

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA DESTALONAR LLANTAS

MARÍA FERNANDA GONZÁLEZ LOZADA
VIVIAN DAYANA OCAMPO PIMENTEL

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.018

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA DESTALONAR LLANTAS

MARÍA FERNANDA GONZÁLEZ LOZADA
VIVIAN DAYANA OCAMPO PIMENTEL

Proyecto integral de grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.018

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado
Ing. Álvaro Romero Suárez

Jurado 1
Ing. Daniel Eduardo Villalobos Correa

Jurado 2
Ing. Andrés José Zapata Zaad

Bogotá D.C., agosto de 2.018

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Ing. Ana Josefa Herrera Varga

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad América los jurados calificadores y el cuerpo de docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

“Además yo estoy contigo y te protegeré donde quiera que vayas, no te dejaré hasta que haya terminado de darte todo lo que te he prometido” Génesis 28:15

Sin lugar a dudas lo mejor que me paso en la vida fue conocerte y entender que tú me completas, Gracias Jesús por escogerme, por hacerme tu princesa y por regalarme los mejores papás del mundo. Gracias má por ser el mejor ejemplo de mujer, Gracias por tu amor, tu apoyo y por ser el motor de mi vida, sis Gracias por ser la persona más exigente conmigo porque sé que quieres que sea la mejor en lo que hago, te amo y gracias por ser mi ejemplo a seguir, Pá gracias por confiar en mí con los ojos cerrados y ser tu ingeniera favorita. Gracias tita por consentirme tanto y siempre estar para mí, Amor gracias por aguantarme pero sobre todo, por ser, amar, estar y no desistir. Los amo ♥

María Fernanda González Lozada

A Dios por este gran logro y por siempre ser la guía de mi camino.

Gracias a mi madre y abuela por el amor incondicional que tienen hacia a mí, por ser el apoyo que siempre me levanta en los momentos difíciles y el que siempre necesito, por siempre confiar en mí y recordarme de lo que soy capaz de lograr, sin ustedes este logro no sería posible. A mis tíos que siempre han confiado en mis capacidades, los hombres que han sido como padres para mí, las personas que son y siempre serán un ejemplo para mí los amo con todo mi corazón y al resto de mi familia que sin duda alguna siempre me han apoyado, finalmente agradezco a los profesores que nos apoyaron durante el desarrollo del proyecto. Gracias a Marroquín tercero.

Vivian Dayana Ocampo Pimentel

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	18
1. LA EMPRESA	20
1.1 HISTORIA	20
1.2 MISIÓN	20
1.3 VISIÓN	20
1.4 ADMINISTRATIVO	20
1.5 LINEAS DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS	20
1.6 ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA	21
2. PARAMETROS BASICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	23
2.1 CONCEPTUALIZACIÓN	23
2.1.1 Estado actual	23
2.1.2 Ubicación	23
2.1.3 Proceso	23
2.1.4 Descripción de destalonamiento	23
2.1.5 Partes de una llanta	24
2.1.6 Tipos de llantas	25
2.1.7 Proceso de reciclaje de llantas	26
2.1.8 Aplicaciones del caucho reciclado	27
2.2 PLANTAS DE RECICLAJE DE LLANTAS	28
2.3 CLASES DE DESTALONADORAS	28
2.3.1 Sencillas	28
2.3.2 Dobles	29
2.4 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	29
2.5 PARAMETROS DE DISEÑO	30
2.5.1 Designación de las llantas	31
2.5.2 Alturas de rin 13 in a 24 in	32
2.5.3 Conclusiones	37
3. ALTERNATIVAS DEL ELEVADOR	38
3.1 ALTERNATIVA 1	38
3.2 ALTERNATIVA 2	39
3.3 ALTERNATIVA 3	40
3.4 SELECCIÓN DE LA ATERNATIVA	42
3.4.1 Análisis de resultados	43
3.4.2 Conclusiones	44
3.5 CONTEXTUALIZACIÓN DE LA ATERNATIVA	44
4. DISEÑO DETALLADO	48
4.1 DISEÑO ELEVACION PLACAS	49

4.2 SISTEMA DE POTENCIA	58
4.2.1 Cilindro	62
4.2.2 Soporte cilindro y gancho	63
4.2.3 Soporte cilindro y viga	76
4.3 ESTRUCTURA	79
4.3.1 Soldaduras requeridas	92
4.4 SISTEMA HUDRÁULICO	96
4.4.1 Selección bomba hidráulica	97
4.4.2 Selección motor	106
4.4.3 Sistema hidráulico	106
5. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	108
5.1 CONVERGENCIA DE MALLA	108
5.2 RESTRICCIONES	109
5.3 DISTRIBUCION DE CARGAS	110
5.2.1 Cargas aplicadas a la estructura	110
5.2.2 Análisis de desplazamiento	111
5.2. Factor de seguridad	112
6. MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	113
6.1 MANUAL DE OPERACIÓN	113
6.1.1 Identificación compuestos de la máquina	113
6.1.2 Sistema de encendido	115
6.1.3 Procedimiento de operación	116
6.1.4 Funcionamiento unidad hidráulica	118
6.1.5 Procedimientos de limpieza	118
6.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO	119
6.2.1 Inspección	119
7. IMPACTO AMBIENTAL	121
7.1 IDENTIFICACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL	122
7.2 RECOMENDACIONES	123
8. ESTUDIO FINANCIERO	125
8.1 COSTOS	125
8.1.1 Ingeniería de diseño	125
8.1.2 Materiales	126
8.1.3 Costos de fabricación	127
8.1.4 Costos totales	127
8.2 MAQUINA IMPORTADA	128
9. CONCLUSIONES	130
10. RECOMENDACIONES	131

BIBLIOGRAFIA	132
ANEXOS	133

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Di y De (in a mm)	51
Tabla 2. Grado theta por tamaño de llanta	52
Tabla 3. Longitud de placa por tamaño de llanta	53
Tabla 4. Valores de x	54
Tabla 5. Valores de Fr y Fl	56
Tabla 6. Valores K	57
Tabla 7. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras	68
Tabla 8. Tipos de carga	68

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Organigrama	22
Diagrama 3. Diagrama de momento flector tramo AC	88
Diagrama 4. Diagrama de esfuerzo cortante tramo AC	88

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Parámetros de diseño	30
Cuadro 2. Características de las llantas	31
Cuadro 3. Alturas de llanta rin 13	32
Cuadro 4. Alturas de llanta rin 14	32
Cuadro 5. Alturas de llanta rin 15	33
Cuadro 6. Alturas de llanta rin 17	34
Cuadro 7. Alturas de llanta rin 20	35
Cuadro 8. Alturas de llanta rin 22	36
Cuadro 9. Alturas de llanta rin 24	37
Cuadro 10. Alternativa 1	39
Cuadro 11. Alternativa 2	40
Cuadro 12. Alternativa 3	42
Cuadro 13. Ponderaciones	42
Cuadro 14. Valores ponderados	43
Cuadro 15. Rating	43
Cuadro 16. Resultados para la selección de la alternativa	44
Cuadro 17. Resultados ponderados	44
Cuadro 18. Agrupación de datos de la fuerza de desalambramiento	63
Cuadro 19. Datos rosca del final del vástago de los cilindro doble efecto	65
Cuadro 20. Sumatoria de momentos con equilibrio y transporte	85
Cuadro 21. Impactos ambientales	124
Cuadro 22. Calificación impacto ambiental	125
Cuadro 23. Criterios de evaluación impacto ambiental	125
Cuadro 24. Impactos ambientales	125
Cuadro 25. Costos de ingeniería	126
Cuadro 26. Precio de materiales	127
Cuadro 27. Costos de fabricación	128
Cuadro 28. Costos totales	128
Cuadro 29. Especificaciones maquina diseñada	127
Cuadro 30. Costos maquinaria importada	130

LISTA DE IMAGENES

	pág.
Imagen 1. SKID para sistema de medición (R&F)	21
Imagen 2. Layout planta de llantas	23
Imagen 3. Destalonadora de llantas	24
Imagen 4. Partes de una llanta	24
Imagen 5. Proceso de reciclaje de llantas usadas	27
Imagen 6. Destalonadora sencilla (izq) y doble (der)	29
Imagen 7. Destalonadora de llantas sencilla	29
Imagen 8. Esquema Destalonadora doble	29
Imagen 9. Propiedades del acero AISI1070	30
Imagen 10. Diferencia de alturas rin13 in	32
Imagen 11. Diferencia de alturas rin14 in	33
Imagen 12. Diferencia de alturas rin15 in	33
Imagen 13. Diferencia de alturas rin17 in	34
Imagen 14. Diferencia de alturas rin17 in D-E	34
Imagen 15. Diferencia de alturas rin20 in A-B-C	35
Imagen 16. Diferencia de alturas rin20 in D-F	35
Imagen 17. Diferencia de alturas rin22 in A-B-C	36
Imagen 18. Diferencia de alturas rin22 in D-E	36
Imagen 19. Diferencia de alturas rin24 in	37
Imagen 20. Diferencia de alturas entre las min y máx.	37
Imagen 21. Elevador hidráulico	38
Imagen 22. Sistema hidráulico	38
Imagen 23. Elevador mecánico de cremallera	39
Imagen 24. Sistema de elevación cremallera	40
Imagen 25. Mecanismo (placas)	41
Imagen 26. Elevador de placas	42
Imagen 27. Posicionamiento llantas rin 13in y 24 in	45
Imagen 28. Elevador de placas	45
Imagen 29. Paso 1 del proceso de la destalonadora	46
Imagen 30. Paso 2 del proceso de la destalonadora	46
Imagen 31. Paso 3 del proceso de la destalonadora	47
Imagen 32. Modelo de la destalonadora	48
Imagen 33. Subsistemas de la maquina	48
Imagen 34. Datos base	49
Imagen 35. Triangulo base	50
Imagen 36. DCL resorte y llanta	53
Imagen 37. Triangulo resorte	53
Imagen 38. DCL llanta	55
Imagen 39. DCL lamina frontal	55
Imagen 40. Catálogo de los resortes	57
Imagen 41. Área de contacto	58

Imagen 42. Soporte cilindro y gancho	64
Imagen 43. DCL cilindro hidráulico doble efecto	65
Imagen 44. DCL tuerca (mm)	66
Imagen 45. DCL placa A(mm)	67
Imagen 46. Factores geométricos para el análisis de soldaduras	69
Imagen 47. Tamaño del cordón placa A	70
Imagen 48. DCL esparrago A	71
Imagen 49. DCL pasador B	72
Imagen 50. DCL gancho (mm)	74
Imagen 51. DCL gancho	74
Imagen 52. Valores gancho	75
Imagen 53. Placa soporte cilindro	76
Imagen 54. DCL soporte	78
Imagen 55. Factores geométricos para el análisis de soldaduras	79
Imagen 56. 3D Estructura de la maquina	80
Imagen 57. Estructura destalonadora	81
Imagen 58. DCL marco	81
Imagen 59. Viga AC	82
Imagen 60. Tramo 0 menor a x menor a 1,428	84
Imagen 61. Sección 1,428 menor a x menor a 2	86
Imagen 62. DCL AB	86
Imagen 63. Datos base perfiles ala ancha	90
Imagen 64. Catalogo Acero estructural	90
Imagen 65. Columna CD	86
Imagen 66. Catalogo acero estructural	86
Imagen 67. Soldaduras requeridas de la estructura	91
Imagen 68. Factor geométrico soldadura A	91
Imagen 69. Tamaño mínimo del cordón de soldadura A	92
Imagen 70. Tamaño mínimo del cordón de soldadura B a cortante	94
Imagen 71. Tamaño mínimo del cordón de soldadura B a flexión	96
Imagen 72. Manguera hidráulica Parker	99
Imagen 73. Numero de Reynols	100
Imagen 74. Resistencia en válvulas	102
Imagen 75. Altura z2 desde la bomba a cilindros	104
Imagen 76. Curva bomba Eaton 255000	105
Imagen 77. Diagrama hidráulico	107
Imagen 78. Configuración convergencia	108
Imagen 79. Tabla convergencia	109
Imagen 80. Cargas y restricciones de la maquina	110
Imagen 81. Análisis de esfuerzo (Von Mises)	111
Imagen 82. Análisis de desplazamiento	112
Imagen 83. Factor de seguridad	113
Imagen 84. Componentes de la maquina	113
Imagen 85. Tablero de control ON/OFF	115
Imagen 86. Posición inicial ganchos	115

Imagen 87. Paso 3 de operación	116
Imagen 88. Paso 4 de operación	116
Imagen 89. Mando hidráulico palancas	117
Imagen 90. Posición de desalambramiento	117
Imagen 91. Especificaciones maquina importada	127
Imagen 92. Maquina importada	128

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Catalogo lamina antideslizante	135
Anexo B. Plano cilindro	137
Anexo C. Tuerca	139
Anexo D. Material AISI4140	141
Anexo E. Hardox 400	143
Anexo F. Aceite hidráulico Shell	145
Anexo G. Matriz Impacto ambiental	148
Anexo H. Planos	150

RESUMEN

En este proyecto se plantea el diseño de una máquina destalonadora de llantas que ayude a la disminución de llantas desechadas en las calles de la ciudad, con un costo asequible y eficiente.

Para la realización del proyecto de grado fue necesario entender las especificaciones y los requerimientos de la empresa Ruiz Fajardo Ingenieros S.A.S para el diseño general de la planta de procesamiento de llantas y en específico de la máquina a diseñar, de esta forma se realizó una investigación sobre las máquinas ya existentes en el mercado y así determinar las modificaciones necesarias para cumplir con los parámetros y los requerimientos de la empresa.

Culminada la primera etapa, se definieron los sistemas y subsistemas que componen la máquina para lo cual, se establecieron los parámetros básicos y los requerimientos funcionales establecidos por la compañía.

Se plantearon y se evaluaron tres alternativas sobre el subsistema de elevación, se definieron dos alternativas mecánicas, y un sistema de elevación hidráulico.

Posteriormente se definió el espacio en donde se instalará la máquina, con ayuda de los planos se establecieron las dimensiones aproximadas de la planta, y de igual manera se hizo una comparación con las máquinas ya existentes en el mercado similares a la del proyecto, para realizar el diseño detallado se escogieron las partes críticas de la máquina como la estructura y el gancho a las que se le realizó un análisis por el método de elementos finitos, para comparar los resultados numéricos con los resultados obtenidos mediante el software.

Una vez obtenidos los resultados numéricos se elaboraron los planos de ubicación y fabricación de partes.

Para finalizar se elaboraron los manuales de operación y mantenimiento, adicionalmente se desarrolló la evaluación financiera y ambiental del proyecto. El diseño de una máquina destalonadora de llantas que ayude a la disminución de llantas desechadas en las calles de la ciudad, con un costo asequible y eficiente en el proceso.

Palabras clave: Diseño, Destalonar, Llantas.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la contaminación ambiental producida por la acumulación de llantas usadas es uno de los problemas que persisten en la ciudad, esto genera como consecuencias daño al medio ambiente, aguas empozadas, proliferación de roedores y alto riesgo de incendios lo que causa gases tóxicos, lo más *importante* es acabar con la acumulación de llantas en las calles para evitar mayores impactos ambientales dentro de la ciudad.

En el proceso de reciclaje de llantas es necesario la extracción del alambre ya que sin este proceso no se lograra el uso adecuado del caucho para su reciclaje, para eso se desarrolló esta máquina donde el objetivo es una correcta extracción del alambre y así continuar con el respectivo proceso de reciclaje. A este proceso de extracción del alambre se le llama destalonar.

Esta problemática se *origina* ya que los neumáticos una vez acabada su vida útil es imposible su recuperación y se ven obligados a ser desechados.

El principal *objetivo* es el diseño de una máquina para destalonar llantas el cual se realizará de la forma descrita a continuación;

- ✓ Diagnosticar la situación actual de este proceso
- ✓ Establecer los parámetros básicos y requerimientos funcionales
- ✓ Establecer y evaluar alternativas del subsistema de elevación de la llanta
- ✓ Desarrollar el diseño detallado de la máquina
- ✓ Hacer el análisis por el método de elementos finitos de la estructura
- ✓ Elaborar planos de ubicación, fabricación de partes, ensamble y montaje
- ✓ Elaborar manuales de operación y de mantenimiento
- ✓ Realizar el análisis de impacto ambiental
- ✓ Evaluar financieramente el proyecto

Para el *alcance* del proyecto se tendrán en cuenta únicamente llantas entre rines 13 hasta 24,5 pulgadas, teniendo en cuenta que el resultado serán llantas completamente desalambradas para así seguir su proceso de trituración, y de igual forma utilizar el alambre obtenido en la extracción completamente limpio de restos

de caucho; es necesario tener en cuenta que no se construirá ningún prototipo de este diseño.

La *metodología* que se utilizó para la realización del proyecto está implícita en los objetivos específicos los cuales fueron descritos de tal manera que resuelvan las inquietudes del proyecto y cumplir con los requerimientos, además de la elaboración de cronogramas de trabajo los cuales permiten establecer el tiempo estimado para el desarrollo de cada uno de los objetivos descritos anteriormente.

El *significado* de proyecto es aportar a la industria del reciclaje de llantas facilidades para el proceso de estas mismas y establecer los parámetros de operación de esta máquina. También con el desarrollo de este proyecto se busca la reducción de tiempo para el destalonamiento de las llantas y así mismo minimizar gastos de producción.

1. LA EMPRESA

1.1 HISTORIA

RUIZ FAJARDO INGENIEROS S.A.S fue creada en Julio del año 2.000, sobre la base del recurso humano y la experiencia adquirida durante más de 20 años en una de las empresas líderes del sector metalmecánico a nivel nacional, la cual cerró sus operaciones a comienzos de la presente década. El propósito ha sido recoger los conocimientos y la vasta experiencia de un grupo de profesionales, técnicos y trabajadores altamente calificados y mediante una nueva organización ponerlos al servicio del desarrollo de proyectos para la industria nacional. Actualmente con su planta de producción en el municipio de Madrid, Cundinamarca.

1.2 MISIÓN

La Compañía Ruiz Fajardo Ingenieros Asociados S.A.S., está destinada al desarrollo de la ingeniería en el área metalmecánica, en las tareas de construcción, prefabricación, montaje, asesorías e interventorías. Así mismo, ofrece apoyo técnico y tecnológico en disciplinas conexas a la ingeniería (arquitectura, sistemas, electricidad).

Todas las actividades que realiza la compañía están orientadas hacia el desarrollo de proyectos y obras que redunden en el mejoramiento de la calidad de vida de la sociedad, sin menoscabo del medio ambiente y de la calidad de la vida humana.¹

1.3 VISIÓN

Ruiz Fajardo Ingenieros Asociados S.A.S.; será una institución reconocida socialmente por la aplicación de tecnologías limpias y de avanzada en su sistema de trabajo y por sus aportes humanos y de investigación en sus modos de operación técnica.²

1.4 ADMINISTRATIVO

La empresa cuenta con una jerarquía compuesta por un Gerente General, un Director Técnico, dos empleados encargados de compras, un ingeniero mecánico a cargo de cotizaciones y licitaciones, un ingeniero de proyectos, 3 ingenieros proyectistas, dos ingenieros en el área de mantenimientos y 3 encargos de HSEQ.

1.5 LINEAS DE PRODUCCION Y SERVICIOS

La empresa R&F Ingenieros cuenta con diferentes líneas de producción y servicios como servicio de botas de gas, diseño y construcción de celdas de flotación,

¹ RUIZ FAJARDO INGENIEROS ASOCIADOS SAS. Nosotros. [en línea]. <http://www.ruizfajardo.com/nosotros/>

² RUIZ FAJARDO INGENIEROS ASOCIADOS SAS. Nosotros. [en línea]. <http://www.ruizfajardo.com/nosotros/>

estructuras metálicas, intercambiadores de calor, separadores de placas (CPI), separador de pruebas y separación de crudo, tapas semi-esféricas, semi-elípticas, tapas torisfericas, tanques API, tanques de almacenamiento de agua, tanques para de aire comprimido, tanques decantadores, Skid de medición, R&F presta el servicio de tratamiento de aguas de producción. Y en la actualidad diseño de planta de procesamiento de llantas en la planta de producción en Madrid, Cundinamarca.

Imagen1. Skid para sistema de medición (R&F)

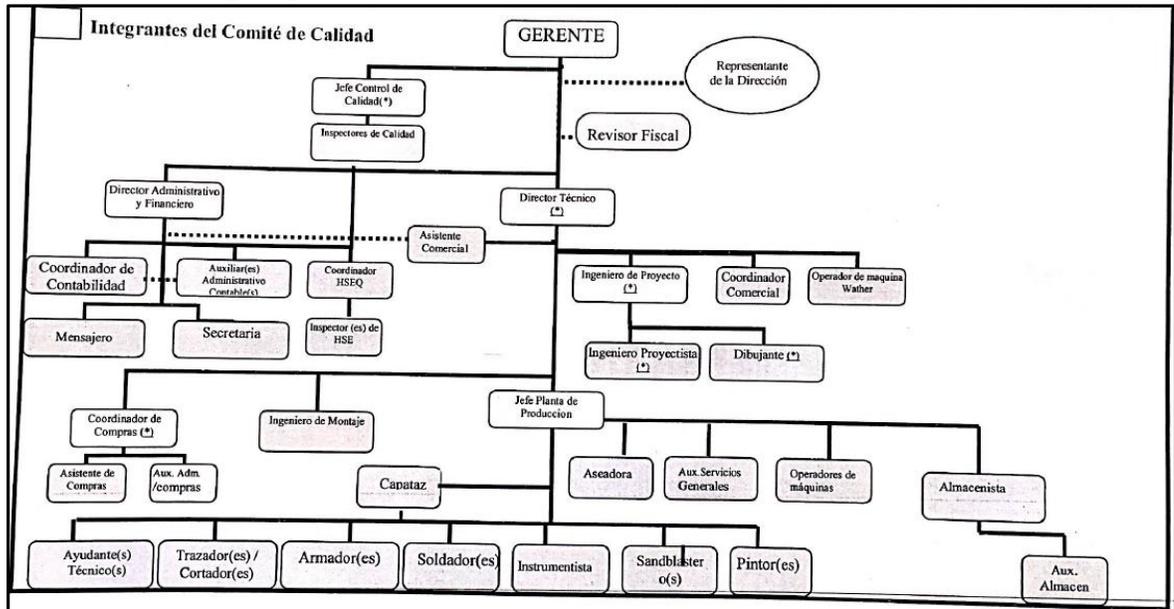


Fuente. RUIZ FAJARDO INGENIEROS S.A.S

1.6 ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA

Ruiz fajardo es una empresa la cual está conformada por un Gerente general un Director técnico, 5 Ingenieros a cargo de la parte de proyectos, 3 Ingenieros en el área de mantenimiento, otros 3 Ingenieros para el departamento de HSEQ, dos encargado de compras, una persona en el área de contabilidad, a continuación se observa mejor la distribución o jerarquías del personal de trabajo.

Diagrama 1. Organigrama



Fuente: RUIZ FAJARDO INGENIEROS S.A.S

2. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

En el presente capítulo se abordará el diseño conceptual, los parámetros para el desarrollo y los requerimientos de la máquina, esto constituye la base para la elaboración del proyecto de grado.

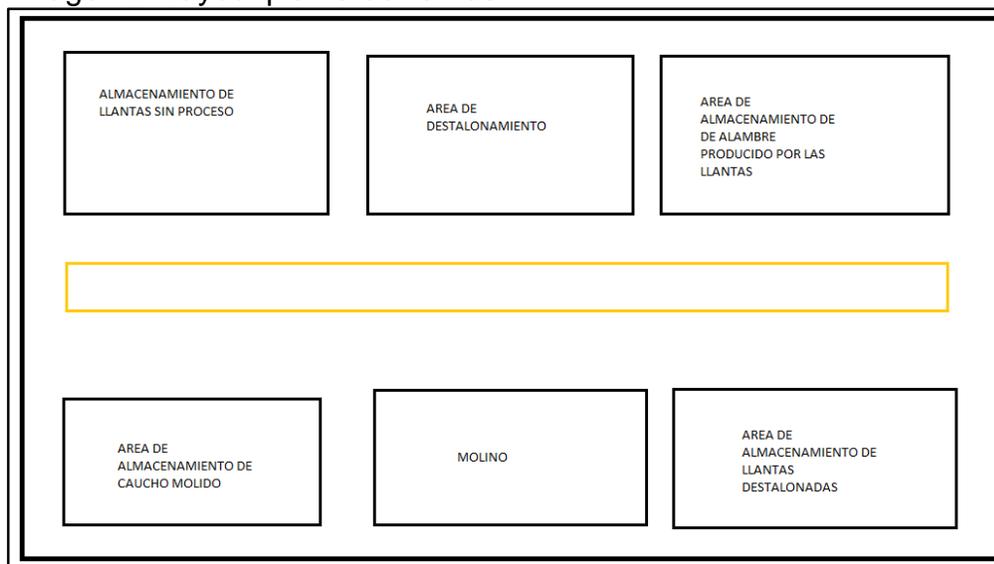
2.1 CONCEPTUALIZACIÓN

A continuación se explicará detalladamente el estado actual del proceso con base en los requerimientos de la empresa, la ubicación de la máquina dentro del proceso, una descripción del procesamiento de llantas en general y se describirán conceptos generales referentes al proyecto.

2.1.1 Estado actual. La infraestructura de la empresa permite la ubicación de la destalonadora de tal manera que cumpla con los requerimientos de proceso de la empresa R&F Ingenieros S.A.S.

2.1.2 Ubicación. La máquina estará ubicada al lado del punto de descarga de las llantas, las cuales llegaran a la destalonadora por medio de una banda transportadora y posteriormente ubicadas para el inicio del proceso.

Imagen 2. Layout planta de llantas



Fuente: RUIZ FAJARDO INGENIEROS S.A.S

2.1.3 Proceso. En la primera parte del proceso se encuentra el desalambramiento de la llanta el cual será el paso previo al proceso de molienda.

2.1.4 Descripción del destalonamiento. Esta máquina consta de dos cilindros hidráulicos; el operador coloca la llanta en el sistema de elevación el cual se encarga

de subirla hasta la altura necesaria para ubicar un gancho dentro del talón de la llanta y utilizando la fuerza hidráulica de los cilindros, rasgar y extraer el alambre de la misma como se puede observar a continuación.

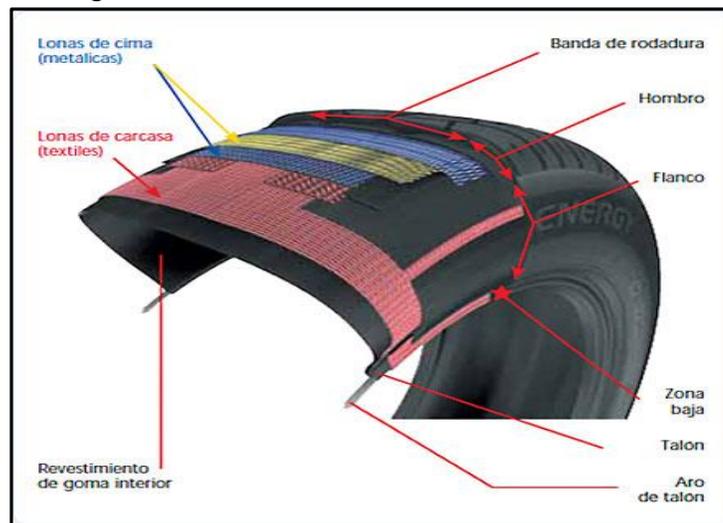
Imagen 3. Destalonadora de llantas



Fuente: Grupo Gercons Colombia [En línea].
[Consultado:07de mayo de 2018]. Disponible en
<https://www.youtube.com/watch?v>

2.1.5 Partes de una llanta. Para el desarrollo del proyecto se debe tener en cuenta distintos conceptos básicos como las partes de una llanta lo cual facilita la descripción y la solución del problema. Las partes de una llanta son;

Imagen 4. Partes de una llanta



Fuente: EUROMASTER 2017, Partes de un neumático [en línea][citado el 26 de agosto 2017], Disponible en <https://www.euromaster-neumaticos.es/neumaticos/informacion/partes-de-un-neumatico>

Flanco

Está constituido por goma flexible para adaptarse a las deformaciones del neumático en fase de rodadura. Protege al neumático de golpes laterales

✓ Hombro

La goma del hombro es la más gruesa, debido a que es la parte más expuesta a los bordillos y otros golpes, además permite distribuir fácilmente el calor producido por el neumático durante sus movimientos sobre la carretera

✓ Lonas de carcasa

Son cables de fibras textiles en arcos dispuestos en ángulos rectos y pegados al caucho de las cubiertas. Permiten al neumático resistir la presión. En una lona de neumático de un turismo hay aproximadamente unos 1.400 cables

✓ Lonas de cima

Son cables de aceros muy finos y resistentes, cruzados oblicuamente y pegados unos a otros de manera que formen triángulos indeformables. Esta estructura garantiza al mismo tiempo robustez y flexibilidad

✓ Talón

Parte interior del neumático que se ajusta a las llantas, está compuesto por alambres de acero de alta tecnología formando un cable trenzado y circular, esto facilita el ajuste del neumático y las llantas evitando que patine en ella³

2.1.6 Tipos de llantas. Existe gran variedad de tipos de llantas, ya que estas son fabricadas para diferentes tipos de terreno a los cuales serán sometidas. En el mercado existen dos tipos de llantas de acuerdo a su construcción las convencionales o radiales

✓ Llantas convencionales

Es su construcción este tipo de llantas llevan dos capas de dos, cuatro o más fibras y sus lonas internas de nylon son instaladas de forma cruzada formando un ángulo entre 25 y 40 grados con respecto a la dirección de rodadura, estas llantas

³ EUROMASTER 2017, Partes de un neumático [en línea] noviembre del 2016 [citado el 26 de agosto 2017], Disponible en <<https://www.euromaster-neumaticos.es/neumaticos/informacion/partes-de-un-neumatico>>

también tienen cinturones de refuerzo para lograr una mayor estabilidad en las curvas⁴

✓ Llantas radiales

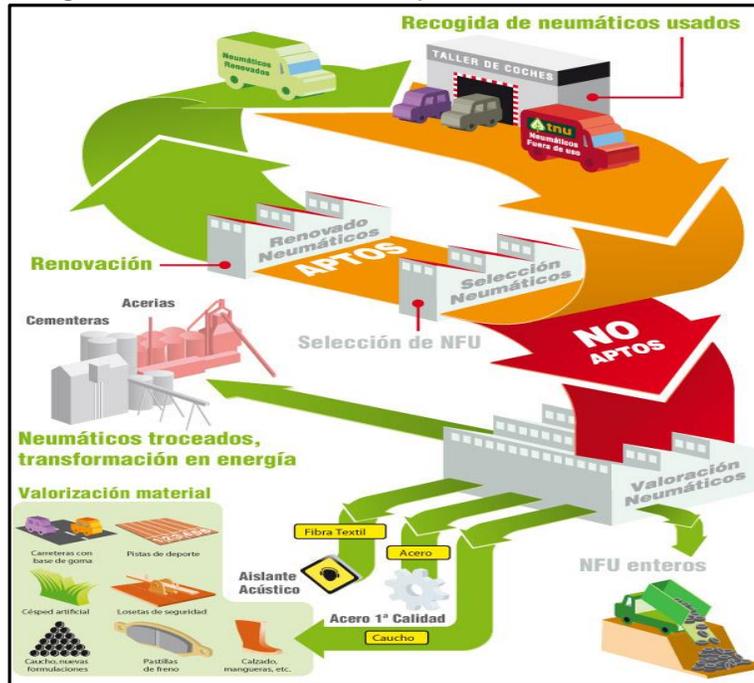
Estas llantas están formadas por dos lonas superpuestas en línea recta de aro a aro formando un ángulo de 90 grados con la dirección de rodamiento. Encima de las lonas llevan cuatro cinturones estabilizadores que les dan gran seguridad en las curvas, al impedir la deformación que producen el peso y la fuerza centrífuga⁵

2.1.7 Proceso de reciclaje de las llantas. En la actualidad el proceso de reciclaje de llantas inicia con la recolección de las llantas desechadas a lo largo de las ciudades, una vez se realiza la recolección se pasa a una inspección para saber cuáles son adecuadas para el destalonamiento y cuales se desechan debido a su estado, el cual no cumple los requerimientos para el proceso de reciclaje, una vez finalizada esta etapa las llantas pasarán a ser apiladas por tamaños de rin en una parte de la bodega cerca a la maquina Destalonadora, se selecciona la llanta a destalonar dependiendo del tamaño del rin, sube la llanta al sub-sistema de elevación de la máquina, se ajusta correctamente la llanta para lograr un correcto destalonamiento, a continuación realiza el proceso de destalonamiento donde queda el caucho y el alambre separados, se apila el alambre de forma ordenada para luego venderlo y el caucho pasa a trituración o corte dependiendo del uso final de este.

⁴ EL TIEMPO, los tipos de llantas [en línea] mayo 11 de 1993 disponible en <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/MAM-122599>

⁵ NEUMATICOS. Historia y tipos del neumático. [en línea]. <http://neumaticobarato.blogspot.com.co/2012/11/historia-y-tipo-de-neumatico.html>. Noviembre del 2016 [citado el 26 de agosto 2017].

