



REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico

**TEMA: Diseño de dispositivo para lograr verticalidad en los
trabajos del banco para enderezar compactos de
automóviles ligeros en la Empresa de Talleres de
Cienfuegos (ESECT).**

Autor: Edwin Brian Sueiras Méndez
Tutores: MSc. Juan Gabriel Noa Águila
Ing. Giandy Pérez Díaz

DECLARATORIA DE AUTORIDAD



Por la presente declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma titulado:

“Diseño de dispositivo para lograr verticalidad en los trabajos del banco para enderezar compactos de automóviles ligeros en la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESECT).”

Que constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución. Para que así conste firmamos la presente a los _____ días del mes de _____ del _____.

Autor: Edwin Brian Sueiras Méndez

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referente a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano. Firma Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto

Dedicar es engrandecer el ama, por eso este trabajo va dedicado todos los que de una forma u otra han puesto su mano en mi formación profesional.

- ❖ En especial a mis padres por estar cada minuto pendientes a mis prioridades y brindarme el amor y la confianza para sentirme seguro.
- ❖ A mis abuelos por toda la tolerancia y el amor que me han tenido en estos largos años de estudiante.
- ❖ A mi hermano por ser mi amigo incondicional y mi hombro protector.

AGRADECIMIENTOS

Agradecer es cederle el paso a la humildad. Para la realización de este trabajo de diploma hubo muchas personas que me brindaron su mano incondicional, su tiempo y confianza sin escatimar momento. A ustedes las gracias infinitas por estar a mi lado.

- ❖ A mis padres porque a pesar de la distancia los he sentido cada minuto a mi lado.
- ❖ A mis abuelos por soportar mi estrés y compartir mis preocupaciones.
- ❖ A mi hermano por ser mi cómplice eterno en las buenas y malas.
- ❖ A mi profe Noa por ser mi amigo, más que un excelente tutor, por aconsejarme y estar dispuesto a cada corrección oportuna sin medir el tiempo ni el momento. Mil gracias eternas.
- ❖ A Roxana Cortes Martínez por ser más que una amiga, por aconsejarme y ayudarme en el desarrollo de la tesis.
- ❖ A Mercy por todo su cariño incondicional, su ternura y su tiempo para conmigo. No existen palabras para describir mi agradecimiento por cada segundo de preocupación.
- ❖ A todos los profesores que durante estos cinco años de estudios han formado en mí un profesional entregado a su tarea.
- ❖ A mis compañeros de aula, que han sido mis amigos, mis hermanos, mis colegas de cada tarea difícil y cada momento de alegría. A ustedes muchas gracias por ser parte de mi vida estudiantil.
- ❖ A mi novia por estar ahí siempre que lo necesité y por formar parte de esta etapa única en mi vida compartiendo cada momento sin importar nada.

A todos los que no están en esta cuartilla pero saben que les estaré eternamente agradecido por su aporte en mi formación como hombre y profesional.

*“La ciencia puede divertirnos y fascinarnos,
pero es la ingeniería la que cambia el mundo.”*

Isaac Asimov

RESUMEN

En el presente trabajo de diploma se propone diseñar un dispositivo que permita realizar trabajos de enderezar columnas y techos, para lograr verticalidad, en el banco para enderezar compactos de automóviles ligeros de la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESETC) y de esta manera aumentar las potencialidades de la máquina de estirado y humaniza el trabajo de los operarios. Para lograr esta finalidad se realiza un análisis para la determinación de las cargas que actúan en la máquina. Se efectúan las comprobaciones de resistencia para constatar los posibles diámetros de cada pasador y los desplazamientos en cada elemento. Se realiza una búsqueda bibliográfica para determinar el tipo de soldadura a elegir y se decide calcular por la metodología de la soldadura como línea. Con todos los cálculos realizados se procede a la modelación de la máquina en su conjunto por el método de elementos finitos y se demuestra a través de una comparación que los parámetros se encuentran dentro del rango permisible para el diseño del dispositivo.

Palabras claves: diseño, máquina de estirado, compactos automóviles ligeros, modelación

SUMMARY

In the present work of diploma is proposed to design a device that allows work to straighten columns and roofs, to achieve verticality, in the bank to straighten compact light cars of the Empresade Talleres de Cienfuegos (ESETC) and thus increase the potentialities of the stretching machine and humanizes the work of the operators. To achieve this purpose, an analysis is carried out to determine the loads that act on the machine. The resistance checks are made to verify the possible diameters of each pin and the displacements in each element. A bibliographic search is carried out to determine the type of welding to choose from and it is decided to calculate by the methodology of welding as a line. With all the calculations carried out, the modeling of the whole machine is carried out by the finite element method and it is demonstrated through a comparison that the parameters are within the permissible range for the design of the device.

Keywords: design, stretching machine, compact light car, modeling

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
Capítulo 1: Diseño Mecánico.....	3
1.1 Conceptos y fases del proceso de diseño.....	3
1.1.1 Diseño mecánico	3
1.1.2 Estructura metálica	4
1.1.3 Máquinas y mecanismos	5
1.1.4 Fases del proceso de diseño	5
1.1.5 Herramientas y recursos de diseño	9
1.2 Banco de enderezado	10
1.2.1 Tipos de bancos de enderezado.....	10
1.3 Enderezado automotriz	15
1.3.1 Técnicas para la solución de los principales daños de carrocería	15
1.4 Seguridad y mantenimiento de operaciones. Principales medidas	18
1.4.1 Precauciones de los elementos del banco.....	19
1.4.2 Mantenimiento del banco de enderezado	19
1.5 Breve caracterización de la empresa ESECT	20
Conclusiones parciales	21
Capítulo 2: Diseño y análisis del dispositivo en su conjunto	22
2.1 Selección de materiales para el diseño del dispositivo	22
2.2 Principales componentes del brazo	23
2.3 Determinación de las reacciones externas	25
2.3.1 Cálculo de las reacciones externas en el eje X	26
2.3.2 Cálculo de las reacciones externas en el eje Y:	27
1.1.3 Cálculo de R_{p4} y partiendo de la ecuación de momento flector en la rueda 28	28
2.4 Determinación de las zonas más críticas de la máquina en su conjunto	28
2.5 Determinación de las fuerzas internas	30
2.5.1 Cálculo de reacción R _{p3} y sus proyecciones en los diferentes ejes.....	30
2.5.2 Cálculo de la componente de R _{p3} en el eje X	31
2.5.3 Cálculo de la componente de R _{p3} en el eje Y:	32
2.5.4 Cálculo de reacción R _{pA1} y sus proyecciones en los diferentes ejes.	32
2.6 Cálculo de las fuerzas unitarias en cada uno de los pasadores	35

2.7 Determinación del diámetro mínimo en el tornillo que sostiene la base con la torre (Sección desmontable más peligrosa)	36
2.8 Determinación del diámetro mínimo de los pasadores en la zona más peligrosa	38
2.9 Cálculo del desplazamiento de la viga extensora	41
2.10 Determinación de la longitud del cateto de soldadura en las zonas más peligrosas.....	43
2.10.1 Determinando el cateto mínimo de soldadura	48
Conclusiones parciales	53
Capítulo 3: Simulación y modelación del dispositivo	61
3.1 Análisis estático del brazo mecánico en conjunto	61
3.1.1 Viga Extensora.....	61
3.1.2 Elemento Torre	64
3.1.3 Chapa Metálica.....	68
Conclusiones parciales	73
CONCLUSIONES.....	74
RECOMENDACIONES	75
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
ANEXOS	

INTRODUCCIÓN

La carrocería de un automóvil es aquella parte del vehículo en la que reposan los pasajeros y la carga. En los vehículos autoportantes sujeta los elementos mecánicos del mismo.

La deformación programada es una innovación de seguridad pasiva, cuando un vehículo sufre un accidente, la carrocería debe compactarse de acuerdo a lo planificado en el diseño para proteger a los ocupantes.

Previamente al enderezado, es conveniente haber realizado una planificación de estiraje. La dirección de las fuerzas para tensionar deben ser ejecutadas de forma inversa a como se ha producido la deformación en la estructura de la carrocería.

Antes de comenzar el proceso de enderezado, no se desmontará, ni cortará ningún elemento relacionado directamente con la deformación de la carrocería, y tampoco se aplicará calor para mantener las propiedades mecánicas del material.

Después de la reparación se debe realizar una comprobación de las medidas de la estructura.

Los equipos de enderezado de carrocerías, denominados bancadas, son equipos que se utilizan para la corrección de las deformaciones sufridas, tras un siniestro, por la estructura de la carrocería de un vehículo, y que permiten verificar las cotas originales y supervisar las holguras y separaciones de los paneles exteriores y realizar estirajes controlados para devolver a la carrocería sus dimensiones originales.

En la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESETC) se cuenta con un banco para enderezar compactos de automóviles ligeros, es una máquina fija que solo permite trabajar vehículos que requieran ser traccionados frontal o lateralmente (horizontalmente), imposibilitando la labor de enderezar las columnas y techo de los mismos.

PROBLEMA CIENTÍFICO

No existe un dispositivo que permita realizar trabajos de enderezar columnas y techos en el banco para enderezar compactos de automóviles ligeros de la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESETC).

HIPÓTESIS

Si se diseña el dispositivo que permita realizar trabajos de enderezar columnas y techos, para lograr verticalidad, en el banco para enderezar compactos de automóviles ligeros de la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESETC) aumentará las potencialidades de la máquina de estirado y humanizaría el trabajo de los operarios.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar dispositivo que permita lograr verticalidad en los trabajos para enderezar compactos de automóviles ligeros en la empresa de talleres de Cienfuegos (ESETC).

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Definir los principales conceptos y fases del proceso de diseño.
2. Desarrollar una búsqueda bibliográfica acerca de los diferentes bancos para enderezar compactos de automóviles ligeros existentes y su implementación en los talleres de reparación y chapista.
3. Indagar acerca de la seguridad y mantenimiento de las operaciones con las máquinas de enderezado automotriz.
4. Realizar un análisis para la determinación de las cargas que actúan en la máquina.
5. Realizar los cálculos de resistencia de los principales elementos del dispositivo.
6. Realizar la modelación por elementos finitos de las partes principales del dispositivo.
7. Realizar la modelación por elementos finitos del diseño propuesto en su conjunto.

Capítulo 1: Diseño Mecánico

El objetivo de este capítulo es analizar los conceptos básicos del diseño de elementos mecánicos e hidráulicos, así como la realización de una búsqueda bibliográfica acerca de los diferentes tipos de máquinas que existen para enderezar automóviles ligeros.

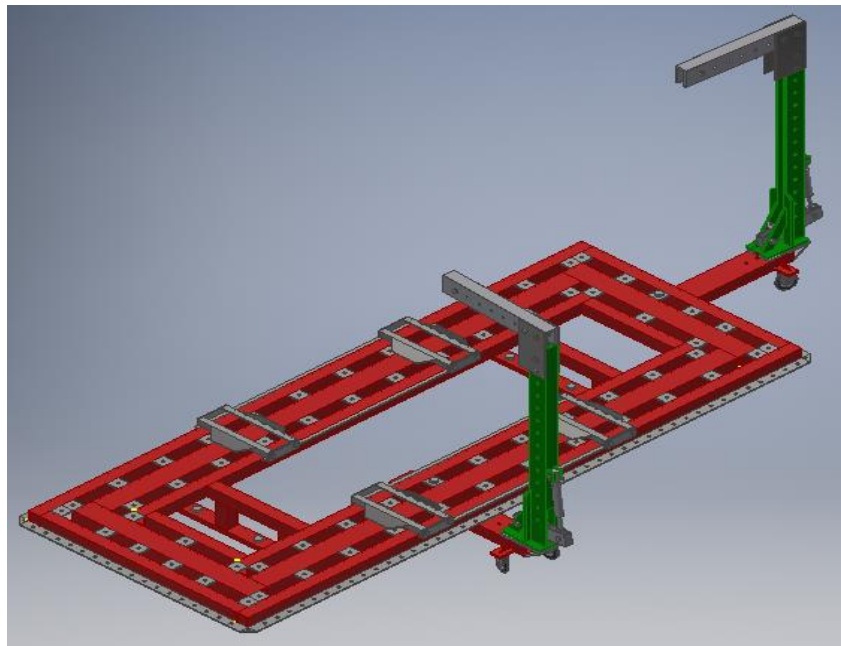


Figura 1.1 Vista general del banco de enderezado.

1.1 Conceptos y fases del proceso de diseño

1.1.1 Diseño mecánico

Según (Budynas & Nisbett, 2012), diseño es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema y mediante el uso de herramientas de ingeniería (como las matemáticas, la estadística, computación, las gráficas y el lenguaje) se combinan para producir un plan que cuando se lleva a cabo crea un producto funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se puede fabricar y comercializar. (Anexo 6)

Mediante (Bernard, 2000), diseño es la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil, el objetivo de producir esta máquina que no solo sea resistente

para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también sea posible de realizar económicamente.

Para (Norton, 2011) el diseño se ha definido como el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización. (Romeva, 2002)

El diseño es un conjunto de actividades destinadas a concebir y definir un producto en todas las determinaciones necesarias para su posterior realización y utilización.

De los conceptos mencionados anteriormente sobre el diseño mecánico analizados cada uno de ellos y el más utilizado para esta área es la mencionada por el autor SHIGLEY, por su mejor entendimiento y facilidad de diseño que presenta este libro para el elevador hidráulico, el cual forma parte de uno de los elementos a diseñar, seguirá mediante estos libros mencionados. (Anexo 10)

1.1.2 Estructura metálica

En su acepción más grande se refiere a la forma en que se organizan las partes de un sistema u objeto. Desde el punto de vista ingenieril, las “estructuras” están ligadas a la construcción; así, son estructuras los puentes, edificios, torres, rejas y diversas máquinas, etc. es aquella parte de la construcción que soporta el conjunto, es decir que es capaz de resistir las diversas acciones que actúan sobre ella (peso propio, sobrecargas de uso, viento. Movimiento sísmico, transporte, etc.). (Cervera Ruiz & Blanco Diaz, 2004) (Anexo 7)

Hoy en día, los aceros estructurales son uno de los materiales de construcción de mayor importancia a nivel mundial. Por muchas características deseables, los aceros estructurales han llevado a que se utilicen en una gran variedad de aplicaciones. Esta disponibilidad en muchas formas de producción de máquinas y ofrecen una alta resistencia inherente. Tiene un módulo de elasticidad muy alto, de manera que las deformaciones bajo cargas son muy pequeñas. Además, los aceros estructurales poseen una gran ductilidad (capacidad de deformarse); tiene una relación esfuerzo-deformación unitaria en forma lineal, incluso para esfuerzos relativamente altos y su módulo de elasticidad es el mismo a tensión que a compresión. (Cervera Ruiz & Blanco Diaz, 2004)

El diseño de la mayoría de las estructuras está regido por las especificaciones o normas. Aún si estas no rigen el diseño, el proyectista quizás las tomara como una guía. No importa cuántas estructuras haya diseñado es imposible que el proyectista haya encontrado toda situación posible, por lo mismo al recurrir a las especificaciones, el recomendará el mejor material de que se dispone. Las especificaciones de ingeniería son desarrolladas por varias organizaciones y contienen las opiniones más valiosas de esas instituciones sobre la buena práctica de la ingeniería. (McCormac, 2017) De los conceptos de estructuras metálicas mencionados el más acorde con nuestra máquina es el que menciona el autor MCCORMAC, por su facilidad de entendimiento que presenta este libro para la estructura del diseño del dispositivo auxiliar del brazo.

1.1.3 Máquinas y mecanismos

Las máquinas son dispositivos que se utilizan al modificar, transmitir y dirigir fuerzas para llevar a cabo un objetivo específico. Una sierra de cadena es una máquina conocida que dirige fuerzas hacia la cadena con la finalidad de cortar madera. Un mecanismo es una parte mecánica de una máquina cuya función es transmitir movimiento y fuerza de una fuente de potencia a una salida. Es el corazón de la máquina. En la sierra de cadena el mecanismo toma la potencia de un pequeño motor y la suministra en el extremo de corte de la cadena. (Myszka, 2012) La teoría de los mecanismos y las máquinas es una ciencia aplicada que sirve para comprender las relaciones entre la geometría y los movimientos de las piezas de una máquina o un mecanismo, y las fuerzas que generan tales movimientos. (Budynas & Nisbett, 2012) Analizando la mejor opción de los mecanismos para nuestro elevador hidráulico es la mencionada por el autor MYSZKA, por la explicación de diversas máquinas y su amplia aplicación en nuestro medio. (Kovtun, 1982) (Anexo 4)

1.1.4 Fases del proceso de diseño

En el proceso de diseño de máquinas, el ingeniero debe establecer ciertos criterios que recomiendan varios autores como son: SHIGLEY, DEUTSCHMAN, HAMROCK Y NORTON. Donde que el criterio apropiado para nuestro diseño del dispositivo que permita lograr verticalidad en el trabajo en la máquina de estirar, es el del autor SHIGLEY que dice: ¿Qué es el proceso de diseño? ¿Cómo comienza? ¿El ingeniero

simplemente se sienta en la silla de su escritorio con una hoja de papel en blanco y anota algunas ideas? ¿Qué sucede después? ¿Qué factores influyen o controlan las decisiones que deben tomarse? Por último, ¿Cómo termina el proceso de diseño? (Budynas & Nisbett, 2012) (Anexo 12)

El proceso completo, de principio a fin, que a menudo se bosqueja como se muestra en la figura 1, comienza con la identificación de una necesidad y la decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, termina con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad. De acuerdo con la naturaleza de la tarea de diseño, algunas fases de éste pueden repetirse durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación. (Budynas & Nisbett, 2012)

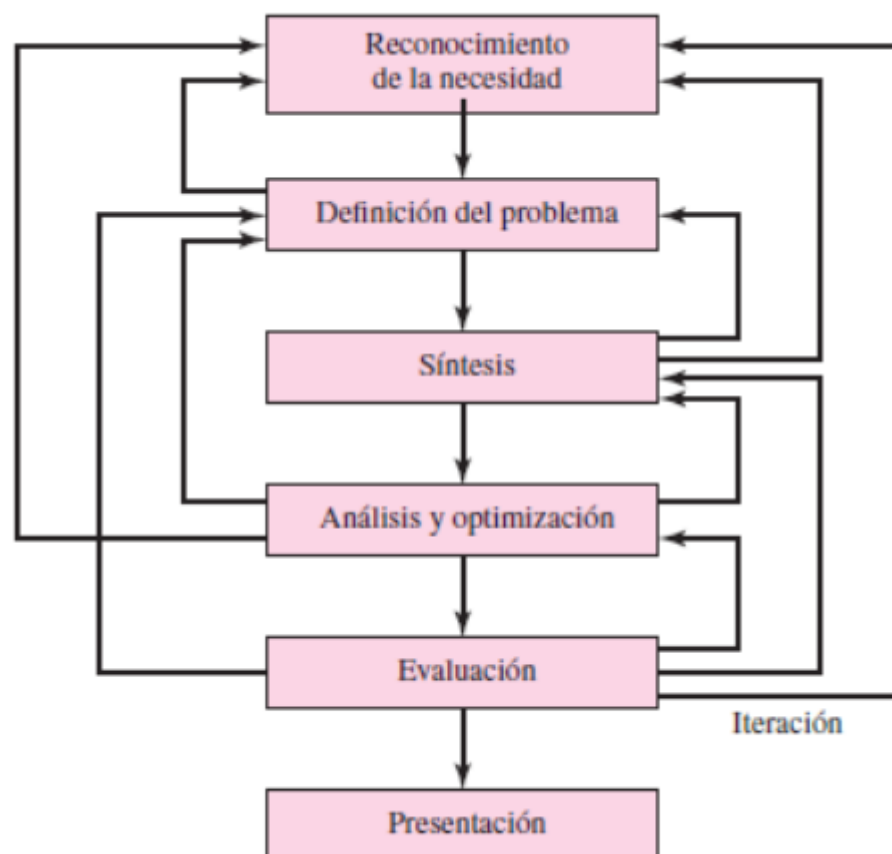


Figura 1.2 Fases del proceso de diseño. **Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2012)

Reconocimiento de la necesidad

Con frecuencia, el reconocimiento y la expresión de ésta constituyen un acto muy creativo, porque la necesidad quizá sólo sea una vaga inconformidad, un sentimiento de inquietud o la detección de que algo no está bien. A menudo la necesidad no es del todo evidente; el reconocimiento se acciona por una circunstancia adversa particular o por un conjunto de circunstancias aleatorias que se originan casi de manera simultánea. Por ejemplo, la necesidad de hacer algo acerca de una máquina de empaque de alimentos se manifiesta por el nivel de ruido, la variación en el peso del paquete y por alteraciones ligeras pero perceptibles en la calidad del paquete o envoltura. (Budynas & Nisbett, 2012)

Definición del problema

Es más específica y debe incluir todas las especificaciones del objeto que va a diseñarse. Las especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones del espacio que el objeto debe ocupar y todas las limitaciones sobre estas cantidades. Puede considerarse al objeto que va a diseñarse como algo dentro de una caja negra. En este caso deben especificarse las entradas y salidas de la caja, junto con sus características y limitaciones. Las especificaciones definen el costo, la cantidad que se va a manufacturar, la vida esperada, el intervalo, la temperatura de operación y la confiabilidad. Los puntos obvios en las especificaciones son las velocidades, avances, limitaciones de la temperatura, el intervalo máximo, las variaciones esperadas en las variables, las limitaciones dimensionales y de peso, etcétera. (Budynas & Nisbett, 2012)

Síntesis

La calidad implica un conjunto de actitudes nuevas en las empresas que afectan en profundidad a los sistemas de organización y a los métodos de gestión. Para esto se utiliza una matriz QFD (diseño para la calidad) cuyo objetivo principal es

asegurar que se tiene en cuenta la voz del usuario o cliente, a la vez que constituye una ayuda para la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida. (Romeva, 2002)

Varios esquemas debemos proponer, investigarse y cuantificarse en términos de medidas establecidas. A medida de lo que vamos desarrollando, se deben realizar análisis para evaluar si el desempeño del sistema es satisfactorio, y observar que tan bien se desempeñará. Los esquemas en competencia se comparan de manera que se puede elegir el camino que conduzca al producto más competitivo. Con esto conseguimos dar la solución al problema que requiere el cliente. Consiguiendo una mejor aceptación de la máquina.

