

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

*Trabajo de titulación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico*

PROYECTO TÉCNICO:

**“DISEÑO DE UN SEMIREMOLQUE ACOPLABLE A UN TRACTO CAMIÓN
CON UNA CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS DE 25 M³”**

AUTOR:

JUAN PABLO AVILA TAPIA

TUTOR:

ING. NELSON GUSTAVO JARA COBOS, PhD.

CUENCA - ECUADOR

2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Juan Pablo Avila Tapia con documento de identificación N° 0102528353, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: **“DISEÑO DE UN SEMIREMOLQUE ACOPLABLE A UN TRACTO CAMIÓN CON UNA CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS DE 25 M³”**, mismo que ha sido desarrollado para obtener el título de: *Ingeniero Mecánico*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, septiembre del 2020



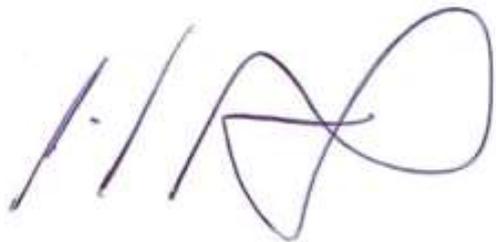
Juan Pablo Avila Tapia

C.I. 0102528353

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“DISEÑO DE UN SEMIREMOLQUE ACOPLABLE A UN TRACTO CAMIÓN CON UNA CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS DE 25 M³”**, realizado por Nelson Juan Pablo Avila Tapia, obteniendo el *Proyecto Técnico*, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, septiembre del 2020

A handwritten signature in blue ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke, likely representing the name Nelson Gustavo Jara Cobos.

Ing. Nelson Gustavo Jara Cobos, PhD.

C.I. 0102679644

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Juan Pablo Avila Tapia con documento de identificación N° 0102528353, autor del trabajo de titulación: **“DISEÑO DE UN SEMIREMOLQUE ACOPLABLE A UN TRACTO CAMIÓN CON UNA CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS DE 25 M³”**, certifico que el total contenido del *Proyecto Técnico*, es de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, septiembre del 2020

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Avila Tapia', is written over a horizontal line. The signature is stylized and cursive.

Juan Pablo Avila Tapia

C.I. 0102528353

DEDICATORIA

A mis padres Sr. Don **Rubén Avila**, Sra. **Doña Isabel Tapia**, a mi querida esposa **Lourdes Romero** y mis hijas **Victoria, Alejandra y Lulú**, que con su dedicación y perseverancia y apoyo incondicional me ayudaron a poder culminar mis estudios, quienes han sido uno de mis mayores motivaciones de superación durante mi vida académica.

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mis padres, a mi esposa y a mis hijas por haberme brindado su apoyo y comprensión en cada momento, para cumplir una de mis metas.

También a mi tutor, el **Ing. Nelson Jara Cobos**, quien supo guiarme en la realización del proyecto de graduación.

INDICE

Contenido

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR	1
CERTIFICACIÓN.....	1
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	3
DEDICATORIA.....	4
AGRADECIMIENTO	5
INDICE.....	6
INDICE DE TABLAS.....	10
RESUMEN	14
1. TEMA	15
2. INTRODUCCIÓN	15
3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
3.1. Antecedentes	16
3.2. Importancia y Alcance	16
3.3. Delimitación del problema.....	17
3.3.1. Problema General	17
3.3.2. Problemas Específicos.....	17
4. OBJETIVOS	18
4.1. Objetivo General.....	18
4.2. Objetivos Específicos.....	18
5. MARCO TEÓRICO	19
5.1. Generalidades	19
5.1.1 Teoría del máximo esfuerzo cortante	19
5.1.2 Teoría de la máxima energía de distorsión.....	20
5.1.3 Reglamento nacional de vehículos	21
5.2. Tecnologías Utilizadas en la fabricación de remolques acoplados a tracto camiones.....	21
5.3. Clasificación.....	27
5.3.1. Tipo de carga	28
5.4. Tipos de remolques y sus características:	31
Elementos comunes de los semiremolques:	37
6. DISEÑO DEL REMOLQUE DE CAPACIDAD DE 25 m ³	44
6.1. Restricciones y Limitaciones de Diseño.	44
6.2. Características y función de diseño.....	45

6.3.	Análisis de Cargas	45
6.4.	Tamaño y peso	46
6.5.	Resistencia.....	46
6.6.	Amortiguación.....	46
6.7.	Capacidad de carga.....	46
6.8.	Tamaño y peso según normas ecuatorianas de transporte.....	46
6.9.	Determinación de las cargas.....	47
6.9.1.	Carga Muerta	47
6.9.2.	Carga Viva.....	48
6.9.3.	Carga Transportada.....	48
6.9.4.	Cargas Accidentales	48
6.9.4.1.	Cargas de Viento	48
6.9.4.2.	CARGA DE IMPACTO	49
6.10.	Cálculo de la viga principal del semirremolque.....	50
6.11.	Diseño de soporte del plato de giro	62
6.11.1	Material Usado en Plato de Giro	64
6.12.	Diseño de las vigas de amarre para el chasis.....	64
6.12.1.	Diseño de soldadura en estructura (ver tabla 4 - 5) [10]	66
6.13.	Cálculo del balde del semirremolque	68
6.13.1	Calculo del espesor del balde contra la fuerza de empuje.....	68
7.	CALCULO DE LA RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA	77
7.1.	Simulación Mediante Software ANSYS	77
8.	FUNCIONAMIENTO:	84
8.1.	Selección del sistema hidráulico.	84
8.2.	Válvula direccional. Esta válvula se realiza tres acciones:	85
8.3.	Válvula de seguridad o alivio de presión:	85
9.	ANALISIS DE COSTOS.....	87
9.1.	Costos de Materiales Utilizados:.....	87
9.2.	Costo de mano de obra.	89
9.3.	Costos de Insumos.....	90
9.4.	Costos de diseño:.....	91
9.5.	Costos Indirectos	91
9.6.	Costo de fabricación Total	91
10.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
10.1.	Conclusiones	93

10.2.	Recomendaciones.....	94
11.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95
12.	ANEXOS.....	96

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Semirremolque bañera para transporte de áridos. Fuente: [3]	22
Figura 2:	Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]	23
Figura 3:	Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]	23
Figura 4:	Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]	23
Figura 5:	Combinar materiales en la fabricación de la bañera. Fuente: [3].....	24
Figura 6:	Combinar materiales en la fabricación de la bañera. Fuente: [3].....	24
Figura 7:	ensayos extensométricos experimentales. Fuente: [3]	24
Figura 8:	Análisis de uniones soldadas. Fuente: [3].....	25
Figura 9:	Análisis de uniones soldadas. Fuente: [3].....	25
Figura 10:	Análisis de vuelco. Fuente: [3]	25
Figura 11:	Análisis de vuelco lateral. Fuente: [3]	26
Figura 12:	Análisis de vuelco lateral. Fuente: [3]	26
Figura 13:	Análisis frente al vuelco. Fuente: [3]	26
Figura 14:	Tracto-camión con semiremolque adaptado. Fuente Autor.	27
Figura 15:	Vehículo automotor de 6 o más llantas. Fuente [4]	28
Figura 16:	Camiones unitarios. Fuente Autor	29
Figura 17:	Camión remolque. Fuente [4]	29
Figura 18:	Tracto Camiones. Fuente Autor	30
Figura 19:	Semirremolques. Fuente [4]	30
Figura 20:	Tractocamión con semirremolque. Fuente Autor	30
Figura 21:	Tractocamión + semirremolque + remolque. Fuente: [4]	31
Figura 22:	Tractocamión con semirremolque y remolque. Fuente: Autor	31
Figura 23:	Caja seca. Fuente: Autor	32
Figura 24:	Semirremolques tipo caja seca. Fuente: Autor.....	32
Figura 25:	Caja Refrigerada. Fuente: Autor	33
Figura 26:	Semirremolque para animales varios. Fuente: Autor	33
Figura 27:	Tolva cementera. Fuente: Autor.....	34
Figura 28:	Semiremolque tanque. Fuente: Autor	34
Figura 29:	Low Boy / Cama Baja. Fuente: Autor.....	35
Figura 30:	Semiremolque plataforma / esqueleto. Fuente: Autor	35
Figura 31:	Semirremolque descarga posterior. Fuente: Autor	36
Figura 32:	Jaula Maderera. Fuente: Autor	36
Figura 33:	Porta Vehiculos. Fuente: Autor.....	37
Figura 34:	King Pin. Fuente: [5].....	38
Figura 35:	Suspensión Mecánica. Fuente: [5]	39
Figura 36:	Suspensión Neumática. Fuente: [6]	40
Figura 37:	Sistema de Frenos. Fuente: [5].....	40
Figura 38:	Neumáticos. Fuente: [5].....	41
Figura 39:	Rines. Fuente: [5].....	42
Figura 40:	Ejes. Fuente: [6]	42

