

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA



DISEÑO DE SEMIRREMOLQUE AGRÍCOLA, PARA EL TRANSPORTE DE COSECHADORAS

Proyecto de Trabajo de Titulación

Profesor Patrocinante
Claudio Bastidas C.
Ingeniero Mecánico

Gonzalo Esteban Robledo Torres
Valdivia – Chile
2006

El Profesor Patrocinante y Profesores Informantes del Trabajo de Titulación comunican al Director de la Escuela de Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería que e trabajo de Titulación del señor:

GONZALO ESTEBAN ROBLEDO TORRES

Ha sido aprobado en el examen de defensa rendido el día _____, como requisito para optar al Título de Ingeniero Mecánico. Y, para que así conste para todos los efectos firman:

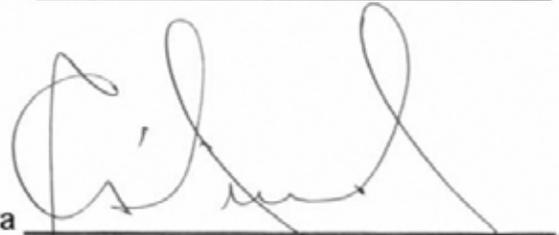
Profesor Patrocinante:

Ing. Sr. Claudio Bastidas Cumián

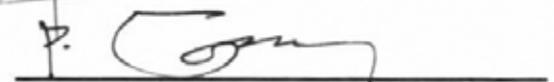


Profesor Informante

Ing. Sr. Roberto Cárdenas Parra



Ing. Sr. Nelson García Medina



VºBº Director de Escuela

Ing. Sr. Rogelio Moreno Muñoz




AGRADECIMIENTO

A MI MADRE Y HERMANA

Vocabulario

SR. = Semirremolque

Cama = Zona de carga sobre el SR.

C.G.= Centro de Gravedad.

C.S. = Coeficiente de Seguridad.

Estiba = Inmovilización de la maquinaria a la plataforma del SR., utilizando cadenas, cintas, ratchet o cualquier elemento garantizado, que pueda tensionar y dirigir el peso de la maquinaria a la plataforma del SR.

m.= metro.

mm.= milímetro.

ton.= toneladas

Kgf. = Kilogramos Fuerza

rodados = neumáticos

ej.=ejemplo

Ame. = Americana

Chi. = Chilena

Arg.=Argentina

Bra.=Brasil

Hrs.= Horas

W.= Momento Resistente

Trocha = Distancia media entre neumáticos.

Cuello de Acoplamiento= Estructura del S.R. que se acopla a la quinta rueda del camión, y que sustenta el peso de la plataforma de carga, a través de la muela.

Asiento = Diseño en plataforma de carga, cuya función es ubicar los rodados de las cosechadoras, descendiendo la altura total de la misma.

Plataforma de carga = Estructura del SR. que la constituye la zona de carga (cama baja) y la zona de los ejes de apoyo (cama alta).

INDICE

1. Introducción	4
2. Historia del Transporte	5
3. Legislación	10
4. Diseño del Semirremolque (S.R.)	11
5. Restricciones de Diseño del S.R	16
6. Análisis Viga Maestra	25
7. Diseño del Asiento	32
8. Análisis Viga “Travesaño”	39
9. Cálculo Unión Soldada, Viga Maestra – Travesaño	44
10. Análisis de la Muela de Acoplamiento	49
11. Selección de los ejes	56
12. Suspensión del SR. Agrícola	58
13. Análisis de las Piezas Unidas Mediante Soldadura	64
14. Especificación Diseño	67
15. Circuito Neumático	68
16. Circuito Eléctrico	69
17. Arenado - Pintura	70
Conclusión	77
Bibliografía	78
Anexos	79
Planos	

1.Introducción

La continua externalización de los servicios, y la tenaz búsqueda en la eficiencia en los procesos (en el sector agrícola), ha llegado a plantear el problema de solucionar la serie de dificultades que se presentan al momento de transportar maquinaria agrícola, y específicamente el de cosechadoras.

Pérdidas de tiempo al montar y desmontar neumáticos, así también caminos de diferentes naturalezas, daños a la máquina al momento de la estiba - traslado, todas traducidas en pérdidas económicas (figura 1), entregan una clara señal que es necesario especializar este tipo de transporte, el cual crecerá en orden exponencial este año con la llegada al sur de Chile de 250 cosechadoras nuevas [1], las que deberán ser transportadas, a las ya cerca de 380 presentes en la zona centro-sur, por lo tanto, buscar la eficiencia (económica) y eficacia (seguridad), en un mercado que será más competitivo, permitirá para los dueños de cosechadoras que cuenten con este SR., tener una ventaja comparativa frente a la competencia.



Figura1 - Problemáticas en el Transporte de Cosechadoras

2. Historia del Transporte Terrestre

Los comienzos del transporte terrestre se remontan desde inicios de la historia, en el cual se necesitaba trasladar diversas estructuras de peso y dimensiones que las hacían imposibles llevarlas a cabo sólo con la fuerza del hombre, por lo que tuvo que desarrollar métodos para trasladar estas cargas, sin dañarlas.

Con el tiempo, la invención de la rueda, y otros sucesos el hombre fue fabricando estructuras, las que cada vez fueron más resistentes para el transporte de cargas y junto a la colaboración de caballos, ya el transporte pesado comenzaba a tomar forma.

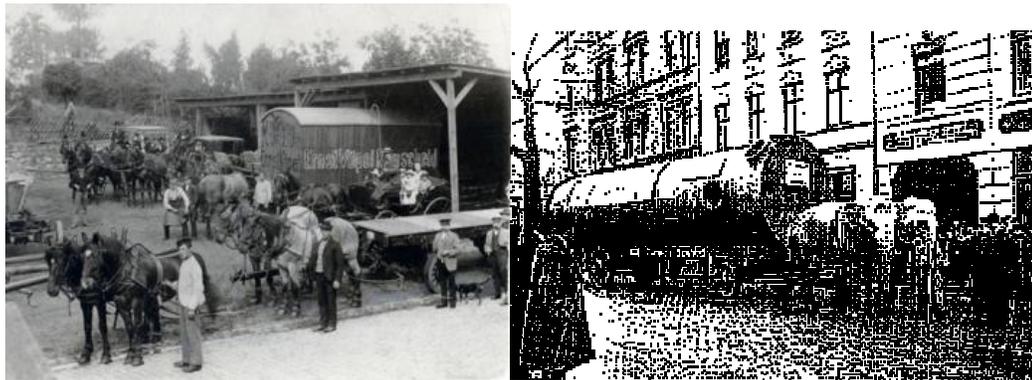


Figura 2 – Inicios del Transporte Pesado

Pero el auge del transporte terrestre tanto de maquinaria pesada, como de cargas especiales, comenzó junto con el fin de la segunda guerra mundial, con el aporte que desarrolló EE.UU. a Alemania con el “Plan Marshall”.

Este plan contó con un gran aporte tanto de bienes de capital como de insumos para la agricultura, debido a que este país, luego de la guerra, quedó prácticamente destruido.

Los aportes que se enviaron desde América a Europa, llegaron por mar y aire. Para aquellos bienes que se transportaban internamente en Europa, su traslado se desarrolló principalmente por tren, pero este, como medio de transporte es restringido, y los ingenieros de la época, comienzan a diseñar estructuras similares a las plataformas de trenes, para el transporte terrestre de bienes, maquinaria pesada y cargas especiales.

Debido al cada vez mayor movimiento de maquinaria y estructuras, comienza una de las primeras empresas a fabricar SR. (Goldhofer) la que en sus principios fue una maestranza, y que luego se dedicó a estudiar dichas plataformas, para lograr un diseño más eficiente para los camiones de la época.



Figura 3 – Avance del Transporte Pesado

Con el tiempo Alemania logró posicionarse y con esto los alcances comenzaron a ser cada vez mayores, tanto en este país como en países limítrofes. Movimientos de grandes generadores, maquinaria de grandes pesos y dimensiones, requerían ser transportados por plataformas cada vez más especiales, las que se fueron desarrollando y con el tiempo prácticamente abordaron el mercado mundial.

En este tema muchas pequeñas empresas que también comenzaron como maestranzas, lograron ser reconocidas mundialmente por sus innovadores diseños de SR., así por ejemplo, en Italia creció de manera exponencial la firma Mammoet. Luego de la guerra y así también, con la gente que se trasladó desde Europa a países de Sud – América, tales como Brasil, Argentina, llegaron personas con la misma idea de fabricación de remolques y SR., entre ellos el Sr. Raúl Randon, quién se radicó en Brasil, y comenzó una empresa que se dedicó exclusivamente a desarrollar remolques y SR. Actualmente posee una de las empresas más grandes de ese país, y se encuentra posicionado en cerca de 60 países, entre uno de ellos Chile.

Actualmente, el transporte terrestre, tanto de maquinaria como de estructuras especiales cuenta con diversos equipos, para la serie de necesidades en donde se le requiera (Ver figura de SR. de última generación), sin embargo existen nichos en donde aún se requiere investigar y de esta manera lograr la eficiencia en los procesos, desde la construcción del bien hasta la ubicación final de este.



Figura 4 – Actualidad del Transporte Pesado

Uno de los sectores que para nuestra zona, debe ser de especial atención, es el agrícola, y en particular el sector del trigo, el que para su Cosecha debe utilizar maquinaria para agilizar el proceso.

La maquinaria que comúnmente se utiliza en este proceso son las Cosechadoras, máquinas de grandes dimensiones (ancho; 2.9 m., altura; 3.7 m.), neumáticos de 1.6 m. de diámetro, con estructura que posee un C.G., más alto que el común de la maquinaria y que posee como dificultad su volumen en términos de su estructura. La figura 5 presenta las 3 cosechadoras más comunes en el mercado.



Figura 5 – Cosechadoras; Massey Ferguson - John Deere - New Holland.

Las cosechadoras poseen una estructura delicada, susceptible a ser dañada si no es adecuadamente controlada al momento de ser transportada.

Uno de los principales daños que surge al transportar las Cosechadoras, es al momento de extraer los neumáticos, que paradójicamente es la única alternativa de transporte de dicha maquinaria, luego esta es apoyada en el tren delantero y trasero (yunque), zona no diseñada para asumir peso, además del roce y de las constantes vibraciones en el traslado, generan daños a diferentes componentes de la máquina, cuyos repuestos son escasos y de gran valor.

Estos costos podrían ser anulados con el presente trabajo de titulación, ya que se pretende diseñar un SR., que solucione eficazmente la serie de problemas en la etapa del transporte. Con este nuevo diseño no deberían extraerse los neumáticos de la máquina al ser transportada, se ubicaría la máquina en una zona especialmente diseñada para ella (cama baja del SR.), y la plataforma de corte de la cosechadora en la cama alta del SR., sin intervenir en la máquina a transportar, descendiendo el C.G., de ella, minimizando tiempos al desmontar neumáticos, eliminando daños a los ejes direccionales de la cosechadora y a otros componentes que se ven influenciados negativamente con el tipo de transporte que hoy en día se desarrolla con dichas máquinas. Ver figura 6.

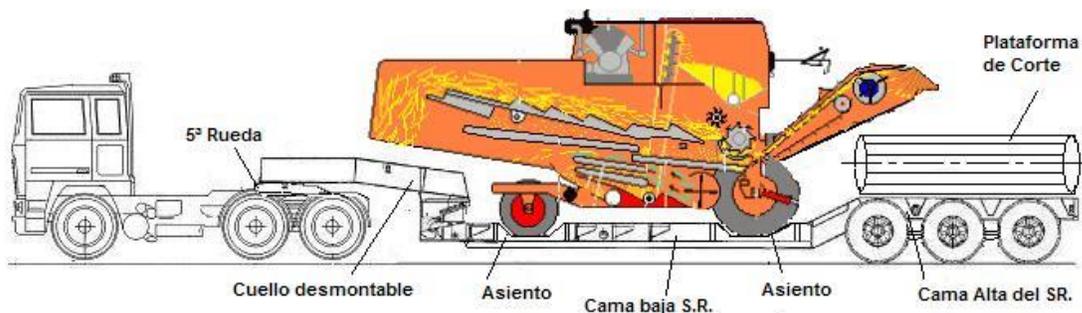


Figura 6 – Cosechadora sobre SR. agrícola.

Obs; El diseño del SR. Agrícola, se desarrolló con información de Ingeniería y la ejecución del proyecto, debe ser supervisado en todas sus etapas por un profesional del área, en este caso un Ingeniero Mecánico, por su capacidad de interpretación de planos, conocimientos de soldadura, entre otras cualidades, lo hacen el profesional ideal, al momento de la ejecución del presente proyecto.

3. Legislación

Al comenzar el diseño del S.R., es necesario identificar las restricciones impuestas por el ministerio de Obras Públicas, a través de la Dirección de Vialidad en lo que se refiere a dimensiones y pesos máximos de S.R. de carga pesada.

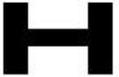
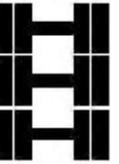
3.1 Dimensiones

La normativa impuesta en este sector, se rige por la norma NCh 1608,OF.79, la que delimita las longitudes para remolques y SR. Para nuestro diseño el largo máximo entre el conjunto tractocamión y SR es de 17 m. El ancho máximo es de 2,8 m. Altura máxima con carga 4200 mm.

3.2 Pesos máximos

El ministerio de Obras Públicas, a través de la Dirección de Vialidad, para los vehículos de carga pesada, limita la carga a desplazar, la que no puede ser mayor a 45 toneladas, incluida la tara. También deberán cumplir lo máximos delimitados de peso por eje, los que para nuestro diseño son;

Tabla 1 - Tabla Pesos máximos por eje

ESQUEMA EJE	EJE	LÍMITE (tons.)	TOLERANCIA (Kgs.)
	SIMPLE	7	+350
	DOBLES	18	+ 900
	DOBLES	25	+ 1200

4. Diseño del Semirremolque (SR)

4.1 Para comenzar el diseño del SR., fue necesario obtener información de proveedores de las diferentes marcas de cosechadoras presentes en el mercado. Datos relevantes se lograron al dirigirse a predios de dueños de cosechadoras, para obtener las dimensiones de la maquinaria que ha sufrido modificaciones por parte de los fabricantes y que son necesarias identificar. Otro tema a investigar, fue el de descubrir aquellas necesidades, que ellos tienen al momento de transportarlas, las que dependiendo de sus características, estudiarlas y encontrar una solución, a través de un nuevo diseño.

Las siguientes tablas presentan las características de las maquinarias que se encuentran en el mercado y sus dimensiones principales.

Tabla 2 – Características de Cosechadoras Massey Ferguson

Modelo	MF 3640	MF5650	MF 34
Dist. entre ejes	3700 mm.	3700 mm.	3700 mm.
1. Altura	3380-3870 mm.	3470- 4000 mm.	4000 mm.
Ancho	3140 mm.	3320- 4550 mm.	3600 mm.
Pesos con plataf.	7060 Kgf.	7100-7193 Kgf.	11715 Kgf.
Largo con plataf.	8180-8560 mm.	8500 mm.	8600 mm.
Largo sin plataf.	7620 mm.	7700 mm.	8000 mm.

Tabla 3 – Características de Cosechadoras John Deere. Anexo 1

Modelo	1450	1550
Dist. entre ejes	3717 mm.	3717 mm.
Altura	3890 mm.	4145 mm.
Ancho	3356 mm.	3872 mm.
Pesos con plataf.	11630 Kgf.	12249 Kgf.
Peso sin plataf.	10000 Kgf.	11400 Kgf.
Largo con plataf.	8560 mm.	8500 mm.
Largo sin plataf.	7965 mm.	7985 mm.

Tabla 4 – Características de Cosechadoras New Holland

Modelo	TC57	TC58	TC59
Dist. Entre ejes	3712 mm.	3712 mm.	3712 mm.
Altura	3380-3870 mm.	3470-4000 mm.	4000 mm.
Ancho	3140 mm.	3320 – 4550 mm.	3600 mm.
Pesos con plataf.	7060 Kgf.	7100-7193 Kgf.	11715 Kgf.
Largo con plataf.	8180-8560 mm.	8500 mm.	8600 mm.
Largo sin plataf.	7620 mm.	7700 mm.	8000 mm.

Además de las características dimensionales, también se deben considerar a los rodados (neumáticos), los cuales son de las siguientes características.

Tabla 5 – Rodados Massey Ferguson - New Holland

Marca	MF 3640		MF5650		MF 34	
Modelo	1450	Grano	Arrocera	Grano	Arrocera	Grano
Rodado delantero	18,4x26R1 G650/75R32	23,1x26R2 9,5x24R1	23,1-30R1	23,1X26R2	30,5R 32 G650/75R32	
Rodado Trasero	10x16 R2		12,4-24R1	19,4x24 R2	16,0/70-8	

Tabla 6 – Rodados John Deere

Marca	John Deere		
Modelo	2058	1450	1550
Rodado delantero	G650/75R32	24,5x32R1	30,5x32R1
Rodado Trasero	12,4-24R1	16,9x24R1	16,9x24 R1

4.2 Asiento, para alojar rodado de maquinaria.

El asiento, estructura que se diseñará para ubicar los neumáticos de la cosechadora, debe ser dimensionado y diseñado, considerando las distancias entre ejes, los rodados, levante del suelo, el peso, entre otras.

Debido a que las dimensiones en las cosechadoras no son iguales en todos los modelos (considerando información de catálogos y levantamientos de visitas en terreno), al comienzo del diseño, se tomaron las siguientes decisiones para el diseño.

4.2.1 Distancia entre centros de los asientos, sobre la plataforma (distancia que dependerá de la distancia entre ejes de las Cosechadoras) 3700 mm.

Si la distancia entre ejes, es menor o mayor a la descrita, esta tolerancia en la ubicación de los rodados no generará inconvenientes, ya que el rodado trasero, de menores dimensiones, podrá re – ubicarse, cuando las cosechadoras tengan una distancia entre ejes mayor o menor a la referenciada. Esto es posible, ya que el asiento, se diseñará para las dimensiones del rodado de mayor diámetro, con esto, el juego es cercano a 510 mm. con la Cosechadora de mayor distancia entre ejes. Figura 7

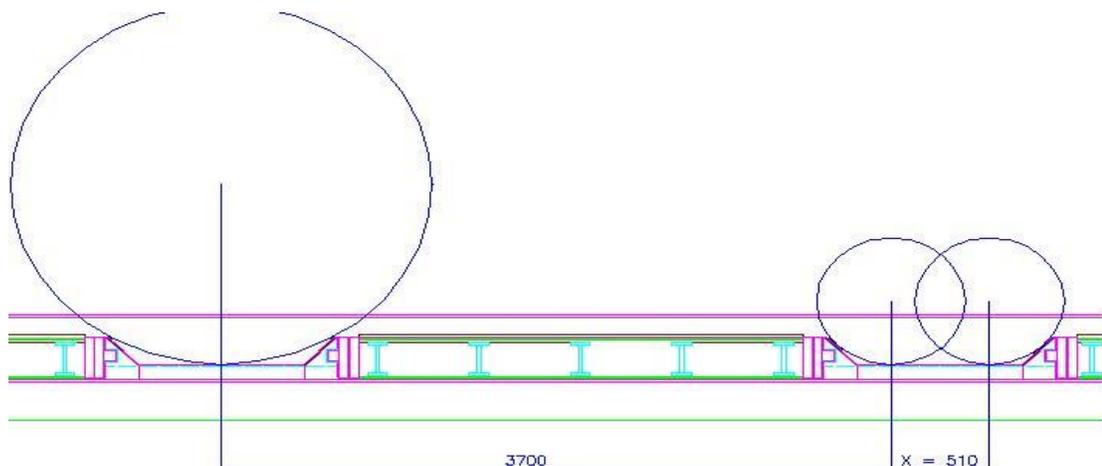


Figura 7 – Plataforma y asientos, con diferente distancia entre ejes.

4.2.2 Los 4 asientos se realizarán iguales, considerando el neumático de mayor dimensión, presente en la actualidad en las cosechadoras vistas en terreno.

4.2.3 Variables que influyen en el diseño de Asiento

Dimensiones del Rodado Delantero:

Las dimensiones del asiento dependen entre otras, del tipo de neumático presente en las cosechadoras. El análisis desarrollado por el presente trabajo de titulación, demostró que el neumático con mayor popularidad entre dueños de cosechadoras tanto por disponibilidad y economía, es el de la marca Goodyear, modelo G650/75R32., el que por de sus características se debe reconocer el diámetro exterior.