Análisis y optimización

Tanto el análisis como la optimización requieren que se construyan o inventen modelos abstractos del sistema que admitirá alguna forma de análisis matemático. A estos modelos se les llama modelos matemáticos. Cuando se les crea se espera que sea posible encontrar uno que simule muy bien al sistema físico real. (Budynas & Nisbett, 2012)

Evaluación

Representa la prueba final de un diseño exitoso y por lo general implica la prueba del prototipo en el laboratorio. Aquí se desea descubrir si el diseño en verdad satisface la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Competirá exitosamente con productos similares? ¿Es económica su manufactura y uso? ¿Se mantiene y se ajusta con facilidad? ¿Se puede obtener una ganancia por su venta o uso? ¿Qué tan probable es que el producto propicie demandas legales? ¿Se obtiene un seguro con sencillez y a bajo costo? ¿Quizá sea necesario que se reconozca que se requiere reemplazar partes o sistemas defectuosos? (Budynas & Nisbett, 2012)

Presentación

Sin duda, muchos grandes diseños, invenciones y trabajos creativos se han perdido para la posteridad sólo porque sus creadores no fueron capaces o no estuvieron dispuestos a explicar sus logros a otros. La presentación es un trabajo de venta. El

ingeniero, cuando presenta una nueva solución al personal administrativo, gerencial o de supervisión, está tratando de vender o de probarles que la solución que él propone es la mejor. A menos que lo anterior se pueda hacer de manera exitosa, el tiempo y el esfuerzo empleado en obtener la solución en gran parte se habrán desperdiciado. Cuando los diseñadores venden una idea nueva, también se venden a sí mismos. Si suelen tener éxito en la venta de ideas, diseños y soluciones nuevas a la gerencia, comienzan a recibir aumentos salariales y promociones; de hecho, así es como cualquiera tiene éxito en su profesión. (Budynas & Nisbett, 2012)

1.1.5 Herramientas y recursos de diseño

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las computadoras y los paquetes de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ciencias/ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la computadora puede jugar un papel importante en la recolección de información. (Budynas & Nisbett, 2012)(Anexo 5)

En el diseño del dispositivo del brazo mecánico se utilizarán programas especializados para ingeniería como: SOLIDWORKS, AUTOCAD, AUTODESK INVENTOR.

SOLIDWORKS. Es un software de diseño asistido por computadora para modelado mecánico en 3D, permite modelar piezas y conjuntos como también la representación de planos, permite la simulación para de esta manera visualizar su funcionamiento. Mediante este software se realizará la solución modular de la respectiva máquina concada uno de sus elementos, como también realizar los planos respectivos para su posterior construcción. AUTOCAD. Este software permite el diseño asistido por computadora, la modelación se lo hace en 2D o 3D, la forma más rápida para representar los planos. También se lo puede aplicar para realizar los respectivos planos de la máquina. AUTODESK INVENTOR. Es un paquete de

modelado paramétrico de sólidos en 3D producido por la empresa de software AutoDesk. Permite realizar comprobaciones de resistencia mecánica y a su vez permite realizar análisis metalográfico de los materiales. Compite con otros programas de diseño asistido por computadoras como SolidWorks.

1.2 Banco de enderezado

La bancada consta de las siguientes partes: bastidor, soportes, ruedas y gatos de estabilización.

Los equipos de enderezado de carrocerías, denominados bancadas, son equipos que se utilizan para la corrección de las deformaciones sufridas, tras un siniestro, por la estructura de la carrocería de un vehículo, y que permiten verificar las cotas originales y supervisar las holguras y separaciones de los paneles exteriores y realizar estirajes controlados para devolver la carrocería a sus dimensiones originales. (Auto Body Toolmart, 2019) (Anexo 1)

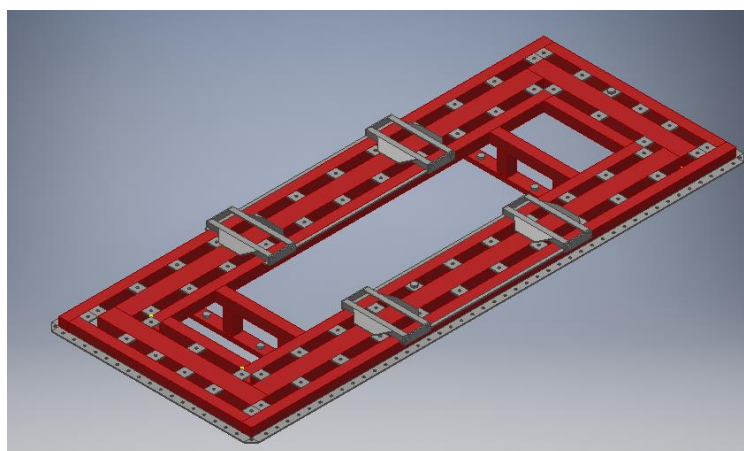


Figura 1.3 La bancada. **Fuente:** Elaboración propia.

1.2.1 Tipos de bancos de enderezado.

En la actualidad existe una gran variedad de formas y tamaños de bancos de enderezado, desde los más pequeños bancos conformados solos por cadenas y cilindros hidráulicos utilizados principalmente para pequeños carruajes y abolladuras que no requieran tanta tracción opuesta, hasta las grandes estiradoras mecánicas compuestas por numerosos brazos en L y variedad de cilindros, empleados, por ejemplo, en la reconstrucción de las grandes grúas y camiones. El

campo de aplicación de los bancos de enderezado está prácticamente limitado pero es la herramienta principal en los talleres de chapista, puede decirse que tiene por única finalidad la tracción de fuerzas opuestas al sentido de la abolladura, constituyendo las llamadas máquinas de tracción.(Coolwranglers Trader Corporation, 2019)



Figura 1.4Bancos de enderezado con fabricación china. **Fuente:**(Jack, M., 2019)

Los principales países que fabrican estas máquinas a nivel mundial están representados por Estados Unidos y el gigante asiático, China, compañías como Bluesky y YanTai Autenf respectivamente conforman la vanguardia en este mercado por su variedad a la hora de diseñar estas herramientas para enderezar automóviles. El precio de estas herramientas de trabajo va en ascenso en dependencia del peso de la carrocería a enderezar, mientras más grande es el vehículo y su tonelaje, mayor serán las fuerza que necesitan los cilindros de la máquina y mayores serán las estructuras y herramientas pertinentes a la misma. Los precios de las mismas oscilan entre 650 y 10,000 dólares, pero existen compañías que ofrecen un modelo muy completo para todo tipo de vehículo que tiene un valor de 30,000 dólares aproximadamente. El precio promedio que se paga por estos equipos de tracción oscila entre los 5000 y los 7000 dólares.(Auto Body Toolmart, 2019)

En la Empresa de Talleres de Cienfuegos (ESETC) se encuentra un banco de enderezado para automóviles ligeros correspondiente al modelo ATU-SI, la cual

proviene del fabricante chino Yantai Autenf Automobile Services Co. y presenta los siguientes datos.

Tabla 1.1 *Propiedades físicas de la máquina*

COTAS	MEDIDAS
LONGITUD	5100 mm
ANCHO	2100 mm
ALTURA	560 mm
PESO	2 200 kg
MAX. PRESIÓN HIDRÁULICA	70MPa
POTENCIA DE TRACCIÓN	10 t
MAX. TENSIÓN	95 kN

Además esta cuenta con los siguientes accesorios

Macetas de anclaje en el piso: Las macetas de anclaje aseguran una cadena desde el vehículo hasta el piso de una bancada y se usan para tirar de los vehículos cuando tal acción es necesaria para llevar a cabo una reparación del marco. Son fáciles de instalar y se pueden mover y reinstalar fácilmente en el banco si necesita una ubicación diferente. Las macetas de anclaje con cadenas removibles son la mejor opción, ya que esto evita que se dañe la base de la misma si la cadena se rompe y necesita ser reemplazada. La longitud de la cadena también se puede ajustar, dependiendo del tamaño de la base. (Anexo 3)



Figura 1.5 Barra de mordaza o maceta de anclaje. **Fuente:** (Coolwranglers Trader Corporation, 2019)

Postes de tracción: Otra herramienta importante para enderezar el bastidor del automóvil es un poste de tracción. Para lograr resultados de calidad, los postes de tracción se utilizan para enderezar un chasis del vehículo doblado y dañado utilizando el par natural y la masa del vehículo, ofreciendo una base resistente y duradera con un sistema de polea diseñado específicamente para mantener la tensión en cualquier cadena o cable conectado a un vehículo. Un carrete permite subir y bajar fácilmente el mecanismo de tracción. La capacidad de ajuste de altura permite mejores ángulos y técnica de tracción dependiendo del tamaño del vehículo, y el peso permitido puede llegar hasta 20 toneladas.



Figura 1.6 Poste de tracción. **Fuente:** (Jack, M., 2019)

Bastidores de cuadros: Los bastidores de cuadros son una herramienta importante para enderezar en los talleres de carrocería que se ocupan de vehículos más grandes. Esta herramienta ayuda a reparar daños extensos en el vehículo con un esfuerzo mínimo debido a los sistemas de bomba hidráulica que pueden restaurar el vehículo a sus medidas de fábrica al volver a poner el marco

en forma con torque y apalancamiento. Muchos modelos tienen excelentes características de seguridad, como rampas antideslizantes y fácil acceso para que los mecánicos puedan acceder a todas las partes de un vehículo de manera fácil y segura.(Auto Body Toolmart, 2019)



Figura 1.7Bastidores de cuadros. **Fuente:**(Jack, M., 2019)

Enderezadoras de marcos: Las enderezadoras de marcos son una gran herramienta que tanto los talleres de carrocería como los experimentados mecánicos de la casa pueden beneficiarse enormemente de tener. Funciona bien para reparar daños menores en el bastidor de sus vehículos y utilizan un proceso de apalancamiento para enderezar de forma similar al bastidor. Los enderezadores de cuadros son especialmente útiles para reparar daños por torsión. Se pueden usar solos o con bombas de pie que facilitan aún más el enderezamiento del bastidor de un vehículo.(Auto Body Toolmart, 2019)

Abrazaderas, cadenas y ganchos: Las cadenas son un aspecto importante para tirar, y asegurarse de que estén bien sujetos al vehículo y la fuente de tracción es importante para el enderezamiento adecuado, así como la seguridad. Tanto los profesionales como los mecánicos de la casa querrán asegurarse de tener una buena variedad de cadenas, abrazaderas y ganchos disponibles para cualquier proyecto de estiramiento o bastidor del vehículo.(Auto Body Toolmart, 2019)



Figura 1.8 Principales accesorios. **Fuente:** (Coolwranglers Trader Corporation, 2019)

1.3 Enderezado automotriz

Se define al proceso realizado en un taller automotriz mediante el cual se procede a la recuperación de la forma original de una parte del automóvil que haya sido deformada mediante algún tipo de impacto. El método para efectuar cualquier operación de enderezado es anclar con firmeza el vehículo sin dañar, mientras que en la zona o piezas dañadas se aplica tracción en sentido inverso al cual se dañaron por la fuerza del impacto.

Con los años, surgieron nuevos tipos de equipo conforme habían nuevas necesidades. El equipo para enderezar abarca desde unidades portátiles muy sencillas solo para tracción, sistemas portátiles de tracción y sujeción y máquinas estacionarias y diversos tipos de sistemas de banco. Ya sean portátiles o estacionarios, todos tienen ventajas y desventajas. Los siguientes tipos de daños son: pandeo, caída del frente o parte posterior, ladeo de la carrocería, aplastamiento, descuadre romboidal, torcedura. (Kovtun, 1982) (Anexo 2)

1.3.1 Técnicas para la solución de los principales daños de carrocería

Estas técnicas se pueden clasificar en:

- Separación de planchas.
- Reparación de planchas.
- Presentación y montajes de piezas nuevas.
- Enderezado con herramientas hidráulicas.

1.3.1.1 Separación de planchas

Se distingue dos tipos de uniones de las planchas de las carrocerías de

automóviles que son: por tornillo y soldadura.

Los elementos de unión por tornillo son las más sencillas de desmontar y generalmente no intervienen directamente en la estructura rígida del vehículo.

En caso de tener tornillos oxidados se debe proceder limpiando y poniendo lubricante para evitar su rotura. Las piezas unidas por soldadura eléctrica de puntos forman parte de la estructura rígida de la carrocería y son planchas difíciles de separar por que la unión es sólida, en circunstancias que los puntos de soldadura están cubiertas con masilla y pintura se debe retirar dicho material para facilitar la separación. (Kovtun, 1982)

Existen tres procedimientos para separar planchas soldadas, una de ellas es con la ayuda de un taladro de mano, es decir perforando la unión del punto de soldadura para separar la pieza en buen estado, es la forma correcta y sencilla.

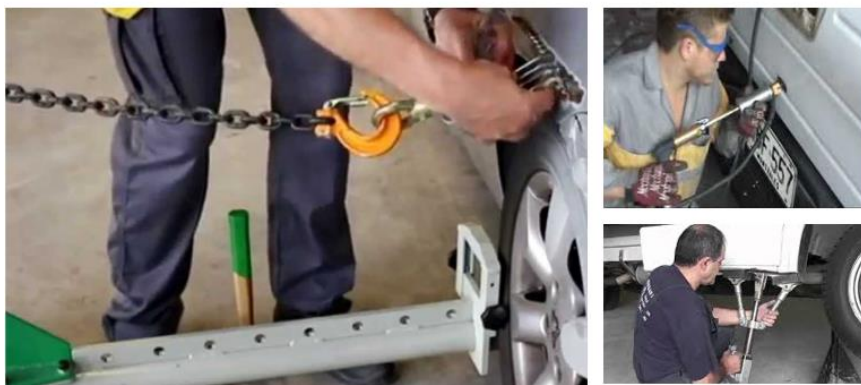
La otra forma es cortando la pieza dañada con la utilización de un martillo neumático con punta de cincel o cierra neumática esta forma es la más rápida pero en ocasiones estas herramientas necesitan mucho espacio.

La última forma de separación es cortando los puntos de soldadura con la ayuda de un cincel montado en un martillo neumático pero resulta muy difícil introducir la herramienta entre los puntos de unión.

1.3.1.2 Reparación de planchas

Cuando una pieza del vehículo sufre una abolladura, rascada o deformación y su reparación no tiene por qué solucionarse con la sustitución de una pieza nueva, se emplean diversas técnicas:

- a) Desabollado
- b) Aplanado o alisado
- c) Chapeado o plaqueado
- d) Masillado



A continuación se explican cada una de ellas:

a) Desabollado.

La abolladura es una formación de un hundimiento en una o varias piezas de la carrocería a causa de una colisión; la superficie queda delimitada por un doble que recibe el nombre de cresta desde la cual se forman pliegues que ejercen resistencia e impiden que la plancha regrese a su forma original.

Figura 1.9 Técnicas de chapista. **Fuente:** Elaboración Propia

Cuando la abolladura es poco se procede a la recuperación de la pieza ejerciendo presión en el vértice de modo que se enderece de un golpe; pero en caso que la plancha ha sufrido abolladuras más graves se procede al desmontaje de la pieza. La forma correcta de recuperar la forma de la pieza es utilizando las sufrideras y el martillo y golpeando en el límite de la zona no abollada dichos golpes se efectúan de la forma inversa de la cual provoco la deformación desde el vértice de la abolladura y martillando alrededor de la cresta. (Kovtun, 1982)

b) Aplanado o alisado.

Es la operación por medio de la cual se consigue una superficie plana y lo más parecida a la forma original a través de la utilización del martillo de alisar y sufridera, teniendo en cuenta que los golpes no sean muy fuertes porque disminuye el espesor de la plancha provocando un alargamiento y en consecuencia resulta un abombamiento.

c) Chapeado o plaqueado

Esta técnica no es muy empleada en el medio y consiste en el montaje de una pieza nueva sobre la dañada ganando tiempo de reparación pero en un segundo daño se tiene que desmontar las dos piezas, suele utilizarse en piezas de planchas de un desmontaje complicado.

d) Masillado

Esta técnica se aplica luego del enderezado de una pieza con el objetivo de cubrir pequeños bollos o ralladuras luego se procede al lijado para obtener la forma original y dejando lista para el acabado final.

1.3.1.3 Presentación y montajes de piezas nuevas

Consiste en el reemplazo de piezas cuando resultan muy dañadas por una colisión, antes de proceder a soldar o colocar la pieza nueva se debe verificar el acoplamiento con las piezas vecinas en caso de no cuadrar se comprueba que la estructura base no presente deformación.

1.3.1.4 Enderezado con herramientas hidráulicas

Los expansores y escuadras hidráulicas son herramientas esenciales para corregir las deformaciones a causa de golpes graves en la estructura de la carrocería.

