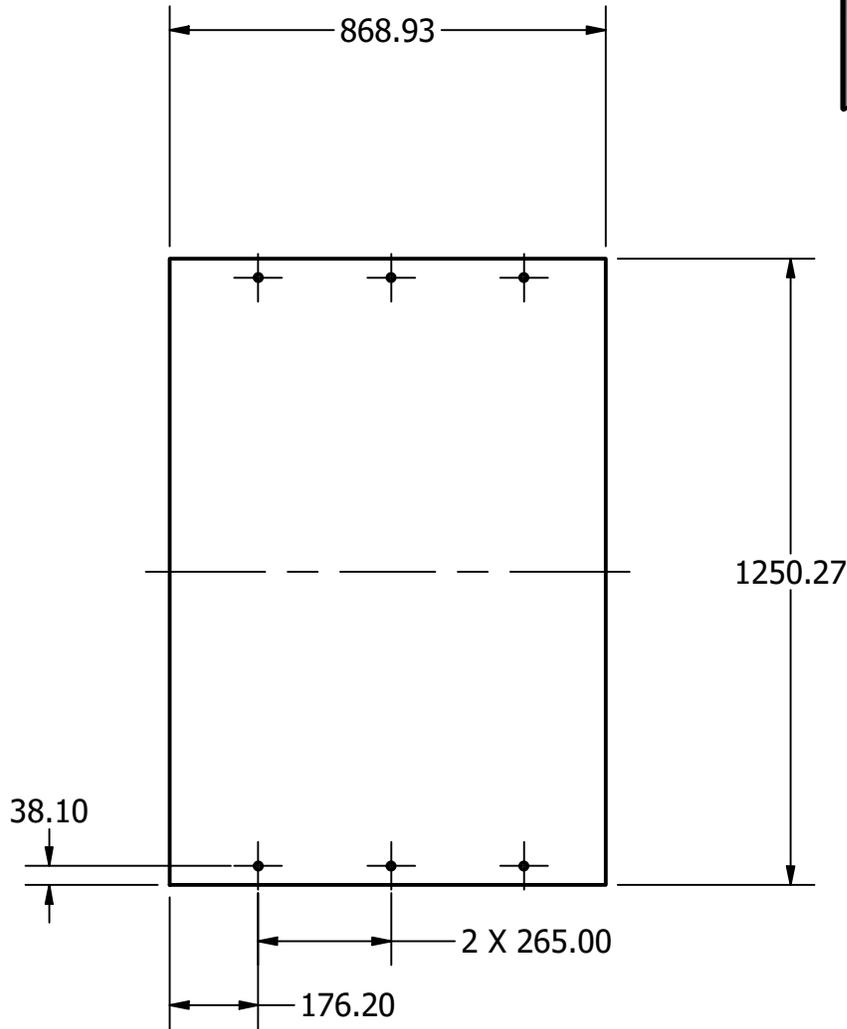


B

B

A

A



TÍTULO: GUARDA LADO IZQUIERDO		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:15	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 12 DE 15	REV A

2

1

1

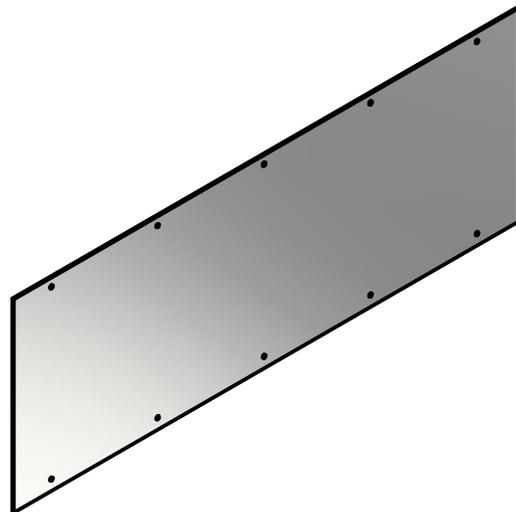
2

1

NOTAS GENERALES:

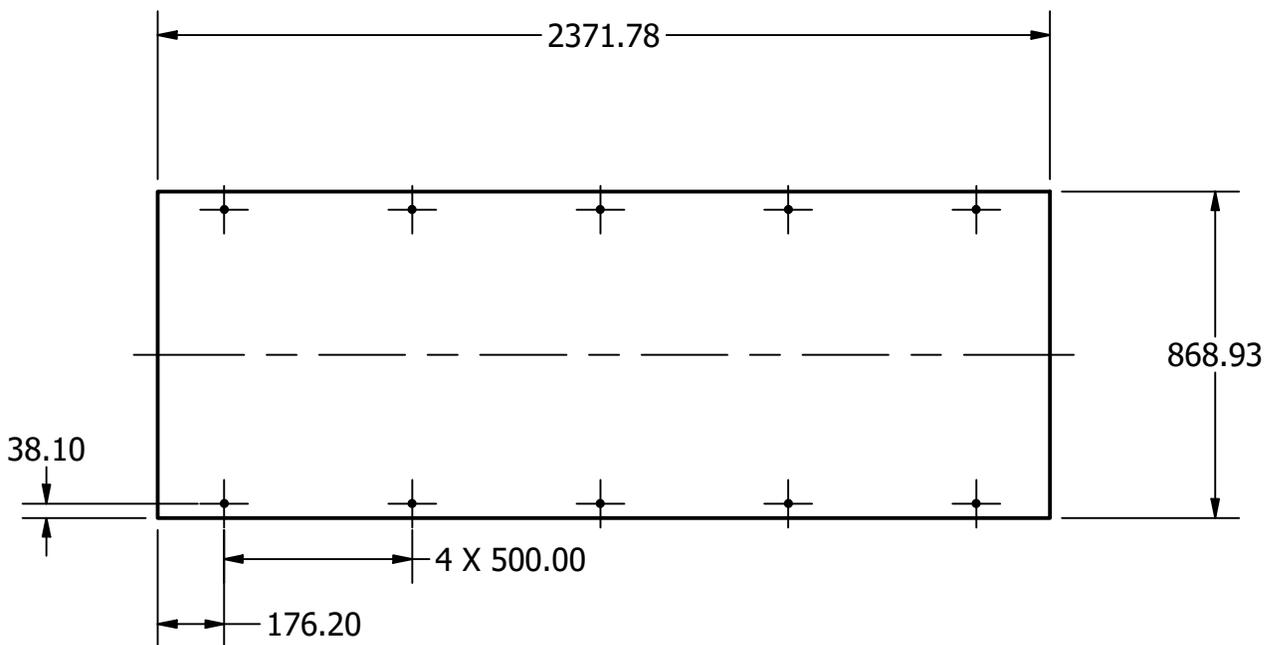
FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B

B



A

A

TÍTULO:		GUARDA LADO SUPERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO: 1			
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 13 DE 15	REV	A

2

1

1

2

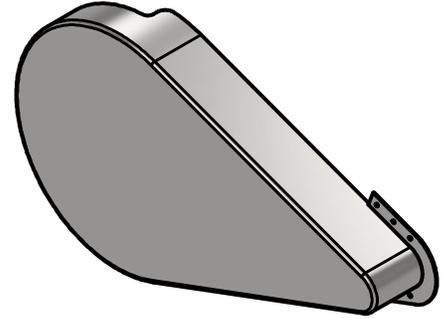


1

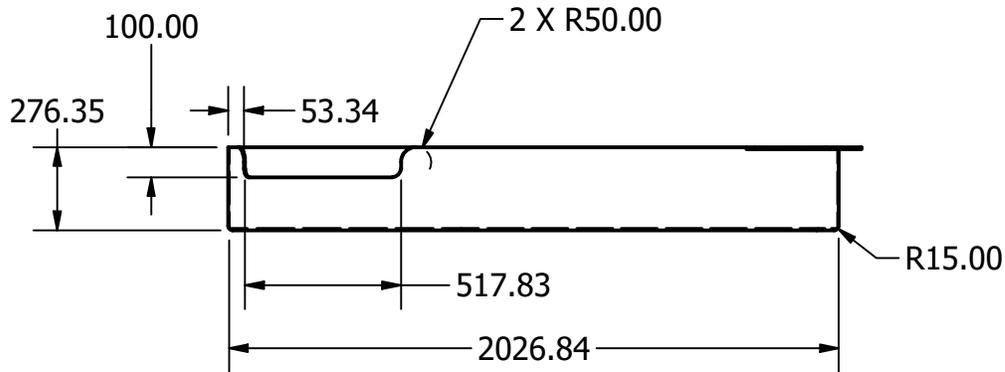
NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/8" DE
ESPESOR.

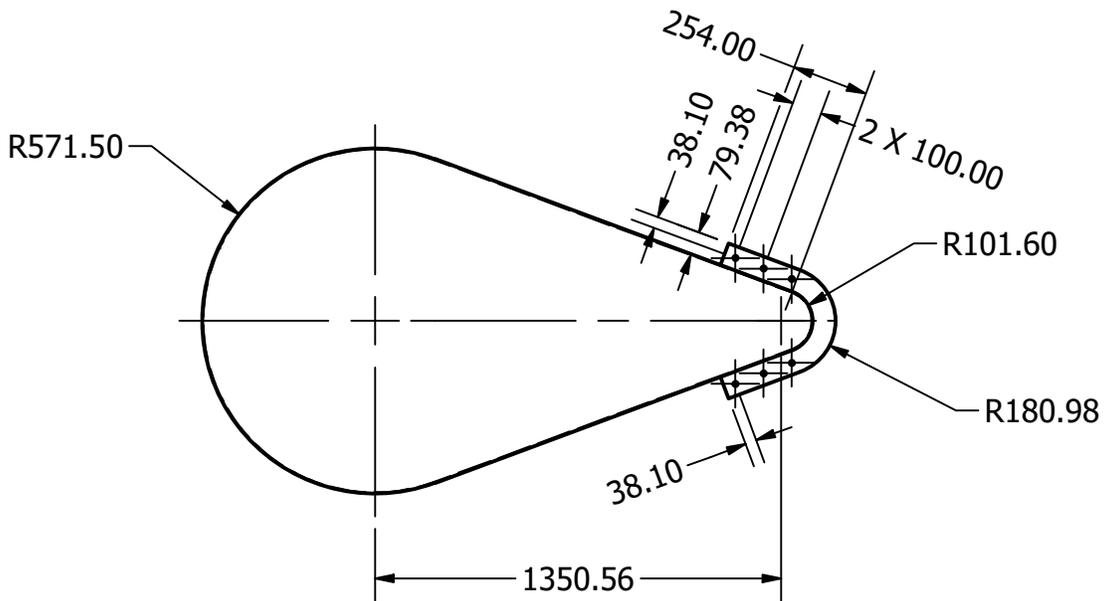
TODOS LOS AGUJEROS DE 13.49
mm A MENOS QUE SE INDIQUE.



