

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Máquina extractora de alambre para neumáticos usados:
módulo de estructura**

Trabajo de graduación presentado por Carlos Alfredo Solórzano Rosito
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica
Industrial

Guatemala

2023

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Máquina extractora de alambre para neumáticos usados:
módulo de estructura**

Trabajo de graduación presentado por Carlos Alfredo Solórzano Rosito
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica
Industrial

Guatemala

2023

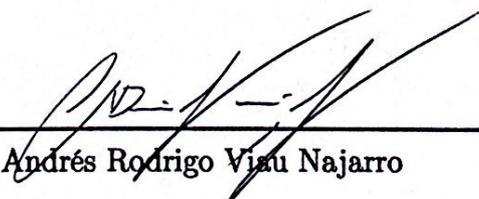
Vo.Bo.:

(f) 
Ing. César Alberto Rosales Gómez

Tribunal Examinador:

(f) 
César Alberto Rosales Gómez

(f) 
Laura María Roldan Reyes

(f) 
Andrés Rodrigo Vizu Najarro

Fecha de aprobación: Guatemala, 4 de enero de 2024.

Lista de figuras	VIII
Lista de cuadros	IX
Resumen	XI
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. Descripción de un neumático	7
4.1.2. Tipos de neumáticos	8
4.1.3. Designación de neumáticos	8
4.1.4. Aplicaciones de caucho reciclado	9
4.1.5. Proceso de reciclaje de neumáticos	9
4.1.6. Alambre en neumáticos	9
4.2. Métodos de extracción de alambre	10
4.3. Estructura	12
4.3.1. Materiales	12
4.3.2. Dimensión y geometría	13
4.4. Sistema de control	13
5. Metodología	15
5.1. Estrategia de metodología	15
5.2. Requisitos de diseño	16

5.3. Cálculos y diseño de estructura	19
5.3.1. Esfuerzos	19
5.3.2. Análisis de pernos	35
5.3.3. Análisis de soldaduras	38
5.3.4. Análisis de costos	43
5.3.5. Optimización de costos	44
5.3.6. Análisis de elementos finitos: simulación estructura	46
6. Resultados	53
6.1. Resultados análisis teórico	53
6.2. Resultados análisis de elementos finitos	54
7. Análisis o discusión de resultados	59
8. Conclusiones	61
9. Recomendaciones	63
10. Bibliografía	65
11. Anexos	67
11.1. Diseño final	67
11.2. Dimensiones generales	69
11.3. Planos de construcción	69

Lista de figuras

1.	Elementos de un neumático	7
2.	Designación de neumáticos	9
3.	Máquina extractora de alambre vertical mecánica	11
4.	TUBOS REDONDOS NEGROS LAC A500 GR A Y GR B	12
5.	Sistema de control manual y automático	14
6.	Estructura por segmentos 1	19
7.	Estructura por segmentos 2	19
8.	Representación gráfica de elementos	20
9.	Representación gráfica de cargas	21
10.	DCL cilindro hidráulico	28
11.	DCL segmento 1	28
12.	Diagrama de carga, corte y momento del segmento 1	29
13.	DCL fuerza de reacción	30
14.	Segundo DCL segmento 1	30
15.	Diagrama de carga, corte y momento del segmento 1	31
16.	DCL depósito y dispositivos	32
17.	DCL de segmento 2 trasladado	33
18.	Diagrama de carga, corte y momento del segmento 2	33
19.	Posición de los pernos de sujeción	36
20.	Placa estática sujeta por pernos	37
21.	Identificación de puntos de soldadura	39
22.	Diagrama de carga, corte y momento segmento 1	39
23.	Lámina y perfiles perpendiculares	41
24.	Estructura máquina extractora de alambre	46
25.	Estructura modificada	47
26.	Segmentos bajo cargas puntuales	48
27.	Segmentos bajo cargas puntuales	48
28.	Skewness por cantidad de elemento	49
29.	Mallado del modelo	49
30.	Posición de cargas y momentos	50

31.	Soportes en estructura	50
32.	Ejemplo contacto “Bonded”	51
33.	Ejemplo contacto “Frictional” placa y perno	51
34.	Deformación total en la estructura	55
35.	Deformación del eje Y en la estructura	55
36.	Esfuerzo equivalente en la estructura	56
37.	Esfuerzo normal sobre eje Y en la estructura	56
38.	Factor de seguridad en la estructura	56
39.	Factor de seguridad mínimo en la estructura	57
40.	Representación gráfica del diseño final 1	67
41.	Representación gráfica del diseño final 2	68
42.	Representación gráfica del diseño final 3	68
43.	Dimensiones generales de la máquina	69

Lista de cuadros

1.	Tabla de significados	16
2.	Requisitos	16
3.	Masas en la estructura	20
4.	Definición de cargas	21
5.	Propiedades del perfil 3x3x1/4	21
6.	Propiedades de acero ASTM A36	22
7.	Precio de tubos estructurales, Proveedor MultiGroup	43
8.	Cotización final	45
9.	Propiedades de acero ASTM A36	47
10.	Propiedades de acero SAE Grado 5	47
11.	Resultados de segmentos analizados	53
12.	Cargas aplicadas y carga crítica de pandeo	54
13.	Factor de seguridad pernos en placa estática	54
14.	Factores de seguridad para soldaduras	54
15.	Resultados del análisis de elementos finitos	55

La alcaldía auxiliar no.4 de la Municipalidad de Mixco dentro del departamento de Guatemala recolecta un aproximado de 5,000 neumáticos usados anualmente. Los neumáticos no son biodegradables, cada año se utilizan más y se continúan acumulando. La entidad anteriormente mencionada propone un método para la reutilización de estos desechos. En dicha solución, se integra una máquina extractora encargada de retirar las fibras de acero en el talón del neumático. Como parte de la realización de esta máquina se deberá diseñar la estructura de la misma, la cual debe brindar estabilidad, protección y resistencia para que los componentes del módulo de potencia trabajen en estado óptimo.

Para lograr dicho objetivo se estructura un plan de ejecución distribuido en 7 fases. Este da inicio definiendo los requisitos que debe cumplir la máquina extractora. Luego se procede con la investigación de distintos métodos de solución similares para obtener un marco de referencia sobre el cual iterar un diseño. Seguido de esto, se comienza la fase de diseño de componentes en la cual se plantean modelos preliminares y digitales teniendo como referencia los requisitos planteados. La siguiente fase contempla el cálculo de esfuerzos en los elementos diseñados, uniones, y el diseño de potencia para la extracción del alambre. Luego, se realizaron distintas simulaciones para evaluar los esfuerzos en las secciones críticas, y de tal manera corroborar y sustentar los cálculos teóricos. La última fase consta de la realización de planos de cada uno de los componentes diseñados para la estructura de la máquina extractora y la elaboración de los manuales de operación y mantenimiento.

Guatemala presenta actualmente una diversa cantidad de problemas y dificultades a causa del desperdicio y desecho de neumáticos usados. Estos pueden ser procesados de diferentes maneras para poder alargar su vida útil; sin embargo, al finalizar este tiempo comienzan a representar desafíos para el país en cuanto a contaminación en gran escala. Según la Comisión Nacional de Desechos Sólidos, las llantas usadas más comunes son de bicicleta que representan el 36 % de los neumáticos desechados seguido de las de autos sedanes con el 23 %. Cada neumático tarda alrededor de 500 años en degradarse naturalmente y, por lo tanto, se debe emplear una solución o regular el volumen de desecho de estos mismos.

La Municipalidad de Mixco propone una solución para la reutilización de estos neumáticos y el material del cual están compuestos. Esta consta de la trituración y proceso de licuefacción para la conversión de este material en un aditivo para la reparación de vías vehiculares en mal estado. Para poder triturar un neumático es necesario implementar un proceso previo, el cual consta de la extracción de las fibras de alambre de las cuales se encuentran recubiertos los talones del neumático. De lo contrario, la trituración del neumático no sería efectiva, al incluir fibras de alambre que pueden afectar procesos siguientes o incluso la misma trituradora. De esta manera, es justificable el diseño de un sistema de extracción para poder ejecutar la solución planteada.

Este proyecto consiste en el diseño de la estructura de una máquina extractora de alambre para neumáticos usados. Previo al diseño, es necesario conocer los diferentes tipos de extracción que se emplean en la actualidad, los materiales implementados en estos sistemas para su construcción, las características y propiedades de estos y cuál puede ser la geometría de la estructura que pueda aportar mayor soporte durante la extracción. De igual manera, se deben definir los requisitos de diseño bajo los cuales se ejecutará el proyecto tomando de referencia costos, seguridad, dimensionamiento, apariencia y otros aspectos fundamentales.

Para diseñar la estructura de la máquina extractora de alambre se deben emplear diferentes análisis de esfuerzos y resistencia sobre la misma, evaluando las cargas presentes, la

geometría de esta y los elementos bajo los cuales se construye la estructura. Definir el dimensionamiento de los segmentos es un paso importante e iterativo con el cual poder definir si la estructura soportará satisfactoriamente los esfuerzos en base a los factores de seguridad obtenidos. Este proyecto no conlleva proceso de fabricación, pero se analiza una simulación del funcionamiento de la máquina en el software de análisis de elementos finitos *ANSYS, Inc.* para poder demostrar y apoyar los resultados teóricos asegurando un diseño óptimo que cumpla con los requisitos iniciales.

Justificación

Los neumáticos de automóvil son un importante problema de residuos a nivel mundial. En conjunto se llevan 1,500 millones de neumáticos hasta el final de su vida útil cada año alrededor del mundo (Williams,2017). Es posible reencaucharlas de nuevo y reutilizarlas hasta cierto punto; sin embargo, los neumáticos al final son difíciles de procesar para cualquier tipo de reciclaje ya que son una mezcla variada de materiales como caucho natural o sintético, alambre, fibras de acero, cobre, textiles, etc. Los neumáticos no son biodegradables y cada año se siguen utilizando más de ellos. En Guatemala, los neumáticos usados son desechados en muchos lugares como sitios baldíos y se estima una recolección de 300,000 neumáticos usados al año (Proverde,2013); solo la alcaldía no.4 de la Municipalidad de Mixco dentro del departamento de Guatemala recolecta un aproximado de 5,000 neumáticos usados. Ahora bien, esta entidad propone un método de reutilización el cual consiste en el desarrollo de maquinaria y equipo necesaria para triturar los neumáticos recolectados y poder tratarlos con el fin de rellenar baches en las calles del sector.

La alcaldía no.4 de la Municipalidad de Mixco invierte gran cantidad de dinero para comprar asfalto por lo cual este método de reutilización generaría un gran impacto al recuperar un estimado de 5,000 neumáticos desechados, y convertirlas en un recurso de utilidad. El equipo necesario para este método cuenta con dos máquinas principales. La primera dentro del proceso es una máquina extractora de alambre la cual ayudará a retirar las fibras de alambre de acero dentro de los neumáticos. Una vez ya retirado el alambre, entra en función la siguiente máquina la cual es una trituradora de hule. Luego el hule triturado sigue a un proceso de licuefacción y finalmente el hule quedará listo para ser mezclado con pedrín y poder rellenar los baches. Fabricar y diseñar estas máquinas permite mayor viabilidad al proyecto, ya que estos equipos pueden encontrarse en ciertos lugares del mercado y su compra no es la mejor opción en cuanto a recursos. En el mercado actual, una máquina extractora de alambre puede encontrarse en el rango de precios de 13,000 dólares hasta los 18,000 dólares. Dada esta información, el proyecto busca diseñar y, de ser posible fabricar, esta maquina bajo un presupuesto establecido.

Para que la extractora de alambre pueda funcionar de forma adecuada es importante implementar una estructura que permita que todos los mecanismos y componentes de la misma sean protegidos de forma correcta con una rigidez que permita extraer el alambre de acero sin algún riesgo para la integridad del operador y de la máquina en sí. La elaboración del módulo de estructura de la máquina extractora debe llevarse a cabo detalladamente con el cual lograr obtener diseños confiables y que permitan brindar resistencia y estabilidad a los demás componentes que integran la máquina. Esto verificado mediante distintas pruebas y análisis bajo los cuales comprobar los aspectos mencionados.

La extractora de alambre ha sido implementada en otros países donde se reprocesan los neumáticos de desecho mediante este método; sin embargo, no todas estas son iguales y varían tanto en su estructura como en el sistema de gancho o potencia. En Estados Unidos el asfalto engomado se obtiene mediante este proceso y se ha logrado un aproximado de doce millones de neumáticos al año reutilizados, siendo así el mercado más grande de caucho molido en este país (EcoGreen,2021).

3.1. Objetivo general

Diseñar y simular la estructura completa de una máquina extractora de alambre que proporcione suficiente rigidez, estabilidad y seguridad para la extracción de alambre en determinados tipos de neumáticos.

3.2. Objetivos específicos

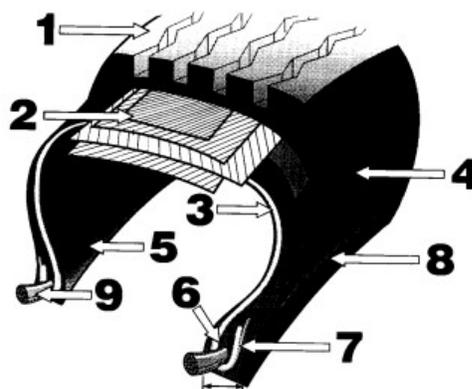
- Seleccionar los materiales adecuados para la elaboración de la estructura de la máquina, que cumplan con los requisitos de diseño.
- Elegir los parámetros adecuados para el diseño de los diferentes componentes que constituyen a la estructura de la máquina.
- Evaluar y analizar los esfuerzos presentes en la estructura de la máquina mediante simulaciones e iteraciones en el *software ANSYS, Inc.*
- Elaborar el juego completo de planos mecánicos correspondientes a la estructura de la máquina extractora de alambre para neumáticos.

4.1. Neumáticos

4.1.1. Descripción de un neumático

Un neumático está compuesto por diferentes partes y componentes. La sección transversal de un neumático radial se compone de 9 partes fundamentales las cuales se muestran en la figura 1

Figura 1: Elementos de un neumático



Fuente: (The Maintenance Council, 2020)

1. Banda de rodamiento
2. Cinturón
3. Capa radial

4. Costado(pared)
5. Sellante
6. Relleno
7. Refuerzo de talón
8. Ribete
9. Talón

4.1.2. Tipos de neumáticos

Existe una variedad grande de tipos de neumáticos ya sea para su función en nieve, autopista, para cualquier tipo de temporada, de alto desempeño etc. Sin embargo, estas se clasifican también según su tipo de construcción. Se pueden clasificar como neumáticos convencionales o radiales. Los convencionales se caracterizan principalmente por estar compuestos de capas en forma diagonal, en donde las cuerdas de cada capa están inclinadas respecto a la línea de centro. Los neumáticos radiales tienen las cuerdas de cada capa en dirección de ceja a ceja. En el área de la banda de rodadura son montadas las capas estabilizadoras y este tipo proporciona mayor suavidad y confort que los convencionales.(CONAE, 2021)

4.1.3. 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 continúa 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 2: Designación de neumáticos



Fuente: (TireRack, 2021)

4.1.4. Aplicaciones de caucho reciclado

Las aplicaciones con mayor potencial en la actualidad para el caucho reciclado son para el sector de infraestructura o construcciones civiles, especialmente asfaltos, concretos y algunos materiales aislantes para construcciones livianas. Para el futuro se espera potencializar el uso de caucho reciclado para filtros de agua y para componentes en materiales compuestos con matriz termoplástica. Independientemente el proceso que se requiera seguir para el reciclaje del caucho es necesario triturarlo hasta reducirlo a tamaños y formas regulares. En el caso de procesos de trituración, los granos pueden ser comercializados en diferentes tamaños y una alternativa para este método consiste en las mezclas con caucho virgen. El caucho reciclado puede ser utilizado también para construcción de vías y edificaciones. Estas aplicaciones representan ventajas ambientales y económicas. El uso del caucho reciclado en concreto y pavimentos presenta algunos retos económicos, ecológicos y técnicos. (Peláez Arroyave y col., 2017)