Figura 41: Partes y Piezas de Bañera. Fuente: Autor	44
Figura 42: Reparto de cargas del Chasis Fuente: Autor.	50
Figura 43: Chasis de semirremolque. Fuente: Autor	51
Figura 44: 28 Perfil de la viga principal. Fuente: Autor.....	51
Figura 45: diagrama de fuerza del cilindro hidráulico. Fuente: Autor	54
Figura 46: Chasis vista desde arriba. Fuente: Autor.....	54
Figura 47: Diagrama de Análisis de las Reacciones Cargas Muertas. Fuente: Autor	55
Figura 48: Diagrama de Cuerpo Libre Cargas Muertas. Fuente: Autor	55
Figura 49: Fuerzas de Reacción Fuente: Autor	57
Figura 50: Diagrama de Análisis de las Reacciones Cargas Vivas. Fuente: Autor.....	58
Figura 51: Diagrama de Cuerpo Libre Cargas Vivas. Fuente: Autor	59
Figura 52: Remolque de 3 ejes. Fuente: Autor	62
Figura 53: Reacciones. Fuente: Autor	62
Figura 54: Reacciones en plato de giro. Fuente: Autor	63
Figura 55: Resultados de cargas en plato de Giro. Fuente: Autor	64
Figura 56: Distribución de cargas sección. Fuente: Autor	65
Figura 57: Diagrama de cargas vivas. Fuente: Autor	66
Figura 58: Dimensiones para área de garganta. Fuente: Autor	68
Figura 59: Balde de pared semicircular. Fuente: Autor.....	69
Figura 60: : Carga Muerta del balde. Fuente: Autor.....	77
Figura 61: Carga muerta plataforma sin balde. Fuente: Autor	78
Figura 62: Reacciones Fuente: Autor	78
Figura 63: Enmallado. Fuente: Autor	79
Figura 64: Calculo de deformación. Fuente: Autor	79
Figura 65: Calculo de deformación. Fuente: Autor	80
Figura 66: Cálculo de esfuerzos. Fuente: Autor	80
Figura 67: Esfuerzo en eje posterior. Fuente: Autor	81
Figura 68: Carga en pasador inferior de cilindro. Fuente: Autor	81
Figura 69: Esfuerzo en viga principal. Fuente: Autor	82
Figura 70: Cargas y Reacciones. Fuente: Autor	82
Figura 71: Toma fuerza Instalado. Fuente: Autor	84
Figura 72: Diagrama de funcionamiento Hidráulico. Fuente: Autor	85
Figura 73: Montaje de Cilindro. Fuente: Autor	86
Figura 74:Tablas de pesos y medidas. Fuente: [4]	96
Figura 75: Tabla de Pesos y Dimensiones posibles combinadas. Fuente: [4].....	97
Figura 76: Modelos de ABS para Remolques. Fuente: [6].....	99
Figura 77: Instalación típica de frenos. Fuente: [5].....	100
Figura 78: Construcción de Chasis en Talleres AVIMEC. Fuente: Autor	101
Figura 79: Construcción De Tolva Talleres Avimec. Fuente: Autor	101
Figura 80: Diseño De Suspensión Programa Ansys. Fuente: Autor.....	101
Figura 81: Montaje De Suspensión En Talleres Avimec. Fuente: Autor	102
Figura 82: Suelda Mediante Proceso Mig. Fuente Autor	102
Figura 83: Simulación De Acoplamiento De Cilindro Hidráulico Programa Ansys.....	102
Figura 84: Acoplamiento De Cilindro Hidráulico En Talleres Avimec. Fuente Autor	103
Figura 85: Diseño De Compuerta De Semiremolque Programa Ansys. Fuente Autor	103
Figura 86: Construcción De Compuerta En Talleres Avimec. Fuente Autor.....	103

Figura 87: Semiremolque en el trabajo. Fuente Autor	104
Figura 88: Semiremolque descargando material pétreo. Fuente Autor	104
Figura 89: Bañera construida en Avimec. Fuente Autor	104
Figura 90: Bañera construida en Avimec. Fuente Autor	105

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Análisis de la posición de cargas Muertas y vivas. Fuente: Autor.....	62
Tabla 2: Reacciones del plato giratorio. Fuente: Autor.....	63
Tabla 3: Material Usado en Plato de Giro. Fuente: Autor.....	64
Tabla 4: Análisis de diseño de soldadura en largueros. Fuente: Autor	67
Tabla 5: Diseño De Soldadura De Travesaños. Fuente Autor.....	68
Tabla 6: Esfuerzos Cortantes y Momentos Máximos. Fuente: Autor	79
Tabla 7: Costos Referenciales Del Sistema Neumático Y Eléctrico. Fuente: Autor.....	87
Tabla 8: Costos Referenciales del Sistema Hidráulico y de Suspensión. Fuente: Autor	88
Tabla 9: Costos Referenciales De Materia Prima. Fuente: Autor	89
Tabla 10: Costo de Mano de Obra. Fuente: Autor	90
Tabla 11: Costo de Insumos. Fuente: Autor	90
Tabla 12: Costos Indirectos. Fuente Autor	91
Tabla 13: Costos de Fabricación. Fuente: Autor	92

ABREVIATURAS UTILIZADAS

AISC America Institute of Steel construction.

ASTM American society of testing material.

AISI American Iron and Steel Institute.

NEC Normas Ecuatorianas de la Construcción.

LRFD Load and Resistance Factor Design.

SIMBOLOGÍA UTILIZADA

A Área

D Cargas muertas.

L Cargas vivas.

ρ Densidad.

e Espesor del alma.

m Masa.

W Peso.

ω Carga distribuida.

$R1y$ Reacción en el apoyo 1 en la dirección y.

$R2$ Reacción en el apoyo 2.

$R3$ Reacción en el apoyo 3.

$R4$ Reacción en el apoyo 4.

\forall Volumen.

P Presión.

$F'y$ Fuerza del cilindro hidráulico componente en y.

ϕb Factor de resistencia a flexión nominal.

ϕb Factor de Resistencia por cortante.

Mn Resistencia nominal a flexión.

Mu Momento ultimo

Mp Momento plástico.

F Fuerza flexionante.

