

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### DISEÑO DE UNA HORQUILLA ESTIBADORA ACOPLABLE A UN TRACTOR AGRÍCOLA, CON CAPACIDAD PARA CARGAR 1500 kg

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**JOSÉ ANTONIO CÓRDOVA CARLOS**

**ASESOR: VICTOR GIRÓN MEDINA**

**Lima, Mayo del 2016**

## RESUMEN

En los últimos años la agricultura en el Perú ha experimentado un notable progreso y un incremento considerable en la demanda de productos gracias a la apertura del mercado al libre comercio. Tomando en cuenta la llegada de nuevos competidores al sector, la apertura del mercado hacia la libre competencia, la falta de capacidad para mejorar los procesos de producción y distribución, además de que la tecnología referente al transporte de cargas está aún basada en métodos y herramientas tradicionales pueden representar hasta un 40 por ciento de retraso en el tiempo de producción y distribución del pequeño o mediano agricultor.

Es así que a través del desarrollo del presente proyecto se diseñó un equipo de carga y transporte llamado horquilla estibadora que puede ser acoplado y accionado por un tractor agrícola convencional y que sus características de operación satisfacen las necesidades de transporte del pequeño o mediano agricultor peruano. En ese sentido, el objetivo de la presente tesis es el diseño de una horquilla estibadora con capacidad para cargar 1500 kg que puede acoplarse a un tractor agrícola y ser accionado utilizando la energía suministrada por este.

Para lograr el objetivo planteado se propuso la siguiente metodología: Primeramente se realizó el estudio del estado de la tecnología y los parámetros de diseño requerido para el equipo, después se elaboró una lista de exigencias de la horquilla estibadora para identificar la solución más óptima para el diseño de acuerdo a la matriz morfológica y la estructura de funciones definidas. Más adelante se desarrolló el cálculo para el dimensionamiento y selección de los elementos de la máquina. Finalmente se determinó los costos de fabricación, así como la presentación de los planos de ensamble y de detalle de la horquilla estibadora.

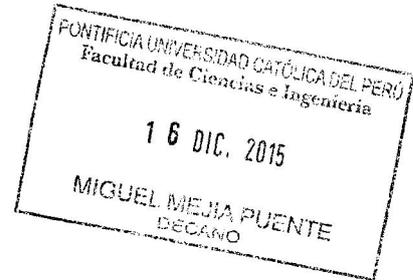
Como resultado se ha diseñado una horquilla estibadora que puede ser acoplada y accionada por un tractor agrícola de categoría 2 de acuerdo a la norma ISO 730-1. Además tiene una capacidad de carga de 1500 kg con una altura de levante de 2,40 metros y capacidad de inclinación de 12 grados hacia adelante y hacia atrás. El costo total de fabricación ascendió a USD 5800


**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

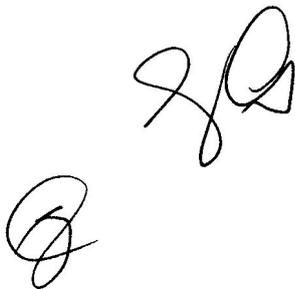
TÍTULO	<b>DISEÑO DE UNA HORQUILLA ESTIBADORA ACOPLABLE A UN TRACTOR AGRÍCOLA, CON CAPACIDAD PARA CARGAR 1500 kg</b>
ÁREA	Producción. <del>5</del> 5
PROPUESTO POR	Ing. Victor Girón Medina.
ASESOR	Ing. Victor Girón Medina.
TESISTA	José Antonio Córdova Carlos
CÓDIGO	20072030
FECHA	27 de noviembre del 2015


**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

La agricultura en el Perú ha tenido un notable progreso; prueba de ellos es la gran cantidad de haciendas y fincas que se dedican a esta actividad en sectores rurales de la capital peruana como también en el interior del país. Sin embargo, la llegada de nuevos competidores al sector y la apertura del mercado hacia la libre competencia representan un gran reto al cual el pequeño y mediano agricultor se enfrenta.

El objetivo principal de esta tesis es el diseño de un equipo de carga y transporte llamado horquilla estibadora que pueda ser acoplado y accionado por un tractor agrícola convencional. Se pretende que sus características satisfagan las necesidades del agricultor, y que sea accesible para su economía, brindándole además seguridad y eficiencia.

La máquina deberá poder transportar y levantar cargas a una altura máxima de 2.4 metros sobre el suelo, así como también poder inclinarse 12 grados hacia adelante y 12 grados hacia atrás para la facilidad en el proceso de carga y descarga.





**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE UNA HORQUILLA ESTIBADORA ACOPLABLE A UN TRACTOR  
AGRICOLA, CON CAPACIDAD PARA CARGAR 1500 kg**

Introducción

1. Estado de la tecnología, evaluación del problema, parámetros de diseño.
2. Planteamiento conceptual.
3. Diseño y selección de los elementos de la máquina.
4. Estimado de los costos de fabricación.

Planos

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

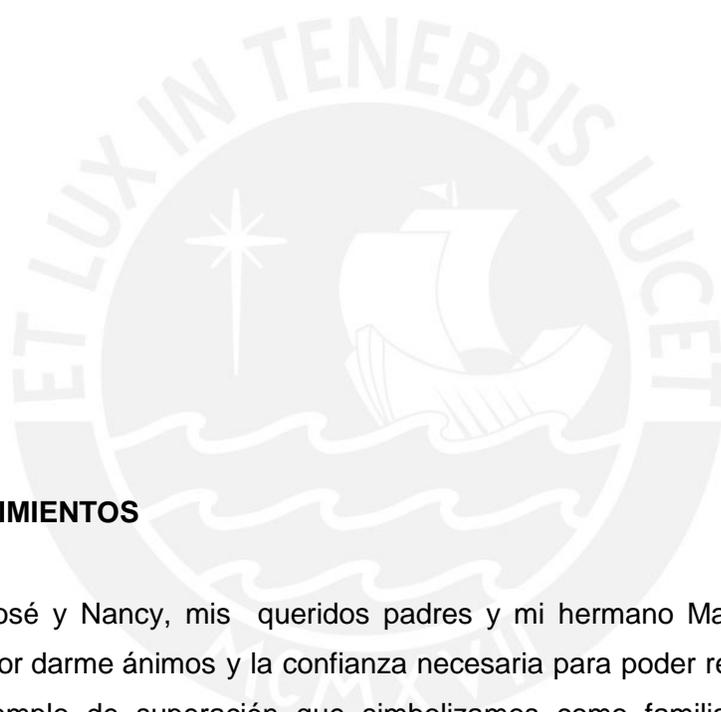
*Máximo: 100 páginas*



Ing. Víctor Girón Medina

Asesor





## AGRADECIMIENTOS

A José y Nancy, mis queridos padres y mi hermano Marco por todo el apoyo brindado, por darme ánimos y la confianza necesaria para poder realizar este trabajo, por el gran ejemplo de superación que simbolizamos como familia, por transmitirme su inmensa ilusión y haber creído siempre en mí es de ustedes este logro.

A mi tía Melva, por ser mi gran motivación y porque seguramente el esfuerzo reflejado en el presente trabajo es incomparable al esfuerzo que realizas día a día por brindarme tu incondicional atención y afecto siempre.

A mis familiares y amigos que formaron parte de este proceso, por todos los consejos y haberme mostrado el camino hacia el desarrollo profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDO	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA, EVALUACIÓN DEL PROBLEMA, PARÁMETROS DE DISEÑO .....	3
1.1. Descripción de la necesidad .....	3
1.2. Marco teórico.....	3
1.2.1 Tractor agrícola .....	4
1.2.2 Cargadores acoplados al tractor.....	7
1.2.3 Acoplamiento entre tractor y equipos .....	9
1.2.4 Montacargas .....	11
1.3. Estado de la tecnología.....	13
CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO CONCEPTUAL.....	16
2.1 Caja negra .....	16
2.2 Operaciones principales del equipo.....	16
2.3 Estructura de funciones.....	18
2.4 Matriz morfológica.....	20
2.5 Proyectos preliminares.....	22
2.5.1 Alternativa de solución 1 .....	22
2.5.2 Alternativa de solución 2 .....	23
2.5.3 Alternativa de solución 3 .....	23
2.6 Concepto de solución óptimo .....	24
CAPÍTULO 3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE LA MÁQUINA .....	26
3.1 Diseño de las horquilla.....	26
3.1.1 Diseño de la uña de levante .....	27
3.1.2 Diseño de la barra sujetadora .....	33
3.1.3 Diseño del enganche superior .....	34
3.2 Diseño del portahorquilla.....	37
3.2.1 Diseño del carro horizontal superior e inferior .....	38
3.2.2 Diseño del soporte .....	41
3.2.3 Selección de los ruedas de desplazamiento vertical.....	46

3.3	Diseño del carro vertical.....	49
3.3.1	Diseño del perfil de desplazamiento vertical.....	49
3.3.2	Diseño de la pletina.....	53
3.3.3	Diseño de la unidad de elevación.....	56
3.4	Diseño del marco estructural.....	65
3.4.1	Diseño del perfil del marco estructural.....	65
3.4.2	Diseño del soporte base del marco estructural.....	70
3.4.3	Diseño del soporte de la cadena.....	72
3.4.4	Diseño de los soportes de los enganches del tractor.....	74
3.4.5	Selección de las ruedas del carro vertical.....	83
3.5	Selección del sistema hidráulico.....	83
3.5.1	Selección del cilindro hidráulico de elevación.....	83
3.5.2	Selección del cilindro hidráulico de inclinación.....	87
3.5.3	Selección de válvula hidráulica.....	88
3.6	Cálculo en las uniones soldadas en la horquilla estibadora.....	90
CAPÍTULO 4. ESTIMADO DE LOS COSTOS DE FABRICACIÓN.....		93
4.1	Costos de fabricación.....	93
4.1.1	Costo de los materiales y fabricación.....	93
4.1.2	Otros costos.....	95
4.1.3	Costo total.....	95
PLANOS.....		96
CONCLUSIONES.....		97
RECOMENDACIONES.....		99
BIBLIOGRAFÍA.....		100

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	Pág.
1.01. Construcción general del tractor agrícola.....	5
1.02. Conectores hidráulicos posteriores de tractor Challenger 700 BMT .....	9
1.03. Elementos constitutivos de un cargador frontal.....	7
1.04. Diferentes formas de las palas u horquillas para acoplar al tractor.....	8
1.05. Horquilla estibadora acoplada en la parte trasera del tractor.....	9
1.06. Enganche estándar de tres puntos para tractores agrícolas .....	10
1.07. Partes del sistema de elevación de cargas .....	12
1.08. Tractoelevador simple .....	14
1.09. Tractoelevador .....	14
1.10. Detalle de acople de tractoelevador .....	14
2.01. Caja negra de la máquina .....	16
2.02. Esquema de alternativa de solución 1 .....	16
2.03. Esquema de alternativa de solución 2.....	16
2.04. Esquema de alternativa de solución 3.....	16
2.05. Gráfico para determinar el concepto de solución óptimo .....	25
3.01. Identificación de elementos principales de la horquilla estibadora .....	26
3.02. Partes de la horquilla .....	27
3.03. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la uña de levante .....	27
3.04. Sección transversal de la horquilla .....	29
3.05. Diagrama de fuerzas en uña de levante inclinada.....	32
3.06. Diagrama de cuerpo libre de la horquilla .....	34
3.07. Fuerzas y momentos flectores que resisten el enganche superior de la horquilla .....	35
3.08. Partes del portahorquilla .....	37
3.09. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del primer caso en orientación vertical.	38
3.10. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del segundo caso en orientación vertical	38
3.11. Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros .....	40
3.12. Diagrama de cuerpo libre del conjunto carros horizontales y uniones. ....	41
3.13. Vista del plano y-z del porta horquillas.....	42
3.14. Fuerzas y momentos actuantes en el punto A' del soporte .....	44
3.15. Efecto de los momentos sobre la superficie del soporte .....	44
3.16. Ensamble entre rodamiento combinado, perfil en U y soporte del porta horquilla .....	46
3.17. Diagrama de cuerpo libre del soporte .....	47
3.18. Partes del carro vertical .....	49
3.19. Ensamble entre soporte, perfil de desplazamiento vertical y marco .....	50

3.20. Ubicación del carro de desplazamiento vertical en su punto más alto .....	50
3.21. Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes del perfil de desplazamiento.....	51
3.22. Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes en la pletina .....	54
3.23. Partes de la unidad de elevación .....	56
3.24. Diagrama de cuerpo libre de la unidad de elevación.....	57
3.25. Diagrama de fuerza de fricción en zona estática y dinámica de una superficie.....	58
3.26. Diagrama de cuerpo libre del armazón.....	59
3.27. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	62
3.28. Diagrama de momentos flectores y fuerza cortante del eje.....	62
3.29. Partes del marco estructural.....	65
3.30. Detalle de ensamble entre marco, rueda y perfil de desplazamiento vertical.....	66
3.31. Diagrama de cuerpo libre del perfil de marco estructural.....	67
3.32. Distribución de esfuerzos en el punto "E" del perfil del marco.....	69
3.33. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el soporte base.....	70
3.34. Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes en el soporte de cadena.....	73
3.35. Detalle de conexión del cilindro hidráulico de inclinación.....	76
3.36. Detalle de conexión de soporte a las rotulas del tractor.....	79
3.37. Diagrama de cuerpo libre del soporte a las rotulas del tractor.....	80
3.38. Diagrama de cuerpo libre del soporte a las rotulas del tractor.....	81
3.39. Posición de la horquilla estibadora conforme varía la longitud del cilindro de elevación	84
3.40. Equivalente para cilindros hidráulicos con diversas condiciones de soporte.....	85
3.41. Diagrama de movimiento de cadena y polea .....	86
3.42. Posición de tractoelevador en función del desplazamiento del cilindro de inclinación...	88
3.43. Posición de trabajo de la válvula hidráulica y su efecto en los cilindros hidráulicos.....	89
3.44. Representación de los puertos en válvula hidráulica Prince RD5200.....	89

## ÍNDICE DE TABLAS:

Tabla	Pág.
2.01. Evaluación económica .....	24
2.02. Evaluación técnica .....	24
3.01. Valores aproximados de esfuerzo alternante para aceros.....	40
3.02. Cálculos de valores de momentos en los eje Z e Y para el punto A .....	42
3.03. Rodamientos combinados para perfiles tipo I estándar .....	48
3.04. Características geométricas del perfil tipo I estándar 3018 .....	51
3.05. Peso total del carro vertical .....	57
3.06. Poleas marca C.R para cadena de ejecución a rodillos cilíndricos .....	64
3.07. Características geométricas del perfil tipo U estándar C.R. Referencia 2862.....	67
3.08. Características geométricas del tubo cuadrado 150 x 50 x 5 mm.....	71
3.09. Dimensiones de enganche tripuntal exterior según norma ISO 730-1 .....	75
3.10. Pesos de los elementos del tractoelevador .....	75
3.11. Diagrama de cuerpo libre en los soportes en primer momento crítico .....	76
3.12. Diagrama de cuerpo libre en los soportes en segundo momento crítico.....	79
3.13. Determinación de velocidades de avance y retroceso de cilindros hidráulicos .....	87
3.14. Velocidad del cilindro hidráulico de inclinación .....	88
3.15. Resumen de cálculos de cordones de soldadura en la horquilla estibadora .....	92
4.01. Costo de materiales y de fabricación de elementos estructurales .....	94
4.02. Costo de los materiales normalizados y equipos.....	95
4.03. Costo del montaje y ensamblado .....	95
4.04. Costo total de la máquina .....	96
4.05. Lista de planos .....	96

## INTRODUCCIÓN

La agricultura en el Perú ha tenido un notable progreso en los últimos años, prueba de ellos es la gran cantidad de haciendas y fincas que se dedican a esta actividad en los sectores rurales de la capital peruana como también en el interior del país. Algunas incluso han conseguido abarcar una parte del exigente mercado internacional con buenos resultados. Sin embargo, la llegada de nuevos competidores al sector y la apertura del mercado hacia la libre competencia representan un gran reto al cual el pequeño y mediano agricultor se enfrenta. Considerando además que la tecnología referente al transporte de cargas agrícolas está aún basada en utilizar métodos, equipos y herramientas tradicionales, adicionando la falta de capacidad para mejorar los procesos de producción y acceder a un equipo que agilice el proceso de transporte agrícola genera un retraso del 30 al 40 por ciento del tiempo total de producción, lo que posteriormente podría afectar significativamente en los plazos de entrega y distribución de sus productos; perdiendo presencia en el mercado o representando un desembolso de dinero adicional para cubrir los retrasos.

Es por ello que a través del desarrollo del presente trabajo se diseñará un equipo de carga y transporte llamado horquilla estibadora que pueda ser acoplado y accionado por un tractor agrícola convencional y que sus características de operación satisfagan las necesidades de transporte del pequeño o mediano agricultor peruano, siendo accesible para su economía, brindándole seguridad, eficiencia y una buena calidad de la actividad a realizar.

De acuerdo a lo definido anteriormente, el objetivo de la presente tesis es el diseño de una horquilla estibadora con capacidad para cargar 1500 kg que pueda acoplarse a un tractor agrícola y ser accionada utilizando la energía suministrada por este. Asimismo, como objetivos específicos de la tesis se tiene:

- Determinar los parámetros de diseño de la horquilla estibadora para que sus características de operación satisfagan las necesidades de carga y transporte del pequeño o mediano agricultor.
- Dimensionar, seleccionar y calcular los elementos de la horquilla estibadora.

- Realizar el diseño del acoplamiento entre la horquilla estibadora y el tractor agrícola  
Plantear el diseño hasta el nivel de planos de detalle, planos de ensamble y un estimado de los costos de fabricación del producto.

Para cumplir con el objetivo general y los objetivos específicos, el presente trabajo se dividirá en 4 capítulos que contiene todos los detalles del proceso de diseño, así como la evaluación del estado de la tecnología de la máquina.

En el primer capítulo se expondrá la necesidad de diseño de la máquina. También se describirán los equipos de carga y transporte agrícola teniendo especial énfasis en su construcción y funcionamiento seguido de una descripción de los tipos, partes y funcionamiento de los carros montacargas o carretillas elevadoras. Finalmente se presentará el estado de la tecnología de la horquilla estibadora como componente de los montacargas y acoplado al tractor agrícola.

En el segundo capítulo se describirá la metodología de diseño de la horquilla estibadora identificándose las funciones principales del equipo para definir tanto la estructura de funciones como la matriz morfológica que nos sirve para elegir la solución más óptima para el diseño de la máquina.

En el tercer capítulo se desarrollará el proceso de diseño, selección y cálculo de los elementos de la horquilla estibadora. Para esto se tomará como base el concepto de solución óptimo del segundo capítulo. Así, se empezará con la descripción general de las partes de la máquina para después dividir las en subgrupos que son las horquillas, el porta horquillas, el carro vertical, el marco estructural y los cilindros hidráulicos de elevación e inclinación. Finalmente se presentara el diseño del enganche entre la horquilla estibadora y el tractor agrícola.

En el cuarto capítulo, se presentaran los costos de fabricación de la horquilla estibadora dándose una breve descripción de todos los elementos que conforman la máquina con la finalidad de que el lector tenga un panorama total del costo de fabricación del equipo. El trabajo culminará con el listado de los planos de ensamble y despiece de la máquina, así como con las conclusiones y recomendaciones.

## CAPÍTULO 1: ESTADO DE LA TECNOLOGÍA, EVALUACIÓN DEL PROBLEMA, PARÁMETROS DE DISEÑO

En el presente capítulo se expone la necesidad del diseño del proyecto propuesto. También se describen los equipos de carga y transporte agrícola teniendo especial énfasis en su construcción y funcionamiento, seguido de una descripción de los tipos, partes y funcionamiento de los carros montacargas o carretillas elevadoras. Finalmente se presenta el estado de la tecnología respecto a la horquilla estibadora o tractoelevador como componente de los montacargas y acoplado al tractor agrícola para su uso en la industria agropecuaria.

### 1.1 Descripción de la necesidad:

Las operaciones de carga y transporte juegan un papel de enorme importancia en la industria agrícola. Con los medios antiguos de tiro animal este tipo de tarea podía suponer hasta un 70 por ciento del trabajo total. La mecanización de los procesos y la velocidad de los medios mecánicos han disminuido este trabajo hasta llegar a un 40 o 50 por ciento del tiempo total de la explotación. Actualmente no basta utilizar los sistemas mecánicos, sino que hay que organizar y planificar el transporte de los productos y materiales mediante la creación de unas cadenas de carga-transporte-descarga que minimicen los tiempos empleados. Es así como se presenta la necesidad de desarrollar un equipo de transporte y carga agropecuario que satisfaga las necesidades del agricultor, y que sea accesible para su economía.

De acuerdo a lo anterior resulta coherente la idea de acoplar este equipo (horquilla estibadora) a un tractor agrícola de uso común en la industria agropecuaria pues esto nos da un amplio campo de aplicación y la posibilidad de su implementación en el mercado nacional.

### 1.2 Marco teórico:

Se introducen los conceptos de tractores agrícolas seguido del estudio de cargadores acoplados al tractor y sus sistemas de enganches posteriores para finalmente hacer una descripción de los montacargas.

### 1.2.1 Tractor Agrícola:

El tractor es la fuente principal para desarrollar energía en la producción agropecuaria, y como consecuencia de esto se tiene una creciente demanda de maquinarias agrícolas en los últimos años. Los tractores cumplen con los siguientes objetivos básicos tomados de Liljedahl, B. (1984), Tractores: Diseño y funcionamiento. Ed. Limusa, Colombia.

- Desarrollar fuerza de tiro o tracción
- Desarrollar potencia mediante su motor interior y transmitirla por medio de su polea: para accionar máquinas estacionarias como bombas de riego y molinos.
- Desarrollar potencia mediante su eje de toma de fuerza: para accionar los mecanismos de máquinas de campo como las segadoras y empacadoras. que son simultáneamente remolcadas por el tractor.
- Desarrollar potencias mediante su sistema hidráulico: para el levante, accionamiento y el control remoto de máquinas

#### 1.2.1.1 Construcción general del tractor agrícola:

El tractor consta de las siguientes partes básicas. Ver figura 1.01

1. Motor: transforma energía química de un combustible en energía mecánica. Esta energía se llama también potencia.
2. Embrague: por medio de este, el operador puede conectar el eje cigüeñal del motor al eje de mando de la caja de cambios.
3. Caja de cambios: como su nombre lo indica, sirve para cambiar la velocidad del tractor.
4. Transmisión con mandos finales: Tiene como fin el transferir la potencia o energía mecánica hacia las ruedas traseras del tractor.
5. Rueda: Sirven para soportar el tractor. Las ruedas traseras desarrollan la tracción, mientras que las delanteras proporcionan la dirección.
6. Barra de tiro: Sirve para tirar o halar máquinas de tipo de tiro.
7. Polea: Por medio de ella se da mando a los mecanismos de máquinas estacionarias.

- 8. Eje de toma de fuerza: Sirve para el mando de mecanismos de máquinas remolcadas o conectadas al tractor.
- 9. Sistema hidráulico de enganche en tres puntos: Sirve para máquinas de montaje al tractor.

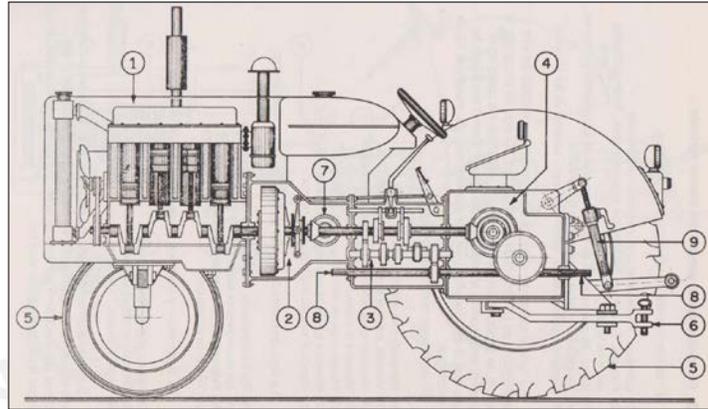
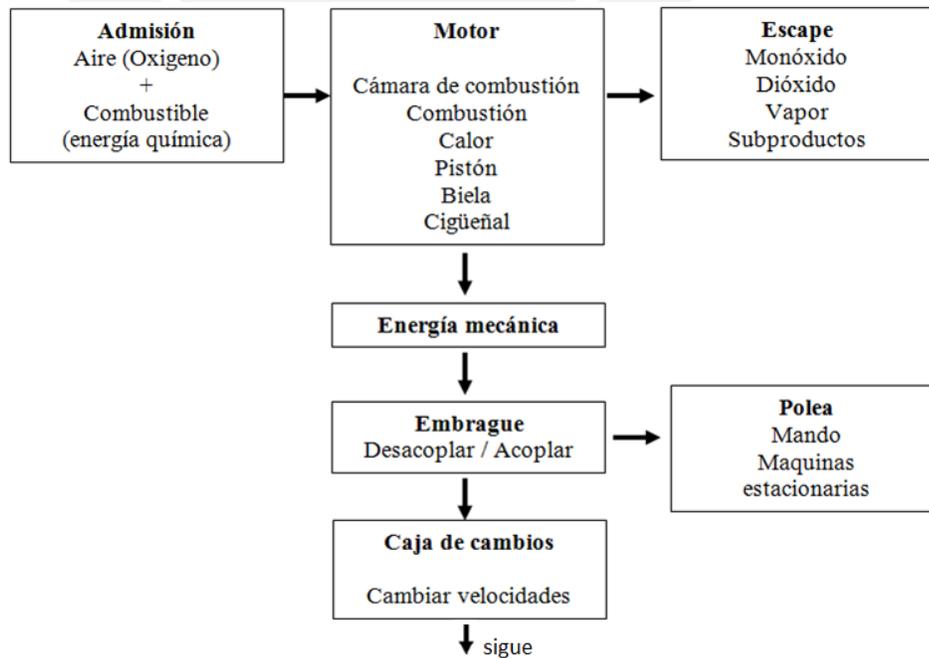
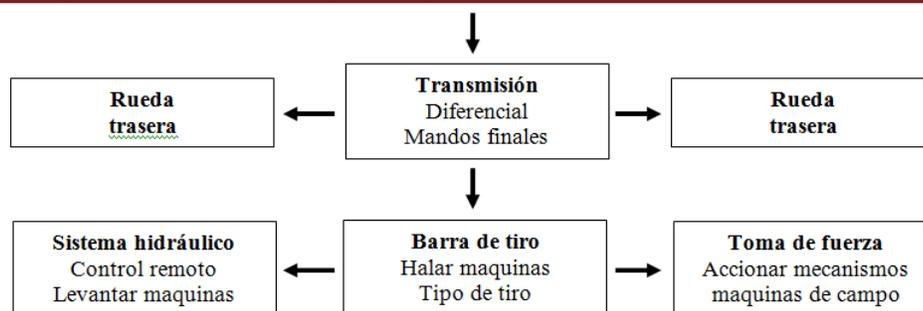


Figura 1.01: Construcción general del tractor agrícola

Para tractores cuya fuente es la energía química de los combustibles, se presenta el siguiente esquema de su funcionamiento tomado de Liljedahl, B. (1984), Tractores: Diseño y funcionamiento. Ed. Limusa, Colombia. Se debe tomar en cuenta el sistema hidráulico que viene a ser una subdivisión final energizada por el motor.





### 1.2.1.2 Sistema hidráulico:

Los tractores agrícolas están equipados con un sistema hidráulico con el cual se puede usar la energía mecánica del motor en diferentes lugares sin necesidad de transmisiones mecánicas. La energía se transfiere hasta estos dispositivos por medio de un flujo de aceite a alta presión.

### 1.2.1.3 Uso y funcionamiento del sistema hidráulico:

El sistema hidráulico del tractor cumple una variedad de funciones, entre las que se encuentran las siguientes: Levante y baja de implementos montados al tractor, control de posición y profundidad de trabajo de implementos montados a tractor, control remoto de máquinas haladas por el tractor mando de mecanismos por medio de motores hidráulicos, cambio hidráulico de velocidad de avance, freno hidráulico del tractor, bloqueo hidráulico del diferencial del tractor y dirección hidráulica del tractor.

En principio, el sistema hidráulico consiste en una bomba que succiona el aceite de un depósito y lo impulsa a través de tubos hacia un motor hidráulico. Luego, el aceite retorna al depósito. En la línea de aceite se encuentra una válvula con la cual se dirige el aceite hacia el motor hidráulico, o se hace retornar el aceite al depósito sin pasar por el motor. Este motor puede ser de tipo rotativo o de tipo lineal. Este último consta de un cilindro hidráulico, que produce un movimiento lineal. El motor hidráulico de tipo rotativo produce un movimiento rotativo. Para el caso de estudio de la presente tesis se debe utilizar este aceite hidráulico para accionar el sistema hidráulico que utilice la horquilla estibadora a diseñar. Para esto se pueden usar los puertos para conexiones hidráulicas posteriores de los tractores agrícolas como se muestra en la siguiente figura 1.02.

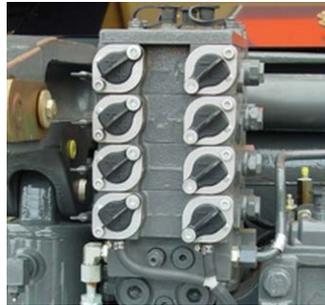


Figura 1.02: Conectores hidráulicos posteriores de tractor Challenger 700BMT. Puede proporcionar un caudal de 48 l/min con presiones de hasta 20 MPa.

Se debe tener en cuenta el estándar dimensional para acopladores hidráulicos cilíndricos en tractores agrícolas según norma SAE J1036.

## 1.2.2 Cargadores acoplados al tractor:

### 1.2.2.1 Cargador frontal

Es uno de los aperos agrícolas más versátiles, polivalentes y económicos que se adaptan al tractor. Sus partes principales constan de un brazo oscilante, dos cilindros hidráulicos y elementos de acoplamiento al tractor y contrapesos. Estos se pueden apreciar en la figura 1.03 tomado de Ortiz, C (1989), Las máquinas agrícolas y su aplicación, 1ra edición Mundi – Prensa, Madrid.

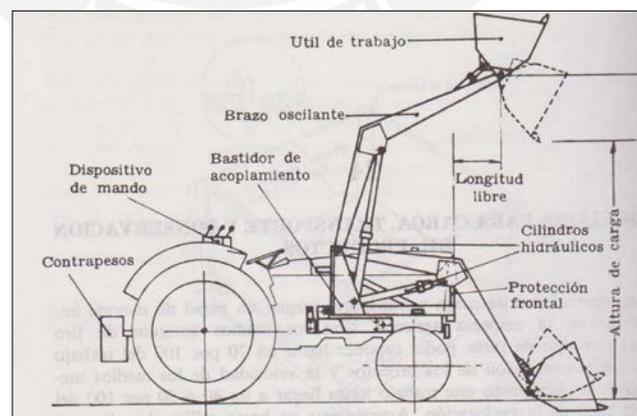


Figura 1.03: Elementos constitutivos de un cargador frontal

El útil de trabajo puede ser de muy diversas formas, según el trabajo que se vaya a realizar. En agricultura esencialmente se emplean la pala cargadora y la horquilla (figura 1.04)

tomada de Sep (1989) Manuales para educación agropecuaria Vol. 48 Tractores agrícolas. Ed. Trillas, Agosto 1989, México DF. La pala cargadora o cuchara, en sus distintas formas, se utiliza para movimiento de tierras, árido, cereal (a) y estiércol (b). Para este último a la pala le añaden unos dedos delanteros que ayudan a la operación de llenado. Por otro lado la horquilla se emplea para forrajes y heno (c), remolacha (d). Además del movimiento de tarimas (e), caso el cual es de estudio en la presente tesis.