B



B



A

A

TÍTULO: GUARDA DE POLEAS		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:25	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 14 DE 15	REV A

2



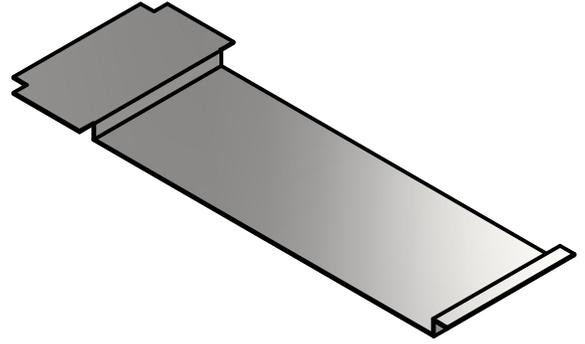
1

2

1

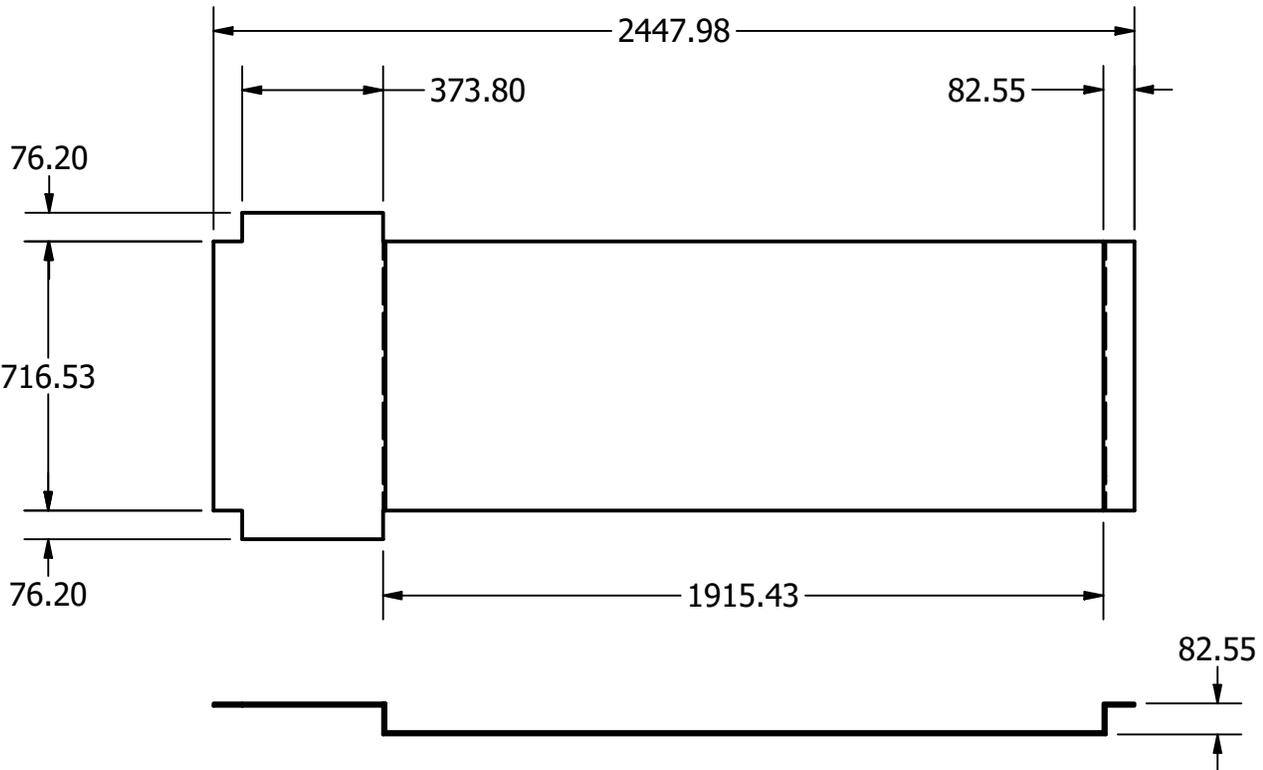
NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA
NORMA A36 DE 1/4" DE
ESPESOR.



B

B



A

A

A

A

2

1

TÍTULO: BASE DEL MOTOR		
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 15 DE 15	REV A