E Módulo de Young

I_x	Momento de inercia en x.
L	Longitud de viga.
hw	Ancho del alma de la viga.
tw	Espesor del alma de la viga.
tf	Espesor del ala de la viga.
L_r	Límite de la longitud no arriostrada para el estado de pandeo lateral-torsional inelástico.
L_b	Longitud no arriostrada siendo esta la longitud entre apoyos de la viga a diseñar.
S_x	Módulo de sección elástico respecto al eje x.
M	Momento interno.
λ_p	Parámetro de esbeltez limitante para elementos compactos.
λ_r	Esbeltez limitante para elementos no compactos.
V_n	Fuerza nominal cortante (kips o N).
k_c	Coefficiente para elementos esbeltos no rigidizados.
F_y	Fuerza de fluencia mínima.
S_y	Límite de fluencia.
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga teórica
S_{ut}	Resistencia ultima a la tracción
k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_c	Factor de modificación de la carga
k_d	Factor de modificación de la temperatura
k_e	Factor de modificación de efectos diversos
V_u	Fuerza nominal cortante último.
b_f	Ancho de ala.
M	Momento de fluencia.
V	Fuerza cortante interna.
σ'_a	Esfuerzo Von Mises alterno
σ'_m	Esfuerzo Von Mises medio
σ_{xa}	Esfuerzo alterno con respecto al eje x

σ_{xm}	Esfuerzo medio con respecto al eje x
σ_{ya}	Esfuerzo alterno con respecto al eje y
σ_{ym}	Esfuerzo medio con respecto al eje y
Σ	Sumatoria
τ'	Esfuerzo cortante primario
τ''	Esfuerzo cortante secundario
τ_{xya}	Esfuerzo cortante alterno con respecto a los ejes x-y
τ_{xym}	Esfuerzo cortante medio con respecto a los ejes x-y
Ra	Reacción de viga empotrada en el apoyo A.
Ma	Momento de la viga empotrada en el apoyo A.
Rb	Reacción de viga empotrada en el apoyo B.
Mb	Momento de la viga empotrada en el apoyo B.
Lw	Longitud de la sección resta del alma sin curvatura.
R'	Radio exterior del ala plegada.
Y	Altura del perfil.
Lc	Longitud de las esquinas del perfil.
c	Relación del total de esquina área total de la sección transversal o área de la sección completa del ala.
y	Distancia medida a lo largo del eje y.

RESUMEN

El documento consiste en el diseño y análisis de resistencia estructural de un semiremolque acoplado a un tractocamión, mediante cálculos de resistencia de materiales, software de simulación y forma práctica, para determinar los espesores y dimensiones más eficientes que soporten la carga de los diferentes tipos de materiales o áridos a transportar.

ABSTRACT

The document consists of the design and analysis of structural resistance of a semi-trailer coupled to a tractor, through material resistance calculations, simulation software and practical form, to determine the most efficient thicknesses and dimensions that support the load of the different types of materials or aggregates to be transported.

PALABRAS CLAVES TEMATICAS

Semiremolque

Materiales

Simulación por computadores

Cargas-pesos

Áridos

1. TEMA

Diseño de un semiremolque abatible acoplable a un tracto camión con una capacidad de transporte de áridos de 25 m³.

2. INTRODUCCIÓN

En el siguiente proyecto se realiza el diseño estructural de un semiremolque más conocida como “bañera” de 25m³ de capacidad, para la transportación de materiales o áridos utilizados en la industria minera y además en la construcción de carreteras para el sector vial del país.

Debido a la gran demanda de movilización se requieren equipos que cumplan con las características, y son muy pocas las empresas que utilizan criterios ingenieriles o realizan un estudio del diseño estructural de este tipo de transporte.

El avance y el crecimiento del sector minero ha sido de una manera mensurada en el país, a consecuencia de esto se ha originado una necesidad mayor, en trasladar el material explotado o producido por las mismas en gran volumen de esta manera disminuiría el requerimiento de volquetas como a su vez los tiempos de espera y llegada de las mismas.

La capacidad de carga de material al granel que puede transportar una bañera depende de su forma, dimensionamiento, de la carga y además de los esfuerzos a la que va hacer sometida al momento de trasladar el material de un punto a otro. Por esta razón para garantizar que la bañera cumpla con el trabajo específico que se desea realizar, sin fallas estructurales tanto en el chasis, como en el balde tendrá que considerar todas las cargas específicas, que interactúan en la carrocería de la bañera al momento de ser fabricada. Para facilitar y asegurar el correcto diseño existen diferentes normas y códigos de diseño tanto internacionales como nacionales. Actualmente la mayor parte de bañeras no son construidas bajo normas específicas, tanto de construcción como de calidad y por esta razón algunas de estas pueden fallar estructuralmente en parte de su carrocería o si no puede estar sobredimensionada para el trabajo que vaya a realizar.

El diseño, análisis estructural y construcción debe ser realizado mediante normas de construcción, seguridad y control, para que el transporte ecuatoriano sea seguro y se cumpla con las normas de construcción necesarias para desempeñar su función eficientemente.

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1. Antecedentes

Debido al desarrollo e incremento de las Industrias que utilizan como materia prima los áridos que provienen de las mineras y por su ubicación se necesita trasladar cada vez mayores cantidades de materiales pétreos en grandes distancias hasta llegar a cada una de las áreas de bodega de almacenamiento, sean estas de industrias de áridos como las cementeras, las fábricas de cerámica y las plantas de asfalto o aquellas que distribuyan en volúmenes inferiores para la construcción.

En este sentido es necesario diseñar remolques de capacidades de hasta 30 m³ para cumplir con los requerimientos antes mencionados. Estos remolques deben cumplir con todas las características de resistencia mecánica, durabilidad, resistencia a la corrosión, resistencia al impacto y performance en general, además poder acoplarse a cabezales de transporte pesado y cumplir con ciertos reglamentos o disposiciones legales en pesos y medidas establecidas por el Ministerio de Transporte y Obras Públicas (MTO) del Ecuador. (ver fig.74).

En este proyecto se abordara todo lo relacionado con el proceso de diseño que implica bosquejos generales, cálculos de dimensionamiento, pruebas de resistencia, simulación mediante software especializado, selección de materiales, determinación de construcción e implementación; cabe mencionar que será imprescindible respetar las especificaciones, reglamentos y normativas de diseño y construcción a fin de contar con una especie de guía para que sea aprovechado por la pequeña industria dedicada a la construcción de este tipo de transportes.

3.2. Importancia y Alcance

El presente trabajo hace aportes en el proceso de diseño de semiremolques utilizados para el transporte de grandes volúmenes de áridos, lo que involucra el movimiento de grandes pesos que provocan cargas que generan esfuerzos de tensión, flexión y torsión en cada uno de los componentes del remolque, mismo que debe ser acoplado a un tracto camión.

El determinar esfuerzos posibilita comparar con los permisibles que poseen los distintos materiales estructurales para establecerlos como opciones para la construcción de las partes constitutivas del semiremolque, además con el uso de herramientas informáticas especializadas se podrá verificar que las cargas externas estarán generando deformaciones dentro de la zona elástica de los materiales.

3.3. Delimitación del problema

La mayoría de empresas de transporte de áridos en el país, utilizan volquetas con capacidad de carga de entre 12-15 m³, considerando que la vialidad en los últimos 5 años ha mejorado trascendentalmente, existe la posibilidad de incrementar los volúmenes de carga de áridos disminuyendo costos y sobre todo tiempos de transporte; de ahí la importancia de optimizar recursos, incrementando la capacidad de carga y el porcentaje de utilidad en el transporte. Fabricando dentro de las normas exigidas y fundamentalmente lo establecido por el Ministerio de Transporte y Obras Públicas MTOP. Los protocolos de diseño mecánico establecidos, conjuntamente con el uso de softwares de diseño especializado y la sincronización de normas y reglamentos pertinentes, posibilitarán el diseño de un semiremolque que resista el transporte de áridos en una capacidad de 25 m³.