Los expansores hidráulicos son capaces de proporcionar varias toneladas de fuerza progresiva dependiendo de la capacidad del mismo esta herramienta actúa de forma contraria a la colisión es importante identificar el punto donde se va apoyar el expansor en algunos casos se tiene que reforzar la base por medio de tacos de madera a fin que el esfuerzo se reparta por una mayor superficie de apoyo luego se localiza el punto contrario donde se colocara la cabeza del expansor. (Anexo 11)



Figura 1.10 Cilindro hidráulico acoplado a un dispositivo para tracción vertical. **Fuente:** (Jack, M., 2019)

1.4 Seguridad y mantenimiento de operaciones. Principales medidas

La mayoría de accidentes en máquinas se pueden prevenir si se tiene en cuenta todas las precauciones en el momento de utilizar el equipo. En cada elemento del

banco de enderezado se debe conocer la forma de manipular correctamente para evitar que se produzca un accidente.

1.4.1 Precauciones de los elementos del banco

- **Brazo de tiro:**

1. No exceder la capacidad del cilindro en el momento de trabajar (11.2T).
2. No ubicarse detrás del brazo cuando esté operando la bomba manual hidráulica.
3. No tocar la cadena cuando este tensada.
4. Liberar lentamente la presión del cilindro hidráulico.
5. No golpear el brazo en el momento de estirar, para evitar daños en el elemento hidráulico.

- **La bancada**

1. Asegurarse de que la plataforma este completamente asentada al piso en el momento de ingresar el vehículo para evitar el desequilibrio.
2. Colocar los topes de seguridad para las ruedas del vehículo.
3. Cerciorarse de que el vehículo se encuentre centrado sobre la plataforma al momento de operar el banco.
4. Bajar y asegurar las rampas de seguridad cuando esté el auto encima.
5. No exceder la capacidad de carga del banco (4000kg).

- **La mordazas**

1. Ajustar los prisioneros de seguridad antes de operar.
2. Ajustar los pernos de las mordazas para evitar desplazamientos.
3. Verificar que las mordazas se encuentren al mismo nivel.
4. Asegurarse de sujetar el vehículo en la parte reforzada del compacto.
5. Apretar las contra tuercas que regulan la altura de las mordazas.

1.4.2 Mantenimiento del banco de enderezado

La duración del equipo depende de los cuidados de mantenimiento preventivo y de la limpieza después de cada utilización.

Las partes que requieren mantenimiento periódico son los elementos de rodadura de la torre y las ruedas de transmisión de fuerzas del cilindro los mismos que

disponen de graseros; la grasa puede ser de grado número 2 de multipropósito, con la finalidad de disminuir la fricción y garantizar una rodadura suave.

1.5 Breve caracterización de la empresa ESECT

- **Objeto social:**

Prestar servicio de Chapistería, Pintura y Tapicería a maquinarias de la construcción y vehículos automotores.

- **Misión:**

Somos una empresa de servicios especializados de chapistería, pintura, tapicería, que se distingue por la calidad, el sentido de pertenencia y el trabajo en equipo. Aplicando la ciencia y la técnica, de manera tal que no afecte el medio ambiente.

- **Visión:**

Seremos una organización líder en el mercado fundamentalmente en los servicios de chapistería, pintura y tapicería que contara con un sistemas de dirección integrada en lo fundamental calidad, seguridad y salud medio ambiente y energía respondiendo a los principios de investigación desarrollo y la innovación. Logrando además:

- ✓ Orientación a la satisfacción del cliente interno y externo.
- ✓ Alta tecnología.
- ✓ Calidad sostenida en los servicios.
- ✓ Profesionalidad.
- ✓ Proveedores y mercado estable.
- ✓ Plazos de entrega por debajo de la media.
- ✓ Calificación y estabilidad de la fuerza de trabajo.
- ✓ Implicación del personal con la organización.

Principales negocios

- Chapistería, Pintura y Tapicería de vehículos automotores.

Conclusiones parciales

1. Se investigó de manera profunda acerca de los principales conceptos, así como las fases del proceso de diseño y se lograron definir los más apropiados para la realización de un diseño consecuente con los requisitos necesarios para la ejecución del mismo.
2. Se desarrolló una búsqueda bibliográfica acerca de los diferentes bancos para enderezar compactos de automóviles ligeros existentes y su implementación en los talleres de reparación y chapista, concluyendo que en el mercado internacional los precios existentes por sus principales proveedores ascienden a una cifra de hasta \$ 40,000 pero su utilización se hace indispensable para la solución de los grandes daños de carrocería.
3. Se abordaron temas relacionados con las principales técnicas para la solución de los daños de carrocería previos a la utilización de la máquina para que la utilización de la misma se más efectiva.
4. Se analizaron los aspectos más importantes relacionados con la seguridad y mantenimiento de las operaciones con las máquinas de enderezado automotriz.

CAPÍTULO II

Capítulo 2: Diseño y análisis del dispositivo en su conjunto

En este capítulo se desarrollan todos los cálculos, análisis y dimensionado de los elementos que conforman el brazo en forma de L, principalmente el nuevo dispositivo que posibilitara la tracción vertical, para que éste sea funcional, seguro, confiable y competitivo a la hora de comercializarlo o fabricarlo (Anexo 6)

La bancada está compuesta por un bastidor o banco, sobre la que se fijan y se inmovilizan los vehículos a reparar, mediante unas mordazas de anclaje, unos accesorios de medición, verificación y control, y un elemento de empuje hidráulico.

En este banco estará montado un brazo hidráulico en forma de "L"; el cual tendrá la facilidad de girar alrededor de la carrocería del vehículo permitiendo adecuarse en la posición necesaria para corregir la deformación de la carrocería (Anexo 7)

El brazo en forma de "L" dispondrá de un cilindro hidráulico que se accionará manualmente, también poseerá una cadena de tiro para fijar a la parte dañada de la carrocería, la misma que puede ser regulable su altura.

El diseño de este elemento consiste principalmente en una comprobación adecuada del nuevo dispositivo una vez acoplado al brazo mecánico para que soporte los diferentes esfuerzos mecánicos de flexión, cortante y fatiga sin tener la necesidad de realizar un cambio de acero para su montaje.

También se analizan partes, como son, la base del brazo, el cilindro mecánico, los pernos de seguridad, las poleas de transmisión de la cadena y se diseña un nuevo elemento que posibilitará una mayor verticalidad en el trabajo; a su vez aprovecharía aún más las potencialidades de la máquina de estirado y humanizaría el trabajo de los operarios.

Cada elemento se analizará teniendo en cuenta un factor de seguridad para cada caso de acuerdo al servicio que desempeñará, y se desarrollará un análisis para la determinación de las cargas que actúan en la máquina, de esta manera se puede garantizar y dar un mayor grado de confiabilidad en la utilización del banco.

2.1 Selección de materiales para el diseño del dispositivo

Para el diseño de las estructuras que componen el brazo mecánico se escogen perfiles en forma de U de acero AISI 1045. La selección de dicho producto en detrimento de barras trae consigo una ganancia en la maniobrabilidad de las

estructuras, proporcionada principalmente por una disminución considerable del peso. Además, la connotada reducción en el costo de fabricación traería consigo un ahorro considerable monetario y la alta accesibilidad por parte de la mayoría de las entidades en nuestro país al producto en cuestión, hacen de este material el más adecuado para el rediseño de esta máquina.

Para una mayor información acerca del material de los perfiles ver tabla 2.1.

Tabla 2.1 Propiedades del material utilizado en el diseño de la estructura. (Askeland, Fulay, & Wright, 2016)

Material	Acero AISI 1045	Factor de Conversión
General	Densidad de masa	7,87 g/cm ³
	Límite de elasticidad	400 MPa
	Resistencia máxima a tracción	68,7 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	29,26 GPa
Nombre(s) de pieza	ASTMA36. Vigas – Perfiles U	

2.2 Principales componentes del brazo

El dispositivo consta de tres estructuras principales: la superior o viga extensora (1), la torre (5) y la base del brazo (12), tal y como se puede apreciar en la figura 2.1, a su vez cada una posee diferentes elementos como se nombran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Elementos del brazo.

Artículos del Brazo			
1	Viga extensora	7	Tope de la Torre
2	Pernos de chapa	8	Polea de transmisión
3	Agujeros Ajustables	9	Soporte superior del Cilindro
4	Chapa	10	Soporte inferior del Cilindro
5	Torre	11	Rueda

6	Tope de Cadena	12	Base del brazo
---	----------------	----	----------------

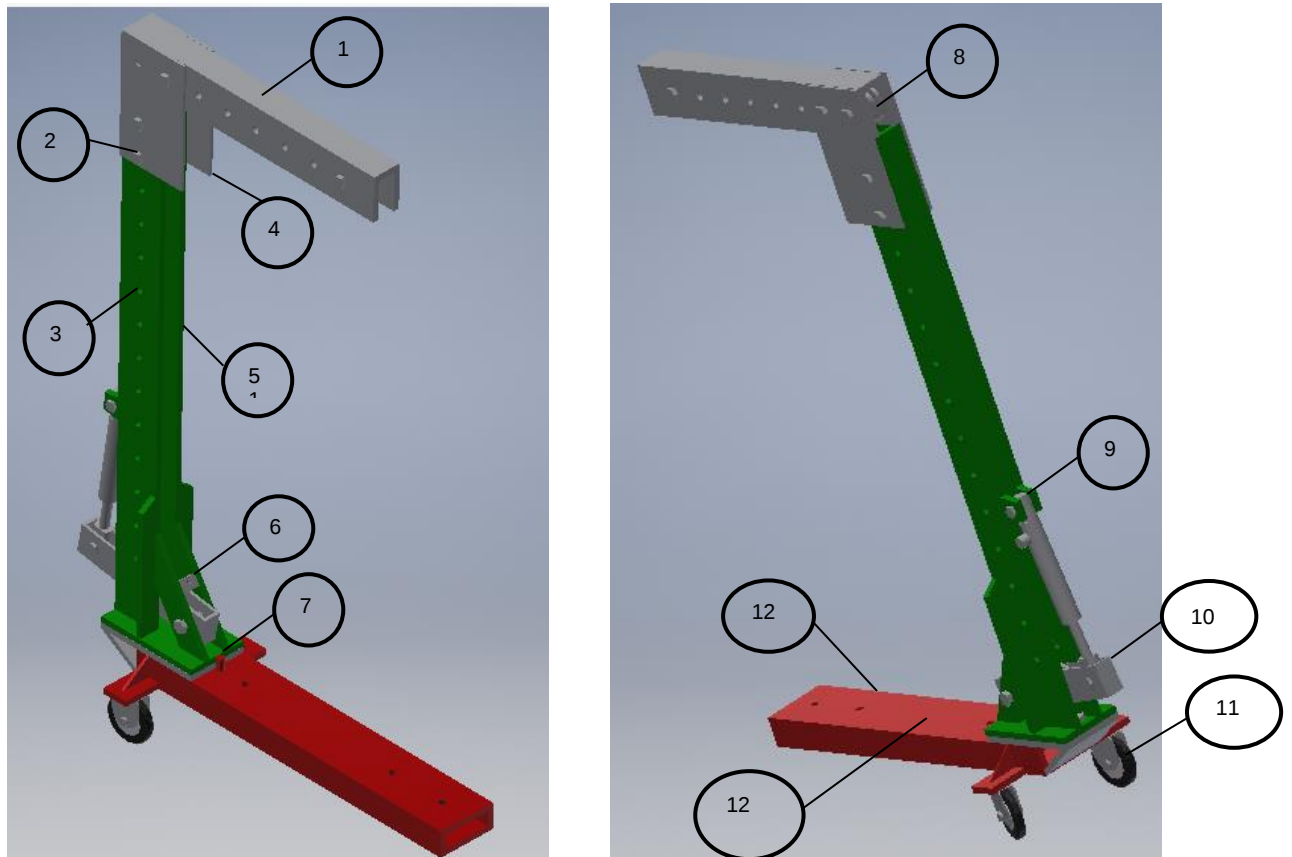


Figura 2.1 Esquema real del Brazo. **Fuente:** Elaboración Propia

Para el diseño de los principales componentes de la estiradora mecánica se utilizó el software de diseño Autodesk Inventor Professional obteniendo los resultados que se muestran en las tablas 2.3, 2.4 y 2.5, que serán de vital importancia en procedimientos posteriores.

Tabla 2.3 Propiedades físicas de la Viga extensora.

Masa	56,74 kg
Área	796392,34 mm^2
Volumen	7228759,24 mm^3
Centro de gravedad	x=356,342mm y=70,718 mm z=2058,76 mm

Tabla 2.4 Propiedades físicas de la Torre.

Masa	128,67 kg
Área	1814137,108 mm ²
Volumen	16391772,66 mm ³
Centro de gravedad	x=-52,07 mm y=99,271 mm z=897,745 mm

Tabla 2.5 Propiedades físicas de la Base del brazo. **Fuente:** Elaboración Propia

Masa	101,602 kg
Área	1342839,114 mm ²
Volumen	12942980,489 mm ³
Centro de gravedad	x=587,881 mm y=102,316 mm z=43,750 mm

2.3 Determinación de las reacciones externas

Para la determinación de las reacciones externas se realiza un esquema de análisis real donde se señalan las principales reacciones externas que actúan directamente sobre el brazo mecánico (Figura 2.2). La máquina está diseñada para traccionar vehículos ligeros de hasta 4 toneladas, considerándose el valor máximo de la reacción que se utiliza para el análisis.

Datos a tener en cuenta en el análisis:

- El brazo se encuentra sobre un apoyo móvil, el cual generará una reacción en el eje Y.
- La cadena es considerada como un hilo inextensible.
- El rozamiento no se tendrá en cuenta ya que en comparación a las fuerzas que actúan es muy pequeño.
- La capacidad del cilindro hidráulico es de 10 t (98100 N).

- El elemento diseñado se apoya sobre 2 ruedas equidistantes que tienen el objetivo de lograr la movilidad a la hora de trabajar los operarios.
- $R_{p1x}=R_{p1y}=R_{p2y}=R_{p2x}= 4 T= 39200 \text{ N}$.

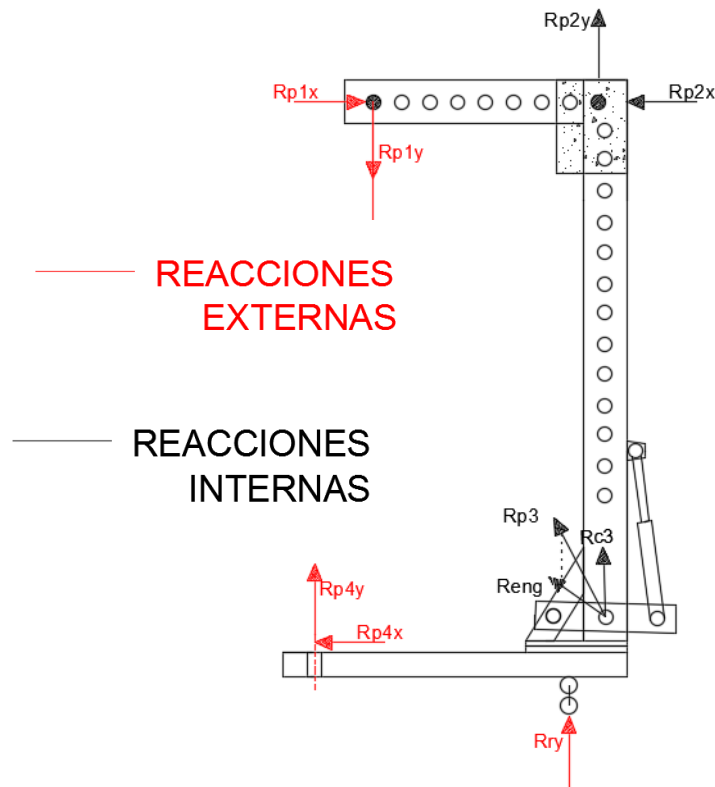


Figura 2.2 Esquema de análisis general del elemento en su conjunto. **Fuente:** Elaboración Propia

2.3.1 Cálculo de las reacciones externas en el eje X

A partir de la ecuación fundamental que rigen las leyes de Newton se plantea que:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{p4x} - R_{p1x} = 0 \quad (2.1)$$

Como en el eje de las X para este elemento en conjunto solo reaccionan dos fuerzas, es evidente que su valor es el mismo pero su sentido es totalmente diferente.

$$R_{p4x} = -R_{p1x}$$

$$R_{p4x} = -4T = 39.200 \text{ kN}$$

Donde:

R_{p4x} : Reacción en el eje X que existe en el cuarto pasador.

R_{p1x} : Reacción en el eje X que existe en el primer pasador.

2.3.2 Cálculo de las reacciones externas en el eje Y:

Para la determinación de las reacciones externas en este eje es necesario realizar un esquema de análisis real donde se muestren solo las reacciones que realizan momento flector sobre el apoyo móvil de la máquina. (Figura 2.3) (Feodosiev, 1988)

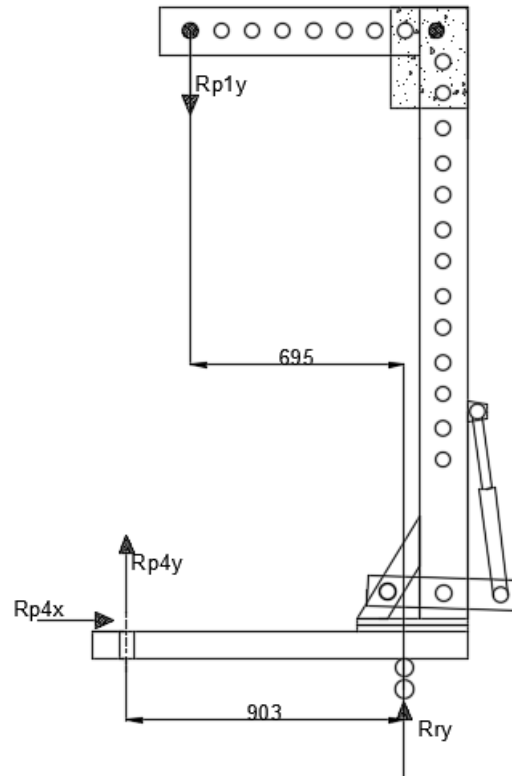


Figura 2.3 Esquema de análisis para calcular las reacciones R_{ry} y R_{p4y} . **Fuente:** Elaboración Propia

Retomando la ecuación fundamental que rigen las leyes de Newton se plantea la misma ecuación pero ahora para el eje Y. (Fernandez Levy, 1992)

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{p1y} + R_{p4y} + R_{ry} = 0 \quad (2.2)$$

Una vez completada la operación es evidente que no se conocen los valores de las reacciones R_{p4y} y R_{ry} , para su resolución es necesario plantear la siguiente ecuación de momento flector y resolver al menos una de ellas.

Donde:

R_{p4y} : Reacción en el eje Y que existe en el pasador 4.

R_{p1y} : Reacción en el eje Y que existe en el pasador 1.

R_{ry} : Reacción en el eje Y que existe en el en el apoyo móvil (rueda).

1.1.3 Cálculo de R_{p4y} partiendo de la ecuación de momento flector en la rueda

$$\sum MRr = 0$$

$$\sum MRr = -R_{p1y} * 800mm + R_{p4y} * 1036mm = 0 \quad (2.3)$$

Sustituir los valores conocidos y despejar R_{p4y} para obtener que:

$$-4T * 800mm + R_{p4y} * 1036mm = 0$$

$$R_{p4y} = \frac{4 * 800mm}{1036mm}$$

$$R_{p4y} = 3.0888T = 30.270 \text{ kN}$$

Una vez hallada la reacción R_{p4y} se obtiene R_{ry} sustituyendo los valores en la Ec 2.2.

$$-R_{p1y} + R_{p4y} + R_{ry} = 0$$

$$R_{ry} = R_{p1y} - R_{p4y}$$

$$R_{ry} = 4T - 3.07T$$

$$R_{ry} = 0.92 T = 9.016 \text{ kN} \uparrow$$

De esta manera se conoce vectorial y numéricamente la reacción que realiza la máquina sobre sus apoyos móviles a la hora de traccionar un vehículo. (Pisarenko, 1979)

Cabe destacar que esta reacción en el apoyo se divide en 2 ya que el elemento está apoyado sobre dos ruedas equidistantes y por tanto soportan la misma carga. Esto quiere decir que sobre cada rueda actúa directamente una fuerza de $0.466T$.