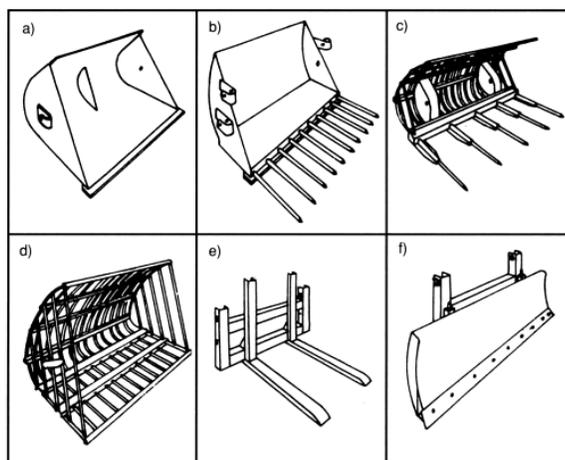


Figura 1.04: Diferentes formas de las palas u horquillas para acoplar al tractor

### 1.2.2.2 Grúa cargadora:

Se monta generalmente en la parte trasera del tractor y tiene un sistema hidráulico propio e independiente. La bomba es accionada por el sistema de fuerza del tractor, y todos los movimientos se realizan mediante cilindros hidráulicos y de doble efecto. La grúa, en las operaciones de carga actúa apoyada directamente en el suelo mediante dos soportes laterales y tiene una posibilidad de giro de 320°. Puede actuar desde una profundidad de 1,5 m hasta alturas de 3,5 m por encima del suelo.

### 1.2.2.3 Cargador trasero:

Pueden distinguirse dos tipos de cargadores traseros: uno montado sobre un bastidor acoplado al chasis del tractor y otro acoplado al enganche tripuntal. El primero tiene un funcionamiento similar al cargador delantero, es de accionamiento hidráulico y en general suele ser más pequeño y de menor longitud de acción que el cargador frontal. El cargador montado sobre los tres puntos es accionado por el sistema hidráulico del tractor; es de una

construcción simple y económica, pero tiene poca capacidad de carga y de movimiento, ya que no dispone de cilindros hidráulicos.

#### 1.2.2.4 Horquilla estibadora:

Puede montarse tanto en la parte trasera como delantera del tractor. Esencialmente consiste en unas barras verticales (figura 1.05) que mediante cilindros hidráulicos mueven una horquilla vertical e inclusive en algunos modelos horizontalmente. Este tipo de horquillas se emplean para carga, descarga y en ocasiones para transporte de tarimas y cajones-tarima.

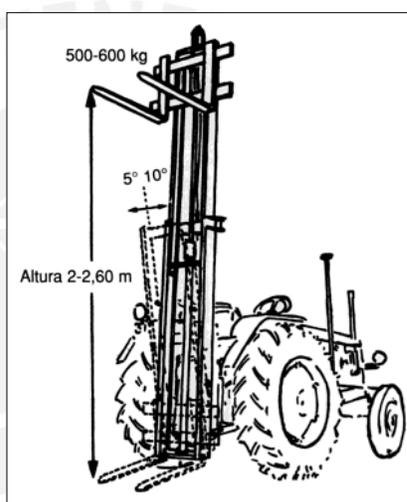


Figura 1.05: Horquilla estibadora acoplada en la parte trasera del tractor.

Se emplean para manejo de frutas, granos, abonos, etc., siempre que estos materiales se apilen en pallets normalizados. Es usual encontrar en las horquillas estibadoras tres movimientos fundamentales: desplazamiento vertical, desplazamiento horizontal y giro o inclinación. Con estos tres movimientos se evitan una gran cantidad de maniobras del tractor en las operaciones de carga, descarga y almacenamiento de pallets. A continuación se presentarán las características y funcionamiento del tractor agrícola.

#### 1.2.3 Acoplamiento entre tractor y equipos:

Como en la mayoría de otros problemas de diseño, el mejor enganche no existe. Y para complicar el problema de lograr estandarizar el sistema de enganche, el número de usos que se le da a los tractores ha aumentado marcadamente en los últimos años. Algunos de

los muchos factores que hay que tomar en cuenta para diseñar el sistema de enganche entre el tractor y la horquilla estibadora son la facilidad de colocación de instrumentos y la estandarización del enganche.

### 1.2.3.1 Sistemas integrados de enganche:

Existen muchos sistemas de enganche diseñados con el propósito de controlar el instrumento o máquina al cual está unido el tractor. Los dos tipos más comunes son una barra de tiro con una unión de un solo punto y un enganche en tres puntos.

Conviene utilizar un sistema de enganchado que permita controlar mucho mejor el instrumento de lo que es posible con un enganche de barra de tiro de un solo punto y que al mismo tiempo, permita un enganche y desenganche rápidos del tractor al instrumento. Ya que el enganche de tres puntos es el utilizado por casi todos los fabricantes de tractores en el mundo y principalmente porque este tipo de enganche es el que más se adecua a la horquilla estibadora a desarrollar, se dedicará la mayor parte del estudio a ello.

### 1.2.3.2 Enganche de tres puntos:

En 1935, el finado Harry Ferguson (Tomada de R.B. Gray. Development of the agricultural Tractor in The United States, Part III, Am Soc of Agr. Engr, 1954) desarrolló el enganche de tres puntos. Las dimensiones de categorías I, II, III, IV de enganche de tres puntos fueron reglamentados por la SAE y la ASAE. La figura 1.06 ilustra el enganche de tres puntos reglamentario. Los detalles y dimensiones de este aparecen en la norma ISO 730-1 y en la sección 3.4.4 de la presente tesis.

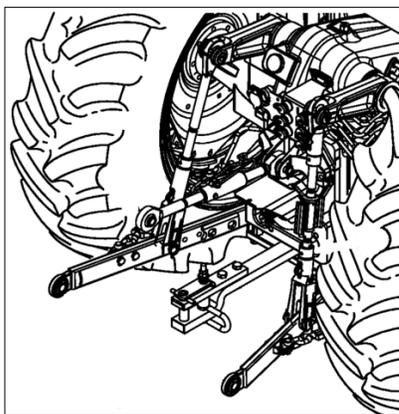


Figura 1.06: Enganche estándar de tres puntos para tractores agrícolas

#### 1.2.4 Montacargas:

Un montacargas es un tipo de vehículo industrial motorizado. Tal como otros vehículos industriales motorizados, su propósito es trasladar, empujar, jalar, levantar, apilar o colocar una carga en un estante almacenador

##### 1.2.4.1 Tipos de montacargas:

Los montacargas están disponibles en varios tamaños y capacidades. Estos son impulsados mediante baterías, gas propano, combustible de gasolina o de diesel. Los vehículos industriales motorizados están clasificados en siete tipos de acuerdo a sus características según HELLMUT, E (1972), Aparatos de máquinas de elevación y transporte. Moscú, Rusia.

- Clase 1 - Motor eléctrico, Pasajero, Vehículos de contrapeso (llantas sólidas y neumáticas)
- Clase 2 - Vehículos de Motor Eléctrico para Pasillo Angosto (llantas sólidas)
- Clase 3 - Vehículos Manuales con Motor Eléctrico o de Pasajero (llantas sólidas)
- Clase 4 - Vehículos de Motor de Combustión Interna (llantas sólidas)
- Clase 5 - Vehículos de Motor de Combustión Interna (llantas neumáticas)
- Clase 6 - Tractores de Motor Eléctrico y de Combustión Interna (llantas sólidas y neumáticas). No existen montacargas en esta clase.
- Clase 7 - Montacargas de Terreno Escabroso (llantas neumáticas)

Como se puede ver, la horquilla estibadora pertenece a los montacargas de clase IV o V, pues es accionada por un tractor agrícola con motor de combustión interna y llantas neumáticas grandes.

##### 1.2.4.2 Funcionamiento del montacargas:

Un montacargas está contrabalanceado y funciona teniendo en cuenta el principio de balanceo. Una carga sobre una viga (horquillas) sostenida por un fulcro o punto de apoyo (ruedas delanteras) hace contrapeso con el peso del otro extremo de la viga (cuerpo del montacargas y el contrapeso construido dentro de él). Deliberadamente, los montacargas

están diseñados y fabricados sin balancear. La carga de las horquillas debe balancearse con el peso de la carretilla elevadora para que ese principio funcione. Se necesita una carga adecuada para balancear todo el conjunto.

#### 1.2.4.3 Sistema de elevación de cargas:

También conocido como tractoelevador u horquilla estibadora. Es un instrumento que se puede acoplar a los tractores o montacargas y que sirve para levantar y movilizar cargas. Su conexión al tractor es a través de los tres puntos de enganche posterior mencionados en la parte 2.2.1.1. La presente tesis tiene como objetivo el diseño de este instrumento y su acople al tractor agrícola convencional.

#### 1.2.4.4 Partes del sistema de elevación de cargas:

En la figura 1.07 se ilustran las partes que componen el sistema de elevación de cargas o tractoelevador. Se da además una breve descripción de las mismas.

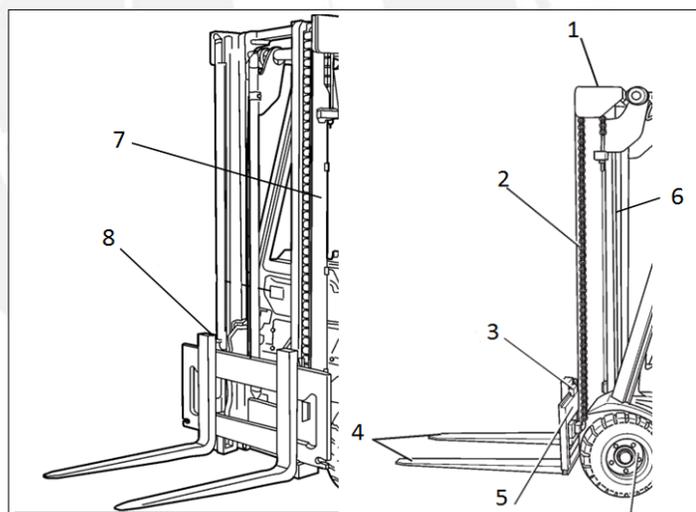


Figura 1.07: Partes del sistema de elevación de cargas

1. Unidad de elevación: parte superior del mástil. En este lugar se encuentran dos catalinas a los extremos cuyo objetivo es tensar la cadena para poder jalar el portahorquilla que está conectado a la cadena.
2. Cadena del mástil: es la cadena que se acciona con el movimiento vertical del cilindro elevador; está sujeta por sus extremos al portahorquillas y por el otro a la plancha sujetadora de cadena del marco estructural. Esta cadena viaja a lo largo de

toda la carrera del mástil y el alcance vertical que tenga la máquina depende de la longitud de la cadena.

3. Inmovilizador de la horquilla
4. Brazos de horquilla: son dos ganchos sobre los cuales reposará la carga a levantar. Su conexión con el sistema de elevación de cargas es a través del portahorquillas (5). Por lo general su fabricación es especial dado que las propiedades mecánicas de esta parte se obtienen por fabricación en forja y tratamientos térmicos.
5. Portahorquillas. Sostiene la horquilla y están conectadas a la cadena que levanta las cargas. Su desplazamiento es a lo largo del mástil.
6. Cilindros de elevación: cilindros hidráulicos a través de los cuales pasa el fluido que al cargarse o descargarse ejerce presión sobre el portahorquilla y esto causa el desplazamiento de la carga en sentido vertical.
7. Mástil de elevación: estructura principal del sistema de elevación del montacargas. Sobre este elemento se sostienen las demás partes como el portahorquilla o la unidad de elevación.
8. Fijador a los brazos de la horquilla.

### 1.3 Estado de la tecnología

Existe en el mercado nacional e internacional tractoelevadores independientes que se puede acoplar a la parte trasera de los tractores agrícolas. Se pueden distinguir dos tipos de tractoelevadores y básicamente la diferencia de estos está en su aplicación y la forma de conexión entre ellos y el tractor.

El primero de ellos consta solo de un portahorquillas y horquillas. (Ver figura 1.08). La conexión de este primer diseño al tractor se hace directamente del portahorquillas con los tres puntos de unión que tienen los tractores. Su aplicación es para cargas menores a 500 kg y el movimiento de la carga suspendida en él depende del desplazamiento de las barras de acoples inferiores de los tractores.



Figura 1.08: Tractoelevador simple

El segundo diseño mencionado consta de más partes y su funcionamiento es distinto que el primero. Primeramente la conexión entre este tipo de tractoelevador con el tractor se hace a través de tres puntos existentes en el mástil de elevación que se conectan con tres puntos de anclaje existentes en la parte posterior del tractor. El movimiento de inclinación del tractoelevador depende del desplazamiento de un cilindro hidráulico conectado al tercer punto de anclaje del tractor. No solo posee más capacidad de carga sino que también permite mayor elevación de la carga. Otra ventaja es que con este segundo diseño, se puede aumentar o disminuir la distancia horizontal entre las horquillas. Esto último junto con la capacidad de poder desplazar verticalmente la carga a través de todo el mástil dota a este segundo diseño comercial de más confiabilidad y aplicación en la industria agropecuaria nacional y mundial. Una ilustración de este diseño se presenta a en la figura 1.09



Figura 1.09: Tractoelevador



Figura 1.10: Detalle de acople de tractor elevador

Se puede apreciar en la figura 1.10 el detalle del acople en los tres puntos del mástil de elevación del tractoelevador con el tractor. Además de mostrar los controles hidráulicos que gobiernan el movimiento de inclinación y la subida y bajada de la portahorquillas y brazos de horquillas.

Finalmente, para el presente diseño se debe tener en cuenta las siguientes características técnicas de este equipo:

- Equipado con mangueras hidráulicas.
- Incorporación de cadena de tracción.
- Elevador apto para ser aplicado a cualquier tractor que utiliza bomba hidráulica con presión nominal aproximada de  $120 \text{ kg/cm}^2$  y caudal sugerido de 32 litros por minuto.
- Las horquillas o uñas deben ser rebatibles y desplegadas según los requerimientos del trabajo y el operador.
- Cilindros de doble efecto con vástagos de acero bonificado, rectificadas y cromados.
- La válvula de comando debe tener incorporada una válvula de alivio anticavitatoria, para mayor seguridad en el manejo.
- Rieles rectificadas y cilindros con caudal restringido, otorgan al elevador mayor seguridad y movimientos muy suaves.
- Altura de elevación promedio de 2400 mm.
- Inclinación  $12^\circ$  (adelante),  $12^\circ$  (atrás).
- Ancho entre las horquillas 600 mm
- Uñas o brazos de horquillas rebatibles con largo promedio de 1000 mm.
- Comando hidráulico (válvula) 6 de vías.
- Altura del equipo instalado 1980 mm

## CAPÍTULO 2

### PLANTEAMIENTO CONCEPTUAL

En el presente capítulo se expone la metodología de diseño utilizada en el proyecto. Para esto se emplea toda la información recabada en el estado de la tecnología que conjuntamente con la lista de exigencias, expuesta en el anexo 1, nos permite desarrollar la estructura de funciones y la matriz morfológica determinadas por las operaciones principales que tendrá el equipo. Finalmente se tendrá una solución conceptual más adecuada para el proyecto determinada de acuerdo a un valor técnico y económico.

#### 2.1 Caja Negra:

A continuación se presenta una descripción general del proceso de carga, elevación, transporte y descenso de cargas que serán movidas por medio del tractor elevador. Dichas cargas se encuentran sobre un pallet que facilita el ingreso de las horquillas por su parte inferior.

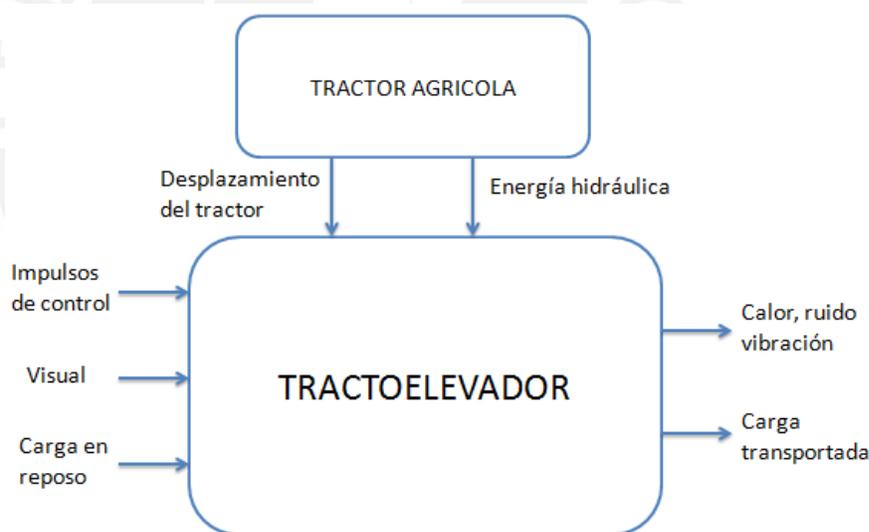


Figura 2.01: Caja negra de la máquina

#### 2.2. Operaciones principales del equipo:

Se hará una breve descripción de los procesos involucrados en el funcionamiento del equipo. Analizando en detalle su funcionamiento, se pueden identificar sus fases.

### 2.2.1 Preparación:

- a) Llevar el tractor elevador hacia la zona de trabajo.
- b) Acoplar el tractor elevador al tractor.
- c) Desplazar el tractor elevador en un lugar cercano a la carga a levantar. Este desplazamiento se da por el movimiento del tractor, pues al estar ya enganchados, se desplazan los dos a la vez.

### 2.2.2 Ejecución:

- a) Descenso vertical del portahorquillas del tractor elevador para así poder insertar las horquillas en la parte inferior de los pallets contenedores de cargas.
- b) Regular la distancia horizontal entre las horquillas en el tractor elevador de tal manera que esta distancia coincida con la distancia de separación entre los dos agujeros de la parte inferior del pallet.
- c) Girar el tractor elevador hacia afuera para una inserción más práctica de las horquillas en los agujeros del pallet.
- d) Mover el tractor hacia adelante para poder insertar las horquillas del tractor elevador en la parte inferior de los pallets, listo para levantar la carga.
- e) Elevar la horquilla a una altura apropiada para realizar el trabajo. Es decir si se transporta la carga a otro lugar, elevar a una altura prudente para que no haya posibles caídas ni tampoco una altura muy cercana al piso para evitar posibles choques con baches pronunciados. Si solo se desea elevar la carga, hacerlo hasta una altura máxima de 2.4 metros.
- f) Girar el tractor elevador hacia el interior con el fin de tener la carga recostada sobre las horquillas y el portahorquillas. De esta manera se evita un posible resbalamiento de la carga.
- g) Mantener la carga estática sobre las horquillas mientras el tractor se desplaza del punto de recojo hasta el punto de descarga.
- h) Descender la porta horquilla hasta el nivel del piso para tener suelta la horquilla con respecto a la carga y poderla retirar de la parte inferior del pallet.

### 2.2.3 Control:

- a) Verificar que el material se encuentre en las condiciones iniciales.
- b) Encender la máquina e iniciar el desplazamiento y elevación.

- c) Controlar la inserción de las horquillas en la parte inferior del pallet.
- d) Controlar la altura de elevación.
- e) Controlar el desplazamiento del tractoelevador.
- f) Controlar el descenso de la carga.
- g) Controlar la parada de emergencia en caso existiese.
- h) Controlar el proceso de inicio a fin

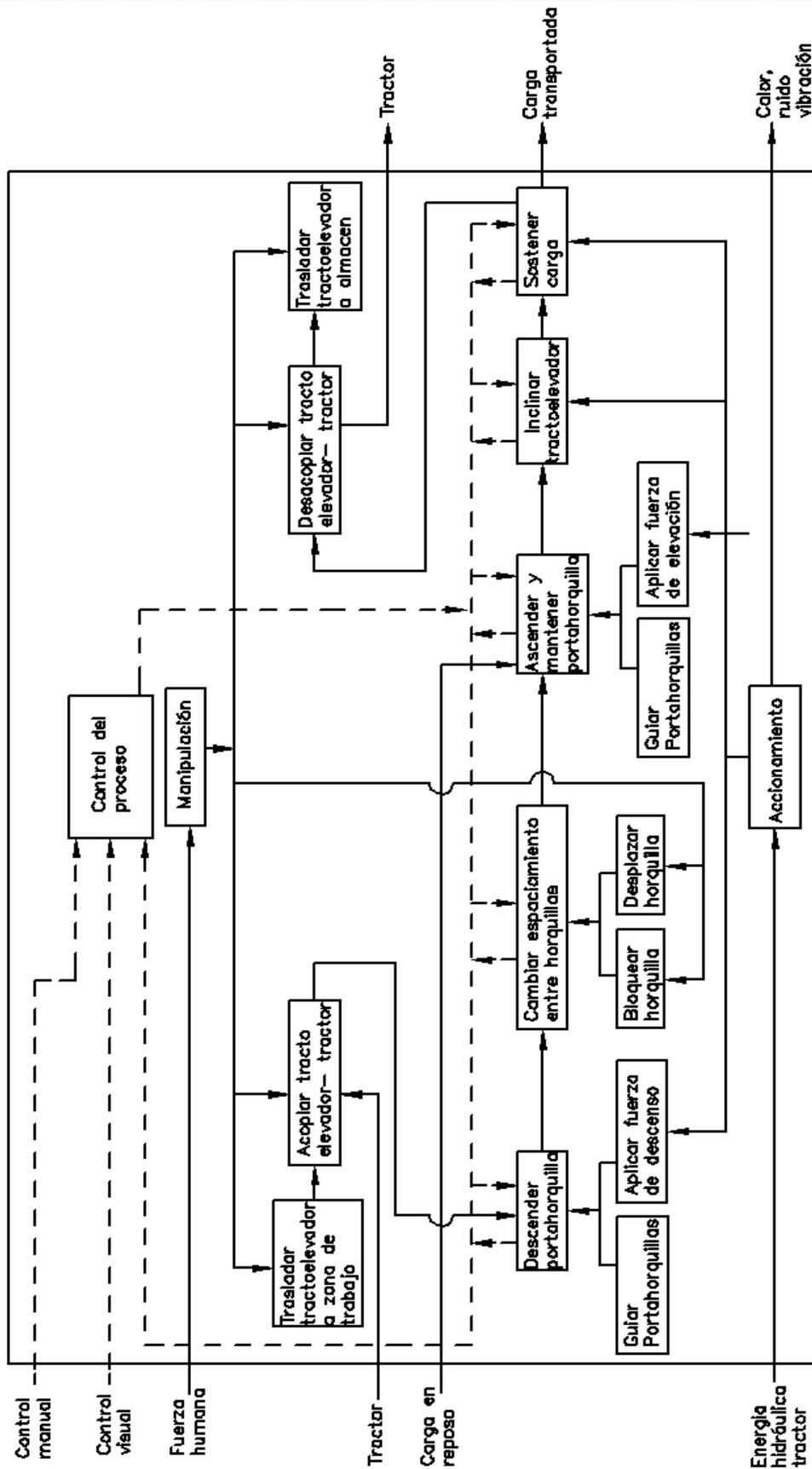
#### **2.2.4 Fase final:**

- a) Retirar el tractoelevador de la zona de trabajo desplazando el tractor en reversa y así desinsertar la horquilla de los agujeros en la parte inferior de los pallets.
- b) Reiniciar la secuencia de operaciones si se requiere realizar de nuevo el proceso.
- c) Desacoplar el tractoelevador del tractor.
- d) Llevar el tractoelevador hacia su almacén.

#### **2.3. Estructura de funciones:**

En este caso se dividen las acciones principales que definen el proceso de transporte de cargas por medio de la horquilla estibadora. La elevación y transporte se puede hacer en algunas ocasiones al mismo tiempo, pero para diferenciar que son procesos distintos y además por seguridad en el proceso, se harán de manera separada. El control manual se refiere al accionamiento o activación motriz de la válvula hidráulica que determinan la elevación, desplazamiento y descenso del tractoelevador. La energía para la elevación y descenso del portahorquillas es suministrada por el sistema hidráulico del tractor; por otra parte la energía para el desplazamiento y descarga es suministrada por el motor del tractor pues estos dos procesos finales vienen a ser consecuencias del desplazamiento del tractor en sí.

## ESTRUCTURA DE FUNCIONES - HORQUILLA ESTIBADORA



**2.4. Matriz morfológica:**

Para obtener el concepto de solución óptimo, se estudiaron tres posibles soluciones para la máquina. Luego teniendo en cuenta el valor técnico como el valor económico de las posibles soluciones se escogió la más conveniente como el concepto de solución óptimo. A continuación se presenta la matriz morfológica:

Funciones Parciales		Portador de funciones		
		1	2	3
1. Trasladar tractoelevador		 Apoyo 4 ruedas	 Apoyo 2 ruedas	 Remolcado
2. Acoplar tractoelevador - tractor		 Acoplamiento pivote	 Acoplamiento tripuntal	
3. Descender portahorquillas	3.1 Guiar portahorquillas	 Rodamiento combinado a través de perfil	 Perfil se desplaza a través de otro perfil	 Ruedas se desplazan sobre perfil
	3.2 Aplicar fuerza de descenso	 Par parte posterior de tractor	 Cilindro hidráulico - doble efecto	 Cilindro hidráulico - simple efecto

Funciones Parciales		Portador de funciones		
		1	2	3
4. Cambiar espaciamiento entre horquillas	4.1 Bloquear horquilla	 Pin sujetador	 Destajes para sujeción	
	4.2 Desplazar horquilla	 Cilindro hidráulico - simple efecto	 Manual	 Cilindro hidráulico - doble efecto
5. Ascender y mantener portahorquillas	5.1 Guiar portahorquillas	 Rodamiento combinado a través de perfil	 Perfil se desliza a través de otro perfil	 Ruedas se desplazan sobre perfil
	5.2 Aplicar fuerza de elevación	 Par parte posterior de tractor	 Cilindro hidráulico - doble efecto	 Cilindro hidráulico - simple efecto
6. Inclinar tractoelevador		 Cilindro hidráulico	 Brazos inferiores del tractor	SIN GIRO
7. Sostener carga		 Cuña	 Carga inclinada	 Sujetador
		Solución 3	Solución 2	Solución 1

## 2.5. Proyectos preliminares:

A continuación se presentara los esquemas de los tres conceptos de solución planteados para tener una mejor perspectiva de los posibles diseños.

### 2.5.1 Alternativa de solución 1:

En esta primera solución se tienen cuatro ruedas en el marco estructural para facilidad en el movimiento de la máquina cuando no esté acoplada al tractor. Por otro lado la elevación de cargas se realiza por medio de un cilindro hidráulico vertical el cual acciona dos catalinas que levantan el portahorquillas mediante dos cadenas. El acoplamiento al tractor se realiza mediante un pivote en la máquina que va conectada a la barra de remolque del tractor agrícola; con esto el giro del tractoelevador queda restringido por lo cual se debe sostener las cargas con cuñas o implementos de sujeción como sogas. Ver figura 2.02.

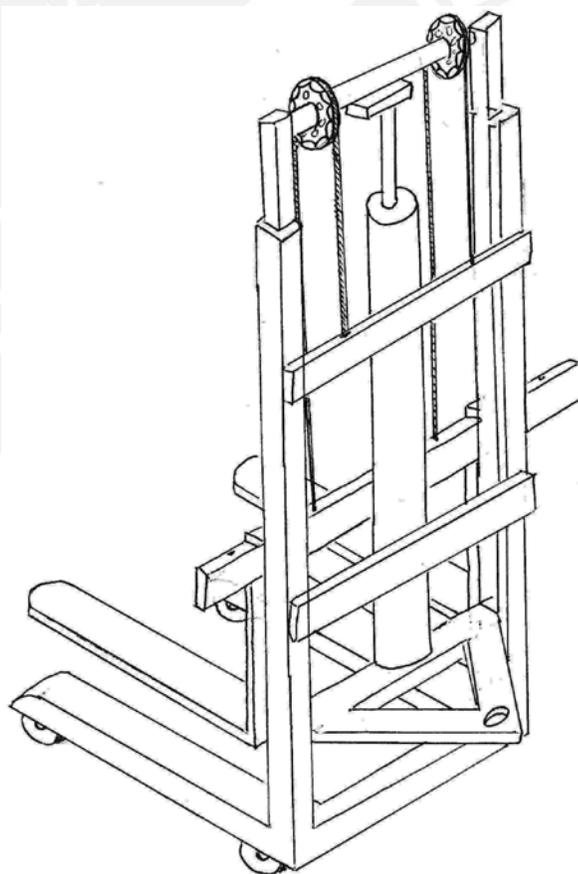


Figura 2.02: Esquema de alternativa de solución 1.

### 2.5.2 Alternativa de solución 2:

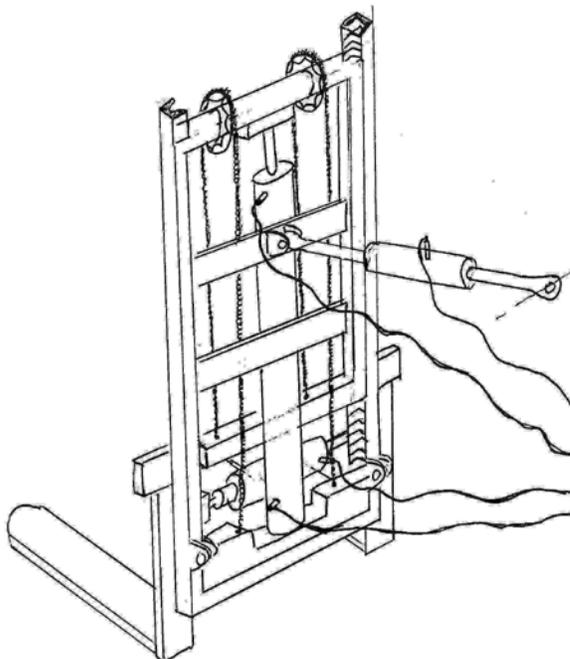


Figura 2.03: Esquema de alternativa de solución 2

En la segunda solución la elevación de cargas se realiza por medio de un cilindro hidráulico el cual eleva el carro vertical por medio de catalinas y cadenas que levantan el portahorquillas. Además se cuenta con un cilindro hidráulico horizontal el cual separa las horquillas para facilidad en la carga y descarga. El acoplamiento al tractor se realiza mediante el enganche tripuntal de este; realizándose además el giro mediante el accionamiento del cilindro hidráulico de inclinación. Ver figura 2.03.