3.3.1. Problema General

¿Es posible diseñar un remolque acoplable a un tracto camión con una capacidad de transporte de áridos de 25 m³ que cumpla condiciones de resistencia mecánica, calidad y que sea a un costo competitivo a nivel local?

3.3.2. Problemas Específicos

- ¿Qué tecnologías se utilizan en la fabricación de remolques de gran capacidad de transporte acoplados a tracto camiones y cuáles son los tipos de modelos más comunes?
- ¿Es posible verificar los cálculos de diseño mediante software especializado?
- ¿Cuáles serían los costos para la fabricación e implementación de un remolque (bañera) de capacidad de transporte de 25 m³ y acoplado a un tracto camión?

4. OBJETIVOS

4.1. Objetivo General.

Diseñar un remolque acoplable a un tracto camión con una capacidad de transporte de áridos de 25 m³ que cumpla condiciones de resistencia mecánica, calidad y que sea a un costo competitivo a nivel local.

4.2. Objetivos Específicos.

- Determinar las tecnologías que se utilizan en la fabricación de remolques de gran capacidad de transporte acoplados a tracto camiones y analizar los tipos de modelos más comunes de remolques.
- Diseñar el remolque de capacidad de 25 m³ y verificar mediante software especializado el dimensionamiento de las partes más sujetas a esfuerzo.
- Establecer los costos reales para la fabricación e implementación de un remolque de capacidad de 25 m³.

5. MARCO TEÓRICO

5.1. Generalidades

Con el avance del sector minero en el país se ha originado una necesidad mayor en trasladar el material explotado o producido por las mismas, disminuyendo el requerimiento de volquetas como a su vez los tiempos de espera y llegada de las mismas. El sector de la construcción, también suele tener este problema, para cubrir esta necesidad en ambos sectores se ha creado un medio de transportación con mayor capacidad de carga llamadas bañeras.

En el siguiente proyecto de graduación se trata de realizar un análisis estructural al diseño de una bañera de 25 m³ para la transportación de materiales al granel utilizados en la industria minera y además en la construcción de carreteras para el sector vial del país.

No es objetivo de esta investigación mostrar todas las hipótesis de falla existentes, sino más bien las que utilizaremos en los cálculos.

Para materiales dúctiles:

- Teoría del máximo esfuerzo cortante (Tresca)
- Teoría de la máxima energía de distorsión (Von mises)

Para materiales frágiles:

- Teoría del máximo esfuerzo normal (Rankine)
- Teoría Mohr

5.1.1 Teoría del máximo esfuerzo cortante

Esta teoría fue aparentemente propuesta por C.A. Coulomb en 1773. Sin embargo, fue H. Tresca quien la menciona formalmente en 1868 de la siguiente manera:

Un material falla cuando el esfuerzo cortante máximo resistente iguala el valor del esfuerzo cortante de una probeta sometida a tracción en el momento de la fluencia [1].

Este criterio se basa en la observación de que la fluencia en los materiales dúctiles es causada por el deslizamiento a lo largo de superficies oblicuas y se debe primordialmente a esfuerzo cortante.

Aplicando para un caso plano de esfuerzos en que actúan σ_x y τ_{xy} en esta condición el esfuerzo $\sigma_3 = 0$ el esfuerzo equivalente resulta.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Donde

σ_x = Esfuerzo de normales

τ_{xy} = Esfuerzo cortantes

5.1.2 Teoría de la máxima energía de distorsión.

Esta teoría se basa en conceptos de energía de deformación. La energía elástica total de deformación se puede dividir en dos partes: una relación con los cambios volumétricos del material, y otra que causa distorsiones por corte. A partir de ello se hace el siguiente enunciado, que constituye el criterio de falla de von Mises: “La falla se produce si el valor de la energía de distorsión por unidad de volumen del material es igual a la energía de distorsión por unidad de volumen requerida para causar fluencia en una probeta de prueba a tracción del mismo material” [2].

Aplicando para un caso plano de esfuerzos en que actúan σ_x y τ_{xy} en esta condición el esfuerzo $\sigma_3 = 0$ y el esfuerzo equivalente resulta.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Donde

σ_x = Esfuerzo de normales

τ_{xy} = Esfuerzo cortantes

Cargas muertas.

Las cargas muertas son consideradas como aquellas cargas que no cambian su magnitud ni dirección, se debe considerar el peso propio de la estructura como carga muerta. El cual será calculado mediante las dimensiones y el material a utilizar en la estructura, incluyendo todos sus componentes.

Cargas vivas.

Las cargas vivas corresponden a las cargas variables que actuarán sobre la estructura. Una de ellas es el peso del producto a transportar, en este caso granos de cacao, para el diseño de la bañera se considerará el grano con mayor densidad.

Otra carga viva es la carga por viento la cual puede provocar el volcamiento del semirremolque granelero. Las cargas de impacto también forman parte de las cargas vivas ya que no son constantes, éstas son provocadas por las irregularidades de la carretera, las cuales son absorbidas por el sistema de suspensión.

5.1.3 Reglamento nacional de vehículos (DS 058-2003-MTC) ver fig., 74.

La Ley N° 27181, Ley General de Transporte y Tránsito Terrestre señala que los reglamentos nacionales necesarios para su implementación serán aprobados por Decreto Supremo refrendado por el Ministro de Transportes y Comunicaciones y rigen en todo el territorio nacional de la República peruana. El reglamento nacional de vehículos fue aprobado mediante decreto supremo N°034-2001-MTC, el mismo que luego de ser evaluado se determinó la necesidad de derogarlo a fin de establecer medidas que permitan la adecuada implementación de las políticas del transporte planteadas en la ley N° 271818, ley general de transporte y tránsito terrestre.

5.2. Tecnologías Utilizadas en la fabricación de remolques acoplados a tracto camiones.

Con el paso de los años, la importancia de crear nuevas tecnologías y procesos de producción correctamente organizada y áreas de trabajo distribuidas adecuadamente, se ha vuelto un tema de mucho interés para la mayor parte de plantas industriales.

La revolución industrial dio paso a que las fábricas experimentaran una ordenación, la cual se convirtió en un objetivo económico. La mecanización constituyó una de las primeras mejoras, las áreas de trabajo se mantenían limpias, lo que resultó de una ayuda incuestionable. Se puso especial atención a la especialización de los trabajos, al manejo de los materiales y al estudio de movimientos del proceso operativo.

Finalmente, la revolución industrial, además de enriquecer a muchos empresarios, significó un progreso técnico y material para las industrias, pues surgieron los centros industriales que contribuyeron al desarrollo de nuevos inventos y al surgimiento de nuevas tecnologías y se empezó a estudiar los asuntos referentes a la distribución y así llegar a los principios y técnicas actuales, que tienen como finalidad la reducción de costos, tiempos y optimización de los recorridos, logrando un incremento de la productividad y eficacia.

Un semiremolque puede definirse como un vehículo que está diseñado para el transporte de algún producto o mercancía y que para su movilización necesita de un vehículo con potencia suficiente para transportarlo.

Un semirremolque abatible o bañera es un cajón de acero que sirve para depositar los materiales a ser trasladados, como, por ejemplo: arena, tierra, roca, asfalto, otros. Existen diferentes capacidades de carga y tamaño, dependiendo de la cantidad de material a ser transportado y las distancias entre carga y descarga, el volumen de carga puede variar entre 20 a 48 m³.