Imagen 5. Proceso de reciclaje de llantas usadas



Fuente: tratamiento neumáticos usados, s.l. [En línea].
 [Consultado: 10 de mayo de 2018]. Disponible <http://www.tnu.es/w/18/27dición-y-tratamiento-del-los-nfu>

2.1.8 Aplicaciones del caucho reciclado. Como se mencionó anteriormente el propósito de la Destalonadora es reutilizar los materiales de las llantas recicladas tales como el caucho, a continuación se verá la alternativas de uso del caucho reciclado.

- ✓ Reducción de ruido. Debido a las propiedades elásticas de los neumáticos, estos tienen la capacidad de amortiguar y reducir las molestas vibraciones y el ruido producido por el paso de los trenes o también se puede utilizar en lugares donde se necesite la reducción de ruido⁶. Ayudarían a la disminución de la contaminación acústica y también a una reducción de costos
- ✓ Campos de juego. En la actualidad los parques infantiles son regidos por diversas normas, las cuales propenden por la seguridad de los usuarios, procurando evitar las posibles lesiones. En la elaboración de suelos⁷ se utiliza grano de caucho reciclado junto con algunos otros componentes como pinturas y aglomerantes los cuales permiten crear materiales que cumplen con los parámetros de calidad

⁶ TNU. Neumáticos fuera de uso para reducir ruidos y amortiguar vibraciones en las vías de tranvía. [en línea]. <http://www.tnu.es/n/202/neumaticos-fuera-de-uso-para-reducir-ruidos-y-amortiguar-vibraciones-en-las-vias-de-tranvia>. Noviembre 1 de 2017

⁷ GRUPO GERCONS COLOMBIA. Granulcol SA. [en línea]. <http://gerconcolombia.com/index.php/filiales/granulcol.html>. Abril 24 de 2017

necesarios en la actualidad. Para esta aplicación se utilizan granos de 2mm – 4mm para las capas superiores y 4mm – 8mm para las inferiores

- ✓ Césped artificial. El granulado de caucho se utiliza como material de relleno en césped artificial⁸ para asegurar que el balón bote y ruede adecuadamente, aportando características muy similares a las de los terrenos de juego convencionales. El interés por reproducir fielmente las prestaciones de los campos de fútbol de hierba natural ha llevado a las principales federaciones de fútbol nacional, europeo y mundial a regular el uso del caucho reciclado

2.2 PLANTAS DE RECICLAJE DE LLANTAS

En la actualidad el proceso de desalambriamiento de llantas no es uno de los más comunes en el país, sin embargo hay 3 plantas en el país que realizan esta labor de procesar las llantas que terminan su vida útil, en Albania, la Guajira fue inaugurada la primera planta de procesamiento de neumáticos; por su lado la empresa Sistema Verde tiene dos plantas de este tipo una en Antioquia y la otra en el municipio de Madrid, Cundinamarca.

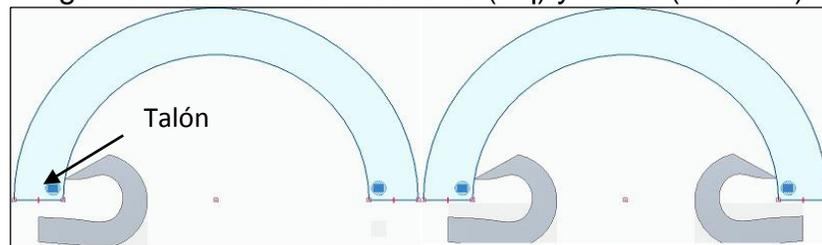
En el proceso actual de destalonamiento de las llantas se cuentan con máquinas neumáticas para llantas pequeñas o maquinas hidráulicas para generar mayor fuerza a la hora de la extracción del alambre.

2.3 CLASES DE DESTALONADORAS

Actualmente en el mercado se encuentran dos clases de destalonadoras que son las sencillas y dobles, a continuación se describirán cada una de ellas.

2.3.1 Sencillas. Las destalonadoras de este tipo cuentan con solo un cilindro hidráulico que utilizando la fuerza hidráulica acciona el cilindro y con la ayuda de un gancho sujeta y rasga el talón de un lado de la llanta; para realizar el destalonamiento del otro lado es necesario desmontar la llanta y girarla para reiniciar el proceso. Como se puede observar en la imagen 6.

Imagen 6. Destalonadora sencilla (izq) y doble (derecha)



Fuente: elaboración propia

⁸ BESOCER. Porque se usa caucho en el césped artificial. [en línea]. <http://es.besoccer.com/noticia/porque-se-usa-caucho-en-el-cesped-artificial-09-07-2017>. Junio 9 de 2017

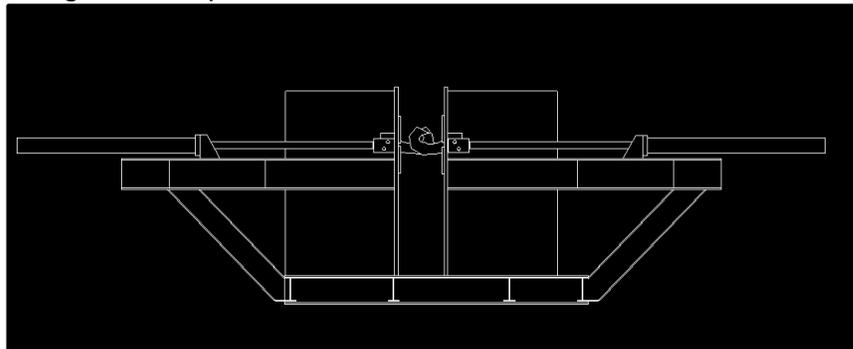
Imagen 7. Destalonadora de llantas sencilla



Fuente: Dinamica Mecanica S.A.S [En línea]. [Consultado: 15 de Mayo de 2018]. Disponible <https://www.youtube.com/watch?v=0eQjSAocfVE>

2.3.2 Dobles. Las destalonadoras de este tipo no son tan utilizadas actualmente en el mercado, son máquinas un poco más costosas pero más eficientes ya que cuentan con dos cilindros hidráulicos accionados al mismo para tiempo, los cuales utilizando la fuerza hidráulica sujetan los dos talones y los rasgan simultáneamente obteniendo un desalambramiento total de la llanta sin necesidad de desmontarla, como se observa en la imagen 7.

Imagen 8. Esquema de destalonadora doble



Fuente: elaboración propia

2.4 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Para el diseño de la máquina destalonadora de llantas será necesario tener en cuenta las necesidades propuestas por la empresa; los requerimientos en cuanto a número de llantas a destalonar por turno, el dimensionamiento, los elementos a utilizar y los materiales propuestos por los ingenieros.

A petición de la empresa R&F la máquina se diseñará con dos cilindros hidráulicos para la optimización y reducción de tiempos de producción, así mismo se diseñará de manera hidráulica ya que con este mecanismo es posible lograr las fuerzas requeridas para rasgar el alambre con unos esfuerzos no tan elevados.

El acero que se extrae de la llanta es un acero AISI 1070 por lo general el cual es un acero trenzado de alta resistencia. Por cada llanta aproximadamente sale 4 Kg de talón en una llanta promedio de rin 22,5, el cual es vendido y posteriormente fundido para la reutilización, haciendo placas, tubos, vigas en este tipo de acero gracias a su resistencia.

Imagen 9. Propiedades del acero AISI1070

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Density ($\times 1000 \text{ kg/m}^3$)	7.7-8.03	25	
Poisson's Ratio	0.27-0.30	25	
Elastic Modulus (GPa)	190-210	25	
Tensile Strength (Mpa)	640		
Yield Strength (Mpa)	495		
Elongation (%)	10	25	cold drawn, spheroidized annealed more
Reduction in Area (%)	45		
Hardness (HB)	192	25	cold drawn, spheroidized annealed more

Fuente: efunda [En línea]. [Consultado 17 de mayo de 2018]. Disponible www.efunda.com/materials/alloys/30dició_steels

2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO

Para la realización de los parámetros de diseño se tuvo en cuenta los requerimientos de la empresa ya que se necesita la reducción de los tiempos de operación actuales y costos. En el siguiente cuadro se hace una comparación entre los tiempos actuales de producción actuales con una destalonadora simple y los que se buscan lograr con una doble;

Cuadro 1. Parámetros de diseño y tiempos actuales

Parámetros			Tiempos actuales		
Proceso	Cantidad	Unidades	Proceso	Cantidad	Unidades
Producción	480	llantas/turno	Producción	192	llantas/turno
Jornada	8	hora/jornada	Jornada	8	hora/jornada
Tiempo	1	minuto/llanta	Tiempo	2,50	minuto/llanta

Fuente: elaboración propia

Así como también los pesos de cada una las llantas con los diámetros comúnmente utilizados para automóviles, camiones y demás que son el tipo de llantas que más se desechan a diario en la ciudad.

Cuadro 2. Características de las llantas

Características llantas			
Tamaño RIN (in)	PESO(Kg)	Diámetro promedio de la llanta (mm)	Ancho promedio de la llanta (mm)
13	4	532-576	165-185
14	5,7	570-615	165-195
15	22	622-752	175-215
17	33	689-789	205-225
20	41	764	275
22,5	47	729	325
24,5	60-70	807	275

Fuente: Industrias Michelin S.A. de C.V. [En línea]. [Consultado 10 de mayo de 2018]. Disponible en <http://www.michelin.com.mx/MX/es/llantas/productos/pilot-super-sport/detalles.html#detail-sku-table0>

2.5.1. Designación de las llantas. Para ejemplificar la designación de una llanta se toma como referencia una llanta;

P225/50R16 91S

Donde;

- ✓ El número 225 indica que el ancho del neumático es de 225 milímetros
- ✓ El número 50 indica que la altura del flanco o pared (del rin hasta donde comienza la banda de rodadura) es el 50% del ancho del neumático. Esta medida es la relación entre la altura y el ancho del neumático y se le conoce como serie o perfil
- ✓ La letra R en el tamaño, identifica que el neumático tiene una construcción Radial. Si una D reemplaza la R significa que las capas de materiales se colocan en forma Diagonal, Si la R es reemplazada por una B (225/50B16), es indicativo no solo que el neumático es de construcción radial pero que tiene unas correas de refuerzo debajo de la banda de rodadura
- ✓ El número 16 indica el diámetro del rin y el neumático, para que puedan acoplarse.⁹

⁹ TIRE RACK. Guía de tamaños de neumáticos. [en línea]. Disponible en: <https://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=46&ln=sp>, [citado el 15 de febrero del 2018].

2.5.2 Alturas de rin 13 in a 24 in. A continuación se muestra la diferencia de alturas para cada uno de los tamaños de rin mencionados anteriormente.

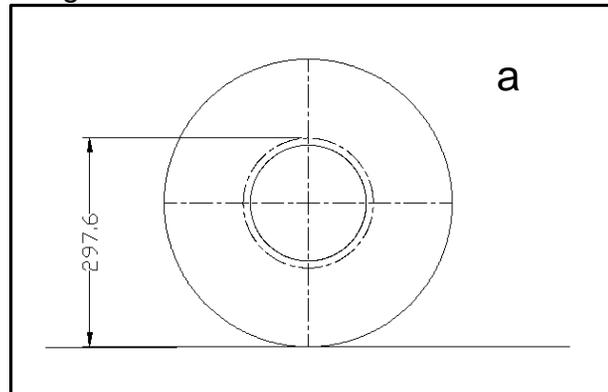
✓ Rin 13 in

Cuadro 3. Altura de llanta rin 13 in

Rin 13			
Designación	Delta de altura	altura total (mm)	
175 / 70 R 13 82 T	122,5	297,6	a

Fuente: elaboración propia

Imagen 10. Diferencia de alturas rin 13 in



Fuente: elaboración propia

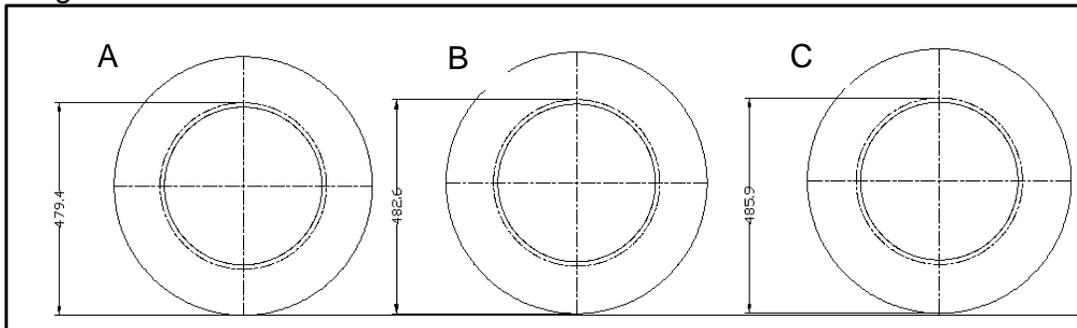
✓ Rin 14 in

Cuadro 4. Altura de llanta rin 14 in

Rin 14			
Designación	delta de altura	altura total (mm)	
195 / 60 R 14 86 H	117	485,6	C
185 / 65 R 14 86T	120,25	482,6	B
175 / 65 R 14 82 T	113,75	479,4	A

Fuente: elaboración propia

Imagen 11. Diferencia de alturas rin 14 in



Fuente: elaboración propia

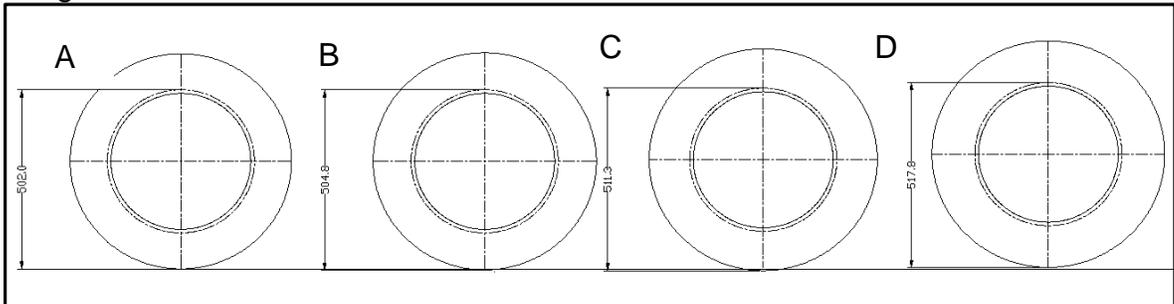
✓ Rin 15 in

Cuadro 5. Altura de llanta 15 in

Rin 15			
Designación	Delta de altura	altura total (mm)	
195 / 65 R 15 95 T	126,75	517,8	D
185 / 60 R 15 88T	111	502	A
185 / 65 R 15 92 T	120,25	511,3	C
175 / 65 R 15 84 T	113,75	504,8	B

Fuente: elaboración propia

Imagen 12. Diferencia de alturas rin 15 in



Fuente: elaboración propia

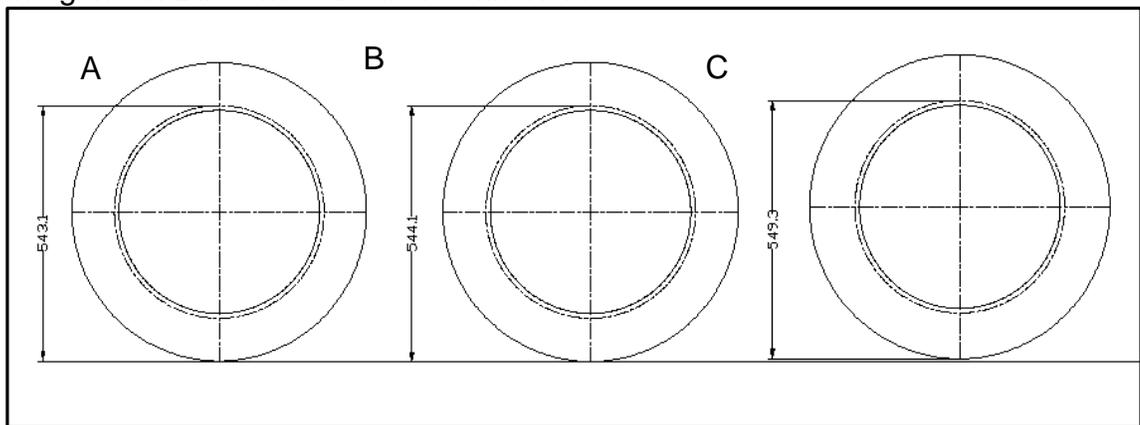
✓ Rin 17 in

Cuadro 6. Altura de llanta 17 in

Rin 17			
Designación	Delta de altura	Altura total (mm)	
245 / 45 R 17 99 H	110,25	552,1	D
235 / 50 R 17 96 V	117,5	559,3	E
225 / 45 R 17 31 H	101,25	543,1	A
215 / 50 R 17 95V	107,5	549,3	C
205 / 50 R 17 93H	102,5	544,1	B

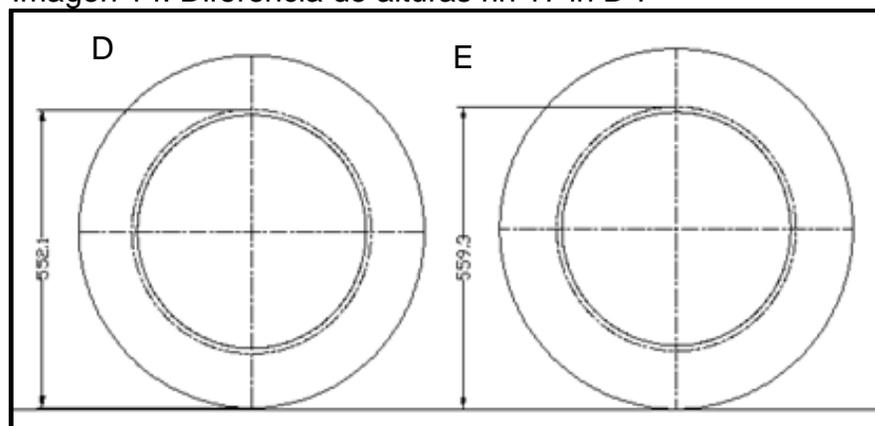
Fuente: elaboración propia

Imagen 13. Diferencia de alturas rin 17 in



Fuente: elaboración propia

Imagen 14. Diferencia de alturas rin 17 in D-F



Fuente: elaboración propia

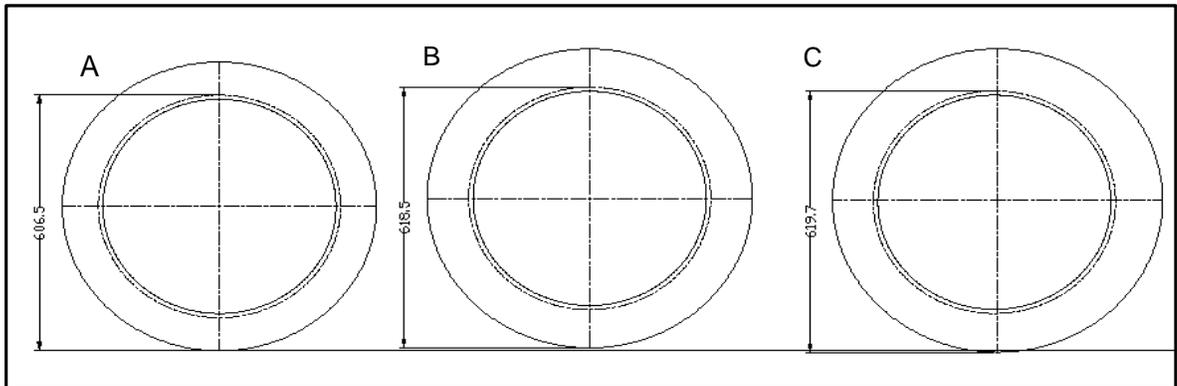
✓ Rin 20 in

Cuadro 7. Altura de llanta 20 in

Rin 20			
Designación	delta de altura	altura total (mm)	
335 / 30 R 20 104 W	100,5	618,5	B
295 / 30 R 20 101 W	88,5	606,5	A
275 / 40 R 20 106 V	110	611,0	D
265 / 45 R 20 108W	119,25	637,3	E
235 / 45 R 20 100W	105,75	619,7	C

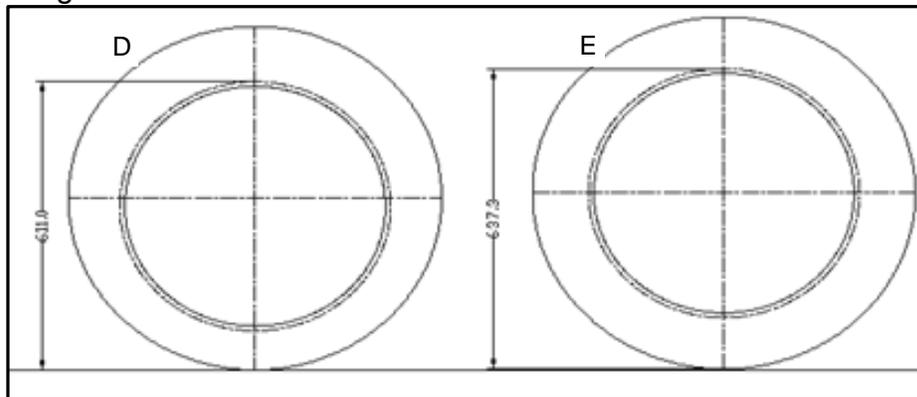
Fuente: elaboración propia

Imagen 15. Diferencia de alturas rin 20 in A-B-C



Fuente: elaboración propia

Imagen 16. Diferencia de alturas rin 20 in D-E



Fuente: elaboración propia

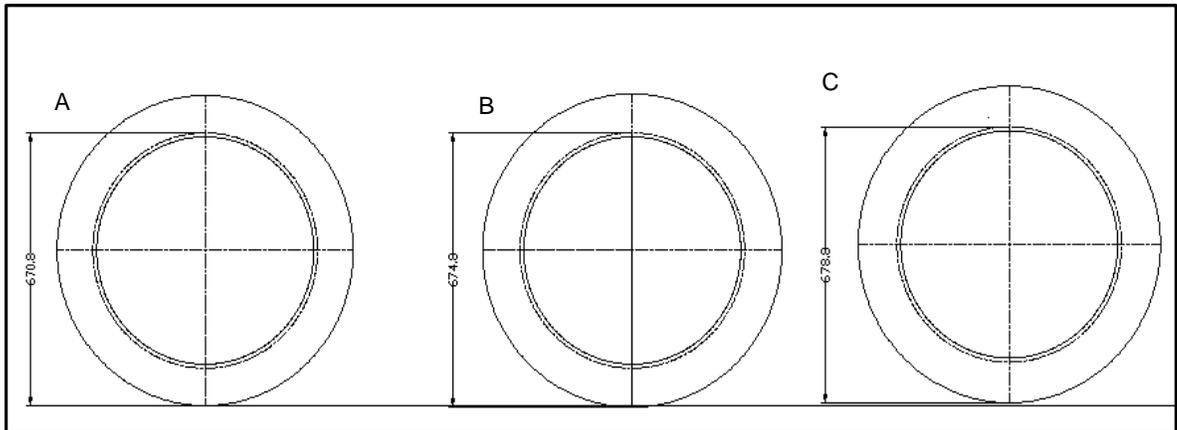
✓ Rin 22 in

Cuadro 8. Altura de llanta 22 in

Rin 22			
Designación	Delta de altura	Altura total (mm)	
325 / 55 R 22 116 H	178,75	747,6	E
285 / 40 R 22 110V	114	682,8	D
275 / 40 R 22 108V	110	678,8	C
265 / 40 R 22 106 W	106	674,8	B
255 / 40 R 22 103 H	102	670,8	A

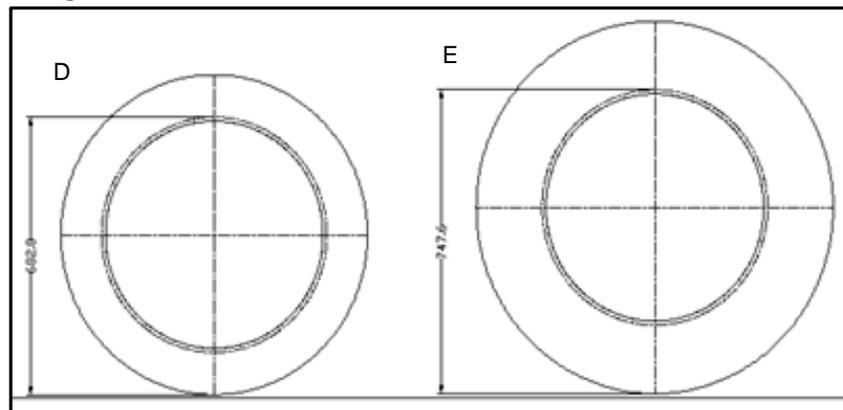
Fuente: elaboración propia

Imagen 17. Diferencia de alturas rin 22 in A-B-C



Fuente: elaboración propia

Imagen 18. Diferencia de alturas rin 22 in D-E



Fuente: elaboración propia

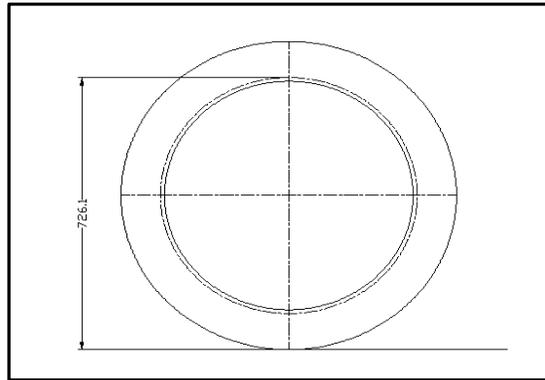
✓ Rin 24 in

Cuadro 9. Altura de llanta 24 in

Rin 24			
Designación	Delta de altura	Altura total (mm)	
355/30 ZR 24 112 Y	106,5	726,1	A

Fuente: elaboración propia

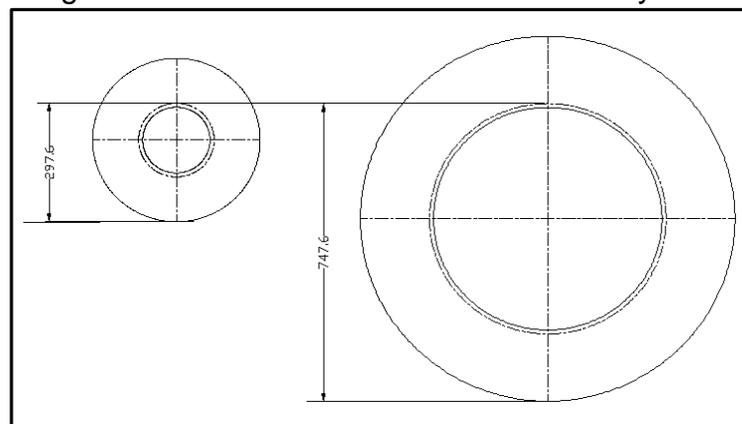
Imagen 19. Diferencia de alturas rin 24 in



Fuente: elaboración propia

2.5.3 Conclusiones. Luego de determinar las alturas a las que se debe realizar el proceso de destalonamiento por rin y la altura de flanco se estableció que la altura a la que el sistema de elevación debe acomodar la llanta más pequeña es la llanta de rin 13 la cual tiene una altura de 298mm y la más grande es de rin 22,5 con una altura de 748 mm, con estos valores se elige una alternativa de elevación que ubique correctamente estas posiciones respecto al eje de desgarre.

Imagen 20. Diferencia de altura entre la mín y máx



Fuente: elaboración propia

3. ALTERNATIVAS DEL ELEVADOR

Para el planteamiento de las alternativas para la solución del subsistema de nivelación de las llantas se tendrán en cuenta los siguientes mecanismos;

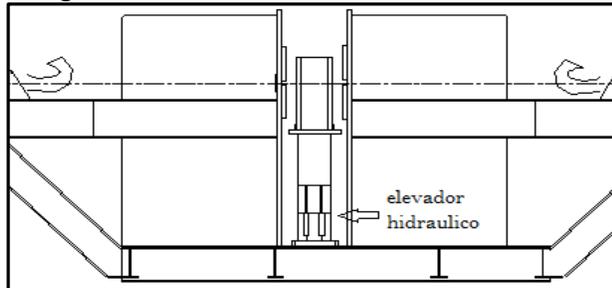
- ✓ Elevador hidráulico
- ✓ Elevador mecánico de cremallera
- ✓ Elevador mecánico de placas

Los cuales funcionarán para la adecuada nivelación y ajuste de la llanta y así mismo que el proceso de destalonamiento se realice adecuadamente.

3.1 ALTERNATIVA 1

Elevador hidráulico. Es un sistema donde la energía necesaria para la elevación de la carga se transmite por sistema hidráulico. A continuación se muestra el esquema de la alternativa 1;

Imagen 21. Elevador hidráulico



Fuente: elaboración propia

Imagen 22 .Sistema hidráulico



Fuente: JOMAF A [En línea]. [Consultado: 27 de mayo de 2018]. Disponible en <http://www.jomafa.com/elevadoresd e-moto/3694-elevador-hidraulico-motos-50mk g.html>

A continuación se describen las ventajas y desventajas de la alternativa 1;

Cuadro 10. Alternativa 1

Ventajas	Desventajas
Se pueden hacer regulación de fuerzas	Bajas velocidades
Soporta cargas pesadas	Exige alto mantenimiento
Es un sistema reversible	Costoso
Fácil limpieza	

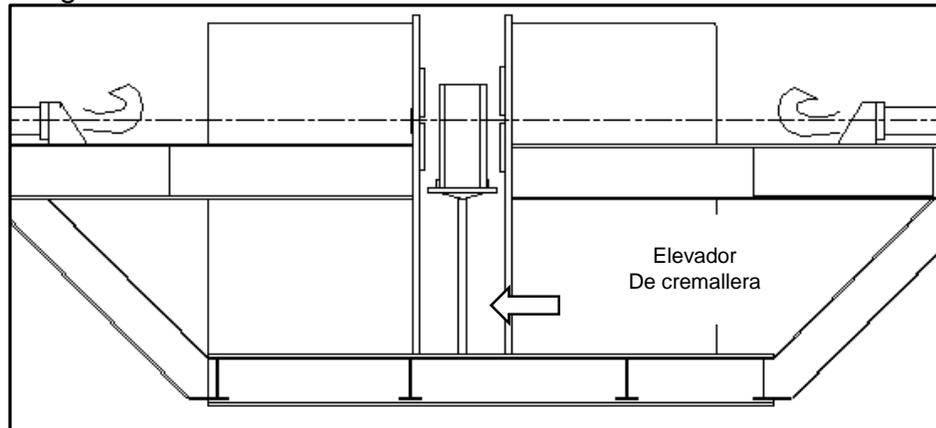
Fuente: Blog de Ventageneradores [En línea].[Consultado:27de mayo de 2018].
Disponible <http://www.ventageneradores.net/blog/39dic-elevador-hidraulico-que-sirve-como-funciona-tipos/>

3.2 ALTERNATIVA 2

Elevador mecánico de cremallera. También es llamado herraje de elevación con retención, este sistema es utilizado comúnmente para muebles, este sistema tiene posiciones fijas para distintas alturas que al soportar el peso en la parte superior del mecanismo se fijará en uno de los dientes y se asegurará evitando así que pase a otra posición. Este es un mecanismo simple que no soporta grandes pesos, pero el cual tiene un funcionamiento de fácil manejo y no requiere de gran espacio para su funcionamiento.

A continuación se muestra el esquema de la alternativa 2;

Imagen 23. Elevador mecánico de cremallera



Fuente: elaboración propia

Imagen 24. Sistema de elevación cremallera



Fuente: AliExpress [En línea]. [Consultado: 27 de mayo de 2018]. Disponible <https://www.aliexpress.com/40dic/Painting-table-Lifting-Bracket-Furniture-Hardware-Accessories-Sofa-Armrest-Hinge-Massage-Table-Lifter-2PCS/32614763865.html>

A continuación se muestran las ventajas y desventajas de la alternativa 2;

Cuadro 11. Alternativa 2

Ventajas	Desventajas
Capaz de soportar el peso de las llantas	Requiere de buena limpieza
Fácil aplicación	Alturas predeterminadas
Son de bajo costo	Es ruidoso
Fácil mantenimiento	No resiste fuerzas elevadas
Necesita de poco espacio	

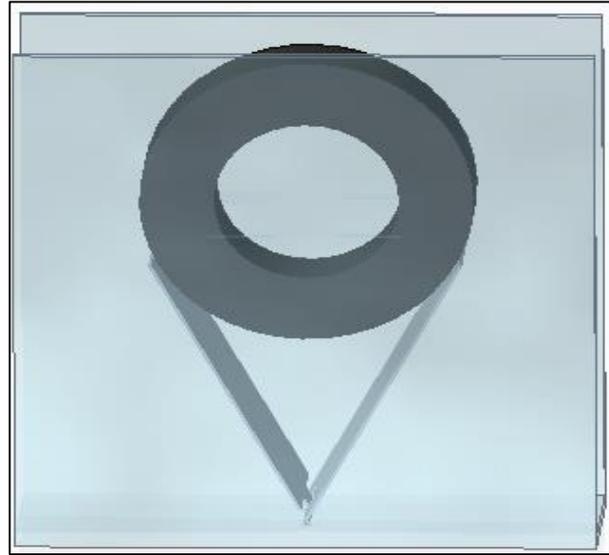
Fuente: elaboración propia

3.3 ALTERNATIVA 3

Elevador mecánico de resortes. Es un mecanismo compuesto por placas y resortes con el cual se establece la elevación de la llanta mediante su peso. Cuatro placas móviles pivotas soportan la llanta y la sostienen por medio de la fuerza que realizan los resortes sobre estas.