Por lo tanto G650/75R32, representa:

G; Goodyear

650; Ancho

75; Valor que expresa el porcentaje del Alto de banda del neumático respecto al ancho, en este caso 75% del ancho.

R; Radial

32; Aro en pulgadas, 32 pulg., 818,2 mm.

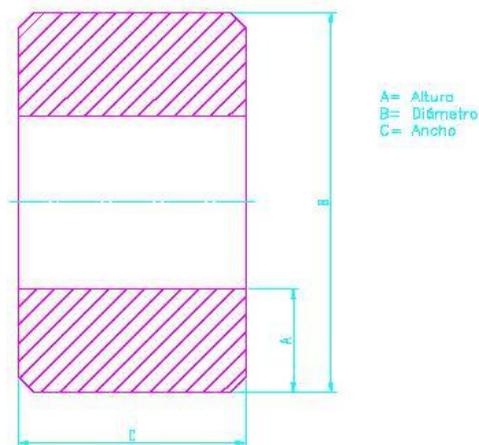


Figura 8 – Esquema Diámetro del Neumático

Por lo tanto, el diámetro de neumático es:

Diámetro = Aro + 2x Alto

Aro = 818 mm.

Alto = 487.5 mm.

Con estos datos el diámetro del neumático es cercano a 1793 mm., y el diseño del SR., particularmente los asientos, se registró para estas dimensiones.

El rodado de mayores dimensiones, es como lo muestra la figura 9.

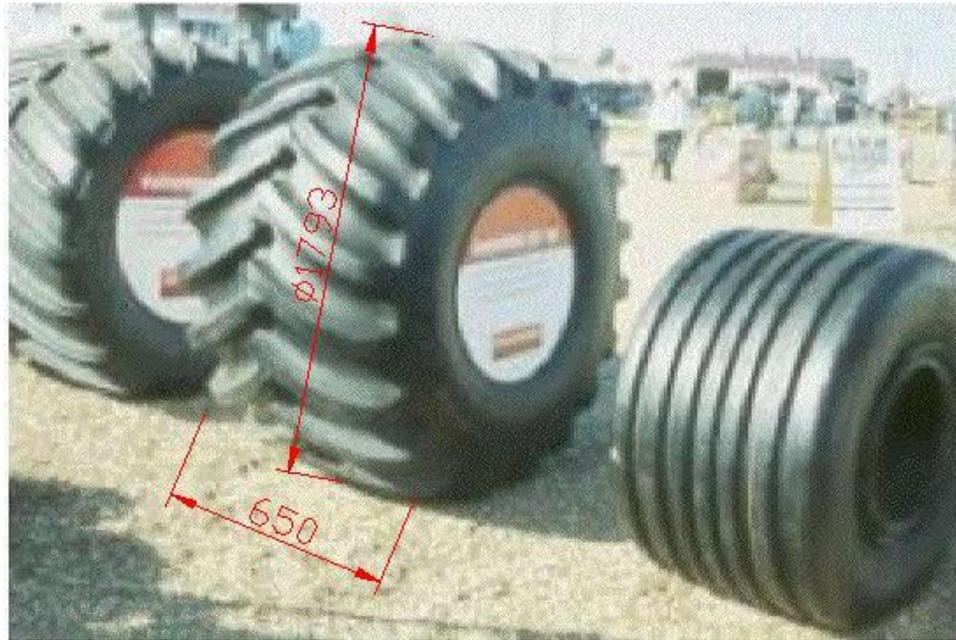


Figura 9 – Dimensión Rodado Cosechadora. Ancho - Diámetro

5. Restricciones de Diseño del S.R.

La diversidad de elementos que conforman el diseño del SR. agrícola, deben cumplir con una serie de requisitos, los que se describirán en el siguiente capítulo

5.1 El diseño del SR., consistirá sólo en la plataforma de carga (cama baja –cama alta) y NO del cuello de acoplamiento. Esto se debe principalmente a que se reutilizarán los cuellos de acoplamiento de la marca Choice Trailers MFG. (muy comunes en el mercado), evitando su diseño, generando con ello la intercambiabilidad entre los cuellos de carga pesada convencionales de la marca mencionada y el SR. del presente trabajo de titulación.

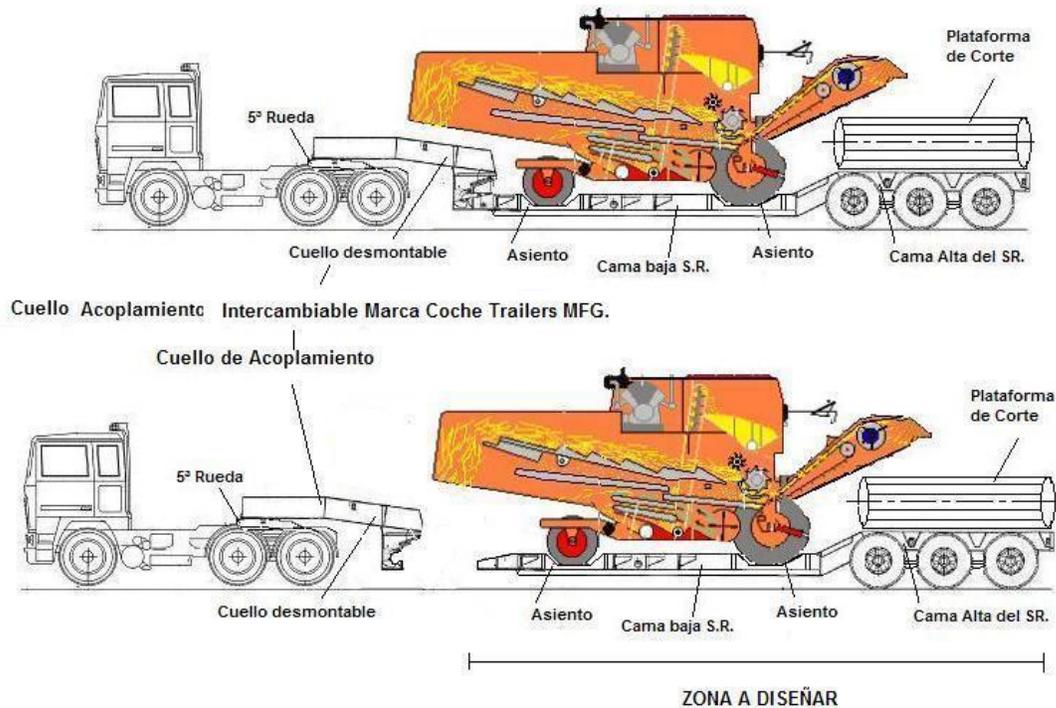


Figura 10 – Detalle de Diseño

5.2 La viga maestra o doble “T”, debe contar con las siguientes características;

Como requisito en la etapa de construcción, la viga doble “T” o viga maestra deberá ser fabricada, utilizando para ello soldadura por arco sumergido. Esto se debe primero a que es un método automático, el que no desarrolla zonas con exceso de tensiones, ya sea por mala penetración, exceso u otra falla que se pueda presentar por manufactura. La soldadura por arco sumergido es el proceso más adecuado para evitar la deformación en la viga, para las dimensiones señaladas en la Figura 11.

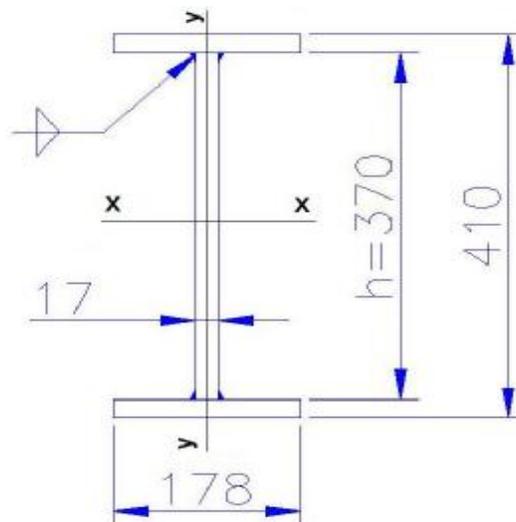


Figura 11 – Sección Viga Maestra

Estas vigas son las que finalmente asumirán toda la carga y deben realizarse bajo los mejores procedimientos, con todas aquellas variables de construcción apropiadas. Esta es la única manera de poder certificar el desarrollo del proyecto, ya que de los equipos vistos en terreno, la principal falla reconocida, es en las vigas maestras y son por deficiente unión soldada e inapropiadas terminaciones.

5.3 Dentro de las restricciones se debe definir la estructura de acoplamiento entre el cuello y la plataforma de carga. Esta estructura es denominada “muela de acoplamiento” y para el presente trabajo de titulación se requiere que calce perfectamente a los cuellos de SR. de la marca Choice Trailers MFG, por la intercambiabilidad descrita en el punto 5.1. En el Anexo 2 se presentan las dimensiones requeridas en dichos equipos (Ver figura 13). Lo anterior establece, que ciertas características de los cuellos de acoplamiento, por ejemplo; distancias entre vigas, altura de la viga, entre otras, se deben presentar en el diseño.

5.3.1 Muela acoplamiento plataforma de carga

Como se mencionó se debe realizar bajo las mismas características de los equipos Choice Trailers MFG, y debe calzar exactamente al cuello de la plataforma, por lo tanto la viga doble “T”, o maestra que es la base de la muela, deberá ser de las mismas dimensiones que las vigas de los equipos de la marca mencionada (Figura 11).



Figura 13 – Muela acoplamiento plataforma de carga.

5.3.2 La distancia transversal entre las vigas maestras.

La distancia transversal entre las vigas maestras debe ser de la misma dimensión que los equipos Choice. La dimensión es 870 mm. Figura 14.

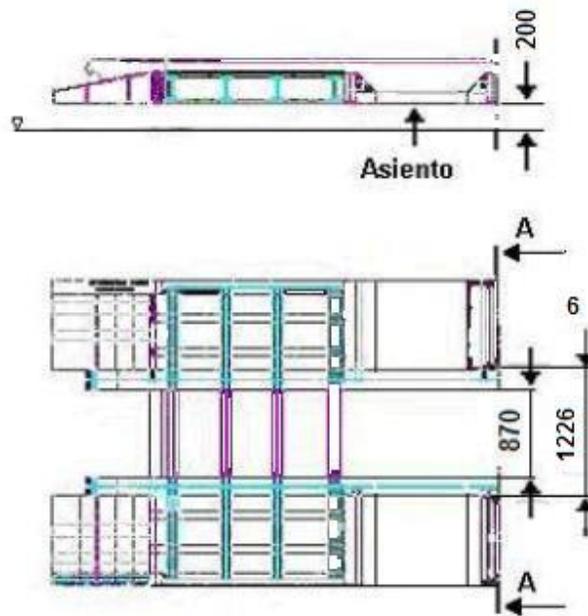


Figura 14 – Distancia entre Vigas Maestras- Levante al nivel del Suelo

5.3.3 El SR., se diseñará para una distancia entre el nivel del suelo y la superficie de 200 mm., debido a que el cuello desmontable de los equipos marca Choice, cuentan con una altura mínima de acoplamiento, la que se encuentra entre 160- 220 mm.

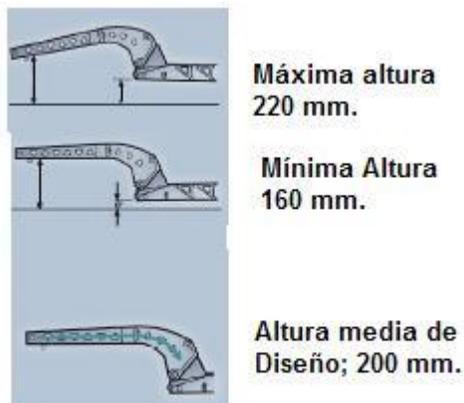


Figura 15 – Levante al nivel del Suelo máximas, mínimas de diseño

5.4 Ubicación de los Travesaños

Las vigas que forman la plataforma, se le denominarán travesaños. En los diseños que hoy en día se encuentran en el mercado, se ubican pasantes a la viga maestra, junto al ala superior. Ver Figura 16

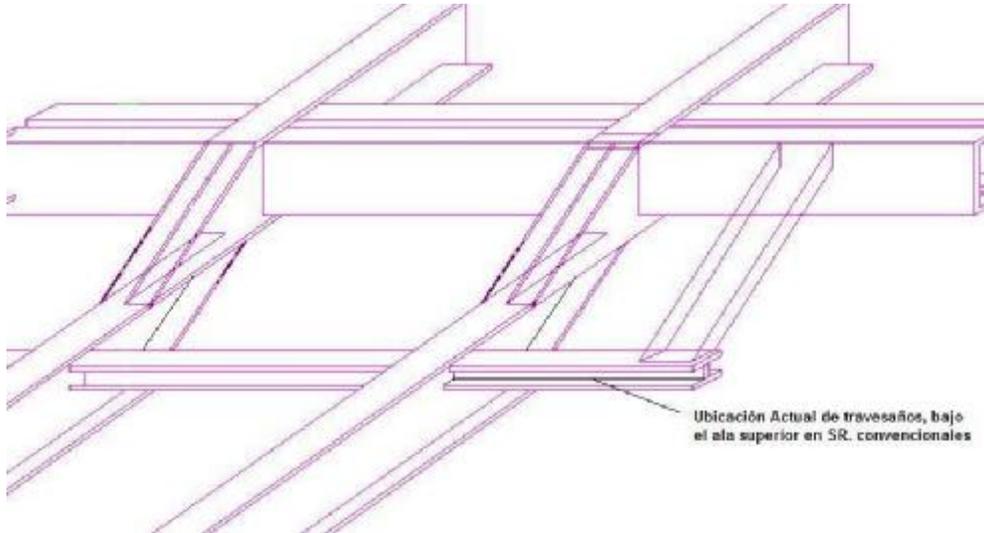


Figura 16 – Ubicación actual travesaños

Para este nuevo diseño, los elementos llamados “Travesaños” se ubicarán pasantes a las vigas maestras pero adyacentes al ala inferior, obteniendo un beneficio en términos de altura. Figura 17-18.

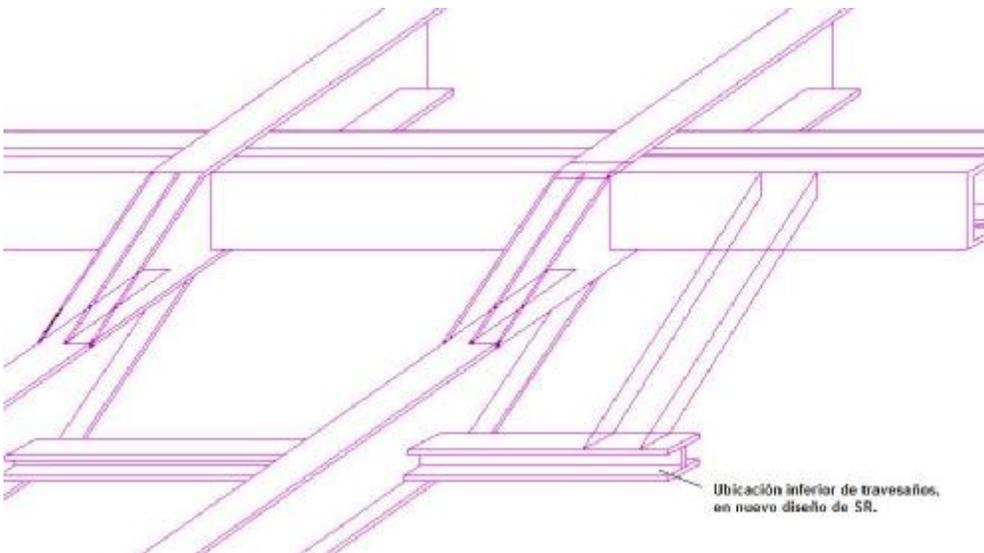


Figura 17 – Ubicación inferior en nuevo diseño.

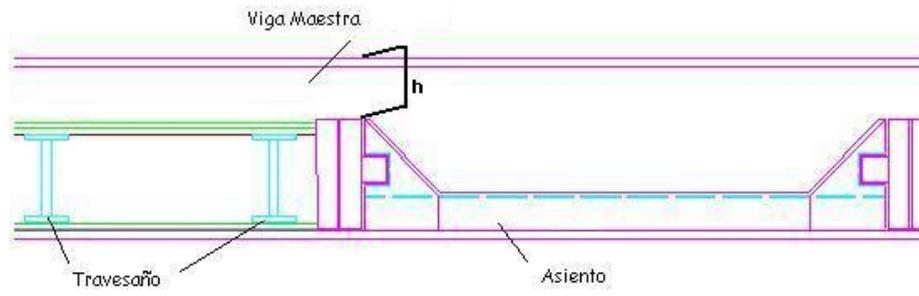


Figura 18 - Beneficio en altura h .

5.5 La Viga Maestra

La viga maestra, que es la que asume las cargas de los travesaños y que posteriormente la transfiere a los puntos de apoyo (ejes de carga, tanto del tractocamión, como del SR.) se le extraerá material en el alma, para ubicar de manera pasante los travesaños. Para demostrar que la viga no fallará con los faltos de material (frente a los esfuerzos), se debe establecer que la viga no será sometida a carga axial (pandeo), sino que a flexión y este esfuerzo es el que deben transferir las alas, por lo que el alma trabaja como elemento intermedio para dirigir las cargas hacia las ellas y posteriormente a los puntos de apoyo. La figura 19 representa la zona de mayor esfuerzo, que se presenta en las zonas adyacentes al ala, no así en la zona intermedia del alma, que es donde se extraerá material.

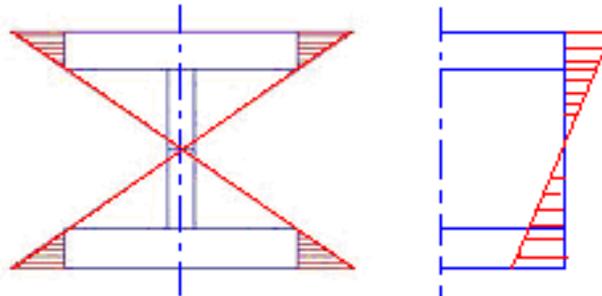


Figura 19 – Comportamiento de viga maestra a flexión.

En la siguiente imagen se representa el caso real de los cortes en las vigas maestras de S.R. actuales, de carga pesada, en donde los fabricantes extraen material de las vigas maestras.



Figura 20 – Cortes en Vigas Mastras en SR. actuales.

En el contorno de la zona en que se extrae material (en las vigas maestras, donde se ubicarán los travesaños), los posibles intersticios que podrían presentarse al momento de ubicar el travesaño en la zona de corte del alma, se rellenarán con soldadura. Lo anterior descrito, posibilitará que la viga maestra al asumir las cargas se comporte como una viga homogénea, sin faltos de material.

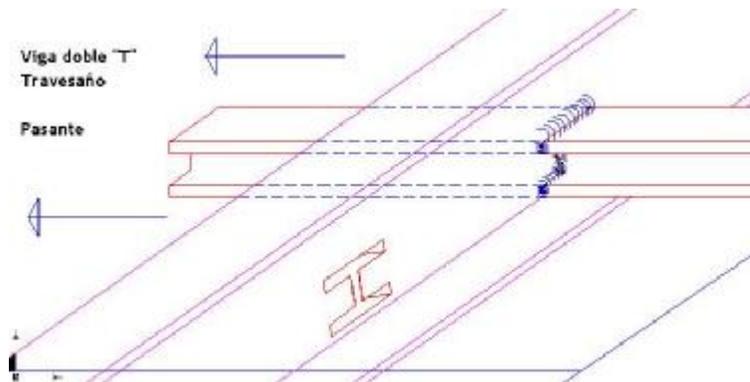


Figura 21 – Muestra Travesaño Pasante en Viga Maestra

OBS.; Al finalizar etapa de soldadura se debe realizar pruebas de penetración y/o fisuras con tintas penetrantes (Magnaflux – Spotcheck).

Es importante mencionar que a la viga maestra se le realizará el corte en el alma, para que el travesaño pueda ser un cuerpo uniforme en todo el ancho de la plataforma, de otra manera este debería ser cortado y soldado al alma, lo que no es recomendable tanto por las características del terreno (barro, piedras, etc.), diferente tipo de maquinaria a transportar (distribución del peso no uniforme), entre otras, las que harían fallar la unión soldada a corto plazo, por lo que la mejor alternativa de solución es cortar el alma de la viga maestra, luego ubicar pasante el travesaño.