El acople del semirremolque con el cabezal requiere de un mecanismo de enganche que permita una rápida y segura articulación, comúnmente conocida como “quinta rueda”. La unión se la realiza mediante un elemento llamado “King pin” para enganchar todo tipo de remolques a la quinta rueda de un cabezal y es capaz de soportar las cargas dinámicas que se producen; al cabezal se lo llama también tráiler, camión de tracción, tracto camión, etc. Existen nuevas tendencias en la fabricación de semirremolques bañera para el transporte de áridos.

- Cálculo MEF para la optimización de cajas basculantes
- Toma de datos reales en campo
- Estudio y cálculo de uniones soldadas
- Análisis de vuelco

En las Figuras 1 a la 13 se podrán observar un semirremolque para transporte de áridos y los distintos análisis y propuestas numéricas para su diseño utilizadas en la actualidad por empresas fabricantes.



Figura 1 Semirremolque bañera para transporte de áridos. Fuente: [3]



Figura 2: Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]

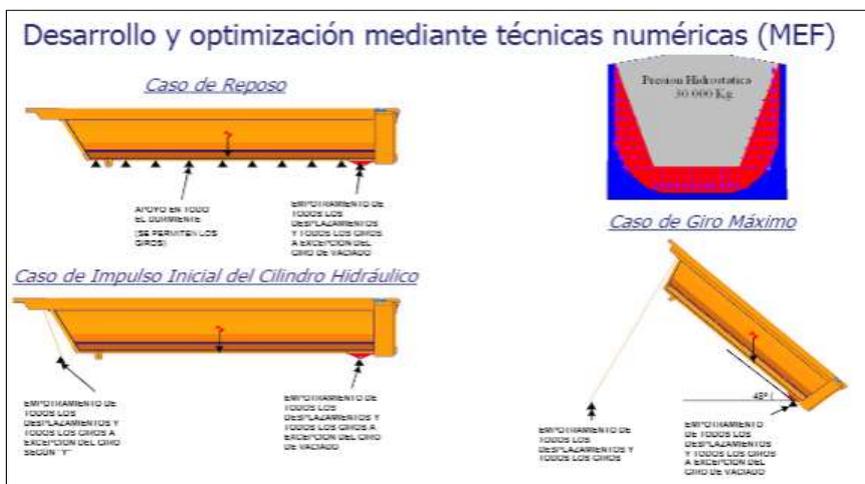


Figura 3: Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]

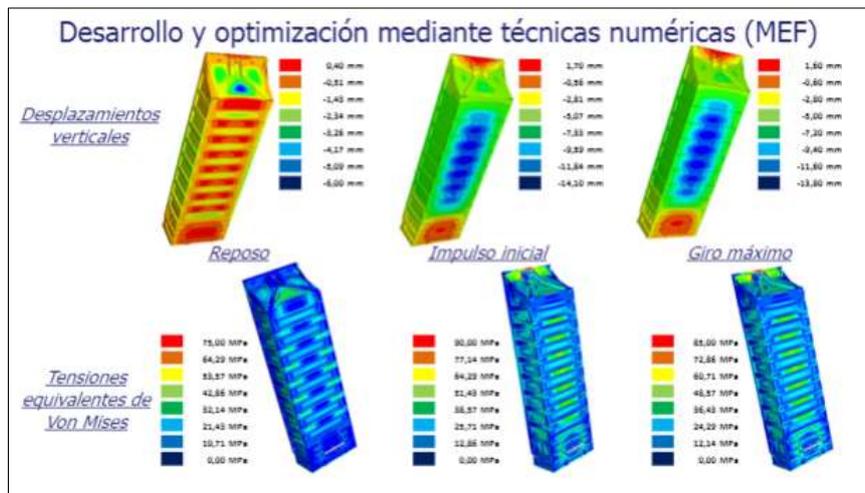


Figura 4: Desarrollo y optimización mediante técnicas numéricas. Fuente: [3]

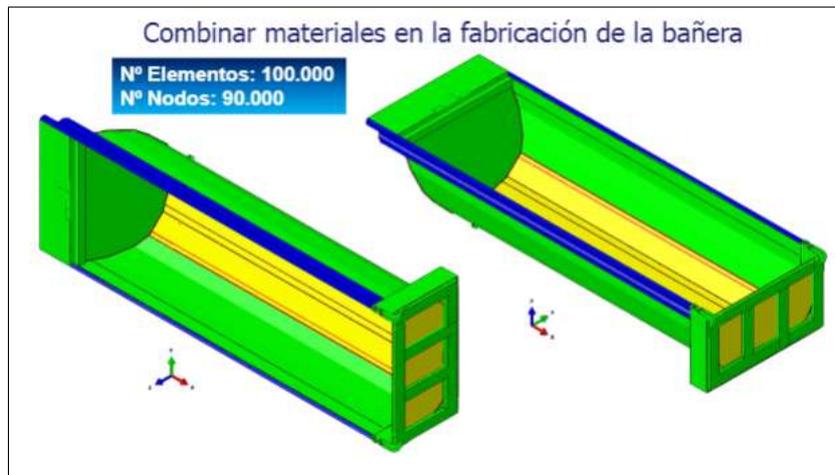


Figura 5: Combinar materiales en la fabricación de la bañera. Fuente: [3]

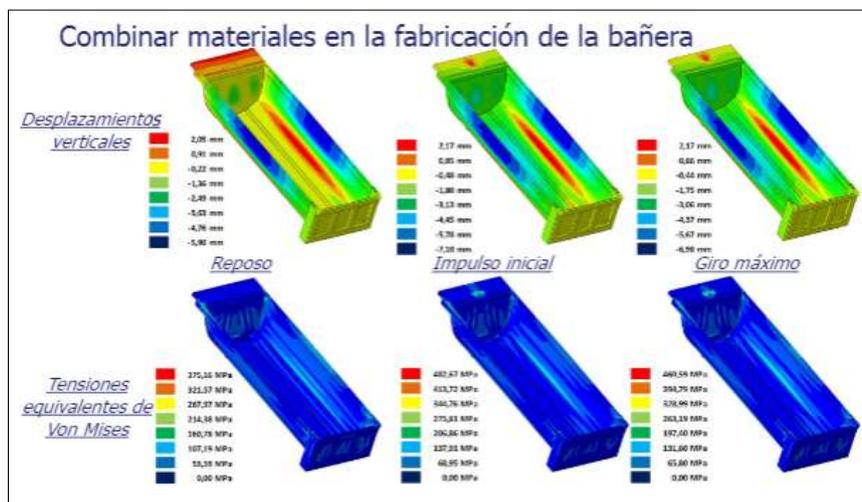


Figura 6: Combinar materiales en la fabricación de la bañera. Fuente: [3]



Figura 7: ensayos extensométricos experimentales. Fuente: [3]

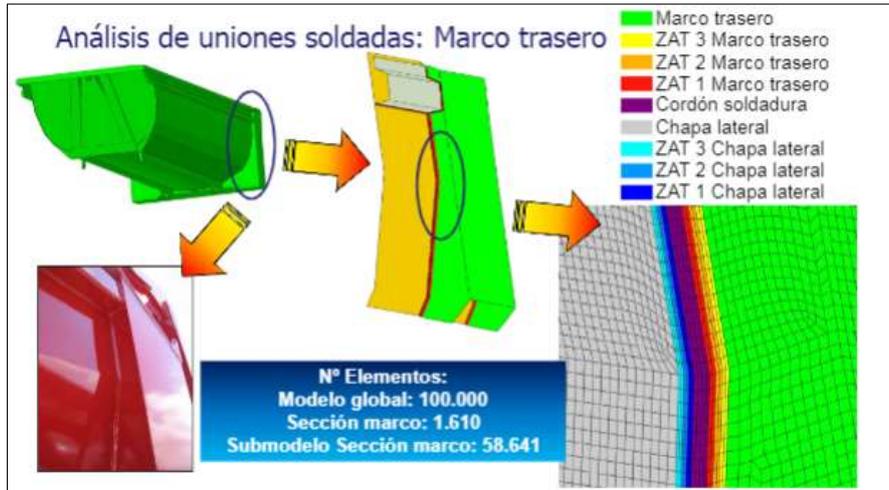


Figura 8: Análisis de uniones soldadas. Fuente: [3]