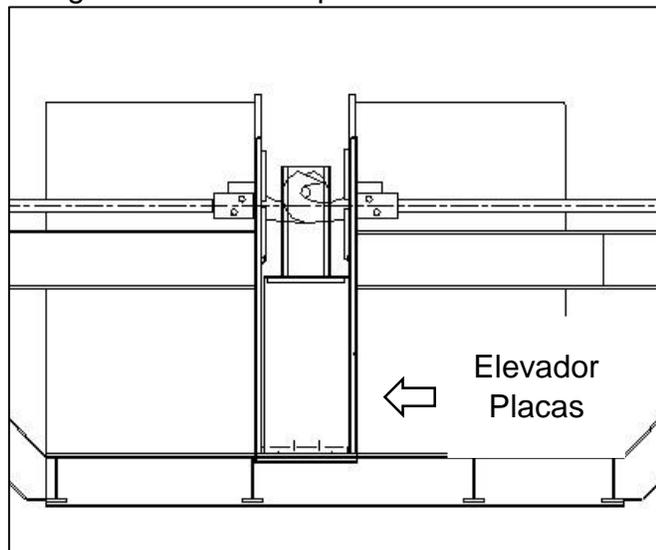
A continuación se muestra un esquema del sistema de elevación por placas;

Imagen 25. Mecanismo mecánico (placas)



Fuente: elaboración propia

Imagen 26. Elevador placas



Fuente: elaboración propia

A continuación se muestran las ventajas y desventajas de la alternativa 3;

Cuadro 12. Alternativa 3

Ventajas	Desventajas
Debido a su bajo peso son más fáciles de transportar	Lentitud de accionamiento
Simplicidad en construcción	Tienen una limitada capacidad de carga
Mínimo requerimiento de mantenimiento	
Bajo costo	

Fuente: elaboración propia

3.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Se tuvo en cuenta la opinión del Ingeniero proyectista, Oscar Fernando Álvarez empleado de la empresa Ruiz Fajardo ingeniero S.A, para definir los atributos del dispositivo de elevación que a criterio de la empresa son;

Cuadro 13. Ponderaciones

Atributos	Ponderación
Menores costos	4
Menores componentes mecánicos (mtto)	2
Facilidad en operación	5
Impacto al medio Ambiente	1

Fuente: elaboración propia

Se establecieron cuatro criterios lo cuales son los más relevantes para elegir la alternativa más indicada de acuerdo a los parámetros establecidos;

- ✓ Costos. Hace referencia al menor el costo en el diseño de la alternativa
- ✓ Mantenimiento. Hace referencia al número de componentes mecánicos que posee la alternativa de la complejidad de estas mismas
- ✓ Facilidad de operación. Hace referencia a la complejidad del uso del sistema midiendo la dificultad
- ✓ Impacto al medio ambiente. Hace referencia al impacto ambiental generado por la productividad de la alternativa

Cuadro 14. Valores Ponderados

Calificación	Valor
1	Irrelevante
2	Poco Importante
3	importante
4	Muy Importante
5	Indispensable

Fuente: elaboración propia

3.4.1 Análisis de resultados. Planteadas las tres alternativas para el subsistema de elevación y de establecer las ventajas y desventajas de cada una de ellas se realizó un proceso de puntuación para elegir cuál es la alternativa que se apropia más al proyecto.

Una vez realizada la ponderación a cada uno de los criterios se realizó un rating a cada una de las alternativas teniendo en cuenta los criterios escogidos anteriormente como se muestra a continuación;

Cuadro 15. Rating

Rating de satisfacción	
1	Extra bajo
2	Muy bajo
3	Bajo
4	Poco bajo
5	Medio
6	Poco alto
7	Alto
8	Muy alto
9	Extra alto

Fuente: elaboración propia

Cuadro 16. Resultados para la selección de la alternativa

Criterio	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Menor costo	4	4	8	9
Mantenimiento	2	4	6	6
Facilidad de operación	5	7	7	8
Medio Ambiente	1	3	7	7

Fuente: elaboración propia

Cuadro 17. Resultados ponderados

Criterio	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Menor costo	4	16	32	36
Mantenimiento	2	8	12	12
Facilidad de operación	5	35	35	40
Medio Ambiente	1	3	7	7
Sumatoria Total		62	86	95

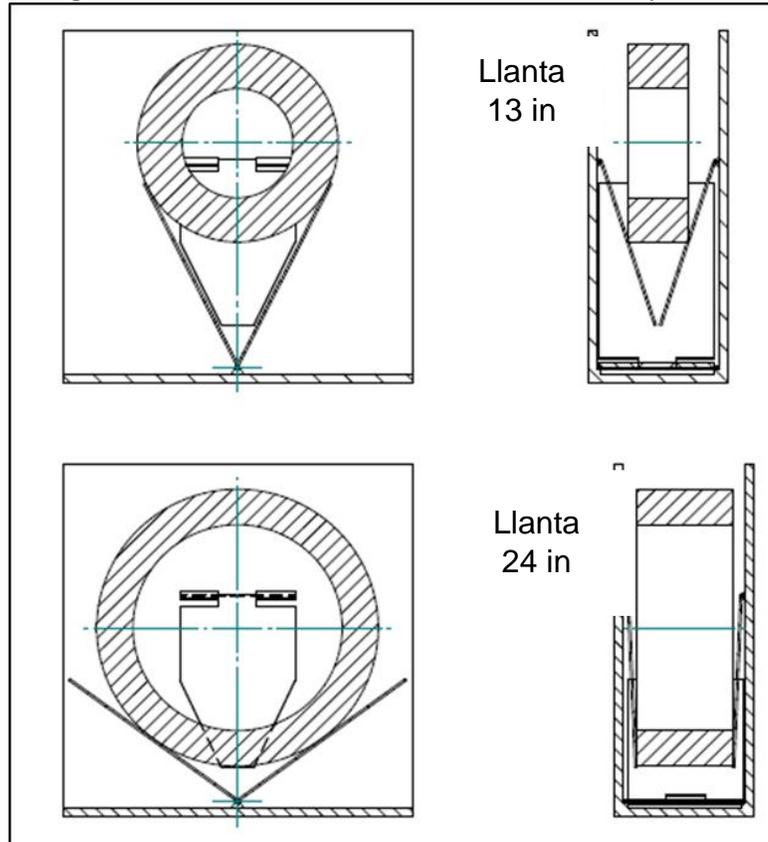
Fuente: elaboración propia

3.4.2 Conclusión. Después de realizar el análisis con la tabla de resultados ponderados en donde se evaluaron las tres alternativas se concluyó que el mecanismo (placas) es el más adecuado para la solución del sistema de elevación.

3.5 CONTEXTUALIZACIÓN DE LA ALTERNATIVA

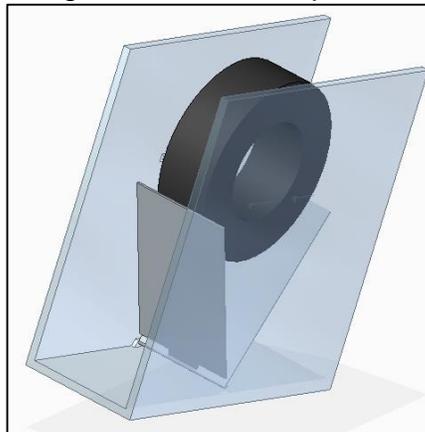
Para la alternativa escogida anteriormente se utilizará el sistema compuesto por placas y resortes del cual se establece la elevación de la llanta debido a su peso. Los resortes estarán apoyados por una placas la cual serán móviles, la llanta más grande hará que el resorte este en su mínima elongación debido a que es la llanta más pesada, la llanta más pequeña el resorte estará en su máxima elongación.

Imagen 27. Posicionamiento llantas rin 13 in y 24 in



Fuente: elaboración propia

Imagen 28. Elevador placas



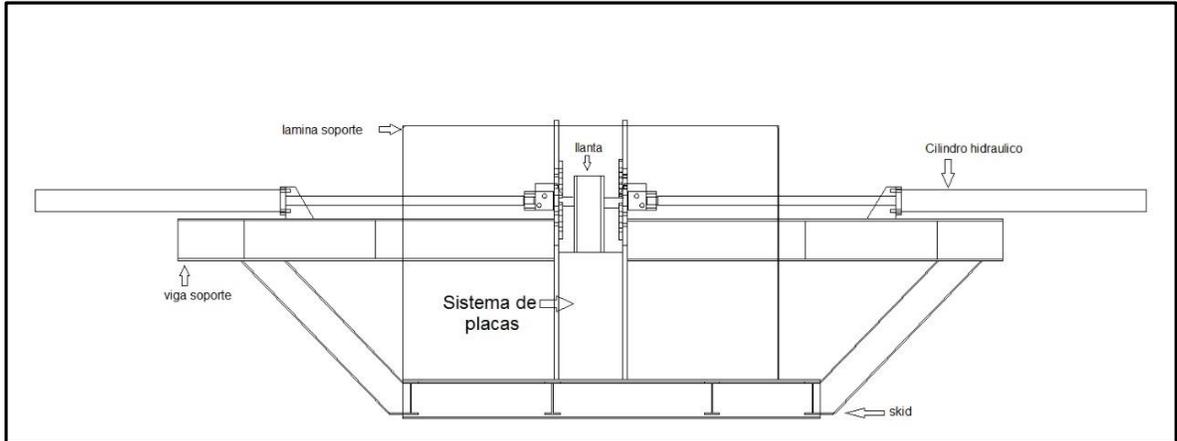
Fuente: elaboración propia

Basado en contexto la alternativa escogida en la imagen 28, a continuación se explica el funcionamiento de la maquina en general;

✓ Paso 1

Como se muestra en la imagen 29 el primer paso es acomodar la llanta con la ayuda del sistema de placas de tal forma que esta quedara posicionada horizontalmente a unos centímetros más arriba del eje del gancho para su desgarre y el gancho pueda entrar. Una vez ajustada la llanta en la posición correcta se haría el segundo paso.

Imagen 29. Paso 1 del proceso de la destalonadora

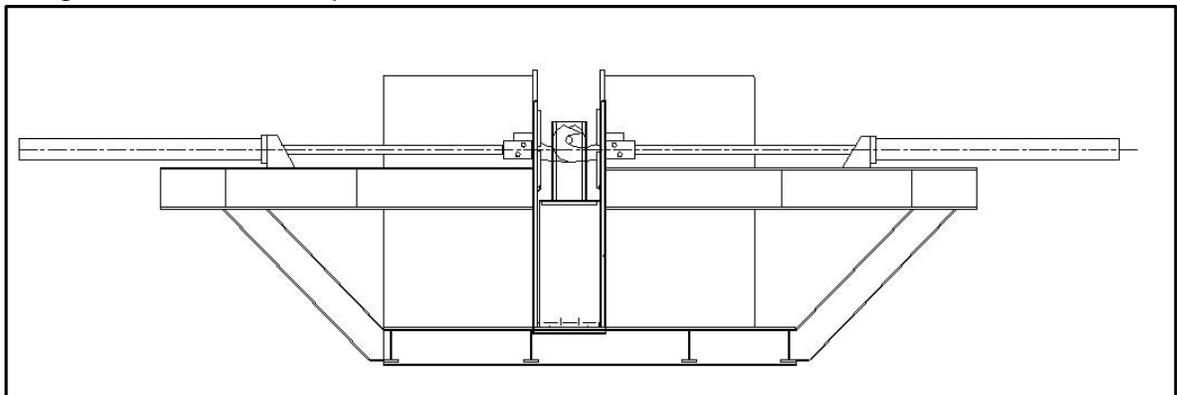


Fuente: elaboración propia

✓ Paso 2

Como se observa en la imagen 30 una vez acomodada la llanta de forma manual se accionan los cilindros de tal manera que el gancho entre y luego se ajusta al talón acomodando la llanta de forma manual con un golpe en la parte superior de esta y así realizar el desgarre de forma correcta, de igual forma se acciona nuevamente los cilindros para que al hacer su retroceso extraigan todo el alambre del talón.

Imagen 30. Paso 2 del proceso de la destalonadora

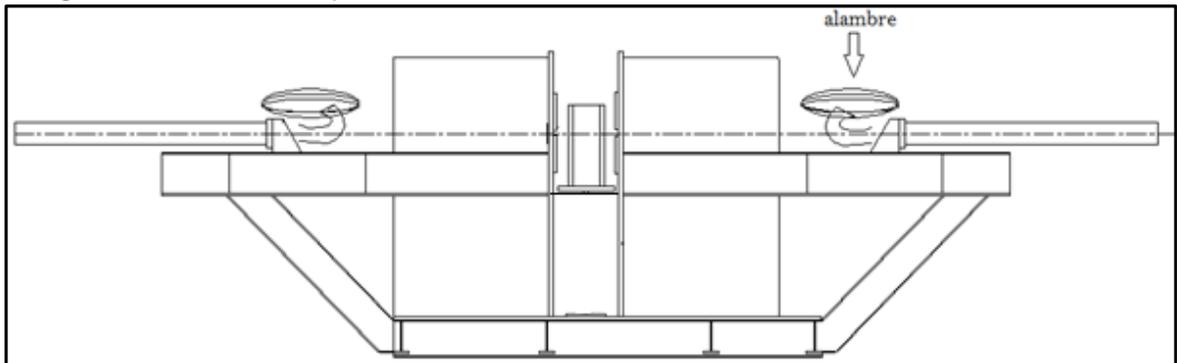


Fuente: elaboración propia

✓ Paso 3

En el último paso como se observa en la imagen 31 es la extracción del alambre completamente limpio y completo, listo para el siguiente paso del proceso

Imagen 31. Paso 3 del proceso de la destalonadora

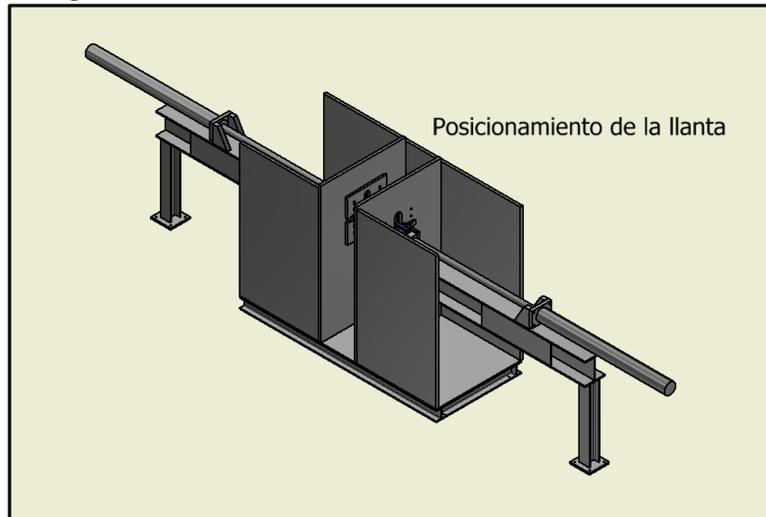


Fuente: elaboración propia

4. DISEÑO DETALLADO

Para el desarrollo de este capítulo se realizó un análisis basado en los requerimientos especificados por la empresa para el diseño de la Destalonadora.

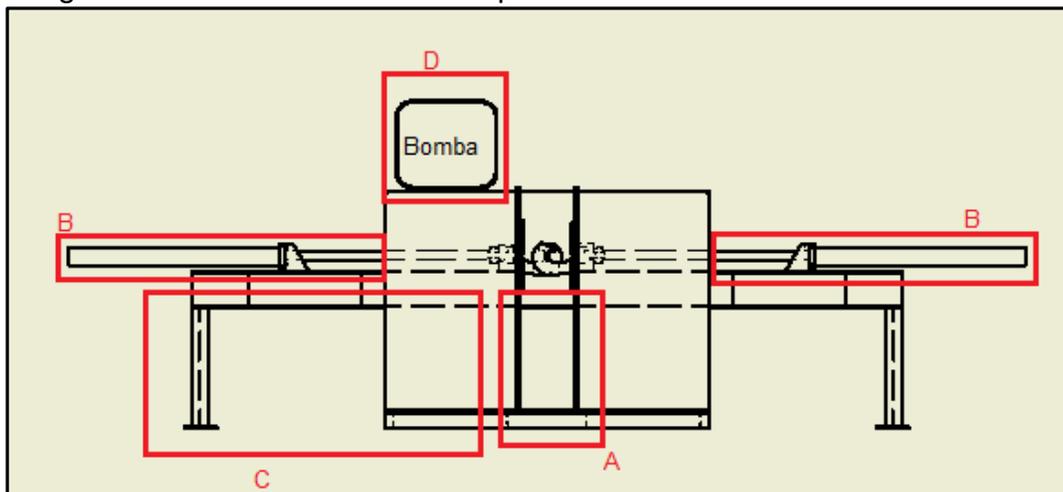
Imagen 32. Modelo de la Destalonadora



Fuente: elaboración propia

A continuación se muestra el esquema de la máquina seccionada en los distintos subsistemas que se compone;

Imagen 33. Subsistemas de la máquina



Fuente: elaboración propia

Donde;

Sistema de elevación (A)

Sistema de potencia (B)

Estructura (C)

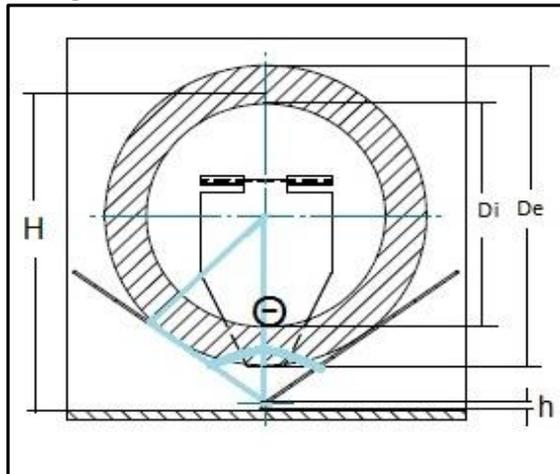
Sistema hidráulico (D)

4.1 DISEÑO ELEVACION PLACAS

El diseño de la alternativa tendrá como base los pesos de las llantas para su ubicación y los ángulos que forman con las placas para su correcta elevación. Se planteó un diseño con dos resortes en cada placa frontal para así evitar la deflexión de la placa y generar más estabilidad en el dispositivo. Este sistema de elevación posicionara la llanta dependiendo de su tamaño a una altura de unos centímetros más arriba del eje de desgarrar (D_i), para que luego de que los ganchos estén dentro de las llantas se baja la llanta manualmente los centímetros faltantes para que la llanta quede en la posición de desgarrar.

En la siguiente imagen se muestran los datos base para el desarrollo del diseño;

Imagen 34. Datos base



Fuente: elaboración propia

En la imagen 34 se aprecia un diagrama de los datos de entrada necesarios para el diseño de la alternativa donde;

De: Diámetro exterior de la llanta

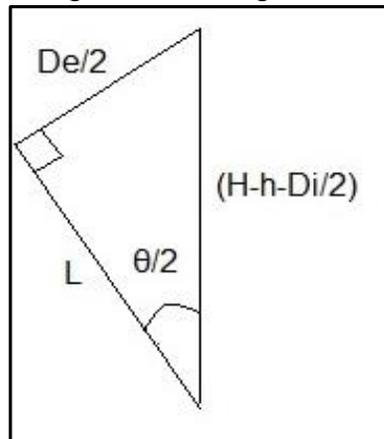
Di: Diámetro interior de la llanta

H: Altura de desgarrar (950mm)

h: Altura de pivote

A partir de la imagen 34 se extrae el triángulo de la imagen 35 con la cual se realizan los cálculos geométricos para hallar el ángulo θ , el cual relaciona la inclinación de la lámina frontal para cada tamaño de llanta.

Imagen 35. Triangulo base



Fuente: elaboración propia

Apartir de funciones trigonometricas se obtiene las siguientes ecuaciones;

$$\text{Sen } \frac{\theta}{2} = \frac{\left(\frac{De}{2}\right)}{\left(H - h - \frac{Di}{2}\right)}$$

Se despeja θ ;

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{\left(\frac{De}{2}\right)}{\left(H - h - \frac{Di}{2}\right)}\right) * 2$$

La altura H está definida a partir de la posición del gancho en la máquina. La altura h se establece a partir de la configuración de la estructura de la máquina ya establecida.

Tabla 1. Di y De (in a mm)

	De (mm)	Di (in)	Di (mm)
RIN 13	576	13	318,50
RIN 14	615	14	343,00
RIN 15	752	15	367,50
RIN 17	789	17	416,50
RIN 20	764	20	490,00
RIN 22,5	729	22,5	551,25
RIN 24,5	750	24,5	600,25

Fuente: elaboración propia

Para llanta de rin 13in ;

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{\left(\frac{576mm}{2} \right)}{\left(950mm - 150mm - \frac{318,5mm}{2} \right)} \right) * 2$$

$$\theta = 0,93rad$$

Se pasa de radianes a grados ;

$$\theta = 0,93rad * 180/\pi$$

$$\theta = 53,4^\circ$$

Para llanta de rin 24,5in ;

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{\left(\frac{750mm}{2} \right)}{\left(950mm - 150mm - \frac{600,25mm}{2} \right)} \right) * 2$$

$$\theta = 1,69rad$$

Se pasa de radianes a grados;

$$\theta = 1,69 rad * 180/\pi$$

$$\theta = 97,21^\circ$$

En la tabla 2 se presentan los cálculos para todos los tamaños de rines que serán utilizados ;

Tabla 2. Grado theta por tamaño de llanta

	De (mm)	Di (mm)	theta (rad)	theta (grad)
RIN 13	576	318,5	0,93	53,42
RIN 14	615	343	1,02	58,58
RIN 15	752	367,5	1,31	75,20
RIN 17	789	416,5	1,46	83,62
RIN 20	764	490	1,52	86,99
RIN 22,5	729	551,25	1,54	88,07
RIN 24,5	750	600,25	1,70	97,21

Fuente: elaboración propia

Para hallar la longitud de las placas se usa la funcion trigonometrica de coseno (ver Imagen 35);

$$\cos \frac{\theta}{2} = \left(\frac{L}{\left(H - h - \frac{Di}{2} \right)} \right)$$

Se despejo L;

$$L = \cos \frac{\theta}{2} * (H - h - Di/2)$$

Para llanta de rin 13in;

$$L = \cos \frac{53,41^\circ}{2} * (950mm - 150mm - 318,50mm/2)$$

$$L = 572,377mm$$

Para llanta de rin 24.5in;

$$L = \cos \frac{97,21^\circ}{2} * (950mm - 150mm - 600,25mm/2)$$

$$L = 330,53 \text{ mm}$$

En la tabla 3 se presentan los Cálculos de L para todos los tamaños de rines que serán utilizados.

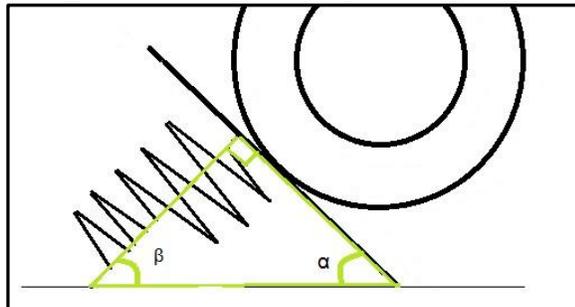
Tabla 3. Longitud de placa por tamaño de llanta

	L(mm)
RIN 13	572,37
RIN 14	548,13
RIN 15	488,25
RIN 17	441,06
RIN 20	402,61
RIN 22,5	376,97
RIN 24,5	330,53

Fuente: elaboración propia

A continuación, se realiza el cálculo de la elongación necesaria en el resorte para cada una de las dimensiones de las llantas (Ver imagen 36)

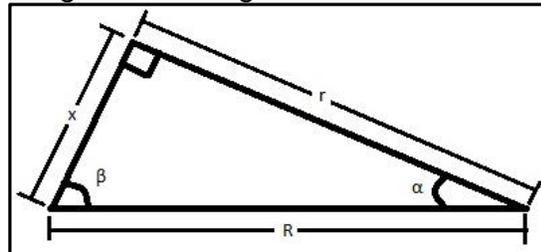
Imagen 36. Dcl resorte y llanta



Fuente: elaboración propia

En la imagen 37 se extrae el triángulo resalta en color en la imagen 35 para realizar los cálculos trigonométricos

Imagen 37 Triangulo base resorte



Fuente: elaboración propia

A partir de la identidad de cosenos se obtiene la siguiente ecuación. Se asume $R=r$ para que el resorte esté lo más perpendicularmente posible a la lámina.

$$x^2 = R^2 + r^2 - 2Rrcos\alpha$$

$$x^2 = 2R^2 - 2R^2 \cos\alpha$$

$$x^2 = 2R^2(1 - \cos\alpha)$$

$$x = R\sqrt{2(1 - \cos\alpha)}$$

De la Imagen 35 se puede obtener la siguiente relación;

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \frac{\phi}{2}$$

Para hallar β ;

$$\frac{r}{\text{sen}\beta} = \frac{x}{\text{sen}\alpha}$$

$$\text{sen}\beta = \frac{r}{x} \text{sen}\alpha$$

Con estas relaciones se obtiene el valor de x para las dimensiones de cada llanta, lo cual se muestra en la tabla 4;

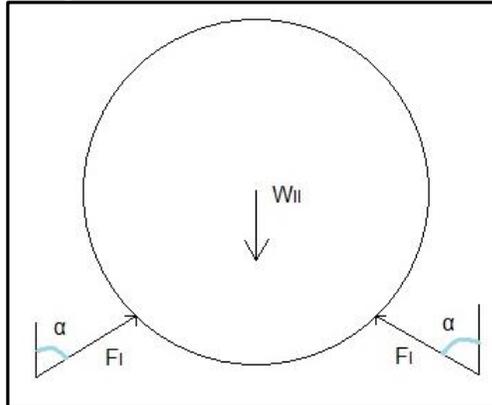
Tabla 4. Valor de x

	x (mm)
RIN 13	291,32
RIN 14	280,60
RIN 15	245,15
RIN 17	226,68
RIN 20	219,21
RIN 22.5	216,80
RIN 24.5	196,24

Fuente: elaboración propia

Una vez obtenida la elongación del resorte para cada tamaño de llanta se necesita calcular la fuerza que debe hacer este para cada tamaño de llanta. Para estos se plantea el diagrama de cuerpo libre (DCL) de la llanta y de la lámina frontal (Ver imágenes 38 y 39);

Imagen 38. Dcl llanta



Fuente: elaboración propia

Donde F_i son las fuerzas que hace cada lámina sobre la llanta, y W_{ll} es el peso de la llanta donde se asume que la mitad de este lo soportan las láminas frontales y la otra mitad las láminas laterales;

$$\sum F_x = 0$$

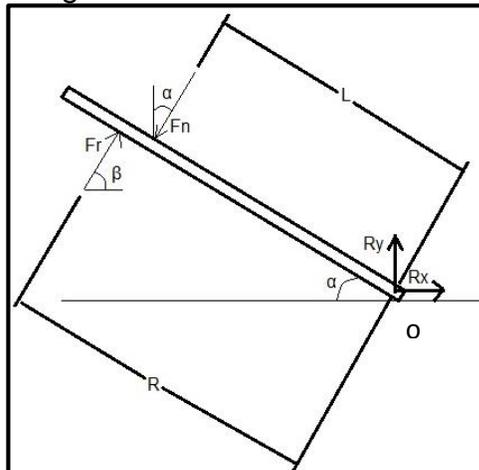
$$0 = F_l \text{ sen } \alpha - F_l \text{ sen } \alpha$$

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = -W_{ll} + 2F_l \text{ cos } \alpha$$

$$F_l = \frac{W_{ll}}{2 \text{ cos } \alpha}$$

Imagen 39. Dcl lamina frontal



Fuente: elaboración propia

Donde Fr es la fuerza que ejercen los resortes sobre la lámina, Fl es la fuerza que ejerce la llanta sobre la lámina, y Rx y Ry son las reacciones en la bisagra;

$$\sum M_o = 0$$

$$0 = Fl \operatorname{sen} \alpha * L \operatorname{sen} \alpha + Fl \operatorname{cos} \alpha * L \operatorname{cos} \alpha - 2Fr \operatorname{cos} \beta * R \operatorname{sen} \alpha - 2Fr \operatorname{sen} \beta * R \operatorname{cos} \alpha$$

$$0 = Fl L - 2FrR(\operatorname{cos} \beta * \operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \beta * \operatorname{cos} \alpha) + Wl \operatorname{cos} \alpha$$

$$Fr = \frac{Fl * L + W \operatorname{cos} \alpha}{2R(\operatorname{cos} \beta * \operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \beta * \operatorname{cos} \alpha)}$$

Después de hallar las ecuaciones para los valores de Fl y Fr se hace una tabla de los valores para pesos de las llantas que se utilizó la mayor en el sistema (Ver tabla 5);

Tabla 5. Valores de Fr y Fl

	Mll (kg)	Wll (N)	Fl (N)	FR (N)
RIN 13	3	29,43	16,37	39,73
RIN 14	5,7	55,92	28,57	65,47
RIN 15	20,5	201,11	82,40	161,63
RIN 17	33	323,73	121,40	211,40
RIN 20	41	402,21	146,09	230,72
RIN 22,5	47	461,07	165,83	244,71
RIN 24,5	70	686,70	228,84	291,38

Fuente: elaboración propia

Selección del resorte. Tomando los valores de la elongación y la fuerza que debe hacer cada resorte para cada dimensión de las llantas, se calcula la constante elástica necesaria en el resorte. Luego de hallar k para cada llanta, se determina que el k mínimo es de 0,27, se trabaja con este resultado ya que es el más crítico en el diseño, a partir de este resultado se elige el resorte.

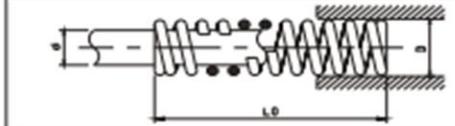
Tabla 6. Valores K

	k (daN/mm)
RIN 13	0,29
RIN 14	0,27
RIN 15	0,27
RIN 17	0,27
RIN 20	0,27
RIN 22,5	0,28
RIN 24,5	0,27

Fuente: elaboración propia

Se buscó un resorte de compresión el cual tuviera las siguientes características de acuerdo a los resultados del diseño, una longitud libre de 305 mm y un K de 0,27;

Imagen 40. Catálogo de los resortes



Diámetros de 10 a 16 mm alambre de sección circular

Ø del agujero mm	Ø del perno mm	Long. libre mm	Numero de catálogo	Constante elástica daN necesarias para comprimir 1 mm	Tabla de cargas			
					Carrera máxima de trabajo (30% of L0)		Carrera hasta el sólido	
					Carga daN	Carrera mm	Carga daN	Carrera mm
10 (3/8)	5 (3/16)	25	S26.010.025	2,13	16	7,5	19	8,9
		32	S26.010.032	1,64	15,5	9,6	19	11,7
		38	S26.010.038	1,33	14,5	11	18,5	14
		44	S26.010.044	1,13	14,5	13	18,5	17
		51	S26.010.051	0,98	14,5	15	18,5	19
		64	S26.010.064	0,78	14,5	19	18,5	25
		76	S26.010.076	0,63	14,5	23	18	29
305	S26.010.305	0,15	13,5	91	18	120		
12,5 (1/2)	6,3 (9/32)	25	S26.012.025	3,9	29	7,5	34	8,7
		32	S26.012.032	3	29	9,6	33	11
		38	S26.012.038	2,42	27	11	32	13,5
		44	S26.012.044	2,01	26	13	32	16
		51	S26.012.051	1,77	27	15	32	19
		64	S26.012.064	1,38	26	19	32	24
		76	S26.012.076	1,14	26	23	32	29
80	S26.012.080	0,96	25,9	27	32	32		
	305	S26.012.305	0,27	24,5	91	32	120	

Fuente: LEESPRING, Catalogo serie final 23. Pág. 23

Para las láminas las cuales ya fueron tomadas en cuenta para los cálculos se hizo una selección de una lámina alfajor (anti-deslizante) comercial de espesor 3,5 (mm). (Anexo A).

Para que los resortes no sufrieran pandeo se define el uso de tubos telescópicos con el fin de que los resortes tengan una guía de desplazamiento. Se diseñó a partir de las dimensiones obtenidas por el catálogo de los resortes. Ver en el plano 24 y 25.

4.1 SISTEMA DE POTENCIA

A continuación, se calcula la fuerza necesaria para la extracción del alambre. Para determinar la fuerza que el gancho necesita realizar para la extracción del alambre se tomó como base la resistencia a la tracción del material, tomando como referencia en el libro “Mechanics of pneumatic tires”¹⁰. Según este libro la resistencia a la tracción del caucho usado para la fabricación de las llantas es de un valor aproximado a 3.000psi (20.684,27 kPa), con este valor se determinará la fuerza necesaria para rasgar el caucho y sacar los alambres sin que estos se rompan, teniendo en cuenta que el área de contacto entre el gancho y el ancho del talón de la llanta será la única con alto residuo de caucho al final del proceso, se harán los cálculos con la resistencia a la tracción del caucho y no con la del alambre.