Figura 22 – Imagen de plena fabricación de SR., en donde se ve claramente a un operador ubicar un travesaño, por cortes ubicados en las vigas maestras del SR.

6. Análisis Viga Maestra

Como método de comprobación de la viga maestra a las cargas, se utilizó el Software AV-WIN. Los resultados que entregó el software fueron los siguientes. Los valores del análisis se encuentran en Anexo 4.

6.1 Análisis a Cargas

El análisis propuesto para comprobar las vigas maestras a las cargas
Los datos de entrada son:

Carga Máxima a transportar: El cálculo de la viga se desarrolló para una carga en la plataforma de 32000 Kg, la que será asumida por las 2 vigas maestras, por lo tanto; 16000 Kg.

Carga Distribuida por el propio peso: 4,25 Kgf./cm. Anexo 3.

Sección de la Viga. Ver figura 10

Material de la viga: A42-27 ES

Largo de la Viga Maestra y zonas de apoyo: Plano N^o 1 - 2

Puntos de Apoyo: Depende de los 3 ejes de apoyo y el apoyo de la muela de acoplamiento, por lo tanto 4.

Al introducir los datos al software, la viga presenta el siguiente Diagrama de Cuerpo Libre D.C.L.

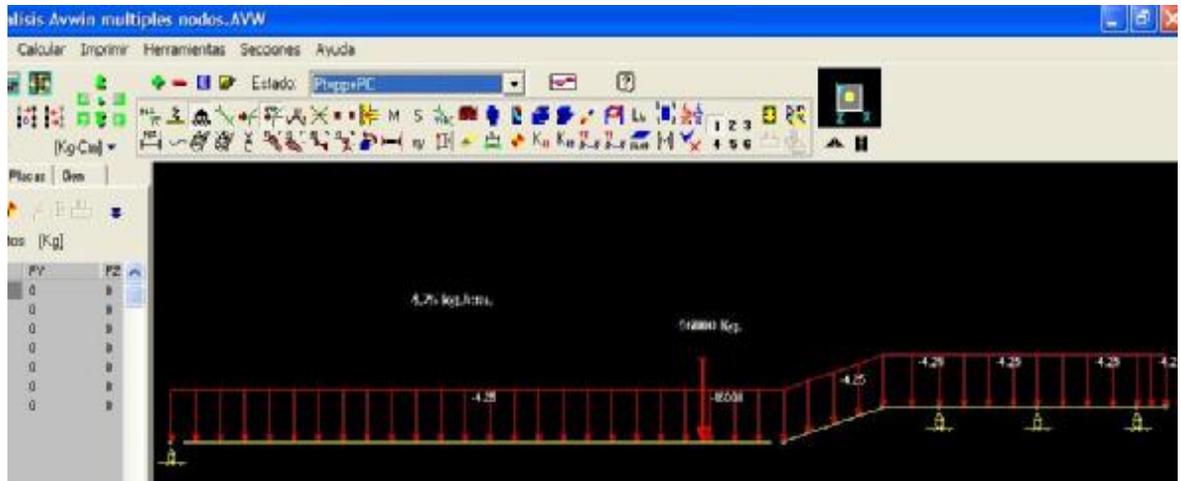


Figura 23 – D.C.L Esfuerzos en la Viga.

El resultado del estado de cargas en la viga maestra entregó el siguiente resultado o estado de tensiones.

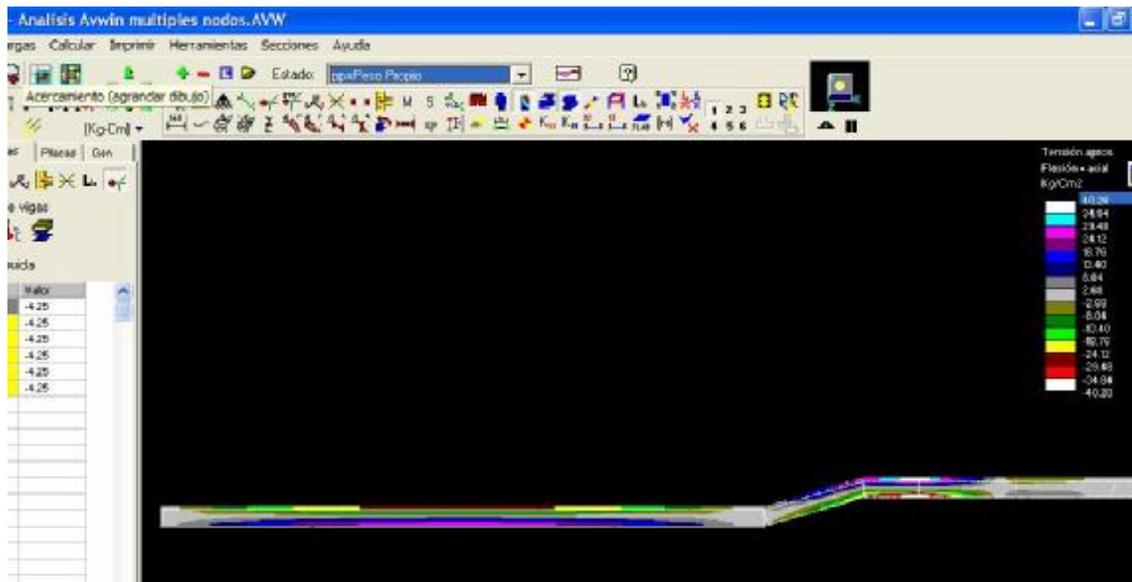


Figura 24 – Tensiones en Viga Maestra.

La siguiente figura, es una representación más detallada de las tensiones en la zona crítica.

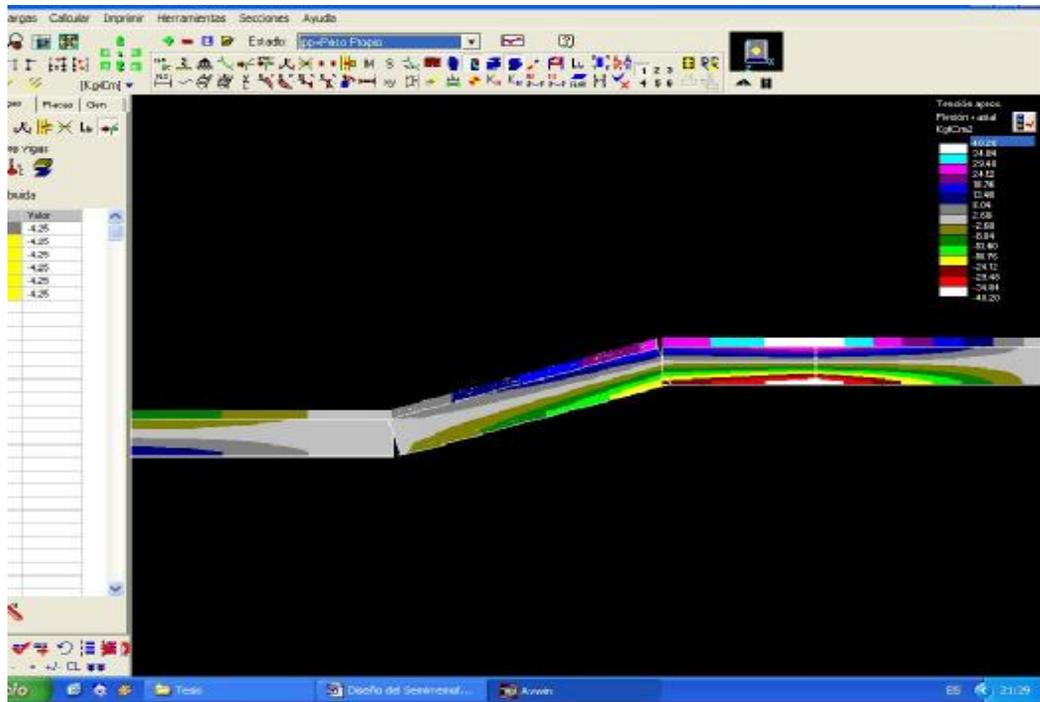


Figura 25 – Zoom zona de Tensiones Crítica.

El estado de tensiones de la viga debido a las cargas, se representa a través de colores. La tensión de color rojo es la de mayor valor; $265,18 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$.

La deformación de la viga mostrada por el software AV-WIN, respecto a las cargas es de $0,016 \text{ mm}$.

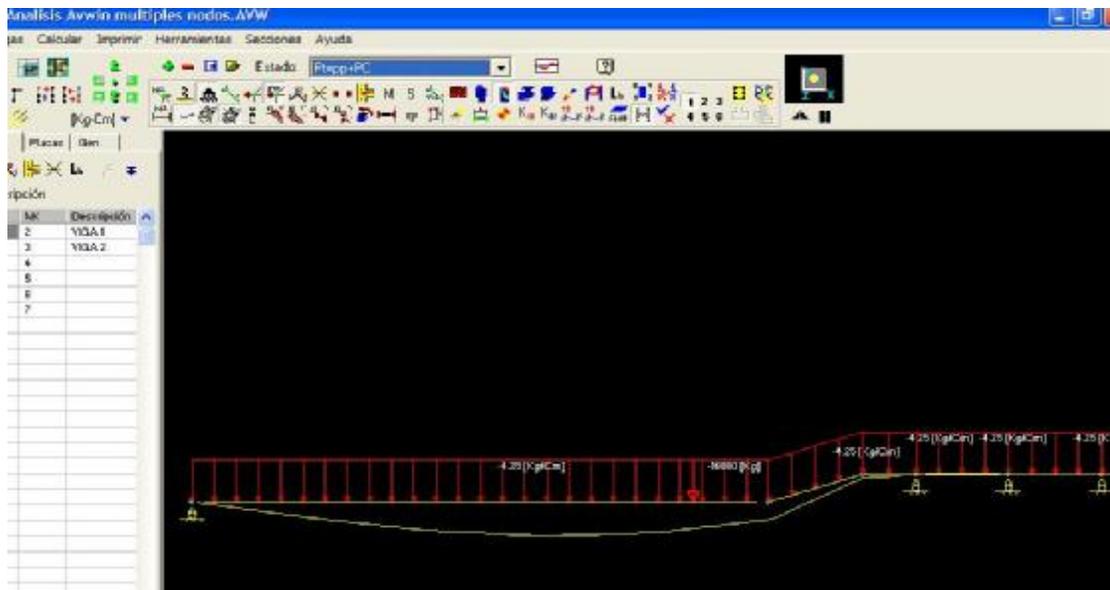


Figura 26 - Deformación Exagerada por Cargas

El esfuerzo cortante, presente en la viga

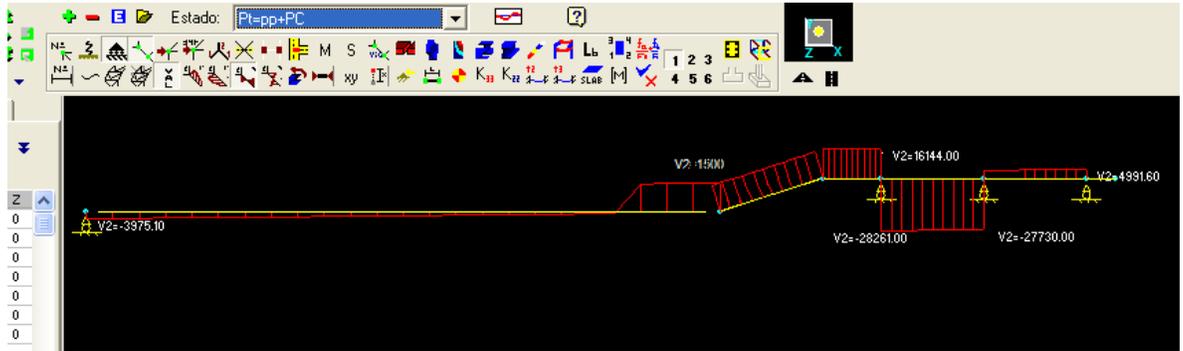


Figura 27 – Esfuerzo Cortante

El momento flector máximo que se presenta en la viga

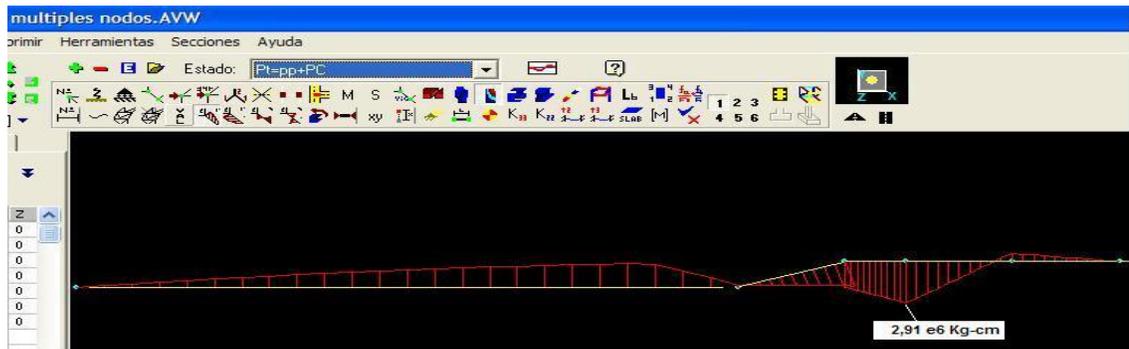


Figura 28 – Momento flector máximo en la viga

El análisis final de la viga a las solicitaciones máximas, desarrollado por el Software AV-Win, no entregó problemas, aprobando el diseño y las solicitaciones a la que la viga se verá sometida. Ver figura 29.

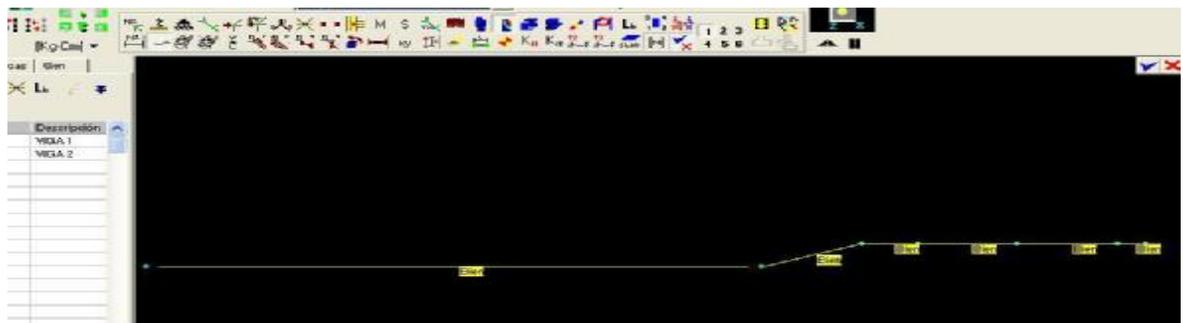


Figura 29 – Resultado final de la viga a las solicitaciones

Para comprobar el comportamiento de la viga maestra, con las herramientas de cálculo, es necesario obtener el valor del momento de inercia de ella. Según el teorema de Steiner [2], para la viga maestra el momento de inercia esta dado por:

$$I_x = \frac{1}{12} b \cdot h^3 + A \cdot d^2 \quad (1)$$

b = base

h = altura

A = área

d = distancia al centróide de la figura respecto al eje de inercia

La inercia de la viga maestra, esta dada por la suma del alma junto con las dos alas. Para reconocer valores dimensionales de la viga, ver figura 11.

$$I_x = I_1 + I_2$$

I_1 = Inercia de Alma

$$I_1 = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

I_2 = Inercia de las alas

$$I_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} + A \cdot d^2$$

6.2 Inercia de Alma

$$I_1 = \frac{1}{12} * 17\text{mm.} * (370\text{mm.})^3$$

$$I_1 = 71758416.67 \text{ mm.}^4$$

$$I_1 = 7175,842 \text{ cm.}^4$$

6.3 Inercia de las alas.

La inercia que se calculará será la de una ala.

$$I_2 = \frac{1}{12} * b * h^3 + A * d^2$$

$$I_2 = \frac{1}{12} * 178\text{mm.} * 20\text{mm.}^3 + (20\text{mm.} * 178 \text{ mm}) * (195 \text{ mm.})^2$$

$$I_2 = 135487666.67 \text{ mm.}^4$$

$$I_2 = 13548.766667 \text{ cm.}^4$$

Como son dos alas simétricas al centro de inercia, este último valor es:

$$I_2 = 27097.54$$

Por lo que la inercia de la viga maestra es

$$I_X = I_1 + I_2$$

$$I_X = 34273.382 \text{ cm.}^4$$

$$W_{\text{REAL}} = \frac{I_X}{d} \quad (2)$$

$$W_{\text{REAL}} = \frac{34273.382 \text{ cm.}^4}{20,5 \text{ cm}}$$

$$W_{\text{REAL}} = 1671.8722 \text{ cm.}^3$$

El acero utilizado será un A 42-27 ES

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 2700 \text{ kg./cm.}^2$$

C.S. = Coeficiente de Seguridad = 1,5, Cargas desfavorables [5]

$$\sigma_{\text{Admisible}} = 1800 \text{ kg./cm.}^2$$

El análisis de la viga, se desarrollará al momento flector máximo que lo entregó el Software AV-Win, de cálculo de vigas en la figura 28.

$$M_{\text{máximo}} = 2113300 \text{ Kg.-cm.}$$

$$\sigma_{\text{Admisible.}} = \frac{M.f. \text{ máximo}}{W_{\text{Admisible}}} \quad (3)$$

$$W_{\text{admisible}} = \frac{2113300 \text{ Kg.-cm}}{1800 \text{ Kg./ cm.}^2}$$

$$W_{\text{admisible}} = 1174,05 \text{ cm.}^3$$

$$1174,05 \text{ cm.}^3 < 1671.8722 \text{ cm.}^3$$

$$W_{\text{admisible}} < W_{\text{Real.}}$$

Por lo que la viga resiste sin inconvenientes a las cargas solicitadas

El coeficiente de seguridad final, producto de las cargas es

$$C_{s_{\text{real}}} = \frac{W_{\text{Real.}}}{W_{\text{admisible}}}$$

$$C_{s_{\text{real}}} = 1,42$$

7. Diseño del Asiento

7.1 Los asientos se ubicarán entre ellos horizontalmente a 3700 mm sobre la plataforma, medidos desde el centro.

Esta dimensión se obtuvo respecto a las distancias entre ejes obtenidas de cosechadoras que se dimensionaron en terreno y catálogos. Anexo 1.

7.2 Las dimensiones del asiento serán las siguientes

Estará formado por perfiles cuadrados de 75 mm. con atiesadores internos, en los cuales se fijará , posteriormente, metal desplegado.

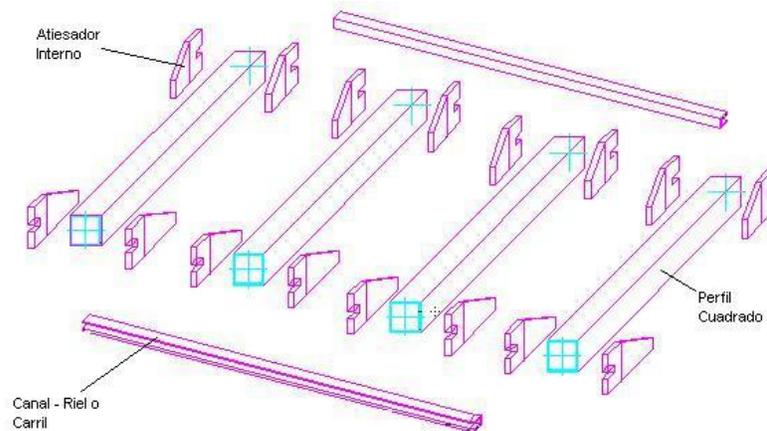


Figura 30 – Despiece Asiento

El peso aproximado del asiento será cercano a 52 kg, pero adecuado para ser removido por 1 operador sin ayuda externa [4].