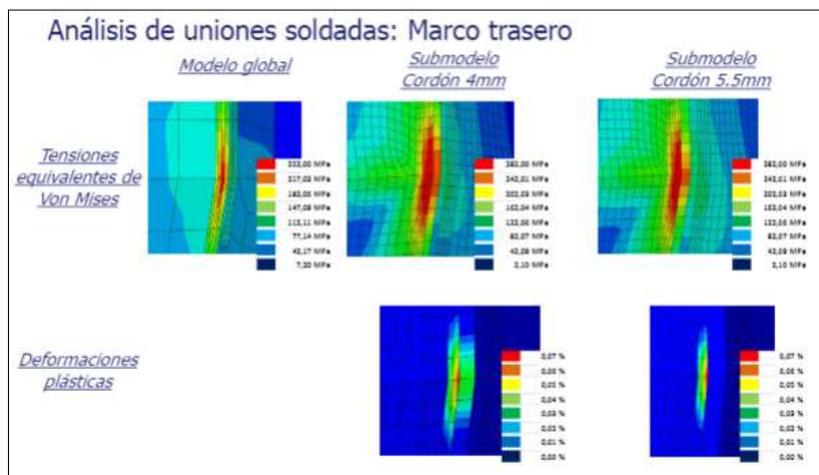


Figura 9: Análisis de uniones soldadas. Fuente: [3]

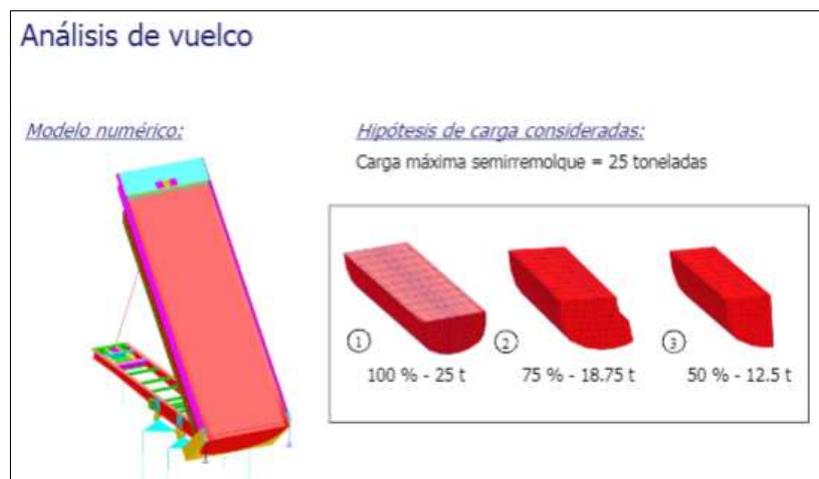


Figura 10: Análisis de vuelco. Fuente: [3]

Desarrollo de dispositivo de prevención del vuelco lateral en descarga: análisis del vuelco lateral en demostrador

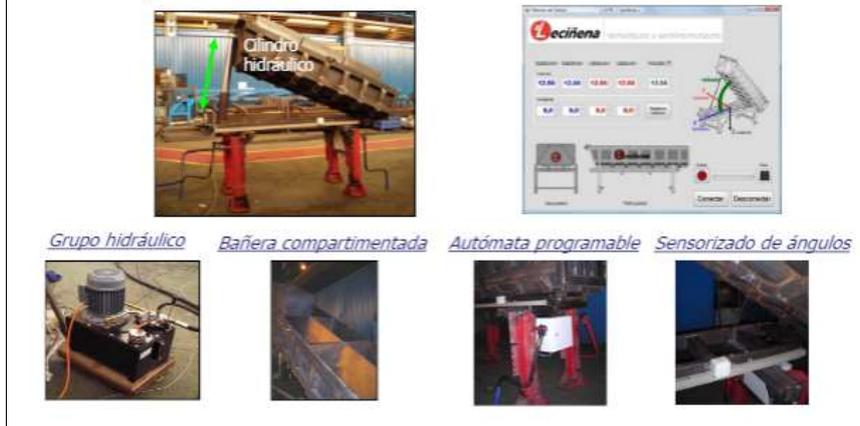
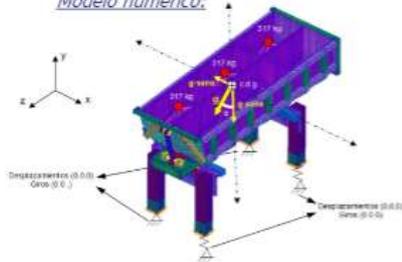


Figura 11: Análisis de vuelco lateral. Fuente: [3]

Desarrollo de dispositivo de prevención del vuelco lateral en descarga: análisis del vuelco lateral en demostrador

- Medición y monitorización en tiempo real de los ángulos de balanceo, cabeceo y basculación
- Autómata programable: permite fijar unos valores de consigna para los ángulos de balanceo y cabeceo
- Superados los valores de consigna, el autómata detiene e impide la basculación de la bañera y ésta retorna a su posición horizontal

Modelo numérico:



Correlación numérico-experimental



Figura 12: Análisis de vuelco lateral. Fuente: [3]

Análisis frente al vuelco

-Ángulo crítico de balanceo en función del ángulo de basculación:

-Hipótesis de carga más desfavorable:

75% de la carga total descentrada

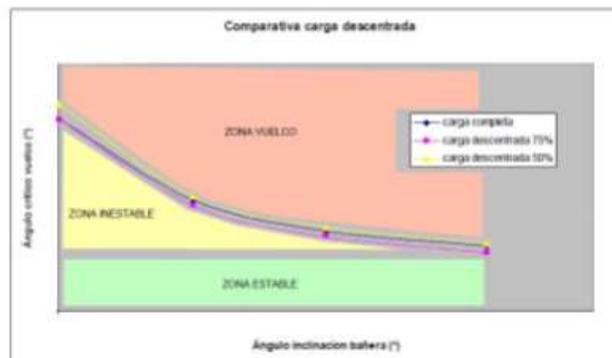


Figura 13: Análisis frente al vuelco. Fuente: [3]

El semirremolque es fabricado con un acero estructural A36 de distintos espesores. El acero A36 es una aleación de acero al carbono con una resistencia de 36 kpsi. Este acero es utilizado en general en las construcciones e industrias de manufactura, el cual está disponible en forma de planchas, vigas, ejes, platinas, otros. El acero ASTM A36 es uno de los aceros de uso más común en el mercado, debido principalmente a bajo costo y a su excelente propiedad de resistencia mecánica.

La composición química del A36 está dada por:

- Hierro en 98 a 99%
- Carbono en un 0,18%, cobre en un 0,2% y por magnesio entre un 0,8- 0,9% para aumentar la fuerza y la resistencia.

5.3. Clasificación

Los remolques y semiremolques son “vehículos” de carga no motorizados que constan como mínimo de chasis, ruedas, superficie de carga y, dependiendo de su peso y dimensiones, incluso disponen de frenos propios. Los remolques y los semiremolques no pueden moverse por sus propios medios, sino que por el contrario son remolcados y dirigidos por otro vehículo, como un camión.