Para realizar los cálculos de la fuerza se tomó por referencia una llanta marca NEXEN de rin 13”, la cual fue cortada como se ve en la imagen 41, se observa el número de alambres que tiene el talón de la llanta, donde se logra ver que son 20 alambres señalado con un cuadro rojo y también se puede observar con una línea amarilla el ancho del talón que es la parte de la llanta donde el gancho va generar la división de material y así luego extraer el alambre.

Imagen 41. Área de contacto



Fuente: elaboración propia

¹⁰ CLARK, Samuel Kelly. Mechanics of pneumatic tires .1. rev. ed . Washington: ; 1981. Pag 10

Para el cálculo de la fuerza tenemos que ($\sigma_Y = 20.684,27 \text{ kPa}$) y las medidas de ancho del talón de cada llanta que se va a trabajar y el espesor del gancho que será de 0,025m;

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

$$F = \sigma_R * A$$

Donde;

σ_R : Resistencia a la tracción del caucho

F: Es la fuerza necesaria para rasgar el material

A: Es el área de contacto entre el gancho y el talón

Para tener un valor más real de esta fuerza, se debería realizar distintos experimentos con los distintos tamaños de llantas que se van a utilizar en la máquina a diseñar, sin embargo, se calculan los valores de referencia para estimar la fuerza máxima de halado que debe desarrollar la máquina.

El valor es la fuerza que se necesita para vencer el esfuerzo último de contacto entre el gacho y el caucho de la llanta.

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

$$F = \sigma_Y * A$$

✓ D (13 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} * (0,012\text{m} * 0,0254\text{m})$$

$$F = 6,30 \text{ kN}$$

$$\left(6,30 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 643,32 \text{ k} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 0,6 \text{ Tf}$$

✓ D (14 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,021 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 11,03 \text{ kN}$$

$$\left(11,03 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.125,81 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 1,1 \text{ Tf}$$

✓ D (15 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,035 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 18,38 \text{ kN}$$

$$\left(18,38 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.876,35 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 1,8 \text{ Tf}$$

✓ D (17 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,047 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 24,69 \text{ kN}$$

$$\left(24,69 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2.519,68 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 2,5 \text{ Tf}$$

✓ D (20 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,06 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 31,52 \text{ kN}$$

$$\left(31,52 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3.216,61 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 3,2 \text{ Tf}$$

✓ D (22,5 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,081 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 42,55 \text{ kN}$$

$$\left(42,55 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4.342,43 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 4,3 \text{ Tf}$$

✓ D (24,5 in);

$$F = 20.684,27 \text{ kPa} (0,10 \text{ m} * 0,0254 \text{ m})$$

$$F = 52,53 \text{ kN}$$

$$\left(52,53 \text{ kN} * \left(\frac{1.000 \text{ N}}{1 \text{ kN}}\right)\right) / 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5.361,02 \text{ kgf} * \left(\frac{1 \text{ TON}}{1.000 \text{ kgf}}\right) = 5,36 \text{ Tf}$$

Cuadro 18. Agrupación de datos de la fuerza

Fuerza necesaria para vencer el esfuerzo cortante del caucho					
	D (in)	ancho(m)	F (kN)	F (kgf)	F (Tf)
	13	0,012	6,30	643,0	0,6
	14	0,02	11,0	1125.8	1,1
	15	0,035	18,4	1876.3	1,8
	17	0,047	24,7	2519.7	2,5
	20	0,06	31,5	3216.6	3,2
	22,5	0,071	42,5	4342.4	4,3
	24,5	0,010	52,5	5361.0	5,4

Fuente: elaboración propia

Luego de realizar los cálculos de la fuerza para la extracción del alambre se estableció un factor de diseño de la carga, se establece este factor ya que el área de contacto al momento de hacer la tracción en el caucho con el gancho puede que sea mayor a lo establecido en los caculos, debido a esta situación se le da un factor del doble de las cargas ya establecidas y así este dentro del rango de esa área de rasgue al momento en que se ejerza la fuerza, se diseñara los componentes de la maquina a partir de la fuerza de desgarre de mayor tamaño aplicada con el factor de seguridad.

Fuerza para cálculos de diseño= fuerza llanta 24,5 in(mayor) * Factor de diseño

$$\text{Fuerza para cálculos de diseño} = 52,5kN * 2 = 105kN$$

Para los cálculos de la maquina se utilizara la fuerza de 105kN.

4.2.1 Cilindro. Para la selección del cilindro se trabaja con la fuerza de desgarre de la llanta de mayor diámetro aplicando el factor de seguridad, la llanta de rin 24,5 in requiere 105 kN para el destalonado. Se halla la presión de trabajo necesaria como se muestra a continuación;

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

Donde;

P: Presión de trabajo

F: Fuerza que se ejerce para extraer los alambres

A: Área del cilindro

Entonces;

$$P = \frac{F}{\pi r^2}$$

$$P = \frac{105 \text{ kN}}{\pi (2 \text{ in})^2}$$

Se pasa 4 in^2 a m^2 para desarrollar la ecuación;

$$4,2 \text{ in}^2 \left(\frac{0,00064 \text{ m}^2}{1 \text{ in}^2} \right) = 2,58 \text{ E} - 3 \text{ m}^2$$

$$P = \frac{105,03 \text{ kN}}{8,10 \text{ e} - 3 \text{ m}^2}$$

$$P = 12.988,26 \text{ kPa o } 1.883,78 \text{ psi}$$

4.2.1 Cilindro. Se determina la carrera del cilindro a partir de diámetro interior mayor, el cual la llanta más grande tiene un diámetro interior aproximado de 750 mm, se calcula la longitud de esta circunferencia y con este dato se halla la carrera máxima necesaria para lograr la correcta extracción del alambre.

$$L = \left(2\pi \left(\frac{D}{2} \right) \right)$$

Donde D: Diámetro interior más grande.

Se divide en 2 ya que el alambre saldrá doblado en 2

$$L = \frac{\left(2\pi \left(\frac{0,750 \text{ m}}{2} \right) \right)}{2} = 1.178 \text{ m}$$

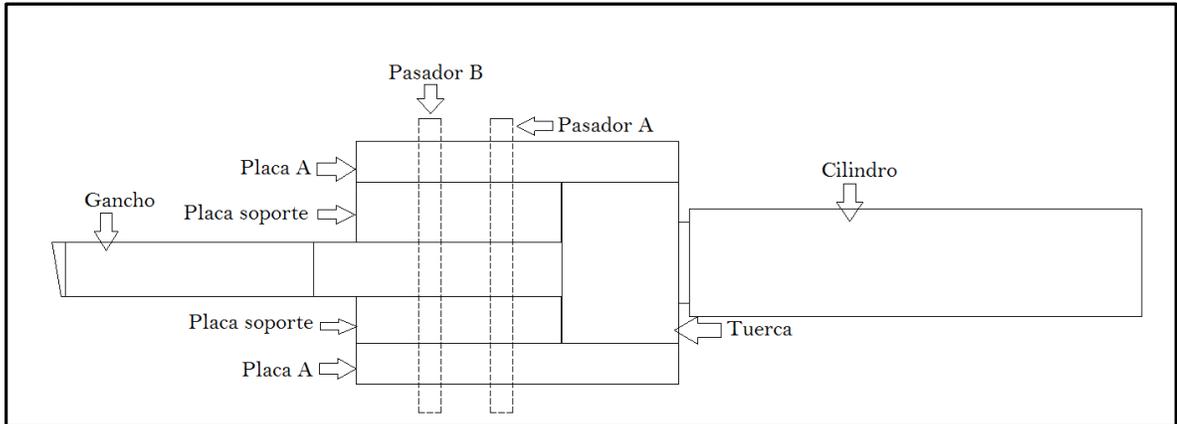
Como resultado obtenemos que la carrera máxima para la llanta de mayor diámetro interior es de 1.178m con este resultado se determina una carrera de 1.200m.

Debido a que comercialmente no hay un cilindro que ejerza esta fuerza, la empresa Ruiz Fajardo ingenieros S.A.S solicitó a la empresa COHA S.A.S la cotización del mismo teniendo en cuenta las especificaciones antes mencionadas; COHA S.A.S suministró el plano de fabricación y construcción del cilindro que se evidencia en el anexo B.

El diseño de la empresa COHA S.A.S, se utilizan dos cilindros de doble efecto camisa 4" x 4 1/2" de vástago 2", tipo botella con una carrera de 1.200 mm. Material: 1045 cromado.

4.2.2 Soporte del cilindro y gancho. Una vez obtenida la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro para la extracción del alambre (105 kN), se realizó el diagrama de cuerpo libre de cada una de las piezas que sujetan el gancho y el cilindro. El cilindro viene con una rosca integrada, a esta rosca le sujetamos una tuerca a la cual se le soldaron dos placas laterales y 2 internas, dentro de estas placas se encuentra el gancho estos componentes están sujetos por dos pasadores como se ve en la imagen;

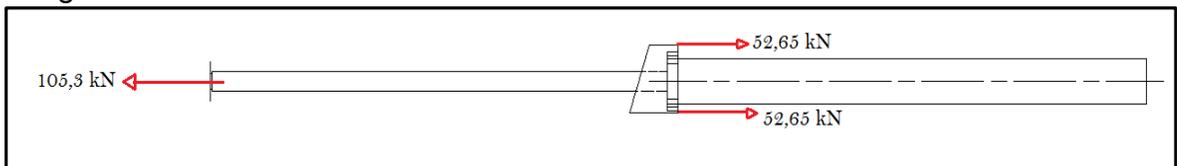
Imagen 42. Soporte cilindro y gancho



Fuente: elaboración propia

✓ CILINDRO

Imagen 43. DCL cilindro hidráulico doble efecto



Fuente: elaboración propia

$$\sum f_x = 0$$

$$-105,3 \text{ kN} + 52,65 \text{ kN} + 52,65 \text{ kN} = 0$$

$$105,3 \text{ kN} = 105,3 \text{ kN}$$

Carga soportada por la rosca 1 ½-12 UNF utilizando material 1045;

Cuadro 19. Datos rosca del final de vástago del cilindro doble efecto

Resistencia a la tracción material (mpa)	Ø nominal Mayor (in)	# de roscas	Área esfuerzo de tensión a_t (in) ²	Área Ø menor a_r (in) ²
655	1.5000	12	1.581	1.521

Fuente: Shigley. Diseño en ingeniería mecánica 8ª Ed. Pag 453

$$F = R_m * a_t$$

Donde;

F: Fuerza axial sobre la rosca

Rm: Resistencia a la tracción del material

At: Área de esfuerzo de tensión

Se pasa 655 Mpa a $lb * in^2$ para desarrollar la ecuación;

$$655 \text{ mpa} \left(\frac{145,038 \text{ lbf} * \text{in}^2}{1 \text{ Mpa}} \right) = 94.999,7 \text{ Lbf} * \text{in}^2$$

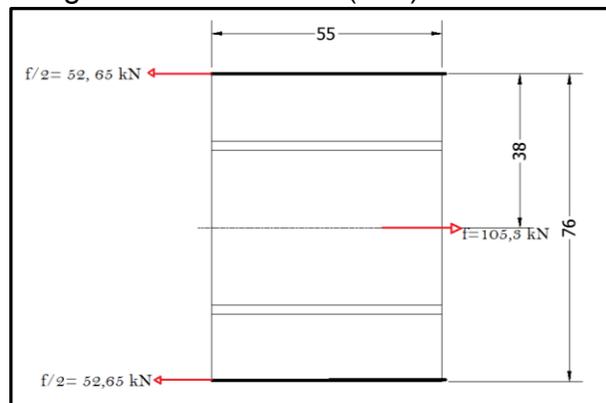
$$F = (94.999,7 \text{ lbf} * \text{in}^2 * 1.581 \text{ in}^2) = 150.194,52 \text{ lbf}$$

$$655 \text{ lbf} \left(\frac{0,0044 \text{ kN}}{1 \text{ lbf}} \right) = 668,10 \text{ kN}$$

La carga que soporta la rosca es de 668,10 kN lo cual quiere decir que la rosca soporta la carga ejercida por el cilindro que es de 105,3 kN.

- ✓ TUERCA. Elemento que se indica en la imagen 45 la cual sujeta el cilindro y el gancho;

Imagen 44. DCL tuerca (mm)



Fuente: elaboración propia

$$\sum f_x = 0$$

$$f - \frac{f}{2} - \frac{f}{2} = 0$$

$$f - 2 \frac{f}{2} = 0$$

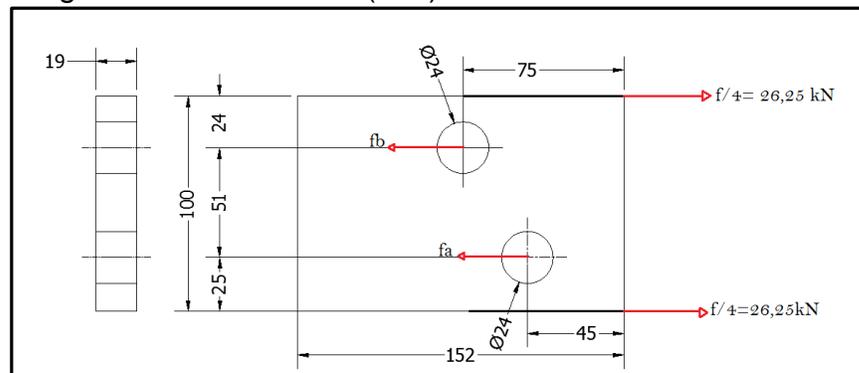
$$f = 2 \frac{f}{2}$$

$$105,3 \text{ kN} = 2(52,65 \text{ kN})$$

$$105,3 \text{ kN} = 105,3 \text{ kN}$$

✓ PLACA A: Dos placas que van soldadas a la tuerca como se indica en la imagen 45

Imagen 45. DCL Placa A (mm)



Fuente: elaboración propia

$$\sum \vec{M}_a = 0$$

$$((26,35 \text{ kN } \hat{i}) \times (-0,025 \text{ m } \hat{j})) - ((f_b \hat{i}) \times (0,051 \text{ m } \hat{j})) + ((26,32 \text{ kN}) \times (0,075 \text{ m } \hat{j})) = 0$$

$$(-0,65 \text{ kN m } \hat{k}) - (0,051 \text{ m } f_b \hat{k}) + (1,9743 \text{ kN m } \hat{k}) = 0$$

$$-0,65 \text{ kN m} + 1,9743 \text{ kN m} = 0,051 \text{ m } f_b$$

$$\frac{1,1362 \text{ kN m}}{0,051 \text{ m}} = f_b$$

$$25,80 \text{ kN} = f_b$$

$$\sum f_x = 0$$

$$\frac{f}{4} + \frac{f}{4} - f_a - f_b = 0$$

$$52,35 \text{ kN} + 52,35 \text{ kN} - f_b = f_a$$

$$25,84 \text{ kN} = f_a$$

Para el cálculo de la soldadura de la placa A, se tomara como referencia el libro diseño de elementos de máquinas cuarta edición, de Robert I. Mott ¹¹ sección 20-4 tipos de juntas.

Teniendo en cuenta el capítulo 20-4 el primer paso para considerar la soldadura como línea se escoge el tipo de carga a la cual el elemento está sometida; en este caso es a cortante.

Tabla 7. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Tabla 8. Tipos de cargas

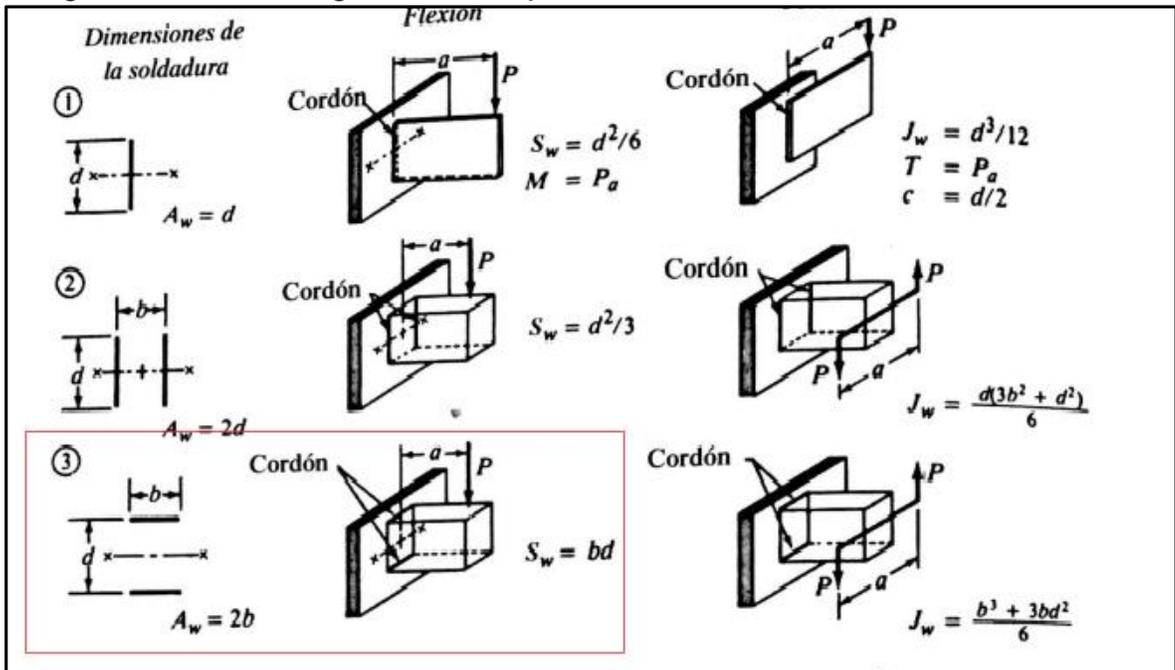
<i>Tipo de carga</i>	<i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i>	
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$	(20-4)
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$	(20-5)
Flexión	$f = M/S_w$	(20-6)
Torsión	$f = Tc/J_w$	(20-7)

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Una vez escogido el tipo de carga se evalúan los términos de geometría como se como se muestra en la imagen 46;

¹¹MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006-5 de marzo de 2018.

Imagen 46. Factores geométricos para el análisis de las soldaduras



Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

De esta manera se halla el valor $A_w = 2b$ (para este caso especial $A_w = 4b$, ya que es en las 4 caras de la tuerca que se va a realizar la soldadura);

$$A_w = 4 (2,1653 \text{ in})$$

$$A_w = 8,6612 \text{ in}$$

$$(\text{Espesor de la tuerca}) 55 \text{ mm} \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25,4 \text{ mm}}\right) = 2,16 \text{ in}$$

A continuación se aplica la ecuación de la tabla 8;

$$f = \frac{v}{A_w}$$

$$v = 26,25 \text{ kN} \times \left(\frac{224,81 \text{ lbf}}{1 \text{ kN}}\right) = 23.672,49 \text{ lb}$$

$$f = \frac{23.672,49 \text{ lb}}{8,66 \text{ in}}$$

$$f = 2.733,16 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Con estos datos se divide la fuerza máxima sobre la soldadura entre la fuerza admisible de la tabla 8;

$$W = \frac{\text{fuerza maxima sobre la soldadura}}{\text{fuerza admisible del material (A-36)}}$$

$$W = \frac{2.733,16 \frac{lb}{in}}{9.600 \frac{lb}{in} * in}$$

$$w = 0,28 \text{ in}$$

Una vez obtenido el espesor mínimo de la placa, se selecciona en la imagen 47;

Imagen 47. Tamaño mínimo de cordón para placa A

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2-3/4	1/4
> 3/4-1 1/2	5/16
> 1 1/2-2 1/4	3/8
> 2 1/4-6	1/2
> 6	5/8

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

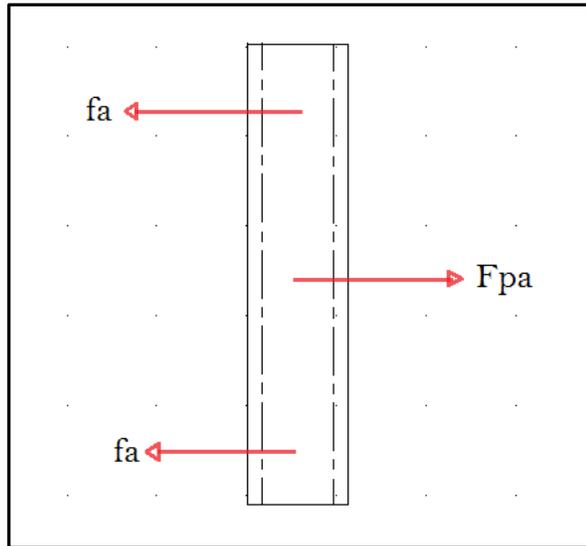
Teniendo en cuenta la imagen y tomando como referencia el valor de w que es 0,28 in el tamaño mínimo de la soldadura escogido es de 5/16 in.

✓ ESPARRAGO A. espárragos sujetadores de las placas A con el cilindro como se indica en la imagen 45;

A continuación para el diagrama de cuerpo libre de los espárragos se utilizaran unos de 7/8 "x 114 mm de longitud más la longitud de la tuerca la cual es de 0,885 mm y 10 mm restantes para ajuste. En total el pasador es de 135,77 mm (ver anexo C de la tuerca).

Para los espárragos se utilizará ASTM Gr 7 con material AISI 4140 (ver anexo tal D).

Imagen 48. DCL Esparrago A



Fuente: elaboración propia

$$\sum f_x = 0$$

$$Fpa - f_a - f_a = 0$$

$$Fpa - 2f_a = 0$$

$$Fpa = 2f_a$$

$$Fpa = 2(26,84 \text{ kN})$$

$$Fpa = 53,68 \text{ kN}$$

Obtenida la fuerza se calculó estos pasadores a esfuerzo cortante.

Donde;

A: Área transversal del pasador

$$A = \pi r^2$$

R: Radio del pasador (7/16 in o 11,11 mm)

$$A = \pi (11,11 \text{ mm})^2$$

$$A = \pi (11,11 \text{ mm})^2$$

$$A = 387,947 \text{ mm}^2$$

$$387,947 \text{ mm}^2 \times \left(\frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}}\right)^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^2 = 3,87\text{E-}4 \text{ m}^2$$

τ = Esfuerzo cortante

A= Área transversal del esparrago;

$$\tau = \frac{2 f a}{A} = \frac{f p a}{2A}$$

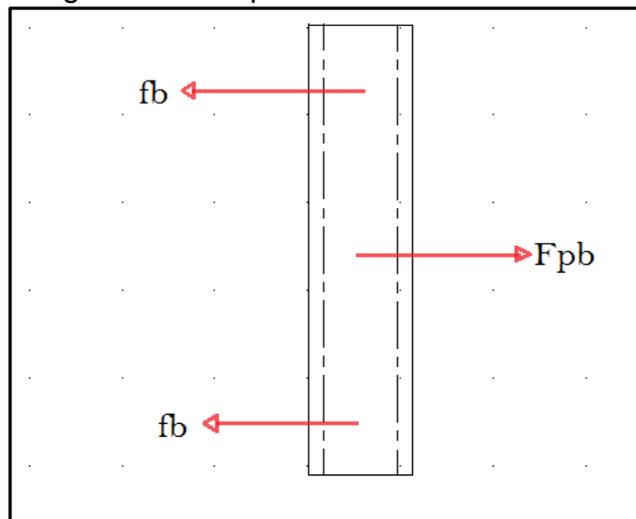
$$\tau = \frac{53.684,31 \text{ kN}}{2(3,87E-4 \text{ m}^2)}$$

$$\tau = 69.191,51 \text{ kpa} = 69,19 \text{ Mpa}$$

Comparando los esfuerzos cortantes el esparrago con las fuerzas obtenidas resiste 69,19 Mpa y el material AISI4140 resiste 415 Mpa por lo tanto resistiría la fuerza aplicada aun colocando un factor de seguridad de 2,5 se obtiene un esfuerzo cortante de 172,97 Mpa lo cual aún está alejado del esfuerzo cortante máximo (ver anexo D).

✓ ESPARRAGO B esparrago sujetador de las placas A con el gancho como se indica en la imagen 49;

Imagen 49. DCL pasador B



Fuente: elaboración propia

$$\sum f_x = 0$$

$$Fpb - f_b - f_b = 0$$

$$Fpb - 2f_b = 0$$

$$Fpb = 2f_b$$

$$Fpb = 2(25,80 \text{ kN})$$

$$Fpb = 51.615,68 \text{ kN}$$

Una vez obtenida la fuerza se calculan estos pasadores a esfuerzo cortante.

Donde;

A: Área transversal del pasador

$$A = \pi r^2$$

R: Radio del pasador (7/16 in o 11,1125 mm)

$$A = \pi (11,11 \text{ mm})^2$$

$$A = \pi (11,11 \text{ mm})^2$$

$$A = 387,94 \text{ mm}^2$$

$$387,94 \times \left(\frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}}\right)^2 \times \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^2 = 3,87\text{E-}4 \text{ m}^2$$

τ = Esfuerzo cortante

A= Área transversal del esparrago

$$\tau = \frac{2fb}{A} = \frac{fpb}{2A}$$

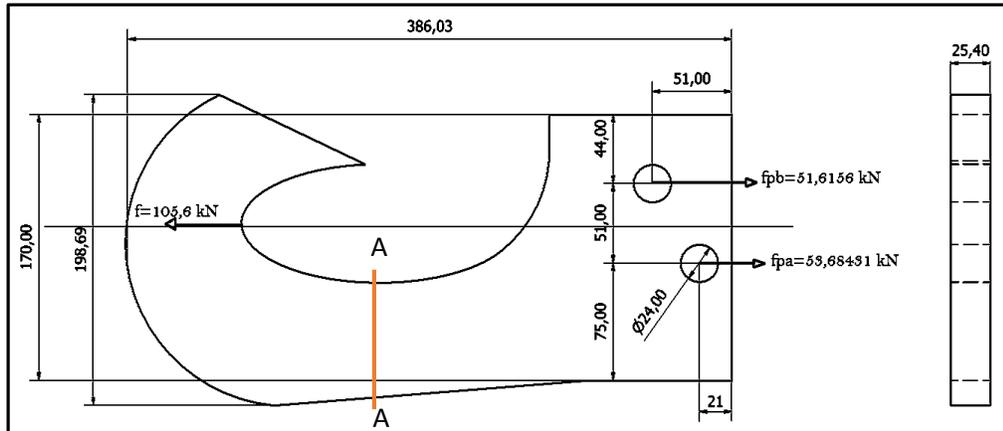
$$\tau = \frac{51.615,68 \text{ kN}}{2(3,87\text{E-}4 \text{ m}^2)}$$

$$\tau = 66.525,34 \text{ kpa O } 66,52 \text{ Mpa}$$

Comparando los esfuerzos cortantes el esparrago con las fuerzas obtenidas resiste 66,52 Mpa y el material AISI 4140 resiste 415 Mpa por lo tanto resistiría la fuerza aplicada aun colocando un factor de seguridad de 2,5 se obtuvo un esfuerzo cortante de 166,3 Mpa lo cual aún está alejado del esfuerzo cortante máximo (ver anexo D).

- ✓ GANCHO, elemento encargado de realizar la fuerza de desgarre unido por los espárragos A y B a la placa A;

Imagen 50. DCL gancho (mm)



Fuente: elaboración propia

$$\sum f_x = 0$$

$$fp_a + fp_b - ft = 0$$

$$fp_a + fp_b = ft$$

$$51.615,68 \text{ kN} + 53.684,31 \text{ kN} = 105,3 \text{ kN}$$

$$105,29 \text{ kN} = 105,3 \text{ kN}$$

Para determinar los esfuerzos a los que este gancho estará sometido se aplicara el método de esfuerzos uniformemente distribuidos según el libro de Diseño en ingeniería mecánica¹² shigley 8ª Ed. Pag 84.

Este gancho estará sometido a tensión ya que una carga de tensión F que se aplica mediante la fuerza que ejerce el cilindro y pasadores al otro extremo del gancho, si se corta en una sección transversal alejada de los extremos, en este caso será A-A como se puede ver en la imagen 51 y se remueve en una parte se puede remplazar su efecto aplicando la fuerza uniformemente distribuida al extremo cortado. Se calcula mediante la ecuación;

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

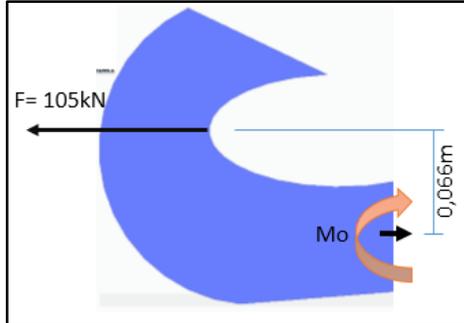
Donde F= fuerza aplicada

¹² SHIGLEY. Diseño en ingeniería mecánica. Octava edición. México. Editorial McGraw-Hill. 2008. 1059 páginas

A: Área de la sección de corte

Se hace el corte A-A en el gancho y se determina el momento máximo al que el gancho está sometido. Para el diseño del gancho se usa una lámina de espesor comercial de 1 in. En la siguiente imagen se observa el diagrama de cuerpo libre del gancho después del corte;

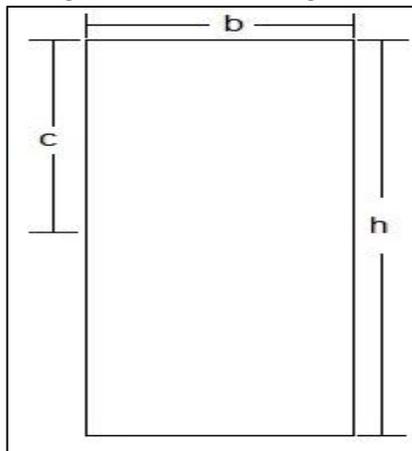
Imagen 51. Dcl gancho



Fuente: elaboración propia

Luego del diagrama de cuerpo libre del gancho se muestra el área transversal del corte;

Imagen 52. Valores gancho



Fuente: elaboración propia

Dónde: b: espesor del gancho (0,025m)

h: Altura en el área seleccionada (0,072m)

c: Altura del gancho dividido 2 (0,036m)

Con estos datos se obtuvo que;

$$\begin{aligned}\sum M_o &= 0 \\ \sum M_o &= f(x) - M = 0 \\ \sum M_o &= 105,300N * (0,06694m) - M = 0 \\ M &= 105,300N * (0,06694m) \\ M &= 7048.782N * m\end{aligned}$$

De la ecuación anterior para calcular los esfuerzos uniformemente distribuidos, se determina σ_{max} como la magnitud máxima del esfuerzo en flexión, c como la magnitud máxima de eje y , I de momento de inercia y M el momento gracias a la flexión. Se tiene que;

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I}$$

Para el cálculo del momento de inercia se usa una sección rectangular;

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

Donde b es el ancho y h la altura de la sección rectangular

Remplazando I en la ecuación de σ_{max} se obtiene;

$$\sigma_{max} = 12 \left(\frac{M * c}{b * h^3} \right)$$

Remplazando los datos del gancho;

$$\sigma_{max} = 12 \left(\frac{7048.78Nm * 0,036m}{(0,025m) * (0,072m)^3} \right)$$

$$\sigma_{max} = 326.68Mpa$$

Para calcular el esfuerzo normal se tiene que;

$$\sigma_{normal} = \frac{f}{(b * h)}$$

Donde;

F: Fuerza que ejerce el cilindro

A: El área transversal del gancho

$$\sigma_{normal} = \frac{105,300kN}{((0,025m) * (0,072m))}$$

$$\sigma_{normal} = 58,44Mpa$$

Se sabe que el $\sigma_{Max} = \sigma_{normal} + \sigma_f$;

$$\sigma_{Max} = 326,68Mpa + 58,44Mpa$$

$$\sigma_{Max} = 384,31Mpa$$

Por último se halla el factor de seguridad por medio de la teoría de falla de distorsión para materiales dúctiles, esta teoría predice la falla por fluencia que ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión¹³. Donde primero se debe determinar el esfuerzo de von mises para el cual se tiene que;

$$\sigma' = \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

En este caso se tiene un esfuerzo unidireccional al estar sometido a tensión, por lo tanto, los esfuerzos en las direcciones 2 y 3 son igual a 0, de esta manera despejando de la ecuación anterior se encuentra que;

$$\sigma' = \frac{\sigma_1}{\sqrt{2}}$$

Remplazamos los datos acorde a los resultados de esfuerzo ya calculados

$$\sigma' = \frac{384,31 Mpa}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma' = 271,53Mpa$$

La situación de esfuerzo se puede representar por medio de un solo valor (el esfuerzo de von Mises) el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material con la siguiente ecuación;

¹³Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, op. cit, p.213

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

Donde;

S_y : Límite de fluencia Hardox 400

σ' : Esfuerzo von Mises

F.S: Factor de seguridad

Despejando el factor de seguridad obtenemos que;

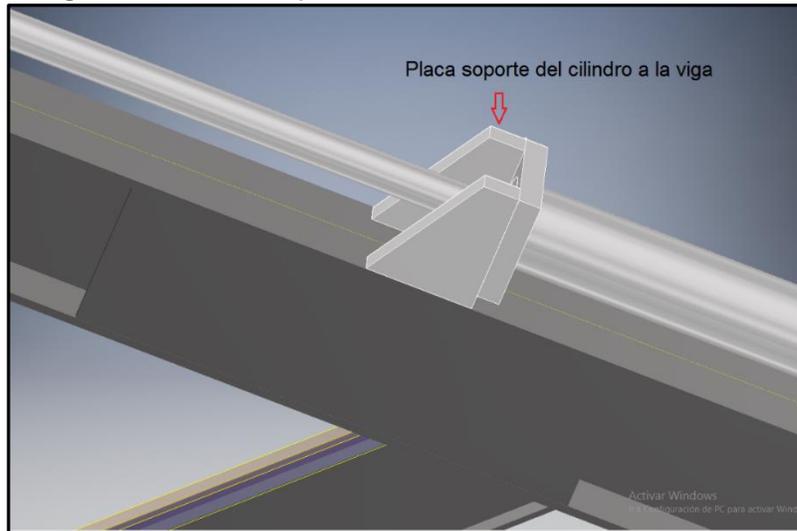
$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$F.S = \frac{1.100Mpa}{271,53 Mpa}$$
$$F.S = 4$$

Lo cual para este gancho se tiene un factor de seguridad de 4, el valor anterior es apropiado para la resistencia de la pieza dado que este es el elemento crítico en el proceso de destalonamiento.