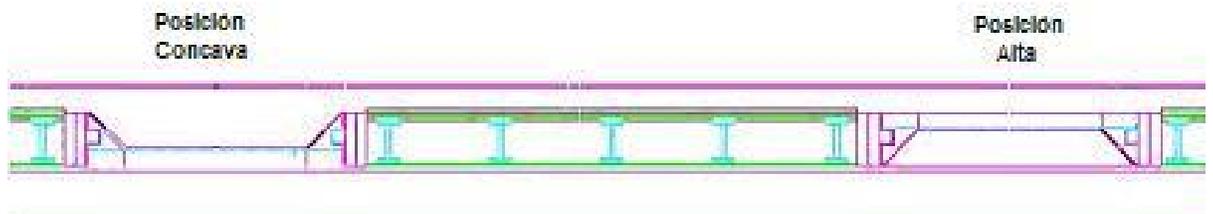


Figura 31 - Asiento Removible e invertible

Al poseer la propiedad de ser removible el asiento, tendrá el carácter de multipropósito, siendo un beneficio al momento de realizar cualquier tipo de transporte. Se debe mencionar que la temporada de cosechadoras, comienza principios de Septiembre, en Diciembre esta cesa y los propietarios del SR., buscarán el mayor beneficio de él (justificar la inversión), utilizándola para transportar maquinaria en cualquier temporada.

7.3 Análisis perfil cuadrado base, del asiento removible.

El análisis que presenta mayor atención, es en el perfil cuadrado de la base del asiento, quién asumirá parte de la carga de la cosechadora.

El cálculo del perfil base del asiento, se desarrollará para el asiento ubicado a 180° (alta), no en la posición cóncava (baja). Esto último se debe a que el perfil se comprobará con la carga máxima que puede asumir el equipo, es decir, con maquinaria del sector forestal o de la construcción, maquinas que cuentan con mayor peso que las cosechadoras, que son las que utilizarán el asiento en la posición cóncava. En Anexo 9, se encuentran las maquinarias de mayor peso que se encuentran frecuentemente en el mercado.

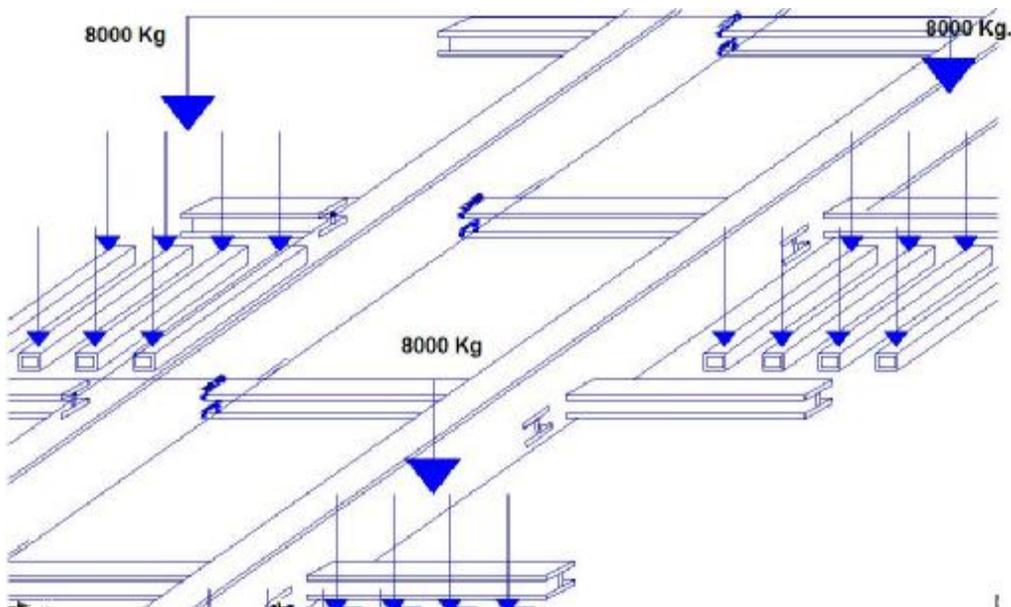


Figura 32 – Distribución Carga en perfiles base Asiento.

Como se mencionó, la carga a la que se desarrollará el análisis del SR., será de 32000 Kg., los que a su vez se distribuyen en 2 vigas maestras. Los 16000 Kg., que asume una viga se distribuye en 2 puntos de apoyo, cada uno de ellos a 8000 kg. y esta carga la asumen los 4 perfiles que conforman la base del asiento, cada uno de ellos solicitados a 2000 Kg. (ver figura 32-33).

Para seleccionar el perfil cuadrado es necesario conocer el valor del momento resistente para los esfuerzos que actúan en el elemento.

D.C.L. – ASIENTO – 1 Perfil

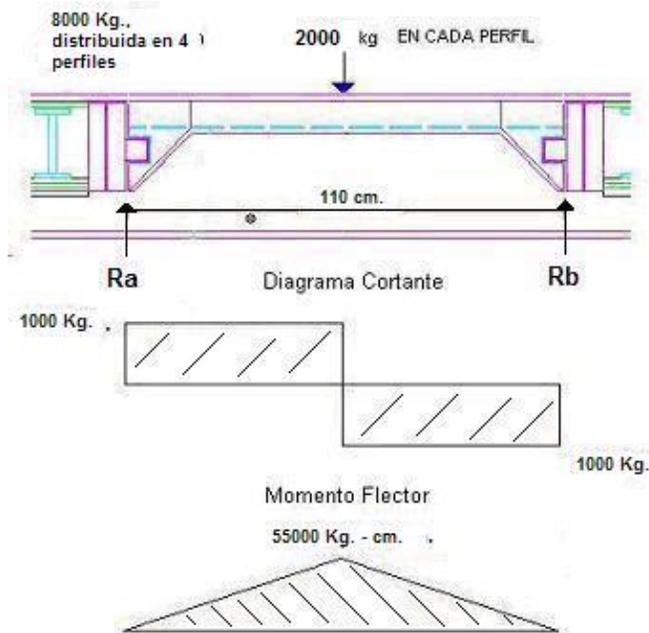


Figura 33 – Diagramas DCL, Corte, Momento

$$\sigma_{adm.} = \frac{M_f}{W}$$

M_f = Momento flector máximo

W = Módulo resistente a la flexión

$\sigma_{adm.}$ = Resistencia el esfuerzo admisible

El acero utilizado será de calidad A 42-27 ES

$$\sigma_{fluencia} = 2700 \text{ kg./cm.}^2$$

C.S. = Coeficiente de Seguridad = 1,5, Sobrecargas desfavorables [5]

$$\sigma_{\text{Admisible}} = 1800 \text{ kg./cm.}^2$$

$$W_{\text{admisible}} = \frac{M}{\sigma_{\text{adm}}}$$

$$W_{\text{admisible}} = \frac{55000 \text{ Kg.-cm.}}{1800 \text{ kg./cm.}^2}$$

$$W_{\text{admisible}} = 30,5556 \text{ cm.}^3$$

Por lo tanto se seleccionará un un perfil de 75 mm. de cara, con un momento resistente;

$$W_{\text{real}} = 31,86 \text{ cm.}^3$$

De los valores obtenidos, se deduce que;

$$W_{\text{admisible}} < W_{\text{Real}}$$

El coeficiente de seguridad final, producto de la carga en el perfil es

$$CS_{\text{real}} = \frac{W_{\text{Real}}}{W_{\text{admisible}}}$$

$$CS_{\text{real}} = 1,042$$

7.4 Análisis Riel – Pestaña

Este elemento es el que asumirá todas las fuerzas que se apliquen al asiento. Por las condiciones a las que se encontrará, la posible falla podría llevarse a cabo en la unión soldada, que es donde se enfocará el análisis. Para el peso total que el asiento pueda asumir, es decir 8000 Kg.

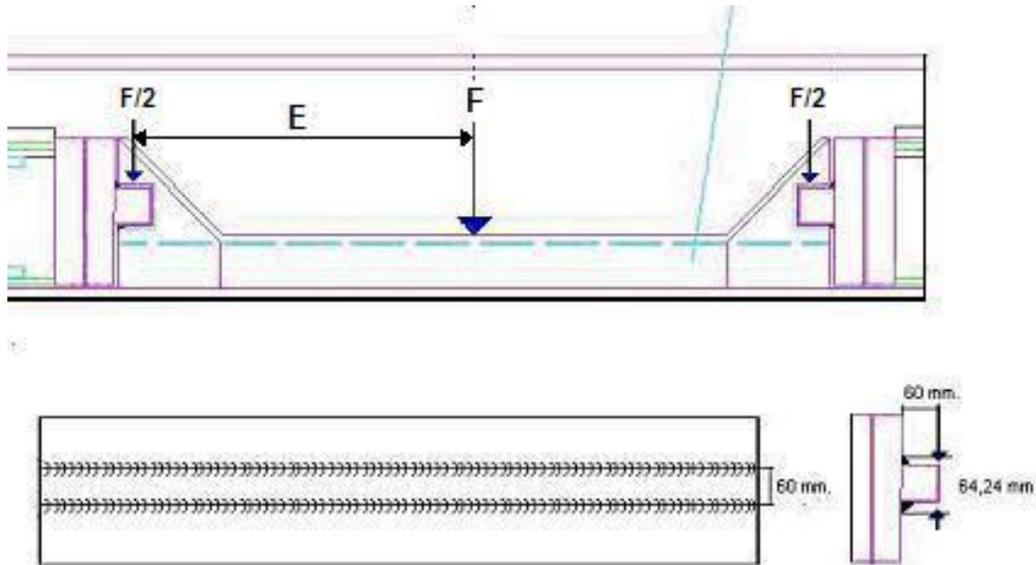


Figura 34 – Análisis Riel Asiento

Por lo tanto la fuerza “F” y la distancia “E”, generan un momento que la unión soldada debe resistir, de donde;

$$\sigma = \frac{F * E}{W} \quad (4)$$

F; Es la fuerza que actúa en el centro del asiento, la que es de 8000 kg. , pero la fuerza real que actúa en el riel es F/2 (4000 Kg.)

E; Distancia desde el lugar de aplicación de la carga a la unión soldada.

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

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

La inercia de la unión soldada, se obtendrá restando el rectángulo formado por la mayor dimensión que forma el cateto del filete, menos la dimensión del perfil rectangular.

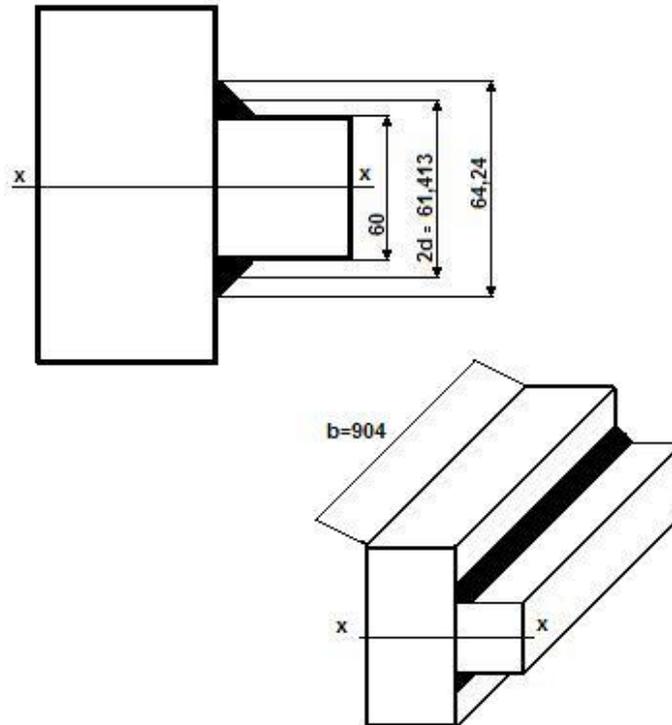


Figura 35 – Riel Asiento

b = base

h = altura

A = área

d = distancia al centróide de la figura respecto al eje de inercia

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} + A \cdot d^2$$

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 904 \cdot (64,74 \text{ mm.})^3 - 904 \cdot (60 \text{ mm.})^3$$

$$I_x = 3699182,541 \text{ mm.}^4$$

$$I_x = 369,9183 \text{ cm.}^4$$

$$2d = 61,061 \text{ mm.}$$

$$W = \frac{369,9183 \text{ cm.}^4}{6,1061 \text{ cm.}}$$

$$W = 60,582 \text{ cm.}^3$$

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{F * e}{W} \quad (5)$$

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{4000 \text{ kg.} * 6 \text{ cm.}}{60,582 \text{ cm.}^3}$$

$$\sigma_{\text{compresión}} = 396,16 \text{ kg./cm.}^2$$

La tracción, a la que se le somete la unión soldada, es posible conocer el comportamiento mediante la siguiente relación.

$$\tau = \frac{F * e}{\sqrt{2} * W}$$

$$\tau = 280,13 \text{ kg./cm.}^2$$

Para la soldadura sometida a flexión y tracción simple, se debe cumplir [5]

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \sqrt{(\sigma_{\text{compresión}}^2 + 1,8 * \tau^2)} \ll \sigma_{\text{admisible}} \quad (6)$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \sqrt{(396,16 \text{ kg./cm.}^2)^2 + 1,8 * (280,13 \text{ kg./cm.}^2)^2}$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \sqrt{(156942,75 \text{ kg./cm.}^2) + 1,8 * (141251,1 \text{ kg./cm.}^2)}$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \sqrt{298193,85 \text{ kg./cm.}^2}$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = 546,1 \text{ kg./cm.}^2$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = 546,1 \text{ kg./cm.}^2 \ll \sigma_{\text{admisible}} = 1100 \text{ kg./cm.}^2$$

Por lo tanto, para las cargas, la unión soldada no presenta inconvenientes

8 Análisis Viga “Travesaño”

Como se explicó, la carga a la que se diseñará la plataforma, será de 32000 kg., esta carga será asumida por 2 viga maestras (16000 Kg. cada una) y esta finalmente se distribuye en 2 puntos de apoyo (8000 Kg.).

El análisis de la viga comienza donde se aplica la carga, hasta donde se encuentra soportada por la viga maestra. En este sector la viga se comporta como un elemento empotrado. Ver figura 36

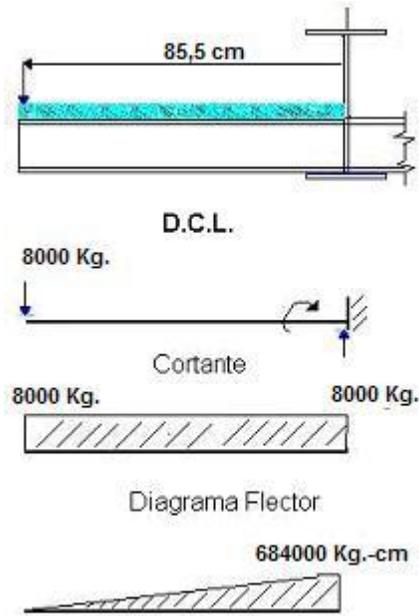


Figura 36 – Diagramas Viga “Travesaño”

La etapa que procede es comprobar la viga travesaño a la carga 8000 Kg., [2]

- Pendiente generada por la carga de 8000 Kg.
- Flecha máxima generada por la carga de 8000 Kg.

8.1 Pendiente generada por la carga P en el extremo de una viga en voladizo

$$\theta = \frac{P * L^3}{2 * E * I} \quad (7)$$

P = Carga = 8000 kg.

L = Largo de empotramiento; 85,5 cm.

E = Módulo de Elasticidad; $2,1 * 10^4 \text{ Kg/cm}^2$

I = Momento de inercia

La inercia de la viga doble "T" o Travesaño, es la siguiente

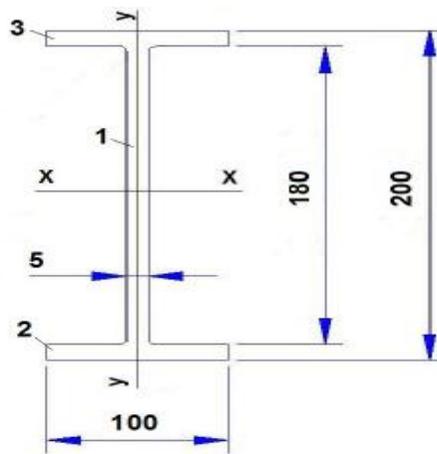


Figura 37 – Sección Travesaño

- La inercia para las 3 áreas

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3}$$

Pero se reconoce que;

$$I_{x2} = I_{x3}$$

- La inercia del alma es:

$$I_{x1} = \frac{b * h^3}{12}$$

- La inercia del ala es:

$$I_{x2} = \frac{b \cdot h^3}{12} + A_2 \cdot d_2^2$$

Donde

b = base

h = altura

A = área

D = distancia al centróide de la figura respecto al eje de inercia

La inercia del alma;

$$I_{x1} = \frac{1}{12} 5 \text{ mm} \cdot (180 \text{ mm})^3$$

$$I_{x1} = 2430000 \text{ mm}^4 \text{ ó } 243 \text{ cm}^4$$

La inercia del ala es:

$$I_{x2} = \frac{1}{12} 5 \text{ mm} \cdot (180 \text{ mm})^3 + 100 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm} \cdot (95 \text{ mm})^2$$

$$I_{x2} = 2430000 \text{ mm}^4 + 4512500 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = 6942500 \text{ mm}^4 \text{ ó } 694,25 \text{ cm}^4$$

Por lo tanto la inercia de la viga denominada "Travesaño"

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3}$$

$$I_x = 243 \text{ cm}^4 + 694,25 \text{ cm}^4 + 694,25 \text{ cm}^4$$

$$I_x = 1631,5 \text{ cm}^4$$

Por lo que;

$$\theta = \frac{P \cdot L^3}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$\theta = \frac{8000\text{kg.} * (85,5 \text{ cm})^a}{2 * 2,1 * 10^{\text{a}} \text{ kg./cm}^a * 1631,5 \text{ cm } \zeta}$$

$$\theta = \frac{584820000}{69852300000}$$

$$\theta = 5.58 * 10^{-4} \text{radianes } \acute{o} \text{ } 1,54^{\circ}$$

Valor que se encuentra muy por debajo de los valores extremos

8.2 Flecha máxima ϕ_{max} , generada por una carga P en el extremo de una viga en voladizo, ver figura 23

$$\phi_{\text{max}} = \frac{P * L^3}{3 * E * I} \quad (8)$$

$$\phi_{\text{max}} = \frac{8000\text{kg} * (85,5\text{cm})^3}{3 * 2,1 * 10^{\text{a}} \text{ kg./cm}^a * 1631,5 \text{ cm } \zeta}$$

$$\phi_{\text{max}} = \frac{5000211000\text{kg} \cdot \text{cm}^3}{12902400000 \text{ kg.} \cdot \text{cm}^a}$$

$$\phi_{\text{max}} = 0,486 \text{ cm. } \acute{o} \text{ } 4,86 \text{ mm.}, \text{ valor m\u00ednimo respecto a tabla N}^{\circ}6.$$

Al momento de dise\u00f1ar el SR. Agr\u00edcola, se reunieron datos de flechas m\u00e1ximas con maquinaria sobre la plataforma de carga, valores que se encuentran en Tabla 6, por lo que el valor de c\u00e1lculo se encuentra muy por debajo de la realidad.

Distinguir bas\u00e1ndose en el Anexo 9, que la maquinaria que genera las flechas de la tabla 6, es de menor peso al dise\u00f1ado en el presente trabajo de titulaci\u00f3n.

Tabla 6 – Flechas de S.R. con maquinaria sobre plataforma de carga

Máquina	Flechas	
Modelo	$\phi 1$	$\phi 2$
PC200 Komatsu	14 mm.	15 mm.
Feller 724	13,5 mm.	13 mm.

Nota: Este valor se minimizará con los atiesadores intermedios, los que se ubicarán entre la viga maestra y los travesaños. Ver figura 38.

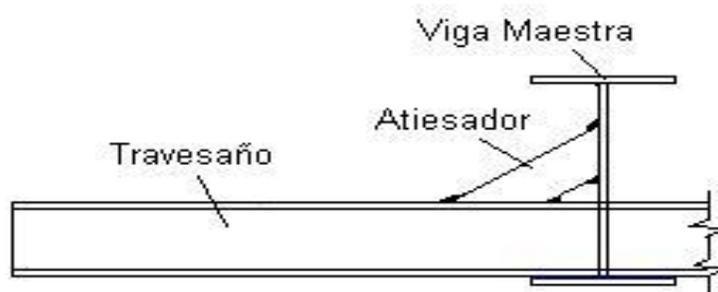


Figura 38 – Atiesador

9. Cálculo Unión Soldada, Viga Maestra - Travesaño

Para una soldadura que se encuentra en un sector, a compresión y tracción, bajo las mismas características, estas deben cumplir la relación

$$\sigma_{adm} \leq \sigma_{ult.}$$

En que el cateto recomendado para la unión soldada, varía dependiendo de los diferentes espesores a unir. [5]. En este caso los espesores, son de la viga doble "T" o travesaño, la que se unirá con la viga Maestra.