### 2.5.3. Alternativa de solución 3:

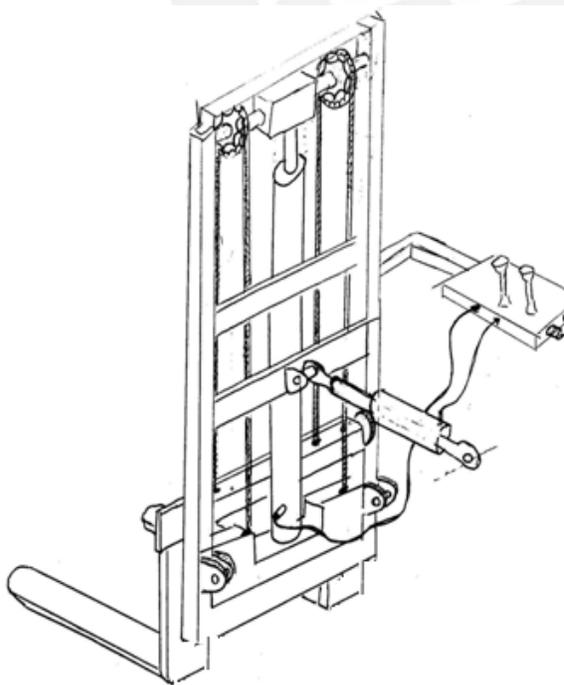


Figura 2.04: Esquema de alternativa de solución 3

En la tercera solución, de forma similar a la segunda solución, la elevación de cargas se realiza por medio de un cilindro hidráulico el cual eleva una unidad de elevación que por medio de cadenas y catalinas levantan el portahorquillas. No se cuenta con un cilindro hidráulico que separe horizontalmente las horquillas, por lo cual esta acción se realiza manualmente. El acoplamiento al tractor es mediante el enganche tripuntal de este; realizándose además el giro mediante el accionamiento del cilindro hidráulico de inclinación. Ver figura 2.04.

## 2.6. Concepto de solución óptimo

Seguidamente para determinar la solución óptima del diseño de la horquilla estibadora, se adecuan las tres soluciones a los siguientes criterios de evaluación con el fin de encontrar la solución que más se aproxime a una solución ideal.

Valor Económico (Eje x)										
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nro.	Criterios de evaluación	<i>g</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>
1	Costo de la tecnología	4	2	8	2	8	2	8	4	16
2	Costos de fabricación	4	2	8	3	12	3	12	4	16
3	Costos de operación	4	3	12	1	4	3	12	4	16
4	Facilidad de montaje	3	3	9	1	3	3	9	4	12
5	Costos de diseño	2	2	4	3	6	3	6	4	8
6	Costo de transporte	1	4	4	1	1	3	3	4	4
<b>Puntaje máximo <math>\sum p, \sum gp</math></b>			45		34		50		72	
<b>Valor Económico <math>Y_1</math></b>			0.63		0.47		0.70		1	

Tabla 2.01: Evaluación económica

Valor Técnico (Eje y)										
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nro.	Criterios de evaluación	<i>g</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>	<i>p</i>	<i>gp</i>
1	Función	4	2	8	3	12	4	16	4	16
2	Forma	3	2	6	3	9	3	9	4	12
3	Diseño	3	2	6	3	9	3	9	4	12
4	Seguridad	3	4	12	1	3	2	6	4	12
5	Ergonomía	3	2	6	2	6	3	9	4	12
6	Fabricación	3	3	9	3	9	3	9	4	12
7	Montaje	2	2	4	3	6	3	6	4	8
8	Uso	2	4	8	2	4	3	6	4	8
9	Mantenimiento	2	3	6	3	6	3	6	4	8
<b>Puntaje máximo <math>\sum p, \sum gp</math></b>			65		64		76		100	
<b>Valor Técnico <math>X_1</math></b>			0.65		0.64		0.76		1	

Tabla 2.02: Evaluación técnica

**Donde:**

$p$  = Puntaje de 0 a 4\*

- 0 = No satisface
- 1 = Aceptable
- 2 = Suficiente
- 3 = Bien
- 4 = Muy bien (ideal)

$g$  = es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación

\* Escala de valores según VDI 2225

De acuerdo al análisis anterior, se hace una estimación gráfica de los tres conceptos de solución planteados, de manera que se tenga una visión general de los tres conceptos en donde el valor técnico y el valor económico sean los principales criterios para determinar el concepto de solución óptimo. Dicho esto se presenta la siguiente figura 2.05.

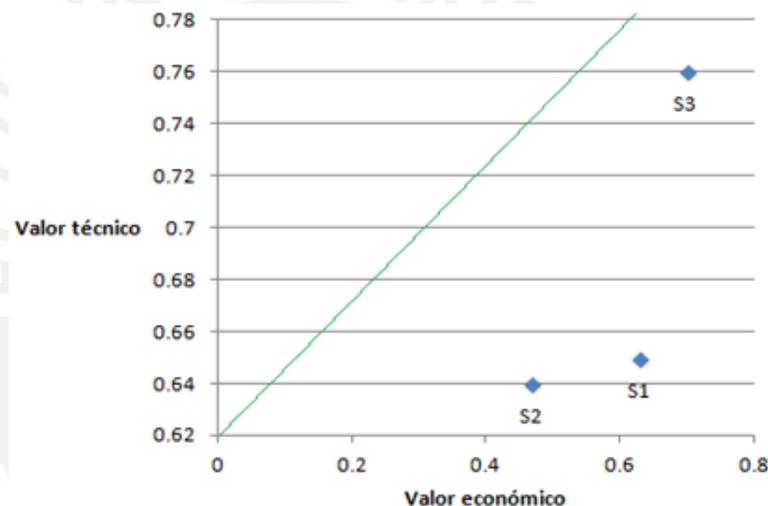


Figura 2.05: Gráfico para determinar el concepto de solución óptimo

Se puede ver que la solución óptima es la solución 3, ya que está mucho más cerca a la línea de pendiente 1 que representa la solución ideal. Es así que se ordenan los tres conceptos de solución planteados de acuerdo a este criterio. La mejor solución viene a ser la solución 3, seguida de la solución 2 y por último la solución 1. La metodología del concepto de solución se tomó de: Barriga, Benjamín (1985), Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú.

Finalmente se concluye que este método nos asegura escoger una solución estandarizada teniéndose como principal criterio de selección el valor económico y técnico.

## CAPITULO 3

## DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

En el presente capítulo se desarrolla el proceso de diseño y selección de elementos de la horquilla estibadora, siendo los elementos principales las horquillas, el portahorquillas, el carro vertical, el marco estructural y el cilindro de elevación. En la figura 3.01 se presenta el ensamble de la máquina con los elementos principales identificados.

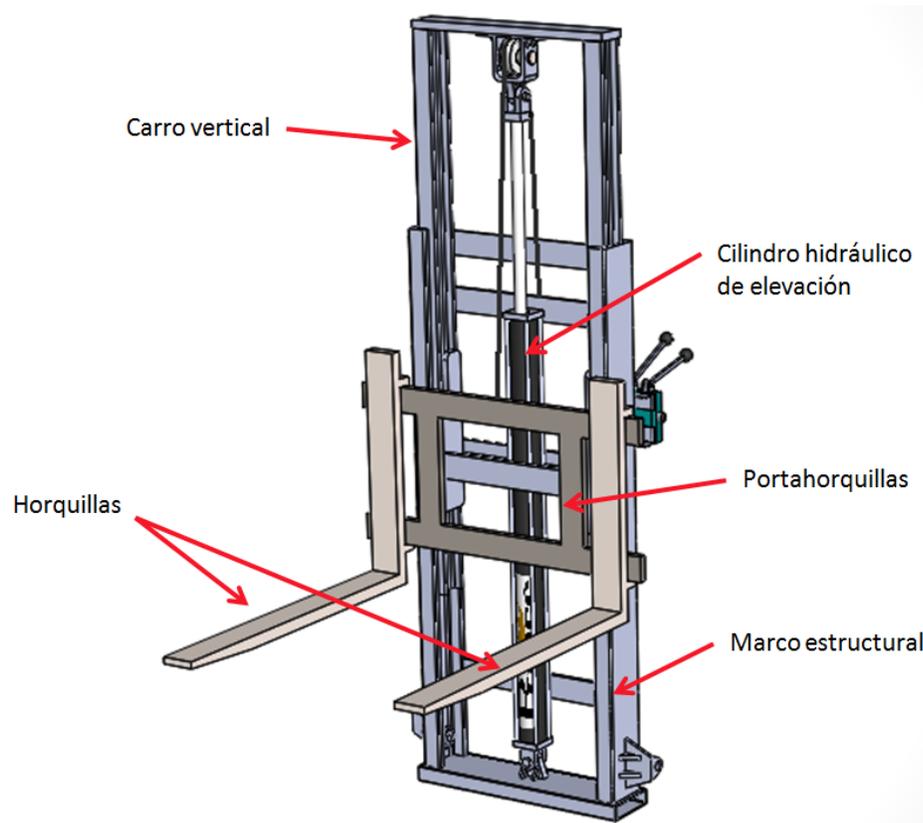


Figura 3.01: Identificación de elementos principales de la horquilla estibadora

Una vez establecidas las diferentes partes, se procede al desarrollo de los cálculos para el dimensionamiento o selección de los mismos.

### 3.1. Diseño de las horquillas

La horquilla consta de cuatro elementos: la uña de levante, la barra sujetadora y los enganches superior e inferior. Todas estas partes están unidas entre ellas por soldadura angular. En la figura 3.02 se puede identificar las partes de la horquilla cuyo cálculo para el dimensionamiento se presenta seguidamente.

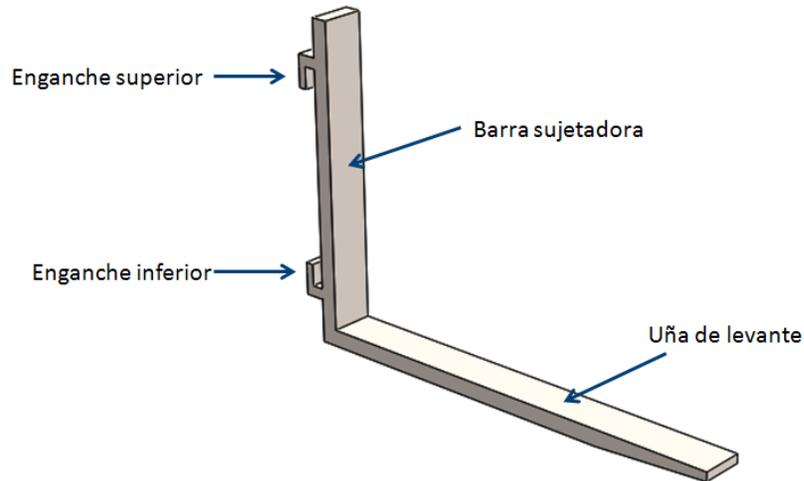


Figura 3.02: Partes de la horquilla

### 3.1.1 Diseño de la uña de levante

Para el diseño de la uña se debe considerar a esta como una viga empotrada como se muestra en la figura 3.03 en donde se puede ver su diagrama de cuerpo libre, momento flector y diagrama de fuerzas cortantes actuando en el elemento.

Ya que la capacidad de carga de la máquina es de 1500 kg, y la longitud de cada uña de levante es de 1 metro, la carga distribuida  $W_1$  en cada una de ellas es:

$$W_1 = 750 \frac{kgf}{m}$$

$$W_1 = 7357,5 \frac{N}{m}$$

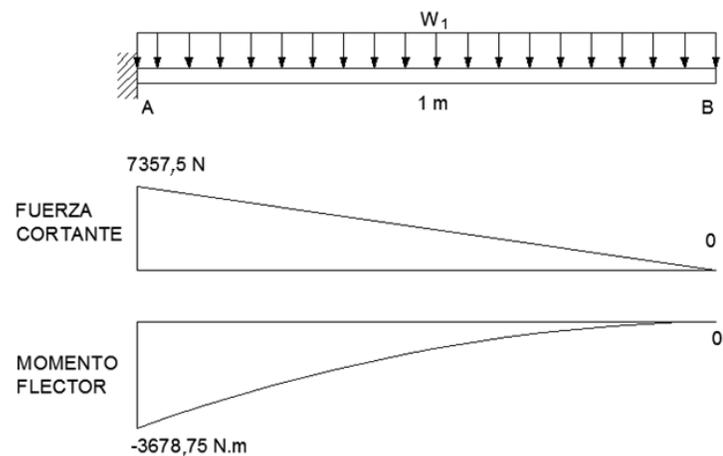


Figura 3.03: Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la uña de levante

De la figura se tiene que:

$$M_{max} = 3678,75 N * m = 3678750 N * mm$$

$$V_{max} = 7357,5 N$$

Se considera para la construcción de la uña un material con propiedades mecánicas con buena resistencia al desgaste debido a las prácticas operacionales por parte de los usuarios que en muchos casos deslizaran parte de las horquillas por el suelo; así como también debe tener buena resistencia al impacto.

Es por esto que se selecciona el acero Chronit T-1 400, normalizado como ASTM A588 y que es distribuido en el Perú por la empresa Aceros Bohler Perú en planchas de 0,25 a 4 pulgadas de espesor y cuyo detalle se puede apreciar en el anexo 2.

El esfuerzo máximo de rotura para este acero  $\sigma_r$  es.

$$\sigma_r = 1300 \frac{N}{mm^2}$$

Y el esfuerzo de fluencia  $\sigma_f$  es:

$$\sigma_f = 1000 \frac{N}{mm^2}$$

Tomando como referencia que hace Joseph Vidosic en su libro "Machine design projects", The Ronald Press, New York, 1957; se tiene que para materiales promedio que trabajen en situaciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas que puedan ser calculadas se debe otorgar un factor de seguridad ( $FS$ ) entre 2 y 2,5. Por tanto se toma para el diseño del presente un factor de seguridad de 2,0.

$$FS = 2,0$$

Entonces:

$$\sigma_{adm} = \sigma_s / FS$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1000}{2,0} = 500 \frac{N}{mm^2}$$

Se acostumbra a usar el modulo resistente de la sección " $W$ " que esta dado por la expresión:

$$W = \frac{I}{c}$$

Donde:  $I = \text{Momento de inercia de la sección}$   
 $c = \text{distancia más alejada del perfil al eje neutro de la sección}$

Entonces, la tensión normal debida a flexión a una distancia  $c$  del eje neutro se puede calcular con la expresión

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

Donde:  $M = \text{Momento flector}$

Se tiene que el modulo resistente mínimo  $W_{min}$  para una sección de la horquilla es:

$$W_{min} = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{3678750 \text{ N} \cdot \text{mm}}{500 \text{ N/mm}^2} = 7357,6 \text{ mm}^3$$

Se determina que la sección más adecuada para la uña de levante es de forma rectangular como se muestra en la figura 3.04

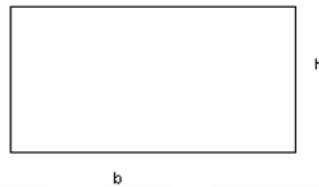


Figura 3.04: Sección transversal de la horquilla

Para una sección rectangular se tiene

$$W_{hor} = \frac{b \cdot H^2}{6}$$

Para  $W_{min} = 7357,6 \text{ mm}^3$

Si  $b = 100 \text{ mm}$

Entonces  $H = 21 \text{ mm}$

Se escoge  $H = 38,1 \text{ mm}$  (1,5 pulgadas)

Finalmente se tiene que  $W < W_{hor}$  por lo cual la uña no fallará por esfuerzo debido al momento flector.

Se debe considerar adicionalmente el peso de la misma. Para eso se tiene:

$$\text{Densidad acero} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \text{ Largo de la uña} = 1,0 \text{ m}$$

Entonces:  $\text{Peso uña} = \text{Densidad del acero} * \text{Volumen de la uña}$

$$\text{Peso uña} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \text{ m} * 0,1 \text{ m} * 0,0381 = 30 \text{ kg}$$

Con respecto al máximo esfuerzo cortante en la viga, se considera como fuerza cortante a la sumatoria del peso de la carga a levantarse más el peso de la uña de levante. Entonces la fuerza cortante real en la viga es:

$$V_{max} = 750 \text{ kgf} + 30 \text{ kgf} = 780 \text{ kgf}$$

De acuerdo al diagrama de fuerzas cortantes de la figura 3.03, esta fuerza actuará en el punto de empotramiento de la viga.

El máximo esfuerzo cortante en la uña viene determinado por la siguiente expresión dada para secciones rectangulares:

$$t_{uña \text{ max}} = \frac{3}{2} * \frac{V_{max}}{A}$$

Donde

$$V_{max} = \text{Maxima fuerza cortante en la pieza} = 7651,8 \text{ N}$$

$$A = \text{Area de la sección}$$

Se tiene por lo tanto:

$$t_{uña \text{ max}} = \frac{3}{2} * \frac{7651,8}{100 * 38,1} = 3,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo cortante admisible para la uña es:

$$t_{adm} = \sigma_s / FS$$

$$t_{adm} = \frac{1000}{2,0} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Al tener que  $t_{uña \text{ max}} < t_{adm}$  la uña de levante no fallará por esfuerzo debido a la fuerza de corte.

Seguidamente se realiza la comprobación según análisis de falla para lo cual se usa el criterio de esfuerzo cortante máximo que es:

$$t_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2}$$

Donde:

$\sigma_{xy}$  = Esfuerzo debido a la flexión en el punto más esforzado de la sección.

$t_{xy}$  = Esfuerzo debido a la fuerza cortante en el punto más esforzado de la sección.

El punto más esforzado de la sección transversal de la viga se ubica en el extremo superior o inferior. En este punto se tiene solo esfuerzo debido a la flexión, ya que el esfuerzo cortante en la parte superior de la sección es nulo, entonces:

$$\sigma_{xy} = 152,1 \frac{N}{mm^2}$$

$$t_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$t_{max} = \sqrt{\left(\frac{152,1}{2}\right)^2 + 0^2} = 76,1 \frac{N}{mm^2}$$

Considerando que el esfuerzo cortante máximo admisible es:

$$t_{adm} = FS * \sigma_s = 0,5 * 1000 = 500 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante máximo  $t_{max}$  es menor que el esfuerzo cortante máximo admisible  $t_{adm}$  por lo tanto la uña no fallará.

Cálculo de la uña de levante considerando la inclinación que debe tener al momento de movilizar cargas. Se considera una inclinación de 12 grados.

Teniendo que:

$$\beta = \text{Angulo de inclinación de la uña} = (12^\circ)$$

$$W_1 = \text{carga distribuida en cada uña} = 7357,5 \frac{N}{m}$$

$$W_h = \text{Peso de la uña} = 30 \frac{kg}{m} = 294,3 \frac{N}{m}$$

$$L = \text{Largo de la uña} = 1 m$$

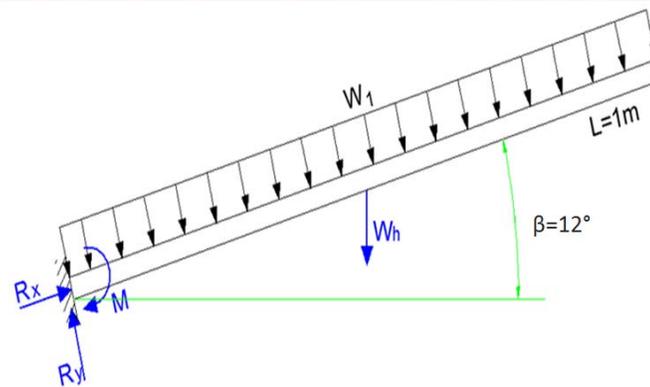


Figura 3.05: Diagrama de fuerzas en uña de levante inclinada 12°

$\sum F_x = 0$ $R_x - W_1 * \text{sen}(\beta) - W_h * \text{sen}(\beta) = 0$ $R_x - 7357,5 * \text{sen}(12) - 294 * \text{sen}(12) = 0$ $R_x = 1328 \text{ N}$	$\sum F_y = 0$ $R_y - W_1 * \text{cos}(\beta) - W_h * \text{cos}(\beta) = 0$ $R_y - 7357,5 * \text{cos}(12) - 294 * \text{cos}(12) = 0$ $R_y = 7535 \text{ N}$
--	--

$$\sum M = 0$$

$$M - (0,5 * L * W_1 * \text{cos}(\beta)) - (0,5 * L * W_h * \text{cos}(\beta)) = 0$$

$$M - (0,5 * 1 * 7357,5 * \text{cos}(12)) - (0,5 * 1 * 294 * \text{cos}(12)) = 0$$

$$M = 3767598,6 \text{ N} * \text{mm}$$

Se puede hacer una analogía en las fuerza  $R_y$  y el momento  $M$  con respecto a las fuerza  $V_{max}$  y momento  $M_{max}$  analizado en la figura 3.03. Así se tiene que  $M < M_{max}$  y  $R_y < V_{max}$  por lo tanto no es necesario realizar cálculos respecto a estas fuerzas generadas en la uña inclinada. Por el contrario, sí se debe analizar la fuerza  $R_x$  en compresión y como esfuerzo combinado junto a la fuerza de flexión en el punto de empotramiento de la uña.

$$\sigma_{comp \text{ uña}} = \frac{R_x}{A} = \frac{1328}{100 * 38,1} = 0,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo debido a la compresión en la uña  $\sigma_{comp \text{ uña}}$  es menor que el esfuerzo admisible  $\sigma_{adm}$ , por lo tanto la uña no fallará por esfuerzo debido a carga axial. Análisis debido a fuerzas combinadas.

$$\sigma_{comb} = \sigma_{comp \text{ uña}} + \sigma_{flexión \ 12^\circ}$$

$$\sigma_{flexión\ 12^\circ} = \frac{M}{W_{hor}} = \frac{3767598,6}{24193,5} = 155,7 \frac{N}{mm^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{comb} = 156,1 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo debido a la compresión en la uña  $\sigma_{comb}$  es menor que el esfuerzo admisible  $\sigma_{adm}$ , por lo tanto la uña de levante no fallará por esfuerzo combinado.

### 3.1.2 Diseño de la barra sujetadora

En este punto se debe determinar la forma y dimensiones del apoyo que sujetará las uñas de levante y la vez se conectará con el portahorquillas. Este apoyo debe ir soldado a las uñas en su parte inferior como se muestra en la figura 3.02.

Se pueden deducir que los mayores esfuerzos flectores ocurrirán en el punto más bajo de la barra sujetadora (llamado punto  $A_S$ ) pues el momento generado por el peso sobre la uña se transferirá en su totalidad en este punto. Además se debe incluir el esfuerzo de tracción al que está sometido este punto.

Momento en el punto  $A_S$ :

$$M_{A_S} = 3825900 \text{ N} * \text{mm}$$

Fuerza de tracción en el punto  $A_S$ :

$$T_{A_S} = 7651,8 \text{ N}$$

Se tiene que el módulo resistente mínimo es:

$$W_{\min\ Sujetador} = \frac{M_{A_S}}{\sigma_{adm}} = \frac{3825900}{500} = 7651,8 \text{ mm}^3$$

Si el ancho de la sección del sujetador ( $b_{Sujetador}$ ) es 100 milímetros, el alto del sujetador ( $H_{Sujetador}$ ) como mínimo debe ser 21,4 milímetros.

Entonces:

$$H_{Sujetador} = 38,1 \text{ mm (1,5 pulgadas)}$$

Evaluated el esfuerzo de tracción y esfuerzos combinados

$$\sigma_{Traccion} = \frac{T_{A_S}}{\text{Area sujetador}} = \frac{7651,8}{100 * 38,1} = 2,0 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Comb. Sujetador} = \sigma_{Flexión} + \sigma_{Tracción} = 355,8 + 2 = 357 \frac{N}{mm^2}$$

Tanto el  $\sigma_{Tracción}$ ,  $\sigma_{Comb. Sujetador}$  y el  $\sigma_{Flexión}$  son menores que el esfuerzo máximo admisible  $\sigma_{adm}$  por lo cual la barra sujetadora no fallará.

### 3.1.3 Diseño del enganche superior

Para calcular las fuerzas actuantes en el enganche superior se tiene el siguiente DCL.

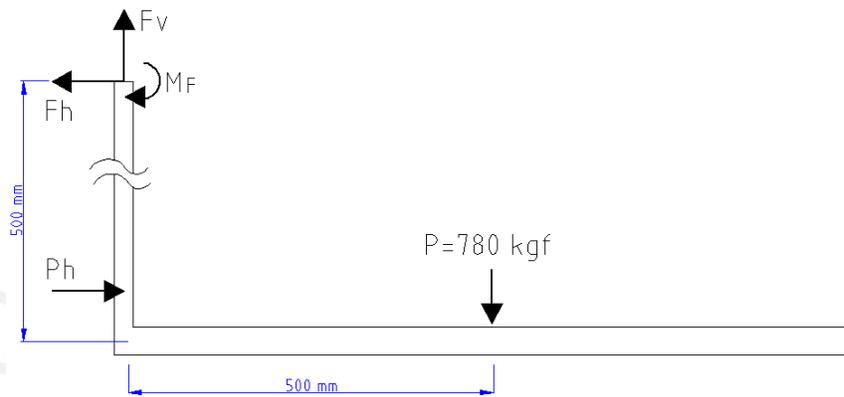


Figura 3.06: Diagrama de cuerpo libre de la horquilla

Por equilibrio de fuerzas y momentos en el punto P se tiene:

$$\sum M_P = (F_h * 0,5) - (780 * 0,5) = 0$$

$$F_h = 780 \text{ kgf} = 7652 \text{ N}$$

$$\sum \text{Fuerzas } x = F_h = P_h = 7652 \text{ N}$$

$$\sum \text{Fuerzas } y = F_v = 7652 \text{ N}$$

Y en el punto F

$$\sum M_F = (F_h * 0,5) - (780 * 0,5) + M_F = 0$$

$$M_F = 0$$

En consecuencia el punto de enganche superior actuarán las fuerzas  $F_V$  y  $F_h$

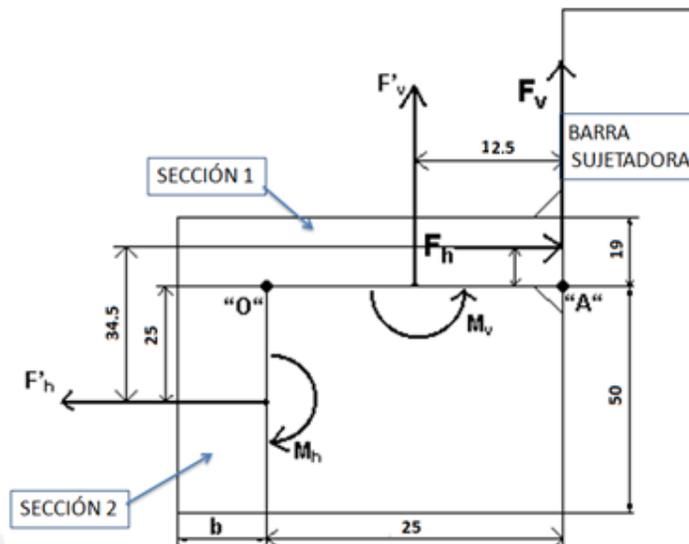


Figura 3.07: Fuerzas y momentos flectores que resisten el enganche superior de la horquilla

$$F_h = F'_h = 7652 \text{ N}$$

$$F_V = F'_V = 7652 \text{ N}$$

$$M_V = F_V * 12,5 = 145388 \text{ N} * \text{mm}$$

$$M_h = F_h * 34,5 = 263994 \text{ N} * \text{mm}$$

**Para la sección 1:**

Analizando el punto más crítico "A":

$$M_A = M_V - M_h - (F'_V * 12,5) - (F'_h * 34,5) = -521778 \text{ N} * \text{mm}$$

Sabiendo que la sección 1 está compuesta por un perfil rectangular de ancho  $b = 80 \text{ mm}$  y alto  $h = 19 \text{ mm}$ , el esfuerzo normal en A es:

$$\sigma_n = \frac{M_A * c}{\text{Inercia sección 1}} + \frac{F_h}{\text{Area sección 1}} = \frac{521778 * 9,5}{100 * 19^3/12} + \frac{7562}{100 * 19} = 90,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para esta parte de la pieza se usa el acero C45 (equivalente AISI 1045) cuyas propiedades mecánicas se muestran en el anexo 3 y para el cual se tiene:

$$\sigma_f = 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \sigma_B = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

Entonces el esfuerzo admisible para la sección 1 es:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo normal es menor que el esfuerzo admisible  $\sigma_{Adm}$  por lo cual la pieza no fallará.

Con respecto a la fuerza cortante se tiene que para la sección 1:

$$t_{xy} = \frac{3 * V_{max}}{3 * Area \text{ sección } 1} = \frac{3 * 7562}{3 * 100 * 19} = 3,9 \frac{N}{mm^2}$$

La fuerza cortante es menor que el esfuerzo de corte admisible  $t_{Adm}$  por lo cual la pieza no fallará.

Finalmente se aplica el criterio de falla de máximo esfuerzo cortante en donde:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{90,7}{2}\right)^2 + 3,9^2} = 45,5$$

El esfuerzo cortante máximo es menor que el esfuerzo de corte admisible  $t_{Adm}$  por lo cual la pieza no fallará.

### Para la sección 2:

Analizando el punto más crítico "O":

$$M_O = M_h + (F'_h * 25) = 449939 N * mm$$

La sección 2 está compuesta por un perfil rectangular de ancho  $b = 80 mm$  y alto  $h = 19mm$ , el esfuerzo normal en A es:

$$\sigma_n = \frac{M_O * c}{Inercia \text{ sección } 2} = \frac{449939 * 9,5}{100 * 19^3 / 12} = 74,7 \frac{N}{mm^2}$$

Para la construcción de la sección 2 del enganche se usa el acero C45 (equivalente AISI 1045). Por lo cual el esfuerzo admisible para la pieza es:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

$$\tau_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo normal es menor que el esfuerzo admisible  $\sigma_{Adm}$  por lo cual la pieza no fallará.

El esfuerzo cortante en el punto "O" es nulo pues la fuerza de corte en el extremo del perfil también es nulo,

$$t_{xy} = \frac{3 * 0}{3 * Area\ sección\ 1} = \frac{3 * 0}{3 * 80 * 19} = 0 \frac{N}{mm^2}$$

Finalmente se aplica el criterio de falla de máximo esfuerzo cortante en donde:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{74,7}{2}\right)^2 + 0^2} = 37,4 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante máximo es menor que el esfuerzo de corte admisible  $\tau_{Adm}$  por lo cual la pieza no fallará.

### 3.2. Diseño del portahorquilla

La porta horquilla se compone de cinco elementos: Carro horizontal superior e inferior, unión del carro horizontal, soporte y ruedas de desplazamiento vertical. Esta parte de la máquina se puede apreciar en la figura 3.08.