2.4 Determinación de las zonas más críticas de la máquina en su conjunto

Para la determinación de las zonas más críticas de la máquina en su conjunto es necesario realizar un esquema de análisis donde se expongan cada una de las

reacciones externas, las distancias entre ellas, así como el valor resultante del momento que acciona y hacia donde tiende como se muestra en la figura 2.4. (Mott, 2006)

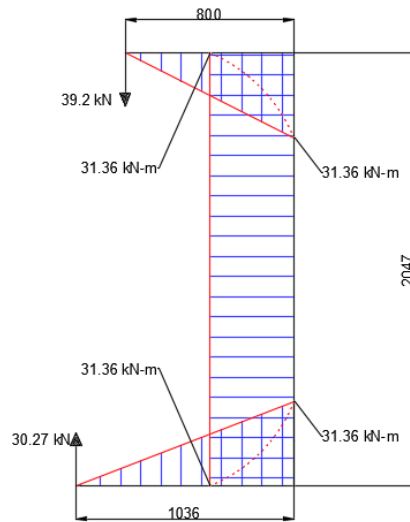


Figura 2.4 Esquema de análisis de momento flector. **Fuente:** Elaboración Propia

$$Mp_2 = Rp1_y * l_{p1-p2} \quad (2.4)$$

Donde:

Mp_2 : Momento que se provoca sobre el pasador 2.

l_{p1-p2} : Distancia que existe desde el pasador 1 hasta el pasador 2.

Se sustituyen valores en la ecuación 2.4 para obtener:

$$Mp_2 = 4T * 800 \text{ mm}$$

$$Mp_2 = 39.2 \text{ kN} * 0.8 \text{ m}$$

$$Mp_2 = 31.36 \text{ kN} - \text{m}$$

$$Mr = Rp4_y * l_{p4-rued} \quad (2.5)$$

Donde:

Mr : Momento que se provoca sobre la rueda.

$l_{p4-rued}$: Distancia que existe desde el pasador 4 hasta la rueda.

Se procede con la ecuación propuesta una vez conocido los datos se tiene que:

$$Mr = 3.0888 T * 1036 \text{ mm}$$

$$Mr = 30.27036 \text{ kN} * 1.036 \text{ m}$$

$$Mr = 31.36 \text{ kN} - \text{m}$$

El desarrollo de un análisis como el anteriormente expuesto constituye el pilar fundamental para el cálculo de las comprobaciones en cada uno de los pasadores, ubicado en sus respectivas zonas, que estas pueden ser críticas o no, pero analizando las críticas se conocen los parámetros necesarios para el rediseño de los demás, en el caso que no se ajuste a las comprobaciones. (Orlov, 1974)

2.5 Determinación de las fuerzas internas

Conociendo que la cadena es considerada como un hilo inextensible, los valores de cada una de las componentes R_{p1} y R_{p2} equivalen a 4 toneladas, a consecuencia que este es el peso máximo de un automóvil ligero.

También se conoce el valor de la reacción R_{c3} como valor real y el ángulo que forma con cada uno de los ejes a partir de las mediciones realizadas por el software Autodesk Inventor.

2.5.1 Cálculo de reacción R_{p3} y sus proyecciones en los diferentes ejes.

Conociendo que las fuerzas R_{eng} y R_{c3} son iguales a causa de que la cadena se comporta como un hilo inextensible, sus ángulos con respecto a la fuerza R_{p3} es el mismo y se calcula por sumatoria de ángulos en el interior de un triángulo.

Sabiendo que $\alpha = \beta = 29^\circ$ por conformar los ángulos de un triángulo isósceles, se plantea que:

$$\sum \alpha + \beta + \gamma = 180^\circ \quad (2.5)$$

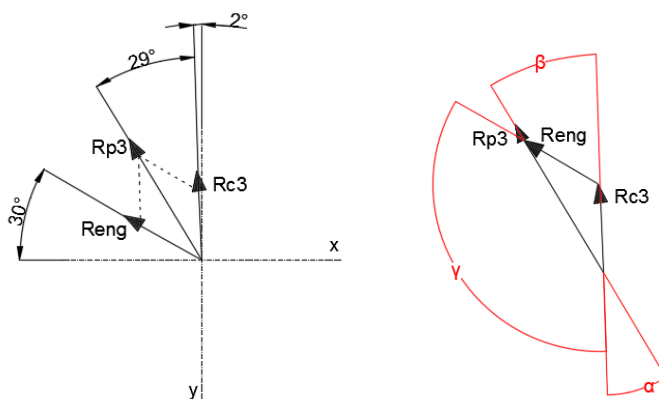


Figura 2.5 Esquemas de análisis trigonométrico del pasador 3. **Fuente:** Elaboración Propia

$$\gamma = 180^\circ - \alpha - \beta$$

$$\gamma = 122^\circ$$

Donde:

α : Ángulo que forma la fuerza R_{c3} con la reacción R_{p3}

β : Ángulo que forma la fuerza R_{eng} con la reacción R_{p3}

γ : Ángulo que forma la reacción R_{c3} con respecto a R_{p3}

R_{eng} : Reacción que ejerce la cadena cuando se engancha a la base de la máquina

R_{p3} : Reacción unitaria que actúa en el perno 3.

R_{c3} : Reacción que ejerce la cadena del brazo mecánico sobre el perno 3.

Aplicando ley de los cosenos para hallar el valor unitario de la fuerza R_{p3}

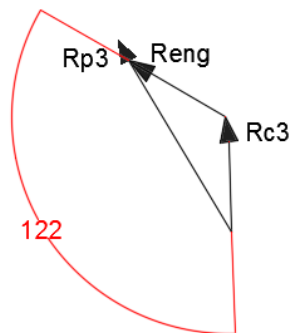


Figura 2.6 Representación de la sumatoria vectorial de las reacciones en el pasador 3. **Fuente:** Elaboración Propia

$$R_{p3}^2 = R_{c3}^2 + R_{eng}^2 - 2 * R_{c3} * R_{eng} * \cos 122^\circ \quad (2.6)$$

$$R_{p3} = \sqrt{4^2 + 4^2 - 2 * 4 * 4 * \cos 122^\circ}$$

$$R_{p3} = \sqrt{4^2 + 4^2 - 2 * 4 * 4 * \cos 122^\circ}$$

$$R_{p3} = 6.96T = 68.208 \text{ kN}$$

2.5.2 Cálculo de la componente de R_{p3} en el eje X

Basado en las leyes de la trigonometría se propone el cálculo de las componentes en cada uno de los ejes a partir del esquema de análisis 2.5.

$$R_{p3} * \sin 31^\circ = R_{p_{3x}} \quad (2.7)$$

$$6.96 * \sin 31^\circ = R_{p_{3x}}$$

$$Rp_{3x} = 3.58T = 35.084 \text{ kN}$$

2.5.3 Cálculo de la componente de Rp3 en el eje Y:

$$Rp_3 * \cos 31^\circ = Rp_{3y} \quad (2.8)$$

$$Rp_{3y} = 5.96T = 58.408 \text{ kN}$$

Donde:

Rp_{3x} : Componente en el eje X de la Reacción unitaria Rp_3 .

Rp_{3y} : Componente en el eje Y de la Reacción unitaria Rp_3 .

2.5.4 Cálculo de reacción RpA1 y sus proyecciones en los diferentes ejes.

Para determinar cuál es el perno más cargado en toda la máquina es preciso calcular cada una de las reacciones unitarias que actúan sobre cada perno existente en la misma.

Por lo que se hace necesario remitirse al desarrollo del análisis del soporte inferior del cilindro ya que el mismo posee 3 pasadores que están ubicados en la zona crítica de la máquina.

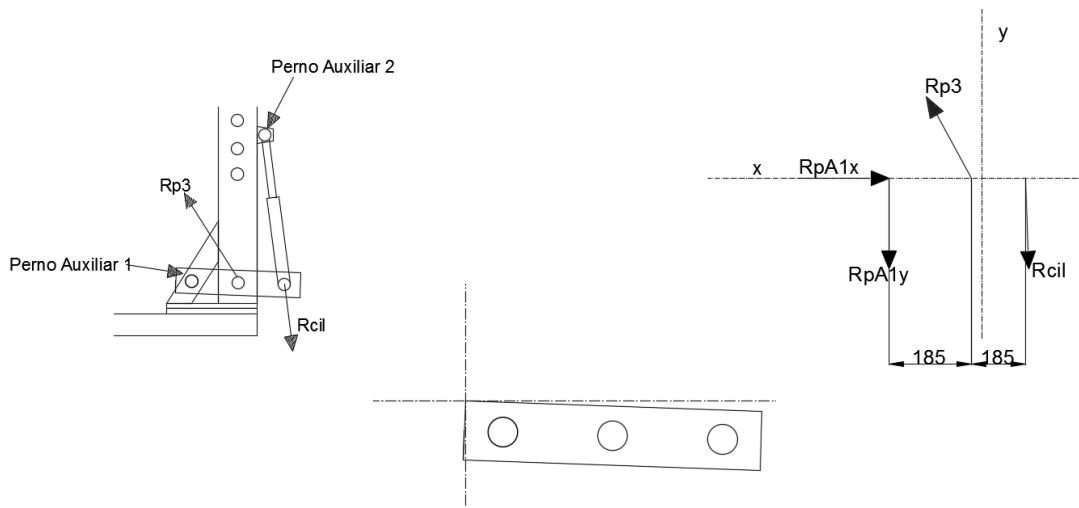


Figura 2.7 Esquema de análisis del soporte inferior del cilindro. **Fuente:** Elaboración Propia

A continuación se retoma la ecuación fundamental de las leyes de Newton para hallar la reacción R_{pA1} en el eje y al igual que R_{cil} conociendo solamente la reacción R_{p3y} .

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{pA1y} + R_{p3y} - R_{cily} = 0 \quad (2.8)$$

Como se desconocen los valores de las reacciones R_{pA1y} y R_{cily} se propone trabajar primeramente a partir de la ecuación de momento flector en uno de los pasadores.

$$\sum M_{pA1} = 0$$

$$\sum M_{pA1} = -R_{p3y} * 185 \text{ mm} + R_{cily} * 370 \text{ mm} = 0 \quad (2.9)$$

$$0 = -5.96 * 185 + R_{cil} * \cos 2^\circ * 370$$

$$R_{cily} = \frac{5.96 T * 185 \text{ mm}}{370 * \cos 2^\circ}$$

$$R_{cily} = 2.98 T = 29.204 \text{ kN}$$

Se halla el valor real de R_{cil} por leyes trigonométricas.

$$R_{cil} = \frac{R_{cily}}{\cos 2^\circ} \quad (2.10)$$

$$R_{cil} = 2.98 T = 29.204 \text{ kN}$$

Se retoma la ecuación 2.8, una vez calculada la reacción del cilindro (R_{cil}) en cada una de sus componentes y despejando R_{pA1y} , se obtiene el siguiente resultado de R_{pA1y} :

$$R_{pA1y} - 5.96T + 2.98T = 0$$

$$R_{pA1y} = 5.96T - 2.98T$$

$$R_{pA1y} = 2.98T = 29.204 \text{ kN}$$

Se procede al cálculo de R_{cil} en el eje X a partir de las leyes trigonométricas, se plantea que:

$$R_{cil} = \frac{R_{cilx}}{\sin 2^\circ}$$

Se acude a la ecuación fundamental de las leyes de Newton para hallar la reacción R_{pA1x} como se muestra a continuación:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{pA1x} - R_{p3x} + R_{cilx} = 0 \quad (2.11)$$

Se sustituyen los valores y se obtiene que:

$$R_{pA1x} = R_{p3x} - R_{cil} * \text{sen } 2^\circ$$

$$R_{pA1x} = 3.58 T - 4 T * \text{sen } 2^\circ$$

$$R_{pA1x} = 3.44 T$$

Una vez conocida la fuerza que ejerce el cilindro para el diseño propuesto se demuestra que la máquina para eliminar las abolladuras de los automóviles ligeros que descansan sobre ella con un peso máximo de 4 toneladas solo necesita emplear 2.98 toneladas de fuerza, la cual representa un 27.09% de su capacidad máxima de tracción.

En el caso del desplazamiento del cilindro se conoce como dato fundamental del fabricante, que el cilindro hidráulico desarrolla una carrera máxima de 257 mm y un desplazamiento angular de 10° aproximadamente para una tracción de 11 toneladas. Esto significa que una vez rediseñada la máquina y desarrollando su nueva función de tracción vertical, principalmente en su estado más crítico, el cilindro hidráulico recorrerá una distancia de 69.62 mm, lo que representa un poco más de $\frac{1}{4}$ de su carrera máxima.

La siguiente tabla muestra el desplazamiento del cilindro hidráulico en relación con diferentes valores hipotéticos de fuerza de tracción que podría emplear el cilindro hidráulico, a su vez se destaca la carrera del mismo en el estudio realizado. (2.6)

Tabla 2.6 Recorrido del cilindro hidráulico atendiendo a su reacción. **Fuente:**

Elaboración Propia

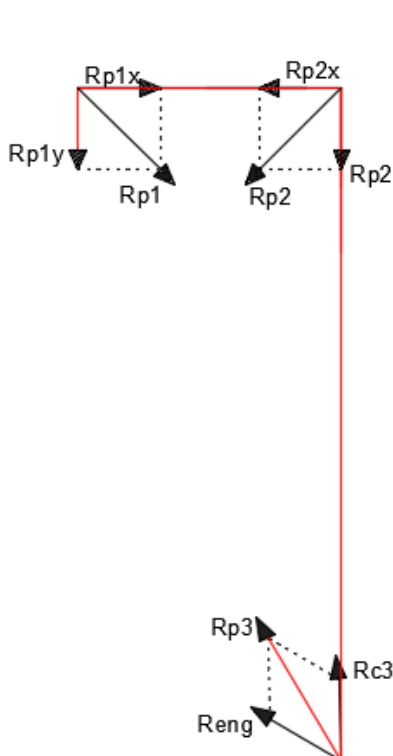
Reacción(kN)	Reacción(Ton)	Desplazamiento	Desplazamiento Angular (grados)
------------------	---------------	----------------	---------------------------------

9.800	1	23,36	0,84
19.600	2	46,73	1,67
29.204	2,98	69,62	2,49
29.400	3	70,09	2,51
39.200	4	93,45	3,35
49.000	5	116,82	4,18
58.800	6	140,18	5,02
68.600	7	163,55	5,85
78.400	8	186,91	6,69
88.200	9	210,27	7,53
98.000	10	233,64	8,36
107.800	11	257,00	9,20

2.6 Cálculo de las fuerzas unitarias en cada uno de los pasadores

En la figura 2.8 se muestra la zona más peligrosa de la máquina en su conjunto, adjunto a la representación vectorial de cada una de las reacciones internas y externas que actúan sobre las rondanas, que posibilitan la transmisión de la fuerza de la cadena a la hora de operar la máquina.

El siguiente análisis se basa en buscar el valor unitario modular y vectorial de cada reacción que incurre sobre la estiradora mecánica para el posterior análisis de resistencia mecánica de los pasadores críticos.



$$Rp1 = \sqrt{Rp1_x^2 + Rp1_y^2} \quad (2.12)$$

$$Rp1 = \sqrt{4^2 + 4^2}$$

$$Rp1 = 5.6T = 54.88 \text{ kN}$$

$$Rp1 = Rp2$$

ZONA CRÍTICA

$$Rp4 = \sqrt{Rp4_x^2 + Rp4_y^2} \quad (2.13)$$

$$Rp4 = \sqrt{4^2 + 5.26^2}$$

$$Rp4 = 6.60T = 64.68 \text{ kN}$$

$$RpA1 = \sqrt{RpA1_x^2 + RpA1_y^2} \quad (2.14)$$

Figura 2.8 Esquema de análisis de reacciones unitarias a partir del recorrido de la cadena. **Fuente:** Elaboración Propia

De los tres pasadores fundamentales que interactúan directamente con la cadena se puede afirmar que el más cargado es el pasador 3, a pesar de ser una fuerza interna.

2.7 Determinación del diámetro mínimo en el tornillo que sostiene la base con la torre (Sección desmontable más peligrosa)

Para la determinación del diámetro mínimo del tornillo en la sección desmontable más peligrosa de la estructura, se procede a una representación de dicha sección con las cargas y esfuerzos que incurren sobre esta. Tal como se muestra en la figura 2.9.

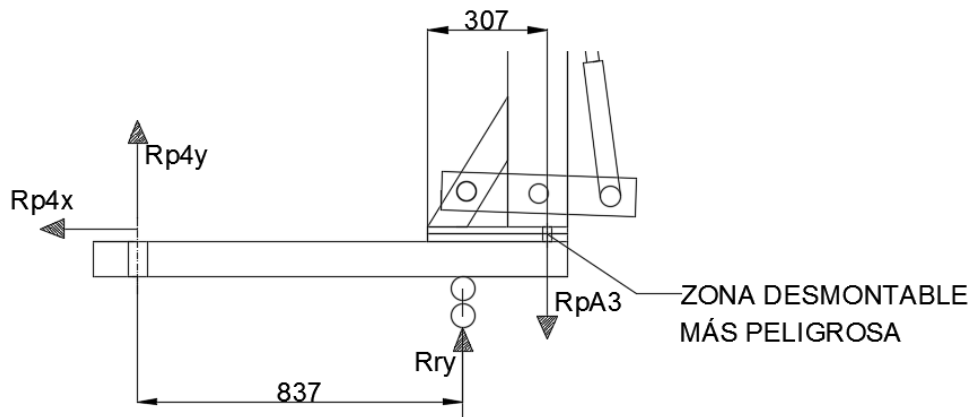


Figura 2.9 Vista de la sección desmontable más peligrosa sometida a cargas de tracción. **Fuente:** Elaboración Propia

Datos:

$$MR = 31.27 \text{ kN-m}$$

A partir de la siguiente ecuación de momento se determina el valor de la fuerza que actúa sobre ese tornillo ($RpA3$) de la zona desmontable más peligrosa.

$$MRr = RpA3_y * l \quad (2.15)$$

$$\frac{MRr}{l} = RpA3_y$$

$$\frac{31270N - m}{0.307m} = RpA3_y$$

$$101.856 \text{ kN} = RpA3_y$$

Donde:

l : Longitud que va desde el tornillo hasta tope de la torre (término donde la máquina tiende a inclinarse).

En la figura anteriorse puede apreciar la falla principal en la rotura del tornillo atracción, por lo que la condición de resistencia será:

$$[\sigma]_t > \sqrt{\frac{T}{\frac{\pi * d}{4}}} > \sqrt{\frac{4T}{\pi * d}} \quad (2.16)$$

Para la determinación de las tensiones admisibles se utilizan las siguientes recomendaciones:

$$[\sigma]_t = (0,25 \text{ a } 0,4) \sigma_t \text{ Para tornillos de diámetro entre 16 y 30 mm.} \quad (2.17)$$

Donde:

$$T = RpA3$$

σ_t : Tensión de rotura del material del tornillo, MPa.