El cálculo de resistencia se realizará para el cordón de raíz, el que será electrodo 6011, 1/8, punto azul, la que cuenta con la siguiente características;

$$\sigma_{fluencia.} = 3850 \text{ kg./cm}^2$$

$$\text{Coeficiente Seguridad} = 1.5$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{fluencia.}}{\text{Coeficiente Seguridad}}$$

$$\sigma_{admisible} = 2567 \text{ kg./cm}^2$$

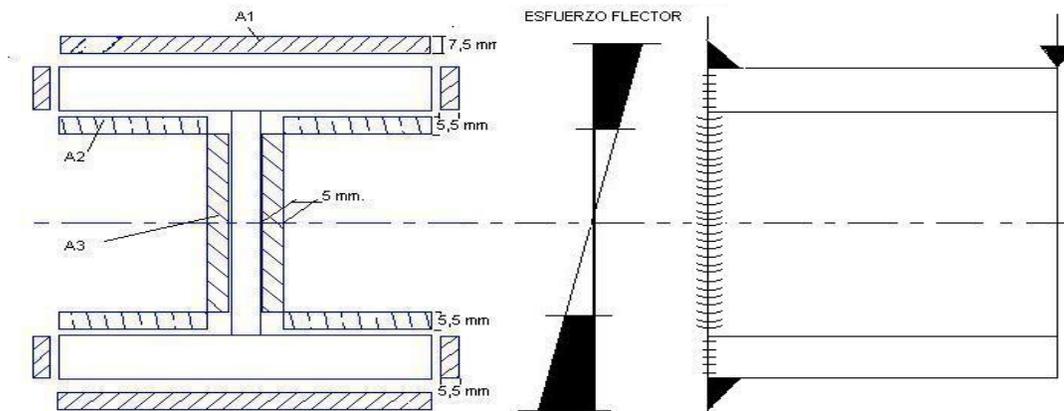


Figura 39 – Inercia Uniones Soldadas

Como presenta la figura 39, bibliografía [5] describe los catetos de soldadura apropiados para la serie de uniones, de una viga doble "T". A continuación, analizaremos cada uno de estas uniones y como se comportan estas a la carga en el extremo, vista en la figura 39.

9.1 Análisis Soldadura A1 (figura 39)

$$\sigma_{adm.} = \frac{(1,4)^{1/2} * F * L.}{W} \quad (9)$$

F = Fuerza

L = Brazo de la Fuerza

W = Momento Resistente, valor desconocido

F = carga en la unión soldada 8000 kg

L = longitud = 85,5 cm

W = Momento resistente = $\frac{\text{Inercia}}{\text{Centroíde.}}$

Inercia uniones Soldadas Figura 39

Por el teorema de Steiner [2]

$$I = \frac{1}{12} b * h^3 + A * d^2 \quad (10)$$

b = base

h = altura

A = área

D = distancia al centróide de la figura respecto al eje de inercia

La carga aplicada en el extremo del travesaño P es de 5334 Kg., por seguridad utilizaremos 5500 kg.

Inercia =

$$\frac{2(1(15\text{mm} \cdot (182\text{mm})^2 + 4(9\text{mm} \cdot 5\text{mm} \cdot (95\text{mm})^2) + 2(100\text{mm} \cdot 7,5\text{mm}) \cdot (103,75\text{mm})^2)}{12}$$

$$+ 4(41,5\text{mm} \cdot 5,5\text{mm} \cdot (88,25\text{mm})^2)$$

$$\text{Inercia} = 29786209 \text{ mm}^4$$

El centroide "c" se obtiene de la siguiente expresión;

$$c = \frac{\sum A \cdot d}{\sum A} \quad (11)$$

A = Área

D = Distancia al centroide de la figura, respecto al eje de inercia.

$$c = \frac{4 \cdot 228,25 \text{ mm} \cdot 88,25\text{mm} + 4 \cdot 9\text{mm} \cdot 5,5\text{mm} \cdot 95,5\text{mm} + 100\text{mm} \cdot 7,5\text{mm} \cdot 163,75 \cdot 2}{4 \cdot 228,25 \text{ mm}^2 + 198\text{mm}^2 + 1500\text{mm}^2}$$

$$c = 87,7044 \text{ mm.}$$

Por lo tanto el momento resistente W

$$W = \frac{29786209 \text{ mm}^4}{87,7044 \text{ mm.}}$$

$$W = 339.920,46 \text{ mm}^3$$

$$W = 340\text{cm}^3$$

Retomando la expresión del Análisis de la Soldadura A1

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = \frac{(1,4) \frac{1}{2} \cdot 8000 \text{ kg.} \cdot 85,5 \text{ cm.}}{340 \text{ cm.}^3}$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 2380,35 \text{ kg./cm.}^2$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 2380,35 \text{ kg./cm.}^2 < \sigma_{\text{admisible}} \quad 2567 \text{ kg./cm.}^2$$

Por lo que la unión soldada A1, no presentaría problemas, para las solicitudes

9.2 Análisis Soldadura A2 (figura 39)

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = \frac{(1,4)^{1/2} * (\text{Long. Sin espesor ala} - \text{cateto recomendado}) * F * L}{(\text{Long. Con espesor ala} + \text{cateto soldadura A1}) \quad W}$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = \frac{(1,4)^{1/2} * (182 \text{ mm.} - 5,5 \text{ mm.}) * 8000 \text{ kg.} * 85,5 \text{ cm.}}{(200 \text{ mm.} + 7,5 \text{ mm.}) \quad 340 \text{ cm.}^3}$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 2024,733 \text{ kg./cm.}^2$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 2024,733 \text{ kg./cm.}^2 < \sigma_{\text{admisible}} \quad 2567 \text{ kg./cm.}^2$$

Por lo que la unión soldada A2, no presentaría problemas, para las solicitudes

9.3 Análisis Soldadura A3 (Figura 39)

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = \frac{((1,4) * (\text{Longitud Soldadura A3} * F * L).^2 + (\text{Long. Con espesor ala + cateto soldadura A1}) * W)}{1,8 * F})^{1/2} \quad (12)$$

$$2 * \text{Longitud Soldadura A3} + \text{cateto soldadura A3}$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = (2262329,1 \text{ kg}^2./\text{cm}^2 + 15,45 \text{ kg}^2./\text{cm}^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 1504 \text{ kg./cm}^2$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = 1504 \text{ kg./cm}^2 < \sigma_{\text{admisible}} 2567 \text{ kg./cm}^2$$

Por lo que la unión soldada A3, no presentaría problemas, para las sollicitaciones.

10. Análisis de la Muela de Acoplamiento de la plataforma de Carga

Como se explicó, una de las restricciones al momento de diseñar el equipo, es que la plataforma deba calzar exactamente a los cuellos de las plataformas de la marca Choice M.F.G.

Para realizar el análisis necesitamos conocer el valor de la fuerza con que trabajará comúnmente, el cuello de acoplamiento.

Esta fuerza es la que se encontró en el análisis de la viga (Ver resultados AV-WIN, Anexo 4) es de 3975, 1 kg., Este valor nace con la plataforma de carga a la máxima sollicitación.

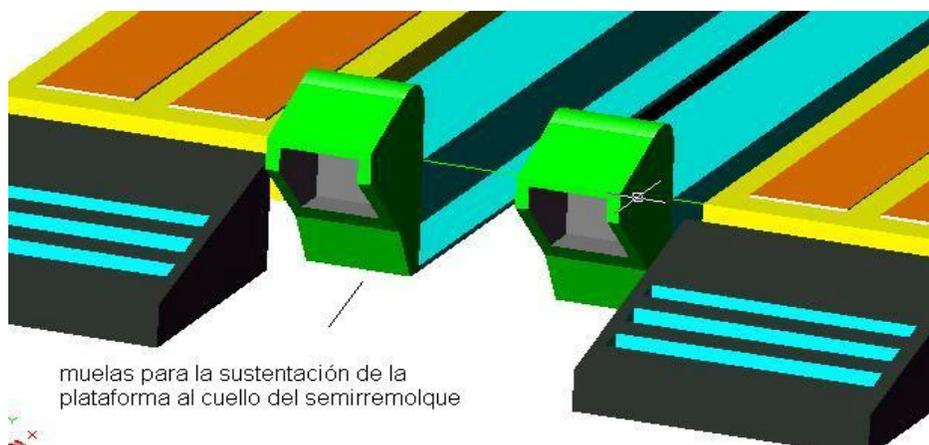


Figura 40 – Diseño Muela Acoplamiento

Después de realizar las visitas a dueños de equipos que posean Plataformas de carga pesada, se encontraron en la muela 2 problemas principales.

- Diseño Junta inadecuada para los espesores
- Falla en Soldadura.

Luego en esta zona, lo que puede generar inconvenientes son las uniones, las que se realizan mediante soldadura. Para evitar posibles fallas se comprobarán aquellas que se encuentren más solicitadas, tanto al esfuerzo de tensión, como de corte.

La fuerza en esta zona que puede posibilitar inconvenientes en la muela de acoplamiento, es la encontrada como

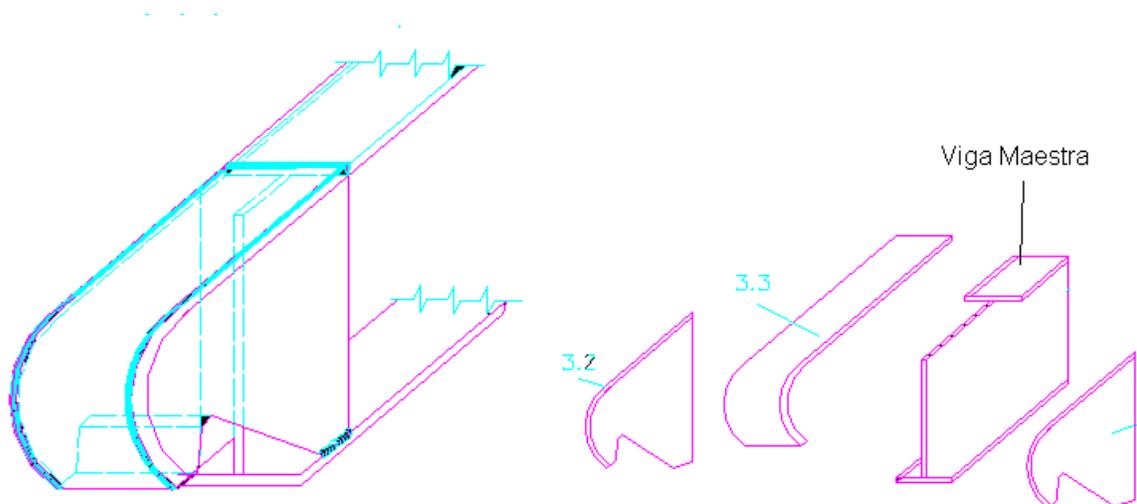


Figura 41 – Modelamiento Muela de Acoplamiento

10.1 Soldadura Pieza Plano 13 -14

El cálculo de resistencia se realizará para el cordón de raíz, el que será electrodo 6011, 1/8 “, punto azul, el cuenta con la siguiente característica;

$$\sigma_{\text{fluencia.}} = 3850 \text{ kg./cm}^2$$

$$\text{Coeficiente Seguridad} = 3,8$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia.}}}{\text{Coeficiente Seguridad}}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = 1100./\text{cm}^2$$

La Carga en Muela de Acoplamiento, depende de los siguientes factores:

- Como la reacción en la muela de acoplamiento es conocida = 7950,2 Kg. (Reacción suma de 2 puntos de apoyo: $3975,1 \times 2$. Anexo 4)
 - Se le debe sumar el peso propio del equipo = 10000 kg. (Anexo 6)
- $W = 17950.2 \text{ Kg.}$

La mayor pendiente que el equipo puede desplazar para el diseño descrito, es en un plano inclinado a 22° , la fuerza máxima que este podría desplazar varía respecto a este ángulo, como se muestra en la figura.

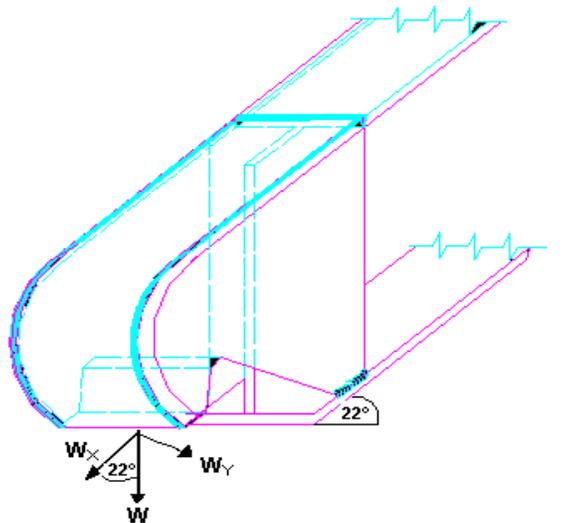


Figura 42 – Fuerzas en la Muela de Acoplamiento

Por lo tanto la muela respecto al plano inclinado, asumirá el mayor esfuerzo en dicho plano de inclinación, por ende la unión soldada deberá lograr comportarse adecuadamente a dicha sollicitación. La fuerza que estará actuando en el momento de mayor sollicitación es:

$$W_x = W \text{ sen } (22^\circ)$$

$$W_x = 6725.2 \text{ Kg.}$$

La que actuará en las 2 muelas, por lo tanto cada muela asumirá

$$W_x = 3362.15 \text{ Kg.}$$

Observación : Debido a que comúnmente los operadores de equipo no respetan la carga máxima y que hay lugares que tienen una mayor pendiente, tanto en ascenso, como en descenso, se calculará la unión soldada, pero a un esfuerzo de:

$$W_x = 8000 \text{ kg.}$$

Respecto a la figura 42,

L = La longitud de la soldadura, 327 mm.

a = 14 mm.

- El esfuerzo a la tracción

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{W}{0,75 * L * a} \quad (13)$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = 233 \text{ kg. /cm}^2$$

-El esfuerzo cortante τ

$$\tau = \frac{F}{\text{Área}}$$

El Área, es la longitud descrita "L" por el bisel de 10 mm

$$\tau = \frac{8000 \text{ Kg.}}{10 \text{ mm.} * 357 \text{ mm.}}$$

$$\tau = 224,1 \text{ kg. /cm}^2$$

La tensión Principal es;

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} (\sigma + \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}) \quad (14)$$

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} (233 + \sqrt{233^2 + 4(224,1)^2})$$

$$\sigma_1 = 369,1 \text{ kg./cm}^2$$

$$\sigma_1 = 369,1 \text{ kg./cm}^2 \ll \sigma_{\text{admisible}} = 1100./\text{cm}^2$$

Por lo tanto, la unión soldada no presentará problemas con mayor pendiente (hasta 36°), además de comportarse adecuadamente al cargar el equipo con mayor peso, del diseñado.

10.2 Soldadura Piezas; Viga Maestra - Muela. Figura 43

El cálculo de resistencia se realizará para el cordón de raíz, el que será electrodo 6011, 1/8 “, punto azul, el que tiene la siguiente característica de resistencia

$$\sigma_{\text{fluencia.}} = 3850 \text{ kg./cm}^2$$

$$\text{Coeficiente Seguridad} = 3,8$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = 1100 \text{ kg./cm}^2$$

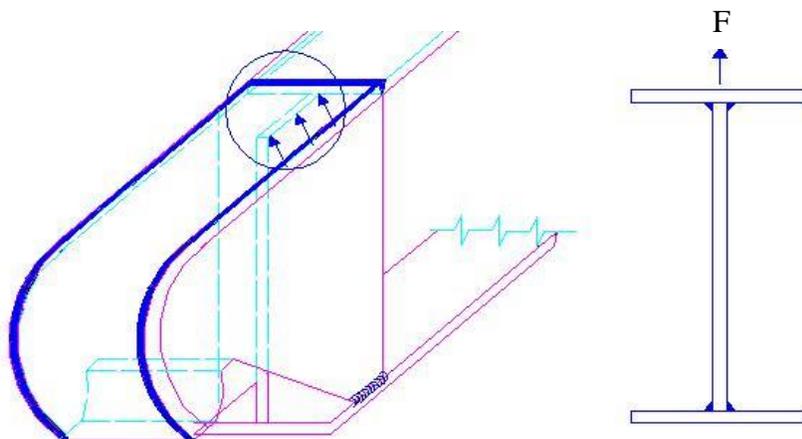


Figura 43- Fuerza en Unión Viga Maestra con Acople

Para espesores de plancha de 20mm., una unión de fuerza, la unión en “T” se le debe generar una acanaladura en “J”, para lograr la mejor penetración en ambos elementos.

La garganta de soldadura “a”, debe ser como máximo 14 mm., y mínimo 6 mm., para efectos de cálculo se utilizará el valor medio 10 mm.

El largo de la unión es de 200 mm.

$$F = 8000 \text{ kg.}$$

El tipo de esfuerzo generado en la zona de mayor sollicitación, esta dado por la siguiente expresión [6].

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{F}{0,75 \cdot a \cdot L}$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{8000 \text{ Kg.}}{0,75 \cdot 10 \text{ mm.} \cdot 200 \text{ mm.}}$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = 534 \text{ kg./cm}^2$$

$$\sigma_{\text{trabajo}} = 534 \text{ kg./cm}^2 < \sigma_{\text{admisible}} = 1100 \text{./cm}^2$$

Por lo tanto, la unión soldada no presenta inconvenientes para la carga solicitada.

11 Selección Ejes

11.1 Distancia entre Centros

- Distancia entre ejes seleccionada es 1250mm

11.2 Capacidad de Carga

- Los ejes que se encuentran en el mercado son principalmente de 2 capacidades de cargas.
 - 25000 lb., 11353 kg.
 - 28000 lb., 12716 kg.

Para nuestro diseño utilizaremos el eje cuya capacidad de carga es de 25000 lb., principalmente por resistencia a las cargas, economía y disponibilidad de stock. Para las diferentes solicitudes a la que se verá sometido nuestro diseño, y la distribución de pesos por ejes, y suponiendo la capacidad de carga se encuentra apto para el diseño.

11.3 Trocha

- Trocha; Distancia en el eje, medida entre las 2 zonas de apoyo del rodamiento de las mazas.

Trocha; 1817 mm., distancia de media de apoyos

11.4 Ancho Equipo

El ancho del equipo en la selección va directamente relacionado con la trocha. Para nuestro diseño 2800mm.

11.5 Neumáticos

Los neumáticos son los que finalmente darán el ancho del SR., dependiendo de la trocha del equipo. Estos serán 70R/22,5

11.6 Tipo de Llanta

En el mercado, lo común es encontrar llantas artilleras, pero para el tipo de diseño, y lograr la eficiencia, en términos económicos, como de disponibilidad de repuestos y por homologación de flota, la mejor selección es de llantas americanas.

En la selección de los ejes hay una concreta relación entre lo que dispone Dirección de Vialidad con la normativa de pesos por ejes, con la capacidad de carga de cada uno de ellos. Para nuestro diseño, la capacidad de carga máxima útil es de 28 toneladas. La legislación propone para un máximo de 18 ton. 2 ejes, para un mayor tonelaje hasta 25 ton. disponen 3 ejes. (ver Tabla 1- Pesos máximos por eje)

12. Suspensión del SR. Agrícola

La suspensión del SR. agrícola, se realizará utilizando hojas de resorte y balancines. Esta es una de las restricciones propuestas al momento de llevar a cabo el diseño. Como medida de seguridad, y para evitar problemas que surgan al momento de fallar la hoja maestra, al diseñar la suspensión del SR., esta debe contar con una hoja extra, de menor longitud a la hoja maestra, que actuará asumiendo las cargas, al momento de fallar la hoja maestra. Esta alternativa que se presentó al momento de llevar a cabo el diseño, tiene como principal objetivo continuar trabajando con el SR., y no detener el S.R., por la rotura de la hoja maestra, es decir actúa como elemento de seguridad al momento que se presente la fractura de la hoja maestra.