4.1.5. Proceso de reciclaje de neumáticos

El proceso de reciclaje de neumáticos para el sector industrial de pavimentación ha sido utilizado desde 1960. En inglés es conocido como el material RTR o “Recycled Tire Rubber”. Este ha sido implementado a mezclas de asfalto como aditivo para separación y tratamientos superficiales. El proceso a seguir para utilizar el material RTR como aditivo o modificador comienza extrayendo las fibras de alambre de los neumáticos y luego triturar el material restante y reducirlo a partículas pequeñas con las cuales poder mezclar el aglutinante o la mezcla de asfalto. Procesar los neumáticos mediante fracturación criogénica implica cortar las piezas más grandes del neumático en partículas más pequeñas, típicamente de 50 mm, utilizando cortadores de acero afilados. Luego estas piezas más pequeñas son congeladas y fracturadas; esto para lograr tamaños desde 5 mm a muy reducidos tamaños de grano. Las fracturas criogénicas tienden a ser cúbicas con una superficie lisa. (Federal Highway Administration, 2014)

4.1.6. Alambre en neumáticos

Los cables de acero se utilizan como material de refuerzo en los neumáticos radiales. La unión entre el caucho y acero se da por medio de una interfaz o una capa de interfaz de adhesión durante el proceso de curado. Los alambres de acero son comúnmente sometidos a un método de pretensión bajo el cual se mejoran las propiedades de flexión y adherencia de la capa de talón en neumáticos de caucho que mejora su desempeño y su vida útil. Se aplican niveles de tensión que oscilan entre 0 y 1250MPa en cada alambre de refuerzo a temperatura ambiente antes del proceso de vulcanización. (Kadhem y col., 2018)

La vulcanización es un proceso de transformación de un compuesto de caucho plástico en un producto altamente elástico. Para este proceso se implementa el sistema de curado con azufre y peróxido. (Kruželák y col., 2016) Se mostró que luego de aplicar la tensión previa se analizaron los resultados de los cuales se obtuvo un aumento en la resistencia máxima a la flexión, la rigidez a la flexión y la resistencia máxima al corte en un 26 %. El resultado de prueba en la extracción de una sola fibra reveló que la resistencia al cizallamiento por despegado aumentó en 27 % la tensión previa en los alambres de acero. (Kadhem y col., 2018)

4.2. Métodos de extracción de alambre

Actualmente se pueden encontrar dentro del mercado algunas máquinas extractoras de alambre de diferentes tamaños. Existen maquinas destalonadoras simples y dobles. Las simples o sencillas utilizan un cilindro hidráulico y con la ayuda de un gancho se sujeta y se rasga la parte del talón en donde se encuentra el alambre para poder extraerlo. Las dobles no son muy comunes, pero son más eficientes ya que utilizan dos ganchos y dos cilindros hidráulicos. A comparación de la simple, esta no necesita ser desmontada para la extracción completa del alambre. (González & Ocampo, 2018)

Existe un método diferente para extraer el alambre metálico de los neumáticos el cual consiste principalmente en la utilización de calentamiento dieléctrico; es un método para recoger los alambres metálicos y la parte de caucho del neumático. En este los alambres metálicos de un neumático se calientan mediante inducción electromagnética, por lo que la parte de caucho que está en contacto con los alambres metálicos se altera causando la separación. Para llevar a cabo este tipo de método de separación, es necesario cortar el neumático de las partes que incluyen alambre y las partes que no. El neumático se corta preferiblemente en la parte del talón, y una porción de banda de rodadura. En este caso para la extracción del alambre se utilizará la parte de banda de rodadura; los alambres están dispuestos en dos líneas en esta parte y una bobina de alta frecuencia está dispuesta en el exterior de esta parte. Los alambres de acero se calientan por medio de calentamiento por inducción. Al calentar la parte del alambre de acero, el caucho que entra en contacto con los alambres se descompone y gasifica. (Yasue & Yamada, 2005). Este método involucra una descomposición del material de caucho que no beneficia al proceso de reciclaje del caucho.

Un método importante de preparación para la eliminación de neumáticos usados, según el cual los anillos metálicos contenidos en los lados, se capturan y desgarran mecánicamente de los lados para una posterior eliminación del metal. La desventaja de este método es que, al tirar de los lados, los anillos de metal tienden a romperse y sus partes permanecen a los lados. El método de preparación involucra colocar el neumático en una cámara protectora y los elementos metálicos son retirados al calentarlos eléctricamente. Como resultado del rápido calentamiento de los elementos metálicos por la corriente que los atraviesa, se produce una pequeña explosión del neumático separando en polvo metálico y goma desmenuzada los cuales se asientan en la cámara. Este método es una invención la cual incurre en grandes costos de energía y es de mayor utilidad cuando se requiere extraer y reutilizar únicamente el alambre extrayendo sus impurezas. (Vyunov, 2001)

La separación del refuerzo metálico de los compuestos de caucho, o en especial los anillos de banda de rodadura de los neumáticos o el talón; puede consistir en un método aplicado

en el cual el componente compuesto se pasa de forma continua a través de un campo de RF en la primera fase de separación con una intensidad optimizada para que las áreas de los bordes de los paneles compuestos aumenten en intensidad entre 5 % y 30 %. Esto por medio del calentamiento por inducción del refuerzo metálico. Esto conduce a una liberación inicial del refuerzo metálico y la secundaria el compuesto se separa mecánicamente por flexión alterna con diferentes radios de flexión hasta el caucho final. (Kučera y col., 2015)

El aparato para realizar el método comprende de un separador principal. Este está equipado con un juego de ruedas guía o rodillos y un inductor de calentamiento de alta frecuencia conectado por un hilo conductor cerrado cuya circunferencia interior sigue la superficie de la parte compuesta que pasa a través de él y conectado al calentamiento de alta frecuencia. El hilo del inductor tiene preferiblemente segmentos de ferrita, de 10 a 50 mm de ancho, en sus regiones periféricas. El inductor del separador está equipado preferiblemente con un sistema de refrigeración, el separador en su conjunto luego un sistema de control neumático y / o interruptores de límite. (Kučera y col., 2015)

En el mercado internacional existen distintos diseños de máquinas que constituyen un método en específico; métodos como extracción por medio de discos usados con la desventaja que se deben realizar cambios con frecuencia en sus herramientas principales ya que los discos de corte sufren un deterioro rápidamente debido al alto desgaste, al igual que es un método sumamente tardado. Por otro lado, existen otras máquinas que usan el principio de un taladro vertical para cumplir con la extracción. Según lo expuesto, su diseño no cumple con estándares de seguridad lo cual no asegura tranquilidad al operario al momento de trabajar junto a ella. De igual forma, la extracción de esta manera perjudica cierto material de caucho el cual representa pérdidas de materia prima para la trituradora. (Montaña, 2016) A continuación se muestra un ejemplo del tipo de máquina extractora de tipo vertical mecánico³

Figura 3: Máquina extractora de alambre vertical mecánica



Fuente: (Launch Iberica, 2022)

4.3. Estructura

4.3.1. Materiales

La cantidad de materiales existentes para estructuras de máquinas extractoras no es tan variado. Esto se puede deducir desde el punto de vista que este tipo de máquinas no se hacen con mucha regularidad ya que como se menciona anteriormente existen distintos tipos de extracción de alambre los cuales no requieren específicamente de una extractora. Es importante considerar que las extractoras están construidas a base de una estructura por perfiles, vigas o tuberías de acero las cuales pueden seguir distintas normas o ser de diferente material dependiendo del proveedor. (Montaña, 2016)

El conocimiento de materiales y sus propiedades son de gran importancia para el ingeniero al momento de emplear un diseño. Los elementos de una estructura deben estar hechos de materiales que tengan las propiedades adecuadas para las condiciones de funcionamiento y que sean capaces de soportar diferentes esfuerzos. Para poder seleccionar correctamente un material se deben considerar ciertos factores: la disponibilidad del material, la adecuación de los materiales a las condiciones de trabajo en servicio y el costo del material. Dependiendo del material elegido es importante verificar sus propiedades según sean necesarias para el diseño como lo pueden ser el módulo de elasticidad, la resistencia a la fluencia, y la resistencia última a la tensión. (Chaturvedi, 2015)

Actualmente, muchas de las extractoras de neumáticos utilizan perfiles o tuberías estructurales para formar su estructura. Estas tuberías son comúnmente de acero ASTM las cuales rigen determinada norma podrían ser ASTM 500 o ASTM A36. La norma ASTM significa “Sociedad Americana de Ensayes y Materiales” y para ejemplificar alguna de ellas la norma ASTM A36 es aplicable a una gran variedad de perfiles estructurales laminados en caliente y a placas de la misma calidad. Fue desarrollada en Estados Unidos para la fabricación de estructuras remachadas, atornilladas o soldadas. La norma ASTM 500 rige principalmente al tipo de acero comúnmente en tubos de sección circular hueca HSS, tubos rectangulares y cuadrados(AHMSA, 2013). A continuación se puede observar una imagen representativa de tubos en acero norma ASTM 500.4

Figura 4: TUBOS REDONDOS NEGROS LAC A500 GR A Y GR B



Fuente:(Aceros Tramontana, 2022)

Las estructuras soldadas de acero tienen un espesor de pared mucho más delgado en comparación con las fundidas. Las paredes de diferentes espesores se pueden soldar fácilmente

y las tolerancias de mecanizado para estructuras fundidas son generalmente mayores que para las soldaduras de acero. La tolerancia de mecanizado es fundamental para eliminar defectos como inclusiones, escamas, etc. La estructura soldada se puede reparar fácilmente en comparación con la estructura fundida. (Segerlind, 2010)

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

- Se debe utilizar hierro fundido para estructuras complejas sometidas a condiciones normales de carga que se producirán en gran número.
- El acero debe usarse para estructuras simples y con cargas pesadas que son para ser producidos en pequeño número.
- Se debe usar acero soldado combinado y hierro fundido donde la estructura de acero es económicamente adecuada. Ejemplo: carcasas de cojinetes de fundición que están soldados en la caja de alimentación. (Mahendrakumar y col., 2016)

4.3.2. Dimensión y geometría

Las estructuras se utilizan para sostener subconjuntos, para poder soportar todos los elementos de trabajo y cubrirlos. De igual manera, la estructura debe ser capaz de soportar las cargas y esfuerzos aplicados según los elementos sobre ella o que realizan un efecto en las mismas. Las estructuras de la máquina extractora están diseñadas para soportar el peso significativo de los elementos que la componen como los cilindros hidráulicos, placa estática y el elemento de sujeción entre el gancho extractor y el cilindro hidráulico. (Montaña, 2016).

La estructura de la máquina debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- La precisión geométrica inicial de la estructura debe mantenerse durante toda la vida útil de la máquina, por tanto, no sufrir deformaciones significativas.
- La forma y el tamaño de la estructura no solo deben proporcionar un funcionamiento seguro y mantenimiento de la máquina, pero también asegurar que los esfuerzos o cargas aplicadas no debe exceder los límites específicos.
- La selección del material y la alta rigidez estática y dinámica de los mismos aseguran un funcionamiento correcto y seguro de la extractora.
- Es importante considerar el diseño de la máquina para proporcionar seguridad al operario al momento de accionar la extractora. (Segerlind, 2010)

4.4. Sistema de control

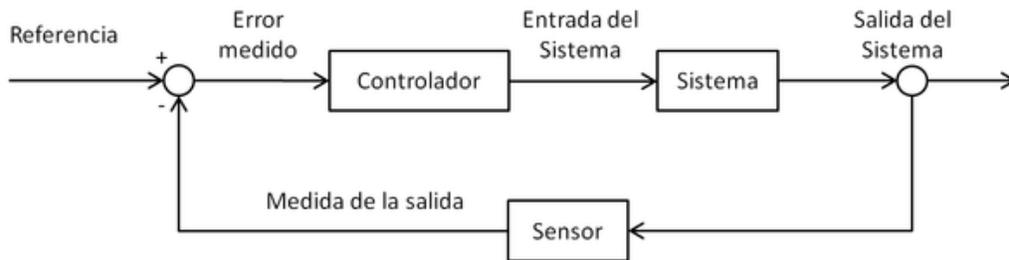
El desarrollo del sistema de control de una máquina generalmente se basa en la experiencia y ensayo del desarrollador. Este enfoque puede socavar el éxito mismo del desarrollo del sistema, siendo un proceso bastante largo y costoso, posiblemente interminable siendo actualizado y en mantenimiento.

En términos generales el sistema de control de una máquina es una colección de hardware y software, diseñado para coordinar la salida de cada componente individual para lograr la funcionalidad correcta de la maquina en cuestión. El nivel de inteligencia y automatización

necesaria para una máquina moderna es creciente y exigente, impulsado por los avances de computación y tecnología. El rendimiento de una máquina a menudo se juzga por su sistema de control. Con las partes del sistema mencionados con anterioridad se puede determinar la efectividad y eficiencia del funcionamiento. El diseño del sistema es una parte importante en el desarrollo de una máquina.(Lee y col., 2001)

El sistema de control incluye tanto los controladores de bajada orientados al hardware, como los servo controladores, reguladores de presión y el software orientado para controladores de alta gama como comandos de movimiento y coordinadores de movimiento. De igual forma, el sistema se puede dividir en tres diferentes fases: sistema, aplicación y función; estos son definidos según la funcionalidad y alcance. A continuación se muestra una imagen representativa de un diagrama simple de un sistema de control manual y automático con el cual sustentan un sistema más complejo.

Figura 5: Sistema de control manual y automático



Fuente:(Tecnología de Control, 2019)

5.1. Estrategia de metodología

El proyecto busca el diseño y fabricación de los diferentes componentes de la estructura de una máquina extractora de alambre para neumáticos, con la cual proveer seguridad, estabilidad y rigidez, tanto al módulo de extracción como a la máquina en sí. Con la finalidad de lograr esto se ejecuta un plan metodológico que consta de 7 fases.

Estas fases permiten identificar las necesidades y requerimientos de la máquina; así como también la recopilación adecuada de datos e información necesaria para comenzar el diseño completo de la estructura. El proceso de diseño se lleva a cabo iterando continuamente contemplando diferentes variables las cuales permitan al diseño acoplarse a lo necesario según los requerimientos y funcionalidad de la máquina.

Dentro de estas fases se integran los cálculos de esfuerzo, y ensayos de simulación bajo los cuales se somete la estructura, lo cual permite validar continuamente el diseño. Finalmente, se deben elaborar los planos mecánicos correspondientes a la máquina extractora dejando evidencia de las dimensiones y diseño final de la máquina completa.

5.2. Requisitos de diseño

Cuadro 1: Tabla de significados

Designación	Significado
CDM	Maquina extractora de alambre
S	R. de Seguridad
F	R. de Funcionamiento
C	R. de Costos
IM	R. de Interfase entre módulos
D	R. de dimensiones
U	R. de usuario
A	R. de apariencia

Cuadro 2: Requisitos

CÓDIGO	REQUISITO
	Dimensiones
CDM-D01	La estructura de la máquina deberá contar con un espacio mínimo de 1 metro de alto x 1 metro de largo x 0.8 metros de ancho para instalar el sistema de extracción.
CDM-D02	La máquina debe ser capaz de acomodar neumáticos con un diámetro exterior de 0.5 metros a 2 metros y un ancho de 0.2 metros a 0.5 metros.
CDM-D02	La altura máxima de la máquina debe ser de 2 metros; un ancho máximo de 1.5 metros; y un largo máximo de 3 metros.
CDM-D03	La placa estática que impide el paso del neumático y permite el paso libre del gancho y alambre debe tener geometría rectangular para facilitar su fabricación.
CDM-D04	La placa estática debe contar con un espesor mínimo de sección de 50 mm.
CDM-D05	El espacio libre entre el cilindro hidráulico y la estructura de la máquina debe permitir un movimiento fluido del cilindro con un espacio mínimo de 200 en cualquier dirección.
	Funcionamiento
CDM-F01	Si la extractora se encuentra apagada, ninguno de sus componentes debe estar moviéndose.
CDM-F02	Al estar encendida y trabajando, la extractora y sus componentes no deben calentarse a una temperatura mayor a 80°C.
CDM-F03	La estructura no debe deformarse significativamente (menos de 2.5 mm) al soportar las cargas producidas por el sistema de extracción.
CDM-F04	La estructura debe contar con una rejilla la cual se puede abrir y cerrar para recolectar el alambre extraído.
CDM-F05	La máquina debe ser capaz de ajustarse para operar con neumáticos cuyo rin es de hasta 24.5 pulgadas de diámetro o menores.