Como se puede observar el sistema se encuentra en equilibrio con las fuerzas aplicadas, para comprobar si el material (HARDOX 400). Se eligió este material para el gancho ya que este componente es el más crítico de la maquina estará sometido a esfuerzos elevados por lo que se necesita un material con un límite de fluencia mayor al de un acero estructural para así evitar la fatiga, también por que el gancho estará en constante contacto con el acero lo cual genera corrosión y este material es antioxidante, ver anexo E para ver propiedades.

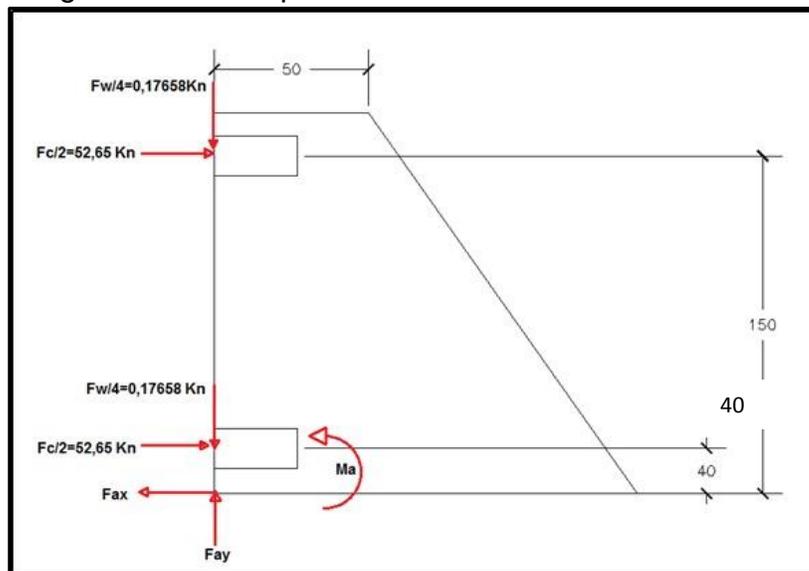
4.2.3 Soporte cilindro y viga. A continuación se realizaron los cálculos requeridos para el soporte mostrado en la imagen 53 el cual es el que sujeta el cilindro a la viga.

Imagen 53. Placa soporte cilindro



Fuente: elaboración propia

Imagen 54. DCL soporte



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum f_x &= 0 \\ -fc/2 - fc/2 + fax &= 0 \\ fc/2 + fc/2 &= fax \\ -52,65 \text{ kN} - 52,65 \text{ kN} &= fax \\ 105,3 \text{ kN} &= fax \end{aligned}$$

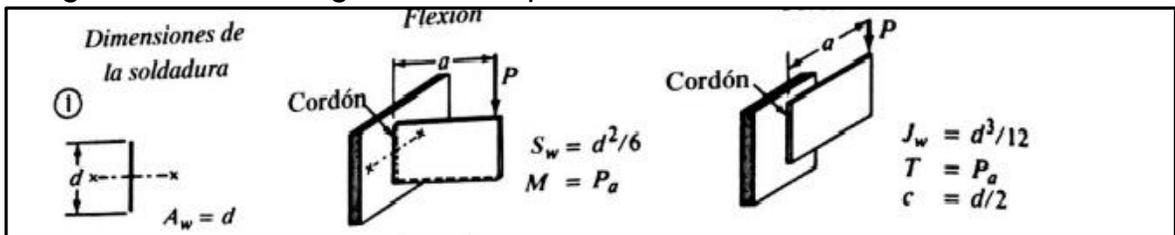
$$\begin{aligned} \Sigma f_y &= 0 \\ f_w/4 + f_w/4 - f_{ay} &= 0 \\ f_w/4 + f_w/4 &= f_{ay} \\ 0,17 \text{ kN} + 0,17 \text{ kN} &= f_{ay} \\ 0,35 \text{ kN} &= f_{ay} \\ \Sigma M_a &= 0 \\ (-f_c/2 \times 0,4 \text{ m}) + (-\frac{f_c}{2} \times 1,5 \text{ m}) + M_a &= 0 \\ (-52,65 \text{ kN } \hat{i} \times 0,4 \text{ m } \hat{j}) + (-52,65 \text{ kN } \hat{i} \times 1,5 \text{ m } \hat{j}) + M_a &= 0 \\ (-21,06 \text{ kN m } \hat{k}) - (75,97 \text{ kN m } \hat{k}) + M_a &= 0 \\ (21,06 \text{ kN m } \hat{k}) + (75,97 \text{ kN m } \hat{k}) &= M_a \\ 21,06 \text{ kN m} + 75,97 \text{ kN m} &= M_a \\ 100,035 \text{ kNm} &= M_a \end{aligned}$$

Para el cálculo de la soldadura de la placa soporte, se tomará como referencia el libro diseño de elementos de máquinas cuarta edición, de Robert I. Mott sección 20-4 tipos de juntas.

Teniendo en cuenta el capítulo 20-4 el primer paso para considerar la soldadura como línea se escoge el tipo de carga a la cual el elemento está sometida; en este caso es a cortante.

Una vez escogido el tipo de carga se evalúan los términos de geometría.

Imagen 55. Factores geométricos para el análisis de las soldaduras



Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

De esta manera de halla el valor $A_w = d$

$$A_w = 150 \text{ mm}$$

$$150 \text{ mm} * \left(\frac{1 \text{ in}}{25,4 \text{ mm}} \right) = 5,90 \text{ in}$$

A continuación se aplica la ecuación de la tabla 5;

$$f = \frac{v}{Aw}$$

$$v = 0,35 \text{ kN} \times \left(\frac{224,81 \text{ lbf}}{1 \text{ kN}} \right) = 79,39 \text{ lb}$$

$$f = \frac{79,39 \text{ lb}}{5,90 \text{ in}}$$

$$f = 13,44 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Una vez obtenidos estos datos se divide la fuerza máxima sobre la soldadura entre la fuerza admisible de la tabla 8

$$W = \frac{\text{fuerza maxima sobre la soldadura}}{\text{fuerza admisible del material (A-36)}}$$

$$W = \frac{13,44 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9.600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * \text{in}}$$

$$w = 0,0014 \text{ in}$$

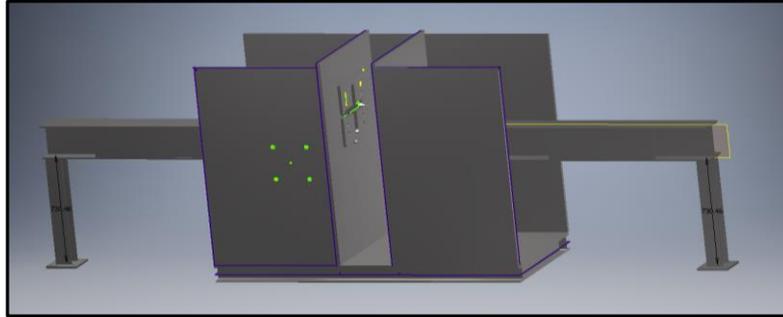
Una vez obtenido el espesor mínimo de la placa, se selecciona el tamaño mínimo de cordón

Teniendo en cuenta la imagen 55 y tomando como referencia el valor de w que es 0,00140042 in el tamaño mínimo de la soldadura escogido es de 5/16 in.

4.3 ESTRUCTURA

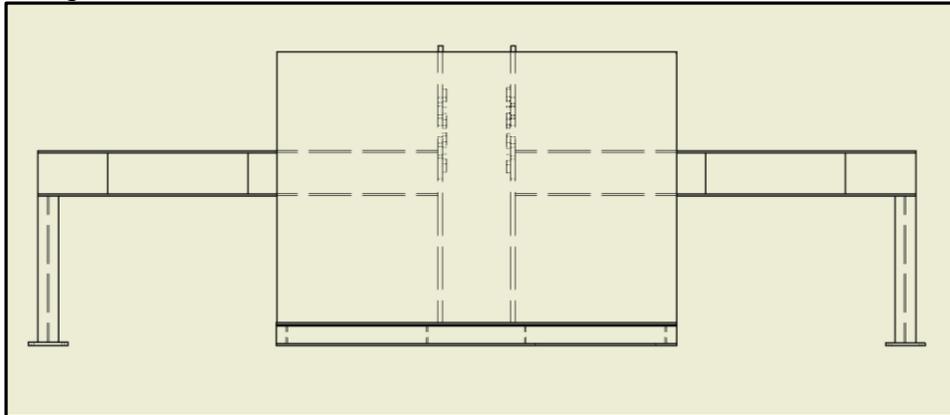
A continuación se realizará el cálculo de la estructura de la destalonadora;

Imagen 56. 3D estructura de la máquina



Fuente: elaboración propia

Imagen 58. Estructura destalonadora

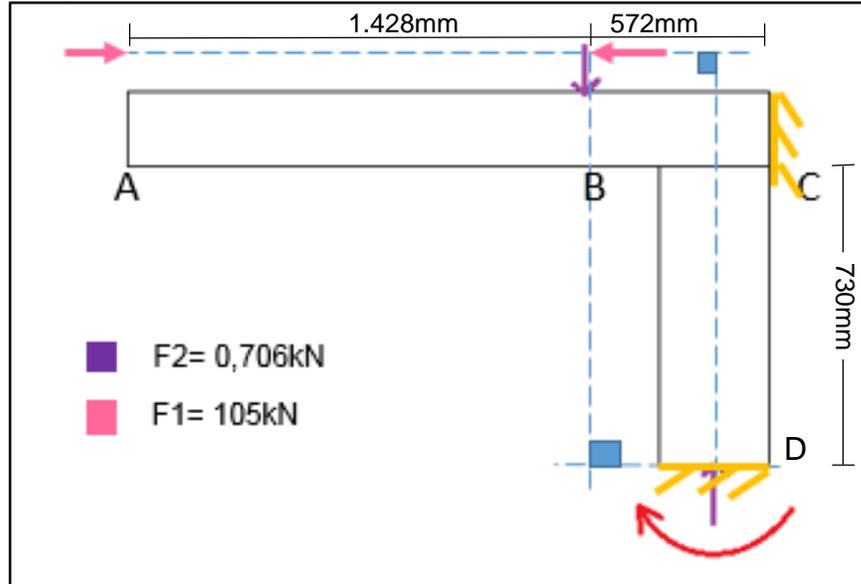


Fuente: elaboración propia

Se determina un marco para esta estructura el cual sea capaz de soportar las cargas a las que se sometió. Internas y externas de ambas vigas, los esfuerzos a los que están sometidos, luego de obtener estos resultados se determina si la estructura soportara las cargas.

En la imagen 59 se puede observar el dcl de marco que se determinó para la estructura donde se observa dos vigas en forma de L empotradas en los puntos c y d, también como se puede observar las líneas de acción de las fuerzas externas aplicadas a este marco. Se tiene que la fuerza 1 es la fuerza la cual ejerce el cilindro para la extracción del caucho (105Kn) y la fuerza 2 es la carga del peso del cilindro (0,706kN).

Imagen 58. DCL marco

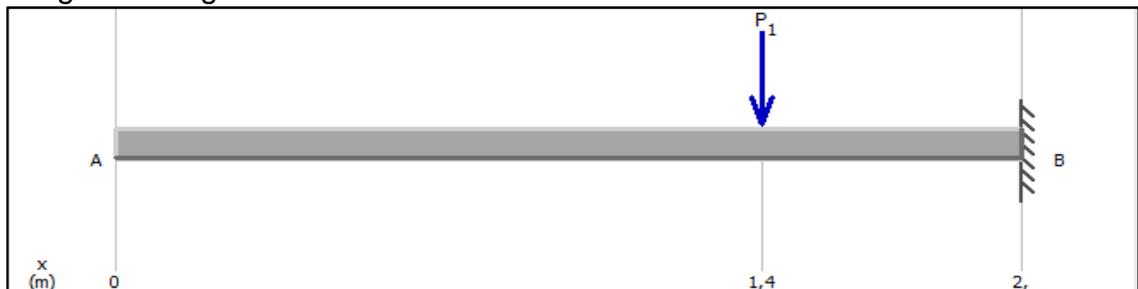


Fuente: elaboración propia

Se calcula la viga A-C por método del análisis de vigas y columnas. Para este caso se hará el cálculo de A-B como una columna sometida a compresión ya que tiene dos fuerzas contrarias de misma magnitud en cada extremo y de A-C se analizará como una viga y así se obtendrá los esfuerzos internos a los que está sometido la viga completa.

Se hace el análisis de A-C, una viga sometida a una fuerza excéntrica de 0,706kN empotrada en un extremo y al otro extremo libre. Se decidió colar el empotramiento a un extremo de esta viga ya que será el caso más crítico y así se logre resultados que estén más cerca a la rigidez que se busca para este marco.

Imagen 59. Viga A-C



Fuente: elaboración propia

✓ Ecuaciones de equilibrio tramo AC;

Se realiza la sumatoria de fuerzas en x para determinar las reacciones en el eje;

$$\sum F_y = 0$$

$$- 0,706 \text{ kN} + C_y = 0$$

$$C_y = 0,706 \text{ kN}$$

Para determinar el momento se hace sumaria de momentos en C;

$$\sum M_c = 0$$

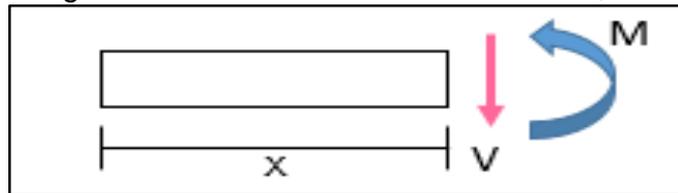
$$M_c + (0,706 \text{ kN} * 0,572 \text{ m}) = 0$$

$$M_c = -0,403 \text{ Nm}$$

Luego de hallar todas cargas externas de hallan las internas por el método de sección de vigas.

Se halla el primer tramo que será de $0 \leq X \leq 1,428 \text{ m}$

Imagen 60. Tramo 0 menor a x menor a 1,428m



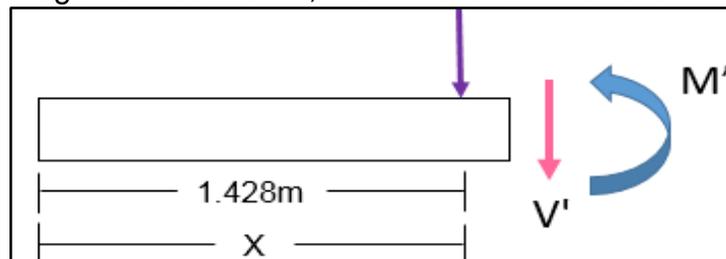
Fuente: elaboración propia

Donde $V(x) = 0$

$M(x) = 0$

La segunda sección será de $1,428 \text{ m} \leq X \leq 2 \text{ m}$

Imagen 61. Sección 1,428m menor a x menor a 2m



Fuente: elaboración propia

Donde;

$$\sum Fy = 0$$

$$-0,706kN - V' = 0$$

$$-0,706kN = V'$$

$$\sum M' = 0$$

$$-0,706kN(x - 1,428m) + M' = 0$$

$$M' = -0,706kN(X) + 1kNm$$

Luego de hallar la sección A-C como una viga empotrada en un extremo y una carga excéntrica se calcula la viga a compresión entre los puntos 0 a 1,428m (A-B). Ya que el punto B es un punto de la viga este punto se tendrá las mismas reacciones a como si se tuviera un empotramiento.

La viga estará sometida a una carga excéntrica de 105kN lo que quiere decir es la distancia que hay entre la línea de acción de la carga al eje de la viga. Esta carga se encuentra sobre el eje de desgarre a una distancia de 0,208m del eje de la viga. La fuerza excéntrica se dada se reemplaza por una fuerza céntrica P' y un momento M' como se puede observar en la imagen;

Imagen 62. Dcl A-B



Fuente: elaboración propia

Para hallar el momento M' se multiplica la carga aplicada de 105kN por la excentricidad que es de 0,208m

$$M' = 105kN * 0,208m = 0,21kNm$$

Este es el momento máximo en la viga como se puede observar en el diagrama de momento flector

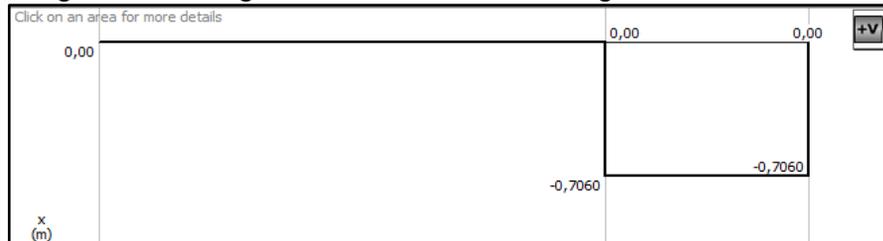
✓ Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante;

Diagrama 2. Diagrama Esfuerzo cortante viga AC



Fuente: elaboración propia

Diagrama 3. Diagrama Momento flector viga AC



Fuente: elaboración propia

Para determinar el perfil de la viga se utilizó la siguiente ecuación la cual es usada en el diseño de vigas a la flexión y compresión del libro Mecánica de materiales capítulo 5, sección 5,4;

$$\sigma = \frac{M_{max}}{s_{min}}$$

Donde;

$\sigma =$ esfuerzo de fluencia material ($A - 36 = 250.000 \text{ kN} / \text{m}^2$)

$$s = \frac{M_{max}}{\sigma}$$

$$s = \frac{21,84 \text{ kNm}}{250.000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}$$

$$s = 8,86 \text{ E} - 5 \text{ m}^3 \text{ ó } 88,64 \text{ cm}^3$$

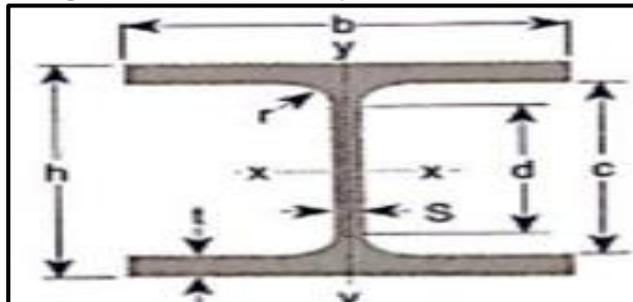
Una vez obtenidos los valores de S para cada una de las vigas, se escogió el perfil en el catálogo de Steakerl hierros y aceros de los aceros estructurales más comerciales como se observa en la imagen 63.

Se escoge el perfil W 4 X 13.8 dado a que este tiene un S_x de 89 cm^3 el cual es superior al valor requerido de $88,64 \text{ cm}^3$. Sin embargo, este perfil estructural no es

apto para la aplicación requerida gracias al diseño de fabricación del cilindro el cual tiene un soporte y este soporte tiene una dimensión mayor a este perfil. El ancho del soporte es de 200mm el cual puede detallarse en el plano del cilindro (anexo B) se decidió implementar un perfil mayor el cual cumpla con la distancia mínima de 200mm.

Se implementa un perfil W 8 X 31, el cual tiene de ancho 203mm mayor al requerido para el soporte y S de 448 cm^3 y está por encima del valor calculado, este perfil cumple con los requisitos implicados para el diseño de la máquina.

Imagen 63. Datos base perfiles ala ancha



Fuente: STEACKERL HIERROS Y ACEROS, Catalogo primera edición, 2010 página21.

Imagen 64. Catálogo acero estructural

PERFIL H AMERICANO DE ALA ANCHA - WF																			
PERFILES WF		DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																	
DESIGNACION	ALTURA		DIMENSIONES ALA			DISTANCIAS			AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO		CONS TORS
	h	s	b	t	r	c	d	Ix			Sx	rx	Iy	Sy	ry	Zx	Zy		
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/mt	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴
WF 4 X 13	102.00	6.50	100.00	9.40	6.00	83.20	71.20	24.50	19.35	441.00	86.40	4.24	157.00	31.40	2.53	99.50	48.00	6.90	
WF 4 X 13.8	102.00	8.00	102.00	9.40	6.00	83.20	71.20	26.10	20.54	456.00	89.40	4.18	167.00	32.70	2.53	104.00	50.40	8.13	
WF 4 X 16.3	107.00	7.90	100.00	12.00	6.00	83.00	71.00	30.90	24.26	587.00	110.00	4.36	200.00	40.10	2.55	129.00	61.50	13.70	
WF 5 X 16	127.00	6.10	127.00	9.10	8.00	108.80	92.80	30.30	23.81	886.00	139.00	5.41	311.00	49.00	3.20	157.00	74.70	8.10	
WF 5 X 19	131.00	6.90	128.00	10.90	8.00	109.00	93.20	36.00	28.28	1.099.00	168.00	5.53	381.00	59.60	3.26	191.00	90.90	13.40	
WF 6 X 9	150.00	4.30	100.00	5.50	6.00	139.00	127.00	17.30	13.50	685.50	91.40	6.29	91.80	18.36	2.30	102.40	28.26	1.74	
WF 6 X 12	153.00	5.80	102.00	7.10	6.00	138.40	126.40	22.90	18.00	915.90	122.10	6.33	125.90	25.37	2.36	138.60	39.29	3.86	
WF 6 X 16	160.00	6.60	102.00	10.30	6.00	139.40	127.40	30.60	24.00	1.342.00	167.80	6.63	182.60	35.80	2.45	191.50	55.24	9.35	
WF 6 X 15	152.00	5.80	152.00	6.60	6.00	138.80	126.80	28.40	22.32	1.205.00	159.00	6.51	387.00	50.90	3.69	176.00	77.50	4.31	
WF 6 X 20	157.00	6.60	153.00	9.30	6.00	138.40	126.40	37.90	29.76	1.714.00	218.00	6.73	556.00	72.60	3.83	244.00	111.00	10.20	
WF 6 X 25	162.00	8.10	154.00	11.60	6.00	138.80	126.80	47.30	37.20	2.219.00	274.00	6.85	707.00	91.80	3.87	310.00	140.00	19.50	
WF 8 X 10	200.00	4.30	100.00	5.20	8.00	189.60	173.60	19.10	15.00	1.280.00	128.00	8.18	86.89	17.38	2.13	145.20	27.10	1.93	
WF 8 X 13	203.00	5.80	102.00	6.50	8.00	190.00	174.00	24.80	19.30	1.662.00	163.70	8.17	115.40	22.63	2.15	188.10	35.69	3.99	
WF 8 X 15	206.00	6.20	102.00	8.00	8.00	190.00	174.00	28.60	22.50	2.004.00	194.50	8.36	142.00	27.85	2.22	222.80	43.72	5.97	
WF 8 X 14	203.00	5.00	133.00	6.40	8.00	190.20	174.20	27.08	21.00	1.980.00	195.10	8.55	251.30	37.78	3.05	217.70	58.03	3.74	
WF 8 X 18	207.00	5.80	133.00	8.40	8.00	190.20	174.20	33.90	26.79	2.585.00	250.00	8.73	330.00	49.60	3.12	279.00	76.20	7.31	
WF 8 X 21	210.00	6.40	134.00	10.20	8.00	189.60	173.60	40.00	31.25	3.124.00	299.00	8.86	410.00	61.10	3.20	336.00	93.80	12.10	
WF 8 X 24	201.00	6.20	165.00	10.20	10.00	180.60	160.60	45.70	35.72	3.437.00	342.00	8.67	784.00	92.60	4.09	379.00	141.00	14.50	
WF 8 X 28	205.00	7.20	166.00	11.80	10.00	181.40	161.40	53.10	41.67	4.086.00	399.00	8.77	900.00	108.00	4.12	445.00	165.00	22.30	
WF 8 X 31	203.00	7.20	203.00	11.00	10.00	181.00	161.00	58.60	46.13	4.543.00	448.00	8.81	1.535.00	151.00	5.12	495.00	229.00	22.20	

Fuente: STEACKERL HIERROS Y ACEROS. Catalogo, primera edición, 2010 página21

Teniendo en cuenta el método de esfuerzo permisible para cargas excéntricas en columnas del libro Mecánica de materiales¹⁴ Beer and Johnston 6 edición) en el capítulo 10 sección 11.7 se realiza el cálculo de los esfuerzos normales ejercidos en la columna y la carga crítica de esta misma.

Dice que para hallar los esfuerzos normales debidos a la carga excéntrica P se expresan como;

$$\sigma_{max} = \sigma_{centrico} + \sigma_{flexion}$$

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I}$$

Para el cálculo del máximo esfuerzo en una columna se puede determinar con la fórmula de la secante teniendo en cuenta que es causado por la carga axial y el momento de esta misma;

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L}{2r} \sqrt{\frac{P}{EA}} \right) \right]$$

Donde;

P: Es la carga aplicada (105 kN)

A: área del perfil seleccionado (0.00586 m^2)

L: Longitud de la viga

M: Momento máximo

C: Distancia del centro del perfil

I: Momento de inercia del perfil

e: distancia excéntrica de la carga

r: Radio de giro del perfil

Se remplaza;

¹⁴ Beer FP, Johnston ER, DeWolf JT. Mecánica de materiales (6a. ed.). México, D.F: McGraw-Hill Interamericana; 2013.

$$\sigma_{max} = \frac{105kN}{0.00586 m^2} \left[1 + \frac{0,208m * 0,101m}{(0,08m^2)^2} \sec \left(\frac{1,428m}{2(0,08m^2)} \sqrt{\frac{105kN}{250.000Mpa * 0.00586 m^2}} \right) \right]$$

$$\sigma_{max} = 66441,24 Mpa$$

Se calcula la deflexión máxima de la viga con la fórmula de la secante asumiendo que la carga P siempre estará aplicada el centroide de la columna;

$$v_{max} = e \left[\sec \left(\sqrt{\frac{P L}{EI}} \frac{L}{2} \right) - 1 \right]$$

Donde;

P: Es la carga aplicada (105 kN)

E: Limite de fluencia material

L: Longitud de la viga

I: Momento de inercia del perfil

e: distancia excéntrica de la carga

Se reemplaza los datos;

$$v_{max} = 0,208m \left[\sec \left(\sqrt{\frac{105}{250.000Mpa * 4,5x10^{-5}m^4}} \frac{1,428m}{2}} \right) - 1 \right]$$

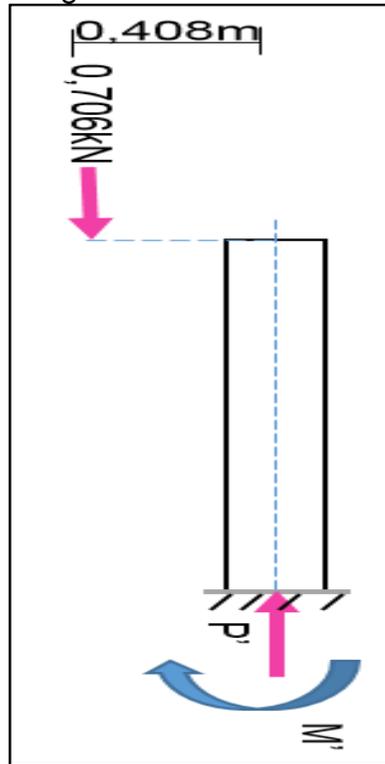
$$v_{max} = 1,5 * 10^{-4}m$$

Al calcular la deflexión de la viga obtuvimos un valor de 0,15 mm este resultado no afecta la estabilidad estructural de la viga ni el proceso de la máquina.

Luego de calcular la viga A-C calculamos la columna de C-D, La columna estará sometida a una carga excéntrica de 0,706kN con excéntrico se refiere a la distancia que hay entre la línea de acción de la carga al eje de la viga. Esta carga se

encuentra sobre el eje de desgarre a una distancia de 0,408m del eje de la viga. La fuerza excéntrica se dada se reemplaza por una fuerza céntrica P' y un momento M' como se puede observar en la imagen;

Imagen 65.Columna CD



Fuente: elaboración propia

Para determinar el perfil de la viga se utilizó la siguiente ecuación la cual es usada en el diseño de vigas a la flexión y compresión del libro Mecánica de materiales capítulo 5, sección 5,4;

$$\sigma = \frac{M_{max}}{s_{min}}$$

Donde;

$\sigma =$ esfuerzo de fluencia material (A – 36 = 250.000 kN /m²)

$$s = \frac{M_{max}}{\sigma}$$

$$s = \frac{0,28 \text{ kNm}}{250.000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}$$

$$s = 2,88 E - 6 m^3 \text{ ó } 2,88 cm^3$$

Una vez obtenidos los valores de S para la columna, se escogió el perfil en el catálogo de Steakerl hierros y aceros de los aceros estructurales más comerciales como se observa en la imagen 63.

Debido a que el S es un valor mínimo se escoge el primer perfil del catálogo el cual es W 4 X 13 dado a que este tiene un S de $86 cm^3$ el cual es superior al valor requerido de $2,88 cm^3$.

Imagen 66. Catálogo acero estructural

PERFIL H AMERICANO DE ALA ANCHA - WF																		
PERFILES WF	DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																	
	ALTURA		DIMENSIONES ALA			DISTANCIAS		AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS				MODULO PLASTICO		CONS TORS		
	DESIGNACION	h	s	b	t	r	c			d	EJE X-X		EJE Y-Y		Zx		Zy	Jt
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/mt	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴
WF 4 X 13	102.00	6.50	100.00	9.40	6.00	83.20	71.20	24.50	19.35	441.00	86.40	4.24	157.00	31.40	2.53	99.50	48.00	6.90
WF 4 X 13.8	102.00	8.00	102.00	9.40	6.00	83.20	71.20	26.10	20.54	456.00	89.40	4.18	167.00	32.70	2.53	104.00	50.40	8.13
WF 4 X 16.3	107.00	7.90	100.00	12.00	6.00	83.00	71.00	30.90	24.26	587.00	110.00	4.36	200.00	40.10	2.55	129.00	61.50	13.70

Fuente: Catálogo STEACKERL HIERROS Y ACEROS, primera edición, 2010 página 21

Teniendo en cuenta el método de esfuerzo permisible para cargas excéntricas en columnas del libro Mecánica de materiales¹⁵ se realiza el cálculo de los esfuerzos normales ejercidos en la columna.

Dice que para hallar los esfuerzos normales debidos a la carga excéntrica P se expresan como;

$$\sigma = \sigma_{centrico} + \sigma_{flexion}$$

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I}$$

Para el cálculo del máximo esfuerzo en una columna se puede determinar con la fórmula de la secante teniendo en cuenta que es causado por la carga axial y el momento de esta misma;

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L}{2r} \sqrt{\frac{P}{EA}} \right) \right]$$

Donde;

P: Es la carga aplicada (0,706 kN)

A: área del perfil seleccionado ($0.0024 m^2$)

¹⁵ Beer FP, Johnston ER, DeWolf JT, op. cit, p.652

L: Longitud de la viga

M: Momento máximo

C: Distancia del centro del perfil

I: Momento de inercia del perfil

e: distancia excéntrica de la carga

r: Radio de giro del perfil

Se reemplaza;

$$\sigma_{max} = \frac{0,706kN}{0.002 m^2} \left[1 + \frac{0,408m * 0,051m}{(0,042m^2)^2} \sec \left(\frac{0,730m}{2(0,042m^2)} \sqrt{\frac{0,706kN}{250.000Mpa * 0.0024 m^2}} \right) \right]$$

$$\sigma_{max} = 3.845,81Mpa$$

Se calcula la deflexión máxima de la viga con la fórmula de la secante asumiendo que la carga P siempre estará aplicada el cancroide de la columna;

$$v_{max} = e \left[\sec \left(\sqrt{\frac{P L}{EI}} \frac{L}{2} \right) - 1 \right]$$

Donde;

P: Es la carga aplicada (0,706 kN)

E: Limite de fluencia material

L: Longitud de la viga

I: Momento de inercia del perfil

e: distancia excéntrica de la carga

Se reemplaza los datos

$$v_{max} = 0,408m \left[\sec \left(\sqrt{\frac{0,706kN}{250.000Mpa * 4,4x10^{-6}m^4} \frac{0,730m}{2}} \right) - 1 \right]$$

$$v_{max} = 5,3 * 10^{-6}m$$

Al calcular la deflexión de la viga se obtuvo un valor de 0,0057 mm este valor no afectara la viga y esta no se deformara.