La suspensión de los SR. actuales presentes en el mercado tienen las siguientes características;

12.1 Tipo de SR.

Para aquellos S.R. que no cuentan con cuello desmontable y por ende el ascenso se desarrolla por rampas de acceso ubicadas en la parte trasera del SR., la suspensión debe ser mucho más robusta, con varias hojas de resorte, debido a la carga pulsante (viva), que se presenta al momento en que asciende por dichas rampas. Por este motivo el diseño debe ser con mayor hojas de resorte. Para el presente trabajo de titulación, no se presenta el caso, sin embargo para ese tipo de diseños, es necesario sumar a la carga estática al cálculo de resorte la carga viva.

12.2 Distancia entre Centros

Respecto a la serie de distancias entre centros que se presentan en el mercado, la Asociación Chilena de Seguridad, ACHS impone restricciones para las distancias entre ejes, las que dependen de la aplicación del SR. Estas son;

- 1390 mm.; Utilizada principalmente en remolques, con cargas de pequeña envergadura
- 1300 mm.; Utilizada tanto en remolques como SR., pero con cargas relativamente altas
- 1250 mm.; utilizadas en SR. de carga pesada

La distancia utilizada en nuestro diseño será de 1250 mm.

12.3 Suspensión del tercer eje neumático;

Se presentan principalmente, en remolques que desarrollan el traslado de bienes de insumo y que se le utiliza al momento de llevar carga como un elemento extra para asumir dicha solicitud. La diferencia que nace con esta suspensión, es que al momento de realizar el retorno(regreso al lugar de partida) es casi siempre sin carga, es decir vacío, por lo que para evitar el roce de los ejes se levantan y así se hace más eficiente en términos económicos el retorno (menor consumo de combustible, menores tiempos al desarrollar el traslado)

Para nuestro diseño, el beneficio que se presentaría con esta alternativa, no sería económicamente viable, por los costos asociados, además de los trayectos relativamente cortos, no generaría un beneficio, frente a los costos que se llevarían a cabo, así también el SR. prestaría servicios en zonas con caminos rurales, no aptos para dicha suspensión, presentando una vida útil potencialmente corta.

12.4 Elementos Constituyentes

Los elementos que componen la suspensión de la serie de remolques o SR., que utilizan hojas como suspensión hojas de ballestas y balancines, son los siguientes;

- 4 u. Soporte Corredera
- 4 u. Soporte balancines
- 4 u. Balancines
- 3 u. Tensores regulables
- 3 u. Tensores fijos
- 12u. Abrazaderas de ejes
- 6 u. Flanges paquete resorte
- 6 u. Paquete resorte *

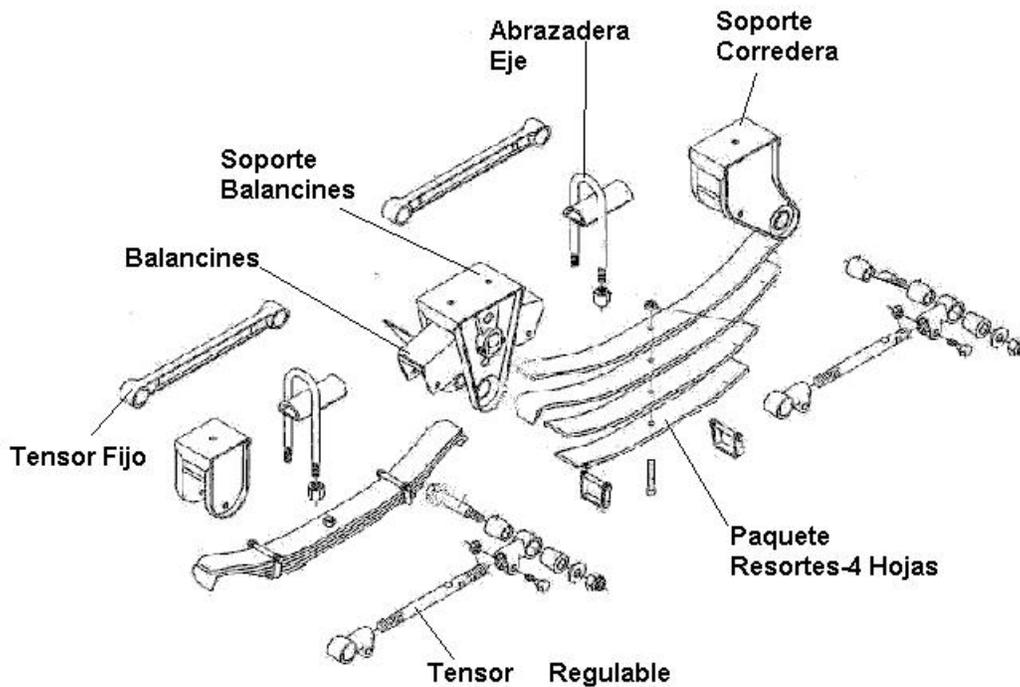


Figura 44 - Suspensión en Explosión

12.5 Diseño Paquete Resorte

El paquete de resortes se compone por hojas o láminas de acero de anchura no constante, en que el espesor disminuye desde el centro hacia los extremos. Para efectos de cálculo todas asumen la carga, pero aquella que la transmite directamente desde la estructura del SR., al rodado es la lámina maestra.

La cantidad de hojas va relacionado directamente por la carga a aplicar, además, de la distancia entre ejes.

Respecto a la carga de diseño, la suspensión se diseñará para la carga máxima que pueda asumir el eje, P.

P = carga máxima en el eje 11000 kg.

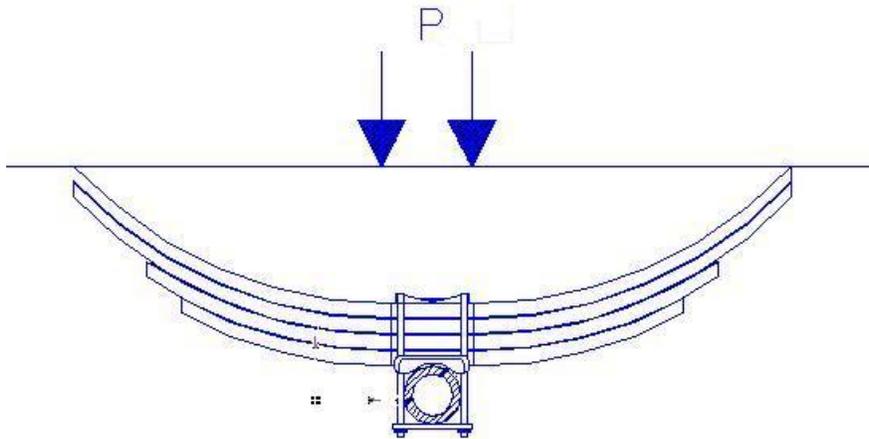


Figura 45 – Suspensión sometida a cargas

Largo de la hoja maestra a diseñar 12%, mayor a la distancia entre ejes, la cual es 1250 mm., por lo tanto el largo final es de 1400 mm. A efectos de cálculo se consideran los 1250 mm.

En el mercado, el común de hojas de resortes, tiene las siguientes características;

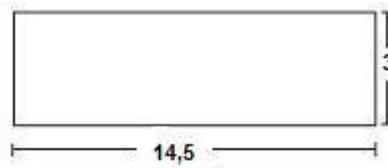


Figura 46 – Espesores Hoja de Ballesta

Como se conoce la carga P máxima en el eje (11000 kg.), la siguiente relación expresa (respecto al acero), la cantidad de hojas para la suspensión.

$$P = n * \frac{b * h^2}{6} * \frac{\sigma_{adm.}}{l} \quad [9].$$

b = ancho hoja resorte = 145 mm.

h = espesor hoja resorte = 30 mm.

l = largo = distancia entre ejes / apoyos = 1250 mm.

$\sigma_{adm.}$ = esfuerzo admisible (8000 - 14000 kg./ cm.²) [7]

$\sigma_{adm.}$ Seleccionado = 12000 kg./ cm.²

n = número de hojas

P = Carga en el eje 11000 kg., dividida en los 2 rodados; 5500 kg.

Por lo tanto;

$$n = \frac{P * l}{\frac{b * h^2}{6} * \sigma_{adm.}}$$

$$n = \frac{5500 \text{ Kg.} * 125 \text{ cm.} * 3}{14,5 \text{ cm.} * (3 \text{ cm.})^2 * 11000 \text{ kg./ cm.}^2}$$

n = 2,63 aproximando a la cifra mayor, se utilizarán

n = 3 hojas de resorte

En el diseño final, se utilizarán 4 hojas de resorte. Esto se debe a los siguientes motivos

- A. Como se requiere una segunda hoja, que cumpla con la función de apoyar a la hoja maestra, por motivos de funcionalidad y además de seguridad, al momento en que la hoja maestra ceda a las cargas ya sea por fractura o vida útil.
- B. Otra hoja, en caso que no se respete la carga máxima, apriete de las tuercas no necesario, tolerancias no respetadas, entre otras variables.
- C. El Pretensado, es una de las causas que mayoritariamente se presentan en fracturas de resortes y se debe primero por exceso en el torque aplicado en las tuercas y segundo exceso de fuerzas en la hoja maestra. En la práctica se utilizan 2 hojas de resortes maestras.

Por lo que finalmente la suspensión contará con 4 hojas de resorte , dentro de las cuales 2 son hojas Maestras.

12.6 Selección

En la región, existen empresas que se dedican exclusivamente a la comercialización de paquetes de resorte para las diversas necesidades del cliente. Estos se encargan de fabricar y montar, los paquetes descritos. Para minimizar las dificultades, en torno a buscar los elementos que conforman la suspensión, comprobar sus calidades, se adquirirá el paquete de resortes con todos sus elementos constituyentes, incluyendo el montaje, de esta manera logramos poseer una garantía en caso que estos presenten alguna falla.

13. Análisis de las Piezas Unidas Mediante Soldadura

Las uniones soldadas, de la estructura, forman un eslabón importante en la realización del proyecto, por este motivo, es de vital importancia que sea un Ingeniero Mecánico el encargado de fiscalizar las etapas de fabricación del S.R.

Las diferentes juntas, entre la serie de piezas se desarrollarán utilizando para ello Soldadura al Arco.

Es determinante al momento de desarrollar las uniones, que cantidad (pasadas), es la apropiada para los diferentes espesores. A continuación se describirán las uniones soldadas de mayor relevancia.

13.1 Unión Viga maestra - Travesaño;

Por los espesores de plancha, se recomiendan 2 cordones

El primero 6011, de raíz

El segundo 7018.

Según procede, por referencia 2 cordones. El primero un cordón de raíz, para ellos utilizando un electrodo 6011, de $\frac{1}{8}$ " , hasta $\frac{3}{4}$ del espesor , luego pasada hasta completar, con electrodo 7018 de $\frac{1}{8}$ ".

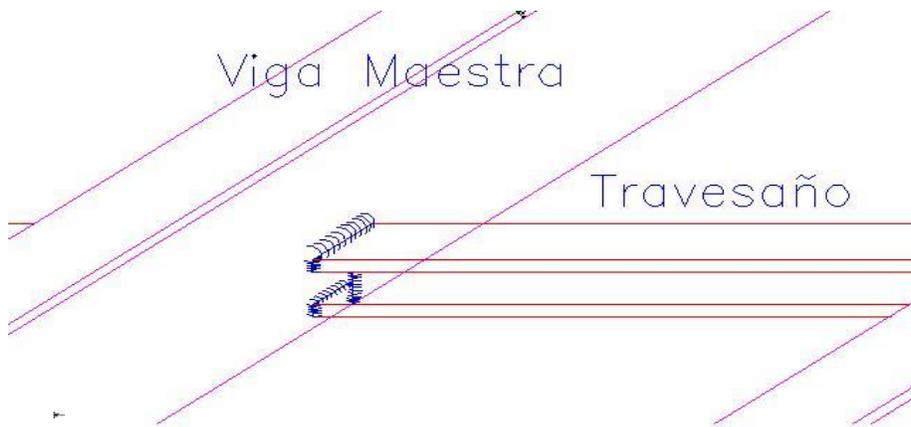


Figura 47 – Unión Travesaño Viga Maestra

13.2 Travesaño – Viga Lateral Exterior – Viga Exterior Inicial.

Para los espesores de los travesaños que se soldarán a las vigas exteriores, mediante filetes, se recomiendan 3 cordones de soldadura, para los espesores de plancha[1]

2 cordones de raíz con electrodos de $\frac{1}{8}$ ", 6011, punto azul,
Luego 1 cordón de $\frac{1}{8}$ ", punto azul 7018, de $\frac{1}{8}$ ".

13.3 Conjunto N°12

Para los espesores tanto de la canal, como del travesaño, que forma el ascenso, se debe realizar una soldadura a tope. Antes de llevarla a cabo, se debe generar en la ala superior del travesaño un bisel, cuya longitud sea como máximo el espesor del ala. Bibliografía [5] recomienda 3 cordones de soldadura para los espesores de los 2 elementos.

2 cordones de raíz con electrodos de $\frac{1}{8}$ ", 6011, punto azul,
Luego 1 cordón de $\frac{1}{8}$ ", punto azul 7018.

13.4 Muela de Acoplamiento

Para los espesores en este elemento, todos constantes, se realizarán soldaduras a tope con un bisel, cuya mayor longitud será como máximo la mitad del espesor. En todas las uniones se debe respetar dicho requerimiento utilizando para ello 3 pasadas.

2 cordones de raíz con electrodos de $\frac{1}{8}$ ", 6011, punto azul,
Luego 1 cordón de $\frac{1}{8}$ ", punto azul 7018.

Nota: Además de las posibles fisuras que podrían presentarse en las uniones soldadas (las que serán analizadas con tintas penetrantes), uno de los principales problemas al momento de fabricar una estructura, es la deformación, por lo cual el responsable de liberar la estructura, debe constatar con herramientas calibradas y niveles las diferentes estructuras fabricadas.

13.5 Uso de Madera

En el diseño final del SR., sobre las vigas doble "T", denominados travesaños, se ubica madera, de esta manera se aumenta el coeficiente de roce entre la maquinaria que se pretende trasladar, con el equipo. La principal ventaja es con la humedad, ya que la madera absorbe un porcentaje de humedad y evita el contacto metal- metal, generando un mayor coeficiente de roce.

Según los diferentes SR. presentes en el mercado, casi en su totalidad utilizan coigüe, de 50,4 mm. de espesor y 254 mm. de ancho.

14. Especificación Diseño

Designación Normativa

Por la serie de piezas, que se encuentran a esfuerzos, especialmente la unión de las vigas maestras (sector con mayor grado de sollicitaciones), se ha planteado el desarrollo del proyecto para una maquinaria que no exceda dicho peso (32000 kg.), sin embargo para los tipos de carga y las variantes que se presentan en la distribución de pesos, el peso máximo para cargar sobre el diseño, será de 28000 kg., teniendo un margen de seguridad de 4 toneladas.

Frente a dicha carga la norma oficial chilena NCh 1609 Of. 79, clasifica los SR. respecto a la carga a la que fueron diseñados, el servicio. Para el diseño del SR. Agrícola dicha clasificación es la siguiente

Clase 10 , para transporte de carga en general "PB", y la sigla de semirremolque SR. Ver Anexo 8

Por lo que el SR. cuenta con la siguiente designación

SR – PB - 10

15. Circuito Neumático

El circuito neumático, debe estar bajo la normativa NCh1774, este cuenta con una entrada de aire constante y la línea de emergencia.

El Anexo 5, posibilitará una descripción más detallada de los elementos que interactúan en el circuito neumático

Los costos totales de la instalación se describen en el Anexo 6

16. Circuito Eléctrico

Las luminarias, que conforman el circuito eléctrico para remolques y SR. se encuentra regulado bajo la norma NCh 1772, el que establece medidas mínimas para circular por los caminos del país, entre las que están:

Luz de retroceso

Luz intermitente

Luz estacionamiento

Luz de freno

Mínimo 3 luces laterales

El Anexo 7 proporcionará una mejor descripción de su configuración.

17. Arenado – Pintura

Ya con la estructura formada en su totalidad y como medio para evitar el deterioro de la estructura con el ambiente, se solicitará el servicio de arenado, cuya función es extraer las partículas de oxidación de la estructura, además de eliminar posibles escorias que no hayan sido eliminadas por el soldador. Este procedimiento se hace mediante granalla impulsada por aire a presión. Al momento de la construcción se debe establecer, por parte del encargado del proyecto, que el arenado debe ser a todo el conjunto en su totalidad y que el siguiente procedimiento (a explicar) debe desarrollarse durante el mismo día del arenado, de esta forma se evita que zonas comiencen a re-oxidarse, por la penetración que la zona poseía al momento de ser atacada con granalla y que el procedimiento no pudo extraer.

17.1 El siguiente procedimiento que debe ser realizado, es de la pintura con anticorrosivo Epóxico. Este químico cuenta con elementos tales que puede desarrollar una capa impenetrable para el oxígeno (agente causante de la oxidación) además de evaporar casi en su totalidad la humedad presente en la zona.

17.2 El tercer paso es el de la pintura, la que no presenta inconvenientes. Se recomienda pintura con agentes epóxicos, ya que en la zona en donde el SR., desarrollará sus labores (X Región, principalmente) es una zona lluviosa y húmeda, además de lugares con exceso de barro, entre otras.

17.3 El cuarto paso para poder colocar en circulación el SR., es el de utilizar cinta anti-reflejo, la cual se debe colocar en todos los contornos visibles tanto laterales como traseros en el equipo. Esta cinta debe ser anti reflejo y NO cinta lux-reflex, ya que esta última pierde su cualidad de reflejo al presentarse agua en su superficie.

Conclusión

Con la experiencia obtenida en empresa que se dedica al transporte pesado y proyectos especiales, logré conocer muy de cerca los riesgos que se viven cotidianamente con el transporte de maquinaria del sector forestal, construcción y particularmente el agrícola, con el transporte de cosechadoras. La idea nació producto de los riesgos y los malos manejos que hoy en día se desarrollan, con personal que no respeta las medidas mínimas de seguridad, caminos de diferente naturaleza, entre otras, determinaron estudiar una solución para eliminar de raíz los problemas que surgen con el transporte pesado, que han generado graves accidentes. Con la experiencia obtenida en empresa mencionada, tuve la posibilidad como supervisor, de transportar cosechadoras en el que pude reconocer en terreno la serie de problemas que se presentan, pero que nadie los ha afrontado, producto de no poseer conocimientos, además de la inversión requerida para concretar alguna solución, por esto, se generan alternativas de transporte que son prácticamente equivocadas, provocando daños a la cosechadora, producto de no encontrarse en el mercado un equipo especial para el transporte de Cosechadoras.

Por los anteriores motivos, se estudiaron tipos de soluciones, basándose en SR., actuales de transporte pesado, hasta SR., para el transporte de autos de carrera, con el fin de encontrar una idea de diseño que pueda ser atractiva para un empresario del sector, y por que no a dueños de cosechadoras, como agricultores.

El resultado obtenido fue un equipo con carácter de multifuncional, es decir que puede ser utilizado como un equipo especial para el transporte de cosechadoras y además puede ser utilizado para el transporte de maquinaria pesada y especial. Debido a lo anterior, al comenzar el diseño se plantearon ciertas restricciones, entre las que está sólo el diseño de la plataforma de carga y no el cuello de acoplamiento, para re-utilizar los cuellos que hoy en día se encuentran en el mercado, entre otras restricciones.

Producto de la serie de etapas del diseño, se puede concluir que se ha encontrado una solución técnicamente factible, a una etapa de la cosecha del trigo (el transporte), que posee muchas interrogantes , además de ser interesante para un empresario por poseer esa característica de ser multifuncional, cualidad muy apreciada por quienes se encuentren en algún minuto interesados en concretar el presente diseño, resaltando las medidas de seguridad y las ventajas de ser una alternativa de transporte segura, operacionalmente cómoda y que permitirá un ahorro en términos económicos, recuperando la inversión en un corto plazo, para quién posea el SR.

Por este motivo al momento de concretar el diseño se debe contar con personal calificado, particularmente 3 soldadores (calificados en plancha), 2 ayudantes y por supuesto supervisados por un Ingeniero Mecánico.