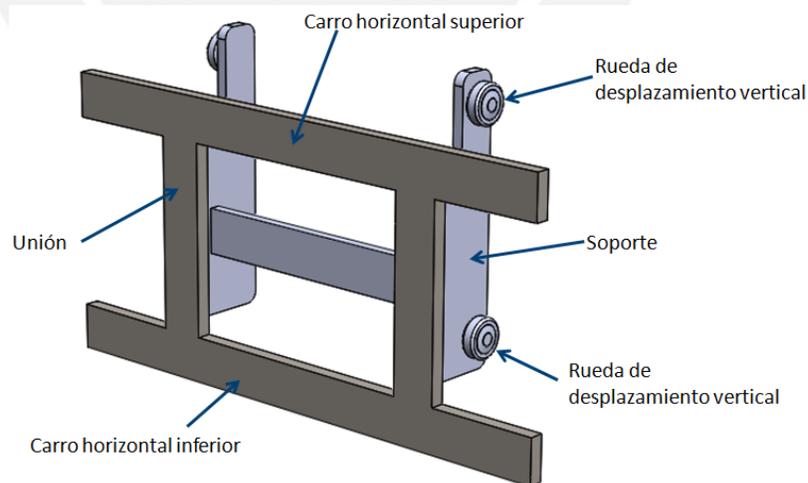


Figura 3.08: Partes del portahorquilla

### 3.2.1 Diseño del carro horizontal superior e inferior

Sobre el carro horizontal superior se apoyan los sujetadores superiores que van conectados a la horquilla. Las fuerzas cortantes y momentos flectores varían de acuerdo a la posición de las horquillas. Es por esta razón que se analizan dos casos, la primera cuando las horquillas están lo más próxima entre si y ubicadas en el medio del carro horizontal (primer caso en la figura 3.09); y la segunda cuando las horquillas están a los extremos del carro (segundo caso en la figura 3.10). Empotrada en ambos lados y empotrada a un solo lado para el primer y segundo caso respectivamente.

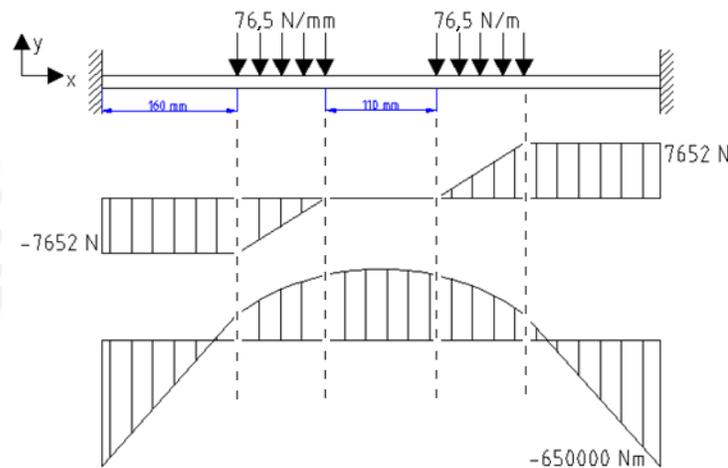


Figura 3.09: Diagrama de fuerza cortante y momento flector del primer caso en orientación vertical

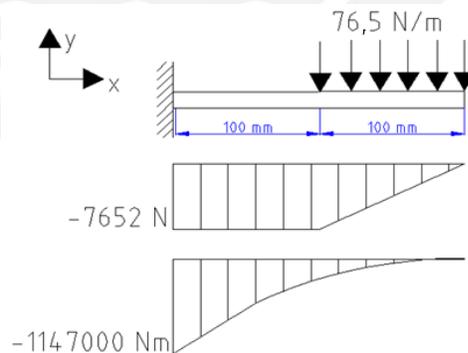


Figura 3.10: Diagrama de fuerza cortante y momento flector del segundo caso en orientación vertical

La carga produce a la vez dos fuerzas horizontales de igual magnitud que las verticales pero que actúan en el eje z. Estas fuerzas horizontales generan en la viga los mismos esfuerzos que generan las fuerzas verticales pues son de similar magnitud.

La fuerza cortante y momento flector máximos se presentan en el segundo caso y son:

$$M_{max} = 1147000 \text{ N} * \text{mm}$$

$$V_{max} = 7651,8 \text{ N}$$

Se selecciona una viga rectangular de altura  $H = 80$  y ancho  $b = 19 \text{ mm}$ .

Por lo tanto el módulo resistente en el eje x es:

$$W_{x-x} = \frac{b_x * H_x^2}{6} = \frac{25,4 * 80^2}{6} = 27093,3 \text{ mm}^3$$

Y en el eje z es:

$$W_{z-z} = \frac{b_z * H_z^2}{6} = \frac{80 * 25,4^2}{6} = 8602,1 \text{ mm}^3$$

Seguidamente el esfuerzo debido a la flexión en el eje x es:

$$\sigma_{x-x} = \frac{M_x}{W_{x-x}} = \frac{1147000}{27093,3} = 42,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Y el esfuerzo debido a la flexión en el eje z es:

$$\sigma_{z-z} = \frac{M_z}{W_{z-z}} = \frac{1147000}{8602,1} = 133,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Finalmente se tiene el esfuerzo cortante que actúa en el eje x y también en el eje z. Estos esfuerzos son iguales en magnitud pues en ambos ejes la fuerza cortante "V" es de igual magnitud.

$$t_{xz} = \frac{3 * V_{max}}{2 * Area} = \frac{3 * 7651,8}{2 * 80 * 25,4} = 5,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dado que se tiene un estado de esfuerzos actuando en el eje x y en el eje z, se aplicara el criterio de máxima tensión tangencial para el cual se calcula primeramente los esfuerzos principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ :

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + t_{xy}^2}$$

Para el caso se tiene que:  $\sigma_y = \sigma_z$  y  $t_{xy} = t_{xz}$ .

Remplazando se obtiene que:

$$\sigma_1 = 133,74 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_2 = 42 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_3 = 0 \frac{N}{mm^2}$$

Finalmente la tensión efectiva o de comparación  $\sigma_{CS}$  para este criterio es:

$$\sigma_{CS} = |\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3| \text{ o } |\sigma_3 - \sigma_1|$$

$$\sigma_{CS} = |133,74 - 42|, |42 - 0| \text{ o } |0 - 133,74| = 133,74 \frac{N}{mm^2}$$

Esta tensión efectiva debe ser comparada con el esfuerzo admisible. Para la construcción de esta viga se usarán planchas estructurales de acero C45 o equivalente a AISI 1045 (ver anexo 3) cuyas propiedades mecánicas son las siguientes.

$$\sigma_f = 340 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_B = 640 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe descartar posibles fallas por fatiga del elemento ya que estará sometido parcialmente a esfuerzos cíclicos.

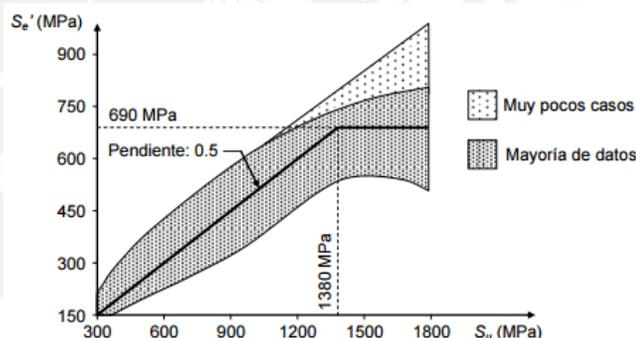


Figura 3.11: Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros. Tomado del libro “Resistencia de Materiales 2”, Jorge Rodríguez

Acero	$\sigma_{Alt}$
$\sigma_B < 1400 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{Alt} = \sigma_B * 0,5$
$\sigma_B > 1400 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{Alt} = 700 \text{ N/mm}^2$

Tabla 3.01: Valores aproximados de esfuerzo alternante para aceros. Tomado del libro “Resistencia de Materiales 2”, Jorge Rodríguez

Por lo tanto el esfuerzo alternante o esfuerzo de fatiga para este material es:

$$\sigma_{Alt} = 0,5 * 640 = 320 \frac{N}{mm^2},$$

Se tiene que el factor de seguridad para el elemento es:

$$FS = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_{CS}} = \frac{320}{133,7} = 2,4$$

El factor de seguridad es el adecuado y el elemento no fallará.

### 3.2.2 Diseño del soporte

El siguiente elemento a dimensionar es el soporte del portahorquilla. Para esto primeramente se hace un análisis de fuerzas actuantes en el carro vertical y en la unión para posteriormente transferir las fuerzas resultantes al soporte. En la figura 3.12 se puede apreciar el diagrama de cuerpo libre de los carros horizontales y uniones.

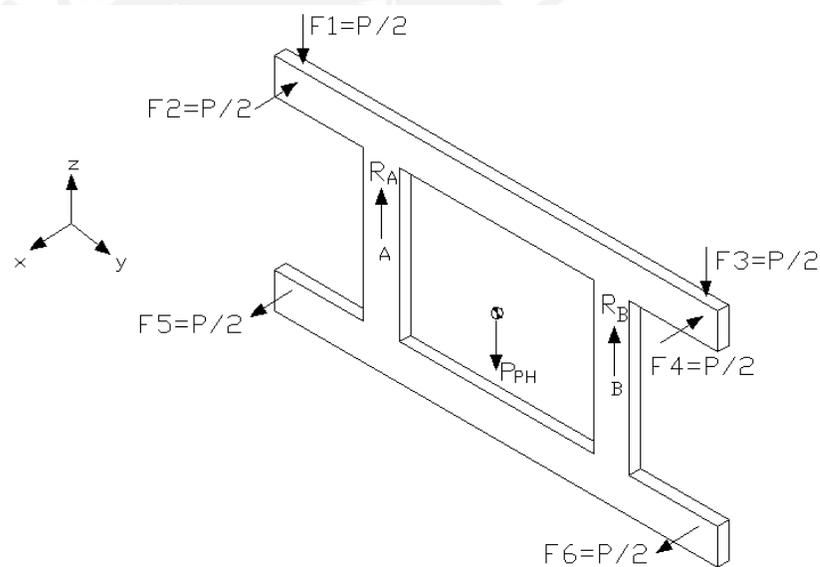


Figura 3.12: Diagrama de cuerpo libre del conjunto carros horizontales y uniones

Elegimos el punto A como referencia para determinar las fuerzas y momentos actuantes en la unión entre el soporte y la unión del portahorquillas. Para una simplificación en los cálculos se asume que las fuerzas verticales y las reacciones  $R_A$  y  $R_B$  actúan en un mismo plano.

Se tiene que la fuerza "P" es la sumatoria de la fuerza vertical producida por la carga y la fuerza vertical producida por el peso de las horquillas.

$$P = 2 * (\text{Peso de la horquilla}) + \text{Carga a levantar}$$

$$P = 2 * (48,5 \text{ kgf}) + 1500 \text{ kgf} = 1597 \text{ kgf}$$

Por sumatoria de fuerzas en el eje z:

$$\sum F_z = 0: \quad R_A + R_B = P$$

Por simetría de fuerzas actuantes en la estructura,  $R_A$  y  $R_B$  son iguales en magnitud. Por tanto  $R_A = R_B = P/2$ .

Realizando entonces el equilibrio de fuerzas y momentos en el punto “A” de la figura 3.13, se tiene el resumen de cálculos en la tabla 3.02.

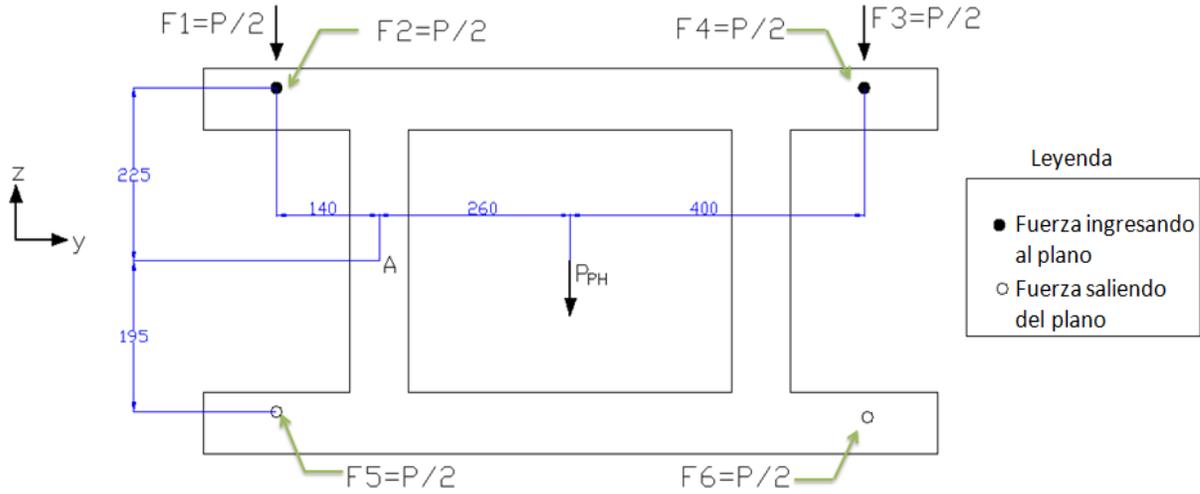


Figura 3.13: Vista del plano y-z del portahorquillas con detalles de distancias de las fuerzas actuantes en el punto A.

Fuerza	Distancia al punto A (m)	Momento en el punto A	Momento en el eje y	Momento en el eje z
$F_2$	0,265	$0,265 * (P/2)$	$-0,225 * (P/2)$	$-0,140 * (P/2)$
$F_4$	0,700	$0,700 * (P/2)$	$-0,228 * (P/2)$	$0,662 * (P/2)$
$F_5$	0,240	$0,240 * (P/2)$	$-0,194 * (P/2)$	$0,141 * (P/2)$
$F_6$	0,688	$0,688 * (P/2)$	$-0,659 * (P/2)$	$-0,195 * (P/2)$

Tabla 3.02: Resumen de cálculos de valores de momentos en los eje Z e Y para el punto A

Por lo tanto si se hace la sumatoria de momentos en el eje y:

$$\sum M_y = 0: \quad M_{Ay-y} - 0,225 * \frac{P}{2} - 0,228 * \frac{P}{2} - 0,194 * \frac{P}{2} - 0,659 * \frac{P}{2} = 0$$

$$M_{Ay-y} = 1,306 * \frac{P}{2} = 10230,6 N * m$$

Y la sumatoria de momentos en el eje z:

$$\sum M_z = 0: \quad M_{Az-z} - 0,140 * \frac{P}{2} + 0,662 * \frac{P}{2} + 0,141 * \frac{P}{2} - 0,195 * \frac{P}{2} = 0$$

$$M_{Az-z} = -0,468 * \frac{P}{2} = -3666 N * m$$

Finalmente la sumatoria de momentos en el eje x para el punto A es cero por tanto:

$$\sum M_x = 0: \quad -\left(\frac{P}{2} * 0,14\right) + \left(\frac{P}{2} * 0,52\right) - \left(\frac{P}{2} * 0,66\right) - (P_{PH} * 0,26) + M_A = 0$$

Dado que el peso del portahorquillas es  $P_{PH} = 42 \text{ kgf}$

Entonces: 
$$M_{Ax-x} = 0,26 * 420 N = 109 N * m$$

Estas fuerzas y momentos calculados para el punto A se transferirán al soporte. Si bien es cierto que esta transferencia se realizara a los largo de las superficies en contacto del soporte y la unión del portahorquilla, evaluar estas reacciones en un punto facilitan el cálculo y nos dan un valor aproximado de las fuerzas y momentos que actúan en el soporte.

Se define entonces al punto A' perteneciente al soporte y que además es coincidente con el punto A que pertenece al portahorquilla. Es por esta razón que las fuerzas y momentos en A' son iguales que en A.

Por último se tiene que el punto A' es el punto que se encuentra más esforzado en el soporte y por esta razón se realiza el análisis de falla en este punto

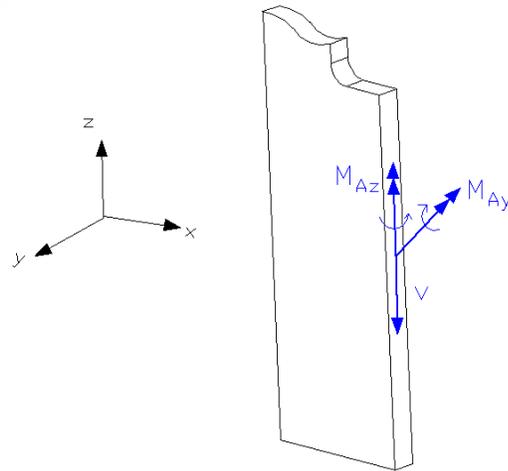


Figura 3.14: Fuerzas y momentos actuantes en el punto A' del soporte

Para el Punto A' se considera solo los momentos actuantes en el eje z e y. Se omite el momento en el eje x pues es numéricamente mucho más pequeño que los otros momentos actuantes en dicho punto.

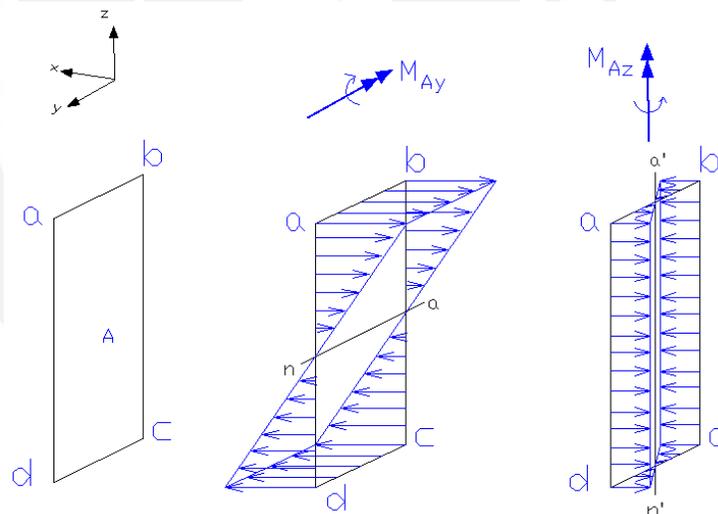


Figura 3.15: Efecto de los momentos sobre la superficie del soporte

En la figura 3.15 se puede ver el efecto sobre la superficie del soporte que tienen los momentos en el eje z y en el eje y. En la parte izquierda se muestra la sección del soporte que está en contacto con la unión del portahorquilla; se diferencian las cuatro esquinas de esta sección con las letras a, b, c y d. Como se puede ver los puntos críticos serán el punto "a" sometido a flexión o el punto "c" sometido a compresión pues por el principio de la superposición se pueden sumar los esfuerzos producidos por los momentos en esos

puntos. Se analiza el punto “a” tomando en cuenta que la sección analizada es rectangular con una altura  $H = 300 \text{ mm}$  y un ancho  $b = 19 \text{ mm}$ .

Esfuerzo debido al momento en el eje y.

$$\sigma_y = \frac{M_{Ay-y} * c}{\text{Inercia sección eje y}} = \frac{10230600 * 150}{25,4 * 300^3/12} = 27 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo debido al momento en el eje z.

$$\sigma_y = \frac{M_{Az-z} * c}{\text{Inercia sección eje z}} = \frac{3666000 * 12,7}{300 * 25,4^3/12} = 114 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo debido a la fuerza cortante V.

$$t_A = \frac{3 * V}{2 * \text{Area sección}} = \frac{3 * 7833,3}{2 * 300 * 25,4} = 1,54 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Para la construcción del soporte se usan planchas de acero C45 o equivalente a AISI 1045 (ver anexo 3). Debido a que este elemento de la máquina está expuesto a esfuerzos alternantes de carga y descarga constantes, se debe evaluar su resistencia a la fatiga. En el punto 3.2.1 se determinó el esfuerzo admisible de este acero considerando la fatiga. Por lo cual se tiene:

$$\sigma_{Alt} = 320 \frac{N}{\text{mm}^2},$$

Considerando un factor de seguridad de 2, el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{Alt}}{2} = 160 \frac{N}{\text{mm}^2},$$

Tanto los esfuerzos en el eje z, en el eje y o el esfuerzo debido a la fuerza cortante son menores al esfuerzo admisible para el material. Por lo tanto la pieza no fallará.

Por otro lado, haciendo la superposición de los esfuerzos debidos a los momentos en el eje z y en el eje y se tiene que el esfuerzo combinado en el punto “a” es:

$$\sigma_{Comb} = \sigma_y + \sigma_z = 141 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_{Comb}} = \frac{320}{141} = 2,2$$

El factor de seguridad es mayor al mínimo aceptable para la construcción de la máquina. Finalmente se analiza una posible falla debido al máximo esfuerzo cortante  $t$ . Para eso se debe destacar que en el punto de análisis, la fuerza cortante es cero pues este punto se encuentra en el extremo inferior de la sección.

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Comb}}{2}\right)^2 + t^2} = \sqrt{\left(\frac{141}{2}\right)^2 + 0^2} = 70,5 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante máximo es menor que el esfuerzo admisible por lo cual el elemento no fallará.

### 3.2.3 Selección de las ruedas de desplazamiento vertical

Finalmente se debe seleccionar las ruedas del desplazamiento vertical del portahorquilla. Existe en el mercado un tipo de rodamiento conocido como rodamiento combinado pues nos brinda dos tipos de giro: uno en el sentido radial y otro en sentido axial. Su cara lateral rodará dentro de un perfil en forma de "I" que servirá como guía de desplazamiento de este rodamiento. Además, en su cara delantera o tapa se puede encontrar otro rodamiento más pequeño que rodará a través del fondo del mismo perfil.

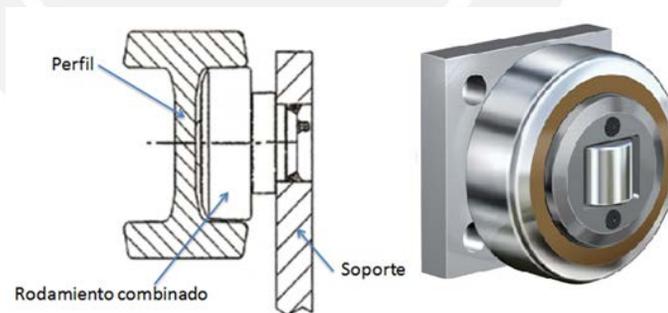


Figura 3.16: Ensamble entre rodamiento combinado, perfil y soporte del portahorquilla

En la parte izquierda de la figura 3.16 se observa el detalle del ensamble entre el rodamiento combinado, el soporte del portahorquilla y el perfil en forma de I.

Dado que a través de estas ruedas o rodamientos se transferirán las fuerzas actuantes del portahorquilla al carro vertical, es necesario conocerlas. Para eso se desarrolla el siguiente diagrama de cuerpo libre para el soporte del portahorquillas donde las fuerzas  $R_{Cx}$ ,  $R_{Dx}$

$R_{Cz}$  y  $R_{Dz}$  son reacciones producidas por el perfil de desplazamiento vertical sobre las ruedas y posteriormente estas fuerzas actúan sobre el soporte, la fuerza  $P_S$  es el peso del soporte y  $T$  es la fuerza de tensión que producen las cadenas conectadas al soporte intermedio y son accionadas por el cilindro hidráulico de elevación, en la sección 3.3.3.1 se aprecia el cálculo de la fuerza  $T$ .

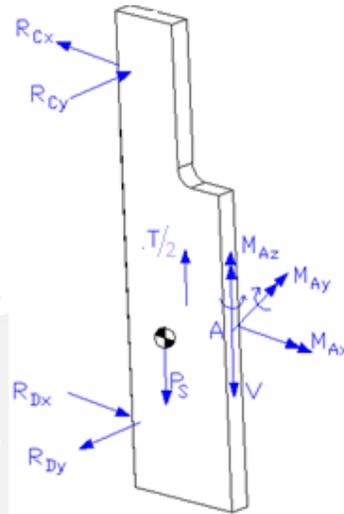


Figura 3.17: Diagrama de cuerpo libre del soporte

Debido a que la sumatoria de fuerzas en el eje z es mayor que cero, la pieza tendrá un desplazamiento en el sentido positivo de este eje; esto es algo necesario pues el desplazamiento del portahorquilla y horquillas se logra debido a esta fuerza.

Por otro lado la sumatoria de fuerzas en el eje x y en el eje y son nulas pues en estos eje no existe desplazamiento.

$$\sum F_x = 0: \quad R_{Cx} = R_{Dx}$$

$$\sum F_y = 0: \quad R_{Cy} = R_{Dy}$$

También la sumatoria de momentos en el punto "A" de la pieza es nula pues no existe ningún giro de la pieza con respecto a este punto.

Tomando en cuenta los momentos producidos en el eje y para el punto A:

$$\sum M_{Ay} = 0: \quad - M_{Ay-y} - (T * 0,046) + (R_{Cx} * 0,3) + (R_{Dx} * 0,1) + (P_S * 0,067) = 0$$

Sabiendo que:  $M_{Ay-y} = 10230,6 N * m$ ,  $T/2 = 8162 N$  y  $P_s = 88,3 N$

Remplazando se tiene:  $R_{Cx} = R_{Dx} = 27646,3 N$

Y tomando en cuenta los momentos producidos en el eje x para el punto A:

$$\sum M_{Ax} = 0: \quad M_{Ax-x} - (0,3 * R_{Cy}) - (0,1 * R_{Dy}) = 0$$

Como  $R_{Cy}$  y  $R_{Dy}$  son iguales y  $M_{Ax-x} = 109 N * m$

Entonces  $R_{Cy} = R_{Dy} = 272 N * m$

Las reacciones  $R_{Cx}$  y  $R_{Dx}$  producirán cargas radiales en los rodamientos de desplazamiento vertical, por el contrario las fuerzas  $R_{Cy}$  y  $R_{Dy}$  producirán cargas axiales en los mismos. De acuerdo a la siguiente tabla 3.03 para rodamientos combinados para perfil en forma de I estándar distribuidos por CR.s.r.l.

C.R. Ref.	d	T	D	H	h	B	A	S	r	C	C <sub>o</sub>	C <sub>a</sub>	C <sub>oa</sub>	Ø a petición	PERFIL
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	κN	κN	κN	κN		mm
400-0055 / 1	35	48	70,1	40	30,5	23	2,5	22	4	45,5	51	14	13	70,4 / 70,7	3018
400-0057	40	53	77,7	40,7	29	23	3	26	4	48	56,8	18	18	78,1 / 78,5	3019
400-0075	40	53	77,7	45	34	23	7	21	4	48	56,8	14	14	78,1 / 78,5	3019
400-0457	40	54	77,7	40	29	23	3,5	26	4	59	102	23	36	*	3019
400-0058 / 52	45	59	88,4	52	39	30	3,5	26	3	68	72	23	23	88,9	3020
400-0059	50	67	101,2	46	33	28	3	30	3	73	82	25	27	101,9	2912
400-0077	50	67	101,2	50,5	37,5	28	7	21	3	73	82	18	19	101,9	2912
400-0459	50	69	101,2	46	33	26	4,5	30	3	91	140	32	50	*	2912

C: Carga dinámica      C<sub>o</sub>: Carga estática      C<sub>a</sub>: Carga dinámica axial      C<sub>oa</sub>: Carga estática axial

\* 400-0457/E, 400-0058/52, 400-0059/E y 400-0060/E referencias fabricadas con agujero de lubricación

Tabla 3.03: rodamientos combinados para perfiles tipo I estándar

En la tabla 3.03 se tiene dos capacidades de carga que debe soportar el rodamiento: una radial y otra axial, así como también el criterio para seleccionar según el tipo de carga teniéndose cargas estáticas o cargas dinámicas. De acuerdo al fabricante, las cargas dinámicas se aplican a elementos que tengan un giro continuo en el tiempo; en cambio para los rodamientos con giro ocasional se consideran las fuerzas actuantes como cargas estáticas; en el caso de los rodamientos del soporte se tomará en cuenta el criterio estático pues las ruedas tendrán un giro ocasional.

Es así que se puede escoger el rodamiento combinado marca CR tipo 400-0055/1 pues está dentro de los límites de carga estática radial y axial mínimo necesarios. En el anexo 7 se pueden ver mayores detalles de este rodamiento.

### 3.3. Diseño de carro vertical

El carro vertical consta de tres elementos los cuales son el perfil de desplazamiento vertical, la unidad de elevación y la pletina. Básicamente este subconjunto de la máquina se eleva debido a la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico de elevación sobre la unidad de elevación. Luego la unidad de elevación por medio de la polea y la cadena jala al portahorquillas. A la vez sirve como guía de las ruedas de desplazamiento vertical del portahorquillas. En la figura 3.18 se puede apreciar las partes de este subconjunto.

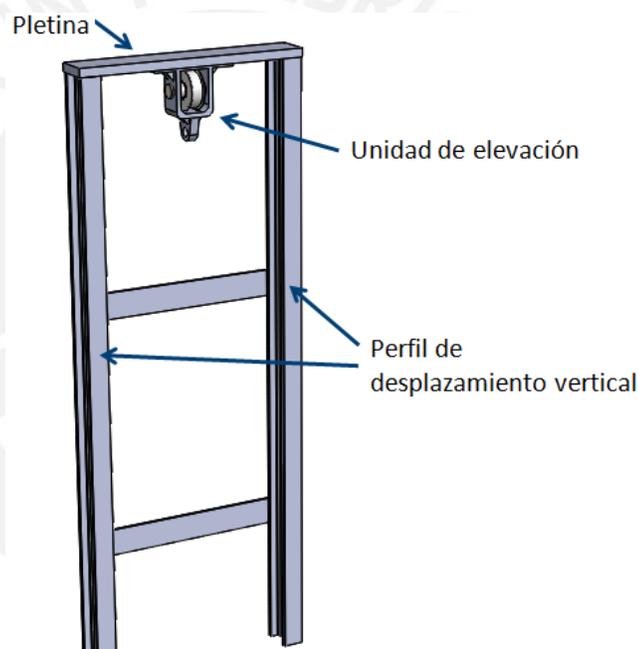


Figura 3.18: Partes del carro vertical

#### 3.3.1 Diseño del perfil de desplazamiento vertical

El perfil de desplazamiento superior es un perfil estructural tipo W sobre el cual se desplazan las ruedas de desplazamiento vertical del portahorquillas. En la parte superior de los perfiles se encuentra la unidad de elevación. Todo el carro vertical se desplaza hacia arriba movido por la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico de elevación, este desplazamiento es posible ya que por la parte posterior del perfil existen unas ruedas del carro sobre las cuales se desplazara el perfil de desplazamiento vertical. Estas ruedas del

carro están unidas al marco estructural por tornillos. En la figura 3.19 se puede apreciar el detalle de la unión entre el soporte, perfil de desplazamiento vertical y el marco.