Existen un gran número de semiremolques diseñados y adaptados por y para cumplir un sinnúmero de necesidades (ver Figura 14).

Un semiremolque es un vehículo no motorizado dotado de 1 a 3 ejes en su parte trasera, el cual está diseñado para transportar grandes volúmenes de carga en distancias largas, se engancha con un tracto-camión por medio de un perno rey (King pin) y una quinta rueda (tortuga).



Figura 14: Tracto-camión con semiremolque adaptado. Fuente Autor.

- Llantas.
- La capacidad de carga es de más de 13 toneladas.
- La longitud del vehículo siempre es mayor a 7 metros, y llega longitudes mayores de 14 metros. La altura se encuentra en un rango de 2.5 a 4.25 metros y la anchura en un rango de 2.4 a 2.6 metros.
- Los camiones pesados pueden ser camiones unitarios, camión remolque y tracto camiones.

La mayoría de semiremolques cuenta con los siguientes sistemas:

1. Sistema neumático (Frenos, pulmones, válvulas, neumáticos)
2. Sistema Eléctrico (luces, pulsantes, enchufes)
3. Suspension (mecánica o neumática)
4. Enganche (plancha y perno rey)

5.3.1. Tipo de carga

Existen diferentes tipos de semirremolques en el mercado, su diseño y características dependen del tipo de carga que transportan.

- **Camión pesado de carga:** Vehículo con chasis de **seis o más llantas** destinado para el transporte de mercancías o para aplicaciones de la industria de la construcción, con peso bruto vehicular de más de 15 toneladas o carga máxima de más de 13 toneladas. El camión pesado de carga puede constituirse por:

- **Camión unitario:** Vehículo automotor de seis o más llantas. (ver figura 15 -16)

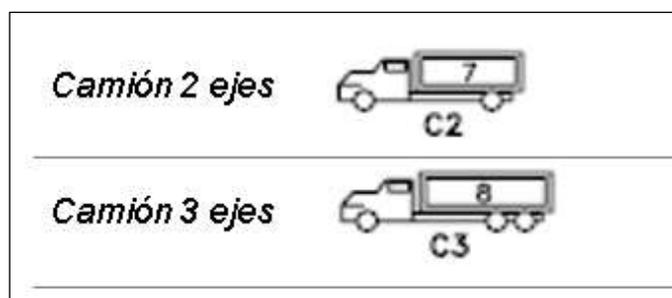


Figura 15: Vehículo automotor de 6 o más llantas. Fuente [4]



Figura 16: Camiones unitarios. Fuente Autor

- **Camión remolque:** Vehículo destinado al transporte de carga constituido por un camión unitario con un remolque, acoplado mediante un mecanismo de articulación. (ver figura 17 - 18).

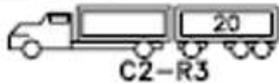
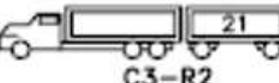
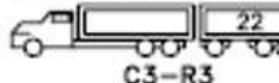
Camión/ de 2 ejes, remolque de 2 ejes	
Camión de 2 ejes, remolque de 3 ejes	
Camión de 3 ejes, remolque de 2 ejes	
Camión de 3 ejes, remolque de 3 ejes	

Figura 17: Camión remolque. Fuente [4]



Figura 18: Tracto Camiones. Fuente Autor

- **Tractocamión:** Vehículo automotor destinado a soportar y arrastrar semirremolques y remolques. Puede ser:
 - **Articulado:** Tractocamión + semirremolque, acoplados por mecanismos de articulación. (ver figura 19 -20).



Figura 19: Semirremolques. Fuente [4]



Figura 20: Tractocamión con semirremolque. Fuente Autor

- **Doblemente articulado:** Tractocamión + semirremolque + remolque, acoplados mediante mecanismos de articulación. (ver figura 21 - 22).

Tractocamión 2 ejes, semirremolque un eje remolque 2 ejes	
Tractocamión 3 ejes, semirremolque un eje remolque 2 ejes	
Tractocamión 3 ejes, semirremolque 2 ejes remolque 2 ejes	
Tractocamión 3 ejes, semirremolque 2 ejes remolque 3 ejes	
Tractocamión 3 ejes, semirremolque 3 ejes remolque 2 ejes	
Tractocamión 3 ejes, semirremolque 2 ejes remolque 4 ejes	

Figura 21: Tractocamión + semirremolque + remolque. Fuente: [4]



Figura 22: Tractocamión con semirremolque y remolque. Fuente: Autor

5.4. Tipos de remolques y sus características:

A continuación, se enlistan algunos ejemplos de remolques por su tipo de uso:

- a. Caja seca.
- b. Caja refrigerada.
- c. Jaula Ganadera.
- d. Tolva cementera.
- e. Tanque (cilíndrico, elíptico, de alta presión, térmico, anillado, etc.)
- f. Low boy (cama baja).
- g. Plataforma.
- h. Volteo.
- i. Maderero.
- j. Porta vehículos.

Caja seca:

El semirremolque comúnmente usado para el transporte de mercancías no perecederas es el tipo caja seca. Está construido exteriormente por láminas de aluminio en sus costados izquierdo y derecho, así como en su parte frontal sujetas a la estructura por medio de remaches; el toldo está fabricado de lámina de aluminio de una sola pieza. (ver figura 9).

Los semirremolques tipo caja seca se comercializan en medidas de 40', 48' y 53' de largo ya estandarizadas, (ver figura 23 -24), la selección de la longitud dependerá de la configuración del acoplamiento Tractocamión-semirremolque que se requiera, ya sea sencillo (un semirremolque) o doble semirremolque.



Figura 23: Caja seca. Fuente: Autor



Figura 24: Semirremolques tipo caja seca. Fuente: Autor

Caja refrigerada:

Para poder llevar a nuestros hogares productos frescos o productos perecederos y con sensibilidad a cambio de temperaturas deben mantener una temperatura uniforme o en algunos caso la temperatura varié a los grados que sean necesiten (ver figura 25), este tipo de semirremolques son sometidos a través de computadoras a un proceso de inyección de poliuretano con componentes modulares en paredes y techo, cuentan con una capacidad de montaje frontal y normalmente se encuentra elaborados de un material resistente con recubrimiento de aluminio o fibra de vidrio.



Figura 25: Caja Refrigerada. Fuente: Autor

Jaula Ganadera / Animales:

Las jaulas ganaderas son un tipo de carrocería diseñadas especialmente para transportar animales vivos, por lo cual su estructura ha de regirse por las características del tipo de ganado que trasladará (ver figura 26).



Figura 26: Semirremolque para animales varios. Fuente: Autor

Tolva cementera:

Este semirremolque cisterna, suele estar fabricado con un chasis auto movable que tiene fines especiales, un tanque para material a granel, un dispositivo para la descarga automática y otras

partes. Los cuerpos del tanque, tanto ferroso como no ferroso (de acero inoxidable y de aluminio). Son altamente resistentes a la corrosión. (ver figura 27).

Son principalmente utilizados en plantas de cemento, almacenes de cemento, y grandes lugares de construcción. Gracias a su utilización, grandes cantidades de materiales de embalaje y el trabajo de descarga son eliminados.



Figura 27: Tolva cementera. Fuente: Autor

Tanque:

Líquidos / gases / productos químicos y petroquímicos. El cuerpo del tanque de este semirremolque, puede estar fabricado en acero inoxidable y acero carbonado. En algunos casos los tanques también pueden estar disponibles en aleaciones de aluminio, aluminio puro, con revestimiento de goma, de plástico e incluso de fibra de vidrio. (ver figura 28). Por otro lado, la forma del tanque puede ser muy versátil; rectangular, elíptica, circular etc. Además, el tanque puede disponer de un único o varios silos, teniendo divisiones internas para posibilitar el transporte de diferentes aceites, químicos u otros líquidos, comida etc.