Bibliografía

- [1] Información requerida al representante de Supermercado del neumático Santiago S.A., Juan Eduardo Enríquez, Fono: 02-5421259
- [2] Timoshenko, Elementos de Resistencia de Materiales, Tercera edición, Editorial limusa, 1996
- [3] Shigley Joseph, Diseño de Ingeniería mecánica, Segunda edición, Editorial Mcgraw Hill, 1978
- .
- [4] Buffa, Estudios de Movimientos, Tercera Edición, Editorial Limusa 1975, México
- [5] Larburu Nicolas, Estructuras Metálicas de Acero, Cálculos Fundamentales y tablas auxiliares, Editorial Paraninfo, 1983, Madrid.
- [6] H. Kock , Manual de la tecnología , Primera Edición, Editorial Prentice, 1972
- [7] HUTTE, Manual del Ingeniero Mecánico, tomo 1, Editorial Gustavo Gili SA., 1956, Barcelona.
- [8] INDURA, Manual de Soldadura, www.indura.cl/chile/biblioteca/manual.
- [9] Baumeister – Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, Primera Edición, Editorial Hispanoamericana, 1902, México.

ANEXOS

1. Dimensión cosechadoras. Jhon Deere
2. Cuello SR. Choice Trailers MFG.”
3. Peso de la viga
4. Análisis viga AV-WIN
5. Circuito Neumático
6. Costos Totales.
7. Circuito Eléctrico
8. Designación ACHS para SR, de cargas pesadas
9. Maquinaria Pesada apropiada para ser trasladada por el SR.
10. Vida Útil S.I.I.

PLANOS

En documento impreso. Biblioteca Miraflores. Universidad Austral de Chile.

ANEXO 1
"Catálogo John Deere"



Especificaciones Cosechadoras

Motor	1165	1175
Diesel turboalimentado	6068 TJ11	6068 TJ12
Potencia kW (Hp)	112 (150)	133 (178)
Régimen nominal (rpm)	2200	2200
Número de cilindros	6	6
Diámetro y carrera (mm)	106,5 x 127	106,5 x 127
Cilindrada (l)	6,8	6,8
Relación de compresión	17,0:1	17,0:1
Rejilla radiador, rotativa con autolimpieza	Sí	Sí
Capacidad tanque de combustible (l)	300	300
Compresor de aire	Sí	Sí

Transmisión y Frenos

Tipo	Mecánica	Mecánica
Regulación de velocidad por variador continuo Posi-Torq	Sí	Sí
Número de marchas hacia adelante	4	4
Gama de velocidades (km/h)	1,3 a 28,4	1,3 a 28,4
Número de marchas hacia atrás	1	1
Gama de velocidades (km/h)	3,0 a 7,4	3,0 a 7,4
Freno de servicio	Tambor de accionamiento hidráulico.	Tambor de accionamiento mecánico.
Freno de estacionamiento	Tambor de accionamiento mecánico.	

Alimentador

Cadenas	3	3
Paletas con secciones en T atornilladas.	Sí	Sí

Unidad de Trilla

Atrapapiedras basculante	Sí	Sí
Cilindro, diámetro (mm)	610	610
Cilindro, ancho (mm)	1040	1300
Circunferencia (mm)	1915	1915
Cilindro, velocidades (rpm)	470 - 1160	470 - 1160
Cilindro, número de barras	8	8
Transmisión	Mecánica	Hidráulica
Regulación	Posi-Torq	Posi-Torq
Cóncavo, número de barras	14	14
Angulo de envolvimiento (grados)	112	112
Superficie del cóncavo (m²)	0,61	0,77
Longitud de trilla (mm)	590	590
Regulación mediante palanca en plataforma del operador.	Sí	Sí
Transmisión del batidor (rpm)	880	880

Unidad de Separación	1165	1175
Sacapañas		
Cantidad	4 de 5 saltos	5 de 5 saltos
Longitud (mm)	3715	3715
Carrera (mm)	150	150
Velocidad (rpm)	165	165
Superficie de separación (m²)	4,41	5,61

Unidad de Limpieza	1165	1175
Zarandón (m²)	1,93	2,45
Zaranda ajustable (m²)	1,48	1,88
Superficie total de limpieza (m²)	3,63	4,60
Movimiento de vaivén	Sí	Sí
Bandeja frontal de granos, basculante.	Sí	Sí
Velocidad variable del ventilador (rpm).	550 - 1250	550 - 1250
Tomas de aire del ventilador	2	3
Diámetro del ventilador (mm)	580	580
Deflectores ajustables de 3 posiciones.	2	2
Número de paletas del ventilador.	5	5
Retrilla a cilindro	Sí	Sí
Comprobación retrilla desde asiento.	Sí	Sí
Desparramador de granzas	Sí	Sí
Picador de paja (2 velocidades)	Sí	Sí

Depósito de Granos

Capacidad (l)	3900	4800
Capacidad de descarga (l/min.)	2940	3180
Orientación sinfín de descarga hidráulica.	Sí	Sí
Articulación del tubo cerrada	Sí	Sí
Desconexión automática al plegado del tubo.	Sí	Sí
Alcance tubo de descarga (mm).	2652	3713
Altura tubo de descarga (mm).	3531	4198

Sistema Eléctrico

Tensión (V)	12	12
Alternador (Amp.)	120	120
Baterías (V/Amp. hora)	12/150	12/150

Rodados

Delanteros	23,1 - 30 12 PR R1	23,1 - 30 12PR R1 ó 28,1 - 26 14PR R1
Traseros	12,4 - 24 6 PR R1	12,4 - 24 6 PR R1

Puesto de Comando

Dirección hidrostática	Sí	Sí
Columna dirección inclinable 15°.	Sí	Sí
Cabina	Sí	Sí
Aire acondicionado	Sí	Sí
Asiento regulable	Sí	Sí
Consola de comando e instrumental completo.	Sí	Sí

Plataformas	1165	1175
Tipo	Flexible	Flexible
De acople rápido	Sí	Sí
Modelo	319	319 - 323
Control electrohidráulico automático, de altura de corte.	Sí	Sí
Ancho de recolección (mm)	5700	5700 - 6900
Peso (kg)	1630	1630
Barra de corte:		
Rango de flexión (mm)	114	114
Velocidad cuchilla (carrera/min.)	1200	1200
Molinete:		
Número de paletas, con dedos elásticos.	6	6
Diámetro de giro (mm)	1120	1120
Control de molinete:		
De altura, hidráulico	Sí	Sí
De accionamiento, hidráulico	Sí	Sí
Velocidad variable (rpm)	0 a 60	0 a 60
Sinfín de la plataforma:		
Diámetro (mm)	610	610
Velocidad (rpm)	136	136
Número de dedos retráctiles	29	29 - 39
Carro de transporte	Sí	Sí

Dimensiones y Peso

Longitud total con plataforma (mm).	9660	9660
Longitud sin plataforma (mm)	7117	7117
Distancia entre ejes (mm)	3574	3574
Altura parte superior cabina (mm)	3781	3834
Ancho con plataforma (mm)	6140	6140 - 7340
Ancho sin plataforma (mm)	2823	3355
Trocha delantera (mm)	2698	2768
Trocha trasera (mm)	2206	2276
Peso sin plataforma (kg)	7200	8100

Accesorios

Kit desparramador de granza	Sí
Kit desparramador de paja	Sí
Cóncavo para trigo	Sí



Las especificaciones y el diseño están sujetos a cambios sin previo aviso y el producto que Ud. adquiere puede no coincidir exactamente con el expuesto y/o descrito en este folleto.

Para más información sobre estos productos contáctenos en: www.johndeere.com.ar

COSECHADORAS JOHN DEERE

1450 | 1550



Especificaciones Cosechadoras

Motor	1450	1550
Diesel turboalimentado	6068TJ04	6081AJ01
Postenfriado (agua-aire)	Sí	Sí
Potencia kW (HP)	133 (178)	168 (225)
Régimen nominal (rpm)	2200	2200
Número de cilindros	6	6
Diámetro y carrera (mm)	106,5 x 127	116 x 129
Cilindrada (l)	6,8	8,1
Relación de compresión	17,1	16,5:1
Rejilla radiador, rotativa con auto limpieza.	Sí	Sí
Capacidad tanque de combustible (l)	470	470
Compresor de aire	Sí	Sí

Transmisión y Frenos	1450	1550
Tipo	Hidroestática	Hidroestática
Marchas hacia adelante	3	3
Marcha hacia atrás	1	1
Freno de servicio	Tambor de accionamiento hidráulico.	Tambor de accionamiento mecánico.
Freno de estacionamiento	Tambor de accionamiento hidráulico.	Tambor de accionamiento mecánico.

Alimentador	1450	1550
Cadenas	3	3
Reversor hidráulico	Sí	Sí
Oscilación lateral de la plataforma.	Sí	Sí

Unidad de Trilla	1450	1550
Atrapapiedras basculante	Sí	Sí
Cilindro desgranador:		
Diámetro (mm)	610	610
Ancho (mm)	1300	1560
Circunferencia (mm)	1915	1915
Veloc. del cilindro (rpm)	430 - 1100	430 - 1100
Veloc. c/ reductor (rpm)		158 - 420
Número de barras	8	8
Variador hidráulico	Posi-Torq	Posi-Torq
Cóncavo:		
Número de barras	14	14
Angulo de envolvimiento (grados).	112	112
Superficie (m ²)	0,77	0,93
Longitud de trilla (mm)	595	595
Regulación mediante tecla en plataforma del operador.	Sí	Sí
Régimen del batidor (rpm)	850-880	850-880
Diámetro de giro (mm)	380	380
Número de barras	4	4
Dos cóncavos:	De alambres para trigo y universal para maíz y soja.	

Unidad de Separación	1450	1550
Sacapañas		
Cantidad	5 de 5 saltos	6 de 5 saltos
Longitud (mm)	3715	3715
Carrera (mm)	150	150
Velocidad (rpm)	165	165
Superficie de separación (m ²)	5,61	6,81

Unidad de Limpieza	1450	1550
Zarandón (m ²)	2,45	3,11
Zaranda (m ²)	1,88	2,38
Superficie total de limpieza (m ²)	4,60	5,60
Zaranda ajustable	Sí	Sí
Movimiento de vaivén	Sí	Sí
Bandeja frontal de granos, basculante.	Sí	Sí
Velocidad del ventilador (rpm)	550 a 1250	550 a 1250
Tomas de aire del ventilador	3	3
Diámetro del ventilador (mm)	580	580
Deflectores ajustables	Sí	Sí
Cantidad de paletas del ventilador.	5	5
Retrilla a cilindro	Sí	Sí
Comprobación retrilla desde asiento	Sí	Sí
Picador de paja (2 velocidades)	Sí	Sí
Desparramador de granzas	Sí	Sí

Depósito de Granos	1450	1550
Capacidad (l)	5500	6000
Capacidad de descarga (l/min.)	3180	3900
Orientación sinfín de descarga.	Hidráulica	Hidráulica
Descarga en cualquier posición	Sí	Sí
Alcance tubo de descarga (mm)	3713	4117
Altura tubo de descarga (mm)	4148	5129

Sistema Eléctrico	1450	1550
Tensión (V)	12	12
Alternador (Amp.)	120	120
Baterías (V/Amp. hora)	12/150	12/150

Rodados	1450	1550
Delanteros	24,5-32 10 PR R1	30,5-32 12 PR R1
Traseros	16,9-24 8 PR R1	16,9-24 8 PR R1

Puesto de Comando	1450	1550
Dirección hidroestática	Sí	Sí
Columna ajustable en inclinación y altura.	Sí	Sí



	1450	1550
Cabina	Sí	Sí
Aire acondicionado	Sí	Sí
Refrigerador	Sí	Sí
Asiento con suspensión mecánica.	Sí	Sí
Asiento auxiliar	Sí	Sí
Consola de comando e instrumental completo.	Sí	Sí
Palanca multifunción	Sí	Sí
Monitor	De pérdidas, de funciones y de información.	

Plataformas	1450	1550
Tipo	Flexible	Flexible
De acople rápido	Sí	Sí
Modelo	323	325
Control electrohidráulico automático, de altura de corte.	Sí	Sí
Oscilación lateral	Sí	Sí
Ancho de recolección (mm)	6900	7500
Peso (kg)	1630	1849
Barra de corte:		
Impulsor oscilante incorporado	Sí	Sí
Rango de flexión (mm)	114	114
Velocidad cuchilla (carrera/min.)	1200	1200
Molinete:		
Número de paletas, con dedos elásticos.	6	6
Diámetro de giro (mm)	1120	1120
Control de molinete:		
De altura	Hidráulico	Hidráulico
De velocidad	Hidroestático	Hidroestático
Velocidad (rpm)	0 a 60	0 a 60
Sinfín de la plataforma:		
Diámetro (mm)	610	610
Velocidad (rpm)	136	136
Dedos retráctiles centrales y laterales.	Sí	Sí
Carro de transporte	Sí	Sí



Dimensiones y Peso	1450	1550
Longitud sin plataforma (mm)	7965	7965
Distancia entre ejes (mm)	3717	3717
Altura parte superior cabina (mm)	3890	4145
Ancho sin plataforma (mm)	3356	3872
Trocha trasera (mm)	3237	3237
Peso sin plataforma (kg)	10000	11400

Accesorios	1450	1550
Reductor de velocidad del cilindro de trilla (rpm).		158-420

Las especificaciones y el diseño están sujetos a cambios sin previo aviso y el producto que Ud. adquiere puede no coincidir exactamente con el expuesto y/o descrito en este folleto.

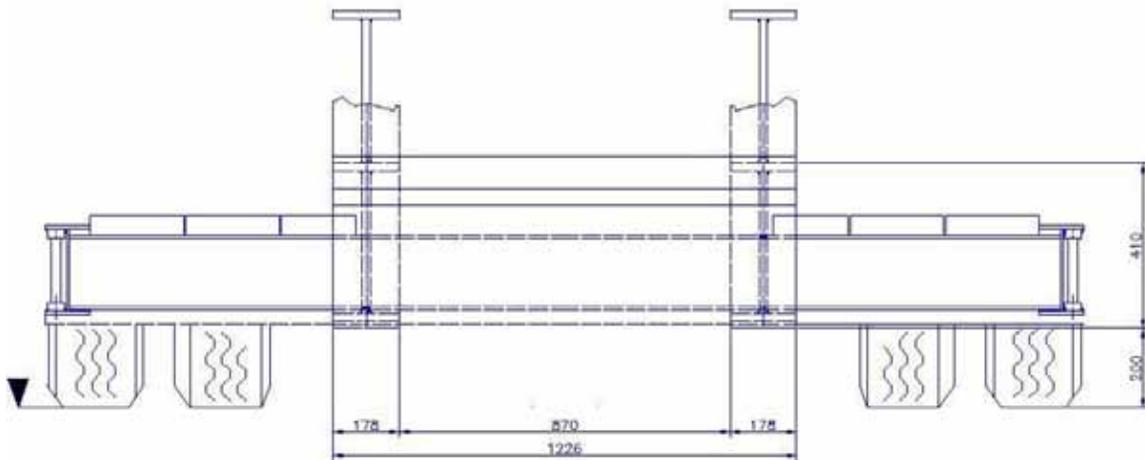
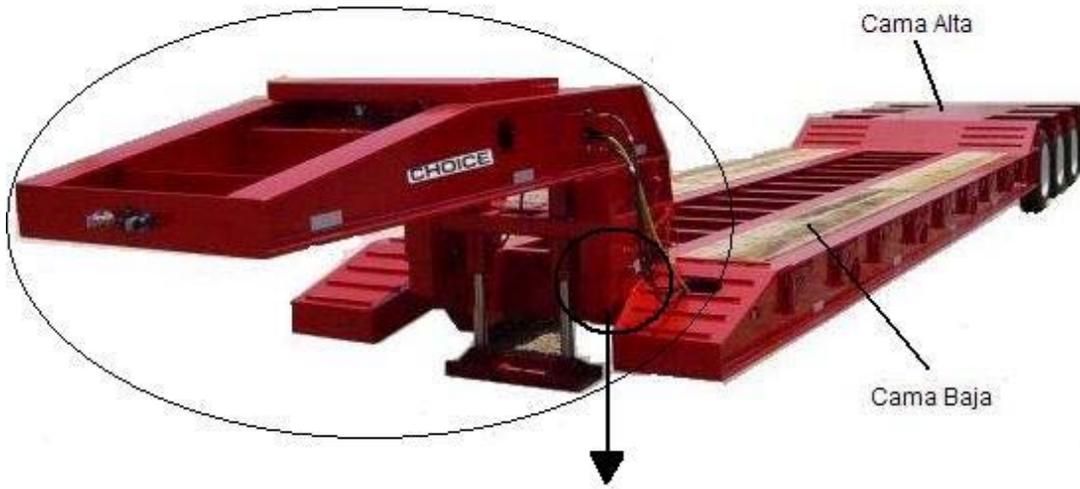
Para más información sobre estos productos contáctanos en:
www.johndeere.com.ar

ANEXO 2

“Cuello SR. Choice Trailers MFG.”

“ Dimensiones a Considerar en Muela de Acoplamiento.”

Cuello de Acoplamiento



ANEXO 3

“Peso Viga”

CARLOS HERRERA A.

**** BARRACA DE FIERRO ****

CARLOS HERRERA ARREDONDO LTDA.

RUT : 77.201.840-1

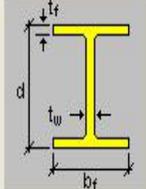
www.carlosherrera.cl

ventas@carlosherrera.cl

Nombre de la Sección
VIGA 17.8x41x20x17

Cm In

LineaAbierta



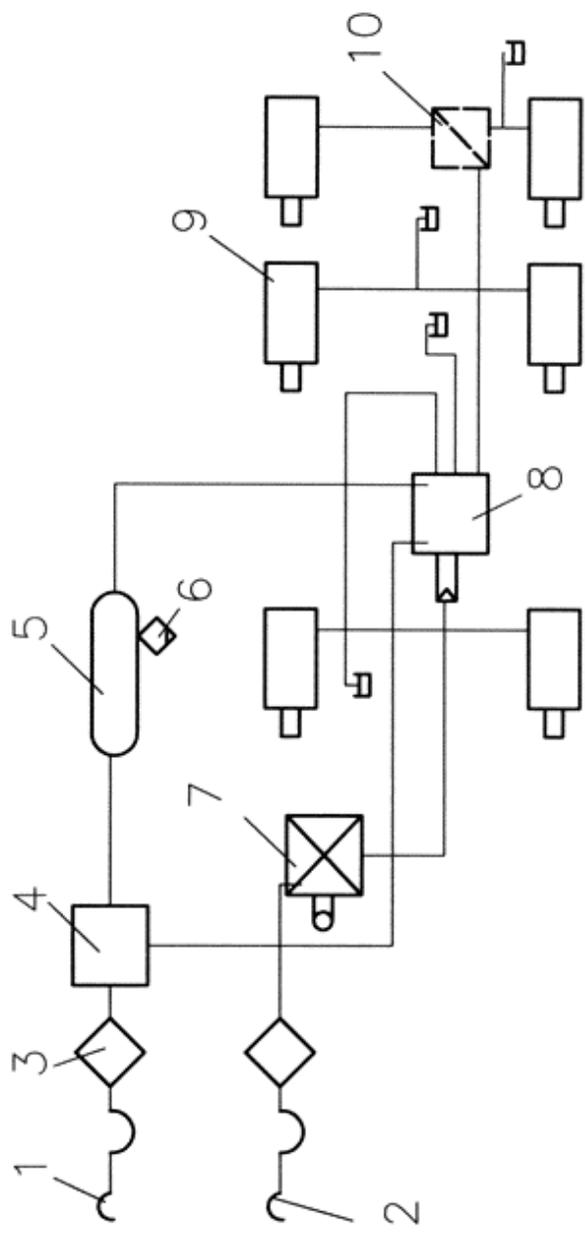
[d]	Profundidad	41
[b _f]	Ancho	17.8
[t _w]	Espesor de alma	17
[t _f]	Espesor de ala	20
	Peso	4,25 Kgf./cm.