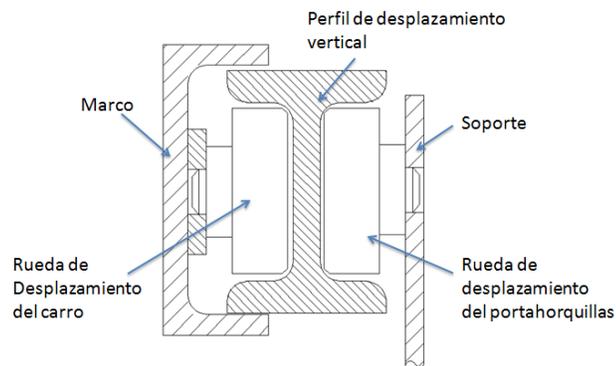


Figura 3.19: Ensamble entre soporte, perfil de desplazamiento vertical y marco

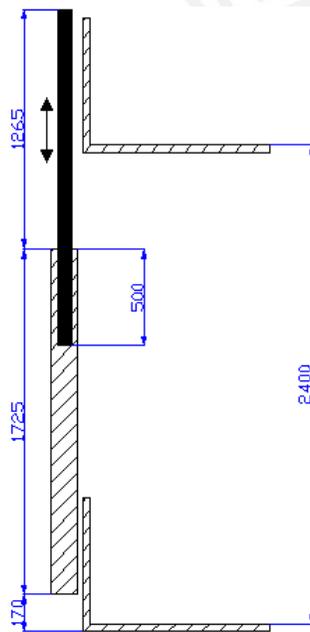


Figura 3.20: Ubicación del carro de desplazamiento vertical cuando la carga se encuentra en el punto más alto.

En la figura 3.20 se puede observar el perfil de desplazamiento vertical (área sombreada en la figura) cuando la carga se encuentra en el punto más superior posible. La determinación de la dimensión del perfil a usar se realiza analizando los esfuerzos generados en esta posición pues es la más crítica para el perfil. Notar que la longitud total del perfil de desplazamiento es de 1825 milímetros teniendo una longitud de 525 milímetros dentro del marco. Así se tiene la siguiente figura 3.21 con las fuerzas cortantes y momentos flectores del perfil de desplazamiento vertical.

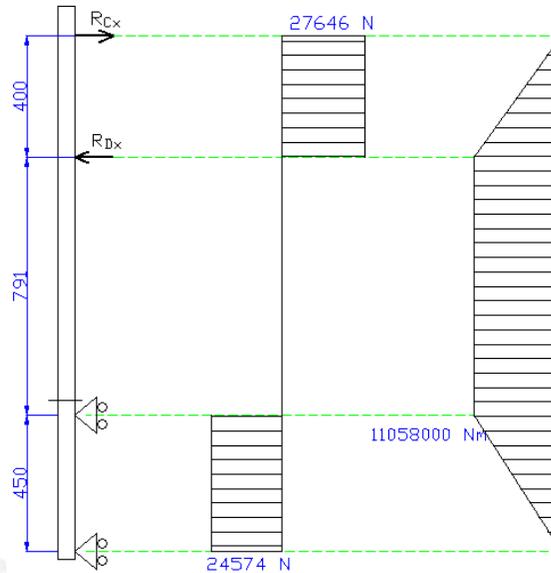


Figura 3.21: Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes del perfil de desplazamiento

El punto más solicitado a lo largo del perfil es el punto donde actúa la reacción  $R_{Dy}$  producida por la rueda de desplazamiento del portahorquillas. De acuerdo a la figura 3.21 la fuerza y el momento cortante flector en ese punto son:

$$M_{max} = 11058000 \text{ N} * \text{mm}, \quad V_{max} = 27646 \text{ N}$$

Se elige para la construcción de este elemento el perfil guía tipo I estándar 3018. Esta selección se hace por referencia del distribuidor (ver tabla 3.03) ya que al escogerse el rodamiento marca CR tipo 400-0055/1 como rueda del carro de desplazamiento vertical se necesitara una viga cuyas dimensiones sean adecuadas para este tipo de rodamiento. En la siguiente tabla 3.04 se muestran las características geométricas del perfil tipo I 3018. Se presentan mayores detalles del perfil seleccionado en el anexo 8.

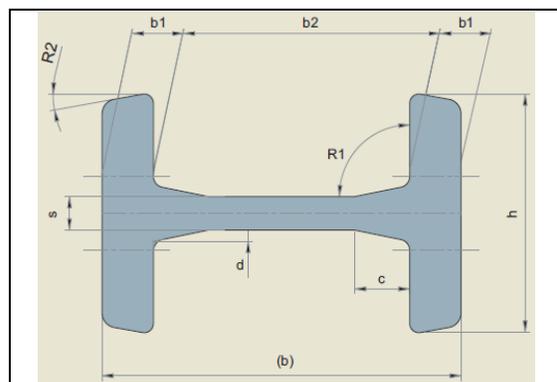
	<p>Fabricado en acero DIN St 52.3 (UNI Fe 510C).</p> <p>Peso: 19,4 kg/m</p> <p>Distancia del extremo de la fibra al eje neutro: <math>c = 49 \text{ mm}</math></p> <p>Modulo resistente respecto al eje x <math>W_{\text{perfil}} = 70000 \text{ mm}^3</math></p>
---	---

Tabla 3.04: Características geométricas del perfil tipo I estándar 3018

El esfuerzo debido al momento flexionante  $\sigma_{flexión}$  es máximo en la fibras externas del material por eso se calcula en la fibra externa superior.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{max}}{W_{perfil}} = \frac{11058000}{70000} = 158 \frac{N}{mm^2}$$

El material de los perfiles es un acero DIN ST 52.3 (ver anexo 9) con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_f = 340 \frac{N}{mm^2}, \sigma_B = 630 \frac{N}{mm^2},$$

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la viga es:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo de flexión de la viga  $\sigma_{flexión}$  es menor que el esfuerzo admisible para el material  $\sigma_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por flexión.

Además, el esfuerzo debido a la fuerza cortante es máximo en el eje neutro de la sección transversal. Se puede estimar este esfuerzo  $t_{xy}$  con la siguiente ecuación:

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t}$$

Donde:

$V_{max}$  = fuerza de corte máxima en el elemento

$Q$  = Momento estático de la sección

$I$  = Momento de inercia de la sección

$t$  = espesor del alma del perfil

El momento estático se calcula con la siguiente expresión.

$$Q = (Area\ ala * dist.\ eje\ neutro - ala) + \left( Area\ \frac{alma}{2} * \frac{dist.\ eje\ neutro - alma}{2} \right)$$

$$Q = \left( h * b_1 * \left( \frac{b_2}{2} + \frac{b_1}{2} \right) \right) + \left( \frac{b_2}{2} * s * \frac{b_2}{4} \right)$$

Los valores de las dimensiones del perfil se pueden ver en el anexo 8. Reemplazando los mismo se tiene:

$$Q = \left( 65 * 14 * \left( \frac{70}{2} + \frac{14}{2} \right) \right) + \left( \frac{70}{2} * 9 * \frac{70}{4} \right) = 43732,5 \text{ mm}^3$$

Seguidamente reemplazando en la ecuación que determina el esfuerzo de corte se tiene:

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t} = \frac{27646 * 43732,5}{3430000 * 9} = 39,2 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo cortante en el centro de la viga  $t_{xy}$  es menor que el esfuerzo de corte admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de corte. Finalmente se comprueba el esfuerzo cortante máximo en la viga con la siguiente expresión:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left( \frac{\sigma_{flexión}}{2} \right)^2 + t_{xy}^2}$$

El criterio se aplica donde el esfuerzo debido al momento flexionante es máximo, en tanto que en este mismo punto el esfuerzo cortante es nulo, entonces:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left( \frac{158}{2} \right)^2 + 0^2} = 79 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo cortante máximo de la viga  $t_{maximo}$  es menor que el esfuerzo cortante admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará.

### 3.3.2 Diseño de la pletina

En la figura 3.22 se puede apreciar la plancha de la unidad de elevación. Para el diseño de este elemento se usa una platina de 1 1/8" x 3". Se considera que esta platina se encuentra empotrada en ambos extremos y recibe una fuerza  $F'$  que es ejercida por el cilindro de elevación en su punto medio. La fuerza  $F'$  ha sido calculada en la sección 3.3.2.1.

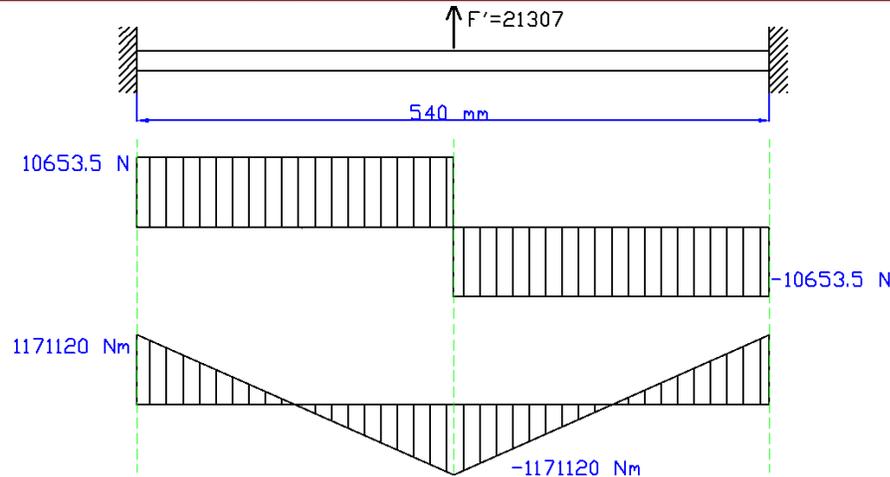


Figura 3.22.: Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes en la pletina.

En la misma figura 3.22 se tiene el diagrama de momentos flectores y cortantes para la pletina; se puede ver que en los puntos de empotramiento, que vienen a ser las uniones entre la pletina y las vigas de desplazamiento vertical, se tiene la fuerza y el momento máximo. Por lo tanto para la pletina se cumple que:

$$M_{max} = 1171120 \text{ N} * \text{mm}$$

$$V_{max} = 10653,5 \text{ N}$$

La pletina es de sección rectangular con un alto 1 pulgada ( $H = 25,4 \text{ mm}$ ) y un ancho de 4 pulgadas ( $b = 101,6 \text{ mm}$ ).

El esfuerzo debido al momento flexionante  $\sigma_f$  es máximo en la fibras externas del material por eso se calcula en la fibra externa superior o para  $c = H/2$ .

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{max} * c}{I \text{ perfil}}$$

Donde:  $I =$  Momento de inercia de la sección de la pletina.

Por lo tanto:

$$\sigma_{flexión} = \frac{1171120 * 12,7}{(101,6 * 25,4^3)/12} = 107,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para la construcción de la pletina se usa el acero estructural ASTM A36 con las siguientes propiedades mecánicas.

$$\sigma_f = 250 \frac{N}{mm^2}, \sigma_B = 400 \frac{N}{mm^2},$$

Mas detalles de este acero estructural se pueden observar en el anexo 10.

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la pletina es

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2},$$

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo de flexión de la viga  $\sigma_{flexión}$  es menor que el esfuerzo admisible para el material  $\sigma_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por flexión.

Además, el esfuerzo debido a la fuerza cortante es máximo en el eje neutro de la sección transversal. Se puede estimar este esfuerzo  $t_{xy}$  con la siguiente ecuación.

$$t_{xy} = \frac{3 * V_{max}}{2 * Area\ sección} = \frac{3 * 10653,5}{2 * 101,6 * 25,4} = 6,2 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante en el centro de la viga  $t_{xy}$  es menor que el esfuerzo de corte admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por corte. Finalmente se comprueba el esfuerzo cortante máximo en la viga con la siguiente expresión:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{flexión}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2}$$

El criterio se aplica donde el esfuerzo debido al momento flexionante es máximo, en tanto que en este punto que es en el extremo de la sección el esfuerzo cortante es nulo, entonces:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{107,2}{2}\right)^2 + 0^2} = 53,6 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante máximo de la viga  $t_{maximo}$  es menor que el esfuerzo cortante admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará.

### 3.3.3 Diseño de la unidad de elevación

La unidad de elevación consta de un armazón que es empujado por el cilindro hidráulico de elevación y que interiormente sujeta un eje que sostiene a la polea.; sobre esta polea se desliza la cadena que va conectada al portahorquilla por un extremo. Conforme se eleva el armazón de la unidad de elevación, también se eleva la polea. En la figura 3.23 se pueden ver las partes de la unidad de elevación.

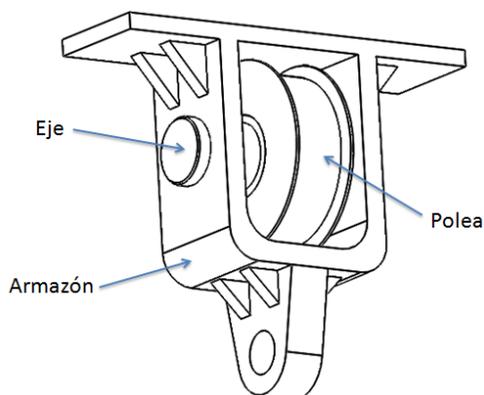


Figura 3.23: Partes de la unidad de elevación

La unidad de elevación está unida por su parte superior a la pletina por medio de pernos. Seguidamente se presenta el diseño y la selección de los elementos de la unidad de elevación.

#### 3.3.3.1 Diseño del armazón de la unidad de elevación

El armazón de la unidad de la elevación, como se puede apreciar en la figura 3.23, está conformado por una plancha plana en su parte superior y otra plancha doblada en forma de U en su parte inferior. La plancha inferior está soldada a la plancha superior. A la vez este elemento sostiene al eje de la polea, para lo cual tiene dos agujeros en sus paredes laterales. Para el dimensionamiento de este elemento es necesario calcular las fuerzas que actúan en él. En la siguiente tabla 3.05 se muestra el peso de los elementos del carro vertical.

Elemento	Peso (kg)
Perfil de desplazamiento vertical	77,40
Pletina	13,70
Armazón	3,00
Eje	0,90
Polea	5,00
<b>Peso total del carro vertical (kg)</b>	<b>100,00</b>

Tabla 3.05: Peso total del carro vertical

El cilindro hidráulico de elevación debe ser capaz de levantar la carga a transportar, el propio peso del portahorquillas y horquillas, el peso total del carro vertical y además superar las fuerzas de fricción que se generaran en las ruedas de desplazamiento del marco estructural. Por lo tanto la fuerza mínima " $F_{min}$ " del cilindro hidráulico es:

$$F_{min} = 2 * (P_{Carga} + P_{Portahorquilla-horquilla}) + P_{Carro vertical} + F_{fricción}$$

Donde:

$$P_{Carga} = \text{Peso de la carga a transportar} = 1500 \text{ kg}$$

$$P_{Portahorquilla-horquilla} = 164 \text{ kg}$$

$$P_{Carro vertical} = 100 \text{ kg}$$

La fuerza " $T$ " en la figura 3.24 es la suma del peso de la carga a transportar más el peso del conjunto portahorquillas - horquillas. Es por esto que en la ecuación de la fuerza mínima del cilindro hidráulico de elevación esta suma se multiplica por dos porque estos pesos estarán apoyados en la polea la cual ejercerá una fuerza " $T$ " en cada extremo de la polea. Para mostrar este detalle se realiza el siguiente diagrama de cuerpo libre en la figura 3.24.

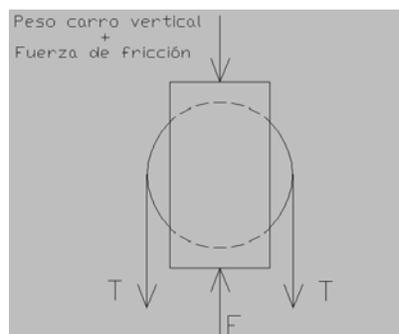


Figura 3.24: Diagrama de cuerpo libre de la unidad de elevación

La fuerza de fricción  $F_{fricción}$  actúa en sentido vertical en dirección opuesta al desplazamiento del carro vertical. Esta fuerza es producida por la fricción entre las ruedas del marco y el perfil de desplazamiento vertical. Para calcular dicha fuerza es necesario saber el coeficiente de rozamiento entre dos superficies de acero. De acuerdo a la bibliografía del curso elementos de máquinas 1: "Ajuste por contracción". KURT PAULSEN 2011-1 (Ver anexo 23) el coeficiente de rozamiento estático  $\mu_s$  es igual a 0,15.

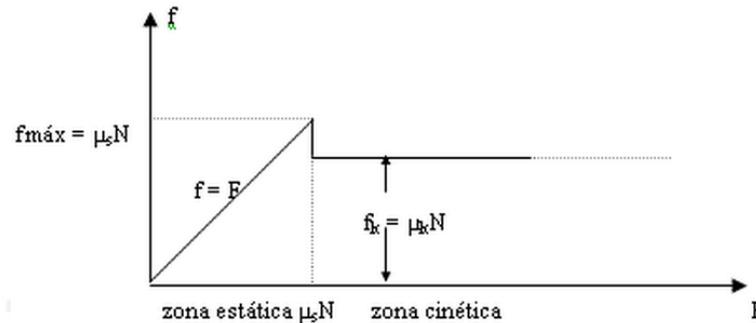


Figura 3.25: Diagrama de fuerza de fricción en zona estática y dinámica de una superficie

Como se puede observar en la figura 3.25, la zona estática tiene como límite a una fuerza de fricción máxima para la cual el movimiento es inminente; una vez que se ha alcanzado esta fuerza y el elemento empieza a desplazarse se estará en la zona cinética cuya fuerza de fricción es menor a la anterior. Para lograr el desplazamiento del carro vertical, la fuerza de fricción máxima en las ruedas de desplazamiento del marco como mínimo debe ser:

$$Fricción_{max} = \mu_s * N$$

La fuerza "N" es la fuerza normal que ejercen las ruedas sobre el perfil de desplazamiento vertical, en el caso de estudio esta fuerza normal es de 27646,3 N.

$$Fricción_{max} = 0,15 * 27646,3 = 4147 N$$

Como se tienen cuatro ruedas apoyadas sobre el perfil de desplazamiento, la fuerza de fricción es:

$$F_{fricción} = 4 * Fricción_{max} = 16588 N$$

Por lo tanto la fuerza mínima del cilindro de elevación  $F_{min} = 50216,3 N$

Considerando que el cilindro hidráulico empujara el armazón con una fuerza de 5,5 toneladas, la fuerza "F" es.

$$F = 53955 \text{ N}$$

Finalmente el armazón está sometido a la fuerza “ $F$ ” en su parte inferior y a las fuerzas “ $T$ ” en sus costados laterales como se observa en la figura 3.26.

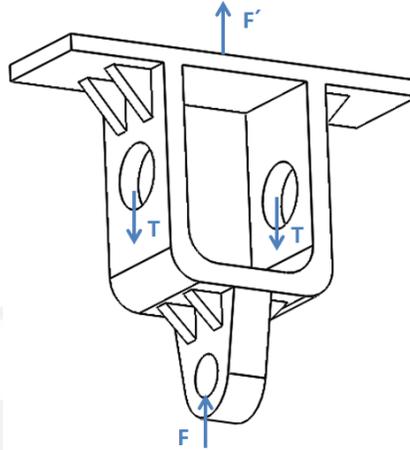


Figura 3.26: Diagrama de cuerpo libre del armazón

La fuerza  $T$  es transferida al armazón por medio del eje que sostiene a la polea.

$$T = P_{Carga} + P_{Portahorquilla-horquilla} = 1500 + 164 = 1664 \text{ kgf} = 16324 \text{ N}$$

Y la fuerza  $F'$  que actúa sobre la pletina que está en la parte superior del armazón es la diferencia entre la fuerza “ $F$ ” y las dos fuerzas “ $T$ ” que actúan hacia abajo.

$$F' = F - (2 * T) = 53955 - (2 * 16324) = 21307 \text{ N}$$

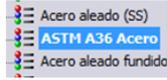
Se realizará el estudio de falla del armazón por medio de la aplicación Simulation del programa SolidWorks para elementos mecánicos.

Para la construcción del armazón se usa el acero ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas se muestran en el anexo 10. Dichas propiedades se pueden configurar en el simulador siendo el esfuerzo de fluencia del material de  $250 \text{ N/mm}^2$ . A continuación se presenta un esquema con el procedimiento seguido en la simulación.

PROCEDIMIENTO

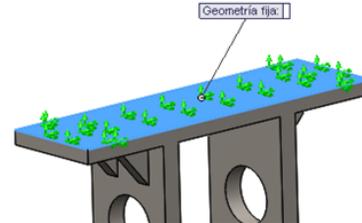
REGISTRO

Aplicación de material: Se establece el material a la pieza en estudio, para el armazón configuramos el acero ASTM A36.

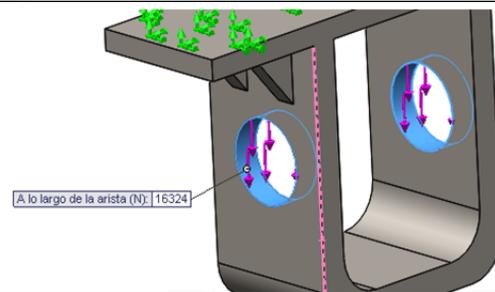
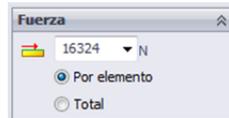


Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	400000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	250000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica en X		/K
Conductividad térmica en X		W/(m·K)
Calor específico		J/(kg·K)

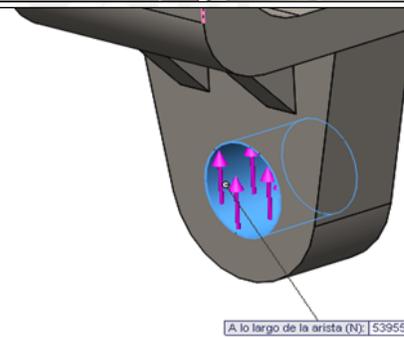
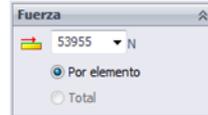
Se establecen las restricciones: Para el estudio de la pieza, se colocara la parte superior del armazón como una sujeción fija puesto que esta parte se apoyara sobre la pletina del carro vertical.



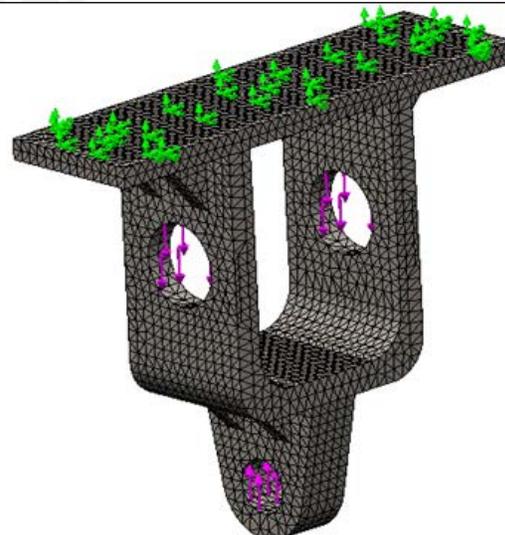
Cargas sobre la pieza: Se añaden las cargas externas que actúan sobre la pieza. Para el caso primeramente se agregan las cargas producidas por el eje sobre el armazón que viene a ser la fuerza  $T = 16324 \text{ N}$



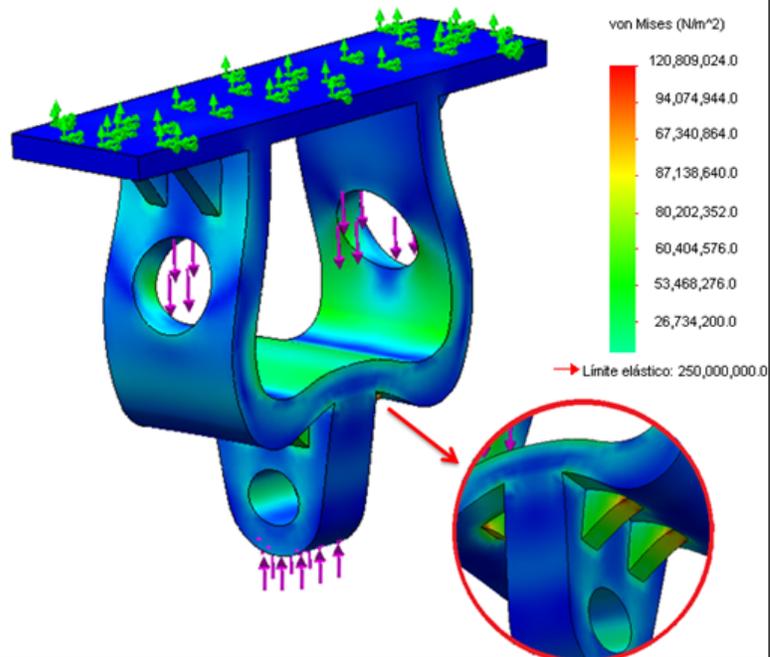
Además, se agrega la fuerza "F" que es la fuerza producida por el cilindro de elevación sobre la parte inferior del armazón.



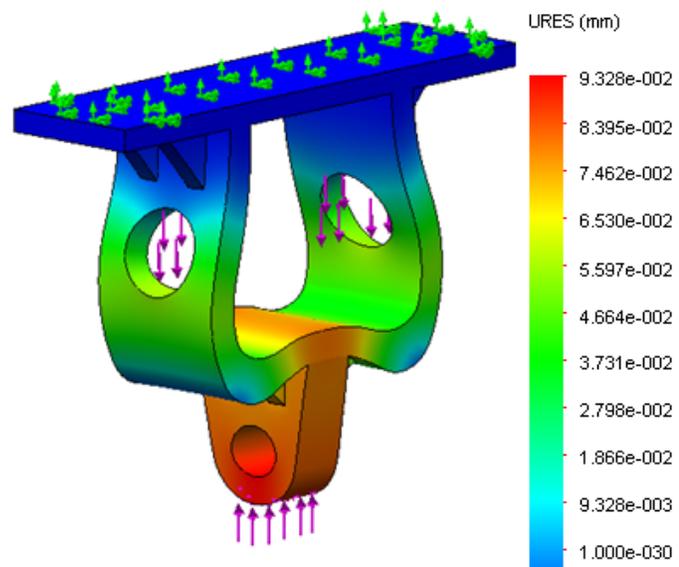
Mallado: Se realiza la configuración del mallado



Verificación de resultados:  
En la figura se puede ver las tensiones a las que está expuesto el elemento. El punto más crítico se sitúa en los extremos superiores de la oreja que se conecta con el cilindro hidráulico de elevación. En este punto el esfuerzo llega a ser 120 MPa. Teniendo un límite de fluencia o límite elástico de 250 MPa para el material el factor de seguridad en el punto más crítico es de 2.1 por lo cual el elemento no fallará.



La deformación máxima del elemento ocurre en su parte inferior por debajo del enganche del elemento con el cilindro hidráulico de elevación. Esta deformación es de 0.009328 mm la cual es 2144 veces más pequeña que el largo en esa sección de la pieza que es 20.3 mm y se calcula como la longitud del arco pintado de rojo. Por esta razón se considera aceptable dado que el deformación máxima para el elemento debe ser de 300 veces el largo es decir 0.067 mm como máximo.



### 3.3.3.2 Diseño del eje de la unidad de elevación

Como se puede ver en la figura 3.23 el eje esta sostenido por el armazón en sus extremos y en su parte media soporta las fuerzas generadas en la polea. En la siguiente figura 3.27 se muestra su diagrama de cuerpo libre.

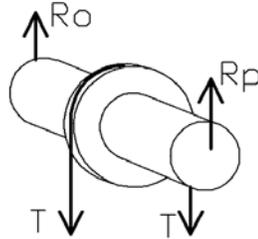


Figura 3.27: Diagrama de cuerpo libre del eje

Las fuerzas  $T$  son las fuerzas producidas por la polea, Las fuerzas  $R_O$  y  $R_P$  son las reacciones producidas por el armazón en los extremos del eje. Por equilibrio de fuerzas, las reacciones  $R_O$  y  $R_P$  son iguales a  $T$ .

Se debe considerar que el eje no girará respecto a su eje pues será la polea quien gire respecto al eje; por lo tanto bastara con realizar cálculos de resistencia a momentos flectores y fuerzas cortantes que son constantes para dimensionar el elemento. Tampoco se considerara análisis de fatiga en el elemento.

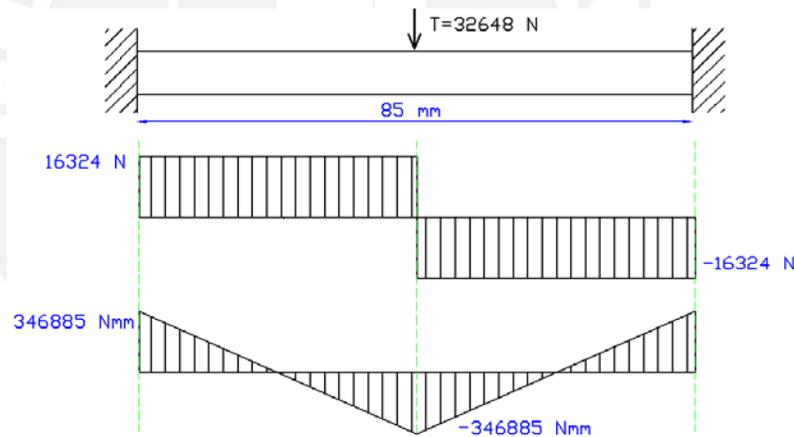


Figura 3.28: Diagrama de momentos flectores y fuerza cortante del eje

Como se puede ver en la figura 3.28 los momentos flectores y fuerzas cortantes máximos que actúan en el eje son.

$$M_{max} = 346885N * mm$$

$$V_{max} = 16324 N$$

Aplicando la teoría del máximo esfuerzo cortante, el esfuerzo admisible máximo estará determinado por la expresión

$$t_{adm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{flexión}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{M * c}{2 * Inercia}\right)^2 + \left(\frac{T * c}{J}\right)^2}$$

Sabiendo que  $c = \text{radio del eje}$ ,  $T = \text{Momento de torsión sobre el eje}$ ,

$J = \text{Momento polar de inercia}$ .

Se tiene que

$Inercia = \pi * c^4 / 4$  y  $J = \pi * c^4 / 2$ , la ecuación del esfuerzo admisible se convierte en :

$$t_{adm} = \frac{2}{\pi * c^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Se despeja el radio del eje y se obtiene:

$$c = \left(\frac{2}{\pi * t_{adm}} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{1/3}$$

Se usa como material del eje el acero estructural ASTM A36 con las siguientes

propiedades mecánicas.  $\sigma_f = 250 \frac{N}{mm^2}$ ,  $\sigma_B = 400 \frac{N}{mm^2}$ ,

Más detalles de este acero estructural se pueden observar en el anexo 10. Teniendo un factor de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la pletina es

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2},$$

Sabiendo que:

$M = M_{max} = 346885 N * mm$  y  $T = 0$ , ya que en el eje no existen fuerzas de torsión, se tiene:

$$c = \left(\frac{2}{\pi * 125} \sqrt{245000^2 + 0^2}\right)^{1/3} = 12,1 mm$$

El radio mínimo que debe tener el eje es 12,1 mm por lo cual se selecciona un radio de 15 mm. Como la polea que irá sostenida en este eje tiene un diámetro interior de 40 mm, el ensamblaje entre polea y eje se realizará con un manguito de fijación detallado en el anexo 22. También existen esfuerzos cortantes en el elemento determinados por la expresión  $t = (V * Q) / I * t$ ; sin embargo, en general este esfuerzo aportará una distribución de

esfuerzo mucho menor sobre la sección transversal, en comparación al esfuerzo desarrollado por la flexión o por la torsión.