Para tornillos de acero AISI 1045 se tiene:

$$[\sigma]_t = (0,4) * \sigma_t = 0.4 * 650 \text{ MPa} = 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = 650 \text{ MPa Según (G.S., 1979)}$$

Se retoma la ecuación 2.16, despejando el diámetro y sustituyendo el valor de $RpA3$ en T , se obtiene el siguiente resultado.

$$d > \sqrt{\frac{4 * RpA3}{\pi * [\sigma]_t}}$$

$$d > \sqrt{\frac{4 * 101856.67 \text{ N}}{\pi * 260 \text{ MPa}}}$$

$$d > 22.33 \text{ mm}$$

Los cálculos realizados anteriormente se admiten solo cuando la fuerza no esté desfasada con respecto a la vertical, algo que no siempre ocurre como por ejemplo el siguiente caso a analizar en el perno 2 cuando las tensiones contribuyen a que ocurra cizallamiento.

La comprobación de resistencia sobre el tornillo más crítico fue efectiva, lo que demuestra que el tornillo que existía anteriormente en la máquina resistirá el diseño propuesto.

2.8 Determinación del diámetro mínimo de los pasadores en la zona más peligrosa

Para calcular el diámetro mínimo de los pernos en esta zona donde está ubicada la chapa metálica es necesario conocer cuántos pasadores sostiene dicho elemento al perfil, para de esta manera distribuir la fuerza en cada uno de ellos.

Esta propuesta traerá consigo un alto grado de seguridad, disminuyendo considerablemente la peligrosidad. En la siguiente figura se muestran los parámetros necesarios para el desarrollo de la comprobación. (2.10)

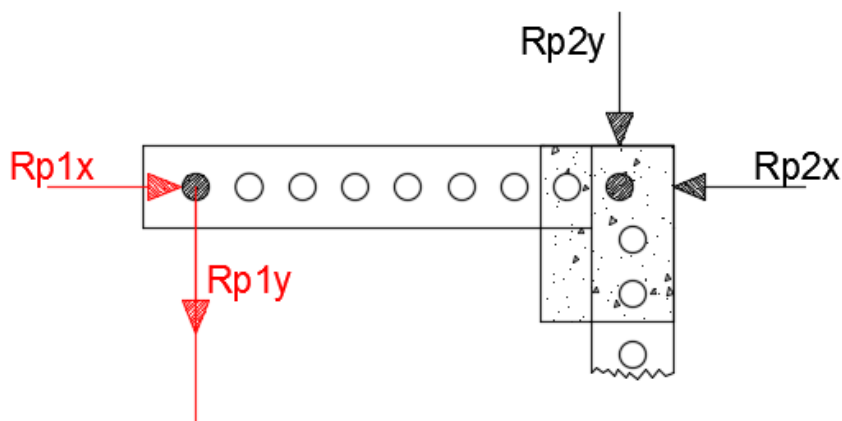


Figura 2.10 Esquema de análisis de la unión de laviga extensora con la torre. **Fuente:** Elaboración Propia

En este caso la componente de la tensión en cualquiera de los ejes contribuye a la falla de los tornillos por cizallamiento y la condición de resistencia se expresa como:

$$\tau = \frac{4T \sin 45^\circ}{2 \pi d^2} \leq [\tau] \quad (2.18)$$

Pero en este caso la fuerza esta distribuida en 4 tornillos que sostienen la plancha metálica, esto trae consigo que:

$$T = \frac{Rp2}{4} \quad (2.19)$$

También se debe calcular $[\tau]$ que en el caso que ocurre cizallamiento se dice que:

$$[\tau] = 0.6 * \sigma_t \quad (2.20)$$

$$[\tau] = 0.6 * 650 \text{ MPa}$$

$$[\tau] = 390 \text{ MPa}$$

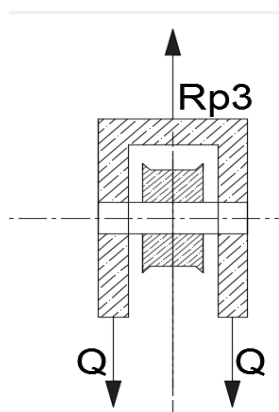
De donde se despeja el diámetro necesario

$$\sqrt{\frac{Rp2 * \sin 45^\circ}{2 \pi [\tau]}} < d \quad (2.21)$$

$$\sqrt{\frac{54880 \text{ N} * \sin 45^\circ}{2 * \pi * 390 \text{ MPa}}} < d$$

$$d > 3.96 \text{ mm}$$

Se analiza el pasador más cargado, por sufrir las tensiones cortantes a causa de las fuerzas internas. La figura 2.11 muestra una vista elevada del elemento de soporte del cilindro cortado transversalmente.



$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ 0 &= Rp3 - 2Q \\ Q &= \frac{Rp3}{2} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Donde:
Q: Valor de la fuerza cortante.

Figura 2.11 Esquema de análisis
del pasador 3. **Fuente:**
Elaboración Propia

Como se aprecia en la figura anterior la falla principal es la rotura del pasador a tracción y basándonos en la condición de resistencia se obtiene:

$$\tau = \frac{Q}{2A_c} \leq [\tau] \quad (2.23)$$

Donde:

τ : Tensión tangencial

$[\tau]$: Tensión tangencial permisible

A_c : Área de contacto

$$\sqrt{\frac{Rp_3}{4\pi d^2}} \leq [\tau] \quad (2.24)$$

Donde:

d : diámetro mínimo del pasador.

Se despeja d en la ecuación 2.24 y se obtiene:

$$\sqrt{\frac{Rp_3}{\pi[\tau]}} \leq d$$

Se conoce que $[\tau] = 260 \text{ MPa}$ por la ecuación 2.17 ya descrita y se sustituye para obtener el siguiente resultado:

$$d \geq \sqrt{\frac{68208 \text{ N}}{\pi * 260 \text{ MPa}}}$$

$$d \geq 9.14 \text{ mm}$$

La comprobación del pasador donde actúa la reacción R_{p3} demuestra que este resiste el esfuerzo cortante existente garantizando la resistencia mecánica de la máquina en su totalidad.

2.9 Cálculo del desplazamiento de la viga extensora

Para conocer el desplazamiento de la viga extensora en dirección de la reacción que actúa es necesario conocer su valor en el eje que se desplaza y a su vez la distancia que la separa del origen donde realiza momento. (Ver Figura 2.12)

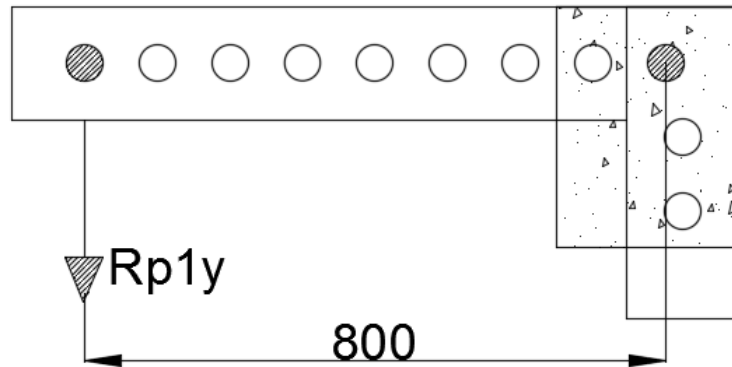


Figura 2.12 Esquema de análisis y dimensiones del perfil antes de su deformación. **Fuente:** Elaboración Propia

Una vez conocido todos estos datos se necesita el valor del momento de inercia del perfil de la viga, que puede variar en dependencia de sus dimensiones.

Si se basan en la figura 2.13 y conociendo cada uno de los espesores y medidas del perfil, se procede al cálculo del momento de inercia para luego conocer el desplazamiento de la viga extensora en su conjunto.

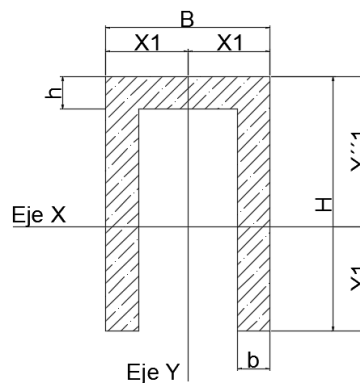


Figura 2.13 Parámetros de la viga para el cálculo de momento de inercia y desplazamiento. **Fuente:** Elaboración Propia

Ecuación fundamental:

$$\delta = \frac{Rp1_y * l^3}{3E * J_y} \quad (2.25)$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad de primer orden ----- $E = 20394 \text{ KgF/mm}^2$

J_y : Momento de inercia

δ : Desplazamiento máximo de la viga

Para iniciar el cálculo del desplazamiento es necesario obtener el valor del momento de inercia que posee la misma, eso depende de la geometría que sea el perfil y las amplitudes de sus secciones (apoyarse en la tabla 2.7)

Tabla 2.7 Parámetros geométricos para el cálculo de momento de inercia y desplazamiento de la viga. **Fuente:** Elaboración Propia

Parámetros	Dist.(mm)
B	100
H	155
b	20
h	20

Se aplica la ecuación de momento de inercia para tener:

$$J_y = \frac{B^3 H - (H - h)(B - 2b)^3}{12} \quad (2.26)$$

$$J_y = \frac{100^3 * 155 - (155 - 20)(100 - 2 * 20)^3}{12}$$

$$J_y = 10486666.6 \text{ mm}^4$$

Se retoma la ecuación 2.25 para obtener la siguiente expresión:

$$\delta = \frac{Rp1_y * l^3}{3E * J_y}$$

$$\delta = \frac{39240 * 800^3}{3 * 20394 * 10486666.6}$$

$$\delta = 3.13 \text{ mm}$$

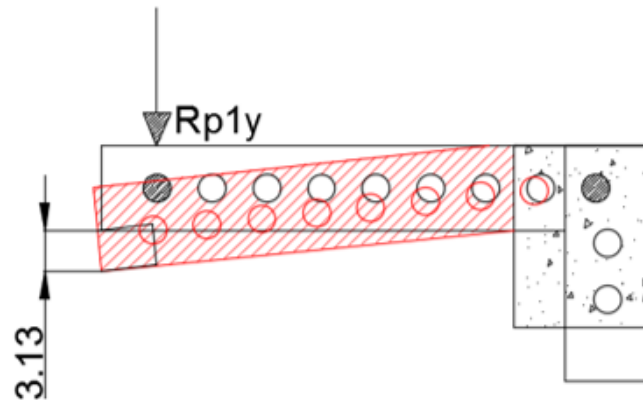


Figura 2.14 Desplazamiento de la viga una vez aplicada la reacción equivalente al peso de un automóvil ligero. **Fuente:** Elaboración Propia

La viga extensora se desplazará 3.13 mm, esto no significa un valor a considerar en comparación con la reacción que actúa sobre ella y el tamaño de su brazo.

2.10 Determinación de la longitud del cateto de soldadura en las zonas más peligrosas

En la siguiente figura se muestran la unión de la estructura diseñada acompañada de la torre a través de una chapa metálica de acero AISI 1045, a la cual se le va

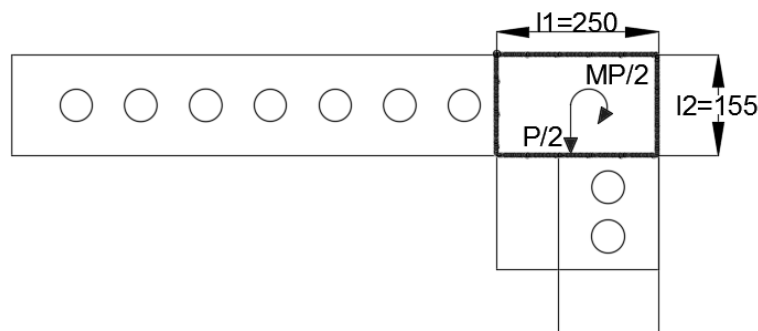


Figura 2.15 Unión del elemento diseñado sometido a soldadura. **Fuente:** Elaboración Propia

aplicar el cálculo del cateto de soldadura, ya que sobre estas recaen combinaciones de cargas o esfuerzos considerables. (American Welding Society, 2015) La explicación sobre el cálculo de estas uniones soldadas se realizará a partir del análisis de las tensiones que se producen en una soldadura tratada como línea, entre plancha, sometido a la acción de un sistema general de cargas, como lo muestra la figura 2.15. (Glizmanenco, 1981)

Datos:

P: 39.2 kN

$l_1 = 155 \text{ mm}$

$l_2 = 250 \text{ mm}$

$S = 10 \text{ mm}$

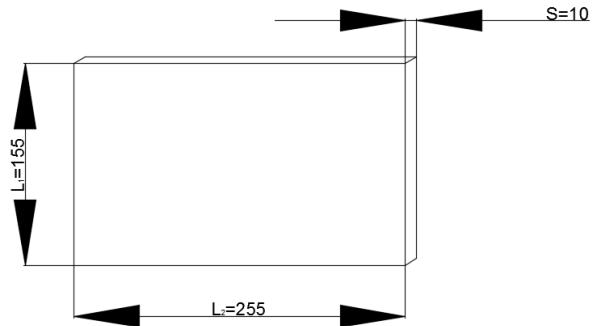
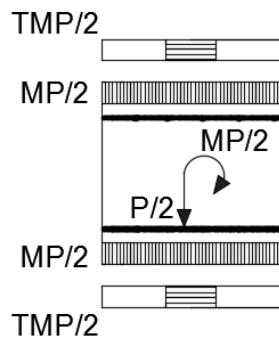


Figura 2.16 Plancha de apriete de acero AISI 1045.

Fuente: Elaboración Propia

Trasladando todas las fuerzas y momentos que actúan hacia el centro de gravedad de la soldadura que se calcula en el caso uno se obtiene:



Caso I:

$$\tau_{QP/2} = \frac{P/2}{2 \cdot A_c} \quad (2.26)$$

$$\tau_{QP/2} = \frac{19600 \text{ N}}{2 \cdot 0.7 \cdot 250 \cdot C}$$

$$\tau_{QP/2} = \frac{56}{C} \text{ N/mm}$$

Figura 2.17 Esquema de análisis de la chapa para el cálculo de los cordones horizontales

NOTA:

Todas las ecuaciones resultantes se darán en función de C para hallar su valor real una vez obtenido todos los parámetros.

$$\tau_{MP/2} = \frac{M_{P/2} \cdot \delta}{I_p} \quad (2.27)$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} \cdot \delta \text{ mm}}{I_p}$$

Es necesario el cálculo del momento de inercia de la plancha para poder sustituir en la ecuación anterior y obtener un valor certero de $\tau_{MP/2}$ en función de C. (Pozo Morejón, 2018)

$$I_p = \frac{A \cdot l^2}{12} \quad (2.28)$$

$$I_p = \frac{0.7 * C * l_1 * l_1}{12}$$

$$I_p = 911458 * C \text{ mm}^3$$

Se sustituye en la ecuación 2.27 para obtener el valor de $\tau_{MP/2}$:

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta}{I_p}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta \text{ mm}}{911458 * C \text{ mm}^3}$$

Se calcula la longitud total donde se propone soldar a partir de la siguiente ecuación para obtener el valor final de $\tau_{MP/2}$:

$$\delta = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2} = 125 \text{ mm} \quad (2.29)$$

Se retoma la ecuación 2.27 y se halla $\tau_{MP/2}$:

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta \text{ mm}}{911458 * C \text{ mm}^3}$$

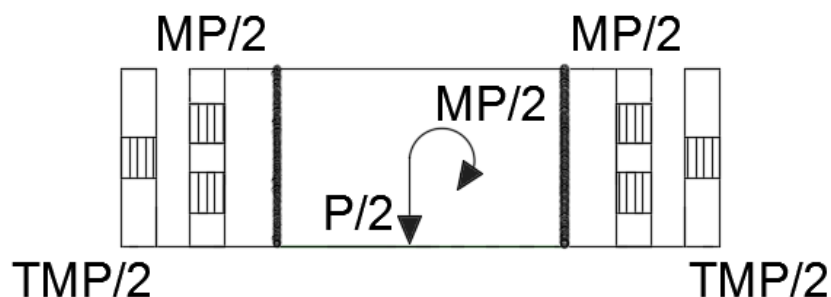
$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * 125}{I_p}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * 125 \text{ mm}}{911458 * C \text{ mm}^3}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{2150}{C} \text{ N/mm}$$

Caso II:

Para el desarrollo del análisis del Caso II se aplica la misma metodología lo que varía en este caso es la posición de los cordones a soldar por lo que se procede de



la manera siguiente: (figura 2.18)

Se retoma la ecuación 2.26 y se procede al cálculo de lo anteriormente hallado pero en este caso para los cordones verticales y analizar el tamaño real del cateto.

Figura 2.18 Esquema de análisis de la chapa para el cálculo de los cordones horizontales

$$\tau_{QP/2} = \frac{P/2}{2 * A_c}$$

$$\tau_{QP/2} = \frac{P/2}{2 * 0.7 * C * l_2}$$

$$\tau_{QP/2} = \frac{19600 \text{ N}}{2 * 0.7 * C * 155}$$

$$T_{QP/2} = \frac{90}{C}$$

Se propone el cálculo de $\tau_{MP/2}$ a partir de la ecuación 2.27 como se realizó anteriormente.

$$\tau_{MP/2} = \frac{M_{P/2} * \delta}{I_p}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta \text{ mm}}{I_p}$$

Se calcula el momento de inercia y se vuelve con la ecuación 2.28 ya que la estructura de análisis cambia en este caso su posición:

$$I_p = \frac{A * l^3}{12}$$

$$I_p = \frac{0.7 * C * l_2^3}{12}$$

$$I_p = 217226 * C \text{ mm}^3$$

Finalmente se sustituye en la ecuación 2.27 para obtener un valor de fuerza real.

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta}{I_p}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * \delta \text{ mm}}{217226 * C \text{ mm}^3}$$

Se calcula la longitud del cordón a partir de la ecuación 2.29 para obtener:

$$\delta = \sqrt{\left(\frac{l_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2} = 77 \text{ mm}$$

Una vez calculada la expresión anterior se obtiene $\tau_{MP/2}$ en función de C.

$$\tau_{MP/2} = \frac{15680 \text{ KNmm} * 77 \text{ mm}}{217226 * C \text{ mm}^3}$$

$$\tau_{MP/2} = \frac{5558}{C} \text{ N/mm}$$

Se halla la reacción unitaria de cortante máximo generada para cada uno de los casos y se obtiene que:

Para Caso I:

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_{MP/2}^2 + \tau_{QP/2}^2} \quad (2.30)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{56}{C}\right)^2 + \left(\frac{2150}{C}\right)^2}$$

Para Caso II:

$$\tau_{max} = \tau_{MP/2} + \tau_{QP/2} \quad (2.31)$$

$$\tau_{max} = \frac{90}{C} + \frac{5558}{C}$$

Evidentemente los cordones del Caso II serían los más cargados para cualquier valor de C .

2.10.1 Determinando el cateto mínimo de soldadura

Anteriormente se hallaron los cordones más cargados por lo cual se pasa a calcular el cateto mínimo necesario para garantizar la resistencia de estos.