Cuadro 2 continuación de la página anterior

CÓDIGO	REQUISITO
CDM-F06	La placa estática debe tener una unión permanente (soldadura) a la estructura de la máquina para asegurar soporte axial con un factor de seguridad de al menos 4.
CDM-F07	La placa estática, por las condiciones de funcionamiento de la extractora, debe ser de un material con alta tenacidad.
CDM-F08	El gancho debe extraer el alambre sin destrozarse por completo el neumático para facilitar su traslado a la fase de trituración.
CDM-F09	La estructura de la máquina debe ser capaz de soportar la fuerza de extracción máxima de 125 kN.
CDM-F10	El material de la máquina y todas sus partes deben ser capaces de soportar vibraciones de frecuencia 15 Hz.
Apariencia	
CDM-A01	El sistema de extracción de la máquina se debe encontrar sin ningún tipo de guarda para evaluar el accionamiento del cilindro hidráulico.
CDM-A02	La estructura de la máquina deberá estar recubierta por una capa de primer y otra de pintura de color anticorrosiva.
CDM-A03	La máquina debe tener un diseño estético y atractivo que refleje una imagen profesional.
CDM-A04	Los acabados y detalles de la máquina deben ser de alta calidad para transmitir confiabilidad al usuario.
CDM-A05	La máquina debe tener una disposición ordenada de los componentes, con todos los cables y mangueras correctamente enrutados y ocultos para lograr un aspecto limpio y seguro.
CDM-A06	La máquina debe contar con un espacio dedicado para el sistema de control, que permita una organización eficiente y acceso rápido a los paneles de operación.
CDM-A07	La máquina debe contar con medidas de limpieza y mantenimiento fáciles de realizar, para preservar apariencia y funcionalidad a largo plazo.
Seguridad	
CDM-S01	La estructura de la máquina no deberá tener bordes filosos o punzantes.
CDM-S02	La máquina debe contar con un sistema de apagado de emergencia, en caso se necesite que este deje de operar de manera inmediata.
CDM-S03	Se deben incorporar protecciones y mecanismos de seguridad en las áreas de mayor riesgo, para prevenir acceso.
CDM-S04	La máquina debe estar equipada con etiquetas de seguridad claramente visibles, que proporcionen instrucciones y advertencias para el uso de la máquina.
CDM-S05	Debe contar con protecciones contra atrapamiento que eviten cualquier riesgo para el operador durante la extracción, y recolección de alambre.
Costos	
CDM-C01	El costo de la estructura completa no debe exceder \$3,000.00
CDM-C02	El costo total de la máquina no debe exceder \$10,000.00

Cuadro 2 continuación de la página anterior

CÓDIGO	REQUISITO
	Usuario
CDM-U01	El usuario deberá ser mayor de edad.
CDM-U02	El usuario debe portar el equipo de seguridad especificado dentro del manual de operación.
CDM-U03	El usuario debe recibir una capacitación previa de 2 a 3 días antes de ser autorizado para operar la máquina.
CDM-U04	La máquina debe estar diseñada ergonómicamente, teniendo en cuenta la postura y el esfuerzo físico del usuario durante la operación.
CDM-U05	Los controles y paneles de la máquina deben ser intuitivos y fáciles de comprender para el usuario.
	Interfase de módulos
CDM-IM01	La estructura y el sistema de extracción deben estar diseñados para permitir una conexión fácil para el ensamble y desensamble de la máquina.
CDM-IM02	Las uniones entre la estructura y el sistema de extracción deben ser seguras y estables para evitar cualquier tipo de movimiento o desconexión durante el funcionamiento de la máquina.
CDM-IM03	Se deben proporcionar instrucciones claras y detalladas sobre el ensamble, instalación, y ajuste de todos los componentes de ambos módulos de la máquina.

5.3. Cálculos y diseño de estructura

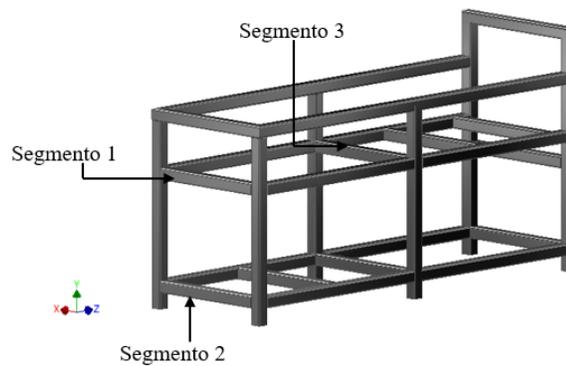
5.3.1. Esfuerzos

Estructura por segmentos

Para poder realizar el análisis adecuado de esfuerzos sobre la estructura es importante definir ciertos detalles anteriormente. Algunos de estos son: los segmentos bajo cargas, las características del material, propiedades de los perfiles seleccionados, etc.

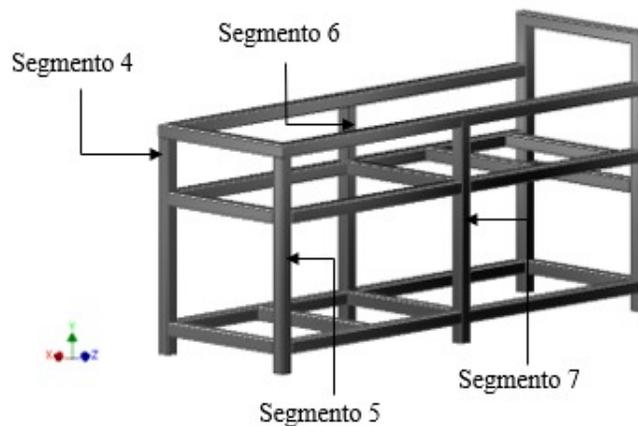
En cuanto a los esfuerzos, es necesario identificar que segmentos que componen a la estructura se encuentran bajo alguna carga o fuerza con la cual se vean afectados. Es importante mencionar que no todos los perfiles serán analizados ya que muchos de estos no se encuentran bajo ningún esfuerzo o carga mecánica y la carga que soportan no es significativa. Dado esto, es posible mostrar y nombrar estos diferentes segmentos para su análisis. A continuación, se presenta la división de segmentos y la identificación de cada uno para análisis posteriores:

Figura 6: Estructura por segmentos 1



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

Figura 7: Estructura por segmentos 2



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

Definición de cargas en la estructura

Una vez definidos los segmentos a analizar se procede a determinar la magnitud de carga o fuerza a la que se encuentran sometidos. Por lo mismo, se presenta un detalle correspondiente a las masas que se encontrarán dentro de la estructura y deberán ser consideradas para el funcionamiento de la máquina.

Cuadro 3: Masas en la estructura

Elemento	Magnitud	Dimensional
Cilindro hidráulico	122.45	kg
Fluido hidráulico	12.62	kg
Soporte trasero	10	kg
Dispositivos sistema de extracción	180	kg
Jaula de seguridad	22.67	kg

Fuente: Elaboración propia

Figura 8: Representación gráfica de elementos



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

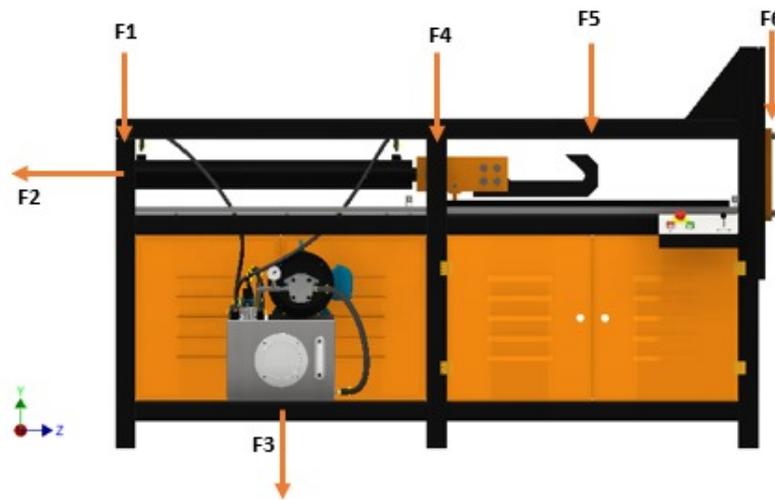
No solamente se debe considerar las masas que estarán siendo sostenidas por la estructura; sino también, las fuerzas ejercidas por estas mismas. Estas serán las magnitudes correspondientes a los cálculos bajo los cuales se evaluará la capacidad de la estructura para soportarlas. Las fuerzas se presentan en la siguiente figura bajo su identificación correspondiente en el diagrama de cuerpo libre debajo.

Cuadro 4: Definición de cargas

Elemento	Magnitud	Dimensional
Fuerza 1 (F1)	711.56	N
Fuerza 2 (F2)	125,000	N
Fuerza 3 (F3)	2,291.28	N
Fuerza 4 (F4)	711.56	N
Fuerza 5 (F5)	44.5	N
Fuerza 6 (F6)	400.32	N

Fuente: Elaboración propia

Figura 9: Representación gráfica de cargas



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

Definición de segmentos estructurales

Es importante iniciar el análisis seleccionando los perfiles adecuados para la fabricación de la máquina. Los perfiles implementados son cuadrados estructurales cuyas dimensiones son 3" x 3" x 1/4". Toda la estructura está compuesta de perfiles de estas dimensiones y fueron seleccionados en base a su función en la estructura. Luego fueron verificados para garantizar que estos cumplieran con los criterios de diseño.

Cuadro 5: Propiedades del perfil 3x3x1/4

Propiedad	Magnitud	Dimensional
Dimensión	3x3x1/4	in
Módulo de sección (S)	3.29E-05	m ³
Área (A)	1.57E-03	m ²
Momento de inercia (I)	1.26E-06	m ⁴
Momento polar de inercia (J)	2.11 E-06	m ⁴

Fuente: (Edge, 2000)

Definición de material

El material del cual serán los perfiles seleccionados será de Acero ASTM A36. Se seleccionó este material con base en sus propiedades de resistencia, facilidad de emplearlo en fabricación y principalmente por la disponibilidad local de los perfiles de dicho material. A continuación, se presenta el detalle de las propiedades de este material.

Cuadro 6: Propiedades de acero ASTM A36

Propiedad	Magnitud	Dimensional
Tipo	Acero ASTM A36	
Densidad (ρ)	7900	kg/m ³
Resistencia a la fluencia (S_y)	250	MPa
Resistencia última a la tensión (S_{ut})	400	MPa
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Relación de Poisson	0.26	-

Fuente: (Matweb, 2022)

Ecuaciones útiles

Esfuerzo normal por flexión

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (1)$$

Donde:

- M_{max} = Momento flector máximo en el segmento
- S = Módulo de sección del perfil (Cuadro 5)

Esfuerzo normal puro

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \quad (2)$$

Donde:

- P = Carga axial al segmento
- A = Área del perfil (Cuadro 5)

Esfuerzo cortante por torsión

$$\tau_{xz} = \frac{Tr}{J} \quad (3)$$

Donde:

- T = Momento torsor en el segmento

- r = Distancia del centroide a la sección más alejada del perfil
- J = Momento polar de inercia del perfil (Cuadro 5)

Esfuerzo equivalente Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2} \quad (4)$$

Donde:

- σ_x = Esfuerzo normal en el eje x
- σ_y = Esfuerzo normal en el eje y
- τ_y = Esfuerzo cortante

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (5)$$

Donde:

- S_y = Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36 (Cuadro 6)
- σ' = Esfuerzo equivalente Von Mises
- σ_{max} = Esfuerzo normal máximo

Pandeo de Euler

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{(L^2)} \quad (6)$$

Donde:

- E = Módulo de elasticidad del acero ASTM A36 (Cuadro 6)
- I = Momento de inercia del perfil (Cuadro 5)
- L = Largo total del segmento
- Se considera un factor de 0.5 debido a condiciones de doble empotramiento en extremos.

Ecuación de Marín

$$S_y = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_y \quad (7)$$

- k_a = Factor de condición superficial

- k_b = Factor de tamaño
- k_c = Factor por carga
- k_d = Factor de temperatura
- k_e = Factor de confiabilidad
- k_f = Factor dado por efectos varios
- S'_y = Resistencia a la fluencia considerando los factores

Carga de prueba (pernos)

$$F_p = A_t S_p \quad (8)$$

Donde:

- A_t = Área a tensión del perno
- S_p = Carga de prueba mínima

Precarga (pernos)

$$F_i = 0.75 F_p \quad (9)$$

Donde:

- F_p = Área a tensión del perno
- 0.75 es el factor asignado para sujeciones no permanentes

Torque de sujeción (pernos)

$$T = K F_i d \quad (10)$$

Donde:

- K = Coeficiente de torque asignado según material
- F_i = Precarga
- d = Diámetro nominal del perno

Esfuerzo cortante primario (soldadura)

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (11)$$

Donde:

- V = Carga cortante del segmento
- A = Área calculada según geometría del cordón

Esfuerzo cortante secundario (soldadura)

$$\tau'' = \frac{1.41M_{max}}{bdh} \quad (12)$$

Donde:

- M_{max} = Momento flector máximo
- b, d, h son las dimensiones de la geometría del cordón

Esfuerzo normal a tensión (soldadura)

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (13)$$

Donde:

- F = Carga o fuerza aplicada
- h = Valor de la garganta del cordón
- l = largo del cordón

Ecuación de Marín

Esta ecuación se emplea principalmente para considerar el valor de resistencia a la fluencia del material tomando en cuenta diferentes factores que aporten a que el valor de la resistencia del material sea más realista en cuanto a diferentes condiciones de trabajo.

En primer lugar, se debe considerar el factor de condición superficial k_a , este factor debe tomar en cuenta el tipo de maquinado o proceso por el cual pasó el material. Este factor se calcula de la siguiente manera:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (14)$$

Dada la ecuación anterior, es necesario considerar el valor de resistencia última a la tensión del material. Este factor por consiguiente se obtiene a continuación:

$$K_a = (4.51)(400MPa)^{0.265} = 0.92$$

Luego para el factor de tamaño k_b se debe considerar el diámetro equivalente del perfil seleccionado y determinar el factor según el rango del diámetro. Para este caso se determina

el factor de tamaño de la siguiente manera:

$$K_b = 0.91d_e^{-0.157} \quad (15)$$

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

$$K_b = 0.91(2.424)^{-0.157} = 0.79$$

El factor por carga k_c se determina dependiendo de los tipos de carga o fuerzas que se apliquen a los segmentos analizados. En este caso se deberá considerar de valor igual a 1; esto debido a que los segmentos analizados se encuentran sufriendo por cargas de flexión, torsión y axiales.

Por consiguiente, el factor de temperatura k_d se debe definir según la temperatura a la cuál se espera esté trabajando la máquina. En este caso se considera una temperatura de 23°C / 73.4 °F por lo cual el factor se determina de la siguiente forma:

$$K_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (16)$$

$$K_d = 1.22$$

El siguiente factor a considerar es el factor de confiabilidad. Este factor incluye la confiabilidad del diseñador en los cálculos efectuados. Si se considera una confiabilidad del 99.9 % en los cálculos, el factor deberá ser el siguiente:

$$K_e = 1 - 0.08Z_a \quad (17)$$

$$K_e = 1 - 0.08(4.753) = 0.95$$

Por último, se debe considerar el factor por efectos varios, el cual toma en cuenta corrosión, desgaste, endurecimiento, etc. Estos efectos pueden ser considerados con base en el siguiente valor:

$$K_f = 0.95$$

Una vez calculado y definido los anteriores factores es posible utilizar la ecuación de Marin; con la cual es posible un nuevo valor de resistencia a la fluencia el cual es más realista para las condiciones consideradas. Por lo tanto, el nuevo valor de la resistencia a la fluencia es el siguiente:

$$S_y = 0.92 * 0.79 * 1 * 1.22 * 0.95 * 0.95 * 250MPa$$

$$S_y = 217.5MPa$$

Criterio de Ullman

Antes de comenzar a analizar los segmentos y determinar los esfuerzos aplicados; es necesario considerar el criterio de Ullman para poder definir un factor de seguridad, tomando en consideración distintos parámetros. Estos parámetros incluyen el material, esfuerzo, geometría, análisis de fallas y confiabilidad. El factor de seguridad definido con este criterio permite tomar de referencia este valor para ser comparado con los factores de seguridad calculados durante la fase teórica. Esta comparación permite evaluar y verificar si los valores obtenidos son satisfactorios en cuanto al criterio del diseñador y los factores tomados en cuenta a continuación.

$$n = n_{material} * n_{esfuerzo} * n_{geometria} * n_{analisisdefallas} * n_{confiabilidad} \quad (18)$$

Para definir el factor de seguridad bajo estos criterios se consideró cada uno por separado según lo siguiente:

- Contribución del material = 1.1

Se seleccionó este valor ya que las propiedades de los materiales fueron obtenidas por medio de un catálogo de proveedor.