### 3.3.3.3 Selección de la polea de la unidad de elevación

Para la selección de la polea se sigue el mismo procedimiento de selección que se tubo para los rodamientos del portahorquillas; es decir se selecciona de acuerdo a catalogo del distribuidor CR s.r.l. En la figura 3.27 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje de la polea en su punto más crítico, en esta imagen además se observa en la parte central del eje a la polea siendo tensionada por las fuerzas “T” en sus extremos. Esta fuerza “T” calculada en la sección 3.3.3.1 equivale a la suma de la carga a ser transportada más el peso del portahorquillas y las horquillas.

$$T = P_{Carga} + P_{Portahorquilla-horquilla} = 1500 + 164 = 1664 \text{ kgf} = 16324 \text{ N}$$

En base a lo anterior se puede saber que en la polea actuara una fuerza de “2T” con dirección vertical hacia abajo en su punto más crítico. Entonces para la polea;

$$Fuerza_{POLEA} = 2 * T = 2 * 16324 = 32648 \text{ N}$$

En el catalogo del distribuidor de la polea se encuentra la siguiente tabla 3.06

C.R. Ref.	B	D	L	E	G	A	F	C	C <sub>0</sub>	CADENA
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	KN	KN	
900-3481	40	70	26,5	25	19	78	50	25	32	BL 534 - AL 544 - LL 1044
900-3822	40	80	28	26	19	90	50	25	32	BL 534 - AL 544 - LL 1244
900-3823	40	80	43	41	33	98	50	37	45	BL 634 - AL 666 - LL 1288
900-2975	40	85	38	36	28	98	50	37	45	BL 634 - AL 644 - LL 1266
900-3283	50	100	42	40	33	115	60	52,8	58,5	BL 834 - AL 844 - LL 1644
900-3468	55	110	58	56	45	135	65	57,2	67	BL 846 - AL 866 - LL 1666
900-3376	55	130	67	65	55	158	65	72,1	85	BL 1046 - AL 1066 - LL 2066

C : Carga dinámica      C<sub>0</sub> : Carga estática

Tabla 3.06: poleas marca CR para cadena de ejecución a rodillos cilíndricos

De acuerdo al fabricante las cargas dinámicas se aplican para elementos que tengan un giro continuo en el tiempo, en cambio para las poleas con giro ocasional se consideraran las fuerzas actuantes como cargas estáticas; en el caso de la polea de la unidad de elevación se toma en cuenta el criterio de carga estática pues la polea tiene un giro ocasional. Se puede elegir la polea CR tipo 900-3283 para cadena de la tabla 3.06 ya que

nos ofrece una carga estática admisible de 58,5 kN que es mayor a la fuerza que actúe en la polea que es de 32,6 kN. Es necesario mencionar que a la vez se toma en cuenta las dimensiones de la polea para su selección para así tener un ensamble mas adecuado. Se pueden observar los detalles de la polea y cadena seleccionada en el anexo 11.

### 3.4. Diseño del marco estructural:

El marco es la estructura exterior del portahorquillas. Su función principal es sostener a los elementos de la máquina incluyendo al cilindro hidráulico de elevación y también al portahorquillas. A la vez este aloja en sus perfiles rodamientos combinados para que sobre estos se deslice el perfil de desplazamiento vertical. En la siguiente figura 3.29 se presentan las partes y la forma constructiva del marco estructural.

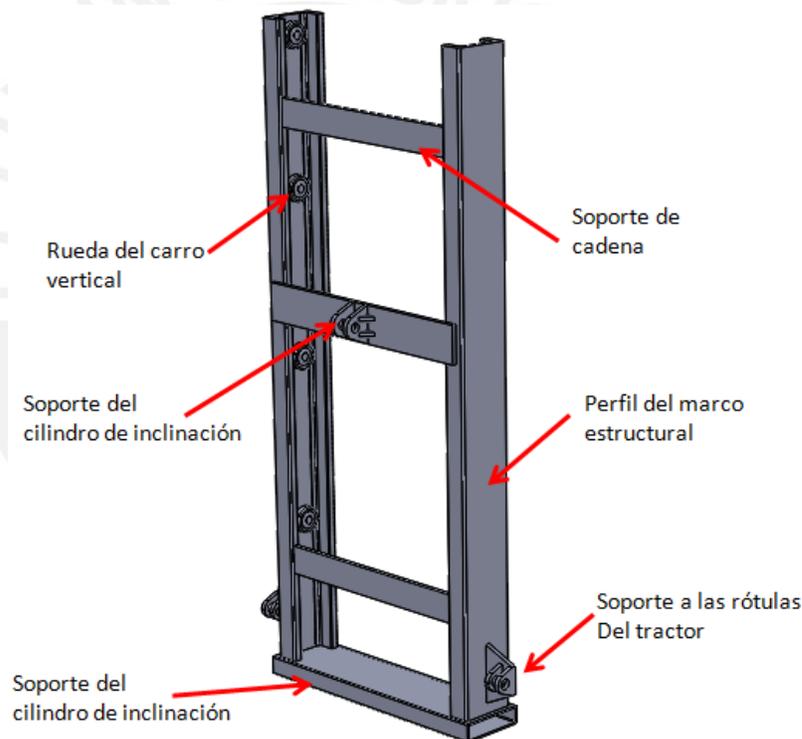


Figura 3.29: Partes del marco estructural

#### 3.4.1 Diseño del perfil del marco estructural

El perfil del marco estructural es una viga estructural en forma de U estándar la cual aloja en su parte interior a rodamientos combinados sobre los cuales se deslizan los perfiles de desplazamiento vertical del carro vertical. Se puede ver este detalle en la figura 3.30 a continuación.

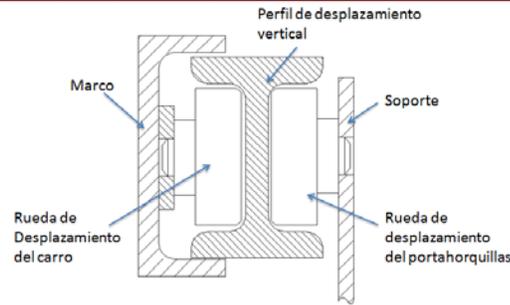


Figura 3.30: Detalle de ensamblaje entre marco, rueda y perfil de desplazamiento vertical

Notar que en el ensamblaje el marco y el perfil de desplazamiento vertical no están unidos de ninguna forma pues el perfil del marco solo sostiene a las ruedas de desplazamiento del carro.

Como a lo largo del perfil de marco se tienen varios rodamientos del carro vertical las reacciones en estos son mayores al momento que el carro vertical haya salido del perfil del marco estructural, es decir en el momento para el cual el carro vertical se haya desplazado y esté por fuera de la parte superior del marco; por lo tanto el punto más crítico del dicho perfil es cuando la carga se encuentre en el punto más elevado y genere unas reacciones de  $R_{C'x}$  y  $R_{D'x}$  sobre el mismo. Estas reacciones  $R_{C'x}$  y  $R_{D'x}$  vienen a ser las reacciones producidas en los apoyos móviles de la figura 3.21 en la sección 3.3.1 pues estos apoyos representan a los rodamientos del carro vertical sostenidos por el marco. Se tiene que estas reacciones son:

$$R_{C'x} = R_{D'x} = 24574 \text{ N}$$

En la figura 3.31 se presenta el diagrama de cuerpo libre del marco. La fuerza  $F_E$  corresponde a la reacción que se genera en el perfil debido a que en su parte inferior, el perfil estará unido con la plancha base que soportara el peso y la fuerza vertical que ejerce el cilindro hidráulico de elevación. Esta plancha transferirá una fuerza  $F_E$  y un momento  $M_{Ex}$  en el punto E de la viga; estos valores son calculados en la sección 3.4.2

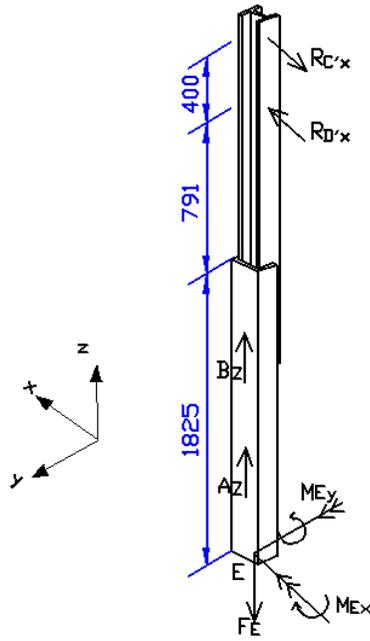


Figura 3.31: Diagrama de cuerpo libre del perfil de marco estructural

$$M_{Ex} = 4836900 \text{ N} * \text{mm}, F_E = 27250 \text{ N}$$

El punto más crítico del elemento es el punto E; donde la sumatoria de momentos es cero.

$$\sum M_Y = -(R_{C'x} * 3016) + (R_{D'x} * 2616) + M_{Ey} = 0$$

$$M_{Ey} = 10900000 \text{ N} * \text{mm}$$

Para la construcción del perfil se utilizará un perfil guía tipo U estándar de marca CR perfil 2862. Los detalles de este perfil se pueden ver en el anexo 12.

	<i>Fabricado en acero DIN St 52.3 (UNI Fe 510C).</i>
	<b>Altura (b) = 157,2 mm</b>
	<b>Area de la sección = 4504 mm<sup>2</sup></b>
	<b>Modulo resistente eje x (W<sub>x</sub>) = 190000 mm<sup>3</sup></b>
	<b>Modulo resistente eje y (W<sub>y</sub>) = 60000 mm<sup>3</sup></b>
	<b>Peso = 35,9 kg/m</b>

Tabla 3.07: Características geométricas del perfil tipo U estándar marca CR tipo 2862

El esfuerzo debido al momento flexionante  $\sigma_f$  es máximo en la fibras externas del material por eso se calcula en la fibra externa superior o para  $c = d/2$ .

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{Ey}}{W_x} = \frac{10900000}{190000} = 57,4 \frac{N}{mm^2}$$

También se debe considerar el esfuerzo normal que se genera en la sección transversal debido a la fuerza de tracción  $F_E$

$$\sigma_n = \frac{F_E}{Area\ de\ la\ sección} = \frac{27250}{4504} = 6,1 \frac{N}{mm^2}$$

Finalmente existe un esfuerzo debido al momento  $M_{Ey}$  en el punto "E". Este esfuerzo en el eje "x" es máximo en las fibras externas del ala del perfil. Puede ser calculado de la siguiente manera

$$\sigma_{flexión\ eje\ x} = \frac{M_{Ex}}{W_y} = \frac{4836900}{60000} = 80,6 \frac{N}{mm^2}$$

El material de los perfiles es un acero DIN ST 52.3 (ver anexo 9) con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_f = 340 \frac{N}{mm^2}, \sigma_B = 630 \frac{N}{mm^2},$$

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la viga es:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 170 \frac{N}{mm^2},$$

Como se puede comprobar en el punto "E" el esfuerzo de flexión, el esfuerzo de flexión en el eje "x" y el esfuerzo normal por separado son menores al esfuerzo máximo admisible para el material. Para asegurar la no falla del material se debe analizar los esfuerzos antes calculados actuando juntos, es decir hacer una sumatoria de los esfuerzos combinados en el punto E. Para esto se ilustra en la siguiente figura 3.32 el punto en el cual la sumatoria de esfuerzos sea máxima.

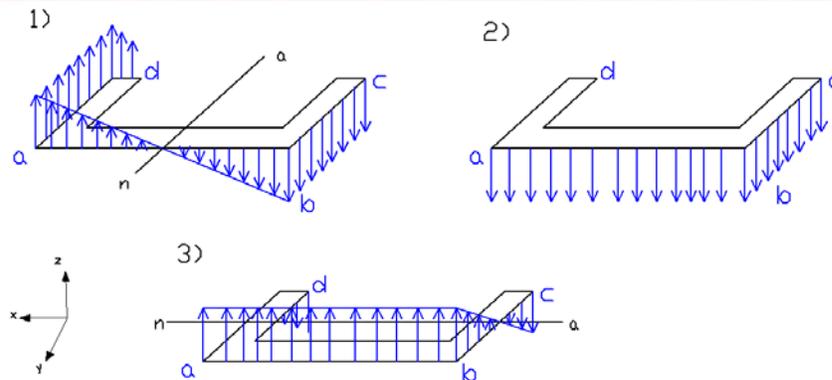


Figura 3.32: Distribución de esfuerzos en el punto “E” del perfil del marco

En el punto 1 de la figura 3.32 se observa la distribución de esfuerzos debido al momento de flexión, en el punto 2 se observa el esfuerzo normal en el perfil y en el punto 3 se puede apreciar el esfuerzo producido por el momento en el eje x.

Notar que el punto “c” en las secciones recibe el la sumatoria de los tres esfuerzos existentes en la sección. Por lo tanto el esfuerzo total en “c”  $\sigma_{Combinado\ c}$  es:

$$\sigma_{Combinado\ c} = \sigma_{flexión} + \sigma_n + \sigma_{flexión\ eje\ x} = 144 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo combinado en el punto “c” es menor que el esfuerzo máximo admisible para el material, por lo tanto la viga no fallará por este tipo de esfuerzo en el punto “E”.

Además, el esfuerzo debido a la fuerza cortante es máximo en el eje neutro de la sección transversal. Se puede estimar este esfuerzo  $t_{xy}$  con la siguiente ecuación.

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t}$$

Donde:

$V_{max}$  = fuerza de corte máxima en el elemento;  $Q$  = Momento estático de la sección,  
 $I$  = Momento de inercia de la sección en el eje x;  $t$  = espesor del alma del perfil

El momento estático se calcula con la siguiente expresión.

$$Q = (Area\ ala * dist.\ eje\ neutro - ala) + \left( \frac{Area\ alma}{2} * \frac{dist.\ eje\ neutro - alma}{2} \right)$$

$$Q = 119718,6\ mm^3$$

Remplazando en la ecuación que determina el esfuerzo de corte, se tiene:

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t} = \frac{24574 * 119718,6}{14934000 * 14} = 14,1 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante en el centro de la viga  $t_{xy}$  es menor que el esfuerzo de corte admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de corte

Finalmente se comprueba el esfuerzo cortante máximo en la viga con la siguiente expresión:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Combinado C.}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{144}{2}\right)^2 + 0^2} = 72,5 \frac{N}{mm^2}$$

Notar que el criterio se aplica donde el esfuerzo debido al momento flexionante es máximo, en tanto que en este mismo punto el esfuerzo cortante es nulo. El esfuerzo cortante máximo de la viga  $t_{maximo}$  es menor que el esfuerzo cortante admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará.

### 3.4.2 Diseño del soporte base del marco estructural

El soporte base del marco estructural está soldado en la parte inferior de los perfiles del marco estructural y sobre ella reposa el cilindro hidráulico de elevación.

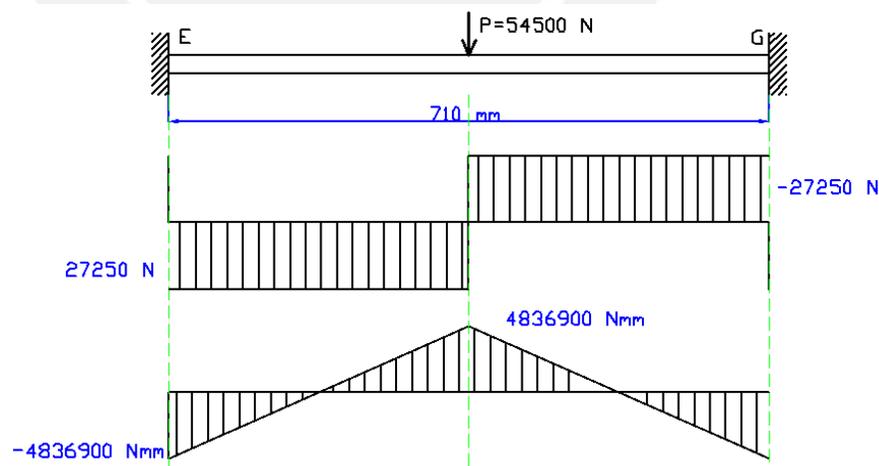


Figura 3.33: Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el soporte base

Este elemento recibirá la fuerza de reacción “F” que generará el cilindro hidráulico al momento de empujar la carga hacia arriba. A la fuerza “F”, calculada en la sección 3.3.3.1,

se le suma el peso del cilindro que es de 50 kg; resultando en total la fuerza “P” que actúa en el centro de la base.

De acuerdo a la figura 3.33 se tiene que:

$$M_{max} = 4836900 \text{ N} * \text{mm}$$

$$V_{max} = 27250 \text{ N}$$

Para la construcción de este elemento se usa un tubo estructural rectangular de 150 mm de ancho por 50 mm de alto y un espesor de 4 mm. Las características geométricas de este perfil se pueden ver en la tabla 3.08 y los detalles sobre el material y dimensiones del mismo se tienen en el anexo 13.

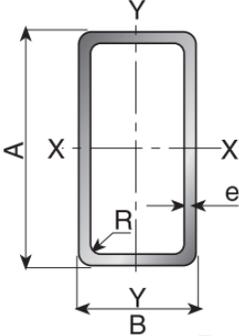
	<i>Fabricado en acero ASTM A 500</i>
	<i>espesor (e) = 5,0 mm</i>
	<i>Area de la sección = 1836 mm<sup>2</sup></i>
	<i>Alto (B) = 50 mm, Ancho (A) = 180 mm</i>
	<i>Momento de inercia en eje y (I<sub>y</sub>) = 774000mm<sup>3</sup></i>
	<i>Peso = 14,41 kg/m</i>

Tabla 3.08: Características geométricas del tubo cuadrado 150 x 50 x 5 mm

El esfuerzo debido al momento flexionante  $\sigma_f$  es máximo en la fibras externas del material por eso se calcula en la fibra externa superior o para  $c = B/2$ .

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{max} * c}{I_{perfil y}} = \frac{4836900 * 25}{774000} = 156,2 \frac{N}{mm^2}$$

De acuerdo al anexo 13, el perfil está fabricado con un acero estructural ASTM A500 cuyo límite de fluencias es el siguiente.

$$\sigma_f = 315 \frac{N}{mm^2}$$

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la pletina es:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 157,5 \frac{N}{mm^2}, \quad t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 157,5 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo de flexión de la viga  $\sigma_{flexión}$  es menor que el esfuerzo admisible para el material  $\sigma_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de flexión.

Además, el esfuerzo debido a la fuerza cortante es máximo en el eje neutro de la sección transversal. Se puede estimar este esfuerzo  $t_{xy}$  con la siguiente ecuación.

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t}$$

Donde:

$V_{max}$  = fuerza de corte máxima en el elemento;  $Q$  = Momento estático de la sección,  $I$  = Momento de inercia de la sección en el eje  $y$ ;  $t$  = espesor del alma del perfil

El momento estático de la sección se calcula con la siguiente expresión.

$$Q = (Area\ ala * dist.\ eje\ neutro - ala) + \left( \frac{Area\ alma}{2} * \frac{dist.\ eje\ neutro - alma}{2} \right)$$

$$Q = 18437,5mm^3$$

Remplazando en la ecuación que determina el esfuerzo de corte, se tiene:

$$t_{xy} = \frac{V_{max} * Q}{I * t} = \frac{27250 * 18437,5}{774000 * 5} = 129,8 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante en el centro de la viga  $t_{xy}$  es menor que el esfuerzo de corte admisible para el material  $t_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de corte.

### 3.4.3 Diseño del soporte de la cadena

El soporte de la cadena es un elemento que va soldado por sus extremos a los perfiles del marco estructural. Su objetivo principal es el de sostener uno de los extremo de la cadena para que se pueda realizar el desplazamiento del portahorquillas. Como se ha visto en la sección 3.3.3.1, la polea soportara una fuerza de "2T" en sus extremos los cuales están conectados por un lado al portahorquillas y por el otro lado al soporte de cadena; lo tanto la fuerza máxima a la que está expuesto el soporte de cadena es:

$$T = 16324 N$$

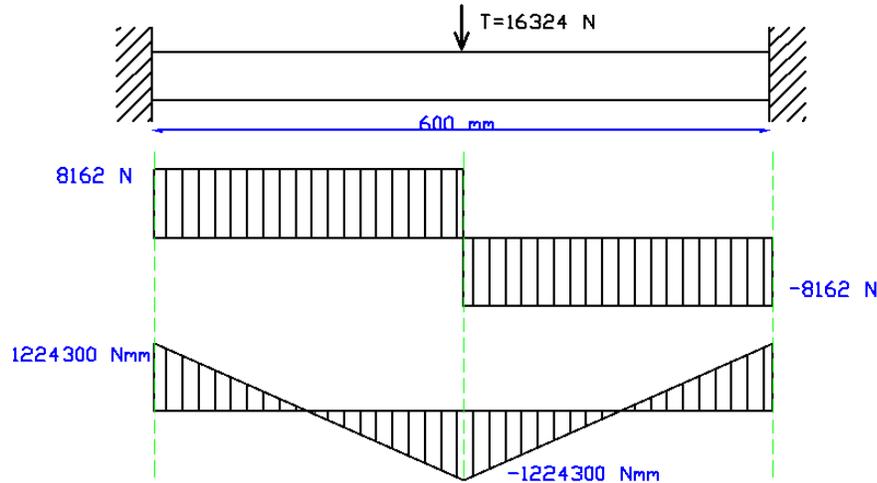


Figura 3.34.: Diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes en el soporte de cadena

En la figura 3.34 se tiene el diagrama de momentos flectores y cortantes para el soporte de cadena; se puede ver que en los puntos de empotramiento, que vienen a ser las uniones entre la pletina y las vigas de desplazamiento vertical, se tiene la fuerza y el momento máximo los cuales son

$$M_{max} = 1224300 \text{ N} * \text{mm}$$

$$V_{max} = 8162 \text{ N}$$

El soporte es de sección rectangular con un alto de 2,5 pulgadas ( $H = 63,5 \text{ mm}$ ) y un ancho de 0,5 pulgadas ( $b = 12,7 \text{ mm}$ ).

El esfuerzo debido al momento flexionante  $\sigma_f$  es máximo en la fibras externas del material por eso se calcula en la fibra externa superior o para  $c = H/2$ .

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{max} * c}{I \text{ perfil}}$$

Donde:  $I =$  Momento de inercia de la sección de la pletina

Por lo tanto:

$$\sigma_{flexión} = \frac{1224300 * 38,1}{(12,7 * 76,2^3)/12} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para la construcción del soporte se usa el acero estructural ASTM A36 con las siguientes propiedades mecánicas.

$$\sigma_f = 250 \frac{N}{mm^2}, \sigma_B = 400 \frac{N}{mm^2},$$

Más detalles de este acero estructural se pueden observar en el anexo 10.

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material de la pletina es

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2}, \quad \tau_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2},$$

El esfuerzo de flexión de la viga  $\sigma_{flexión}$  es menor que el esfuerzo admisible para el material  $\sigma_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de flexión.

Además, el esfuerzo debido a la fuerza cortante es máximo en el eje neutro de la sección transversal. Se puede estimar este esfuerzo  $t_{xy}$  con la siguiente ecuación.

$$t_{xy} = \frac{3 * V_{max}}{2 * Area\ sección} = \frac{3 * 8162}{2 * 76,2 * 12,7} = 12,7 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante en el centro de la viga  $t_{xy}$  es menor que el esfuerzo de corte admisible para el material  $\tau_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará por esfuerzo de corte

Finalmente se comprueba el esfuerzo cortante máximo en la viga con la siguiente expresión:

$$t_{maximo} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{flexión}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{100}{2}\right)^2 + 0^2} = 50 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante máximo de la viga  $t_{maximo}$  es menor que el esfuerzo cortante admisible para el material  $\tau_{Adm}$ , por lo tanto el elemento no fallará.

#### 3.4.4 Diseño de los soportes de los enganches del tractor

Como se puede ver en la figura 3.29 los soportes a las rótulas del tractor se ubican en la parte inferior del marco estructural. Estos elementos están soldados a los perfiles del marco. Las dimensiones del enganche tripuntal de la parte posterior en los tractores agrícolas se encuentran estandarizados de acuerdo a la norma ISO 730-1.

<i>Categoría</i>	<i>Potencia</i>
<i>I</i>	<47-5 hp
<i>II</i>	40- 100 hp
<i>III</i>	>95 hp
<i>IV</i>	183 – 400 hp

<i>Categoría</i>	<i>Distancia E</i>	<i>Diámetro Int. Bullón A (ØA)</i>	<i>Diámetro Int. Bullón B (ØB)</i>
<i>I</i>	623 mm	22,2 mm	22,2 mm
<i>II</i>	824 mm	28,6 mm	28,6 mm
<i>III</i>	965 mm	36,5 mm	36,5 mm

Tabla 3.09: Diámetros y dimensiones de enganche tripuntal exterior según norma ISO 730-1

El diseño del tractor elevador se hace para tractores de categoría II dado que es el más generalmente utilizado en el sector agropecuario nacional. Por lo tanto las dimensiones del soporte de las rotulas debe ceñirse a las dimensiones del tractor de categoría 2 de acuerdo a la tabla 3.09.

El soporte debe soportar el peso total del tractor elevador el cual es:

<b>Elemento</b>	<b>Peso</b>
Portahorquilla + Horquillas	164 kg
Carro vertical	100 kg
Marco estructural	155 kg
Cilindro hidráulico de elevación	40 kg
<b>Peso total</b>	<b>459 kg</b>

Tabla 3.10: Pesos de los elementos del tractor elevador

### 3.4.4.1 Diseño del soporte del cilindro de inclinación

El cilindro de inclinación se conecta por un extremo a su soporte en la horquilla estibadora y por el otro extremo se engancha al tercer punto de anclaje del tractor. Este ensamble se puede ver en la figura 35.

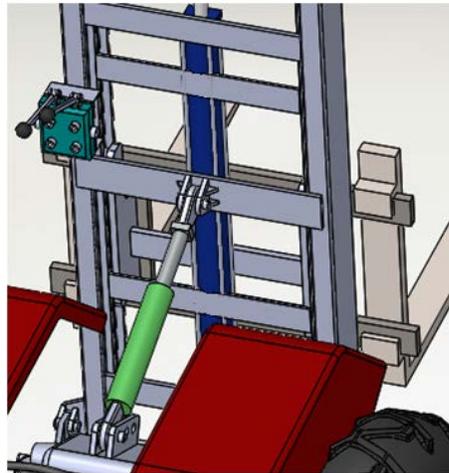


Figura 35: Detalle de conexión del cilindro hidráulico de inclinación.

La situación más crítica (primer momento crítico) para este soporte se da cuando la carga se encuentra en el punto más alto, es decir a 2,4 metros sobre el suelo (ver tabla 3.11); en este instante se generan las máximas reacciones en el soporte del cilindro de inclinación las cuales son  $B_x$  y  $B_z$ ,  $P$  es la fuerza que genera el peso total de la máquina y la carga a levantar actuando en el centro de gravedad del conjunto. Finalmente  $A_x$  y  $A_z$  son las reacciones en el soporte a las rótulas del tractor. Así se tiene el diagrama de cuerpo libre y las reacciones producidas en la tabla 3.11.

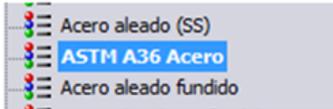
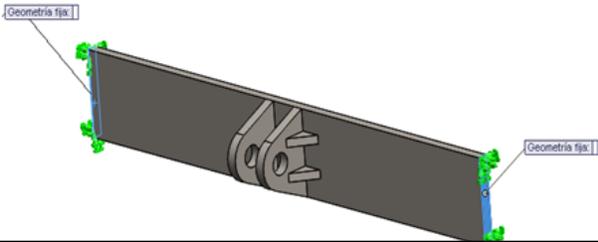
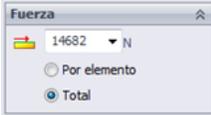
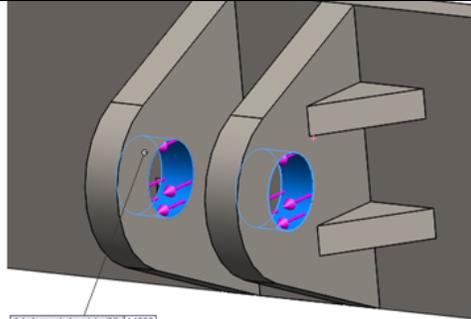
	$P = 19228 \text{ N}$
	$A_x = 14682 \text{ N}$
	$A_z = 487,2 \text{ N}$
	$B_x = 14682 \text{ N}$
	$B_z = 18740,2 \text{ N}$

Tabla 3.11: Diagrama de cuerpo libre y reacciones en los soportes en primer momento crítico

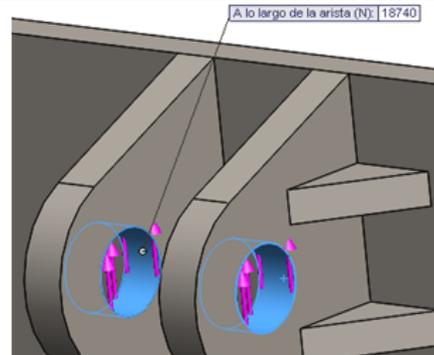
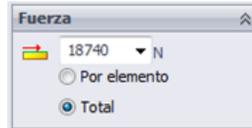
Las fuerzas actuando en el soporte del cilindro de inclinación son las reacciones en el punto B, donde se ejerce una fuerza vertical  $B_z$  y una fuerza horizontal  $B_x$  producidas por el pin de uno de los extremos del cilindro de inclinación.

Se realiza el estudio de falla del soporte del cilindro de inclinación por medio de la aplicación Simulation del programa SolidWorks para elementos mecánicos.

Para la construcción del armazón se usa el acero ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas se muestran en el anexo 10. Dichas propiedades se pueden configurar en el simulador siendo el esfuerzo de fluencia del material de  $250 \text{ N/mm}^2$ . A continuación se presenta un esquema con el procedimiento seguido en la simulación.