ANEXO 4

“Valores cálculo Software AV-Win”

ANEXO 5

"CIRCUITOS NEUMATICOS"



MATERIAL:		CANTIDAD: 1			UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA ESCUELA DE MECÁNICA TRABAJO DE TITULACIÓN	
SEMIPRODUCTO:						
Tol. Dimensionales	Acabado Superficial	Soldadura Simbología		ARCHIVO:	ESCALA 1:50	Línea Neumática de Frenos del SR.
NCh 1253 Of.93	NCh 1188.Of94	NCh 1334.Of94				
DIB:	GONZALO ROBLEDO T.		2005.12.28			
REV:	Comisión Trabajo de Titulación		2005.12.28			
APR:	Comisión Trabajo de Titulación					
					Hoja N° 1/2	
					Anexo 5	

LISTA DE MATERIALES

10	Válvula de Compensación			6			
9	Cilindro de Freno			4			
8	Válvula de mando de Freno			6			
7	Válvula Reguladora de Freno			6			
6	Válvula de Seguridad			4			
5	Reservatorio de Aire			6			
4	Válvula de Desacoplamiento			6			
3	Filtro			4			
2	Mano de Acople Freno Emergencia			6			
1	Mano de Acople Constante			6			
N°	DESIGNACION (*)	NORMA PLANO	MATERIAL	CANT.	SEMIPRODUCTO	OBSERV.	
MATERIAL:		CANTIDAD: 1				UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA ESCUELA DE MECÁNICA TRABAJO DE TITULACIÓN	
SEMIPRODUCTO:							
Tol. Dimensionales	Acabado Superficial	Soldadura Simbología		ARCHIVO:		ESCALA 1:10	
NCh 1253 Of.93	NCh 1188.Of94	NCh 1334.Of94					
DIB:	GONZALO ROBLEDO T.		2005.12.28	Lista de Materiales Línea Neumática de Frenos del SR. Hoja N° 2/2 Anexo 5			
REV:	Comisión Trabajo de Titulación		2005.12.28				
APR:	Comisión Trabajo de Titulación						

ANEXO 6
Costos Totales

COSTOS SOLDADURA

La serie de elementos que conforman el SR. en su fabricación son principalmente aceros, soldadura, elementos que conforman el circuito eléctrico y neumático. Anexo 6 entrega cotizaciones de los elementos requeridos.

La soldadura, es uno de los costos que deben de ser planificados dentro de los costos totales. Estos se realizarán según [8] y las uniones soldadas descritas en el punto 8.

La información que se obtuvo respecto a las variables que influyen en las fórmulas para determinar costos se obtienen de tablas, gráficos expuestos en [8].

$$\text{Costo Electrodo} = \frac{\text{PMD. (Kg./ml)} \times \text{Valor Electrodo (\$Kg.)}}{\text{Eficiencia Deposición}}$$

$$\text{Costo M.O. y Gastos Gral.} = \frac{\text{PMD. (Kg./ml)} \times \text{Valor M.O. y G.G. (\$/hr.)}}{\text{Velocidad Deposición (Kg./hr.)} \times \text{F. O. (\%)}}$$

Se utilizará como método de soldadura arco manual, utilizando para ello electrodos 6011 y 7018. El valor de los siguientes términos nacen de consultas a diferentes Maestranzas de la zona;

Observación 1: Mano de obra de un soldador calificado, Gastos Generales, Valor electrodo, serán comunes para todos los cálculos, exceptuando el perímetro soldado y el peso del metal depositado que dependerá del tipo de unión soldada [8].

Observación 2: Costos de soldadura serán calculados en un sector de la cama alta.

Observación 3: Los costos se calcularán respecto al punto 8. La soldadura, de la cama alta, elementos de la suspensión, y otros, serán obtenidos con el valor precedente más un factor de seguridad de costos de 2.

- Datos respecto a 13.1

Peso Metal Depositado = PMD.(Kg./ml) = 0,190 (Kg./ml), [8]

Valor Electrodo = 2100 \$/kg.

Mano de Obra y Gastos Generales = 2000 \$/hr.

Factor de Operación = F. O. = 15 % ,[8]

Velocidad de Deposición = 2 Kg./ hr.

Factor de Operación = 15%, [8]

Perímetro soldado = 0,792 ml.

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"} = 0,190 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2100 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 0,792 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"} = \$317$

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"} = 0,190 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2290 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 0,792 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"} = \$345$

Costo Mano de Obra = $0,190 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 1000 \frac{\$}{\text{hr.}} \times \frac{0,15}{2 \text{ Kg./ hr.}}$

Costo Mano de Obra = \$634

Costos unión = \$1297

Total 22 uniones = \$28.534

- Datos respecto a 13.2

Peso Metal Depositado = PMD.(Kg./ml) =0,708 (Kg./ml), [8]

Perímetro soldado = 0,932 ml.

$$\text{Costo Electrodo}_{6011 - 1/8"} = 0,708 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2100 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 0,932 \text{ ml}$$

$$\text{Costo Electrodo}_{6011 - 1/8"} = \$1386$$

$$\text{Costo 2 pasadas Electrodo}_{6011 - 1/8"} = \$2772$$

$$\text{Costo Electrodo}_{7018 - 1/8"} = 0,708 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2290 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 0,932 \text{ ml}$$

$$\text{Costo Electrodo}_{7018 - 1/8"} = \$1512$$

$$\text{Costo Mano de Obra} = 0,708 \frac{\text{Kg/ml}}{2 \text{ Kg./ hr.}} \times 1000 \frac{\$}{\text{hr.}} \times 0,15$$

$$\text{Costo Mano de Obra} = \$1467$$

$$\text{Costos total unión} = \$5751$$

$$\text{Total 9 uniones} = \$51759$$

- Datos respecto a 13.3

Peso Metal Depositado = PMD.(Kg./ml) = 0,638 (Kg./ml), [8]

Perímetro soldado = 1,32 ml.

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"}$ = $0,638 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2100 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 1,32 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"}$ = \$1769

Costo 2 pasadas $_{6011 - 1/8"}$ = \$3538

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"}$ = $0,638 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2290 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 1,32 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"}$ = \$1930

Costo Mano de Obra = $0,638 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 1100 \frac{\$}{\text{hr.}} \times 1,32 \text{ ml.}$
 $2 \text{ Kg./ hr.} \times 0,15$

Costo Mano de Obra = \$2335

Costos total unión = \$ 7803

Total 11 uniones = \$85833

- Datos respecto a 13.4

Peso Metal Depositado = PMD.(Kg./ml) = 2,839 (Kg./ml), [8]

Perímetro soldado = 1,56 ml.

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"} = 2,839 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2100 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 1,56 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{6011 - 1/8"} = \$9301$

Costo 2 pasadas $_{6011 - 1/8"} = \$18602$

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"} = 2,839 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 2290 \frac{\$}{\text{Kg}} \times 1,56 \text{ ml}$

Costo Electrodo $_{7018 - 1/8"} = \$10142$

Costo 2 pasadas $_{6011 - 1/8"} = \$20284$

Costo Mano de Obra = $2,839 \frac{\text{Kg}}{\text{ml}} \times 1100 \frac{\$}{\text{hr.}} \times 1,56 \text{ ml.}$
 $2 \text{ Kg./ hr.} \times 0,15$

Costo Mano de Obra = \$16240

Costos total unión = \$ 55126

Total 2 uniones = \$110252

Total todas las uniones 10.1 + 10.2+10.3 + 10.4 = \$276.378

Como se explicó, estas uniones son en 1 lado de la viga maestra, por lo que en los dos lados, el valor es de:

Valor total _{camas bajas} = \$552.756

Asumiendo un factor de seguridad de 2 para aquellos elementos descritos en la observación 2,

El motivo del valor de seguridad, es principalmente asegurar los costos del proceso de soldadura, y no tener problemas por déficit económicos al momento de generar la inversión para desarrollar el proyecto.

Valor total elementos soldados SR Agrícola.

Valor total _{SR. Agrícola} = \$1.105.512

Observación 3: La vida útil fijada por el servicio de impuestos internos para el proyecto, se encuentra en el anexo 10.

ANEXO 7

“CIRCUITO ELECTRICO”

Circuito Eléctrico



A-AA: Luz de Servicio (Intermitente)
 B-BB: Luz de Freno
 C-CC: Luz de Retroceso
 D: Tierra



Conector Eléctrico hembra de
 S.R.a Tractocamión

MATERIAL:		CANTIDAD: 1			UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA Escuela de Mecánica Trabajo de Titulación	
SEMIPRODUCTO:						
Tol. Dimensionales NCh 1253 Of.93	Acabado Superficial NCh 1188.Of94	Soldadura Simbología NCh 1334.Of94			1:25	
DIB:	GONZALO ROBLEDO T.		2005.12.28			
REV:	Comisión Trabajo de Titulación		2005.12.28			
APR:	Comisión Trabajo de Titulación					
					Circuito Eléctrico	
					Hoja N° 1/1 Anexo	

ANEXO 8

“Designación AChS, para SR., de carga pesada”

NCh 109, Of. 79

1- Clases de remolques y semirremolques

Calse 10 (25.000 – 30.000 Kg.)

2- Plataforma de baranda baja

PB.

3- Designación

Semirremolque – SR.-

De acuerdo al diseño se debe completar el código representativo

SR-PB-10

Estudio de Seguridad sobre remolques y Semirremolques pesados de alta velocidad

Asociación Chilena de Seguridad

AChS

Gustavo Jofre Parra

Pablo Ruiz Alvarez

ANEXO 9

“Maquinaria Pesada apropiada para ser trasladada por el SR.”

Anexo 9

En SR. de marca Choice Trailers M.F.G, diseñados para una capacidad de carga de 30000 Kg., en los que se cargaron maquinaria de diferentes pesos, se encontraron una serie de pendientes, las que varían dependiendo de la serie de máquinas.

Algunas de las máquinas más comunes, que son transportadas con este tipo de S.R., son;

1



[Ver Imagen Más Grande](#)

320C L

La serie C entrega un nuevo nivel de rendimiento acortando los tiempos de ciclo y aumentando la productividad. Se hace más trabajo en menos tiempo. Mejoras generales en el diseño del sistema hidráulico permiten a los operadores cambiar rápidamente las herramientas y llevar a cabo más tareas y de manera más rápida. Las innovaciones clave en el diseño del sistema hacen que la serie C sea más fácil de usar y mantener. Mayor productividad, versatilidad y facilidad de servicio se traducen en un enfoque más rentable para hacer el trabajo.

320C L ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Modelo de motor	Motor diesel Cat 3066T
Potencia en el volante	138 hp / 103 kW
ISO 9249	138 hp / 103 kW
SAE J1349	138 hp / 103 kW
EEC 80/1269	138 hp / 103 kW
Calibre	4.02 pulg / 102 mm
Carrera	5.12 pulg / 130 mm
Cilindrada	389 pulg ³ / 6.37 L
Potencia bruta	143 hp / 107 kW

Pesos

Peso en orden de trabajo - Est. Tren de rodaje	43400 lb / 19700 kg
Peso en orden de trabajo - Tren de rodaje largo	46300 lb / 21000 kg

2



320C FM

The design, manufacture and support of the 320C Forest Machine utilizes Caterpillar quality to provide reliable, durable machine for demanding logging environments.

[Ver Imagen Más Grande](#)

320C FM ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Mecanismo de rotación

Par de rotación	45611 lb pie / 61.8 kN.m
Velocidad de rotación	11.5 RPM / 11.5 RPM

Mando

Velocidad de desplazamiento máxima	3.4 mph / 5.5 kph
Fuerza de arrastre en la barra de tiro de entavía estándar	44040 lb / 196 kN
Fuerza de arrastre en la barra de tiro con tren de rodaje alto y ancho	53100 lb / 236 kN

Pesos

Peso en orden de trabajo	61600 lb / 28000 kg
Forestal general (HD LC)	54013 lb / 24500 kg
Forestal general (HW)	56504 lb / 25630 kg
Cargador de troncos (talón y pluma de cilindros inferiores - U/U)	65354 lb / 29644 kg

3



322C FM

[Ver Imagen Más Grande](#)

322C FM ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Mecanismo de rotación

Par de rotación	54137 lb pie / 73.4 kN.m
Velocidad de rotación	10 RPM / 10 RPM

Mando

Velocidad de desplazamiento máxima	3.4 mph / 5.5 kph
------------------------------------	-------------------

Motor

Modelo de motor	Cat 3126B ATAAC
Potencia en el volante	168 hp / 125 kW
ISO 9249	168 hp / 125 kW
J1349	166 hp / 124 kW
EEC 80/1269	168 hp / 125 kW
Calibre	4.3 pulg / 110 mm
Carrera	5 pulg / 127 mm
Cilindrada	440 pulg ³ / 7.2 L

Pesos

Forestal general (HD LC)	62245 lb / 28229 kg
--------------------------	---------------------

325C L GENERALIDADES Y ESPECIFICACIONES



[Ver Imagen Más Grande](#)

325C L

Más opciones de herramientas, nuevo y poderoso motor y una operación más fácil significan mayor productividad y costos de operación más bajos.

325C L ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Modelo de motor	Sistema de combustible 3126B ATAAC HEUI™
Potencia en el volante	188 hp / 140 kW
ISO 9249	188 hp / 140 kW
SAE J1349	186 hp / 139 kW
EEC 80/1269	188 hp / 140 kW
Calibre	4.33 pulg / 110 mm
Carrera	5 pulg / 127 mm
Cilindrada	440 pulg ³ / 7.2 L

Pesos

Peso en orden de trabajo - Est. Tren de rodaje	63052.13 lb / 28600 kg
Peso en orden de trabajo - Tren de rodaje largo	63100 lb / 28600 kg



[Ver Imagen Más Grande](#)

963C

El 963C funciona bien en una amplia gama de aplicaciones. Equipado con un cucharón de uso general, uso múltiple o de servicio extremo puede hacer trabajos de desmonte intenso, retirada de la sobrecapa, perfilado de paisajes, nivelación, explanación, excavación, relleno, excavación de bancos duros, acarreo de material y carga de camiones. Su funcionamiento es fiable y duradero. Construcción fuerte, autodiagnóstico de sistemas eléctricos y del tren de fuerza y mantenimiento sencillo que aseguran una duración prolongada con unos bajos costos de operación.

963C ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Modelo de motor	Cat 3126B ATAAC
Potencia neta en el volante	158 hp / 118 kW
Potencia neta - Caterpillar	158 hp / 118 kW
Potencia neta - ISO 9249	158 hp / 118 kW
Potencia neta - EEC 80/1269	158 hp / 118 kW
Calibre	4.33 pulg / 110 mm
Carrera	5 pulg / 127 mm

Pesos

Peso en orden de trabajo	43096 lb / 19589 kg
Peso en orden de trabajo - sin cucharón	38923 lb / 17692 kg

6

63C WH GENERALIDADES Y ESPECIFICACIONES



963C WH

El 963C WH es la máquina para realizar muchas tareas de manipulación de basuras. Puede usarse también para compactar la capa superior de material lo que minimiza la cantidad de cubrimiento diario necesario.

[Ver Imagen Más Grande](#)

963C WH ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Potencia neta en el volante	158 hp / 118 kW
Modelo de motor	Cat 3126B ATAAC

Pesos

Peso en orden de trabajo	45502 lb / 20639 kg
--------------------------	---------------------

7



D6N FA

Caterpillar designs its track-type tractors to meet worldwide customer demand with regard to performance, operator comfort, ease of operation, safety, and versatility. The D6N Forestry Guarding Arrangement gives you a rugged machine that meets the most demanding applications.

[Ver Imagen Más Grande](#)

D6N FA ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Modelo de motor	Cat 3126B
Potencia en el volante	145 hp / 108 kW
Calibre	4.33 pulg / 110 mm
Carrera	5 pulg / 127 mm
Cilindrada	439 pulg ³ / 7.2 L

Pesos

Peso en orden de trabajo	38113 lb / 17288 kg
Peso en orden de trabajo - XL-DS	38113 lb / 17288 kg
Peso de envío XL-DS	37381 lb / 16956 kg
Peso en orden de trabajo - LGP-DS	42344 lb / 19207 kg
Peso de envío LGP-DS	41611 lb / 18875 kg



Ver Imagen Más Grande

D6R SERIES II WH

The Cat Track-Type Tractor waste handling arrangement machines are purpose built for landfill operations. Special guarding and cooling systems are standard on these machines to help them withstand the harsh operating conditions in the landfill.

D6R SERIES II WH ESPECIFICACIONES DETALLADAS

Motor

Modelo de motor	Cat C-9
Gross Power	189 hp / 141 kW
Potencia en el volante	185 hp / 138 kW
RPM	2000 RPM / 2000 RPM
Number of Cylinders	6
Bore	4.4 in / 112 mm
Stroke	5.9 in / 149 mm
Displacement	537 in ³ / 8.8 L

Pesos

Peso en orden de trabajo	45370 lb / 20600 kg
--------------------------	---------------------

Tigercat®

SPECIFICATIONS:

DIMENSIONS (With 24 in. double grouser shoes)

WIDTH131 in. (3,330 mm)

TAIL SWING (over side)65 in. (1,650 mm)

WEIGHT (with boom, less felling head)68,500 lbs (29,475 kg)

(SEE BELOW FOR OTHER DIMENSIONS)

POWER

ENGINE.....Cummins, 260 hp @ 2200rpm

COOLING.....Steel finned radiator and oil cooler;

Suction engine fan

Removable intake debris screen

FUEL TANK.....345 gal US (1,300 L)

HYDRAULIC SYSTEM

(Full simultaneous control of all hydraulic functions)

TRACK PUMPS.....(2) Closed circuit, var. displ. piston

BOOM/SWING/PUMP.....Load sensing, var. displ. piston

SAW PUMP.....Dedicated var. displ. piston

WRIST/CLAMP PUMP.....Dedicated fixed displ. gear

RESERVOIR.....50 Gal (US) (190 L)

FILTRATION.....Full flow return, in-tank

BOOM CYLINDERS.....(2) 110 mm bore

TILT CYLINDER.....(1) 120 mm bore

STICK/REACH CYLINDERS.....(2) 110 mm bore

LEVELLING CYLINDERS.....(2) 180 mm bore (optional)

HORSE POWER CONTROL.....Electronic speed sensing type

TRACKS

870B Feller Buncher

ROTATING UPPER

SWING DRIVE6.0 RPM (variable); 360° continuous rotation;

Double reduction, swing drive planetary gearbox with brake

(2) Piston swing motors

SWING BEARING.....47 in. (1,190 mm) ball circle dia.

ENCLOSURE.....Perforated plate on doors for ventilation

Hydraulic operated roof enclosure

Vandal protection; Smooth exterior

BOOM SYSTEM (With 5700 disc saw felling head)

ER (efficient reach) boom system with power link; patent pending

MAXIMUM CUT RADIUS337 in. (8,560 mm)

MINIMUM CUT RADIUS181 in. (4,600 mm)

LIFT CAPACITY; NET FULL REACH4,508 lbs (2,045 kg)

OPERATOR'S STATION

CAB.....Insulated, pressurized and isolation mounted

Removable skylight or flat hatch

Removable rear window

A/C, heater and defroster with side-mount controls;

Electronic throttle control

Polycarbonate forward sloping windshield; door, right-side, rear windows

Machine monitoring system with high visibility instrumentation; warning horns and digital tree counter; AM/FM digital stereo cassette

GROUND CLEARANCE:
 36" (915 mm) TO TIP OF
 DOUBLE GROSSER S-DE
 30" (762 mm) TO TIP OF
 SINGLE GROSSER S-DE

ANEXO 10
“Vida Util S.I.I.”

NUEVA TABLA DE VIDA UTIL DE LOS BIENES FISICOS DEL ACTIVO INMOVILIZADO

Nueva Tabla de Vida Util fijada por el Servicio de Impuestos Internos para bienes físicos del activo inmovilizado, según Resolución N°43, de 26-12-2004, con vigencia a partir del **01-01-2005**

NOMINA DE BIENES SEGUN ACTIVIDADES	NUEVA VIDA UTIL NORMAL	DEPRECIACION ACELERADA
A.- ACTIVOS GENÉRICOS		
1) Construcciones con estructuras de acero, cubierta y entrepisos de perfiles acero o losas hormigón armado.	80	26
2) Edificios, casas y otras construcciones, con muros de ladrillos o de hormigón, con cadenas, pilares y vigas hormigón armado, con o sin losas.	50	16
3) Edificios fábricas de material sólido albañilería de ladrillo, de concreto armado y estructura metálica.	40	13
4) Construcciones de adobe o madera en general.	30	10
5) Galpones de madera o estructura metálica.	20	6
6) Otras construcciones definitivas (ejemplos: caminos, puentes, túneles, vías férreas, etc.).	20	6
7) Instalaciones en general (ejemplos: eléctricas, de oficina, etc.).	10	3
8) Camiones de uso general.	7	2
9) Camionetas y jeeps.	7	2
10) Automóviles	7	2
11) Microbuses, taxibuses, furgones y similares.	7	2
12) Remolques, semirremolques y carros de arrastre.	7	2