Para hallar el factor de seguridad de la estructura se utiliza la teoría de falla de Von mises explicada anteriormente, la cual se calcula a partir de las tensiones principales en un punto de un sólido deformable, en este caso solo aplica el esfuerzo normal a flexión de ambas vigas elegidas se tiene que;

$$\sum \sigma_{flectores} = \sigma_{flexion\ viga\ 1} + \sigma_{flexion\ viga\ 2}$$

$$\sigma_{VonMises} = \frac{\sigma_{normal\ a\ flexion}}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_{VonMises} = \frac{70.887,05\ kPa}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_{VonMises} = 50.124,71kPa$$

Según la teoría de falla de Von Mises;

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{Von\ mises}}$$

Donde;

F.S: Factor de seguridad

Sy= Esfuerzo de fluencia del material (a-46)

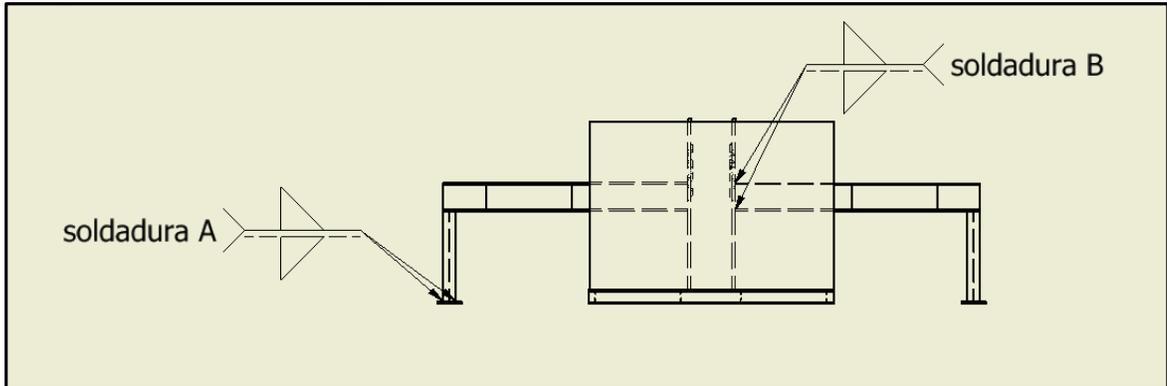
$$F.S = \frac{250.000kPa}{50.124\ kPa} = 5$$

Este factor de seguridad de 5 que dio como resultado se puede decir que la maquina está sobredimensionada esto sucede porque se eligió un perfil del doble de ancho

respecto a los cálculos pero es un factor de diseño aceptable y cumple con lo establecido.

4.3.1 Soldaduras requeridas. Se calculan los cordones de soldadura de las partes críticas de la estructura como se muestra a continuación;

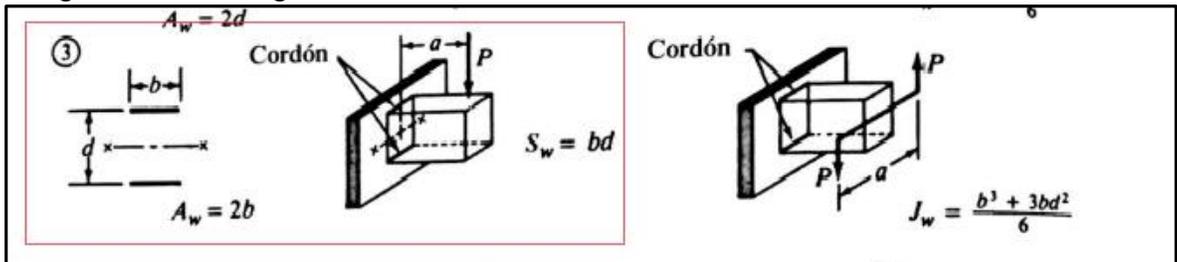
Imagen 67. Soldaduras requeridas de la estructura



Fuente: elaboración propia

- ✓ Soldadura A. para calcular el cordón necesario en la soldadura A, se tomaran inicialmente los mismos valores seleccionados en las tablas 7 y 8; se utilizara el siguiente factor geométrico;

Imagen 68. Factor geométrico soldadura A



Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Como el perfil a soldar en el punto A es WF 4x13, entonces $A_w = 2b$

Donde;

b =ancho total del perfil (100 mm) (Ver imagen 62)

Entonces;

$$A_w = 2b$$

$$A_w = 2(100 \text{ mm}))$$

$$A_w = 200 \text{ mm}$$

$$200 \text{ mm} \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}\right) = 7,87 \text{ in}$$

A continuación se aplica la ecuación de la tabla 8;

$$f = \frac{v}{A_w}$$

Donde;

v = Fuerza Ax (15,35kN)

$$15,35 \text{ kN} \times \left(\frac{224,81 \text{ lbf}}{1 \text{ kN}}\right) = 3.450,8 \text{ lbf}$$

$$f = \frac{3.450,8 \text{ lbf}}{7,87 \text{ in}}$$

$$f = 438,48 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Con estos datos se divide la fuerza máxima sobre la soldadura entre la fuerza admisible de la tabla 8;

$$W = \frac{\text{fuerza maxima sobre la soldadura}}{\text{fuerza admisible del material (A-36)}}$$

$$W = \frac{438,48 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9.600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * \text{in}}$$

$$w = 0,045 \text{ in}$$

Una vez obtenido el espesor mínimo de la placa, se elige el tamaño mínimo del cordón de soldadura en la imagen 69;

Imagen 69. Tamaño mínimo del cordón soldadura A

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2-3/4	1/4
> 3/4-1 1/2	5/16
> 1 1/2-2 1/4	3/8
> 2 1/4-6	1/2
> 6	5/8

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Teniendo en cuenta la imagen y tomando como referencia el valor de w que es 0,045in el tamaño mínimo de la soldadura escogido es de 3/16 in.

- ✓ Soldadura B: Para calcular el cordón necesario en la soldadura B, se tomaran inicialmente los mismos valores seleccionados en las tablas 7 y 8; se utilizara el mismo factor geométrico de la imagen 68 esta soldadura se calculó a flexión y a cortante, se elige el cordón de soldadura mayor

Se calcula la soldadura a cortante;

Tabla 8. Tipos de cargas

<i>Tipo de carga</i>	<i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i>	
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$	(20-4)
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$	(20-5)
Flexión	$f = M/S_w$	(20-6)
Torsión	$f = Tc/J_w$	(20-7)

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Se aplicará la fórmula de esfuerzo cortante;

$$f = \frac{v}{A_w}$$

Donde;

v = Fuerza Cx calculada anteriormente (0,705 kN)

Como el perfil a soldar en el punto B es WF 8 x31, entonces $A_w = 2b$

Donde;

b =ancho total del perfil (203 mm)

Entonces;

$$A_w = 2b$$

$$A_w = 2(203 \text{ mm})$$

$$A_w = 406 \text{ mm}$$

$$406 \text{ mm} \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}\right) = 15,98 \text{ in}$$

A continuación se aplica la ecuación de la tabla 8;

$$f = \frac{v}{Aw}$$

Donde;

v = Fuerza Cx (120,65 kN)

$$120,65 \text{ kN} \times \left(\frac{224,81 \text{ lbf}}{1 \text{ kN}}\right) = 27.123,32 \text{ lbf}$$

$$f = \frac{27.123,32 \text{ lbf}}{15,98 \text{ in}}$$

$$f = 1.697,32 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Con estos datos se divide la fuerza máxima sobre la soldadura entre la fuerza admisible de la tabla 8;

$$W = \frac{\text{fuerza maxima sobre la soldadura}}{\text{fuerza admisible del material (A-36)}}$$

$$W = \frac{1.697,32 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9.600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} \cdot \text{in}}$$

$$w = 0,17 \text{ in}$$

Una vez obtenido el espesor mínimo de la placa, se escoge en la imagen 71;

Imagen 70.tamaño mínimo del cordón soldadura B a cortante

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{4}$	3/8
$> 2\frac{1}{4} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Teniendo en cuenta la imagen 70 y tomando como referencia el valor de w que es 0,045in el tamaño mínimo de la soldadura escogido es de 3/16 in.

Luego de calcular la soldadura B a cortante se calcula a flexión;

Tabla 8. Tipos de cargas

<i>Tipo de carga</i>	<i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i>	
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$	(20-4)
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$	(20-5)
Flexión	$f = M/S_w$	(20-6)
Torsión	$f = Tc/J_w$	(20-7)

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Se aplicará la fórmula de esfuerzo cortante;

$$f = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

M = Momento máximo (21,30 kNm)

Como el perfil a soldar en el punto B es WF 8 x31, entonces $S_w = bd$ (ver imagen 68)

S_w es la base por la altura del perfil;

Entonces;

$$S_w = bd$$

$$S_w = 203 \text{ mm} \times 203 \text{ mm}$$

$$S_w = 41.209 \text{ mm}^2$$

$$41.209 \text{ mm}^2 \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}\right)^2 = 63,84 \text{ in}^2$$

A continuación se aplica la ecuación de la tabla 8;

$$f = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

$$22,30 \text{ kNx} \left(\frac{8.850,75 \text{ lbf in}}{1 \text{ kNm}} \right) = 197.371,7 \text{ lbf in}$$

$$f = \frac{197.371,7 \text{ lbf in}}{63,84 \text{ in}^2}$$

$$f = 3.091,6 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Con estos datos se divide la fuerza máxima sobre la soldadura entre la fuerza admisible de la tabla 8;

$$W = \frac{\text{fuerza maxima sobre la soldadura}}{\text{fuerza admisible del material (A-36)}}$$

$$W = \frac{3.091 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9.600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * \text{in}}$$

$$w = 0,32 \text{ in}$$

Una vez obtenido el espesor mínimo de la placa, se elige el tamaño mínimo del cordón de soldadura en la imagen 71;

Imagen 71. tamaño mínimo del cordón soldadura B a flexión

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2 - 3/4	1/4
> 3/4 - 1 1/2	5/16
> 1 1/2 - 2 1/4	3/8
> 2 1/4 - 6	1/2
> 6	5/8

Fuente. MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ª Ed, página 785

Teniendo en cuenta la imagen 72 y tomando como referencia el valor de w que es 0,045in el tamaño mínimo de la soldadura escogido es de 5/16 in

Una vez calculadas las soldaduras a cortante y a flexión en el punto crítico B, la soldadura a cortante dio un cordón de 3/16 "y la flexión dio un cordón de 5/16", por lo tanto se aplica la soldadura mayor que es de 5/16".

4.4 SISTEMA HIDRAULICO

A continuación se realizaron los cálculos del sistema hidráulico de la máquina; la selección de la bomba y el esquema hidráulico para el funcionamiento de la misma.

Selección de la bomba hidráulica. Para la selección de una bomba hidráulica como primer medida se establece el caudal requerido como se muestra a continuación;

$$Q = \frac{v}{t}$$

Donde;

Q= caudal querido para los dos cilindros hidráulicos

V= volumen del cilindro

T= tiempo establecido para destalonar por cada cilindro

$$V = \text{carrera} * \text{área}$$

$$V = 1,2 \text{ m} * 8,10\text{E-}3 \text{ m}^2$$

$$V = 0,0097 \text{ m}^3$$

Entonces;

$$Q = \frac{0,0097 \text{ m}^3}{20 \text{ seg}}$$

$$Q = 0,00048 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$0,00048 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \left(\frac{1.000 \text{ l}}{1 \text{ m}^3}\right) * \left(\frac{1 \text{ gal}}{3,78 \text{ l}}\right) * \left(\frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}\right) = 7,7211 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

El anterior cálculo de caudal es para un solo cilindro, por lo tanto para alimentar los dos cilindros el caudal teórico es de $15,44 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$.

Para los cálculos de la selección de la bomba se tomó como referencia el libro de mecánica de fluidos de Mott 6 ediciones en el capítulo 8 sección 8,3 (número de Reynolds).

$$NR = \frac{v D \delta}{n}$$

Donde;

v = Velocidad promedio

D= Diámetro del tubo (utilizaremos 6,36 m de tubo de 7/8 “)

δ = Densidad del fluido

n = viscosidad dinámica

Teniendo en cuenta que el fluido que se utilizara para la bomba es ACEITE HIDRAULICO SHELL TELLUS 68 (ver ficha técnica en anexo F), debido a su alto rendimiento controla la viscosidad en condiciones de estrés mecánico y un alto rango de temperaturas haciendo que su funcionamiento sea eficiente, el producto es una mezcla de componentes no volátiles que no se espera que sean emitidas en gran cantidad ,la densidad del fluido es de $877 \frac{Kg}{m^3}$ y la viscosidad cinemática es de $68 \frac{mm^2}{s}$ a 40 grados.

Para obtener la viscosidad dinámica se multiplica la viscosidad cinemática por la densidad del fluido;

$$n \text{ din\`amica} = n \text{ cinem\`atica} * \delta \text{ fluido}$$

$$6,8 \text{ E-}5 \frac{m^2}{s} * 877 \frac{Kg}{m^3} = 0,059 \frac{Kg}{m*s}$$

Para la selecci3n de la manguera es necesario saber la presi3n de trabajo la cual es la misma utilizada por el cilindro que es de 1.883,77 PSI y utilizando un cat3logo de mangueras hidr3ulicas se seleccion3 a partir de la presi3n y con un factor de seguridad de 1,6 se toma este valor ya que se maneja una presi3n alta, como se muestra a continuaci3n;

Imagen 72. Manguera hidr3ulica Parker

Central de Mangueras S.A.CATALOGO DE MANGUERAS HIDRÁULICAS Mangueras Parker

471 TC TOUGH COVER



Manguera para aplicaciones hidr3ulicas en industria de la construcci3n en general. Ideal como l3neas hidr3ulicas en espacios peque1os, m3xima flexibilidad alta resistencia.

Tubo : Hule sint3tico.
Refuerzo: 2 mallas trenzadas de acero carb3n
Cubierta : Hule sint3tico MSHA
Factor de seguridad : 4:1
Temperatura : -40°C a 100°C

C3digo	Diámetro		Presi3n trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	mm		
00147104	1/4"	6.3	5800	50
00147106	3/8"	9.5	5000	65
00147108	1/2"	12.7	4250	90
00147110	5/8"	16	3625	100
00147112	3/4"	19	3125	120
00147116	1"	25	2500	150

Fuente: CENTRAL DE MANGUERAS Catalogo mangueras Parker pag 43

Una vez escogida la manguera se sabe que el diámetro es de 3/4 “se calcula la velocidad promedio requerida para hallar el número de Reynolds;

$$v = \frac{Q}{A \text{ manguera}}$$

Teniendo en cuenta el cálculo de caudal realizado anteriormente no es una valor comercial se buscó una bomba hidráulica las cual tuviera un valor aproximado por encima del caudal de 15,44 y se encontró una bomba con un caudal de $17 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$.

$$17 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \left(\frac{3,7854 \text{ l}}{1 \text{ gal}} \right) * \left(\frac{0,001 \text{ m}^3}{1 \text{ l}} \right) = 0,064 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$v = \frac{0,064 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{0,00028 \text{ m}^2}$$

$$v = 225,77 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$A \text{ manguera} = \pi(9,52 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$A \text{ manguera} = 2,85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$225,77 \frac{\text{m}}{\text{min}} * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) = 3,76 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$v = 3,76 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Para hallar el número de Reynolds se continúa con la ecuación mencionada anteriormente y se reemplaza;

$$NR = \frac{v D \delta}{n}$$

$$NR = \frac{\left(3,76 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right) (0,022 \text{ m}) \left(877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)}{0,059 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$NR = 1.235,60$$

Imagen 73. Numero de Reynolds

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar.
 Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento.

Fuente: MOOT, Robert L. Mecánica de fluidos, 6 Edición sección 8.4, pag 231

Teniendo en cuenta el tipo de flujo y ya que el número de Reynolds obtenido es de 1.235,60 y es menor a 2.000 según el resultado el número de Reynolds obtenido es de flujo laminar.

Y utilizando la ecuación general de la energía;

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_t + h_b + h_l = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Donde;

P1 y p2 = presiones

V1 y v2 = velocidades promedio

hL= pérdidas (primarias y secundarias)

hb= pérdidas en la bomba

ht = pérdidas de turbina

Se utilizó la siguiente ecuación para hallar el hl (pérdidas);

✓ Pérdidas Primarias (pérdidas por fricción);

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

Donde;

f = factor de fricción

L= longitud de la tubería

D= diámetro del tubo

V= velocidad promedio

Para hallar el factor de fricción y tomando como referencia el libro de mecánica de fluidos de Mott 6 edición en la sección 8.6 pág. 234 donde referencia que el factor de fricción para flujo laminar se obtiene a través de la siguiente fórmula;

$$F = \frac{64}{NR}$$

$$F = \frac{64}{1.235,60}$$

$$F = 0,051$$

Reemplazando en la ecuación de pérdidas;

$$hL = 0,051 * \frac{(6,36 \text{ m})}{(0,022 \text{ m})} * \frac{\left(3,76 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$hL = 10,69 \text{ m}$$

✓ Pérdidas secundarias (válvulas, codos. Tubería);

Para hallar las pérdidas secundarias se tiene en cuenta la siguiente tabla para extraer valores de (le/D).

Imagen 74. Resistencia en válvulas

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo—abierta por completo	340
Válvula de ángulo—abierta por completo	150
Válvula de compuerta—abierta por completo	8
—3/4 abierta	35
—1/2 abierta	160
—1/4 abierta	900
Válvula de verificación—tipo giratorio	100
Válvula de verificación—tipo bola	150
Válvula de mariposa—abierta por completo, 2 a 8 pulg	45
—10 a 14 pulg	35
—16 a 24 pulg	25
Válvula de pie—tipo disco de vástago	420
Válvula de pie—tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar—con flujo directo	20
—con flujo en el ramal	60

Fuente: Crane Valves, Signal Hill, CA.

Fuente: MOTT, Robert L. mecánica de fluidos, edición sección 8.4, pag 231

Perdidas de válvula (1);

$$hL = K \frac{v^2}{2g}$$

Donde K es una constante que se obtiene a través de la ecuación $K = \frac{Le}{D} * ft$;

ft es el factor de fricción;

$$K = 35 * 0,025 * 2 (\text{número de válvulas})$$

$$K = 1,75$$

Entonces;

$$hL = 1,75 \frac{\left(3,76 \frac{m}{seg}\right)^2}{2\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$hL = 1,26 \text{ m}$$

Perdidas de codo (2);

$$hL = K \frac{v^2}{2g}$$

Donde K es una constante que se obtiene a través de la ecuación $K = \frac{Le}{D} * ft$; donde ft es el factor de fricción;

$$K = 30 * 0,025 * 22 (\text{número de codos})$$

$$K = 16,5$$

Entonces;

$$hL = 16,5 \frac{\left(3,76 \frac{m}{seg}\right)^2}{2\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$hL = 11,90 \text{ m}$$

Perdidas en la tubería;

$$hL = f * \frac{le}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Entonces;

$$hL = 0,025 * \frac{6,36 \text{ m}}{0,022 \text{ m}} * \frac{\left(3,762 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

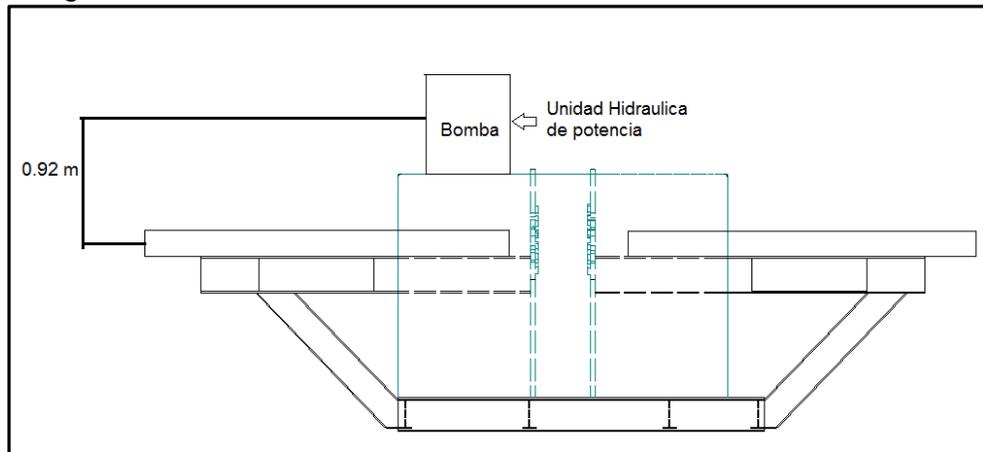
$$hL = 5,1631942 \text{ m}$$

Se realizó una sumatoria tanto de las pérdidas primarias como de las secundarias;

$$hL \text{ total} = 5,16 \text{ m} + 11,90 \text{ m} + 1,26 \text{ m} + 10,69 \text{ m}$$

$$hL \text{ total} = 29,031 \text{ m}$$

Imagen 75. Altura Z2 desde la bomba a los cilindros



Fuente: elaboración propia

Volviendo a la ecuación general de la energía;

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_t + h_b + h_l = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

La ecuación queda reducida a;

$$h_b = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + hL \text{ total}$$

P2= presión de trabajo utilizada por el cilindro para el desgarre;

$$P2 = 1.883,77 \text{ psi} * \left(\frac{101,2 \text{ kPa}}{14,7 \text{ psi}}\right) = 12.968.54 \text{ kPa}$$

$$\gamma = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\gamma = 8.603,37 \frac{N}{m^3} = 8,6 \frac{kN}{m^3}$$

Entonces;

$$hb = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + hL \text{ total}$$

$$hb = \frac{12.968,53 \text{ kPa}}{8.6 \frac{kN}{m^3}} + 0.92 \text{ m} + \frac{\left(3,76 \frac{m}{seg}\right)^2}{2\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 29,03 \text{ m}$$

$$hb = 1.538,64 \text{ m}$$

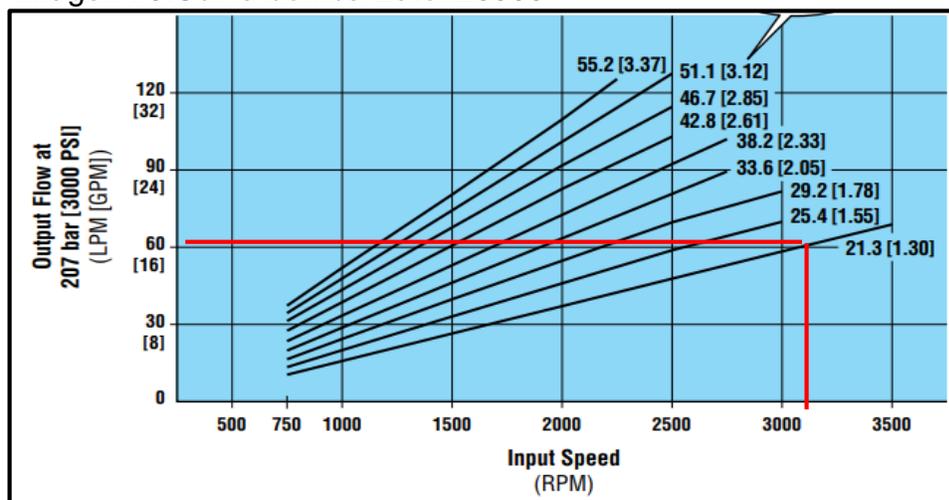
Una vez obtenidas las pérdidas de la bomba, se multiplica por el peso específico para obtener la presión;

$$1.538,64 \text{ m} * 8,6 \frac{kN}{m^3} = 13.232,32 \text{ KPa} * \left(\frac{14,7 \text{ psi}}{101,2 \text{ kPa}}\right) = 1.922,088 \text{ psi}$$

4.4.1 Selección bomba hidráulica. Se hace una verificación de la bomba con las curvas que se encuentran en el catálogo de la bomba.

Dado que la bomba elegida por COHA la cual una bomba de engranajes (desplazamiento positivo). Dada la presión establecida en el regulador de presión no se requiere hacer un cálculo de curva de la bomba vs curva del sistema. La presión máxima de la bomba dada por COHA es de 3000psi está por encima de la presión de trabajo que es de 1.922 psi, la bomba de engranajes seleccionada es una Eaton serie L2 25500 la cual en la tabla esta referenciada como 21,3[1,30] según catálogo, como se observa en la imagen esta bomba está dentro del requerimientos del funcionamiento de la maquina lo cual quiere decir que si se puede usar para el proceso.

Imagen 76. Curva bomba Eaton25500



Fuente: Eaton Corporation, Catalogo bomba 25500 serie L2. Pag 3

4.4.2 Selección motor. Es necesario la selección de un motor para el funcionamiento de la bomba, se hace la selección del motor a partir de los datos ya obtenidos.

Se tiene que;

$$b * h * p = \frac{\dot{W}}{n}$$

Lo cual es igual a;

$$b * h * p = \frac{\gamma * V * hb}{n}$$

Donde;

γ : Peso específico del aceite

V: Volumen de aceite

Hb: Perdidas de la presión de la bomba

n:Eficiencia

Se hace la conversión incluida en la ecuación para que quede en Kw;

$$b * h * p = \frac{8,6 \frac{KN}{m} * 15,44 \frac{gal}{min} * \frac{3,78 \text{ litros}}{1 \text{ gal}} * \frac{1m^3}{1000 \text{ litros}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * 1538m}{0,80} = 16,08 \text{ Kw}$$

$$16,08 \text{ Kw} * \frac{1HP}{0,7646Kw} = 21,55 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor comercial que esté por encima de 21,55 HP, el motor eléctrico el cual fue escogido es un Siemens de 25HP.

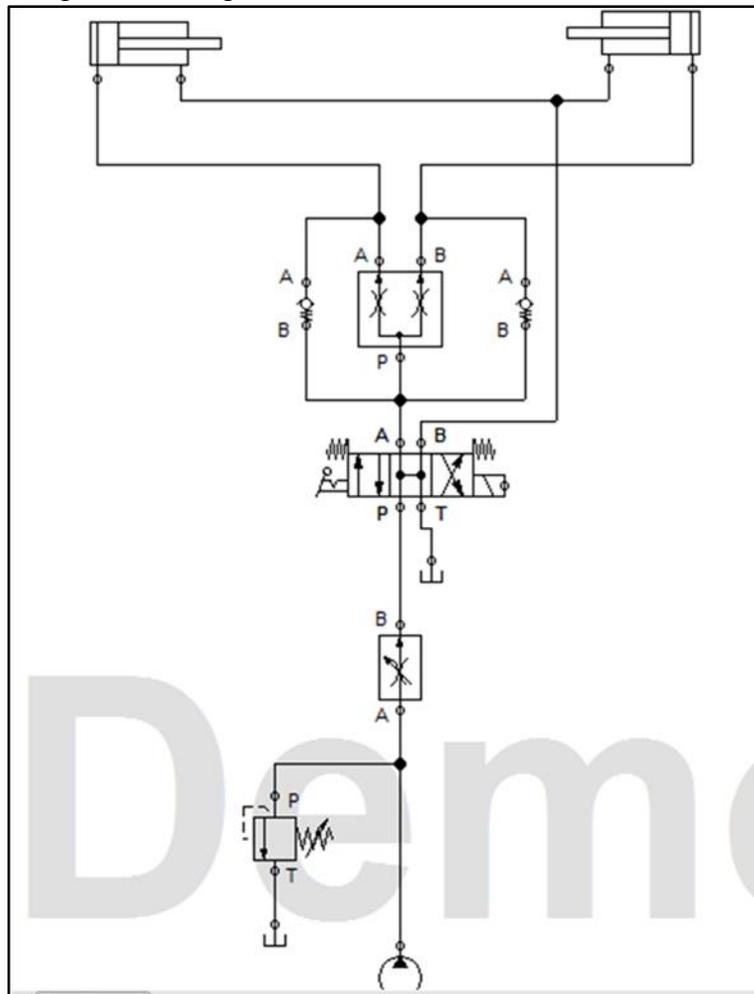
4.4.3 Sistema hidráulico de la máquina Para lograr el destalonamiento correcto de las llantas en necesario un sistema hidráulico en el cual se pueda manejar las posiciones de los cilindros y sincronización de estos, este sistema tendrá una central hidráulica con un caudal de 17 gal/min y una presión de 1.922 psi,

Se tiene la bomba de desplazamiento constante impulsada por un motor eléctrico por medio de esta se logra que el aceite fluya desde al tanque a los cilindros, estos están conectados a una válvula distribuidora para que su velocidad sea la misma

en cada cilindro y se logre la sincronización, sin sincronización de los cilindros se podría generar un momento en la estructura de la máquina. La válvula distribuidora está conectado a una válvula de control centro cerrado, tres posiciones y 4 vías, la salida b está conectada a los cilindros, p está conectada a la bomba y a una válvula limitadora de presión debido al que el sistema maneja una alta presión y esta válvula establece un límite para el funcionamiento de la bomba y así evitar presiones más elevadas que causen cavitación en la bomba o algún problema en el funcionamiento correcto del sistema. Para ver el diagrama hidráulico ver anexo G;

La secuencia del sistema hidráulico será: A+A-
B+B-

Imagen 77: Diagrama hidráulico



Fuente: elaboración propia

5. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se realizará un análisis de las cargas aplicadas por medio del método de elementos finitos sobre la estructura para evaluar si los perfiles estructurales seleccionados son los apropiados. Antes de realizar las simulaciones se hizo una convergencia de malla para así obtener los resultados más cercanos a los reales

5.1 CONVERGENCIA DE MALLA

Para el análisis de la convergencia es necesario realizar varias iteraciones sobre la misma para obtener un valor aproximado del esfuerzo, la convergencia de malla fue realizada en el programa inventor el cual arroja resultados teniendo en cuenta los refinados que se realicen; para una convergencia confiable la tasa de porcentaje arrojada en la gráfica debe ser menos al 10 o 5% lo cual asegurara una convergencia de malla. Para realizar la convergencia se realizan distintas iteraciones cambiando así el número máximo de refinados h y el porcentaje de criterios de parada si así se desea.

Una vez realizadas distintas iteraciones y cambios de lo nombrado anteriormente obtuvimos unos resultados que se ajustan a los obtenidos por lo tanto. Se configuro la malla de la siguiente manera;

Imagen 78. Configuración de convergencia

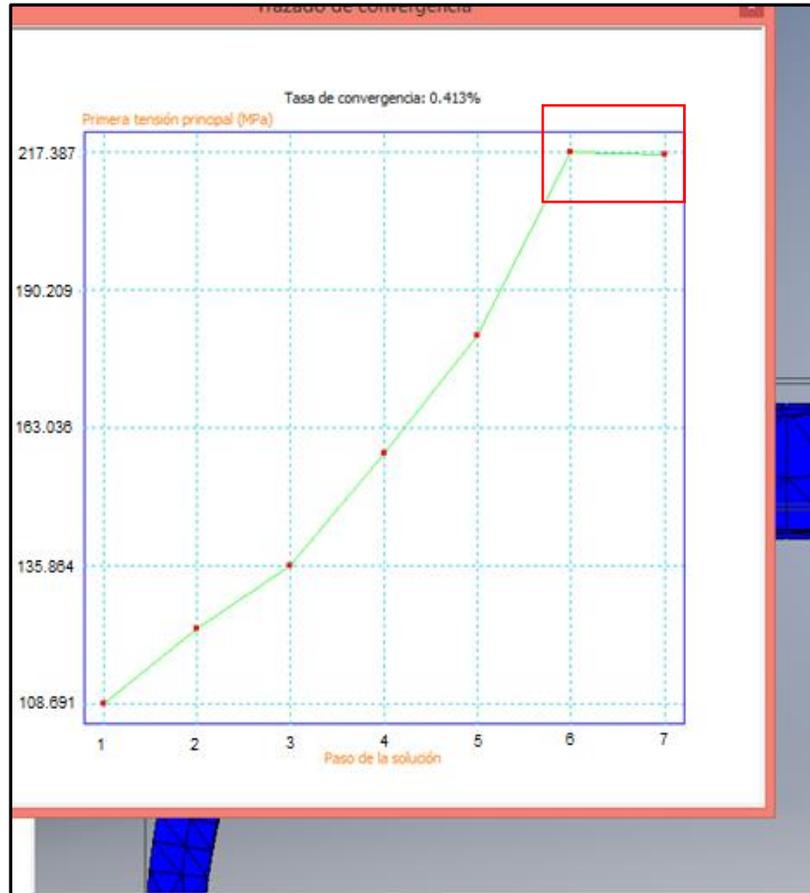
The image shows a dialog box titled "Configuración de convergencia" with a green header. It contains the following elements:

- Input field: 5 (Número máximo de refinados h)
- Input field: 1.000 (Criterios de parada (%))
- Input field: 0.750 (Umbral de refinado h (de 0 a 1))
- Section: Resultados para converger
 - Tensión de Von Mises
 - Primera tensión principal
 - Tercera tensión principal
 - Desplazamiento
- Section: Selecciones de geometría
 - Toda la geometría
 - Incluir geometría seleccionada
 - Excluir geometría seleccionada
 - Cuerpos (with a list box)
 - Caras (with a list box)
- Buttons: Restablecer, Aceptar, Cancelar

Fuente: elaboración propia

Obteniendo así unos resultados óptimos para el análisis de la estructura comprobado con la curva de convergencia como se muestra a continuación;

Imagen 79. Tabla de convergencia



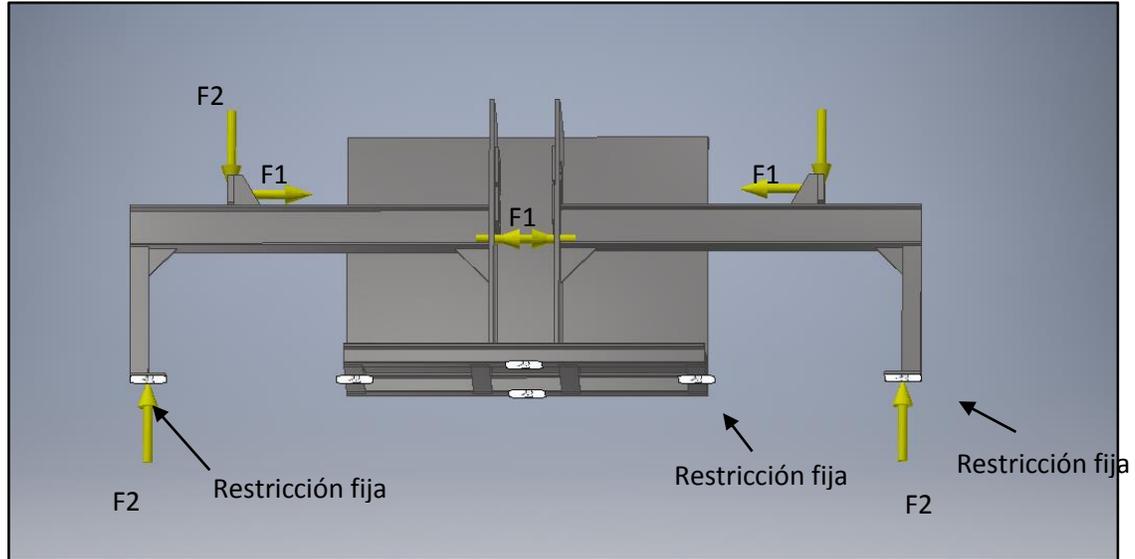
Fuente: elaboración propia

Como se observa en la imagen anterior, el trazado muestra una convergencia del tramo 6 a 7 casi permanente y se ajusta a la tasa de convergencia; por lo tanto se asume que los resultados obtenidos por medio del análisis de elementos finitos son válidos.