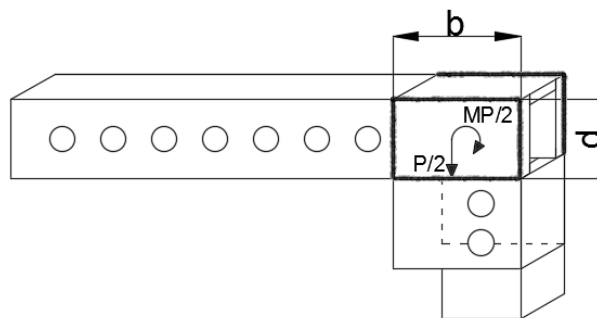


Figura 2.19 Análisis de los cordones de soldadura. **Fuente:** Elaboración Propia

La American Welding Society (AWS) reconoce que las chapas gruesas ofrecen gran restricción y producen una rápida velocidad de enfriamiento de la costura. Producto de esto en las uniones con costuras de filete, o de ranura de penetración parcial, la dimensión mínima del cateto o la mínima garganta respectivamente se debe corresponder con la tabla 2.8. (se basa en la teoría de que las dimensiones mínimas requeridas de la soldadura garantizan una adecuada entrada de calor de soldadura en el metal base y la velocidad de enfriamiento lenta deseada). (Glizmanenco, 1981)

Tabla 2.8 Dimensiones mínimas para las costuras de filete. (Pozo Morejón, 2018)

Espesor de la chapa más gruesa a unir (mm)	C ó t (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19 hasta 38	8
Más de 38 hasta 57	10
Más de 57 hasta 152	13
Más de 152	16

- El siguiente es un método simple para determinar la dimensión correcta de la soldadura de filete que se requiere para garantizar la resistencia adecuada de una soldadura.
- Este es un método en el cual la costura se trata como una línea, que no tiene área pero sí una longitud y un contorno definidos. Se considera a la costura soldada como una simple línea que no posee ningún área transversal (ni de garganta), pero que sigue el mismo contorno de la conexión.

Suposiciones y simplificaciones de la metodología de cálculo

- Se desprecia el efecto de las deformaciones o deflexiones de las partes unidas sobre las fuerzas unitarias internas que actúan en la soldadura, o sea, se considera que los cuerpos sobre los que actúan las cargas son indeformables.
- Se considera como área crítica resistente, para las soldaduras de filete paralelas o transversales, el área transversal mínima en el plano de la garganta de la soldadura. Se considera que las soldaduras de filete fallan a cortante por la garganta de la soldadura, independientemente del tipo de carga que actúa y su sentido.
- Se asume que la carga se distribuye uniformemente entre las costuras de filete paralelas y transversales. Se asume además que la fuerza unitaria provocada por la sollicitación de cortante se distribuye uniformemente a lo largo de la soldadura.

- Las fuerzas calculadas sobre la soldadura son nominales, solo debido a las cargas externas. Se desprecia el efecto de la concentración de tensiones, las tensiones residuales, la geometría de la soldadura, entre otros.

Para el acero AISI 1045 $\sigma_u = 61 - 75 \frac{Kg}{mm^2}$ que esto equivale a $\sigma_u = 598 - 735 MPa$ en ese rango se recurre a la tabla 2.8 y se procede a la selección de los metales de aporte, en este caso los metales de aporte posible son:
E 60, E70, E80, E90, E100, E110.

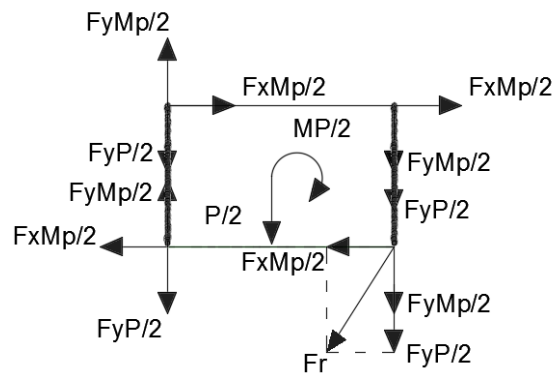


Figura 2.20 Análisis de fuerzas sobre la plancha soldada.

Donde :

FyP/2: Fuerza generada en la plancha por P/2 en el eje Y.

FyMp/2: Reacción en el eje Y que provoca el momento MP/2 sobre esa dirección.

FxP/2: Reacción en el eje X que provoca el momento MP/2 sobre esa dirección.

Conociendo que:

$$\frac{P}{2} = 19.6 \text{ kN}$$

$$M_{P/2} = 15680 \text{ kN m}$$

El punto mas crítico es el extremo inferior y superior derecho de la figura 2.20 ya que en esos puntos se unen la mayor cantidad de fuerzas vectorialmente en el mismo sentido.

El primer paso es trasladar todas las fuerzas y momentos que actúan hacia el centro de gravedad de la soldadura que se calcula y aplicar la siguiente ecuación para conocer la reacción en el eje Y que provoca el momento $M_{P/2}$ sobre esa dirección.

$$F_y M_{P/2} = \frac{M_{P/2} * \frac{b}{2}}{\frac{d}{6} * (3b^2 + d^2)} \quad (2.31)$$

Se calcula el momento de inercia polar (J_w) a partir de la siguiente ecuación:

$$J_w = \frac{d}{6} (3b^2 + d^2) \quad (2.32)$$

$$J_w = 5.116 * 10^6 mm^3$$

Se obtienen todas las incógnitas necesarias para resolver la ecuación 2.32 y obtener el valor de $F_y M_{P/2}$

$$F_y M_{P/2} = \frac{15680 KNmm * 125 mm}{5.116 * 10^6 mm^3}$$

$$F_y M_{P/2} = 0.36 kN/mm$$

Para conocer el valor resultante de la reacción sobre el punto crítico de la plancha soldada es necesario conocer todos los valores de las fuerzas que incurren sobre la plancha por tanto se propone calcular el valor de la fuerza en el eje X generada por el momento a través de la siguiente ecuación:

$$F_x M_{P/2} = \frac{M_{P/2} * \frac{d}{2}}{\frac{d}{6} * (3b^2 + d^2)} \quad (2.33)$$

$$F_x M_{P/2} = \frac{16680 KN mm * 77.5 mm}{5.116 * 10^6 mm^3}$$

$$F_x M_{P/2} = 0.22 kN/mm$$

Consecuentemente al cálculo realizado se procede a conocer el valor de la reacción generada por P/2 en el eje Y con la siguiente ecuación.

$$F_{y_P} = \frac{P/2}{A_w} \quad (2.34)$$

Donde

A_w : Longitud del cordón.

Y se halla por la siguiente ecuación:

$$A_w = 2 * 155 \quad (2.35)$$

$$A_w = 310 \text{ mm}$$

Conociendo el valor de A_w se determina el valor de $F_{yp/2}$.

$$F_{y_{\frac{P}{2}}} = \frac{19.6}{310}$$

$$F_{y_{\frac{P}{2}}} = 0.06 \text{ kN/mm}$$

Una vez conocida todas las reacciones se procede a combinar (vectorialmente) todas las fuerzas sobre la costura en un mismo punto.

$$Fr = \sqrt{F_{x_{MP/2}}^2 + (F_{y_{P/2}} + F_{y_{MP/2}})^2} \quad (2.36)$$

$$Fr = \sqrt{0.22^2 + (0.36 + 0.06)^2}$$

$$Fr = 0.47 \text{ kN/mm}$$

Se determina la $[F]$ por la siguiente ecuación para obtener:

$$[F] = 0.7 * C * 0.3 * [\sigma_u] \quad (2.37)$$

$$[F] = \frac{0.7 * C * 186 \text{ MPa}}{1000}$$

$$[F] = 0.13 \frac{\text{KN}}{\text{mm}} * C$$

Se propone determinar la dimensión de soldadura requerida, dividiendo el valor de la fuerza unitaria resultante obtenida por el valor de la fuerza permisible (Anexo 8)

$$Fr \leq [F] * C \quad (2.38)$$

Se despeja la altura del cateto y se procede a conocer su valor mínimo para que resista todas las tensiones a partir de la siguiente ecuación.

$$\frac{Fr}{[F]} \leq C \quad (2.39)$$

$$C \geq \frac{0.47}{0.13} \geq 3.61 \text{ mm}$$

Calculada la altura mínima del cateto se propone efectuar la soldadura con un valor de 10 mm para lograr mayor resistencia mecánica en el diseño propuesto.

A pesar de ser verdaderamente compleja la distribución de tensiones dentro de una soldadura de filete, producto de la excentricidad de la fuerza aplicada, su forma, el efecto de entalla en la raíz, etc., estas mismas condiciones existieron en las costuras de filete ensayadas. Lo anterior garantiza la seguridad de las tensiones admisibles asumidas en los cálculos. (Anexo 9)

El desarrollo de este método permite calcular directamente la dimensión del cateto o dimensión de la soldadura "C" (o pierna en soldaduras de filete oblicuo), requerido para soportar las cargas, sin iteraciones sucesivas, lo que facilita los cálculos manuales e incluso la programación del cálculo automatizado.

Conclusiones parciales

1. Para la unión viga-torre se utilizarán cuatro tornillos de rosca M20×1, con el objetivo de garantizar un mayor apriete de estos con la tuerca y evitando así el cizallamiento de ambas roscas.
2. El análisis desarrollado sobre el pasador 3 demuestra que el resto de los pernos existentes en la máquina en conjunto cumplen con las condiciones necesarias para resistir cualquier tipo de reacción. Pues se tuvo en cuenta el pasador más cargado.
3. Se puede concluir de manera preliminar que la máquina de estirar automóviles ligeros una vez rediseñada se le pueden mantener los pernos y pasadores existentes de acero AISI 1045 con un diámetro de M25x1.25

Capítulo 3: Simulación y modelación del dispositivo

El siguiente capítulo aborda sobre la modelación del elemento rediseñado principalmente así como los componentes que se encuentran acoplados a el mismo y elementos que sufren el mayor esfuerzo y se encuentran en las zonas más peligrosas de la estiradora mecánica.

3.1 Análisis estático del brazo mecánico en conjunto

El análisis estático que se realiza por el método de Elementos Finitos demuestra que la estructura en conjunto resiste todas las cargas y esfuerzos que se le pueden incurrir a la hora de traccionar los vehículos. Con la ayuda del software de diseño Autodesk Inventor Professional se obtienen los siguientes resultados:

3.1.1 Viga Extensora

Para los cálculos vericativos de resistencia, se parte de las dimensiones de la estructura, de los valores del límite de resistencia y de la densidad, así como de las cargas y esfuerzos determinados anteriormente.

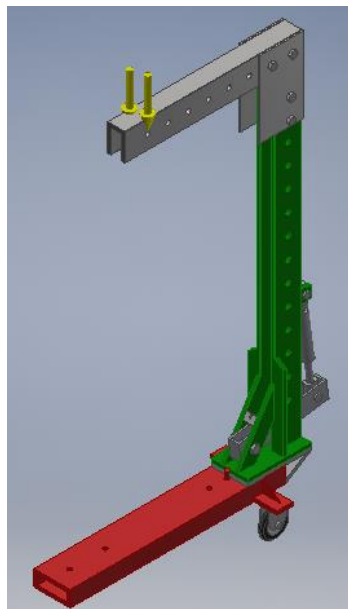


Figura 3.1 Vista de la máquina en conjunto sometida a cargas encima de la viga extensora **Fuente:**
Elaboración Propia

➤ Desplazamiento máximo de la viga extensora:

Se encuentra en uno de los extremos, tal y como se muestra en la figura 3.2. Esto se produce porque en esa zona la estructura está sometida a una carga de valor, 4 toneladas, distribuidas sobre la superficie de contacto del pasador que soporta toda la carga, a causa de esto se analiza la viga extensora con dos fuerzas puntuales sobre su extremo. Para más información ver la escala de colores que se proporciona en dicha figura.

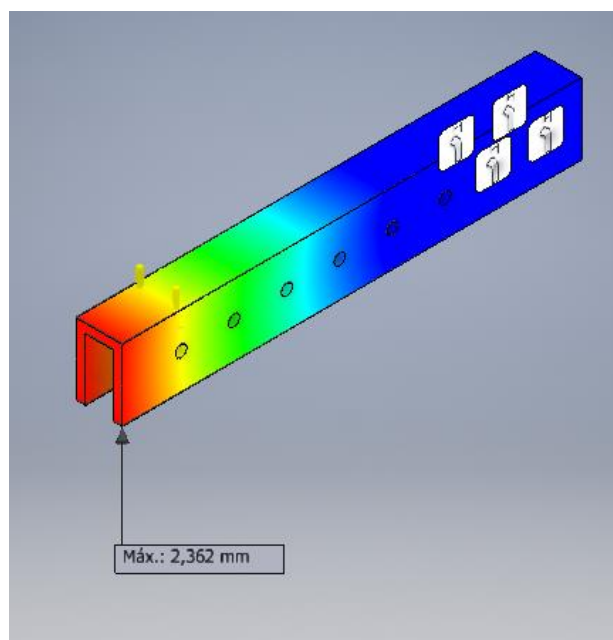


Figura 3.2. Desplazamiento de la viga extensora sometida a cargas. **Fuente:** *Elaboración Propia.*

➤ Coeficiente de seguridad de la viga extensora:

En la figura 3.3 y 3.4 se muestran los valores correspondientes al factor de seguridad de la viga extensora. Como se puede apreciar dicha estructura no fallará por las cargas o esfuerzos a la que fue sometida a pesar de no ser analizada con el valor real de la reacción por cuestiones de aproximación y seguridad. Cabe destacar también que en la biblioteca del software utilizado para el análisis no existía la aleación propuesta para el diseño (AISI 1045) y por tal razón se seleccionó un acero aleado al carbono que presenta propiedades similares, por lo que el valor aproximado de factor de seguridad se encuentra por debajo del valor ideal para diseños mecánicos. Para más información ver la escala de colores que se proporciona en dicha figura.

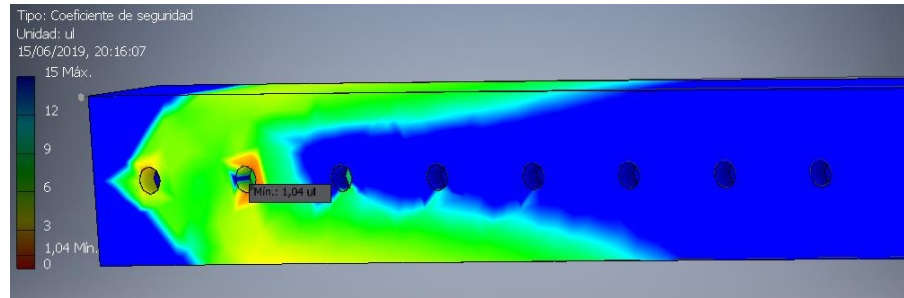


Figura 3.3 Factor de seguridad de la estructura superior sometida a cargas. **Fuente:** *Elaboración Propia.*

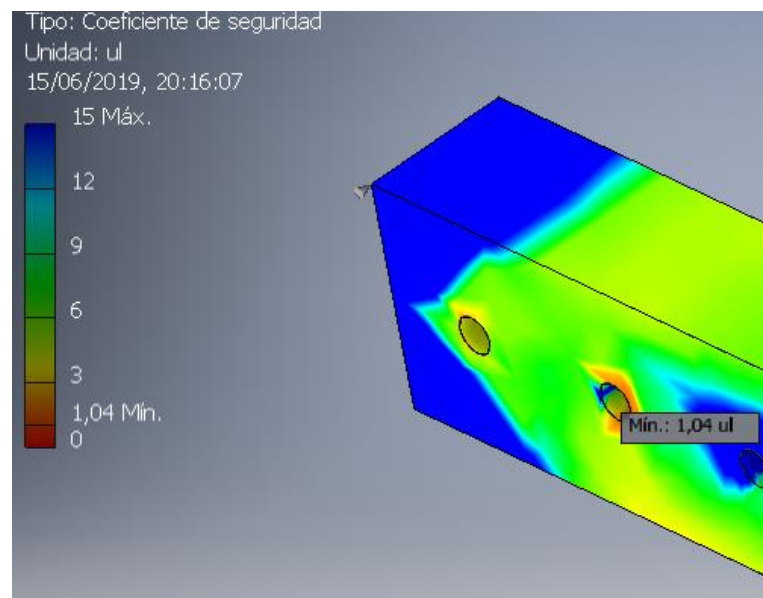


Figura 3.4 Factor de seguridad de la estructura superior sometida a cargas. **Fuente:** *Elaboración Propia*

➤ Tensión de Von Mises de la viga extensora

Los mayores valores de la Tensión de Von Mises se ubican en la unión de los tres componentes, la viga extensora, la chapa y la torre, tal y como se muestra en la figura 3.5 y 3.6. Esto es provocado porque en dichas zonas es donde se combinan los mayores valores de los momentos flectores generados por la tensión de la cadena, considerándose estas secciones como las más peligrosas de la estructura a causa de las fuerzas externas. Para más información ver la escala de colores que se proporcionan en dichas figuras.

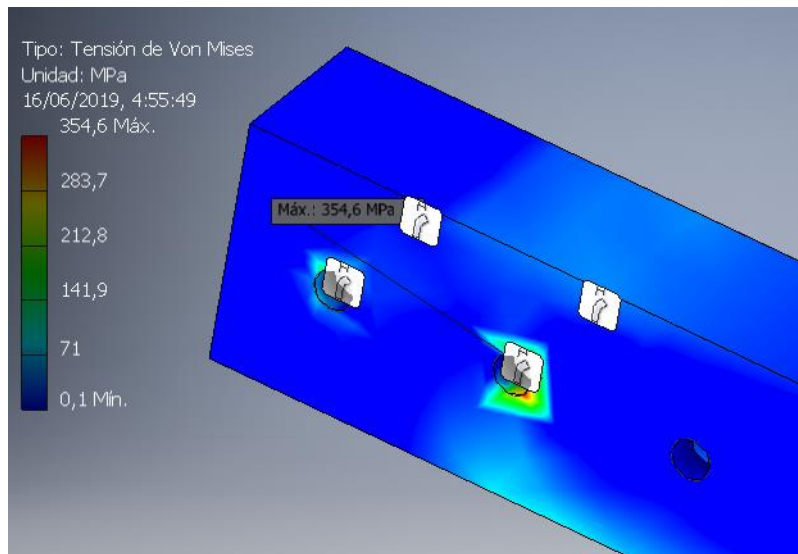


Figura 3.5. Tensión de Von Mises de la estructura superior sometida a cargas.**Fuente:** *Elaboración*

Propia

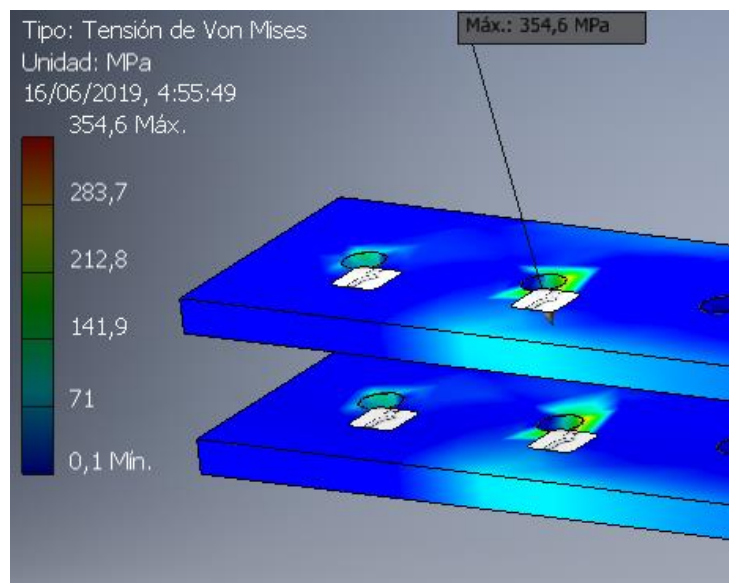


Figura 3.6. Tensión de Von Mises de la estructura superior sometida a cargas.**Fuente:** *Elaboración*

Propia

3.1.2Elemento Torre

En el siguiente elemento se ha realizado un análisis de tensiones en el estado de cargas que se ha considerado más crítico para el mismo. Este estado crítico coincide con el instante de mayor par suministrado por el brazo a la hora de traccionar un vehículo ligero de cuatro toneladas.