- Contribución de esfuerzo = 1.2

Las cargas en la estructura pueden variar, en este caso son estimadas y se estimó con sobrecargas entre 20 % y 50 %.

- Contribución por geometría = 1.1

Se colocó este valor ya que la geometría de la estructura y sus componentes no se ajustan a la tolerancia.

- Contribución por análisis de fallas = 1.0

En este caso se seleccionó este valor ya que la estructura se encuentra bajo estados de esfuerzo estático.

- Contribución por confiabilidad = 1.4

Se utilizó este valor ya que la a confiabilidad de los segmentos analizados debe ser entre 92 % y 98 %

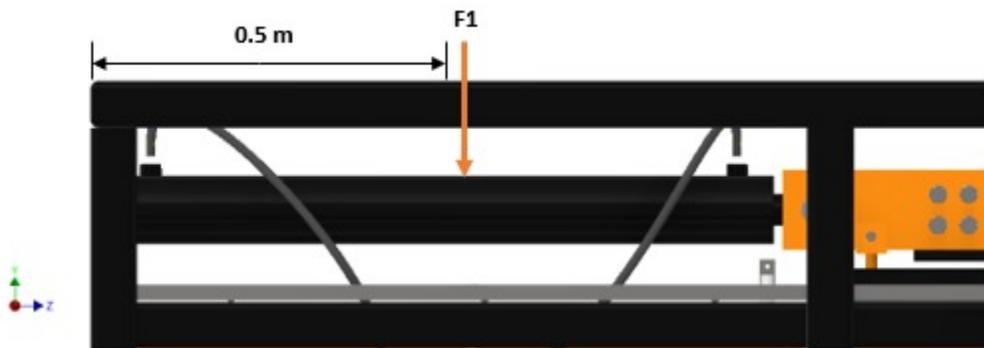
Tomando en cuenta los factores anteriores, se puede obtener un valor de factor de seguridad para tomar de referencia en cuanto al criterio de Ullman de **2.03**

Análisis de segmento 1

El primer segmento analizado es el encargado de soportar el peso del cilindro hidráulico y el soporte trasero para este mismo. Es necesario tomar en consideración que los esfuerzos soportados por este segmento son provocados directamente por estos elementos. También se debe considerar en este punto la fuerza de reacción producida por el cilindro al momento de la extracción del alambre.

Cabe mencionar que para poder analizar y definir los esfuerzos presentes es necesario tomar ciertas consideraciones. En primer lugar, el peso del cilindro no solamente se encuentra soportado por este segmento, sino también por el segmento 3. De igual manera, se considera la fuerza del peso en el centro de masa del cilindro. Esto es posible evidenciarlo en la siguiente figura:

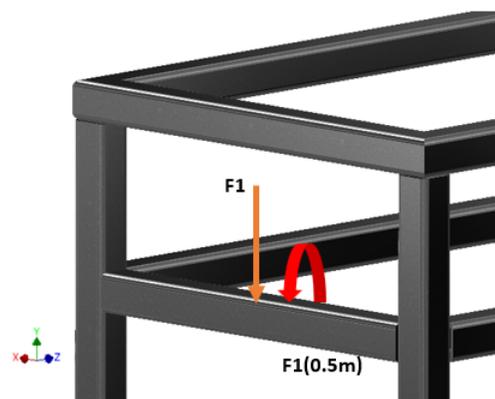
Figura 10: DCL cilindro hidráulico



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

Tomando esto en consideración, es necesario trasladar la fuerza hacia el perfil, para esto se considera el largo del cilindro y la magnitud de la fuerza ejercida por el peso. Al trasladar esta fuerza se provoca un momento torsor dado por la multiplicación de la magnitud de la fuerza y la mitad del largo del cilindro.

Figura 11: DCL segmento 1



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

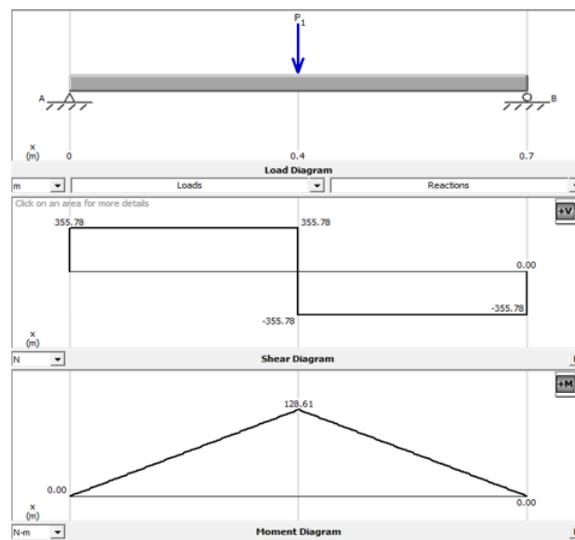
Es importante recalcar que para definir la magnitud de la fuerza se considera el peso del cilindro con fluido y el peso del soporte. Una vez encontrada esta fuerza, se dividió en dos para poder determinar la magnitud de la fuerza que se efectúa tanto en el segmento 1 como en el segmento 3.

$$F = 98N + 1325N = 1,423N$$

$$F_1 = \frac{F}{2} = 711.5N$$

Dada esta magnitud es posible encontrar el momento torsor reflejado por el traslado de la fuerza. La fuerza también genera flexión sobre el perfil, por lo cual se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el mismo para determinar la sección crítica y el momento flector máximo sobre el segmento.

Figura 12: Diagrama de carga, corte y momento del segmento 1



Captura tomada del *software* MDSolids

Del diagrama es posible observar que la sección crítica del segmento está ubicada exactamente en el centro donde se presenta la fuerza, ya que en este punto se presenta la magnitud de momento flector máximo. Seguido de esto, es necesario determinar los efectos de la fuerza de reacción.

La fuerza de reacción es producida por el cilindro al momento de generar la extracción del alambre. Esta fuerza se encuentra directamente sobre el soporte en la línea del eje del cilindro. Esta se puede observar de la siguiente manera:

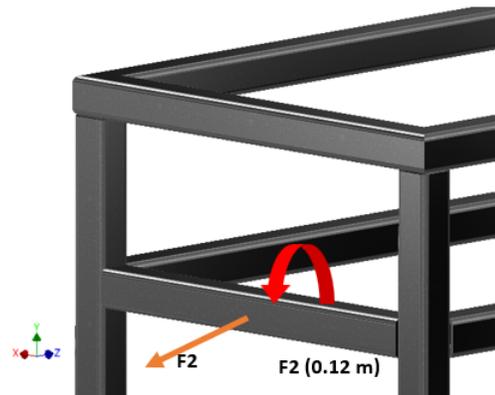
Figura 13: DCL fuerza de reacción



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

Con esta información, es necesario trasladar la fuerza hacia el centro del perfil, tomando en consideración la longitud desde el centro del soporte hasta el centro del perfil. Al trasladar esta fuerza se produce un momento torsor dado por la magnitud de la fuerza de reacción y la longitud mencionada con anterioridad.

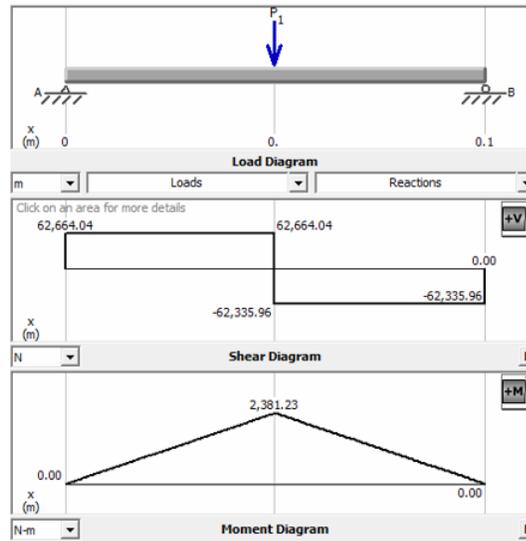
Figura 14: Segundo DCL segmento 1



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

La magnitud de la fuerza de reacción es de 125 kN , dada esta información es posible determinar el momento torsor reflejado por el traslado de la fuerza y cabe mencionar, que al mismo tiempo se ve reflejado un momento flector sobre el mismo segmento por lo cual se procedió a encontrar el diagrama de momento flector en el mismo para determinar la sección crítica y el momento máximo sobre el segmento.

Figura 15: Diagrama de carga, corte y momento del segmento 1



Captura tomada del *software* MDSolids

Con los resultados obtenidos de momento flector máximo del diagrama y de momento torsor es posible determinar los esfuerzos presentes en el segmento. Es importante recalcar que en este punto del segmento se cuenta con precisamente dos momentos flectores y dos momentos torsores. En cuanto a los momentos flectores es necesario identificar que el primero actúa sobre el eje Y y el segundo sobre el eje Z; por lo tanto, es necesario calcular un momento resultante para la flexión en dos planos.

$$M_{max} = \sqrt{(128.61Nm)^2 + (2,381.23Nm)^2} = 2,384.7Nm$$

Este momento máximo de flexión produce un esfuerzo normal por flexión, el cual se puede determinar de la siguiente manera:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{2,384.7}{3.29 * 10^{-5}} = 7.24 * 10^7 Pa$$

El momento torsor genera un esfuerzo cortante por torsión, determinado de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{15,387Nm * 0.0381}{2.11 * 10^{-6}} = 2.77 * 10^8 Pa$$

Dada la combinación de esfuerzo normal y cortante en el mismo segmento, es necesario calcular el esfuerzo equivalente Von Mises para considerar ambos esfuerzos y determinar un factor de seguridad para el segmento.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2}$$

$$\sigma' = 7.13 * 10^7 Pa$$

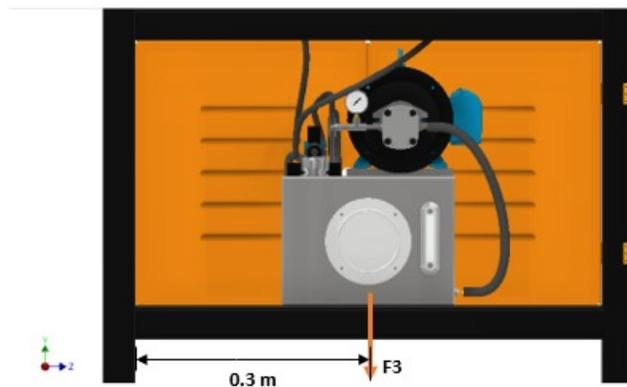
$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = 3.06$$

Análisis de segmento 2

El análisis del segmento 2 es muy similar al del segmento 1; sin embargo, en este caso el segmento está soportando la carga del sistema de extracción lo cual incluye, el depósito, la bomba, el motor y accesorios. Este sistema se encuentra ubicado sobre una plancha de acero que descansa sobre el perfil. Para poder determinar el valor de la fuerza generada se consideró el peso de todos los dispositivos y el peso de la plancha.

$$F_3 = 1,779N + 512N = 2,291N$$

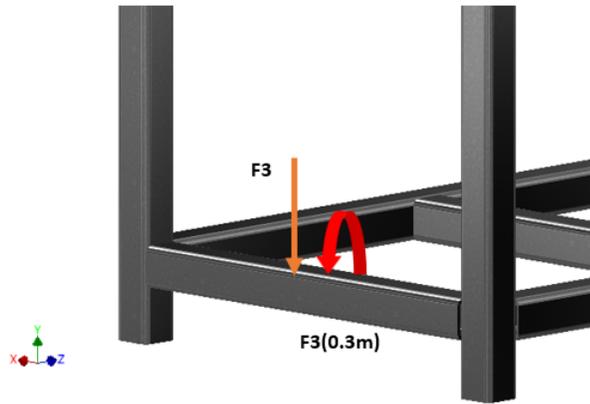
Figura 16: DCL depósito y dispositivos



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

Dada la ubicación de la fuerza, es posible identificar que esta misma no se encuentra directamente sobre el perfil, por lo cual es necesario trasladar dicha fuerza hacia este. Al trasladar la fuerza se genera un momento torsor. El momento torsor se define multiplicando el valor de la fuerza y la distancia hacia el perfil la cual es de 30 cm.

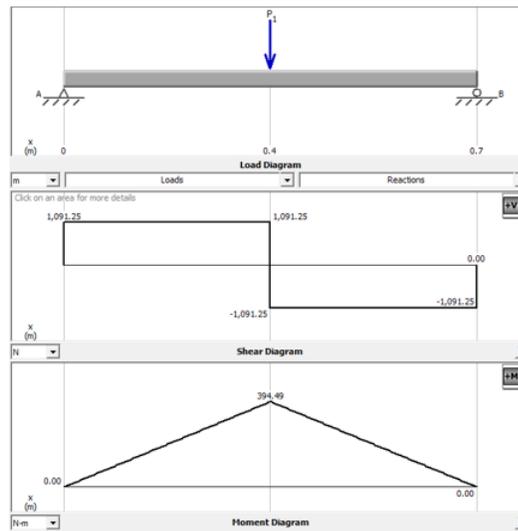
Figura 17: DCL de segmento 2 trasladado



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

De igual manera, se produce un momento flector en el punto donde se trasladó la fuerza, el cual puede ser definido empleando el software MDSolids para determinar el momento flector máximo y la sección crítica del segmento.

Figura 18: Diagrama de carga, corte y momento del segmento 2



Captura tomada del *software* MDSolids

Con estos resultados para cada uno de los momentos tanto torsor como flector en el segmento, es necesario determinar los esfuerzos generados por cada uno de los anteriores. El momento flector ocasiona esfuerzo normal definido por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{394.5 Nm}{3.29 * 10^{-5}} = 1.20 * 10^7 Pa$$

El momento torsor ocasiona esfuerzo cortante por torsión, el cual se define de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{687.3Nm * 0.0381}{2.11 * 10^{-6}} = 1.24 * 10^7 Pa$$

Dada la combinación de esfuerzo normal y cortante en el mismo segmento, es necesario calcular el esfuerzo equivalente Von Mises para considerar ambos esfuerzos y determinar un factor de seguridad para el segmento.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_y^2}$$

$$\sigma' = 2.46 * 10^7 Pa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = 8.87$$

Análisis de segmento 3

Como anteriormente fue mencionado, el segmento 3 comparte la misma función del segmento 1 el cual es soportar el peso del cilindro hidráulico. De igual manera este segmento presenta la misma magnitud de la fuerza y se encuentra bajo las mismas condiciones de montaje. En este segmento se debe trasladar la fuerza y encontrar los resultados para momento flector y torsor correspondientes. Para los cálculos de este segmento se debe proceder de la misma forma que con el segmento 1.

Para no presentar un proceso iterativo bajo las mismas condiciones, los resultados para los cálculos de este segmento pueden ser evidenciados en la Tabla 11 en la sección de resultados.

Análisis por pandeo

Al tomar en consideración los elementos verticales y el esfuerzo que sufren; es necesario evaluar el pandeo de estos segmentos para validar que las cargas aplicadas no superen la carga crítica y por lo mismo, que no exista pandeo en los mismos.

Cabe mencionar que la ecuación de pandeo de Euler se ve afectada por un factor de 0.5 para el largo efectivo debido a la condición asumida de doble empotramiento para cada uno de los segmentos evaluados.

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

A continuación, se permite evaluar el valor de la carga crítica para los segmentos verticales y determinar que esta sea mayor a la carga que se encuentran soportando los segmentos.

$$P_{crit} = 9.21 * 10^6 N$$

$$9.21 * 10^6 N > 44.5N$$

Una vez validado dicho enunciado, es posible definir que la carga crítica es sumamente mayor a la fuerza ejercida y, por lo tanto, este perfil como los demás no sufrirán por pandeo. Los demás resultados para el análisis de pandeo para los demás perfiles se encuentran ubicados en la sección de resultados en la Tabla 12.