PROCEDIMIENTO	REGISTRO																																	
<p>Aplicación de material: Se establece el material a la pieza en estudio, para el soporte configuramos el acero ASTM A36.</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Propiedad</th> <th>Valor</th> <th>Unidades</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Módulo elástico</td> <td>2e+011</td> <td>N/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Coefficiente de Poisson</td> <td>0.26</td> <td>N/D</td> </tr> <tr> <td>Módulo cortante</td> <td>7.93e+010</td> <td>N/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Densidad</td> <td>7850</td> <td>kg/m<sup>3</sup></td> </tr> <tr> <td>Límite de tracción</td> <td>400000000</td> <td>N/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Límite de compresión en X</td> <td></td> <td>N/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Límite elástico</td> <td>250000000</td> <td>N/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Coefficiente de expansión térmica en X</td> <td></td> <td>/K</td> </tr> <tr> <td>Conductividad térmica en X</td> <td></td> <td>W/(m-K)</td> </tr> <tr> <td>Calor específico</td> <td></td> <td>J/(kg-K)</td> </tr> </tbody> </table>	Propiedad	Valor	Unidades	Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de Poisson	0.26	N/D	Módulo cortante	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>	Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>	Límite de tracción	400000000	N/m <sup>2</sup>	Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>	Límite elástico	250000000	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de expansión térmica en X		/K	Conductividad térmica en X		W/(m-K)	Calor específico		J/(kg-K)
Propiedad	Valor	Unidades																																
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>																																
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D																																
Módulo cortante	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>																																
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>																																
Límite de tracción	400000000	N/m <sup>2</sup>																																
Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>																																
Límite elástico	250000000	N/m <sup>2</sup>																																
Coefficiente de expansión térmica en X		/K																																
Conductividad térmica en X		W/(m-K)																																
Calor específico		J/(kg-K)																																
<p>Se establecen las restricciones: Para el estudio de la pieza, se colocan ambos extremos de la pieza como geometrías fijas puesto que el soporte ira soldado en ambos puntos al marco estructural.</p> 																																		
<p>Cargas sobre la pieza: Se añaden las cargas externas que actúan sobre la pieza. En primer lugar se agregan las cargas actuantes en el eje x; por lo tanto es la fuerza <math>B_x = 14682 \text{ N}</math></p> 																																		

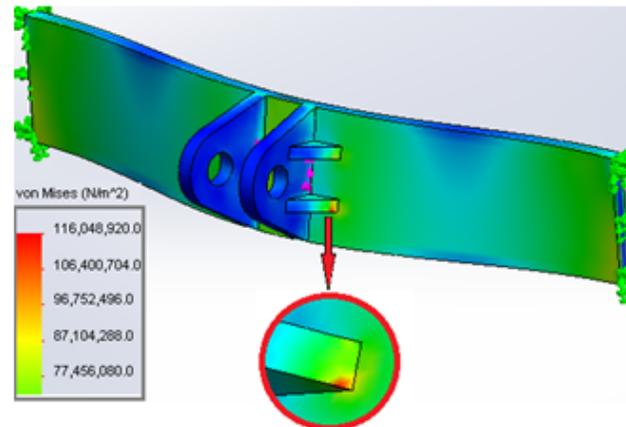
También se agrega la fuerza actuante en el eje z. En este caso es la fuerza  $B_z = 18740\text{ N}$



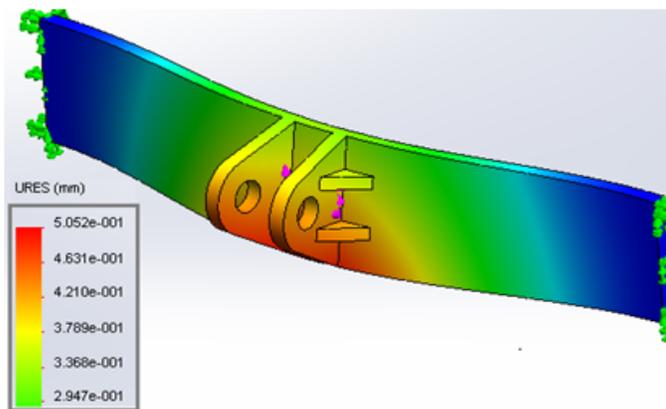
Mallado: Se realiza la configuración del mallado.



Verificación de resultados El máximo esfuerzo de von Mises para el elemento ocurre en una de las cuñas del soldadas a la plancha posterior. El valor del esfuerzo máximo es de 116 MPa, valor que es 2,15 veces más pequeño que el esfuerzo de fluencia máximo para el acero ASTM A36 por lo cual el elemento no fallará.



La deformación máxima es de 0,502 mm (se observa de color rojo en la figura). La longitud de la plancha deformada es de 584 mm con lo cual la deformación máxima viene a ser 1163 veces más pequeña que el largo de la plancha por lo que se cumple la restricción de deformación máxima establecida en 300 veces el largo como máximo.



### 3.4.4.2 Diseño del soporte a las rotulas del tractor

El soporte a las rotulas del tractor se conecta a los bulones de los enganches inferiores del tractor. Este ensamble se puede ver en la figura 36.

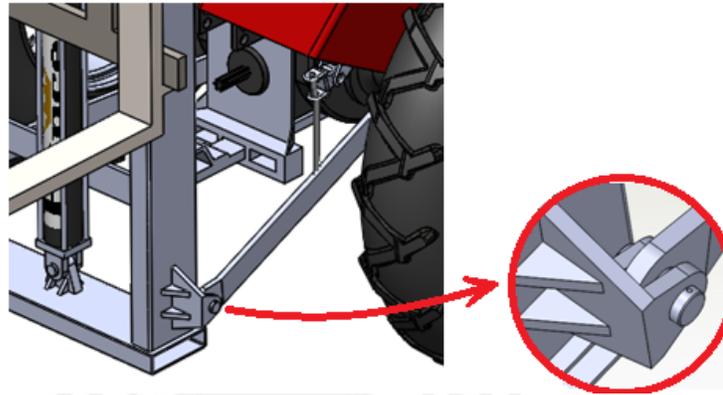


Figura 36: Detalle de conexión de soporte a las rotulas del tractor

La condición más crítica para este elemento (segundo momento crítico) es cuando la carga se encuentra en el punto más bajo o al nivel del suelo con el tractoelevador iniciando el levantamiento (ver tabla3.12); es aquí donde se producen las máximas reacciones en el soporte a las rotulas del tractor debido al peso de la máquina y la carga.

	$P = 19228 \text{ N}$
	$A_x = 12500,2 \text{ N}$
	$A_z = 19065,4 \text{ N}$
	$B_x = 12500,2 \text{ N}$
	$B_z = 162,6 \text{ N}$

Tabla 3.12: Diagrama de cuerpo libre y reacciones en los soportes en segundo momento crítico

Las fuerzas actuando en el soporte a las rotulas del tractor son las reacciones en el punto “A” divididas entre dos pues se tienen dos soportes de este tipo en cada lado del tractoelevador; así en cada soporte actúa una fuerza vertical  $A_z/2$  y una fuerza horizontal

$A_x/2$  producidas por el enganche inferior del tractor agrícola; en la figura 3.37 se ve el diagrama de cuerpo libre del soporte.

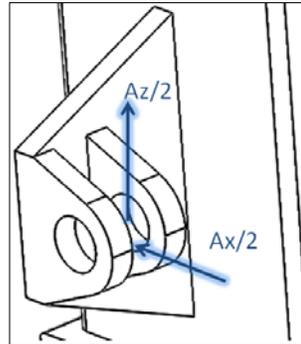
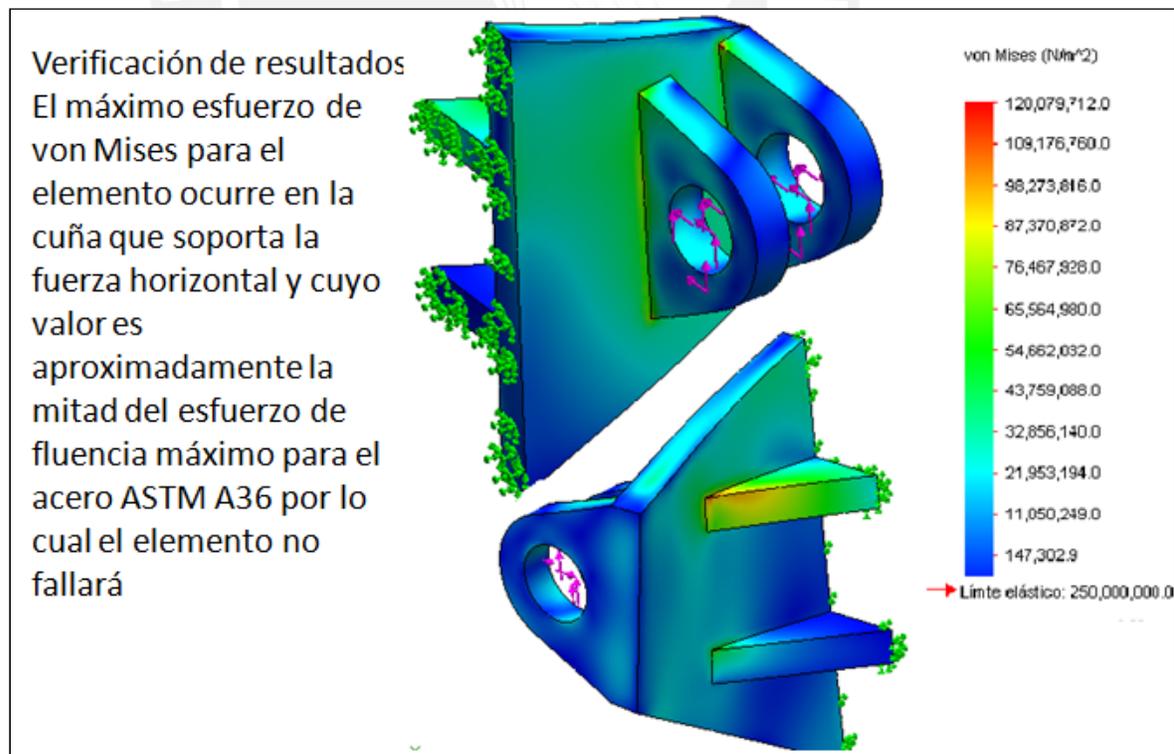
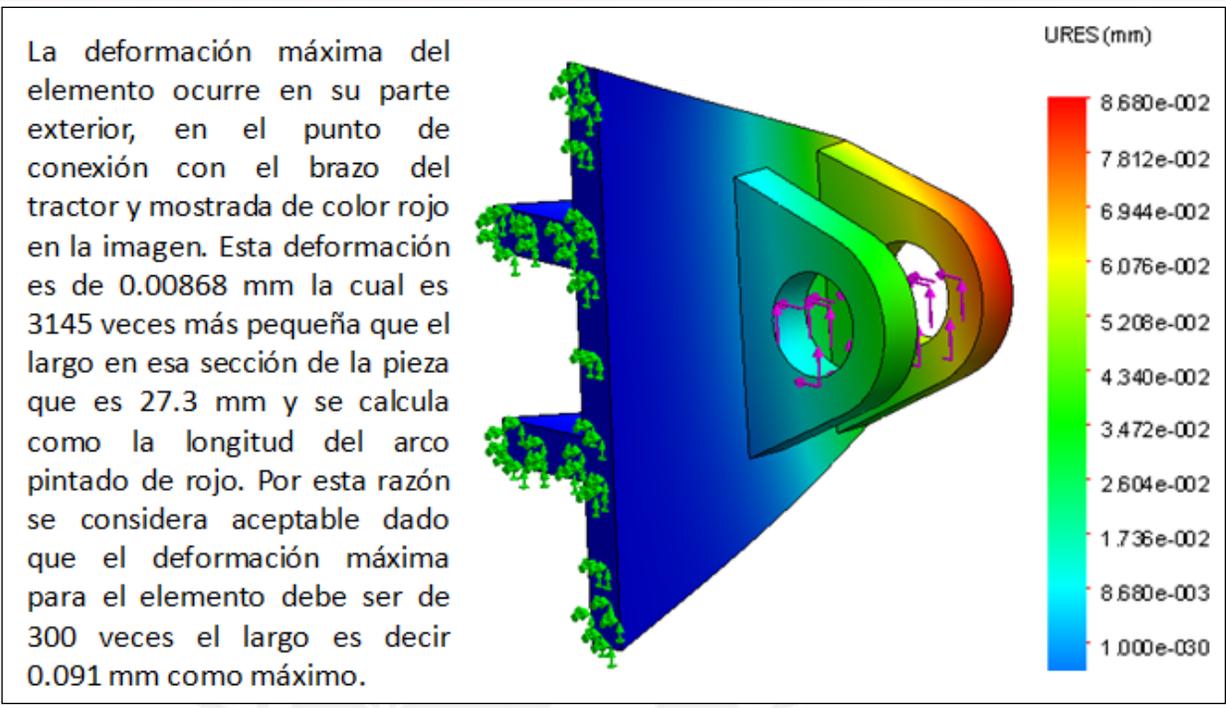


Figura 3.37: Diagrama de cuerpo libre del soporte a las rótulas del tractor

De forma similar al soporte del cilindro de inclinación, se realizara el estudio de falla del soporte a las rótulas del tractor por medio de la aplicación Simulation del programa SolidWorks para elementos mecánicos. A continuación se presenta el resultado de la simulación respecto al esfuerzo actuante y la deformación de la pieza. En el anexo 27 se tiene el procedimiento seguido para la simulación en el programa SolidWorks.





**3.4.4.3 Diseño de los pines de conexión a las rotulas del tractor.**

En la figura 3.38 se presenta el diagrama de cuerpo libre de este pin.

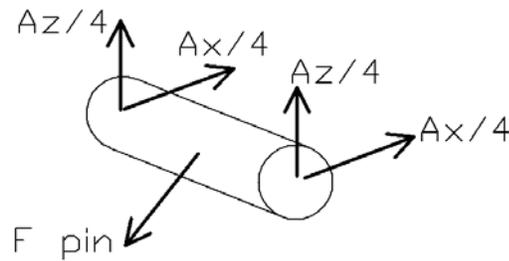


Figura 3.38: Diagrama de cuerpo libre del soporte a las rotulas del tractor

$$F_{pin} = \sqrt{Az/2^2 + Ax/2^2} = 11400 \text{ N}$$

Por lo tanto el momento flector y la fuerza cortante máxima actuando en el pin son:

$$M_{max} = 71250 \text{ N} * mm, \quad F_1 = 11400 \text{ N}$$

Aplicando la teoría del máximo esfuerzo cortante, el esfuerzo admisible máximo estará determinado por la expresión:

$$t_{adm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{flexión}}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{M * c}{2 * Inercia}\right)^2 + \left(\frac{T * c}{J}\right)^2}$$

Sabiendo que  $c = \text{radio del eje}$ ,  $T = \text{Momento de torsión sobre el eje}$ ,

$J = \text{Momento polar de inercia}$ .

Se tiene que:

$Inercia = \pi * c^4 / 4$  y  $J = \pi * c^4 / 2$ , la ecuación del esfuerzo admisible se convierte en :

$$t_{adm} = \frac{2}{\pi * c^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Se despeja el radio del eje y se obtiene:

$$c = \left(\frac{2}{\pi * t_{adm}} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{1/3}$$

Para el acero estructural ASTM A36 con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_f = 250 \frac{N}{mm^2}, \sigma_B = 400 \frac{N}{mm^2},$$

Más detalles de este acero estructural se pueden observar en el anexo 10.

Teniendo un esfuerzo de seguridad de 2, el esfuerzo admisible para el material es:

$$t_{Adm} = \frac{\sigma_f}{2} = 125 \frac{N}{mm^2},$$

Sabiendo que:

$M = M_{max} = 120510 \text{ N} * \text{mm}$  y  $T = 0$  ya que en el eje no existen fuerzas de torsión, se tiene:

$$c = \left(\frac{2}{\pi * 125} \sqrt{71250^2 + 0^2}\right)^{1/3} = 7,12 \text{ mm}$$

El radio mínimo que debe tener el soporte es 8,50 mm. De acuerdo a la tabla 3.09, los diámetros máximos de los bulones para un tractor de categoría es de 28,6 mm; por lo tanto se selecciona un diámetro de 28 mm con lo cual se asegura la no falla del elemento y el adecuado acople con la medida del bulón del tractor.

Cabe resaltar que existen esfuerzos cortantes en el elemento determinados por la expresión  $t = (V * Q) / I * t$  ; sin embargo, en general este esfuerzo aporta una distribución mucho menor sobre la sección transversal, en comparación al esfuerzo desarrollado por la flexión o por la torsión por lo cual no será considerado en el dimensionado del mismo.

### 3.4.5 Selección de las ruedas del carro vertical.

Las ruedas del carro vertical son rodamientos combinados que están alojados dentro de los perfiles del carro estructural y sobre los cuales se desplazan los perfiles del carro de desplazamiento vertical.

La selección de estos rodamientos debe ser de acuerdo al perfil que se va a desplazar en ellos por lo que se deben de seleccionar los mismos rodamientos que se seleccionaron para el portahorquillas en la sección 3.2.3 porque el perfil del carro vertical es común para ambos rodamientos.

La carga que actúa en estos rodamientos como máximo se presenta cuando la carga se encuentre en su punto más alto. Estas fuerzas son:

$$R_{C'x} = R_{D'x} = 24574 \text{ N (Ver sección 3.4.1 - Figura 3.31)}$$

Por lo tanto es correcto escoger el rodamiento combinado CR tipo 400-0055/1 pues está dentro de los límites de carga estática radial necesarios. En el anexo 7 se pueden ver mayores detalles de este rodamiento.

## 3.5. Selección del sistema hidráulico

El sistema hidráulico de la máquina está compuesto por los cilindros de elevación y de inclinación como también por las válvulas y mangueras que accionan a los cilindros hidráulicos.

### 3.5.1. Selección del cilindro hidráulico de elevación

Como primer criterio de selección del cilindro hidráulico se debe tener en cuenta las dimensiones del mismo, por un lado para producir el levantamiento necesario y por otro lado para producir la fuerza de compresión o fuerza de empuje requeridas. Es así que se preselecciona el cilindro hidráulico F300480ABAAA07B marca Prince cuyas características geométricas y de trabajo se muestran en el anexo 14.

Se tiene una carrera (stroke) de 48 pulgadas y una distancia entre enganches del pistón sin retraer (retract) de 60 ¼ pulgadas con lo cual se puede lograr tener la carga en su punto más bajo cuando el cilindro hidráulico se encuentra totalmente retraído o con su longitud de carrera igual a cero (parte izquierda de la figura 39). Cuando el cilindro hidráulico de elevación este extendido en su totalidad, las horquillas estarán en el punto más alto, a 2.4 metros sobre el nivel del suelo (parte derecha de figura 39).

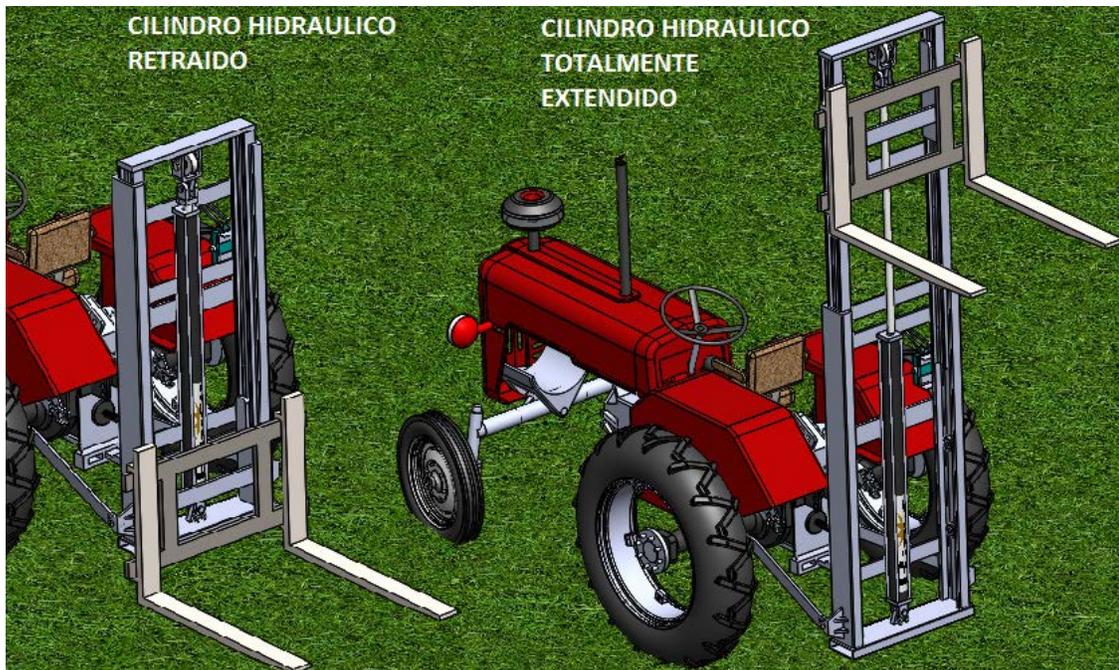


Figura 3. 39: Posición de la horquilla estibadora conforme varía la longitud del cilindro de elevación

También se debe calcular la fuerza de empuje del cilindro ya que es necesario que esta fuerza sea mayor a las fuerzas opuestas al cilindro para su desplazamiento. Esta fuerza “F” del cilindro es de 5,5 TN (53955 N) y fue calculada en la sección 3.3.3.1. A continuación se determina la fuerza de compresión del cilindro  $F_{comp. elev.}$  que debe ser aproximadamente la fuerza “F”.

$$F_{comp. elev.}(kN) = \frac{P_k(bar) * \pi * d_k^2(cm^2)}{400}$$

Donde:  $P_k$  = presión en el cilindro,  $d_k$  = diametro interior (bore diameter).

$$F_{comp. elev.}(kN) = \frac{120 * \pi * 7,62^2}{400} = 54 kN$$

Finalmente se debe tener en cuenta la carga de pandeo para lo cual se hace uso de la formula de Euler de pandeo tomada de Rodríguez, Jorge (2009), Resistencia de materiales 2, Pontifica Universidad Católica del Perú.

$$F_{Euler} = \frac{\pi^2 * E_{vast} * I_{vast}}{n * Le_{actuador}^2}$$

$E_{vast}$  = Modulo de elasticidad del material del vastago = 200 GPa

$I_{vast}$  = Momento de inercia de la sección transversal del vastago =  $\pi * d^4 / 64$

$n$  = factor de seguridad (entre 2 – 5) = escogemos 3,5

$d$  = diametro del vastago = 35 mm

$Le_{actuador}$  = Longitud equivalente o longitud libre de pandeo del cilindro

La longitud equivalente depende del tipo se sujeción y de la longitud total del cilindro estirado. Se selecciona  $Le_{actuador}$  de acuerdo a la figura 3.40.  $Le_{actuador} = Sk$ .

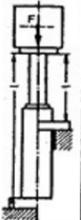
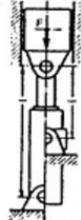
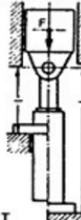
Solicitaciones según Euler				
Solicitaciones según Euler	Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
	Un extremo libre, un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado, un extremo fijo	Dos extremos fijos
Gráfico				
Longitud libre de pandeo	$s_k = 2l$	$s_k = l$	$s_k = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$s_k = \frac{l}{2}$
Situación de montaje del cilindro	 Forma de sujeción C, D, F, H, K L, M, N, P, O, T	 Forma de sujeción B, E, G, R, S	Indicación: Guiado cuidadoso de la carga, posible bloqueo  Forma de sujeción C, D, F, H, K L, M, N, P, O, T	Indicación: Desfavorable; gran posibilidad de bloqueo  Forma de sujeción C, D, F, H, K L, M, N, P, O, T

Figura 3.40: Long. Equivalente para cilindros hidráulicos con diversas condiciones de soporte

Para el cilindro de elevación corresponde en el caso 1 pues el cilindro se encuentra articulado en ambos extremos. Por lo tanto  $Sk = \text{largo del cilindro estendido} = 2698 \text{ mm}$ .

Remplazando en la formula de Euler:  $F_{Euler} = 5655 \text{ N}$ .

La fuerza de Euler o fuerza de pandeo es menor a la fuerza que ejerce el cilindro, fuerza "F" por lo cual se puede asegurar que el vástago no fallará por pandeo.

Finalmente se calcula la velocidad con la que el vástago del cilindro sube; al no tenerse normalizada esta velocidad para tractoelevadores en tractores agrícolas se tomara como referencia la velocidad de subida que los fabricantes de tractoelevadores utilizan, esta velocidad de subida de la carga está aproximadamente entre 25 a 37 metros por minuto.

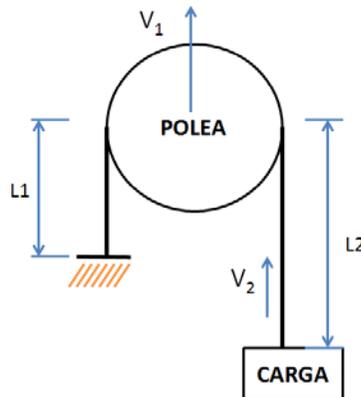


Figura 3.41: Diagrama de movimiento de cadena y polea.

Se sabe que la longitud de la cadena "L" y la longitud de la cadena "c" sobre la polea son siempre constante. Entonces:

$$L = L_1 + L_2 + c$$

Derivando respecto al tiempo se tiene:

$$\frac{dL}{dt} = \frac{d(L_1 + L_2 + c)}{dt}$$

$$0 = V_{1/P} + V_{2/P} + 0$$

Las velocidades  $V_1$  y  $V_2$  son velocidades de la polea y de la carga respectivamente pero con respecto a la polea; por lo tanto para un observador exterior la velocidad real de la carga es:

$$V_{CARGA} = V_{1/P} + |V_{2/P}|$$

En la expresión anterior se toma la velocidad  $V_{2/P}$  en valor absoluto para tener un resultado adecuado de la velocidad ya que con respecto a la polea la longitud  $L_1$  crece y la longitud  $L_2$  decrece.

Finalmente se sabe que:  $V_{POLEA} = V_{1/P}$

Por lo tanto:  $V_{CARGA} = 2 * V_{POLEA}$

La velocidad de subida del cilindro hidráulico de elevación es la misma que la velocidad de subida de la polea  $V_{POLEA}$  por lo tanto:

	Velocidad de avance $V_A$	$V_A \left( \frac{cm}{s} \right) = \frac{Q \left( \frac{cm^3}{s} \right) * 4}{d_k^2 (cm^2) * \pi}$
	Velocidad de retroceso $V_E$	$V_E \left( \frac{cm}{s} \right) = \frac{Q \left( \frac{cm^3}{s} \right) * 4}{(d_k^2 - d_{st}^2) (cm^2) * \pi}$

Tabla 3.13: Determinación de las velocidades de avance y retroceso de cilindros hidráulicos

Conociendo que el caudal de entrada en el cilindro hidráulico de elevación es de 68 litros/minuto (caudal calculado en la sección 3.5.4) y las dimensiones  $d_k$  y  $d_{st}$  se muestran en el anexo 14; la velocidad de avance " $V_A$ " es de 14,9 m/min y la velocidad de retroceso es de 18,8 m/min. Finalmente:

$$V_{SUBIDA\ CARGA} = 2 * V_A = 30,0\ m/min$$

$$V_{RETROCESO\ CARGA} = 2 * V_R = 37,7\ m/min$$

Ambas velocidades son adecuadas y están dentro del rango estimado.

### 3.5.2. Selección del cilindro hidráulico de inclinación

El cilindro de inclinación debe ser capaz de soportar a las fuerzas de reacción  $B_x$  y  $B_z$  en el punto B de la tabla 3.11 en la sección 3.4.4.1. También se debe considerar sus dimensiones y su longitud de carrera para poder acoplar este pistón en el tercer punto del tractor agrícola y asegurar que el desplazamiento del vástago produzca una inclinación de más menos 12 grados del montacargas. Para esto se selecciona el cilindro hidráulico con regulación marca Ferruz Ref. TP-45-70-250R. Este cilindro hidráulico nos ofrece una carrera total de 250 mm con lo cual se puede obtener la inclinación deseada como se observa en la figura 3.42. En la parte "a" de dicha figura se observa el tractoelevador inclinado 12° hacia atrás, en la parte "b" el tractoelevador en posición normal y en la parte "c" el tractoelevador inclinado 12° hacia adelante. En la parte inferior de esta misma figura se observa un cono que marca el desplazamiento del brazo o enganche inferior del tractor; cuando se coloque el equipo se debe tener este brazo en la posición indicada.

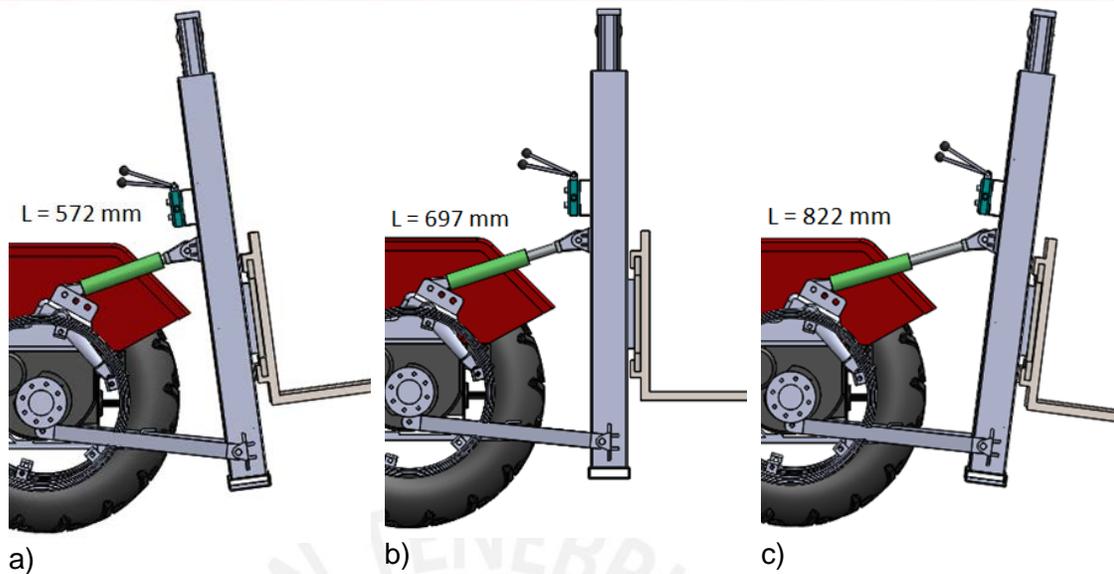


Figura 3.42: Posición de tractoelevador en función del desplazamiento del cilindro de inclinación

En el anexo 15 se puede ver los detalles de este cilindro hidráulico cuyas carrera máxima y mínima son adecuadas para lograr la inclinación hacia adelante y hacia atrás del tractoelevador. Las velocidades de avance y retroceso que se presentan en la tabla 3.14 se calculan de forma similar al cilindro de elevación en la sección 3.5.1.

Velocidad de trabajo de cilindro hidráulico de inclinación	
Velocidad de avance $V_A$	25,3 m/min
Velocidad de retroceso $V_R$	31,8 m/min

Tabla 3.14: Velocidad del cilindro hidráulico de inclinación.