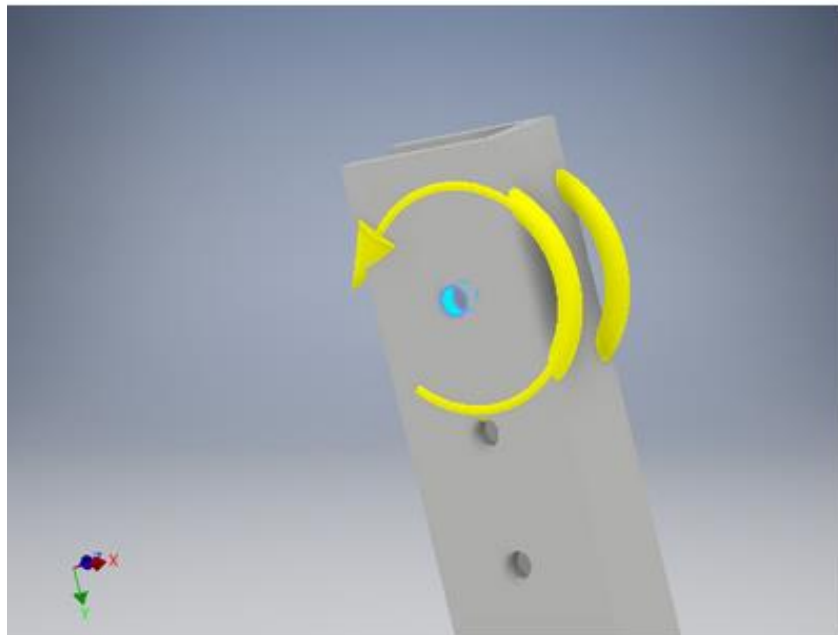


Figura 3.7Extremo de la torre afectado por el momento flector. **Fuente:** *Elaboración Propia*

En la figura 3.7 se puede apreciar donde se localiza el principal momento resultante que actúa sobre el pasador ubicado en su extremo superior acompañado de las características del elemento como se muestra en las tablas 3.1 y 3.2.

La tabla 3.1 se caracteriza el elemento desde el punto de vista metalúrgico, así como sus propiedades de resistencia mecánica.(Guliáev, 1983)

Tabla 3.1 Características físicas de la torre

Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa
Nombre(s) de pieza	perfil largo	

En la tabla 3.2 se describe la carga aplicada sobre el perno que acompaña la unión ubicada en le extremo de la torre,se muestra su magnitud unitaria acompañada de su ubicación.

Tabla 3.2 Principales tensiones que actúan sobre la Torre.

Tipo de carga	Momento
Magnitud	1610000,000 N mm
Vector X	0,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	-1610000,000 N mm

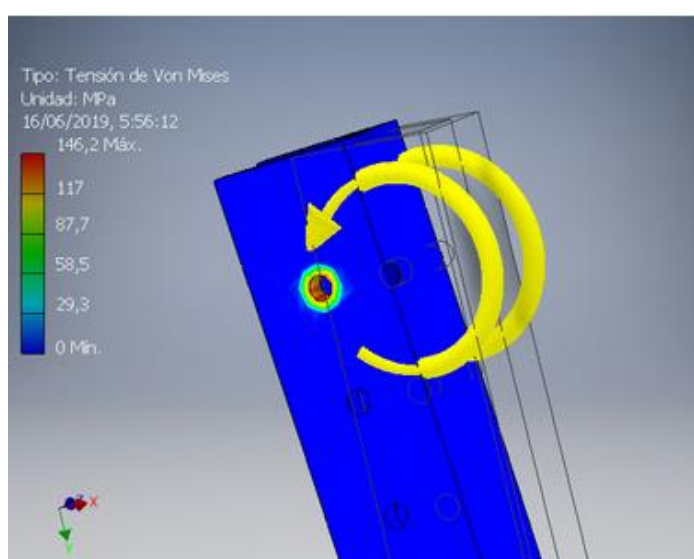


Figura 3.8 Diagrama de Tensión Von Mises que actúan sobre la Torre. **Fuente:** Elaboración Propia

En la figura anterior se puede ver la localización del punto de mayor tensión de Von Mises y por tanto, el más crítico en cuanto a la resistencia del elemento unión viga-torre. Por ello es importante evitar que constructivamente sea una zona de concentración de tensiones, para eso se propuso acoplar esta unión con cuatro tornillos M20x1 y una chapa soldada lo que reduce el riesgo de deformación de la misma.

Para analizar el desplazamiento en la torre no se pueden pasar por alto las dimensiones del elemento así como su peso y las reacciones que actúan sobre él. Las tablas 3.3 y 3.4 se muestran las principales fuerzas y pares de reacción a los que está sometida la torre. Cabe recordar que en la unión analizada, la reacción principal de cuatro toneladas que protagoniza la tracción en el elemento en conjunto se distribuye sobre los tornillos que posibilita el apriete de la chapa.

Tabla 3.3 Fuerzas y pares de reacción que actúa sobre el elemento Torre.

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	864,606 N	801,049 N	4552,5 N m	-12,4344 N m
		-325,368 N		-29,9991 N m
		0 N		4552,38 N m

Tabla 3.4 Resultados generales del análisis.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	16412300 mm ³	
Masa	128,836 kg	
Tensión de Von Mises	0,0271372 MPa	146,207 MPa
Primera tensión principal	-4,80403 MPa	89,8666 MPa
Tercera tensión principal	-87,2812 MPa	2,12551 MPa
Desplazamiento	0 mm	1,66203 mm
Coefficiente de seguridad	2,39387 su	15 su

En la figura 3.9 se muestra a través de una escala de colores la simulación de cuanto se deformará la torre en el instante en el cual la estiradora mecánica realiza su tracción máxima.

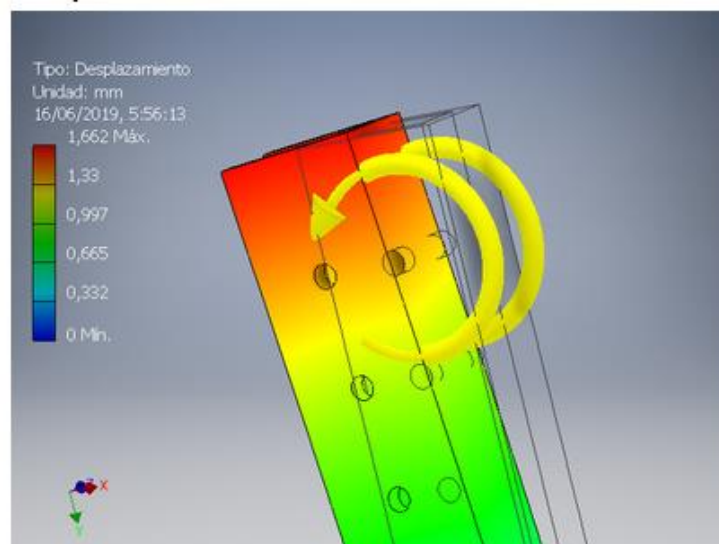


Figura 3.9 Diagrama de desplazamiento total del elemento Torre. **Fuente:** Elaboración Propia

Los resultados del coeficiente de seguridad brindados por el software, a continuación expuesto, señalan áreas de elasticidad potencial. Los resultados de la tensión equivalente se muestran en rojo en las áreas de máxima tensión, independientemente de que el valor sea alto o bajo. Un coeficiente de seguridad de 1 significa que el material es esencialmente elástico. La mayoría de los diseñadores procuran obtener un coeficiente de seguridad entre 2 y 4 según el escenario de carga máxima prevista. En el caso de la torre el factor de seguridad se encuentra en este rango procurado, lo que significa que resistirá las tensiones previstas como se muestra a continuación.

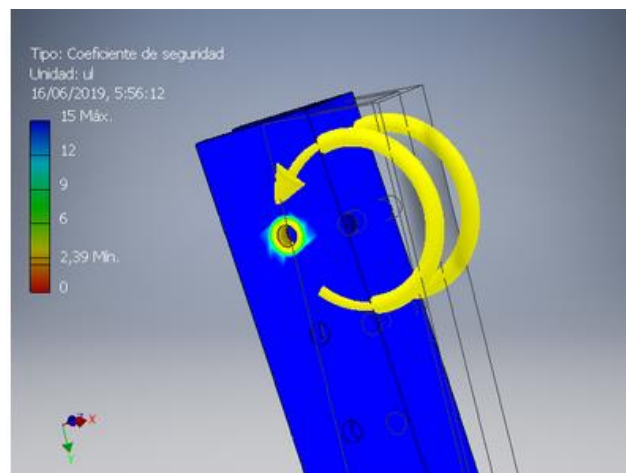


Figura 3.10 Coeficiente de seguridad de la torre. **Fuente:** *Elaboración Propia*

3.1.3 Chapa Metálica

Para el desarrollo del análisis de la plancha de acero AISI 1045 se necesita conocer las propiedades del material y a su vez sus características de diseño como se muestra en las tablas 3.5 y 3.6. (Smith & Hashemi, 2006)

Tabla 3.5 Propiedades físicas de la Chapa

Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa

Tabla 3.6 Principales tensiones que actúan sobre la Torre.

Tipo de carga	Momento
Magnitud	1380000,000 N mm
Vector X	0,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	1380000,000 N mm

Se analiza el elemento auxiliar de unión que se encuentra atornillado y soldado a la viga extensora para lograr seguridad y movilidad a la hora de separar la viga superior. Cabe destacar que para el progreso de un análisis preciso se ubicaron las restricciones fijas en los orificios en los que se ensambla con la torre, como se muestra en la figura 3.11.

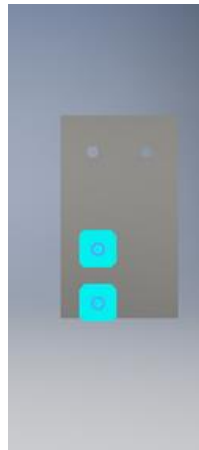


Figura 3.11 Zonas restringidas en la chapa. **Fuente:** Elaboración Propia

En la figura 3.12 se muestra la máxima tensión que existe sobre el elemento y a su vez su localización exacta. La tensión de Von Mises en comparación con las anteriormente analizadas se considera relativamente baja a pesar de ser el resultado de varias reacciones internas que generalmente tienden a ser altos valores de tensión.

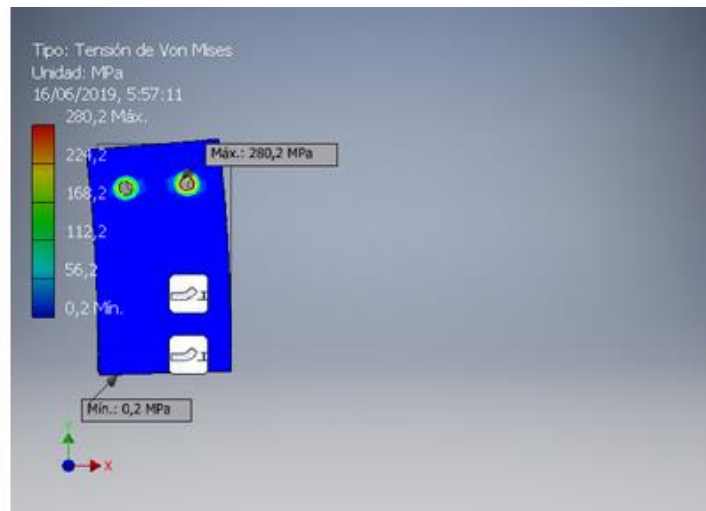


Figura 3.12 Tensión de Von Mises sobre la Chapa. **Fuente:** *Elaboración Propia*

Se analiza la Chapa como un concentrador de tensiones, es importante visualizar el comportamiento de la tercera tensión principal que actúa sobre esta, sabiendo que la tensión principal actúa en la dirección normal al plano en el que la tensión de corte es cero. Este análisis ayuda a comprender la tensión máxima de compresión inducida que sufre el elemento por las condiciones de cargas, como se muestra en la figura 3.13.

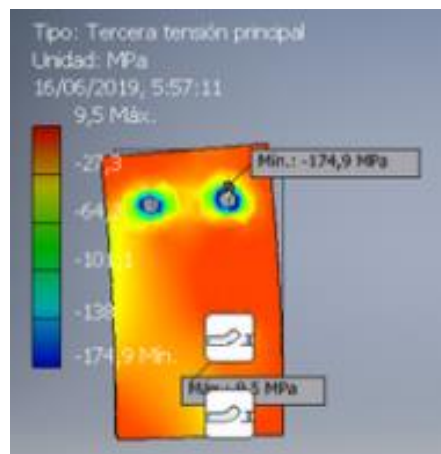


Figura 3.13 Diagrama de tensión máxima sobre la Chapa. **Fuente:** *Elaboración Propia*

Las figuras 3.14 y 3.15 muestran las simulaciones realizadas en vista a la deformación de la plancha. En la figura 3.14 se visualiza la deformación llevada a cabo por el elemento a raíz de la reacción distribuida sobre sus pasadores y se torna curiosa la figura 3.15(c), ya que se muestra el valor de desplazamiento máximo en el eje fundamental.

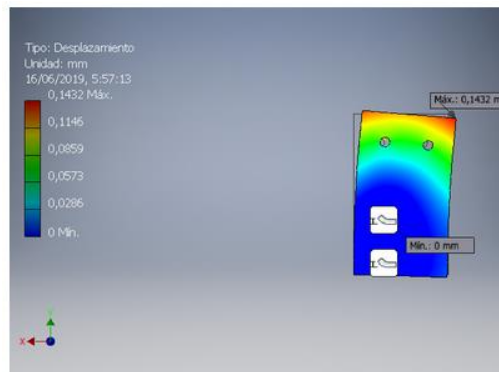
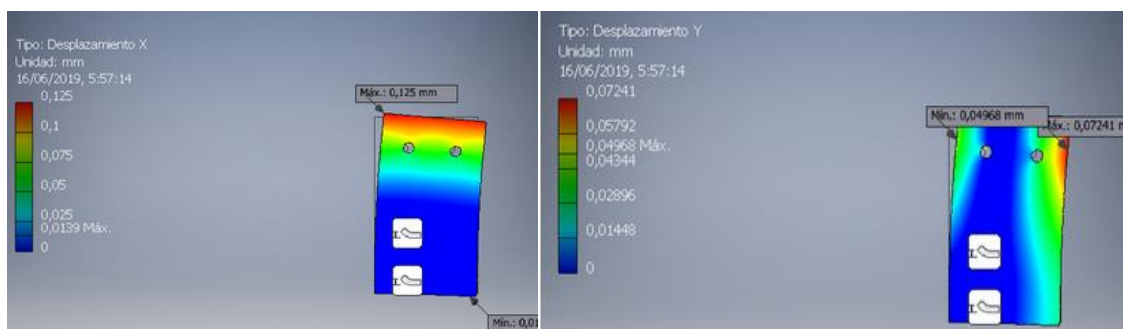
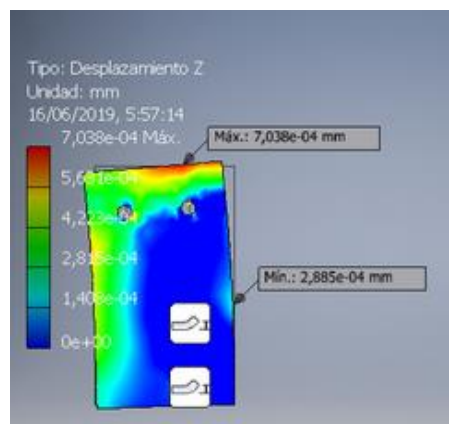


Figura 3.14Desplazamiento total en el elemento Chapa.**Fuente:** *Elaboración Propia*



(a)

(b)



(c)

Figura 3.15Desplazamiento del elemento Chapa a) eje X, b) eje Y y c) eje Z.**Fuente:** *Elaboración Propia*

Todos los elementos tienen un límite de tensión dependiente del material utilizado, lo que se denomina, elasticidad del material o resistencia máxima. Si el acero tiene un límite de elasticidad de 40000 lpc, las tensiones superiores a este límite darán como resultado una determinada deformación plástica, este análisis es lo más parecido al cálculo del factor de seguridad como la relación entre la tensión máxima y la tensión permisible cuando se usa el límite de elasticidad. Una vez analizada la Chapa como

elemento auxiliar de unión, el software brinda el valor exacto de factor de seguridad, el cual se puede asimilar a pesar de ser relativamente bajo ya que la estructura se diseña con vistas al desarrollo de mantenimientos preventivos. Cabe destacar que la Chapa puede ser un elemento rediseñable en planes futuros si se desea realizar tracciones más peligrosas para automóviles de mayor peso en casos extremos.

En la figura 3.16 se muestra el comportamiento del factor de seguridad sobre la superficie de la chapa y se destaca principalmente la zona más crítica, ubicada en los orificios donde va ensamblada la unión.

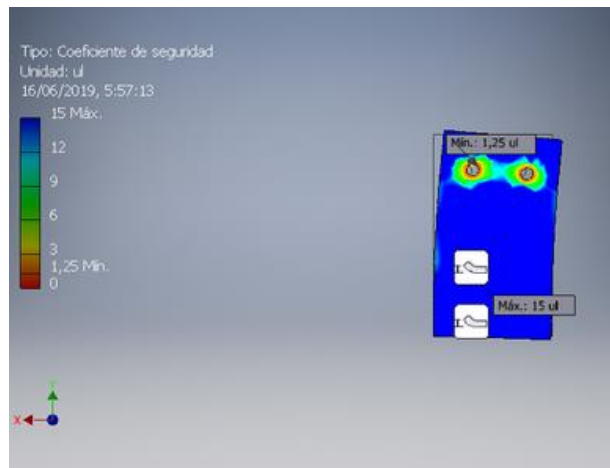


Figura 3.16 Coeficiente de seguridad en el elemento Chapa. **Fuente:** *Elaboración Propia*

Una de las comprobaciones más importantes llevada a cabo resultó ser la realizada al tornillo que más sufre a tracción en la sección desmontable más peligrosa. La comprobación de resistencia analizada resultó ser efectiva por ambas partes. En las figuras 3.17 y 3.18 se localiza la principal tensión de Von Mises que actúa sobre el tornillo auxiliar tres acompañado del análisis del factor de seguridad que posee el mismo, atendiendo a las propiedades del material de la base.