5.3.2. Análisis de pernos

Pernos de sujeción

En la estructura se visualizan diferentes pernos colocados con la única función de sujeción entre elementos bajo ningún tipo de carga externa. Para estos es necesario definir solamente el torque al cual se deben sujetar, el calculo del mismo y la precarga.

Para este caso de sujeción se decidió implementar pernos cuya denominación es: 3/8 – 16 UNC cuyo diámetro nominal es de 3/8 de pulgada. Es importante recalcar que el agujero designado para colocar dichos pernos se encuentra alejado del borde por 3/4 de pulgada. El material de estos pernos es ASTM A307 de acero bajo en carbono, esto debido a su facilidad de adquisición y asegurándonos que sus características cumplan la función de sujeción

Como se menciona anteriormente este caso de pernos serán únicamente para sujeción por lo cual es necesario que no sean uniones permanentes. Dada esta información, se puede proceder a determinar la precarga y el torque necesario.

Para poder determinar el valor de la precarga, es necesario determinar la carga de prueba mediante la siguiente ecuación.

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = (0.075in^2)(33,000psi) = 2,557.5lb$$

Una vez definida el valor de la magnitud de carga de prueba es posible calcular la precarga, tomando en consideración que la sujeción de los pernos mantendrá una unión no permanente, por lo cual la precarga se encuentra utilizando un factor de 0.75 de la carga de prueba.

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_i = 0.75(2,557.5lb) = 1,918lb$$

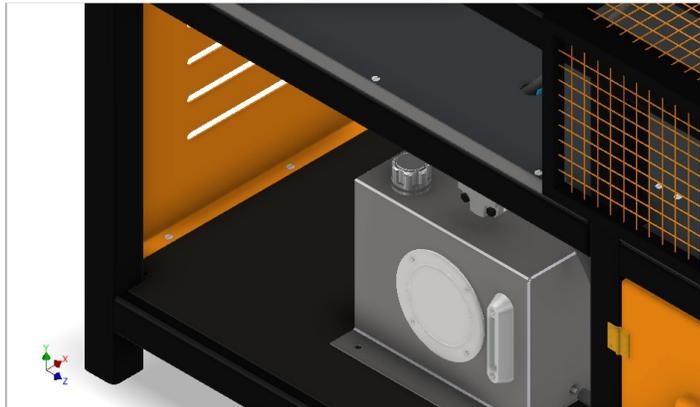
Ya definida la precarga es necesario calcular el torque de sujeción para los pernos. Este se define mediante la siguiente ecuación:

$$T = KF_i d$$

De esta ecuación se utiliza el diámetro nominal, la magnitud de precarga y el factor K o coeficiente de torque. Este coeficiente puede variar dependiendo de los diferentes tipos de acabado del perno. Esta información es limitada en la mayoría de los casos y se decidió implementar un coeficiente de 0.2, aplicable a la mayoría de los pernos.

$$T = 0.2(1,918lb)(0.375in) = 143.86lb * in$$

Figura 19: Posición de los pernos de sujeción



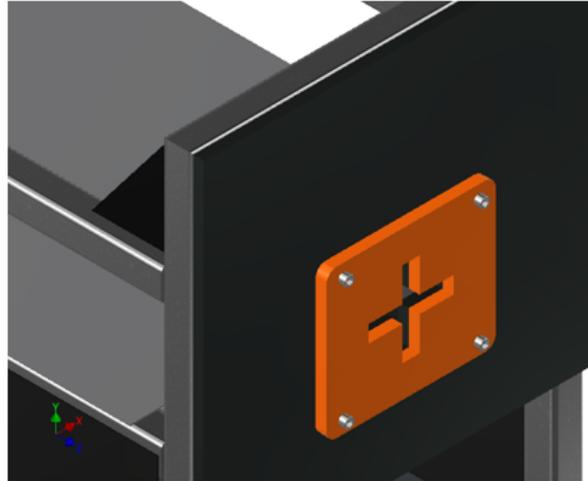
Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Pernos en placa estática

En la estructura se emplea un elemento fundamental para el funcionamiento de la misma, este es la placa estática. Esta es encargada de soportar la reacción del neumático al momento de la extracción del alambre. Esta placa cuyo material es acero ASTM A36, tiene un peso significativo y que actúa sobre los pernos por los cuales se encuentra sujeta a la estructura.

Este caso de sujeción emplea el análisis de fuerza cortante sobre los pernos debido al peso de la placa sobre los mismos. Por lo tanto, es necesario determinar siempre la precarga, el torque de sujeción y principalmente los esfuerzos bajo los cuales se encuentran los pernos y si estos soportarán dicha carga. A continuación, la representación del posicionamiento de los pernos en la placa.

Figura 20: Placa estática sujeta por pernos



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

Dado el proceso de los pernos del caso anterior, cuya función es únicamente la sujeción, se debe iterar el procedimiento de cálculo de la precarga y torque de sujeción para este caso con las características adecuadas para estos pernos. Cabe mencionar que los pernos se encuentran ubicados a 1.5 diámetros del borde de la placa para evitar desgarre en la placa.

Los pernos empleados para la placa estática son designación 3/4 - 10 UNC, cuyo diámetro nominal es de 3/4 de pulgada y material SAE Grado 5. Dada esta información, es posible comenzar calculando la carga de prueba.

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = (0.334in^2)(33,000psi) = 11,022lb$$

De igual manera que en el caso anterior, se determina un factor para la precarga para pernos en uniones no permanentes de 0.75 y un coeficiente de torque de 0.2 para definir el torque de sujeción en base a los acabados del perno.

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_i = 0.75(11,022lb) = 8,266.5lb$$

$$T = K F_i d$$

$$T = 0.2(8,266.5lb)(0.750in) = 1,239.4lb * in$$

Una vez se define la magnitud del valor de torque de sujeción, es posible comenzar a analizar el esfuerzo ejercido sobre cada uno de los pernos. Inicialmente, es importante determinar el peso de la placa el cual representará la fuerza de corte aplicada a los pernos. El esfuerzo presente en los pernos es corte puro Para analizar este mismo es importante definir la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

De esta ecuación se define la magnitud de la fuerza ejercida por el peso de la placa y el área la cual representa el área de la sección transversal del perno. Este esfuerzo se calculó bajo el supuesto de que la carga es soportada por un solo perno, esto en caso cualquiera de los otros tres se afloje o pierda torque.

$$\tau = \frac{400N}{2.15 * 10^{-4}m^2} = 1.86 * 10^6 Pa$$

Ya habiendo calculado la magnitud del esfuerzo presente es necesario determinar si estos fallarán o no según la resistencia del material. Para esto se determinó el factor de seguridad aplicable.

$$n = \frac{0.5S_y}{\tau} = \frac{1.09 * 10^8 Pa}{1.86 * 10^6 Pa} = 58.6$$

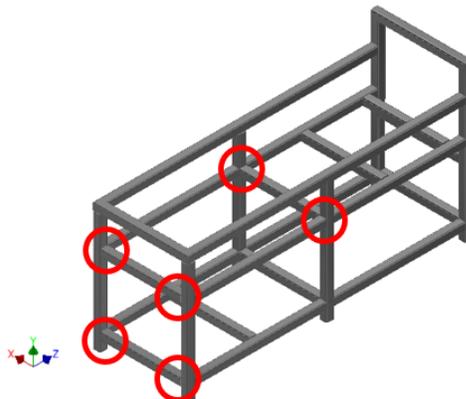
Dado este resultado es posible mencionar que los pernos no fallarán bajo el efecto de cortante debido al peso de la placa.

5.3.3. Análisis de soldaduras

Soldadura segmentos en flexión

En la estructura hay diferentes segmentos los cuales se encuentran bajo flexión y las soldaduras aplicables a estos deben seguir la misma serie de pasos para poder calcularlos y definir si la soldadura será apta para dados segmentos. En la siguiente imagen se identifican los puntos de soldadura que se deben considerar ya que dados segmentos se encuentran bajo flexión.

Figura 21: Identificación de puntos de soldadura



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

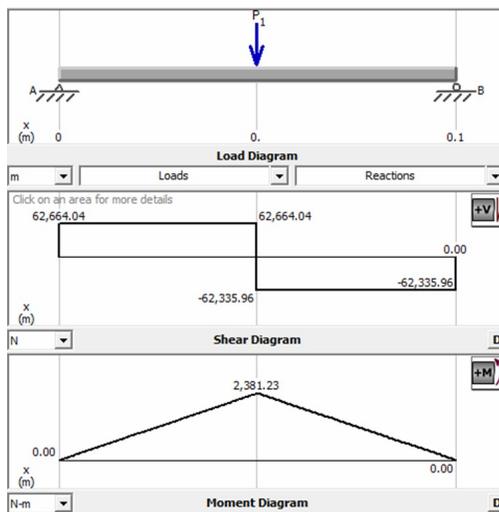
Las soldaduras son aplicables al caso de soldadura a flexión. Dada esta información es necesario determinar el corte provocado por el momento flector y por la carga cortante; para finalmente determinar el esfuerzo cortante total.

En primera instancia, es necesario determinar la magnitud del momento flector y la carga cortante en dado punto. Para esto se puede recurrir al diagrama de carga, corte y momento de cada segmento analizado. En este caso se estará analizando para los segmentos 1, 2 y 3.

Con el objetivo de resumir el proceso iterativo de cálculo de soldadura para cada segmento, se estará analizando el segmento 1 como referencia.

A continuación, se presenta el diagrama representativo para el segmento 1.

Figura 22: Diagrama de carga, corte y momento segmento 1



Captura tomada del *software* MDSolids

Considerando la carga cortante en el punto donde se encontrará la soldadura es de 62 kN y el momento flector cuya magnitud es de 2,381.23 Nm, es posible calcular los esfuerzos cortantes primario y secundario. Cabe mencionar que se realizó el cálculo de soldadura en función de asegurar el perfil bajo las fuerzas más altas presentes en el mismo.

El esfuerzo cortante primario toma en consideración la carga cortante y el área de soldadura. El área de soldadura debe definirse tanto por la forma de la soldadura o cordones y la longitud de los mismos. Para esto se emplea la siguiente ecuación:

$$A = 1.414h(b + d)$$

$$A = 1.414(0.0047m)(0.076m + 0.076m) = 0.001m^2$$

Cabe mencionar que, para poder definir el área, es necesario determinar la garganta o “h” siendo esta de 3/16 de pulgada y siendo una soldadura cuadrada alrededor del perímetro completo del perfil, el largo de cada cordón será igual a cada uno de los lados del perfil. Con este resultado, es posible definir el esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{62,664.04N}{0.001m^2} = 6.20 * 10^7 Pa$$

Seguido de este, es posible calcular el siguiente esfuerzo cortante secundario, el cual toma en consideración el momento flector máximo y los parámetros de cada cordón de la soldadura.

$$\tau'' = \frac{1.41M_{max}}{bdh}$$

$$\tau'' = \frac{1.41(2,381.23Nm)}{0.0047m * 0.076m * 0.076m} = 1.24 * 10^8 Pa$$

Conociendo las magnitudes para el esfuerzo cortante primario y secundario, se puede determinar el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = 1.39 * 10^8$$

Ahora bien, para esta y las demás soldaduras en la estructura se decidió implementar un electrodo cuya designación sea E70xx con el fin de obtener alta resistencia y cuya aplicación sea adecuada a la maquinaria en cuestión. Se determina el valor de la resistencia a la fluencia y se compara con el esfuerzo cortante total.

$$S_y = 3.93 * 10^8 Pa$$

$$S_{yy} = 0.6S_y$$

$$n = \frac{S_{yy}}{\tau} = 1.84$$

El esfuerzo permisible se delimita por un factor de 0.5 al ser una soldadura a tope bajo un tipo de carga de flexión. Ahora bien, es necesario calcular el factor de seguridad del material base, esto implica comparar el esfuerzo cortante total y la resistencia a la fluencia del material soldado. En este caso acero ASTM A36.

$$S_y = 2.18 * 10^8 Pa$$

$$S_{yy} = 0.6S_y$$

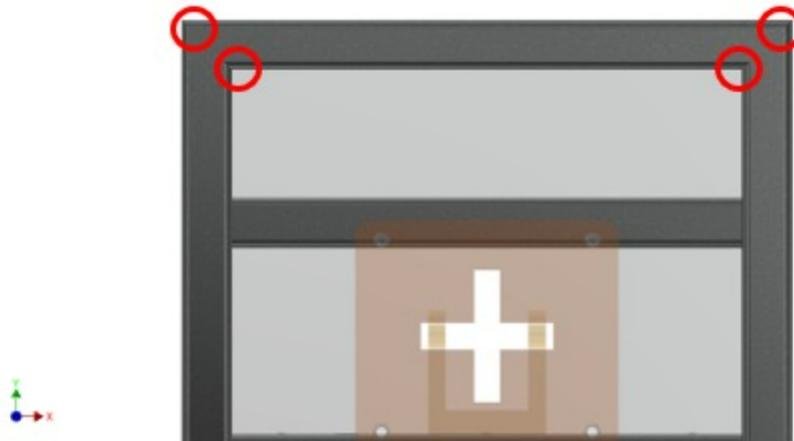
$$n = \frac{S_{yy}}{\tau} = 1.02$$

Finalmente se define que las soldaduras lograrán resistir a los esfuerzos empleados bajo el segmento 1. Sin embargo, este proceso se repite para los segmentos 2 y 3. En este caso los cálculos varían según el momento flector máximo, la carga cortante y los diagramas para cada segmento mencionado. Los resultados correspondientes a estos segmentos se pueden encontrar en la sección de resultados en la Tabla 14.

Soldadura lámina y estructura bajo cortante

En la estructura hay un punto importante a tomar en consideración. Para la parte frontal de la misma donde se ubica la placa estática, se presenta una plancha o lámina gruesa soldada a la estructura. Este elemento en sujeción permanente debe definirse para conocer si la soldadura será capaz de soportar el esfuerzo aplicado.

Figura 23: Lámina y perfiles perpendiculares



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

Esta lámina estará considerada bajo esfuerzo cortante. La fuerza aplicada en este caso será la fuerza máxima de extracción del cilindro. Como se presenta en la figura anterior, las soldaduras a analizar en este caso son las presentes en los perfiles unidos perpendicularmente, ya que al momento de la extracción estos se verán afectados directamente por la fuerza. Dada esta información, se define el electrodo cuya designación será la misma que para las demás soldaduras siendo, E70xx. En este caso, se empleará el análisis para estos cuatro cordones por lo cual se toma en cuenta un cuarto de la fuerza de extracción para determinar el esfuerzo por cordón.

Se define la fuerza de extracción de un máximo de 125 kN, y como se menciono anteriormente, este análisis se empleó bajo una fuerza de 31.2kN al estar distribuida en los 4 puntos donde se colocará cada cordón. Se empleará un cordón de garganta de 3/16 de pulgada y un largo de 7.62 cm. Dada esta información, es posible comenzar a definir el esfuerzo normal por tensión.

$$\tau = \frac{F}{hl}$$

$$\tau = \frac{31.2kN}{(0.0047m)(0.0762m)} = 8.61 * 10^7 Pa$$

Una vez definido el esfuerzo, es necesario compararlo con la resistencia a la fluencia del electrodo y del material de base en donde se estará aplicando la soldadura, con la finalidad de obtener el factor de seguridad de la misma.

$$S_y = 3.93 * 10^8 Pa$$

$$S_{yy} = 0.6S_y$$

$$n = \frac{S_{yy}}{\tau} = 2.74$$

Ahora bien, se define el factor de seguridad correspondiente al material base el cual en este caso siendo la estructura y la lámina del mismo material, se emplean las propiedades del acero ASTM A36.

$$S_y = 2.18 * 10^8 Pa$$

$$S_{yy} = 0.6S_y$$

$$n = \frac{S_{yy}}{\tau} = 1.52$$

Como es posible evidenciar, la fuerza en este caso es mucho más alta que en otros puntos de la estructura; sin embargo, considerando los factores de seguridad es posible concluir que estos elementos y su soldadura no fallarán debido a la magnitud de esta fuerza. Cabe mencionar que se consideró la fuerza máxima de extracción, sin embargo; la magnitud de la fuerza en condiciones normales de trabajo es menor y depende del rin del neumático que se esté operando.