5.2 RESTRICCIONES

Para realizar la simulación adecuadamente se colocan cargas fijas en la parte inferior de la máquina como se muestra a continuación;

Imagen 80. Cargas y restricciones fijas de la maquina



Fuente: elaboración propia

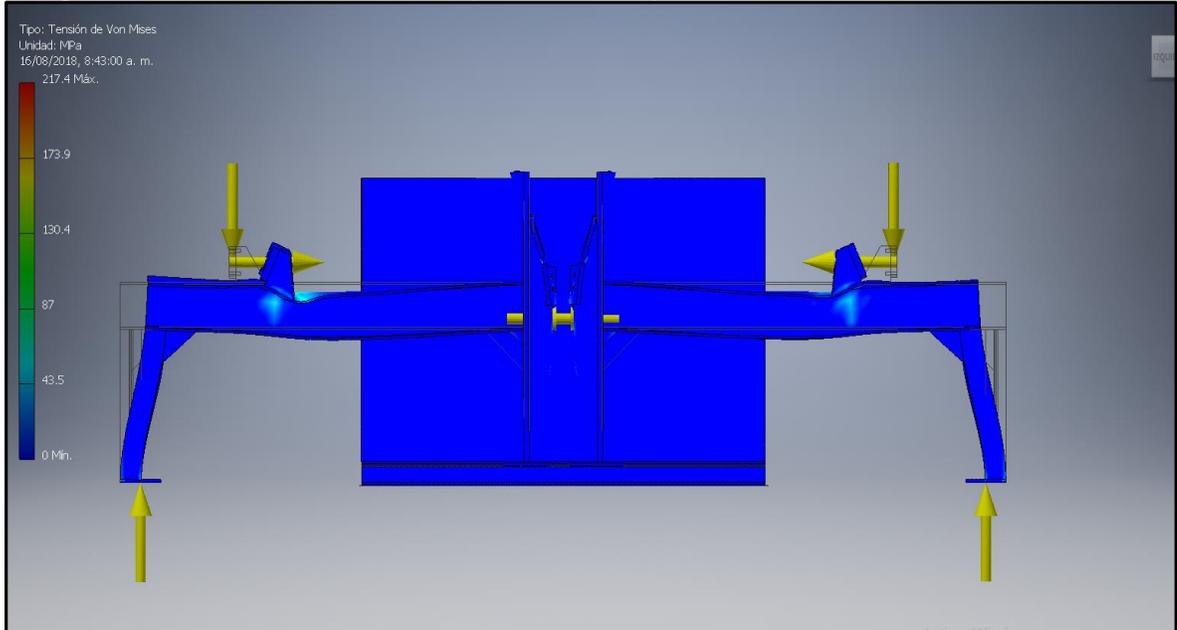
5.2 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS

Una vez colocadas las restricciones fijas, se colocan las cargas de acuerdo a los análisis realizados en la estructura. Las cargas fueron distribuidas de la siguiente manera;

5.2.1 Cargas aplicadas a la estructura. La fuerza F1 (Fuerza ejercida por los cilindros hidráulicos durante las carreras de avance y retroceso). Para el análisis de la estructura se debe tener en cuenta la fuerza máxima ejercida por el cilindro para la extracción del alambre, (la cual se calculó anteriormente y cuyo resultado es de 105,3 kN por cada uno de los cilindros). Como se observa en la imagen 80; La fuerza F2 (carga de los cilindros) para la carga ejercida por el peso de los cilindros se tomó como carga puntal en el apoyo del cilindro, la carga aplicada es el peso de cada uno de los cilindros, donde su peso de 72 kg corresponde a una fuerza de 0,706kN (al multiplicar el peso por la gravedad $9,81 \frac{m}{s^2}$).

Una vez se consideran cada una de las fuerzas existentes y sus componentes, se procede a realizar el análisis de esfuerzo por Von Mises obteniendo los siguientes resultados;

Imagen 81. Análisis de esfuerzo (VON MISES)

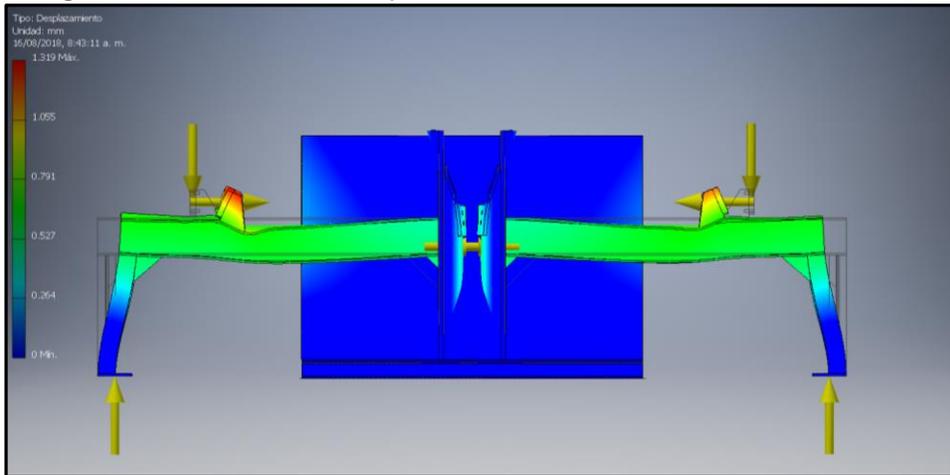


Fuente: elaboración propia

Por lo anterior, al someter la estructura a las restricciones y cargas establecidas, se encuentra que el análisis de esfuerzo de Von Mises arroja como resultado un esfuerzo de 217.4 MPa, el cual puede ser comparada con el límite de fluencia del material de diseño seleccionado para la estructura equivalente a 250 Mpa, evidenciando que es un 13% inferior ($217\text{Mpa} < 250\text{Mpa}$) y con ello se garantiza la estabilidad estructural de la máquina.

5.2.2 Análisis de desplazamiento. Así mismo, al analizar el desplazamiento que se genera en los componentes al ser estos sometidos a la carga máxima, encontramos que el desplazamiento máximo presentado en la estructura es de 1.31 mm lo cual no afecta el funcionamiento de la máquina, teniendo en cuenta que el desplazamiento que podría presentarse estaría dentro de los límites estructurales de cada viga y por ende no pone en riesgo en funcionamiento de los cilindros hidráulicos.

Imagen 82. Análisis de desplazamiento

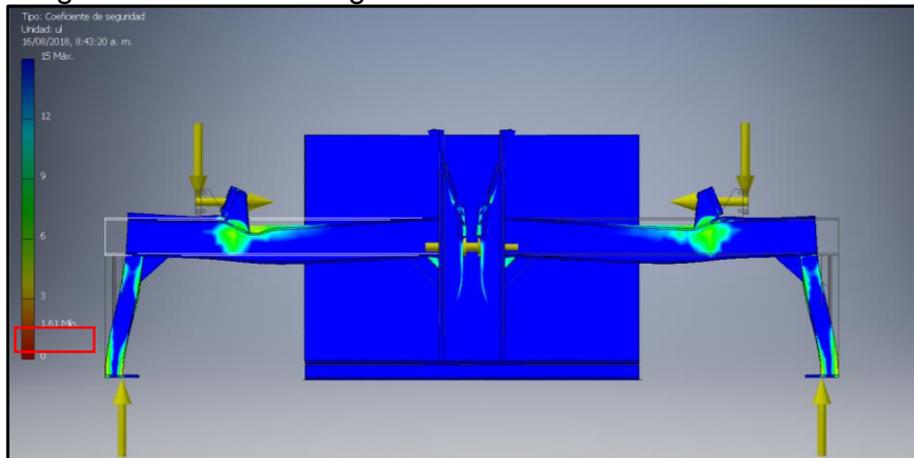


Fuente: elaboración propia

5.2.3 Factor de seguridad. Al analizar la máquina de manera global encontramos un factor de seguridad mínimo de 1,61 y un máximo de 15, el valor de 1.61 puede verse como un factor de seguridad bajo, sin embargo este no afecta el correcto funcionamiento de la estructura y así mismo garantiza un bajo costo de la misma por las especificaciones de las vigas seleccionadas.

Por otro lado, al comparar estos resultados con el factor de seguridad calculado en la estructura en la sección 4.2 del presente documento, donde se encontró un factor de seguridad de valor de 5, se puede concluir que este factor de seguridad está dentro del rango de la simulación por elementos finitos. Además, cabe resaltar que el factor de seguridad de mayor valor es requerido en el elemento del gancho el cual representa el componente crítico para el diseño con las condiciones de diseño requeridas como se observa en la imagen 81;

Imagen 83. Factor de seguridad



Fuente: elaboración propia

6. MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

A continuación se desarrollaran los manuales de operación y mantenimiento de la destalonadora de llantas. Los cuales permitirán un funcionamiento adecuado de la máquina y así, maximizar la vida útil de la misma.

6.1 MANUAL DE OPERACIÓN

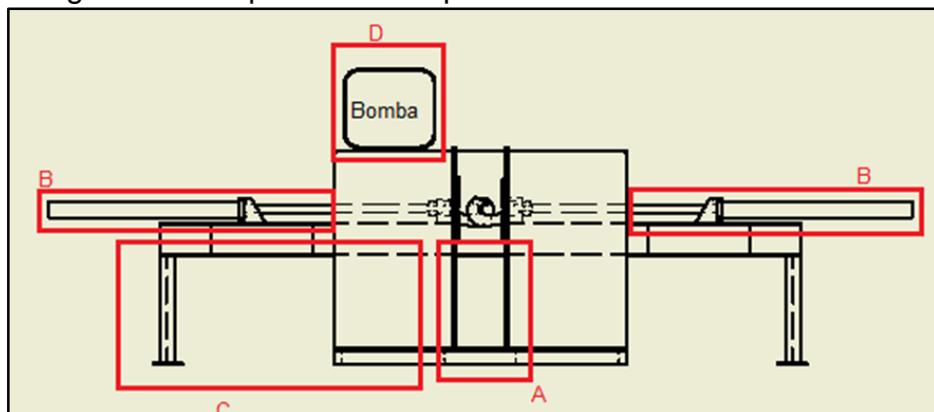
Para el correcto funcionamiento de la destalonadora de llantas se requiere seguir el procedimiento descrito en el manual de operación, el encargado de la operación de la máquina debe estar en capacidad de comprender y operar el sistema de control, la máquina tiene una interfaz hombre –máquina donde el operario debe posicionar manualmente la llanta en el sistema de elevación, una vez posicionada debe realizar el accionamiento de las válvulas de manera manual.

La máquina se debe operar bajo las siguientes recomendaciones;

- ✓ Antes de iniciar el funcionamiento de la destalonadora de llantas, el operario debe haber leído en su totalidad las instrucciones de funcionamiento
- ✓ Verificar que todo el personal que vaya a manipular la máquina tenga todos los elementos de seguridad
- ✓ Se debe mantener a mano todos los manuales de la máquina destalonadora para ser consultados en cualquier momento

6.1.1 Identificación de los componentes de la máquina. Como se observa en la imagen 86 el procedimiento de manipulación de la destalonadora puede ser realizado por dos operarios y deben tener en cuenta los siguientes elementos de protección personal;

Imagen 84. Componentes maquina



Fuente: elaboración propia

Elementos de protección personal;

- ✓ Indispensable, guantes de nitrilo para la manipulación de las llantas, y los residuos de el alambre
- ✓ Gafas de seguridad para proteger los ojos de el alambre que se extrae

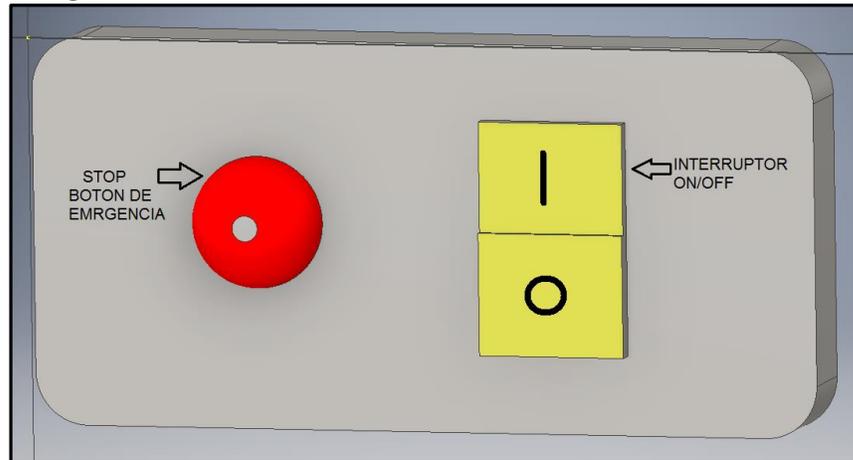
Advertencias;

- ✓ Antes de iniciar cualquier labor asegúrese de utilizar los elementos de protección personal necesarios para la manipulación de la máquina
- ✓ Antes de encender la máquina es importante que realice una inspección visual con el fin de detectar posibles anomalías como alambre atascado dentro de los ganchos
- ✓ Realice un recorrido 360 ° observando aspectos como; que la estabilidad de la máquina este correcta, verifique que la máquina se encuentre sin energía antes de ser manipulada, y que el botón de emergencia se encuentre desactivado
- ✓ Asegúrese de conectar la maquina en toma corriente de 220 V
- ✓ Asegúrese de que los niveles de aceite sean los indicados para el desarrollo del proceso

6.1.2 Sistema de encendido. En la parte inferior en la zona (D) de la imagen 85 se encontrara un tablero de control en el que encontrará interruptor ON/OFF y un botón de emergencia.

El sistema de ON/OFF activa la bomba hidráulica la cual alimenta los cilindros y con la palanca conectada a las válvulas logran ser accionados, los cilindros al ser de doble efecto necesitaran un accionamiento de la palanca (imagen 90) tanto al avance como al retroceso, adicional a esto y como se observa en la imagen 87 se encuentra el botón de paro por emergencia, el cual se debe activar **UNICAMENTE** cuando la máquina presente una anormalidad mientras se está realizando el proceso de destalonamiento.

Imagen 85. Tablero de control ON/OFF

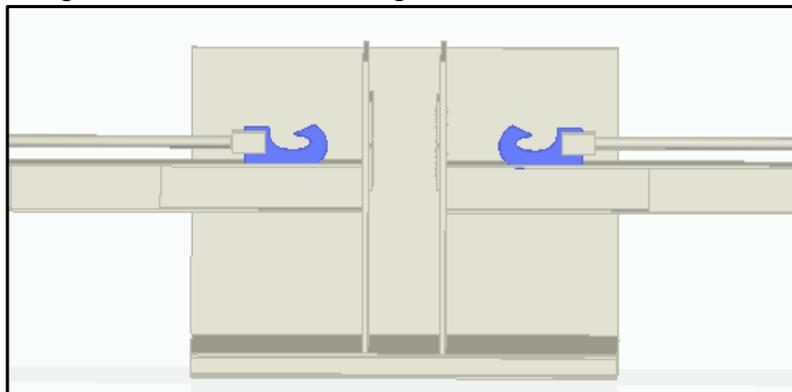


Fuente: elaboración propia

6.1.3 Procedimiento de operación: Para la operación de la máquina se necesitaran dos operarios, el primero encargado del posicionamiento de la llanta dentro del sistema de elevación, aseguramiento en los ganchos y manipulación de la palanca para el accionamiento de los cilindros hidráulicos, y el otro operario encargado de verificar la operación, y recepción del aro de alambre.

Antes de iniciar el proceso de destalonamiento se debe revisar que los ganchos estén en la posición que muestra la imagen 86.

Imagen 86. Posición inicial ganchos



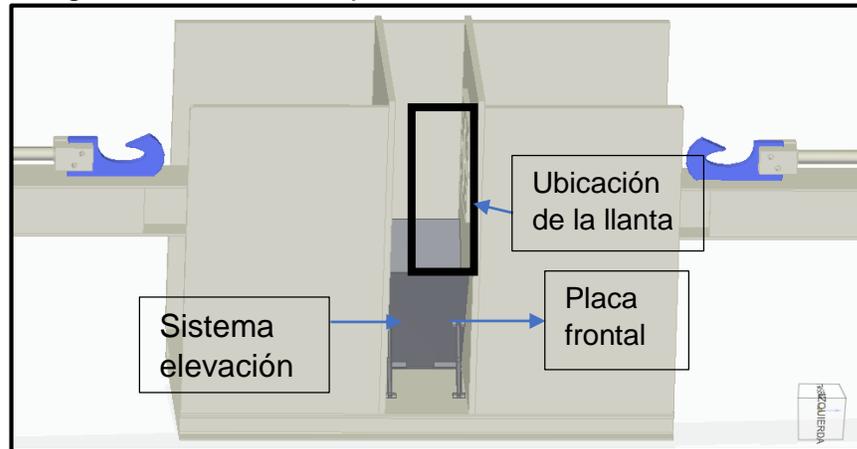
Fuente: elaboración propia

Paso 1: Realizar una inspección visual teniendo en cuenta todas las recomendaciones y advertencias de uso de la máquina.

Paso 2: Seleccionar el tamaño de llanta el cual se le hará el proceso de destalonamiento

Paso 3: El operario deberá situar la llanta seleccionada en el sistema de elevación de placas colocando la llanta por encima de la placa frontal de la siguiente manera;

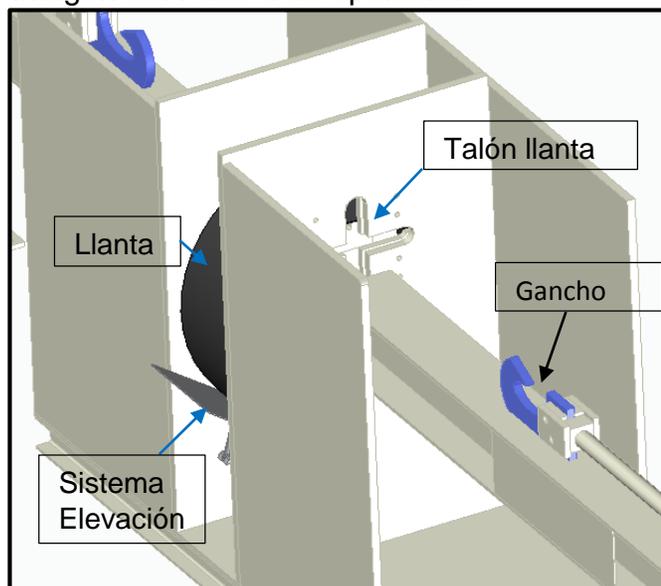
Imagen 87. Paso 3 de operación



Fuente: elaboración propia

Paso 4: Luego de ubicar la llanta en el sistema de elevación la llanta dependiendo de su tamaño se ubicara automáticamente en una posición un poco más arriba de la posición exacta de destalonamiento para que los ganchos puedan avanzar.

Imagen 88. Paso 4 de operación

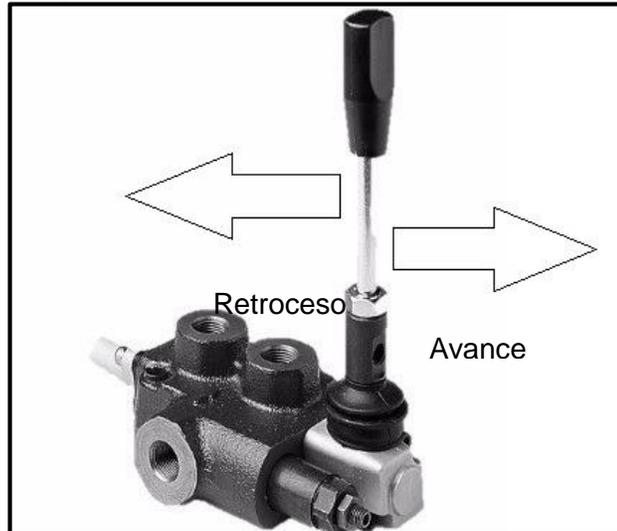


Fuente: elaboración propia

Paso 5: Por medio de la palanca hidráulica se acciona los cilindros para que los ganchos logren avanzar y así se pueda hacer el proceso de destalonamiento. Luego

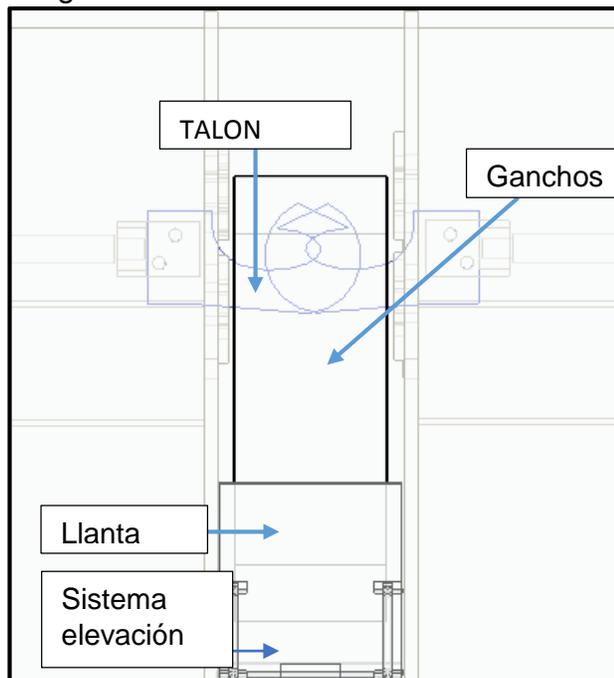
de finalizar el avance de los ganchos el operador debe bajar manualmente la llanta para que quede en la posición exacta de destalonamiento, la posición de la llanta y los ganchos deben quedar según la imagen 90.

Imagen 89. Mando hidráulico palanca



Fuente: https://articulo.mercadolibre.com.ve/MLV-463561350-mando-hidraulicovalvula-d-e-2-palancavalvula-direccional-_JM

Imagen 90. Posición de destalonamiento



Fuente: elaboración propia

Paso 6: Accionar el retroceso de los cilindros por medio de la palanca (Imagen 91), al finalizar este paso los alambres serán extraídos de la llanta.

Paso 7: Se retira completamente los alambres extraídos de los ganchos, se retira la llanta del sistema de elevación ya sin talones y se inicia nuevamente el proceso.

6.1.4 Funcionamiento de la unidad hidráulica. La unidad hidráulica se debe anclar al sitio adecuado de modo que el visor de nivel quede a la vista.

- ✓ La presión máxima de operación de la bomba es de 3.200 psi
- ✓ La unidad se debe llenar con aceite hidráulico hasta la altura intermedia del visor de nivel
- ✓ Se debe tapar el tanque una vez lleno por medio de la tapa de llenado
- ✓ Se debe conectar el motor eléctrico con un protector (guarda motor) al arrancar el motor eléctrico, comprobar el sentido de giro señalado que coincida con la flecha que este lleva
- ✓ La válvula de alivio que se encuentra incorporada en el MANDO que lleva un tornillo de regulación, es para graduar la presión de trabajo que necesita el sistema, esta regulación se hace leyendo la lectura del manómetro
- ✓ Nunca trabajar las bombas sin filtro de succión, ya que esta prolonga la vida útil de la bomba, se debe cambiar el cartucho cada 500 horas de trabajo
- ✓ Al momento de encender el motor eléctrico, la bomba iniciara su ciclo de operación logrando así que el cilindro hidráulico cumpla su recorrido completo, el mando hidráulico dará el movimiento y la dirección del recorrido del cilindro

6.1.5 Procedimientos de operación y limpieza. El operario debe realizar limpieza a los componentes de la maquina antes de iniciar y al finalizar la jornada de trabajo.

- ✓ Al empezar y finalizar cada accionamiento de los cilindros es necesario verificar que el gancho no tenga ningún tipo de residuo de alambre, ni en la parte del seguidor del gancho, ya que puede ocasionar obstrucción del mismo debido a restos de alambre atascados
- ✓ Se debe realizar la limpieza en la parte inferior de la máquina de residuos de caucho
- ✓ Únicamente se debe empezar a posicionar la siguiente llanta cuando se haya finalizado todo el procedimiento de la anterior, los cilindros se encuentren en su

posición original y se haya verificado que no haya ningún residuo ni de alambre ni de caucho para evitar accidentes

- ✓ Cuando se desee apagar la máquina asegúrese que tanto los cilindros como el sistema de elevación se encuentren en su posición original, y que no haya ninguna llanta en el sistema de elevación
- ✓ Selección adecuado del aceite y reposición del mismo , analizarlo cada 6 meses
- ✓ Limpieza mensual del filtro de aspiración
- ✓ Desmontaje anual de la bomba para su revisión
- ✓ Vigilar las vibraciones y la puntas de presión

6.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

En el manual de mantenimiento se debe tener en cuenta las funciones de inspección, ajuste y lubricación de la máquina.

6.2.1 Inspección. La inspección se realiza de manera visual. Solo en algunas ocasiones se debe realizar con la máquina en funcionamiento.

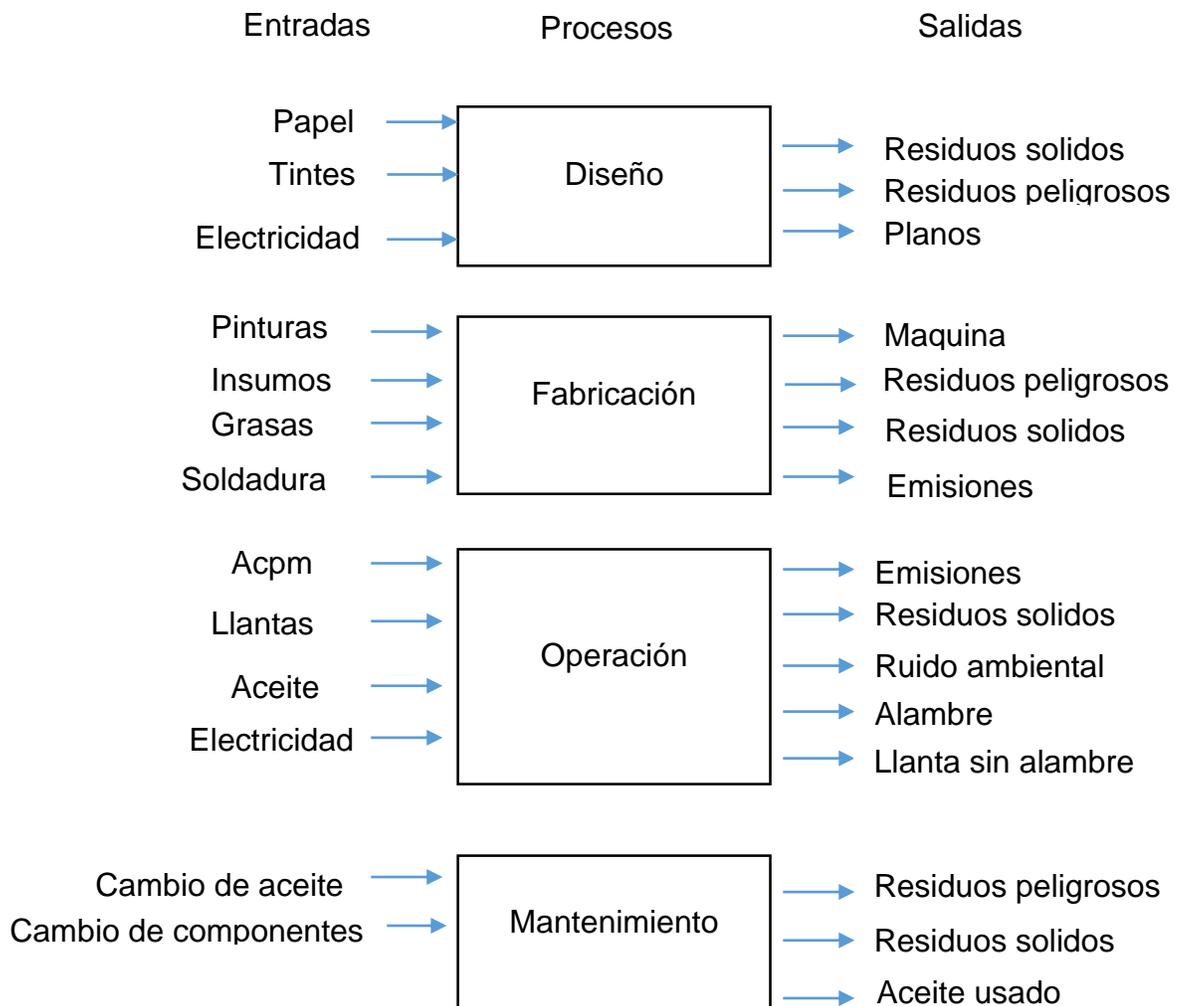
- ✓ Nivel de aceite de la bomba a través de la mirilla que tiene la bomba se debe revisar el nivel de aceite
- ✓ Verificar el aspecto del aceite, la presencia de espuma en la superficie indica que se ha producido una entrada de aire sea en la bomba, en la línea de aspiración o en las uniones; si tiene una presencia turbia significa presencia de agua
- ✓ Revise que no existan fugas en los sellos mecánicos del equipo, si estos sellos llegan a estar deteriorados deben ser cambiados antes de encender de nuevo la máquina y recargar la bomba de aceite. Este procedimiento se debe realizar aproximadamente cada 4 semanas
- ✓ Anotar todo principio de fuga, sea en un aparato o en la tubería. Durante el primer mes de servicio, una vigilancia particular en las uniones permite eliminar fugas. (diariamente)
- ✓ Antes de comenzar todo el trabajo en un circuito asegúrese que el circuito de alimentación del motor eléctrico este cortado, así mismo asegúrese que no exista una acumulación de presión en el sistema

- ✓ Anotar la temperatura del aceite (diariamente)
- ✓ Verificar la alimentación del electro válvulas. Esta tensión tiene que estar dentro de los siguientes valores; 220V + 5% por encima del valor nominal, -10% por debajo de este valor
- ✓ Para la bomba, verificar el buen estado de las diferentes piezas en movimiento
- ✓ Para las bombas, para el apriete de los tornillos de fijación se debe observar siempre los pares de apriete recomendados. Después de apretados los tornillos el eje se puede girar manualmente
- ✓ Para las válvulas, después de desmontar y limpiar las piezas, verificar el sello el asiento y la bola. Todas las válvulas que presenten fugas, asientos desajustados y en general sellos dañados deben ser reemplazados
- ✓ Los cuerpos de las válvulas se verifican y las roscas de los orificios se limpian pasando un macho
- ✓ Para el depósito, vaciar, limpiar las paredes y asegurarse que la pared superior no presente señales de oxidación, en dado caso cepillar cualquier señal de oxidación y volver a pintar si es necesario
- ✓ Para los cilindros; los cilindros se deben desmontar igualmente y los pistones que presenten señales ligeras de ralladura son rectificados o pulidos antes de volver a montarlos. Algún cuerpo que presente ralladuras puede ser pulido dentro de los límites de tolerancia permitida para el buen trabajo de las juntas, estos elementos se volverán a montar y se verificará la hermeticidad de cada cilindro antes de colocarlo en su lugar
- ✓ Para la tubería, durante todas las operaciones de inspección del aparato es indispensable cerrar los orificios de la tubería con ayuda de los tapones metálicos.