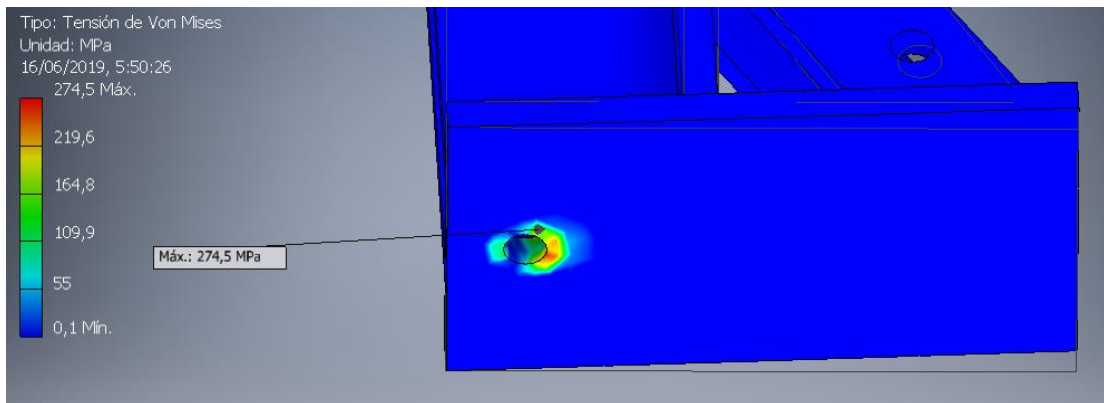


Figura 3.17Tensión de Von Mises en la unión base-torre.**Fuente:** Elaboración Propia

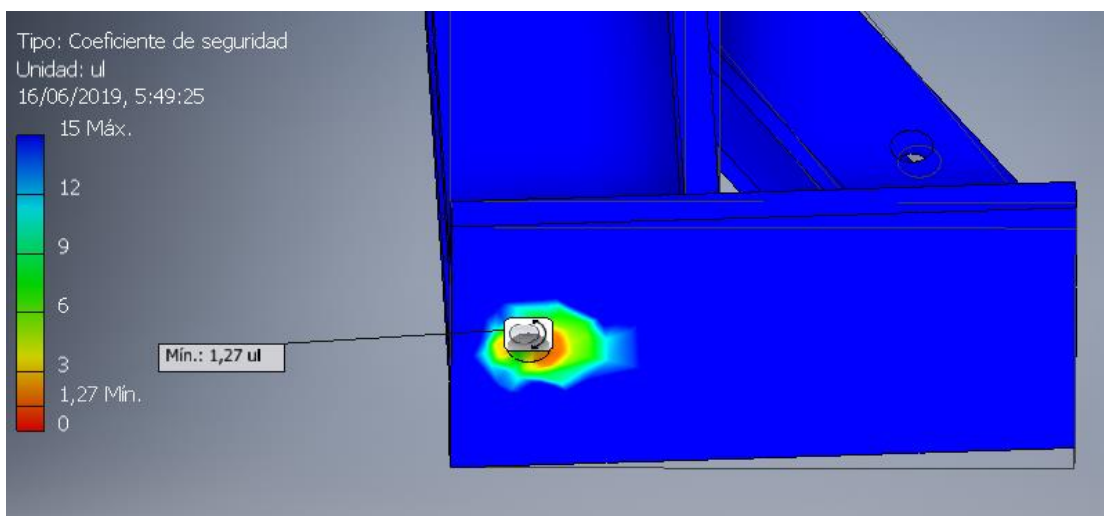


Figura 3.18Coeficiente de seguridad en la unión base-torre.**Fuente:** Elaboración Propia

Conclusiones parciales

1. La modelación realizada con el software Autodesk Inventor 2016 muestra un grado de efectividad confiable al comparar los cálculos del capítulo 2 y se concluye que ambos resultados se consideran dentro del rango permisible.
2. Los resultados mostrados en la modelación garantizan la seguridad y funcionamiento de la máquina.

CONCLUSIONES

1. Una vez diseñado el dispositivo se podrá mantener los pernos y pasadores existentes de acero AISI 1045 con un diámetro de M25x1.25 , existentes en la máquina, y para la unión viga-torre se utilizarán cuatro tornillos de rosca M20x1, con el objetivo de garantizar un mayor apriete de estos con la tuerca, evitando así el cizallamiento de ambas roscas.
2. El análisis desarrollado sobre el pasador 3 demuestra que el resto de los pernos existentes en la máquina en conjunto cumplen con las condiciones necesarias para resistir cualquier tipo de reacción. Pues se tuvo en cuenta el pasador más cargado.
3. La modelación realizada con el software Autodesk Inventor 2016 muestra un grado de efectividad confiable al comparar con los cálculos realizados, ambos resultados se consideran dentro del rango permisible.
4. Los resultados mostrados en la modelación garantizan la seguridad y funcionamiento de la máquina.

RECOMENDACIONES

- En caso de ser aplicada la tecnología de diseño expuesta en este proyecto, tenerla en cuenta para cualquier modificación técnica a realizar en algunos de los elementos que forman parte del dispositivo.
- En caso de realizar tracciones a vehículos futuros con un peso mayor que el admisible por la máquina se propone mantener la metodología de diseño propuesta y como indicación fundamental se prevé seleccionar un nuevo material para que resista mayores tensiones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American Welding Society. (2015). Código de soldadura estructural-acero. *Norma AWS D1.1 M:2015*. Estados Unidos.
- Askeland, D., Fulay, P., & Wright, W. (2016). *Ciencia e ingeniería de materiales* (7ta ed.). Estados Unidos: CENGAGE Learning.
- Auto Body Toolmart*. (2019). Recuperado de: <https://www.autobodytoolmart.com/fix-frame-damage-t.aspx>
- Bernard, H. (2000). *Elementos de máquinas*. Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño de ingeniería mecánica* (9na ed.). México: McGraw-Hill.
- Cervera Ruiz, M., & Blanco Diaz, E. (2004). *Mecánica de estructuras I. Resistencia de materiales*. España: UPC.
- Coolwranglers Trader Corporation. (2019). *Coolwranglers Trader*. Recuperado de <http://www.coolwranglers.com>
- Feodosiev, V. I. (1988). *Resistencia de materiales* (3ra ed.). Rusia: MIR MOSCU.
- Fernandez Levy, G. (1992). *Resistencia de materiales* (2da ed.). Cuba: Pueblo y educación.
- Glizmanenco, D. L. (1981). *Soldadura y corte de los metales*. Cuba: Ciencia y Técnica.
- Guliáev, A. (1983). *Metalografía*. Rusia: Mir Moscú.
- Jack, M. (2019). *Spanish Alibaba*. Recuperado de: <https://spanish.alibaba.com/g/hydraulic-cylinder-repair-bench.html>
- Kovtun, E. (1982). *Reparación de las piezas típicas de las máquinas de herramientas*. Ciudad de la Habana: Científico Técnica.
- McCormarmac, J. C. (2017). *Diseño de concreto reforzado* (10ma ed.). México: Alfaomega.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elemntos de máquinas* (4ta ed.). México: PEARSON Educación.
- Myszka, D. (2012). *Máquinas y mecanismos* (4ta ed.). México: Pearson Educación.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* (4ta ed.). México: Pearson Prentice Hall.
- Orlov, P. (1974). *Ingeniería de diseño* (Vol. 1). Rusia: MIR MOSCÜ.

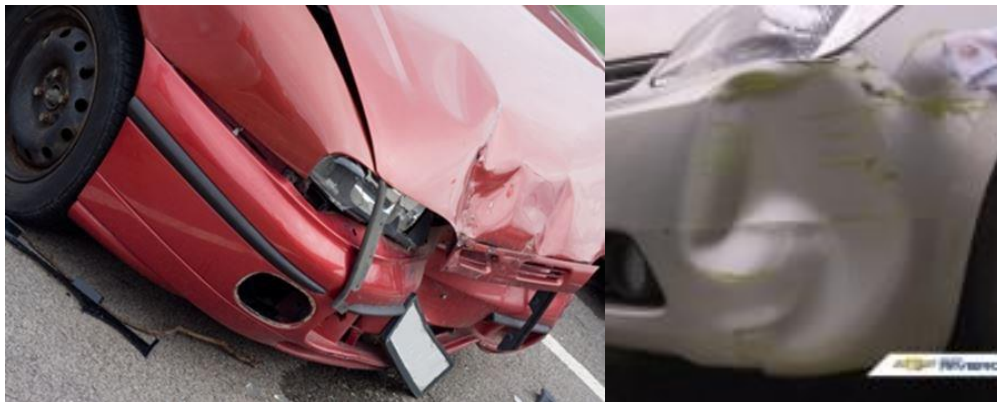
- Pisarenko, G. S. (1979). *Manual de resistencia de materiales* (4ta ed.). Rusia: MIR MOSCÜ.
- Pozo Morejón, J. (2018). *Construcciones Soldadas. (Tesis de maestría)* .Universidad Central de Las Villas "Marta Abreu", Santa Clara, Cuba.
- Romeva, C. R. (2002). *Diseño concurrente*. España: UPC. Universidad Politécnica de Catalunya.
- Smith, W. F., & Hashemi, J. (2006). *Ciencia e Ingeniería de los materiales* (4ta ed.). Estados Unidos: McGraw-Hill.

ANEXOS

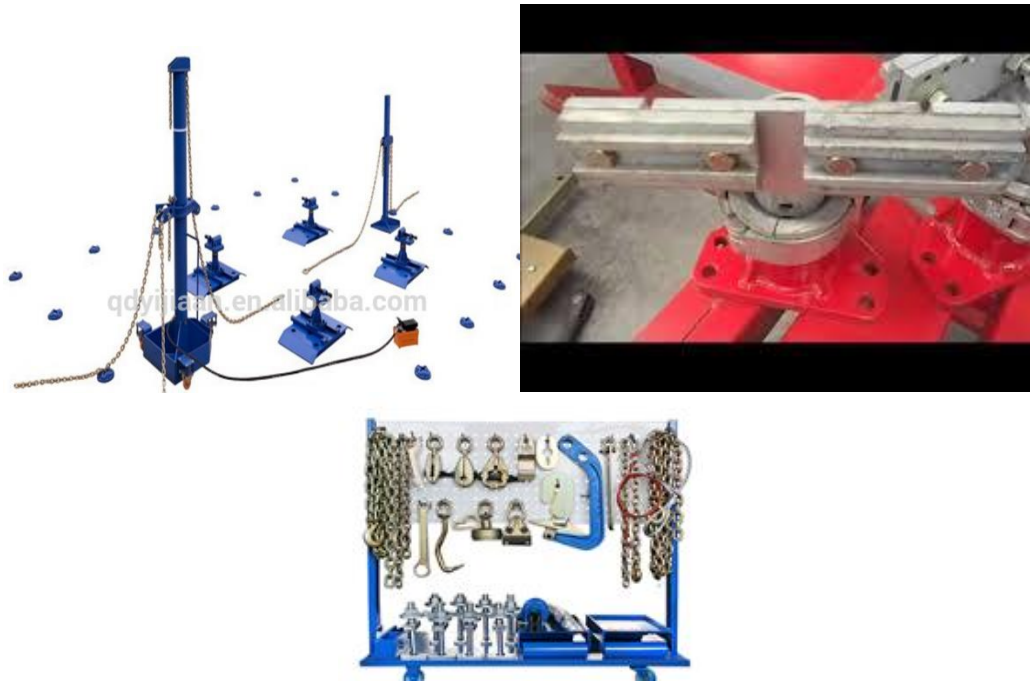
Anexo 1: Banco de enderezado para automóviles ligeros.



Anexo 2: Principales deformaciones en automóviles ligeros que se enmendan a travez de la estiradora mecánica.



Anexo 3: Principales componentes que conforman una estiradora mecánica.



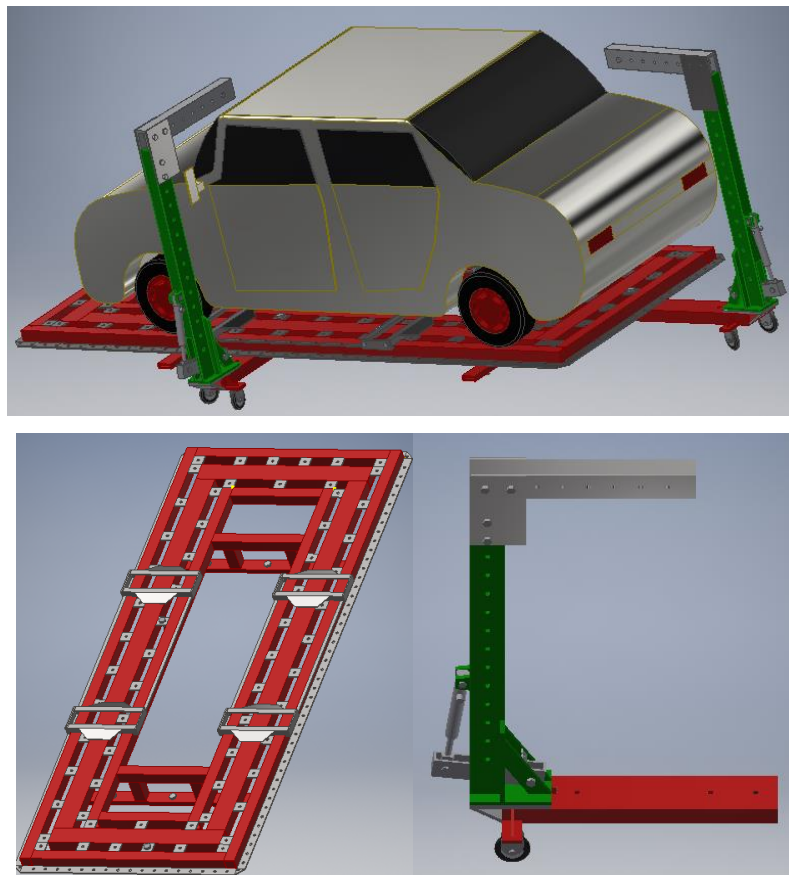
Anexo 4: Estiradoras mecánicas más caras en el mercado mundial.
Valor 40000 dolares.



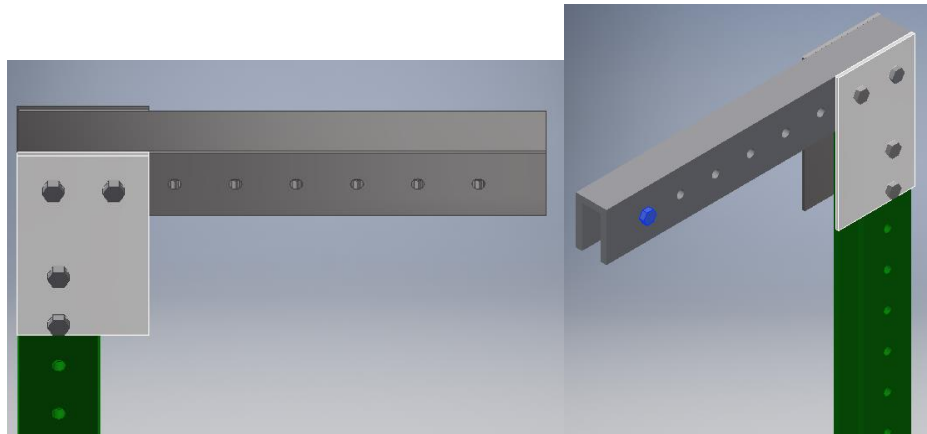
Anexo 5: Herramientas para sacar abolladuras menores.



Anexo 6: Simulación de la máquina en el software Autodesk Inventor.



Anexo 7: Dispositivo propuesto para el diseño.



Anexo 8: Límites de resistencia de distintos electrodos.

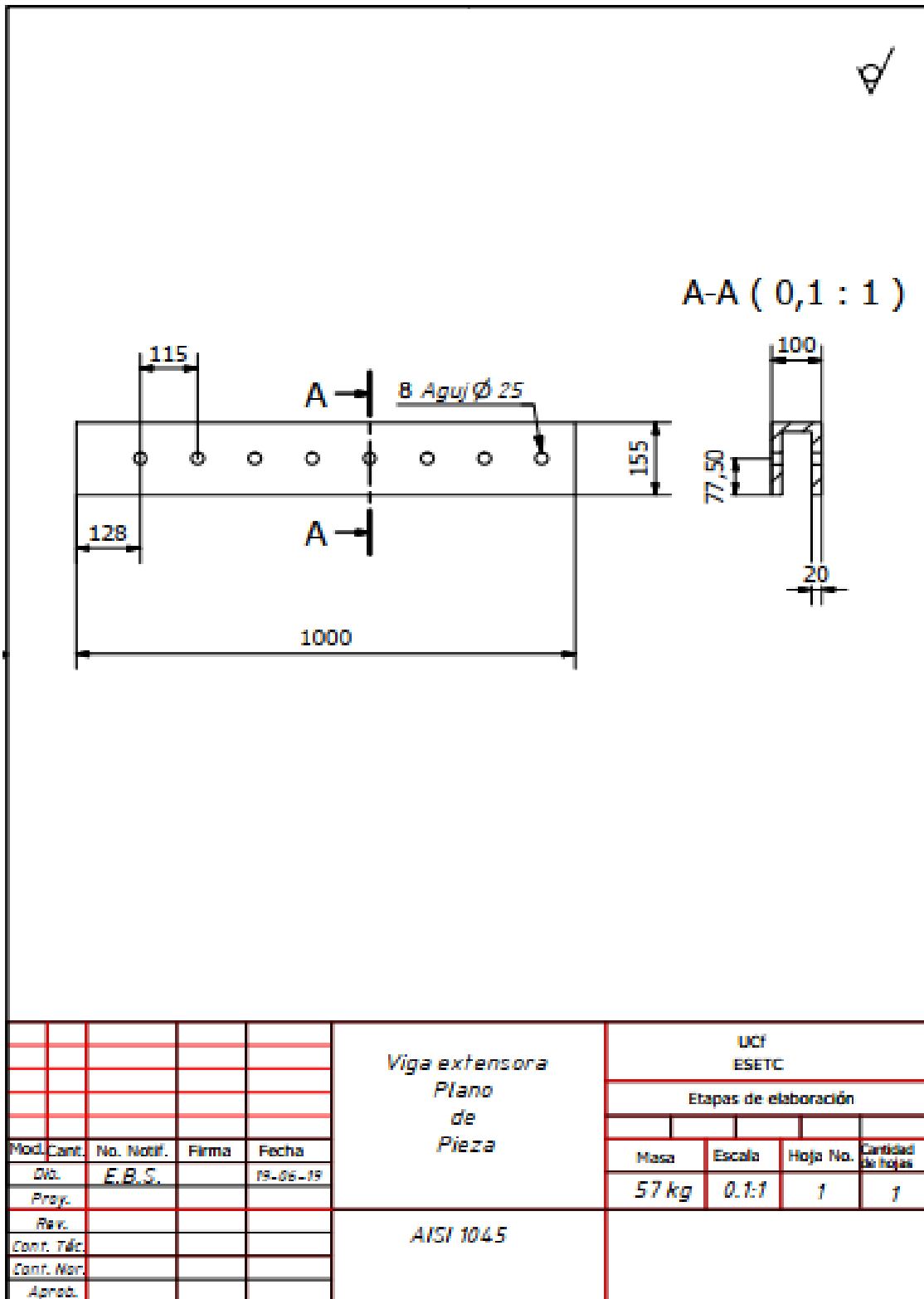
Electrodo (AWS)	Límite de rotura, Mpa	Límite de fluencia, Mpa
E60xx	427,18	444,5
E70xx	482,4	492,74
E80xx	551,2	461,64
E90xx	620,1	540,54
E100xx	689,0	599,44
E120xx	826,8	747,24

Anexo 9: Determinación de la tensión admisible en uniones soldadas.

Carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo admisible
Tracción	Tope	$0,6 \cdot \sigma_u$
Aplastamiento	Tope	$0,9 \cdot \sigma_u$
Flexión	Tope	$(0,6 \text{ a } 0,66) \cdot \sigma_u$
Compresión	Tope	$0,6 \cdot \sigma_u$
Cortante	A tope y filete	$0,4 \cdot \sigma_u$

Método de soldadura	$[\sigma]_t'$	$[\sigma]_c'$	$[\tau]'$
Manual con electrodos ordinarios	$0,9 \cdot [\sigma]_t$	$[\sigma]_t$	$0,6 \cdot [\sigma]_t$
Soldadura automática y bajo fundente	$[\sigma]_t$	$[\sigma]_t$	$0,6 \cdot [\sigma]_t$

Anexo 10: Dibujo técnico de la viga extensora.



Anexo 11: Dibujo técnico del acoplamiento torre-viga.