5.3.4. Análisis de costos

Para poder decidir y definir las dimensiones de los tubos estructurales con los cuales construir la estructura de la máquina, se pensó en utilizar diferentes tamaños y espesores en toda la estructura; esto ya que muchos segmentos de la estructura no se encuentran bajo esfuerzos mecánicos. Por esta razón se decidió cotizar diferentes tubos para poder determinar los costos asociados a diferente tamaños y espesores. Se consideró emplear tubería cuadrada de 3" x 3" x 3/8" para los segmentos bajo cargas y esfuerzos mecánicos. Sin embargo, también se tomó en consideración utilizar un espesor menor, por lo cual se cotizó tubería cuadrada de 3" x 3" x 1/4". Para los demás segmentos se decidió cotizar tubería cuadrada y rectangular, 2" x 2" CH 14 y 3" x 2" CH 14, respectivamente. A continuación, se presentan los costos de los diferentes tamaños cotizados:

Cuadro 7: Precio de tubos estructurales, Proveedor MultiGroup

Tubería Estructural	Costo Unitario / 6 m
3" x 3" x 3/8"	Q. 2,330.34
3" x 3" x 1/4"	Q. 965.41
2" x 2" CH14	Q. 240.24
3" x 2" CH14	Q. 294.85

Fuente: Elaboración propia

Dada esta información, fue posible tomar una decisión respecto a que perfiles emplear en la estructura. Debido al alto costo del tubo cuadrado de 3" de espesor 3/8", se decidió emplear un tubo de menor espesor siendo este de 1/4". De igual manera, se decidió utilizar este perfil para la estructura completa. Esto para simplificar el proceso de manufactura y soldadura. Además, este tamaño de tubería permite un aspecto más estético y robusto a la estructura. Cabe mencionar que durante el proceso de metodología se iteró con los diferentes tamaños para asegurar que no se sobredimensionara la estructura, que los tubos estructurales soportaran los esfuerzos y que los costos de esta no superaran el presupuesto establecido.

La estructura se encuentra resguardada en su alrededor por diferentes tamaños de guardas o puertas. Se tomó la decisión de utilizar láminas delgadas, ya que estas son únicamente para cubrir los componentes internos, brindar un aspecto más estético y estas no se encuentran bajo ningún tipo de carga o esfuerzo mecánico. Cabe mencionar que la lámina sobre el riel del cilindro hidráulico y la que se encuentra debajo del mismo se consideran bajo las mismas condiciones. Por esta razón, se decidió emplear para estas lamina Norma A36 1/8" de espesor.

Por otra lado, se necesitan de láminas más gruesas para la plancha frontal que sujeta la placa estática y otra para elaborar la placa misma. Para la lámina frontal se utilizó una lámina Norma A36 de 1" de espesor y para la placa estática se decidió utilizar el mismo

espesor para reducir costos. Se decidió utilizar planchas con mayor espesor ya que ambos elementos se encuentran bajo esfuerzo mecánico. Cabe mencionar que se consideró la opción de implementar lámina Hardox para la placa estática debido a las propiedades de este en cuanto al desgaste o abrasión. Sin embargo, el costo es restrictivo al presupuesto inicial y por lo tanto, se optó por utilizar la lámina A36. Al ser este un material cuya resistencia al desgaste es menor al Hardox, es muy probable que esta pieza se tenga que reemplazar periódicamente.

Para considerar el riel guía para el gancho extractor de alambre se optó por seleccionar un perfil estructural rectangular de 3" x 2" CH14 con el cual poder construir el riel y proporcionar estabilidad al gancho durante la extracción.

En la estructura se ubica una jaula de seguridad con la cual proveer protección al operario durante la extracción. Para construir este componente de la estructura se decidió implementar tubería estructural cuadrada de 1" x 1" CH14 para los marcos de la jaula. En el interior de cada marco será soldada lámina desplegada de 1"x 1/2"x 1/16". Esto será de utilidad para ayudar a mantener los restos de alambre y las fibras dentro de la máquina en todo momento. Esta jaula puede ser movilizada a lo largo de la estructura en caso se quiera retirar el alambre extraído, esto es posible debido a la implementación de rieles guía. Para estos rieles se decidió implementar hierro angular de 1" x 1" de espesor de 1/8".

5.3.5. Optimización de costos

Con el objetivo de reducir los costos y seleccionar adecuadamente la cantidad de material a comprar; se decidió realizar un análisis para optimizar y definir la cantidad de materiales a comprar en base a la cantidad de cortes y diferentes tamaños de segmentos que se requieren para construir la estructura de la máquina extractora de alambre.

Se inició definiendo la cantidad de segmentos necesarios en la estructura y sus dimensiones. Se conoce que los tubos cotizados son de un largo de 6 metros y con esta información se puede determinar cuántos tubos son necesarios para satisfacer los requerimientos de cada segmento, reduciendo la cantidad de material de desperdicio.

Para la estructura se deben realizar los siguientes cortes en las dimensiones correspondientes:

- 2 segmentos de 2.7 metros
- 2 segmentos de 1.5 metros
- 10 segmentos de 1.2 metros
- 11 segmentos de 0.7 metros

Con esta información, se realizó un análisis para conocer cuál sería la combinación óptima de corte de tubos con la cual se logren disminuir los residuos o desperdicios y se identifique la cantidad de tubos necesarios a comprar. En este análisis se iteraron diferentes combinaciones en cada tubo con el objetivo principal comprar la menor cantidad de tubos posibles.

Como resultado en el análisis, la cantidad de tubos necesarios para poder cumplir con las restricciones y conocer la forma óptima de cortar cada tubo, requiere de la compra de 5 tubos estructurales, y para cada cual se definen los cortes necesarios. Los cortes se deben

realizar de la siguiente manera:

- Tubo no.1: 2 cortes de 2.7 metros
- Tubo no.2: 2 cortes de 1.5 metros y 2 cortes de 1.2 metros
- Tubo no.3: 5 cortes de 1.2 metros
- Tubo no.4: 3 cortes de 1.2 metros y 3 cortes de 0.7 metros
- Tubo no.5: 8 cortes de 0.7 metros

Con estos resultados, se logró identificar la cantidad necesaria de tubos a comprar y para este caso la cantidad de residuos fue de un total de 1.3 metros, siendo un segmento de 0.6 metros, otro de 0.3 metros y el último de 0.4 metros.

Este proceso y análisis, se reiteró para poder definir la cantidad de láminas necesarias a comprar para construir las guardas, puertas, la placa estática, la lámina frontal y la jaula de seguridad. Con el mismo objetivo de reducir los costos y los desperdicios comprando la cantidad de láminas y tubería óptima para satisfacer los cortes y dimensiones requeridas. Los resultados son reflejados en la cotización general.

A continuación, se muestra la cotización de los materiales necesarios para construir la estructura de la máquina extractora de alambre, luego de definir las cantidades adecuadas según el análisis de optimización.

Cuadro 8: Cotización final

Material	Descripción	Precio (Q)	Cantidad	Total (Q)
Tubo estructural cuadrado acero A36 (3"x3"x1/4")	Estructura de la máquina	965.41	5	4,827.05
Lámina norma A36 1/8" (4'x8')	Guarda trasera	916.73	3	2,750.19
	Guarda lateral inferior			
	Puertas laterales			
Lámina norma A36 1" (4'x8')	Lámina frontal	5,874.65	1	5,874.65
	Placa estática			
Tubo estructural rectangular acero A36 (3"x2" CH14)	Riel de gancho extractor	240.24	1	240.24
Hierro angular 1/8"x 1"	Riel de jaula de seguridad	131.27	1	131.27
Tubo estructural cuadrado acero A36 (1"x1" CH14)	Estructura jaula de seguridad	122.99	2	245.98
Lámina desplegada 1"x 1/2"x 1/16"	Interior jaula de seguridad	641.87	1	641.87

Fuente: Elaboración propia

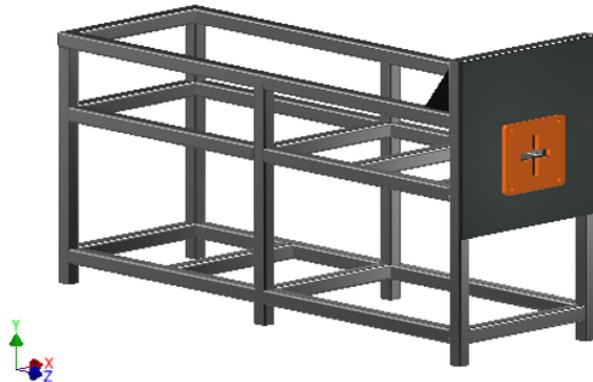
Según la cotización final, el costo total de los materiales para la construcción de la estructura de la máquina extractora de alambre es de Q.14,277.25

5.3.6. Análisis de elementos finitos: simulación estructura

Descripción del análisis

Para comenzar, es necesario realizar una breve introducción del sistema a analizar. En esta ocasión se simulará y analizará una estructura de perfiles metálicos los cuales forman una geometría rectangular sobre la cual se colocarán 1 soporte pivote para el cilindro hidráulico, 1 soporte de tipo riel para guiar el gancho extractor, y el sistema de potencia para el cilindro hidráulico. Esta estructura debe ser capaz de soportar la fuerza máxima de extracción, la cual es de 125kN, y los esfuerzos generados por todos los componentes montados sobre ella. El análisis que debe realizarse en este caso es un estático estructural para poder conocer el comportamiento de la estructura en conjunto con los soportes al momento de que la fuerza estática sea aplicada. En esta simulación se incluye la plancha o lámina frontal y la placa estática. Esto ya que se desea reflejar el efecto de la fuerza de extracción sobre la placa y como esta provoca una reacción sobre los segmentos. Los resultados de la simulación apoyarán para conocer la información de deformación total, direccional, esfuerzo máximo y el factor de seguridad estimado.

Figura 24: Estructura máquina extractora de alambre



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

Materiales y propiedades

El objetivo de la simulación es obtener los resultados más apegados a la realidad como sea posible, por lo tanto, es necesario utilizar los materiales con las propiedades correspondientes a cada uno de los segmentos implementados. La estructura se diseñó a base de perfiles de acero ASTM A36, cuyas propiedades fueron obtenidas en la librería de MatWeb. De igual manera, se debe considerar el mismo material para la placa y la lámina. Ahora bien, para los pernos se implementó un material distinto el cual es acero SAE Grado 5, cuyas propiedades se obtuvieron de la misma fuente.

Cuadro 9: Propiedades de acero ASTM A36

Propiedad	Magnitud	Dimensional
Resistencia a la fluencia (S_y)	250	MPa
Resistencia última a la tensión (S_{ut})	400	MPa
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Relación de Poisson	0.26	-

Fuente: (Matweb, 2022)

Cuadro 10: Propiedades de acero SAE Grado 5

Propiedad	Magnitud	Dimensional
Resistencia a la fluencia (S_y)	310	MPa
Resistencia última a la tensión (S_{ut})	634	MPa
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Relación de Poisson	0.29	-

Fuente: (Matweb, 2022)

Modificación de geometría

La geometría empleada para el análisis fue diseñada en el software Autodesk Inventor Professional[®], haciendo uso de perfiles cuyas dimensiones son AISC 3" x 3" x $\frac{1}{4}$ ". Con el fin de facilitar el análisis se decidió editar la geometría y eliminar redondeos y bordes de los segmentos al igual que de los pernos en la placa. Cabe mencionar que estos ajustes son realizados para agilizar el proceso de iteración y cálculo en el *software*

De igual forma, se implementó la herramienta de "Face Split", esto para poder recortar las caras de cada perfil en donde se cuenta con una fuerza o carga puntual. De lo contrario, el sistema analiza la fuerza como distribuida a lo largo de la cara. También se consideró esta herramienta para ubicar la fuerza en diferentes puntos de la placa estática siendo estos en donde hará contacto el neumático al momento de la extracción.

Figura 25: Estructura modificada

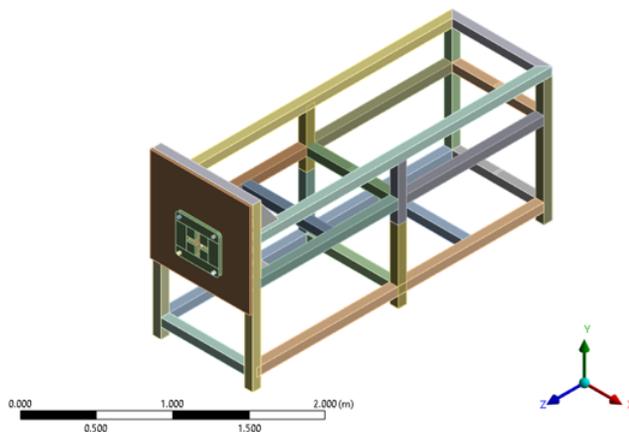


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 26: Segmentos bajo cargas puntuales

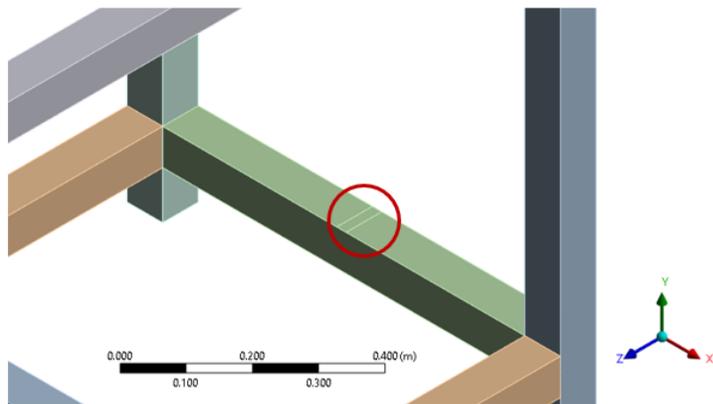


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

Figura 27: Segmentos bajo cargas puntuales

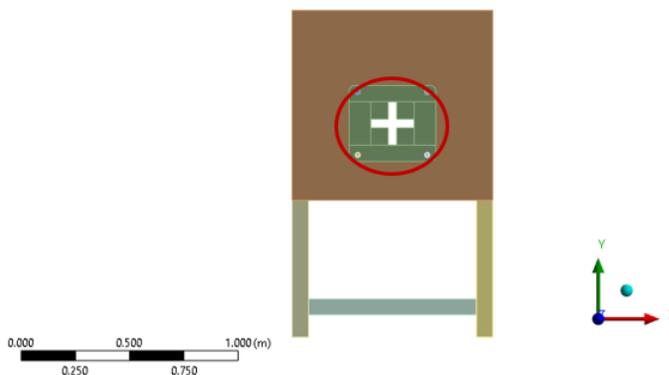


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

Descripción del mallado

Ahora bien, ya para entrar de lleno en el análisis del modelo es necesario tener un mallado adecuado y cuyos elementos sean lo más simple posible. Para comenzar se decidió observar el mallado predeterminado por ANSYS, Inc; este mallado no era de muy buena calidad con respecto a los segmentos. Para este mallado el software entregaba un valor de calidad en skewness promedio de: 0.76. Para poder mejorar la calidad del mallado se decidieron aplicar algunas modificaciones. Primero se agregó un “sizing” de los elementos de 50 mm. Luego, se aplicó un método de mallado “Multizona” para la estructura, el cual apoyaba para crear elementos cúbicos a lo largo de la misma. Por último, se agregó un método de “Tetraedros” para emplear este tipo de figuras a los elementos triangulares. Con estas modificaciones se logró reducir el “skewness” promedio el cual nos indica una calidad más alta y se obtuvo un valor de 0.46.