7. IMPACTO AMBIENTAL

En el proceso de destalonamiento de llantas es necesario identificar los aspectos ambientales y a partir de estos determinar los impactos al medio ambiente, los cuales pueden afectar los ecosistemas alrededor de la empresa y zonas de funcionamiento de la máquina. Se tendrá en cuenta desde el impacto ambiental que genera el proceso de recolección de las llantas como la quema de acpm hasta que estas estén completamente destalonadas. Se dividirá en las siguientes etapas: Diseño, fabricación, operación y mantenimiento.

Por cada etapa, proceso se hizo un balance de materias para identificar las entradas y salidas del proceso;



7.1 IDENTIFICACION IMPACTO AMBIENTAL

Los impactos ambientales fueron calificados según los siguientes criterios de evaluación: magnitud, probabilidad, reversibilidad, importancia e Incidencia. En la siguiente matriz.

En el siguiente cuadro se muestran los impactos ambientales que genera cada área y/o proceso, los impactos ambientales más altos están de color rojo, siendo los más importantes. A partir de esta evaluación se proponen soluciones en el PMA (plan de manejo ambiental).

Cuadro 21. Impactos ambientales por área y proceso

Área/proceso	Aspecto ambiental	Impacto ambiental
Diseño	Uso de papel	Agotamiento de recursos naturales:
Diseño/Operación	Consumo de energía	Racionamiento de energía
Operación	Generación de emisiones	Calentamiento global
Operación	Generación ruido ambiental	Contaminación auditiva
Operación	Generación de residuos solidos	Contaminación suelos
Operación	Almacenamiento masivo de llantas	Contaminación del suelo
Fabricación	Generación de residuos metálicos	Contaminación suelo
Fabricación	Generación de estopas y materiales impregnados con solventes y pinturas	Contaminación química del suelo
Fabricación	Generación de residuos peligrosos	Contaminación del suelo, riego de la vida humana
Fabricación	Generación de emisiones	Smog
Mantenimiento	Generación de aceite usado	Contaminación de suelos

Fuente: elaboración propia

Se toman diferentes valores para la calificación de los impactos ambientales los cuales son dados por los autores;

Cuadro 22. Calificación impacto ambiental

Valores	Calificación	Acción
Significativo	>30	Se debe cambiar totalmente el proceso debido a los altos impactos que genera al medio ambiente
No significativo	2-29	Se implementan métodos que reduzca el impacto ambiental

Fuente: elaboración propia

Se definen los criterios de evaluación que cualificarán los impactos ambientales anteriormente identificados

Cuadro 23. Criterios de evaluación impacto ambiental

	Criterio de evaluación	Descripción
M	Magnitud	Extensión geográfica del impacto
P	Probabilidad	Incidencia con la cual se genera el impacto
R	Reversibilidad	Capacidad de recuperación
Lm	Importancia	Severidad o nivel de daño que sufre el medio
Ln	Incidencia	Influencia del impacto sobre el medio

Fuente: elaboración propia

Cuadro 24. Calificación

Calificación	Puntuación
Alto	10
Medio	5
Bajo	2

Fuente: elaboración propia

7.2 RECOMENDACIONES

En la matriz (Ver anexo H) se puede observar que solo un impacto ambiental fue mayor de 30, lo cual quiere decir que se debe hacer recomendaciones para que se minimice el impacto ambiental generado.

El aspecto ambiental dio un resultado de 40 es el almacenamiento masivo de llantas, su impacto ambiental es la contaminación del suelo, debido a que se trabajará con gran cantidad de llantas se debe tener cuidado y seguir la reglamentación de seguridad para el almacenamiento de llantas ya se el material

de estas llantas es altamente inflamable, también luego de acabar el proceso de destalonamiento se debe asegurar que las llantas sigan el proceso para su reciclaje, así mismo evitar la contaminación del suelo con este material o residuos del mismo.

8. ESTUDIO FINANCIERO

8.1 COSTOS

En este capítulo se determinan los costos de ingeniería de diseño, de fabricación, materiales y costos totales.

8.1.1 Ingeniería de diseño. Los costos de ingeniería de diseño son los costos implícitos en la realización del proyecto;

Cuadro 25. Costos de ingeniería

Items	Unidad	Cantidad	V / unidad(\$)	Total(\$)	Fuente financiad.
Talento Humano					
Proponentes (2)	H-H	1.300	6.000	7.800,000	Proponentes
Orientador	H-H	35	15.000	525.000	U. América
<i>Total Talento Humano</i>				\$8.325.000	
Gastos maquinaria y equipo					
Computadora	Uni	1	2.035.000	2.035.000	Proponentes
Software	Licencia	1	93.540	93.540	Proponentes
<i>Total Maquinaria y Equipo</i>				\$2.128.540	
Fungibles					
Libros	Uni	3	100.000	300.000	Proponentes
Papel	Resma	2	10.500	21.000	Proponentes
Tinta	Tóner	6	75.000	450.000	Proponentes
<i>Total Fungibles</i>				\$771.000	
Otros Gastos					
Viajes	GI	18	6.400	115.200	Proponentes
<i>Total Otros Gastos</i>				\$115.200	

Cuadro 25. (Continuación)

Items	Unidad	Cantidad	V / unidad(\$)	Total(\$)	Fuente financiad.
TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS			\$11'339.740		
Imprevistos (5%)			\$566.987		
COSTO TOTAL DEL PROYECTO (ΣGASTOS)			\$11'906.727		

Fuente: elaboración propia

8.1.2 Materiales. En la siguiente tabla se especifica el precio de cada uno de los materiales que se disponen para la construcción de la máquina.

Cuadro 26. Precio de materiales

Cantidad	Uni	Descripción	Material	Valor unidad	Valor total
4	Mts	Viga W 4x13	ASTM A36	88.500	354.000
2	mts	Viga W 8x31	ASTM A36	70.800	141.000
1	uni	Unidad Hidraulica-COHA		7.320,000	7.320,000
6	mts	Mangueras hidraulicas 3/4"	hule sintético	8.300	50.000
18	mts	Tubo SCH 40 SA 106		5.100	91.800
30	uni	Tornillos HEX 1/4X4		2.500	75.000
2	uni	Cilindro hidráulico doble efecto		1.172,600	2.345,200
20	uni	Codos roscados 1/2"		4.600	92.000
1	uni	Lamina 1,5 x3mts x 3,5 mm	aisi 304	904.000	904.000
1	uni	Lamina 1,2 mts x2,4 mts x 12mm	ASISI 304	3.228,000	3.228,000
2	uni	hardox 400 1" x 400 x200	Hardox 400	364.000	728.000
6	mts	Lamina s.a	A36	1.542,200	1.542,200

Cuadro 26. (Continuación)

Cantidad	Uni	descripción	Material	Valor unidad	Valor total
26	gal	anticorrosivo epoxico sika		85.000	2.221,000
7	gal	poliuretano serie 36 sika		210.000	1.470,000
1	uni	Unidad eléctrica(consola, cables)		300.000	300.000
				TOTAL	20.862,200

Fuente: elaboración propia

8.1.3 Costos de fabricación. A continuación se mostraran todos los costos de fabricación de la maquina los cuales fueron dados por la empresa Ruiz Fajardo Ingenieros S.A.S.

Cuadro 27. Costos fabricación

Concepto	Cantidad	Valor unidad	Valor
Corte y pulido	-	-	1.200,000
Soldaduras	-	-	426.000
Montaje	-	-	250.000
Pintura	-	-	300.000
Puesta a punto	-	-	850.000
		TOTAL	3.026,000

Fuente: elaboración propia

8.1.4 Costos totales. Se hace un cuadro con todos los valores para la fabricación de la máquina.

Cuadro 28. Costos totales

Costos	Valor total
Costos de ingeniera	11.906,727
Costos de materiales	20.562,200
Costos de fabricación	3.026,000
Costo total	35.794.927

Fuente: elaboración propia

8.2 MAQUINA IMPORTADA

Para lograr hacer una comparación de precios entre las máquinas se cotizó la importación de una Destalonadora simple.

A continuación se muestran las especificaciones de la máquina cotizada, esta máquina tiene especificaciones similares a la diseñada y también se muestran imágenes de la máquina.

Imagen 91. Especificaciones máquina importada

Tipo	TQCL1250
Voltaje de funcionamiento	Trifásico 380 V/50Hz
Potencia del motor	15KW
Aplicado tire diámetro exterior	≤ 1200mm
Método de enfriamiento	Circulación de agua de refrigeración
Aceite hidráulico anti-desgaste	40 #
Volumen de aceite	400L
Extracción cilindro carrera de trabajo	1250mm
Cilindro de corte carrera de trabajo	350mm
Extracción cilindro presión de trabajo	≤20 MPa
Presionando presión del cilindro	≤10 MPa
Capacidad de manejo	28-38 unids/hora
Dimensión	4100x870x1550mm
Peso de la máquina	2200 kg

Fuente: alibaba Disponible en <https://spanish.alibaba.com/productdetail/scrap-1200mmti-re-beadsteelwirepuller60118050592.html?spm=a2700.8699010.29.105.4b91>

Cuadro 29. Especificaciones máquina diseñada

Voltaje de funcionamiento	Trifásico 380V/50
Potencia motor	16kW
Aplicado llanta diámetro exterior	≤800mm
Volumen aceite	600L
Extracción cilindro carrera de trabajo	1.200mm
Extracción cilindro presión de trabajo	25MPa
Capacidad de manejo	70-70 unids/hora

Fuente: elaboración propia

Imagen 92.Maquina importada



Fuente: AliExpress [En línea].[Consultado:10 de junio de 2018].Disponible <https://www.aliexpress.com/129dic/Painting-table-Lifting-Bracket-Furniture-Hardware-Accessories-Sofa-Armrest-Hinge-Massage-Table-Lifter-2PCS/32614763865.html>

Esta máquina se consiguió en la página de Alibaba.com la cual tiene un precio de 20.500,00 US a cambio de 2.878,8 pesos colombianos del día 28 de Junio del 2.018 tiene un precio de 59.107.720 COP puesta en el puerto de Shenzen, China. Se cotiza el transporte por medio marítimo al puerto Pt Everglades. Miami, FI Usa el cual este transporte tiene un precio de 2.315,50 US\$ y de Miami al puerto de Buenaventura, Colombia a un precio de 1.810,00 US\$ incluyendo todos costos en un contenedor de 40 pies. Lo cual en total de un precio de 4.125,05 US\$ a precio colombiano 11.876.958,10 COP.

Esta máquina en la industria colombiana se encuentra dentro de la referencia de máquinas de forjar o estampar, para trabajar metal; máquinas (incluidas las prensas) de enrollar, curvar, plegar, enderezar, aplanar, cizallar, punzonar o entallar con nomenclatura 8462.49.10.00 la cual el porcentaje de aranceles sobre el valor de la maquina es del 0% y IVA del 19%. Un seguro para esa máquina es de 60% sobre el valor de esta.

Cuadro 30. Costos maquina importada

Costo	Precio
Compra maquina	59.107.720
Costo transporte marítimo a Colombia	11.876.958
Costo transporte terrestre Buenaventura a Madrid (CUN)	2.500.000

Seguro 60%	35.464.632
IVA 19%	11.230.466
Total	120.179.678

Fuente: elaboración propia

Según los resultados de la cotización para la compra de la maquina en el exterior lo cual da un total de 120.179.678 COP\$ multiplicado por dos, ya que son dos máquinas simples para lograr una comparación con la maquina diseñada por, lo cual da un total de 240.359.522 COP\$.

El cual su precio total es de 35.494.927 COP\$ siendo la maquina una Destalonadora doble y no simple se puede determinar que el precio es de 70% más económico que la importación de las dos máquinas destalonadoras simples. De lo que se concluye que diseñar la máquina es más rentable que la compra en el extranjero.

9. CONCLUSIONES

- ✓ En la evaluación financiera se evidencio que la maquina fabricada, una Destalonadora doble con un valor total de 35.494.927COP\$ en comparación con la importación de dos Destalonadoras sencillas por un precio total de 146.969.356COP\$, es más rentable la fabricación de la Destalonadora doble
- ✓ Desde el punto de vista ambiental, se evidencia que hay un aspecto ambiental significativo, almacenamiento masivo de llantas.
- ✓ La fabricación de la destalonadora de llantas doble es viable, ya que teniendo en cuenta sus características hace que sea competitiva frente a las existentes en el mercado actual, aumentando su productividad en un 50%, y con un costo 76% menor

10. RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda realizar una automatización de la destalonadora de llantas o del sistema de elevación
- ✓ Diseñar e implementar un dosificador de llantas el cual permitirá un mejor posicionamiento de la llanta al momento de destalonar
- ✓ Se recomienda generar un sistema de producción en línea con la inclusión de un molino para así tener un sistema de procesamiento de llantas completo

BIBLIOGRAFIA

CLARK. Samuel,. Mechanics of neumatic tires. Segunda edición. Estados Unidos. U.S. Government Printing Office, 1981. 971 paginas.

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMERICA Guía metodológica para la elaboración de trabajos de grado y proyectos de investigación en pregrado 101 paginas.

HIBBELER. R. C et al. Mecánica de materiales. Octava edición México: Pearson educación, S.A, 1997. 9701700473. 754 paginas.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. NTC. Documentación, presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. Bogotá D.C.: ICONTEC. 2008. (NTC 1486).

_____. Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. NTC 5613. 1 ed. Bogotá D.C: El instituto, 2008. 38 p.

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas bibliográficas. NTC 4490. 1 ed. Bogotá D.C: El instituto, 1991. 23 p.

NORTON. Robert. Diseño de máquinas. Cuarta edición. México. Prentice Hall, 1992, 1056p.

MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.

MOTT, Robert L., et al. Mecánica de fluidos. Sexta edición. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 644 paginas.

SHIGLEY. Diseño en ingeniería mecánica. Octava edición. México. Editorial McGraw-Hill. 2008. 1059 páginas

ANEXOS

ANEXO A.
CATALOGO LAMINAS ANTIDESLIZANTE

**TABLA DE PESOS Y ESPESORES
PARA LAMINAS DE ACERO**

Producto	Espesor			Peso/Kg (Formato Comercial)						
	mm	Calibre	Pulgadas	1000 x 2000mm	1200 x 2400mm	1220 x 2440mm	1000 x 6000mm	1200 x 6000mm	1830 x 6096mm	2483 x 6096mm
TEZ	0.15mm	38	-	-	-	-	-	-	-	-
TEZ	0.17mm	36	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.30mm	30	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.35mm	29	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.38mm	28	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.40mm	26	-	6.28Kg	9.04Kg	9.34Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.43mm	26	-	6.75Kg	9.72Kg	10.68Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.45mm	26	-	7.07Kg	10.17Kg	10.51Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.55mm	24	-	8.64Kg	12.43Kg	12.85Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.61mm	24	-	9.55Kg	13.79Kg	14.30Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.70mm	23	-	11.01Kg	15.82Kg	16.62Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.75mm	22	-	11.82Kg	16.95Kg	17.65Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.80mm	20	-	12.56Kg	18.08Kg	18.69Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.85mm	20	-	13.50Kg	19.21Kg	20.07Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.90mm	20	-	14.13Kg	20.34Kg	21.03Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.00mm	19	-	15.70Kg	22.60Kg	23.36Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.10mm	18	-	17.27Kg	24.86Kg	25.82Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.15mm	18	-	18.05Kg	25.99Kg	27.09Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.20mm	18	-	18.67Kg	27.13Kg	28.04Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.40mm	16	-	21.98Kg	31.65Kg	32.71Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.40mm	16	-	21.98Kg	31.65Kg	32.71Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.45mm	16	-	22.76Kg	32.78Kg	33.88Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.50mm	16	-	23.35Kg	33.91Kg	34.90Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.80mm	14	-	28.26Kg	40.69Kg	42.06Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.85mm	14	-	29.04Kg	41.82Kg	43.23Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.90mm	14	-	29.30Kg	42.95Kg	44.38Kg	-	-	-	-
GAL/LAC	2.00mm	13	-	31.50Kg	47.62Kg	46.73Kg	94.20Kg	113.04Kg	-	-
LAC	2.30mm	-	-	36.11Kg	51.99Kg	53.74Kg	108.33Kg	129.99Kg	-	-
GAL/LAC/LAD/LAL	2.50mm	12	-	39.78Kg	57.20Kg	58.41Kg	117.75Kg	141.30Kg	-	-
GAL/LAC/LAD/LAL	3.50mm	11	1/8"	47.67Kg	68.43Kg	70.10Kg	141.59Kg	171.43Kg	-	-
LAC/LAD	4.00mm	8	-	63.00Kg	90.54Kg	93.47Kg	195.57Kg	226.00Kg	-	-
LAC/LAD/LAL/PLA	4.50mm	7	3/16"	71.88Kg	103.43Kg	105.15Kg	215.47Kg	255.05Kg	404.8Kg	-
PLA	4.75mm	7	3/16"	74.57Kg	107.38Kg	110.99Kg	223.72Kg	268.47Kg	418.2Kg	-
LAC/LAD/LAL/PLA	6.00mm	3	1/4"	95.47Kg	136.88Kg	140.20Kg	289.55Kg	345.29Kg	537.4Kg	-
PLA	6.35mm	3	1/4"	-	143.56Kg	148.38Kg	299.08Kg	358.90Kg	566.1Kg	-
PLA	7.94mm	-	5/16"	-	179.50Kg	185.54Kg	-	448.76Kg	708.3Kg	-
LAC/PLA	8.00mm	-	5/16"	-	182.40Kg	186.94Kg	-	454.30Kg	716.2Kg	934.7Kg
LAC/PLA	9.00mm	-	3/8"	-	204.28Kg	210.31Kg	-	508.68Kg	760.6Kg	1050Kg
LAC/PLA	9.50mm	-	3/8"	-	214.77Kg	221.99Kg	-	536.94Kg	827.2Kg	1110Kg
LAC/PLA	12.00mm	-	1/2"	-	-	286Kg	-	678.24Kg	1058Kg	1400Kg
PLA	12,70mm	-	1/2"	-	-	297Kg	-	-	1113Kg	1508Kg
PLA	15.00mm	-	5/8"	-	-	350Kg	-	-	1314Kg	1750Kg
PLA	19.00mm	-	3/4"	-	-	443Kg	-	-	1670Kg	2217Kg
PLA	25.00mm	-	1"	-	-	584Kg	-	-	-	2917Kg
PLA	32.00mm	-	1.1/4"	-	-	723.4Kg	-	-	-	3617Kg
PLA	38.00mm	-	1.1/2"	-	-	887Kg	-	-	-	4433Kg
PLA	50.00mm	-	2"	-	-	1112Kg	-	-	-	5814Kg
PLA	63.00mm	-	2.1/2"	-	-	1470Kg	-	-	-	7419Kg
PLA	75.00mm	-	3"	-	-	1750Kg	-	-	-	8750Kg
PLA	100.00mm	-	4"	-	-	2334Kg	-	-	-	11667Kg

Nota: La información contenida en esta tabla están en proceso de innovación, por lo que pueden estar sujetos a modificaciones.

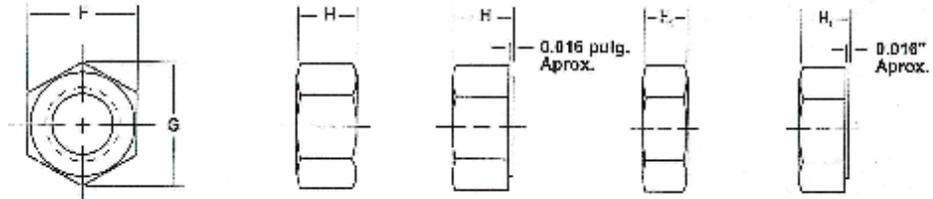
pbx (1) 3702200

www.lacampana.co

ANEXO B.
PLANO CILINDRO

ANEXO C.
TUERCA

DIMENSIONES PARA TUERCAS Y CONTRATUERCAS HEXÁGONAS TIPO PESADO



Según ANSI B18 -2-2

Diámetro Normal	Número de hilos por pulgada	F			G			H			H1		
		Distancia entre Caras		Min.	Distancia entre aristas		Mín.	Altura para Tuercas hexágonas		Altura para Contratuerzas hexágonas		Mín.	
		Básica	Máx.		Máx.	Mín.		Básic.	Máx.	Básic.	Máx.		
1/4	20	1/2	0.500	0.488	0.577	0.556	15/64	0.250	0.218	11/64	0.188	0.156	
5/16	18	9/16	0.562	0.546	0.622	0.622	19/64	0.314	0.280	13/64	0.220	0.190	
3/8	16	11/16	0.688	0.689	0.794	0.763	23/64	0.377	0.341	15/64	0.262	0.216	
7/16	14	3/4	0.750	0.728	0.866	0.830	27/64	0.441	0.403	17/64	0.286	0.247	
1/2	13	7/8	0.875	0.850	1.010	0.969	31/64	0.504	0.464	19/64	0.317	0.277	
9/16	12	15/16	0.938	0.909	1.083	1.037	35/64	0.568	0.526	21/64	0.349	0.307	
5/8	11	1 1/16	1.062	1.051	1.227	1.175	39/64	0.631	0.587	23/64	0.381	0.337	
3/4	10	1 1/4	1.250	1.212	1.443	1.382	47/64	0.768	0.710	27/64	0.446	0.396	
7/8	9	1 7/16	1.438	1.394	1.660	1.589	55/64	0.885	0.833	31/64	0.510	0.458	
1	8	1 5/8	1.625	1.575	1.876	1.796	63/64	1.012	0.956	35/64	0.575	0.519	
1 1/8	8	1 13/16	1.812	1.756	2.093	2.002	1 7/64	1.139	1.079	39/64	0.639	0.579	
1 1/4	8	2	2.000	1.938	2.309	2.208	1 7/32	1.251	1.187	23/32	0.751	0.687	
1 3/8	8	2 3/16	2.188	2.119	2.526	2.416	1 11/32	1.378	1.310	25/32	0.816	0.747	
1 1/2	8	2 3/8	2.375	2.300	2.742	2.622	1 15/32	1.505	1.433	27/32	0.880	0.808	
1 5/8	8	2 9/16	2.562	2.481	2.969	2.828	1 18/32	1.632	1.556	29/32	0.944	0.868	
1 3/4	8	2 3/4	2.750	2.662	3.175	3.035	1 23/32	1.759	1.679	31/32	1.009	0.929	
1 7/8	8	2 15/16	2.938	2.844	3.352	3.242	1 27/32	1.886	1.802	1 1/32	1.073	0.989	
2	8	3 1/8	3.125	3.025	3.608	3.449	1 31/32	2.013	1.925	1 3/32	1.138	1.050	
2 1/4	8	3 1/2	3.500	3.388	4.041	3.862	2 1/64	2.251	2.155	1 13/64	1.251	1.166	
2 1/2	8	3 7/8	3.875	3.750	4.474	4.275	2 29/64	2.606	2.401	1 29/64	1.506	1.401	
2 3/4	8	4 1/4	4.250	4.112	4.907	4.686	2 45/64	2.789	2.647	1 37/64	1.634	1.522	
3	8	4 5/8	4.625	4.475	5.340	5.102	2 51/64	3.013	2.893	1 45/64	1.783	1.643	
3 1/4	8	5	5.000	4.838	5.774	5.515	3 3/16	3.252	3.124	1 13/16	1.876	1.748	
3 1/2	8	5 3/8	5.375	5.200	6.207	6.928	3 7/16	3.506	3.370	1 15/16	2.006	1.870	
3 3/4	8	5 3/4	5.750	5.562	6.640	6.341	3 11/16	3.760	3.616	2 1/16	2.134	1.990	
4	8	6 1/8	6.125	5.925	7.073	6.755	3 15/16	4.014	3.862	2 3/16	2.264	2.112	

NOTA: Dimensiones en pulgadas.

ANEXO D.
MATERIAL AISI 4140

Density	7.85 g/cm ³	0.284 lb/in ³
Melting point	1416°C	2580°F

Mechanical Properties

The following table outlines the mechanical properties of AISI 4140 alloy steel.

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength	655 MPa	95000 psi
Yield strength	415 MPa	60200 psi
Bulk modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (typical for steel)	80 GPa	11600 ksi
Elastic modulus	190-210 GPa	27557-30458 ksi
Poisson's ratio	0.27-0.30	0.27-0.30
Elongation at break (in 50 mm)	25.70%	25.70%
Hardness, Brinell	197	197
Hardness, Knoop (converted from Brinell hardness)	219	219
Hardness, Rockwell B (converted from Brinell hardness)	92	92
Hardness, Rockwell C (converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only)	13	13
Hardness, Vickers (converted from Brinell hardness)	207	207
Machinability (based on AISI 1212 as 100 machinability)	65	65

Thermal Properties

Related ANSI Standards

ASTM E110-14: Standard Test Method for Rockwell and Brinell Hardness of Metallic Materials by Portable Hardness Testers

ASTM E18-16: Standard Test Methods for Rockwell Hardness of Metallic Materials

ASTM B848-15: Standard Specification for Powder Forged (PF) Ferrous Materials

ASTM C565-15: Standard Test Methods for Tension Testing of Carbon and Graphite Mechanical Materials

ASTM C808-75(2016): Standard Guide for Reporting Friction and Wear Test Results of Manufactured Carbon and Graphite Bearing and Seal Materials

ANEXO E.
HARDOX 400

Hardox® 400

General Product Description

The versatile steel that resists wear and abrasion.

Hardox®400 is an abrasion-resistant steel with a nominal hardness of 400 HBW. Hardox® 400 is a versatile wear-resistant steel. As a result of its high toughness, good bendability and weldability, this steel can be used in structures with moderate wear.

Dimension Range

Hardox® 400 is available as plate in thicknesses of 4.0 – 130 mm (5/32- 5.12"), and as sheet in thicknesses of 2.0- 8.0 mm (0.079- 0.315"). Hardox® 400 plate is available in widths up to 3350 mm (131.89") and lengths up to 14630 mm (575.98"). Hardox® 400 sheet is available in widths up to 1650 mm (64.96") and lengths up to 16000 mm (629.92"). More detailed information on dimensions is provided in the dimension program.

Mechanical Properties

Grade	Thickness (mm)	Hardness ¹⁾ (HBW)	Typical yield strength (MPa), not guaranteed
Hardox® 400 sheet	2.0- 8.0	370- 430	1100
Hardox® 400 plate	4.0- 130.0	370- 430	1100

¹⁾ Brinell hardness, HBW, according to EN ISO 6506-1, on a milled surface 0.5 – 3 mm below surface. At least one test specimen per heat and 40 tons. The nominal thickness of supplied plates will not deviate more than +/- 15 mm from the thickness of the test specimen used for hardness testing.

Hardox® is through-hardened. Minimum core hardness is 90 % of the guaranteed minimum surface hardness.

Impact Properties

Grade	Longitudinal test, typical impact energy, Charpy V 10 x10 mm test specimen.
Hardox® 400 sheet & plate ¹⁾	45 J /-40 °C

¹⁾ Impact toughness measured upon agreement. For thicknesses between 6- 11.9 mm, sub-size Charpy V-specimens are used. Impact testing according to ISO EN 148 per heat and thickness group. Average of three tests.

Chemical Composition (heat analysis)

Grade	C ¹⁾ (max %)	Si ¹⁾ (max %)	Mn ¹⁾ (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr ¹⁾ (max %)	Ni ¹⁾ (max %)	Mo ¹⁾ (max %)	B ¹⁾ (max %)
Sheet & plate	0.32	0.70	1.60	0.025	0.010	1.40	1.50	0.60	0.004

The steel is grain refined. ¹⁾ Intentional alloying elements.

Carbon Equivalent CET(CEV)

Thickness (mm)	sheet	plate	plate	plate	plate	plate	plate	plate
	2.0 - 8.0	4.0 - 7.9	8.0 - 20.0	20.1 - 32.0	32.1 - 45.0	45.1 - 51.0	51.1 - 80.0	80.1 - 130
Max CET(CEV)	0.28(0.41)	0.26(0.41)	0.31(0.47)	0.32(0.52)	0.33(0.60)	0.40(0.59)	0.43(0.82)	0.50(0.82)
Typ CET(CEV)	0.26(0.39)	0.24(0.39)	0.28(0.44)	0.29(0.48)	0.31(0.58)	0.38(0.57)	0.41(0.65)	0.48(0.73)

$$CET = C + \frac{Mn}{10} + \frac{Mo}{20} + \frac{Cr}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$LLV = C + \frac{Mn}{10} + \frac{Cr}{5} + \frac{Mo}{5} + \frac{V}{15} + \frac{Ni}{15}$$

ANEXO F.
ACEITE HIDRÁULICO SHELL

Ficha de Datos de Seguridad

Shell Tellus Oil T 68

1. IDENTIFICACIÓN DE LA SUSTANCIA O PREPARADO Y DE LA SOCIEDAD O EMPRESA

Código del producto	001B1710	
Nro. InfoSafe	ACNNC ES/spa/C	
Fecha de emisión	08/05/2008	
Tipo de producto/Usos	Aceite hidráulico.	
Otros nombres	NOMBRE Shell Tellus Oil T 68	CÓDIGO 140002035628
Suministrador	Número de teléfono Teléfono de emergencia 91.537.01.33 Número de teléfono/fax Tel:91.537.01.00 Fax:91.537.01.16	
SHELL ESPANA, S.A. C/ Rio Bullaque, 2 28034 Madrid España		

Email
lubricantSDS@shell.com

2. IDENTIFICACIÓN DE LOS PELIGROS

Clasificación CE	No está clasificado como peligroso bajo el criterio de la CE.
-------------------------	---

Peligros para la salud humana

Sin riesgos específicos bajo condiciones de uso normales. La exposición prolongada o repetida puede causar dermatitis. El aceite usado puede contener impurezas nocivas.

Peligros de seguridad

No está clasificado como inflamable, pero puede arder.

Peligros para el medio ambiente

No está clasificado como peligroso para el medio ambiente.

3. COMPOSICIÓN/INFORMACIÓN SOBRE LOS COMPONENTES

Descripción del preparado

Mezcla de aceites minerales super refinados y aditivos. El aceite mineral altamente refinado contiene <3%(p/p) de extracto de dimetilsulfóxido (DMSO), de acuerdo con IP346.

NOMBRE	CAS	EINECS	PROPORCIÓN	Peligro	Frase R
Aceites minerales muy refinados	Mixture	-	90-100 %		

w.shell.com



9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

Color	Ambar.
Estado físico	Líquido a temperatura ambiente.
Olor	Característico a aceite mineral.
Valor pH	Datos no disponibles.
Presión de vapor	Se supone que es menor que 0,5 Pa a 20° C.
Punto de ebullición inicial	Se supone que sea >280° C.
Solubilidad en Agua	Insignificante.
Densidad	877 kg/m ³ a 15°C.
Punto de inflamación	225°C (COC).
Límite superior de explosión (LSE)	10%(v/v) (típico).
Límite inferior de explosión (LIE)	1% (v/v) (típico).
Temperatura de autoignición	Se supone que sea >320° C.
Viscosidad cinemática	68 mm ² /s a 40°C.
Relacion de Evaporacion	Datos no disponibles.

www.shell.com



Número de versión 1.2 08/05/2008

Página 4 de 8

Shell Tellus Oil T 68

Densidad del vapor (Aire=1)	Mayor que 1.
Coefficiente de reparto: n-octanol/agua	Se supone que el log Pow es mayor que 6.
Punto de congelación	-36°C.

ANEXO G.
MATRIZ IMPACTO AMBIENTAL

Proceso	Aspecto Ambiental	Impacto Ambiental	Criterios de Evaluación					Total	Calificación
			P	In	R	Im	M		
<i>Operación</i>	<i>Generación de ruido ambiental</i>	<i>Contaminación auditiva</i>	10	2	2	2	2	18	No significativo
<i>Diseño/operación</i>	<i>Consumo de energía</i>	<i>Racionamiento de energía</i>	10	5	5	2	2	24	No significativo
<i>Operación</i>	<i>Generación de residuos solidos</i>	<i>Contaminación del suelo</i>	10	5	5	2	2	24	No significativo
<i>Operación</i>	<i>Generación de emisiones</i>	<i>Calentamiento global</i>	5	5	5	10	2	27	No Significativo
<i>Operación</i>	<i>Almacenamiento masivo llantas</i>	<i>Contaminación del suelo</i>	10	10	10	5	5	40	Significativo
<i>Fabricación</i>	<i>Generación de estopas y materiales impregnados con solventes y pinturas</i>	<i>Contaminación química del suelo</i>	2	10	5	5	5	27	No significativo
<i>Fabricación</i>	<i>Generación de residuos</i>	<i>Contaminación química del suelo</i>	5	2	5	10	2	24	No significativo
<i>Mantenimiento</i>	<i>Cambio aceite maquinaria</i>	<i>Contaminación química del suelo</i>	2	10	10	5	2	29	No significativo

ANEXO I.
PLANOS