### 3.5.3. Selección de la válvula hidráulica

Para el accionamiento de los cilindros hidráulicos de elevación y de inclinación es necesario la implementación de un sistema que gobierne el ingreso y salida del fluido hidráulico en los respectivos cilindros; ya que se usan cilindros de doble efecto en la máquina. Este sistema permitirá el ingreso del fluido en un lado del cilindro y a la vez la salida de fluido en el otro lado del cilindro cuando la carga se esté desplazando o cuando se esté inclinando el tractoelevador. También debe poder cerrar ambas entradas y salidas del fluido cuando el tractoelevador esté en una posición fija. En base a las necesidades expuestas se escoge la válvula hidráulica marca Prince modelo RD5200; en la figura 3.43 se puede ver un esquema del funcionamiento de la válvula.

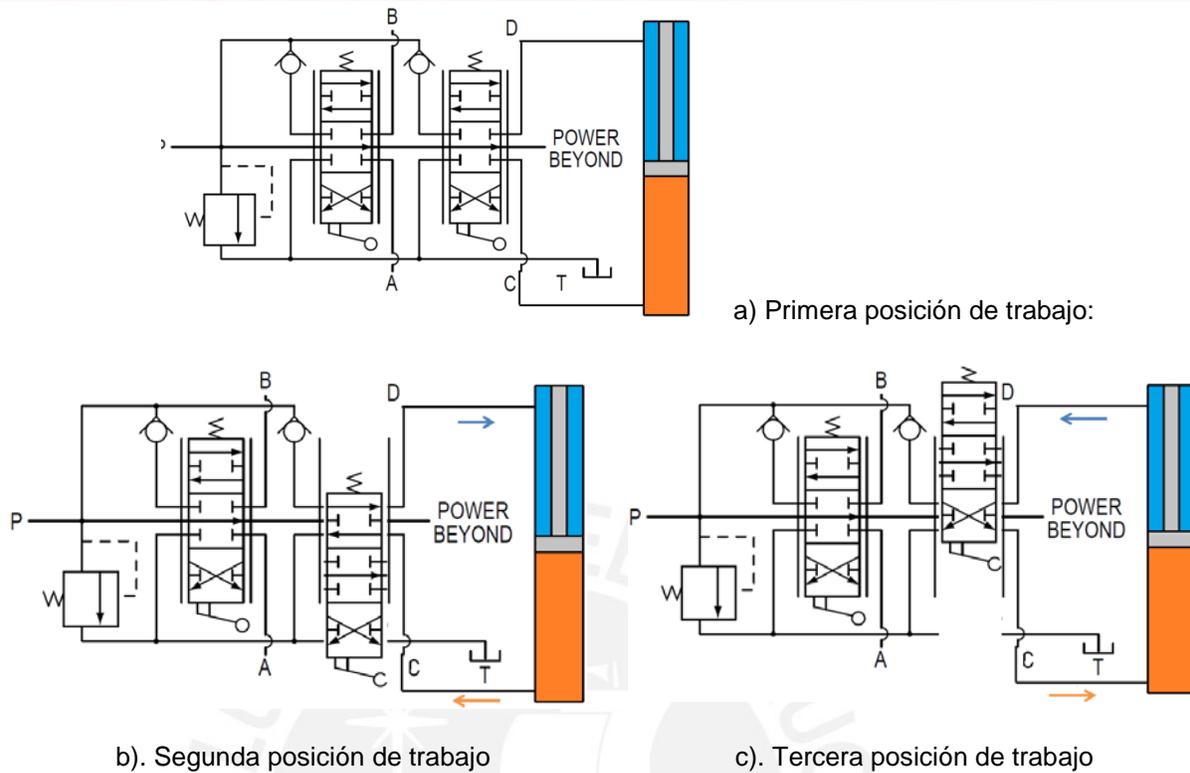


Figura 3.43: Posición de trabajo de la válvula hidráulica y su efecto en los cilindros hidráulicos

En la primera posición de trabajo “a”, no hay flujo en las líneas hidráulicas por lo cual es adecuada para cuando la máquina se encuentra en una posición estática. La segunda posición de trabajo corresponde a un flujo hidráulico representado por las flechas de color celeste y anaranjado y su selección será adecuada para cuando se desee desplazar hacia arriba o hacia abajo la carga o para inclinar el tractoelevador. La línea “Power Beyond” en la figura 3.44 se refiere a una línea adicional en la válvula que no se utilizara en la máquina.

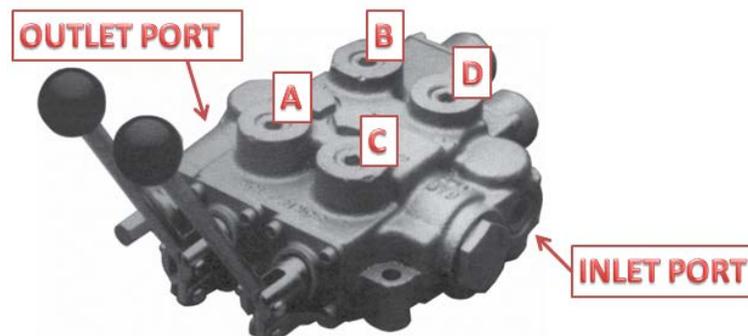
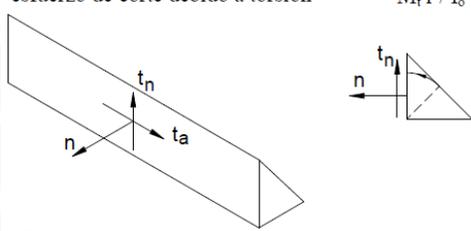
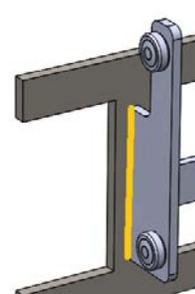


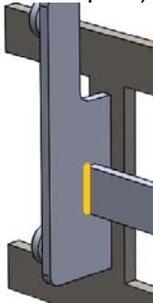
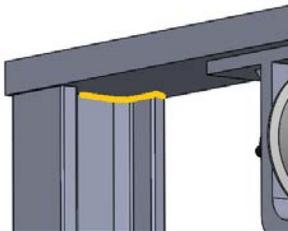
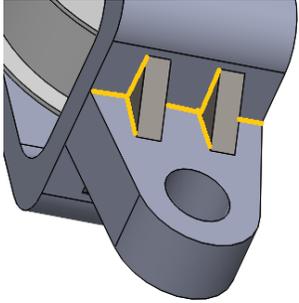
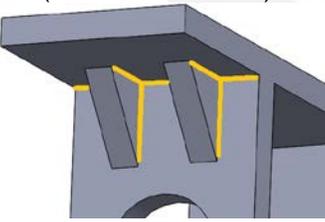
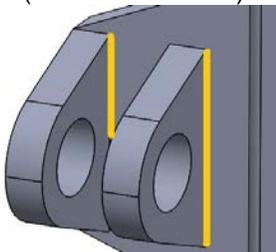
Figura 3.44: Representación de los puertos en válvula hidráulica Prince RD5200

En la válvula hidráulica de la máquina los terminales A y B irán conectados al cilindro hidráulico de elevación y los terminales C y D se conectarán al cilindro de inclinación. Estos terminales tienen un diámetro NTP de 1/2" y su conexión es con mangueras hidráulicas. Por otro lado por los puertos de entrada y salida (Inlet / Outlet port) se conectara a la válvula con los puertos de alimentación del tractor agrícola; estos puertos tienen un diámetro NTP de 3/4" y su conexión al tractor también será con mangueras hidráulicas. Las características de operación y geométricas de la válvula se pueden apreciar en el anexo 16.

### 3.6. Cálculo de las uniones soldadas en la horquilla estibadora

La horquilla estibadora está compuesta en su mayoría por elementos estructurales unidos por soldadura. El cálculo y dimensionamiento de los cordones se presentan en la tabla 3.15, teniéndose además como ejemplo de cálculo de las uniones soldadas de la horquilla en el anexo 18.

CÁLCULO DE SOLDADURA DE ACUERDO AL EUROCODIGO				
<p>Esfuerzo equivalente basado en valores experimentales (<math>\sigma_{eq}</math>).</p> <p>Esfuerzo admisible (<math>\sigma_{adm}</math>) para el cordón de soldadura.</p> $\sigma_{eq} = \sqrt{n_f(y)^2 + 1.8 * (t_n^2 + t_a^2)}$ $\sigma_{adm} = v * v_2 * \sigma_F / FS_R$ <p>Donde:</p> <p><math>\sigma_F</math>: es el esfuerzo de fluencia del material de aporte</p> <p><math>v</math> = Factor de carga estática = 0.8 (ver anexo 5)</p> <p><math>v_2</math> = Factor de calidad de la unión = 0.8(ver anexo 5)</p> <p><math>FS_R</math> = Factor de seguridad recomendado = 2.0</p>		<p><b>Determinación de esfuerzos nominales para uniones angulares</b></p> <p>esfuerzo normal (tracción o compresión) <math>F_n / A_n</math></p> <p>esfuerzo normal debido a flexión <math>M_f y / I</math></p> <p>esfuerzo de corte directo (medio) <math>F_c / A_c</math></p> <p>esfuerzo de corte debido a torsión <math>M_t r / I_o</math></p>  <p><math>n</math>: esfuerzo normal al cateto</p> <p><math>t_n</math>: esfuerzo paralelo al cateto y transversal al cordón</p> <p><math>t_a</math>: paralelo al cateto y longitudinal o paralelo al cordón</p>		
IT	Descripción	Momentos y fuerzas actuantes	Características geométricas	Esfuerzos
1	<p>Unión -soporte (portahorquilla)</p> 	<p><math>M_x = 534590000 \text{ N/mm}</math></p> <p><math>M_x = 34827000 \text{ N/mm}</math></p> <p><math>V = 7833 \text{ N}</math></p>	<p><math>a = 6 \text{ mm}</math></p> <p><math>L_1 = 300 \text{ mm}</math></p> <p><math>L_2 = 19 \text{ mm}</math></p> <p><math>I_x = 2700 \text{ cm}^4</math></p> <p><math>I_y = 533 \text{ cm}^4</math></p>	<p>Electrodo: E7018</p> <p>Lim. flu. = 400 Mpa</p> <p><b>ANEXO 19</b></p>
		<p><math>n = 63.36 \text{ N/mm}^2</math></p> <p><math>t_n = 0 \text{ N/mm}^2</math></p> <p><math>t_a = 3.17 \text{ N/mm}^2</math></p>		<p><math>Esfadm = 128 \text{ Mpa}</math></p> <p><math>Esfreq. = 63.4 \text{ Mpa}</math></p>

2	Soporte –soporte de cadena (portahorquilla) 	$M_x = 4089162 \text{ N/mm}$ $M_x = \text{N/mm}$ $V = 8162 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 76.2 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $I_x = 44.4 \text{ cm}^4$	Electrodo: E7018 Lim. flu. = 400 Mpa <b>ANEXO 19</b>
		$n = 9.24 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 8.9 \text{ N/mm}^2$		Esfadm = 128 Mpa Esfeq. = 15.12 Mpa
3	Prfil carro vertical –pletina (carro vertical) 	$F = 10653.5 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 138 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $A = 16.6 \text{ cm}^2$	Electrodo: E7016 Lim. flu = 490 Mpa <b>ANEXO 20</b>
		$n = 6.43 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 0 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 156 Mpa Esfeq = 6.43 Mpa
4	Armazón –cáncamo 1 (unid. de elevación) 	$F = 53955 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 70 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $A = 8.4 \text{ cm}^2$	Electrodo: E7018.1 Lim. flu. = 400 Mp <b>ANEXO 21</b>
		$n = 64.2 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 0 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 128 Mpa Esfeq = 64.2 Mpa
5	Armazón –pletina 3 (unid. de elevación) 	$F = 10653.5 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 70 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $A = 8.4 \text{ cm}^2$	Electrodo: E7018.1 Lim. flu. = 400 Mp <b>ANEXO 21</b>
		$n = 12.7 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 0 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 128 Mpa Esfeq. = 12.7 Mpa
6	Sop. rotulas – cáncamo 2 (marco estructural) 	$M_x = 4527700 \text{ N/mm}$ $F = 3125 \text{ N}$ $V = 4766 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 76 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $A = 9.2 \text{ cm}^2$ $I_x = 43.4 \text{ cm}^4$	Electrodo: E7018.1 Lim. flu. = 400 Mp <b>ANEXO 21</b>
		$n = 13.7 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 5.2 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 128 Mpa Esfeq. = 12.7 Mpa

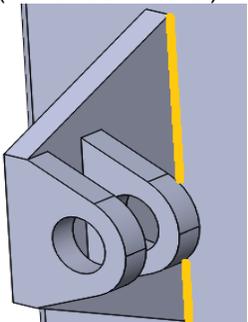
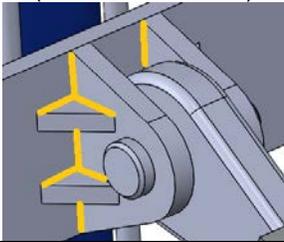
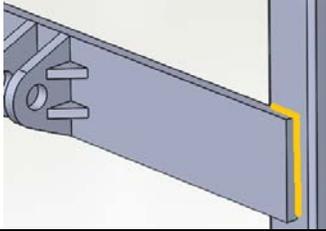
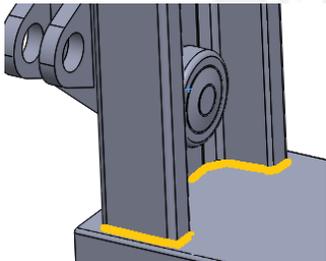
7	P. marco –soporte rotulas (marco estructural) 	$M_x = 47707660 \text{ N/mm}$ $M_y = 3055937 \text{ N/mm}$ $V = 5699 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 120 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $I_x = 173 \text{ cm}^4$	Electrodo: E7016 Lim. flu. = 490 Mp <b>ANEXO 20</b>
		$n = 29.4 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 4 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 156 Mpa Esfeq. = 29.8 Mpa
8	Sop. Cilindro inclinación. – sop de cadena (marco estructural) 	$M_x = 20110362 \text{ N/mm}$ $V = 9370 \text{ N}$ $F = 7341 \text{ N}$	$a = 6 \text{ mm}$ $L_1 = 101 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $I_x = 103 \text{ cm}^4$ $A = 12.2 \text{ cm}^2$	Electrodo: E7018.1 Lim. flu. = 400 Mp <b>ANEXO 21</b>
		$n = 25.6 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 7.7 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 128 Mpa Esfeq. = 27.6 Mpa
9	P. marco –sop de cadena (marco estructural) 	$M_x = 3301690 \text{ N/mm}$ $M_y = 367245 \text{ N/mm}$ $V = 11903 \text{ N}$	$a = 8 \text{ mm}$ $L_1 = 101 \text{ mm}$ $L_2 = 12.7 \text{ mm}$ $I_x = 68.7 \text{ cm}^4$ $I_y = 0.43 \text{ cm}^4$	Electrodo: E7016 Lim. flu. = 490 Mp <b>ANEXO 20</b>
		$n = 90 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = 7.4 \text{ N/mm}^2$		Esfad = 156 Mpa Esfeq. = 90.6 Mpa
10	Perfil del marco –soporte base (marco estructural) 	$M_x = 42510000 \text{ N/mm}$ $M_y = 23555703 \text{ N/mm}$ $F = 27250 \text{ N}$	$a = 8 \text{ mm}$ $I_x = 230 \text{ cm}^4$ $I_y = 1224 \text{ cm}^4$	Electrodo: E7016 Lim. flu. = 490 Mp <b>ANEXO 20</b>
		$n = 112 \text{ N/mm}^2$ $t_n = 0 \text{ N/mm}^2$ $t_a = \text{N/mm}^2$		Esfad = 156 Mpa Esfeq. = 112 Mpa

Tabla 3.15: Resumen de cálculos de cordones de soldadura en la horquilla estibadora

## CAPÍTULO 4

### ESTIMADO DE LOS COSTOS DE FABRICACIÓN

En el presente capítulo, se presentarán los costos de la horquilla estibadora acoplable a tractor agrícola propuesta, en éste se dará una breve descripción de todas las piezas y equipos que conforman el tractoelevador. Esto con la finalidad de que el lector tenga un amplio panorama de cómo está conformado el sistema y que además pueda tener una idea del costo del mismo.

#### 4.1 Costos de fabricación

El objetivo de esta parte es dar un costo aproximado de lo que significaría fabricar la horquilla estibadora. Para el cálculo del costo total se han subdividido los subcostos en 3 grupos principales: el costo de los materiales y fabricación, los costos relacionados a la ingeniería del proyecto y otros costos indirectos. Se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los materiales se pueden dividir en dos grupos: los materiales normalizados (tornillos, rodamientos, etc.), y los elementos que pasarán por algún proceso de manufactura (perfiles, planchas, etc.).
- Todos los materiales deben ser de fácil adquisición en el mercado local, de preferencia de proveedores y marcas con una amplia presencia en el mercado peruano como Aceros Arequipa para aceros estructurales o Aceros Bohler para aceros aleados.
- Para algunos materiales normalizados como la cadena o los cilindros hidráulicos se están costando en base a catálogos en línea, y es por ello que se considerará un 10% adicional del precio al tratarse de materiales importados, para los gastos de logística, impuestos, fletes, desaduanaje, etc.
- Todos los costos están siendo considerados en dólares (USD), sin incluir IGV.

##### 4.1.1 Costos de los materiales y fabricación

En la tabla 4.01 se considera el costo de los materiales y del maquinado para los elementos que necesitarán pasar por algún proceso de manufactura para llegar a su forma deseada; se calcula el costo del maquinado de acuerdo al tiempo estimado del proceso y el costo por hora de la mano de obra. El tiempo estimado está en horas y los precios en dólares. Tiempo de maquinado se refiere al tiempo dedicado en procesos como corte, taladrado,

armado y apuntalado de los elementos estructurales de la máquina, el costo por hora de mano de obra se estima en 10 dólares. Tiempo de soldadura se refiere al tiempo dedicado al soldado de las piezas anteriormente apuntaladas, el costo por hora de mano de obra se estima en 15 dólares.

ITEM	CANT	UND	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO UNIT	TIEMPO MAQUI	TIEMPO SOLD.	PRECIO MAQUI.	PRECIO SOLD.	PRECIO MAT.
1	2	PZA	PLANCHA 1750 x 100 x 1.5"	ASTM A588	36,0	12	4	180	40	374,4
2	4	PZA	PLANCHA 27 X 100 X 1"	ASTM A588	4,0	2	2	30	20	83,2
3	4	PZA	PLANCHA 75 X 100 X 3/4"	ASTM A588	4,0	2	2	30	20	83,2
4	2	PZA	PLANCHA 1340 X 80 X 1"	AISI 1045	28,0	8	5	120	50	196,0
5	2	PZA	PLANCHA 496 X 140 X 3/4"	AISI 1045	8,0	2	2	30	20	56,0
6	1	PZA	PLANCHA 500 X 80 X 1/2"	AISI 1045	4,0	1	1	15	10	14,0
7	1	PZA	PLANCHA 785 x 100 x 1"	ASTM A36	15,0	2	2	30	20	42,0
8	2	PZA	PLANCHA 545 X 76 X 8mm	ASTM A36	3,0	1	1	15	10	16,8
9	1	PZA	PLANCHA ROLADA 346 X 70 X 1/2"	ASTM A36	4,0	1	1	15	10	11,2
10	1	PZA	PLANCHA 250 X 70 X 10mm	ASTM A36	7,0	0.5	0.5	7.5	5	19,6
11	1	PZA	PLANCHA 615 X 400 X 1/2"	ASTM A36	24,0	2	2	30	20	67,2
12	0,7	m	TUBO RECT. 150 x 150 x 5 mm	ASTM A36	14,0	1	1	15	10	27,4
13	4	PZA	PLANCHA 55 x 30 x 10mm	ASTM A36	0,1	0.5	0.5	7.5	5	1,5
14	1	PZA	PLANCHA 70 x 90 x 1"	ASTM A36	1,3	0.5	0.5	7.5	5	3,5
15	1	PZA	EJE 94 X D40	ASTM A36	0,9	2	0	30	0	30
16	2	PZA	PIN 66 X D28	ASTM A36	0,3	2	0	30	0	30,0
17	2	PZA	ÁNGULO 2X2X133mm	ASTM A36	0,4	0.5	0.5	7.5	5	3,4
<b>PRECIO TOTAL DE MATERIALES Y FABRICACIÓN (SIN INC. IGV)</b>								<b>600.0</b>	<b>250.0</b>	<b>1059.0</b>

Tabla 4.01: Costo de materiales y de fabricación de elementos estructurales

En la Tabla 4.02 se considera el costo de los equipos y materiales normalizados

ITEM	CANT	UND	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO UNIT	PRECIO MAT.
1	4	UND	RODAMIENTO CR TIPO 400-0055/1	-	0,5	120,0
2	3,52	m	PERFIL GUIA TIPO "I" CR TIPO 3018	DIN ST52.3	19,4	210,0
3	3,45	m	PERFIL GUIA TIPO "U" CR TIPO 2862	DIN ST52.3	35,9	320,0
4	8	UND	RODAMIENTO MARCA CR TIPO 400-0055/1	-	0,5	240,0
5	1	UND	CIL. HID. PRINCE F300480ABAAA07B	-	34,0	532,0
6	1	UND	POLEA CR TIPO 900 - 3283	-	3,0	60,0

7	1,8	m	CADENA FLEYER BL834 AL844 LL1644	-	6,5	40,0
8	3	UND	PIN CLEVIS B&T D=1" X I=3"	-	0,4	12,0
9	1	UND	CIL. HID. FERRUZ TP-45-70-250R	-	12,0	150,0
10	1	UND	VÁLVULA HID. PRINCE RD5200		5,0	90,0
11	2	UND	ENGANCHE C/ROSCA 20 X D28 mm	-	0,8	16,0
12	1	UND	VALV. RED. PRESIÓN RS/26580/04.10	MARCA REXROTH	2,4	90,0
<b>PRECIO TOTAL MAT. NORMALIZADOS Y EQUIPOS (SIN INC. IGV)</b>						<b>1880.0</b>

Tabla 4.02: Costo de los materiales normalizados y equipos.

#### 4.1.2 Otros costos

Se debe considerar además otros costos que involucran la implementación de la máquina los cuales son:

- Costo de diseño de la máquina (ingeniería), está basado en las horas que demandó su concepción y los planos de ensamble y detalle. Se estima su valor en un 10% del total para prorratear esta inversión por cada máquina fabricada
- Costos de montaje y ensamblado, es el costo que involucra el ensamblado de la máquina. En la tabla 4.03 se detalla este costo.

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	HORAS DE TRABAJO	COSTO POR HORA	COSTO (USD)
1	1	ALQUILER DE GRUA PARA MONTAJE	2	100	200
3	1	TÉCNICO MECÁNICO	24	5	192
4	1	SOLDADOR	16	10	160
5	1	ARMADOR DE ESTRUCTURA	16	8	128
<b>TOTAL MONTAJE Y ENSAMBLADO (USD)</b>					<b>680.0</b>

Tabla 4.03: Costo del montaje y ensamblado.

- Gastos indirectos son considerados los gastos extras como fletes, horas hombre o materiales imprevistos y que por seguridad deben ser considerados. Este costo se estima en un 10 % del total.

#### 4.1.3 Costo total

Finalmente en la tabla 4.04 se tiene en resumen los valores de los diferentes costos y el costo total de fabricación de la máquina.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD (USD)
1	Costo de los materiales y fabricación	1909.00
2	Costo de los materiales normalizados y equipos	1880.00
3	Costo del diseño de la máquina	671.70
4	Costo del montaje y ensamblado	680.00
5	Gastos indirectos	671.70
<b>PRECIO TOTAL DE FABRICACIÓN HORQUILLA ESTIBADORA</b>		<b>5812.00</b>

Tabla 4.04: Costo total de la máquina

## PLANOS

En primer lugar se mostrarán las consideraciones generales que se han tomado en cuenta para la elaboración de los planos de ensamble y despiece del sistema de elevación propuesto, luego se mostrará una tabla donde se darán a conocer la lista de planos desarrollados en la presente tesis con su codificación respectiva. Estos planos estarán anexados a la tesis.

### Consideraciones generales respecto a los planos

Los planos mostrados en el documento adjunto están comprendidos por una vista general de todo el sistema de elevación propuesta, un plano de ensamble general, y dos planos de despiece o detalle de las piezas a fabricar. Los planos presentados tienen como objetivo facilitar la construcción y el montaje del sistema de elevación. Estos muestran como deben estar unidas y ubicadas las diversas piezas, equipos y componentes del sistema.

### Lista de planos

A continuación, se presenta la Tabla 4.05 donde se encuentra la lista de planos de la horquilla estibadora propuesta.

ITEM	DENOMINACIÓN	CÓDIGO
1	Plano de detalle Nro. 1	PLD001
2	Plano de detalle Nro. 2	PLD002
3	Plano de ensamble	PLE001
4	Plano de disposición general	PDG001

Tabla 4.05: Lista de planos

## CONCLUSIONES

- Se ha diseñado una horquilla estibadora con capacidad para levantar 1500 kg que puede ser acoplada y accionada por un tractor agrícola convencional. La máquina, es capaz de lograr una elevación de 2,40 metros sobre el nivel del suelo gracias a la instalación de un cilindro hidráulico de elevación de 76 milímetros de diámetro y 1,21 metros de carrera produciendo una fuerza de empuje de 5500 kgf, así como también una inclinación de 12 grados hacia adelante y hacia atrás gracias a la instalación de otro cilindro hidráulico de 70 mm de diámetro y 0,25 metros de carrera. El desplazamiento en sentido horizontal de las horquillas se realiza manualmente desenganchando el tope sobre las horquillas y empujando las mismas a través del portahorquillas sobre la posición de trabajo requerida.
- Los parámetros de diseño de la horquilla estibadora están íntimamente relacionados con las características de operación de la máquina, siendo la altura de elevación de las horquillas la más determinante en función al diseño, ubicación y dimensionamiento de las demás piezas.
- El acoplamiento entre la horquilla estibadora y el tractor agrícola se realizó tomando en cuenta las dimensiones del enganche tripuntal de los tractores de acuerdo a la norma ISO 730-1; eligiéndose a los tractores de categoría 2 como los más adecuados para la implementación de la horquilla estibadora por ser de una potencia (ente 40 y 100 caballos de fuerza) adecuadas para el funcionamiento de la máquina; además de ser los más comúnmente usados por los pequeños o medianos agricultores.
- La velocidad de elevación y descenso de cargas es de 37 metros por minuto aproximadamente; en tanto que la velocidad de inclinación de la máquina es de 31 metros por minuto. Al no contarse con una normalización establecida para dichas velocidades, ambas fueron determinadas en base a modelos de horquillas estibadoras comerciales las cuales son: velocidad de elevación promedio de 37 metros por minuto, velocidad de inclinación promedio de 35 metros por minuto. El control de movimiento de la máquina se realiza por medio de una válvula hidráulica de tres tiempos que admite una presión y un caudal máximos de 206 bares y de 0,11 m<sup>3</sup>/min respectivamente; para el uso de la máquina en tractores cuya presión y

caudal de su toma hidráulica sea mayor, es necesaria la utilización de una válvula reguladora de presión en las tomas para un adecuado uso del equipo.

- Se han elaborado todos los planos de ensamble y despiece necesarios para la fabricación de la horquilla estibadora, cuyo costo total de fabricación asciende a USD 5800; observándose un ahorro consistente en aproximadamente 1000 dólares con relación a modelos de horquillas estibadoras importadas cuyos precios ascienden a 7000 o 8000 dólares. Esto se logra gracias a la utilización de materiales comerciales como planchas o perfiles estructurales unidos en su mayoría por procesos de soldadura o uniones empernadas. Además que la fabricación de los elementos estructurales en su mayoría están planteados para poder realizarse en un taller local.



## RECOMENDACIONES

- En el manual de operaciones y en algún lugar visible se debe señalar el límite máximo de carga para el tractor elevador, el cual no debe exceder los 1500 kg de masa de diseño. Con respecto al ángulo de inclinación que tendrá la máquina, no se debe tener en cuenta un límite o tope en la inclinación dado que cuando la carrera en el cilindro hidráulico sea la máxima se produzca la inclinación de 12° hacia adelante y cuando la carrera sea nula (cilindro retraído) la inclinación es de 12° hacia atrás.
- Realizar un mantenimiento periódico al sistema hidráulico de manera tal que se puedan detectar a tiempo algunas fallas típicas de las mangueras hidráulicas como fugas de aceite o desgaste debido al clima
- Al ser utilizada la máquina en un ambiente agreste con mucho polvo o pelusas que no puedan ser controladas, es recomendable revisar periódicamente los rodamientos de las ruedas y de la polea, con la finalidad de mantener limpias las pistas interiores del juego de estos; además de una verificación de los rieles por donde se desplazan estos rodamientos. Estos rieles vienen a ser el perfil de desplazamiento vertical y el perfil del marco estructural.
- El desplazamiento de las horquillas sobre el carro horizontal de la máquina se realizara de manera manual desenganchando la varilla de sujeción de la misma y empujando las horquillas hacia la colocación deseada para finalmente volver a engancharla en la nueva posición. Sobre el carro horizontal existen unos agujeros para poder enganchar la horquilla por medio de la varilla. Se recomienda que la utilización de la máquina sea siempre con las horquillas enganchadas y no sueltas para evitar posibles desplazamientos y/o desenganches entre la horquilla y el carro vertical. Para seguridad del operario de la máquina, el desplazamiento de la máquina se debe realizar solo con el tractor apagado.

## BIBLIOGRAFIA

- [**BARRIGA, 1985**] Barriga, Benjamín (1985), Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [**EDGERT, 2005**] Eggert, J.; "Engineering Design", Prentice Hall, New Jersey, 2005
- [**HELLMUT, 1972**] Hellmut, E (1972), Aparatos de máquinas de elevación y transporte. Moscú, Rusia.
- [**HIBBELER, 2011**] Hibbeler, R (2011), Mecánica de materiales, México
- [**HIBBELER, 2014**] Hibbeler, R (2004), Estática, México
- [**LILJEDAHL, 1984**] Liljedahl, B. (1984), Tractores: Diseño y funcionamiento. Ed. Limusa, Colombia.
- [**ORTIZ, 1989**] Ortiz, C (1989), Las máquinas agrícolas y su aplicación,. 1ra edición Mundi – Prensa, Madrid
- [**PAHL, 2007**] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J., Grote, K.H., "Engineering Design", Tercera edición, Springer, Berlin, 2007.
- [**PAULSEN, Kurt, 2011**] Apuntes de elementos de máquinas 2. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú. PUCP Virtual
- [**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, 2011**] Dibujo mecánico 1. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, 2011**] Dibujo mecánico 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [**RODRIGUEZ, 2009**] Rodríguez, Jorge (2009), Resistencia de materiales 2, Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [**SEP, 1989**] Sep (1989) U6000 Manuales para educación agropecuaria Vol. 48 Tractores agrícolas. Ed. Trillas, Agosto 1989, México DF.