Figura 28: Skewness por cantidad de elemento

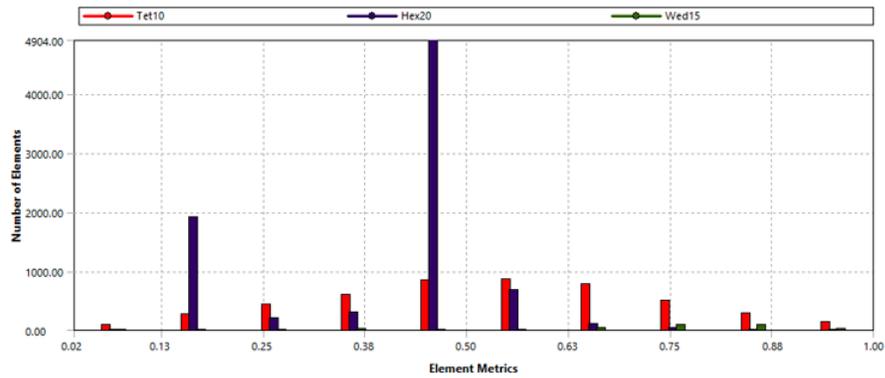


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 29: Mallado del modelo

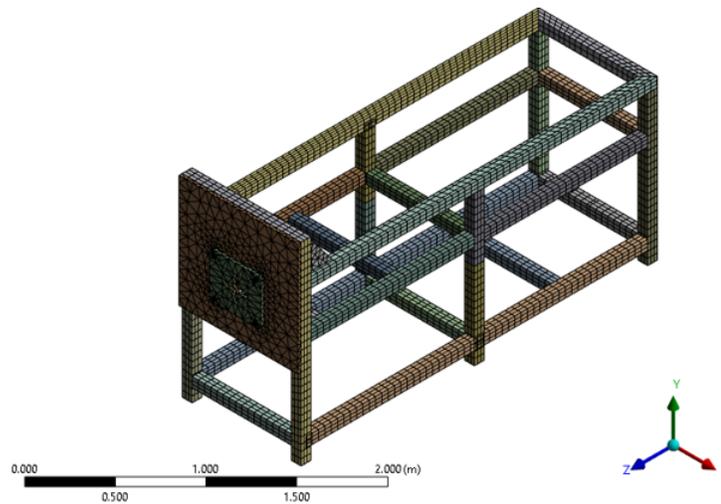


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Cargas y soportes

Las cargas y fuerzas colocadas corresponden a las fuerzas ejercidas por el soporte trasero del cilindro hidráulico, el soporte de guía para el gancho extractor y el peso del sistema de potencia para el cilindro hidráulico. De igual manera, se debe considerar el peso del cilindro hidráulico en cada lado donde se encuentra el soporte para localizar la fuerza.

Luego se debe tomar en consideración la fuerza de extracción. En este caso se consideró esta fuerza sobre la placa estática para representar la actuación real de la máquina y su comportamiento. A continuación, se presenta la posición de las cargas y momentos en la estructura.

Figura 30: Posición de cargas y momentos

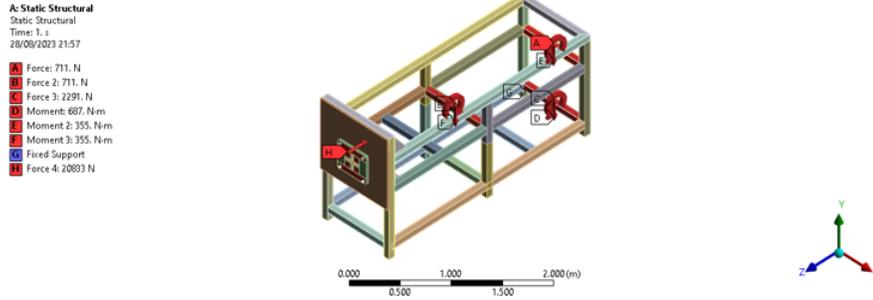


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

Finalmente, se deben agregar los soportes a la estructura. Estos se denominan soportes fijos los cuales se colocaron en la base de cada una de las patas o partes inferiores de los tubos verticales. Estos soportes logran simular el efecto de que la estructura debe encontrarse fija en estos puntos al suelo.

Figura 31: Soportes en estructura

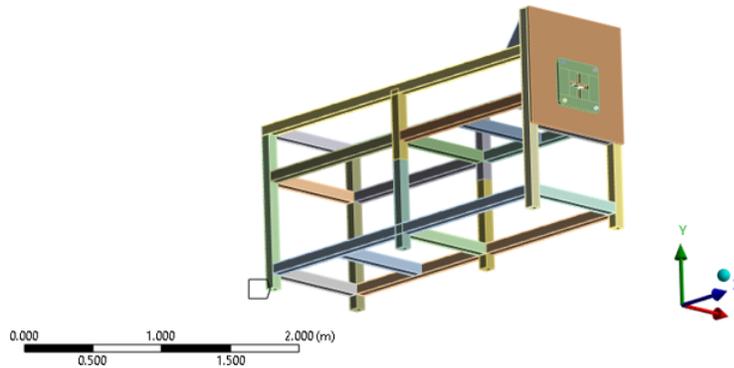


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

Contactos

Los contactos en este modelo se identificaron según lo más apegado a la realidad posible ya que esto permitiría obtener resultados más realistas. En este modelo se pueden encontrar contactos de tipo “Bonded” y “Frictional”. Los contactos tipo “Bonded” se identificaron para aquella unión entre elementos que simula una soldadura o unión permanente. En este caso se utilizó este tipo de contacto para las uniones entre la placa estática y la lámina de sujeción, también para el contacto entre la tuerca y la lámina. Ahora bien, en el caso del contacto “Frictional”, se empleó para el contacto entre la placa estática y los pernos; de igual forma para el contacto entre la tuerca y el perno. A continuación, se ejemplifican cada uno de los contactos empleados.

Figura 32: Ejemplo contacto “Bonded”

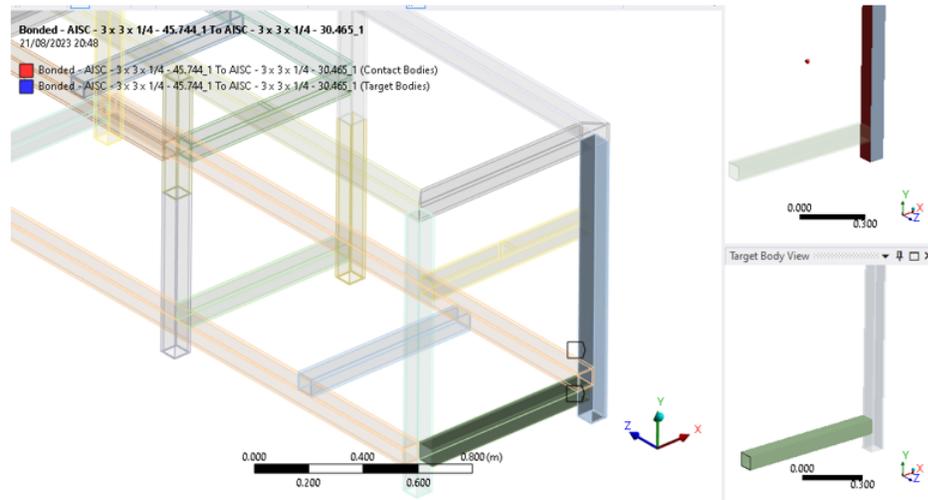


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

Figura 33: Ejemplo contacto “Frictional” placa y perno

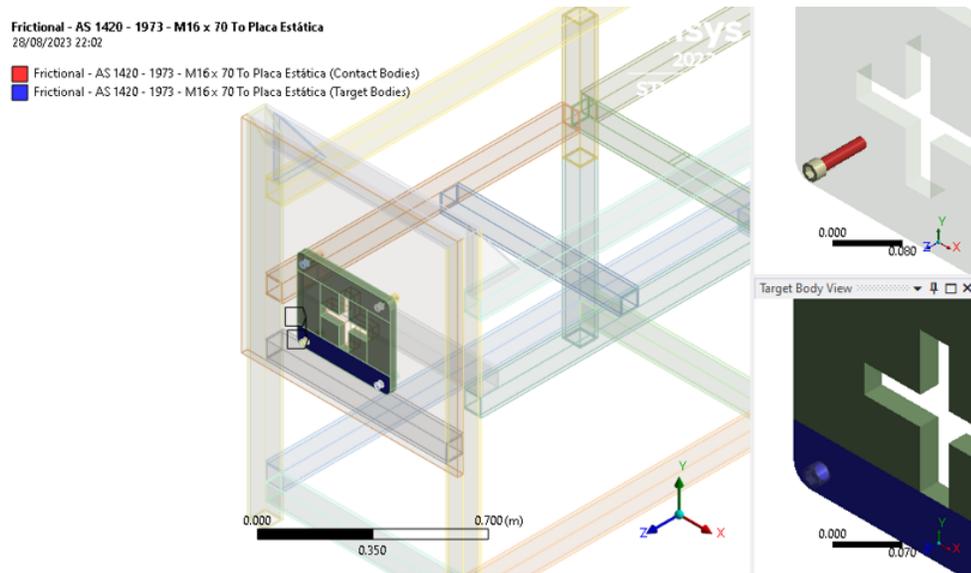


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. .

6.1. Resultados análisis teórico

A continuación, se presentan los resultados correspondientes a los análisis de esfuerzo teóricos en la estructura. En los siguientes cuadros se detalla cada uno de los segmentos analizados, la descripción de la carga bajo la cual se encuentra, el tipo de esfuerzo presente y el factor de seguridad correspondiente al segmento.

Cuadro 11: Resultados de segmentos analizados

Segmento	Descripción de la carga	Tipo de esfuerzo	Factor de seguridad
1	Peso del cilindro hidráulico con fluido, soporte y reacción de la fuerza de extracción	Combinación de esfuerzos normal y cortante	3.06
2	Peso de dispositivos del sistema o módulo de extracción.	Combinación de esfuerzos normal y cortante	8.87
3	Peso de cilindro hidráulico con fluido, soporte y lámina	Combinación de esfuerzos normal y cortante	17.98

Fuente: Elaboración propia

En el siguiente cuadro se presenta el análisis de pandeo para los segmentos verticales. Los resultados permiten identificar si la carga soportada es inferior a la carga crítica que estos pueden soportar y de tal manera, confirmar que no existe pandeo en estos segmentos.

Cuadro 12: Cargas aplicadas y carga crítica de pandeo

Segmento	Carga soportada (N)	Carga crítica (N)
4	44.5	$9.21 \cdot 10^6$
5	44.5	$9.21 \cdot 10^6$
6	44.5	$9.21 \cdot 10^6$
7	44.5	$9.21 \cdot 10^6$

Fuente: Elaboración propia

Seguido de esto, se definen los resultados para los factores de seguridad correspondiente al esfuerzo presente en los pernos de la placa estática. Esto permite identificar si los pernos no se verán afectados por la carga que soportan, en este caso el peso de la placa.

Cuadro 13: Factor de seguridad pernos en placa estática

Esfuerzo Presente	Carga soportada (N)	Factor de seguridad
Corte puro	400.32	58.6

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se presentan los resultados correspondientes al diseño de soldaduras implementadas en la estructura. Estos resultados son expresados para aquellas soldaduras bajo las cuales existe carga mecánica y es necesario comprobar si la soldadura será lo suficientemente resistente para soportar las cargas efectuadas en los segmentos que unen.

Cuadro 14: Factores de seguridad para soldaduras

Soldadura	Tipo de soldadura	Factor de seguridad de soldadura	Factor de seguridad de material base
1	Soldadura a flexión	1.84	1.02
2	en segmento 1	1.84	1.02
3	Soldadura a flexión	12.41	6.89
4	en segmento 2	12.41	6.89
5	Soldadura a flexión	30.74	17.05
6	en segmento 3	30.74	17.05
7	Soldadura a corte lámina frontal y estructura	3.19	1.77

Fuente: Elaboración propia

6.2. Resultados análisis de elementos finitos

En el siguiente cuadro se presentan los resultados generados al haber realizado análisis estático estructural de la estructura completa en el software ANSYS, Inc. Estos resultados permiten respaldar los obtenidos en el análisis teórico y confirmar el diseño correcto de la estructura para su funcionamiento.

Cuadro 15: Resultados del análisis de elementos finitos

Medición	Valor	Dimensional
Deformación máxima total	1.32	mm
Deformación máxima eje Y	0.12	mm
Esfuerzo equivalente máximo	92.7	MPa
Esfuerzo normal máximo en eje Y	72.4	MPa
Factor de seguridad mínimo	3.26	-

Fuente: Elaboración propia

Los resultados anteriores se generan a partir de la simulación de elementos finitos a la cual se somete la estructura. A continuación, se muestran los diferentes resultados gráficos de la simulación. En estas se puede evidenciar el valor máximo, mínimo y la ubicación de estos puntos en la geometría. Las imágenes representan los valores descritos en el cuadro anterior.

Figura 34: Deformación total en la estructura

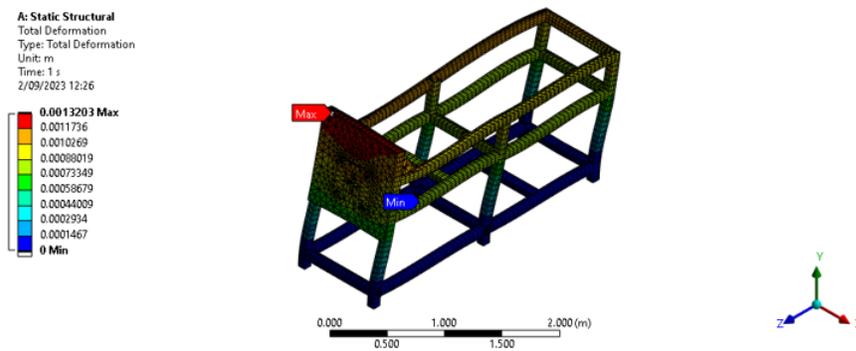


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 35: Deformación del eje Y en la estructura

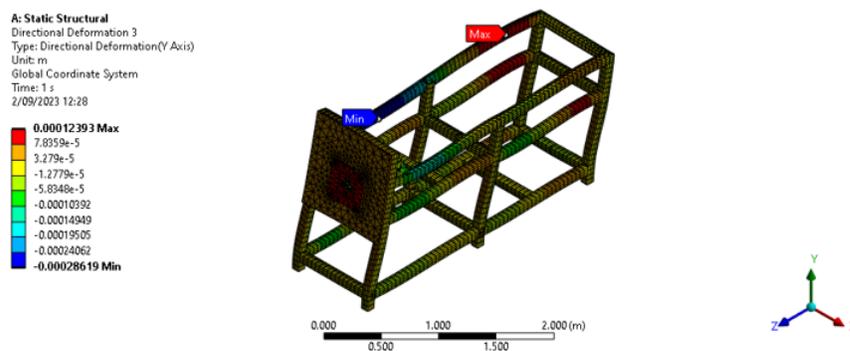


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 36: Esfuerzo equivalente en la estructura

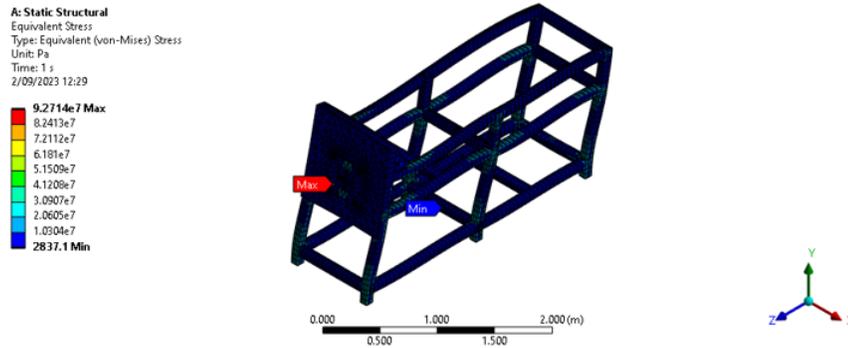


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 37: Esfuerzo normal sobre eje Y en la estructura

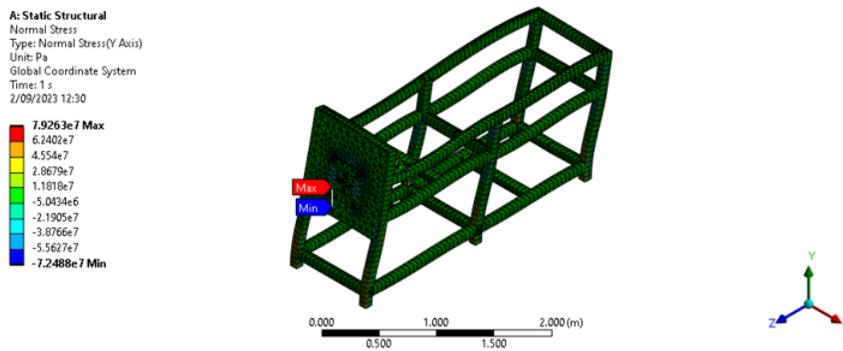


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 38: Factor de seguridad en la estructura

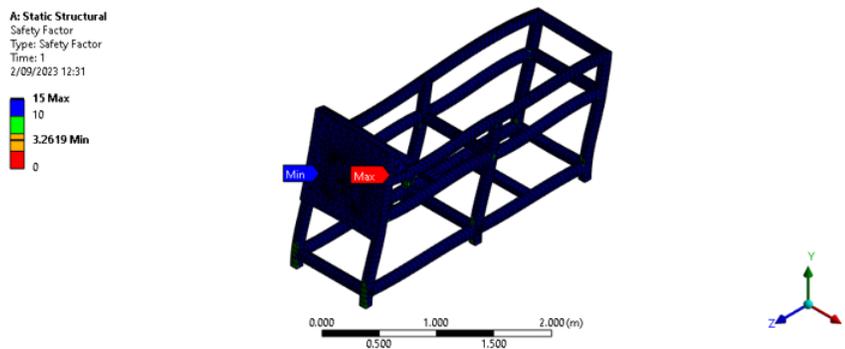


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Figura 39: Factor de seguridad mínimo en la estructura

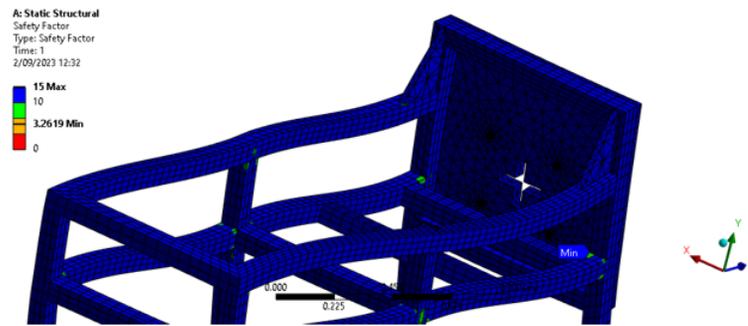


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc. .

Análisis o discusión de resultados

En primera instancia se analizó la deformación total en la estructura completa con la finalidad de observar un cambio significativo en la geometría al momento de soportar las cargas. Haciendo referencia a la Figura 34, la deformación total máxima se presenta en la esquina superior izquierda de la lámina frontal donde está ensamblada la placa estática. Este resultado hace sentido con lo que se espera obtener en la aplicación real de la estructura, ya que esta lámina frontal junto a la placa estática estarán a cargo de soportar la fuerza de extracción del neumático, la cual es de 125 kN.

Se pudo determinar que la deformación máxima de esta sección es de 1.32 mm, siendo este un valor cuya magnitud es baja en comparación a las dimensiones de la máquina y satisface los requisitos iniciales de diseño. Por esta razón, la deformación máxima en la estructura no es significativa.

Ya conocida la deformación máxima, fue necesario considerar la deformación sobre el eje Y de la estructura. Este eje está definido según la representación dada al momento del diseño de la estructura en el software empleado. La razón principal para analizar este eje es evidenciar la magnitud de deformación a lo largo del eje sobre el cual actúan la mayoría de fuerzas o cargas en la estructura. La deformación máxima sobre este eje es de 0.12 mm, la cual se presenta en un segmento lateral trasero de la estructura. Este indicio permite identificar la sección crítica de la estructura el cual se ve afectada por las diferentes magnitudes de carga presentas en la misma. Esta deformación se produce en este punto debido al efecto de reacción provocado por la fuerza de extracción y la magnitud de las cargas efectuadas por el peso del cilindro hidráulico. El valor de deformación sobre este eje es sumamente bajo y no es significativo con respecto a las dimensiones de la estructura.

Seguidamente, se analizó el valor obtenido correspondiente al esfuerzo equivalente máximo a lo largo de la estructura, ya que este puede demostrar si la estructura fallaría al momento de soportar las cargas o fuerzas aplicadas. En la Figura 36, es posible observar una magnitud del esfuerzo equivalente máximo de 92.7 MPa, y esta magnitud se presenta exactamente

sobre la placa estática. Este resultado es de esperarse ya que en esta sección se presenta la magnitud más alta de fuerza correspondiente a la reacción de la fuerza de extracción. Es importante mencionar que la reacción de la fuerza de extracción actúa sobre el eje transversal del cilindro hidráulico y en este caso se decidió ejecutar el análisis considerando esta reacción sobre la cara frontal de la placa estática. Considerando el valor de la resistencia del material de la placa estática, el cuál es de 250 MPa, es posible concluir que la estructura no fallará al momento de soportar tanto las cargas provocadas en otros segmentos, como también por la fuerza provocada por el cilindro hidráulico sobre la estructura.

Es de importancia mencionar que así como se analizó la deformación máxima sobre el eje Y, también debe ser considerado el valor de esfuerzo normal máximo sobre este mismo eje. El análisis entregó un valor de 72.4 MPa máximo de compresión en la sección donde se ubica la placa estática, esto es de esperarse debido a la reacción de la fuerza de extracción aplicada sobre esta misma ubicación.

Finalmente, es importante definir el factor de seguridad mínimo a lo largo de la geometría de la estructura, evidenciado en la Figura 38. Este factor mínimo se presenta justamente en la unión entre la placa estática y la lámina frontal donde estas se acoplan. Este resultado es esperado debido a la magnitud de la fuerza de extracción presente sobre la placa estática. El valor de este factor de seguridad mínimo es de 3.26. En el proceso de diseño teórico, se obtuvo un valor de factor de seguridad mínimo de 3.06 para el cálculo y selección de la tubería que conforma la estructura.

La comparación de los factores de seguridad mínimos encontrados tanto, teórica como experimentalmente mediante la simulación permite concluir que los resultados encontrados son confiables, esto debido a la similitud en las magnitudes para estos factores. De igual manera, estos valores exceden los determinados de acuerdo con el criterio de Ullman empleado para comprobar y verificar los factores de seguridad.

Conclusiones

1. Se logró diseñar la estructura completa de una máquina extractora de alambre que proporcione suficiente rigidez, estabilidad y seguridad para la extracción de alambre en determinado tipo de neumáticos.
2. Se estableció que los parámetros de los componentes que constituyen a la estructura son: Tubo estructural cuadrado Acero A36 3"x3"x1/4", Lámina Norma A36 1/8" y Lámina Norma A36 1".
3. Se analizaron los esfuerzos de la estructura mediante el software de análisis de elementos finitos ANSYS, Inc, definiendo un factor de seguridad mínimo de 3.26 y respaldando los cálculos teóricos.
4. Se logró definir las dimensiones generales de la estructura de la máquina extractora de alambre de neumáticos empleando el software Autodesk Inventor Professional® , así como los planos mecánicos de cada elemento.
5. Se determinó el costo total para construir la estructura de la máquina extractora de alambre de neumáticos en Q15, 594.31

Recomendaciones

1. Realizar un plan de mantenimiento para la máquina extractora de alambre para neumáticos. Esto se puede llevar a cabo con una correcta gestión del mantenimiento y componentes de la máquina, de igual manera, se debe considerar la recurrencia de uso de la máquina.
2. Elaborar un plan de fabricación para los segmentos que componen la estructura de la máquina extractora de alambre, así como un análisis de costos de mano de obra para su manufactura.
3. Realizar un análisis de vibraciones que determine si la frecuencia del motor afecta la rigidez de la estructura de la máquina extractora de alambre.
4. En caso se lleve acabo la fabricación de la máquina, ensamblarla en un espacio cerrado y cubierto para que no afecte al tiempo de vida de los materiales que componen la estructura.
5. Implementar primero la placa estática de Acero A36 en la estructura para evaluar su tiempo de vida útil, de resultar muy corto cambiar el material de la placa a Hardox

- Aceros Tramontana. (2022). Tubos Redondos Negros LAC A500.
- AHMSA. (2013). Manual de Diseño para la construcción con acero.
- Chaturvedi, S. (2015). Machine Design : Selection of Materials for Design. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.1452.9448>
- CONAE. (2021). Manual de Información Técnica de Neumáticos.
- 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
- Federal Highway Administration. (2014). The use of recycled tire rubber to modify asphalt binder and mixtures.
- González, M. & Ocampo, V. (2018). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA DESTALONAR LLANTAS*. Universidad de America. Bogotá.
- Kadhem, A., Enad, M. & Yasir, A. (2018). STUDY THE EFFECT OF STEEL WIRES PRE-TENSION ON THE BENDING AND ADHESION PROPERTIES OF BEAD PLY IN RUBBER TIRES. *Kufa Journal of Engineering*, 9, 52-65. <https://doi.org/10.30572/2018/kje/090305>
- Kruželák, J., Sýkora, R. & Hudec, I. (2016). Sulphur and peroxide vulcanisation of rubber compounds – overview. *Chemical Papers*, 70(12), 1533-1555. <https://doi.org/doi:10.1515/chempap-2016-0093>
- Kučera, L., Kašpárek, J., Volek, F., Mañas, D. & Mañas, M. (2015). *Optimized method of metal support separation from rubber-bonded metal composites and apparatus for making the same* (CZ305525B6).
- Launch Iberica. (2022). Desmontadora de Neumáticos M830 LL.
- Lee, K., Suh, N. & Oh, J.-H. (2001). Axiomatic Design of Machine Control System. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 50, 109-114. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62083-6](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62083-6)
- 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>
- Montaña, S. (2016). *DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA PARA DESTALONAR LLANTAS*. Universidad Distrital Francisco José de Caldas. Bogotá.
- Peláez Arroyave, G., Velásquez, S. & Giraldo, D. (2017). APPLICATIONS OF RECYCLED RUBBER: A LITERATURE REVIEW. *Ciencia e Ingeniería Neogranadina*, 27, 27-50. <https://doi.org/10.18359/rcin.2143>
- Seegerlind, 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>
- Tecnología de Control. (2019). Sistema de Control Manual y Automático.
- The Maintenance Council. (2020). Guía de Análisis de condiciones para llanta radial.
- TireRack. (2021). Tire Size Guide.
- Vyunov, H. (2001). *Method for preparation of wheel tire to salvaging*. (RU2176952C1.).
- Yasue, K. & Yamada, Y. (2005). *Method and system for removing metal wires in tire through induction heatin* (US6979384B2).

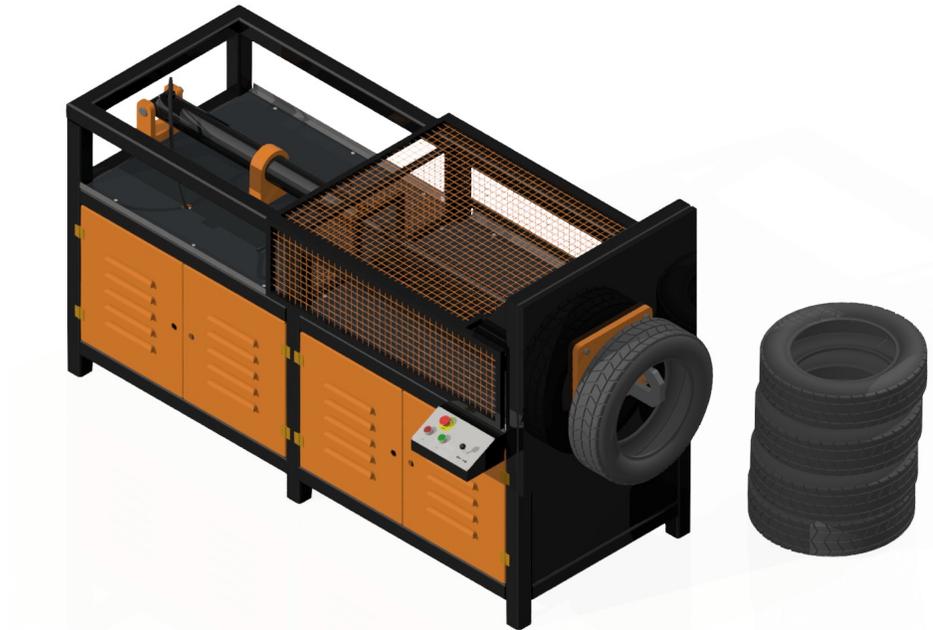
11.1. Diseño final

Figura 40: Representación gráfica del diseño final 1



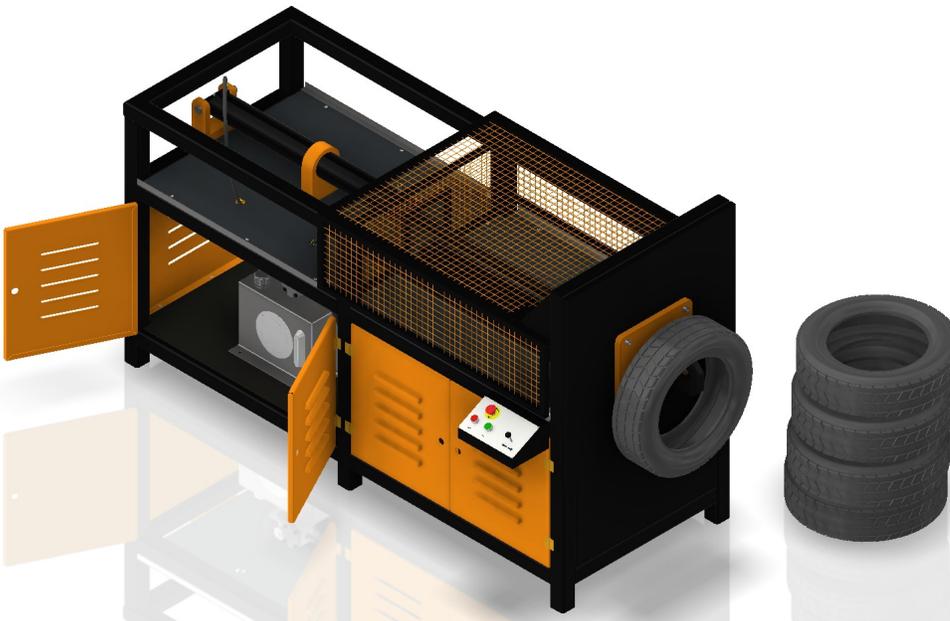
Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Figura 41: Representación gráfica del diseño final 2



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

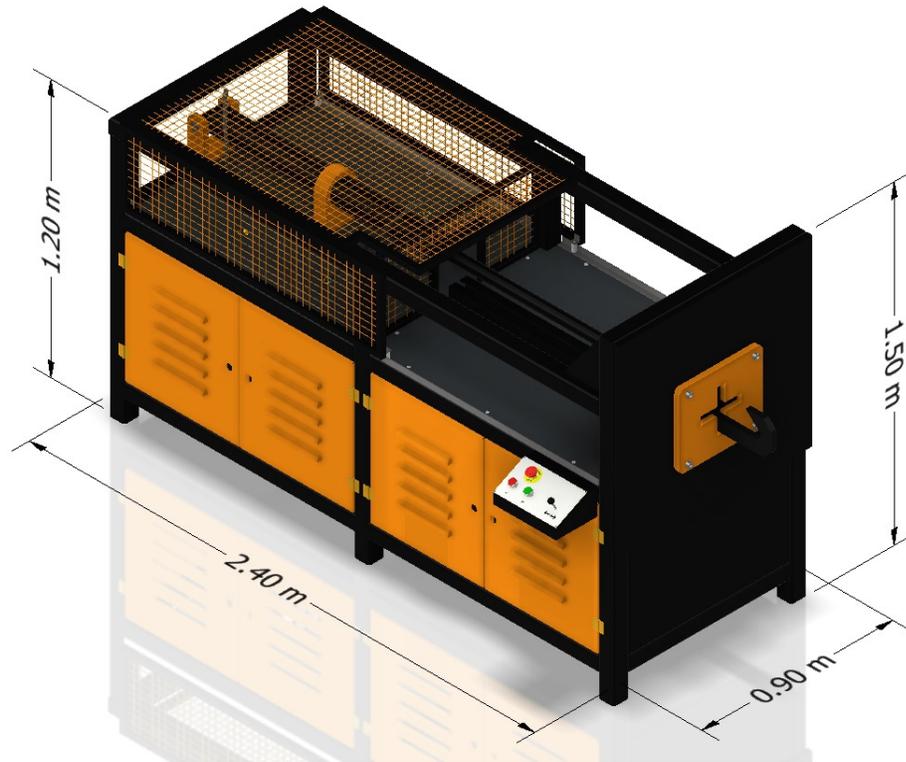
Figura 42: Representación gráfica del diseño final 3



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

11.2. Dimensiones generales

Figura 43: Dimensiones generales de la máquina



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

11.3. Planos de construcción