Figura 28: Semiremolque tanque. Fuente: Autor

Low Body / Cama Baja:

Es un semimolque que jala un tracto camión, es utilizado en el transporte pesado para carga y traslado de retroexcavadoras, rodillos y demás equipos pesados que no pueden trasladarse grandes distancias, esta plataforma tiene un diseño especial tipo “Z” o mejor llamado cuello de ganso, el cual permite que la plataforma se encuentre a un nivel cercano al piso donde le ayuda a

que lo que se transporta vayan dentro de los límites permitidos, y a la estabilización del cargamento, en la parte de atrás existe una especie de rampa por donde suben la maquinaria pesada (ver figura 29).

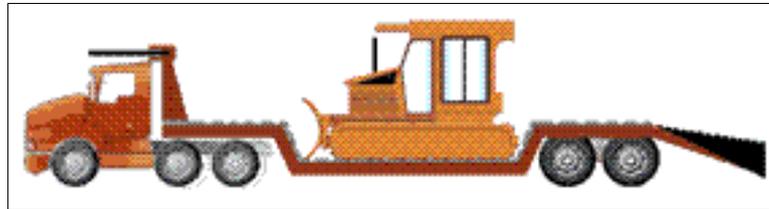


Figura 29: Low Boy / Cama Baja. Fuente: Autor

Plataforma:

Estos semirremolques están especialmente diseñados para el transporte de contenedores como su nombre nos indica y se clasifican en dos grupos:

Semirremolque plataforma y semirremolque esqueleto (ver figura 30). La estructura de la zona de carga del semirremolque de plataforma plana, es completamente plana, facilitando que contenedores u otro tipo de cargas de gran tamaño, puedan ser colocadas para su transporte.

Por otra parte, el semirremolque esqueleto utiliza un armazón para el soporte de los contenedores y tan solo puede utilizarse para el transporte de contenedores con una estructura simple, con un peso muerto bajo, con un mantenimiento sencillo etc.

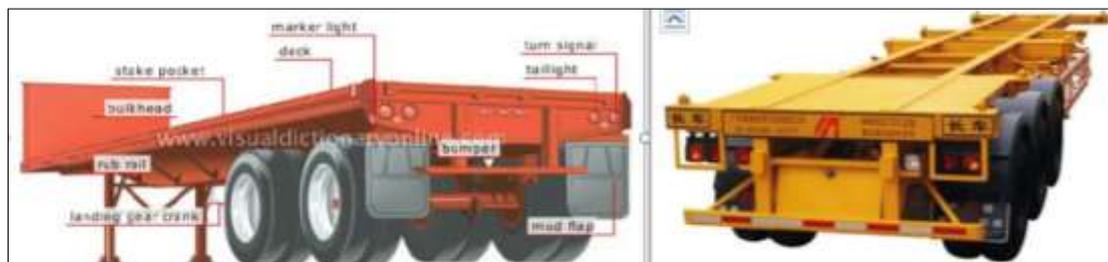


Figura 30: Semiremolque plataforma / esqueleto. Fuente: Autor

Semirremolque de Volteo:

El sistema hidráulico del semirremolque volquete suele constar de un cilindro posicionado en la parte delantera y una válvula de bombeo. Las características de este remolque, incluyen una gran capacidad de carga, un rendimiento altamente confiable, un bajo centro de gravedad y una operación estable, ofreciendo además una descarga de los materiales muy sencilla.

Su capacidad de carga oscila entre las 25-45 toneladas. Son vehículos ideales para el transporte de materiales a granel tales como: Minerales, polvo, partículas, grava etc. Además, también pueden ser utilizados para el transporte de productos a granel con un ángulo de reposo bastante pequeño. (ver figura 31)



Figura 31: Semirremolque descarga posterior. Fuente: Autor

Jaula Maderera:

Semiremolques que se dedican al transporte específico de productos forestales, las jaulas madereras son utilizadas básicamente para el transporte de troncos enteros de madera, donde se cargan y descargan mediante maquinaria (ver figura 32).



Figura 32: Jaula Maderera. Fuente: Autor

Porta Vehículos:

Semiremolque tipo "Niñera o Nodriza", o técnicamente llamados Porta Vehículos diseñado especialmente para el traslado de otros vehículos, son muy utilizadas y necesarias pues tiene varios niveles donde pueden ser ubicados los vehículos, ya sean estos automóviles, camionetas y camiones (ver figura 33).



Figura 33: Porta Vehiculos. Fuente: Autor

Para la circulación de los diferentes semirremolques por las vías del país, es necesario cumplir con todas las disposiciones y reglamentaciones impuestas por el ministerio de transporte y obras públicas, a través de la subsecretaría de transporte terrestre y ferroviario y su reglamento aplicativo de control de pesos y medidas permitidos a los vehículos que transportan carga pesada (Ver en anexos gráficos. 59 -60).

Elementos comunes de los semiremolques:

Se podría decir que todos los semiremolques existentes son diferentes por que cumplen distintas funciones según su diseño, pero a su vez son casi similares en la parte del chasis porque poseen algunos elementos en común que son:

- King pin.
- Suspensiones.
- Sistemas de frenos.
- Neumáticos.
- Rines.
- Eje De Rueda.

Todos estos elementos son escogidos según la capacidad a la que vayan a ser sometido al momento de trabajar

- King Pin.

Este accesorio es muy importante al momento de acoplar el semirremolque con el tracto-camión, ya que este accesorio entra en la quinta rueda como un pin y así de esta forma asegurar un correcto acople (King pin-quinta rueda).

El King pin o también llamado perno maestro está diseñado para soportar la fuerza de arrastre y de frenado al momento que el tracto-camión comience a mover el semirremolque. Por lo general es colocado en la parte delantera del semirremolque y la manera de colocación puede ser empernada o soldada, dependiendo de la magnitud del trabajo que vaya a realizar, estos accesorios están hecho de acero AISI 4320H o 4718H con una dureza que puede ser de 380 y 420 BHN. (ver figura 34).



Figura 34: King Pin. Fuente: [5]

- Suspensión.

La suspensión de un vehículo pesado es una de las partes más importantes en su estructura, ya que gracias a esto el manejo del vehículo se vuelve placentero, el tipo de suspensión a utilizar se elige de acuerdo al tipo de carga y camino por el que se conduzca comúnmente, debido a que no es fácil transportar demasiado peso por carretera.

Existen suspensiones mecánicas y neumáticas de diseños avanzados, cuya capacidad de este tipo de suspensiones va desde 4 hasta 20 toneladas, en aplicaciones de eje sencillo, ejes tándem y ejes trídem.

- Suspensión Mecánica.

Uno de los elementos que más destacan en la suspensión mecánica es la muelle, la cual se encuentra formada por hojas de acero templado de elevada resistencia a la flexión. Se basa principalmente en la fuerza de rozamiento que se genera entre las hojas producido por la fricción de las mismas.

La primera hoja se le conoce como hoja principal o maestra, la cual se encuentra doblada en sus extremos formando un ojillo donde se inserta un buje de hule o de bronce que reduce la fricción y el desgaste con el pasador o perno; la segunda hoja abraza la principal y las restantes (dependiendo la capacidad de carga del vehículo) son de menor longitud y estas se mantienen unidas por medio de un tornillo comúnmente conocido como “pitón”. (ver figura 35).



Figura 35: Suspensión Mecánica. Fuente: [5]

Suspensión Neumática.

Este tipo de suspensión se está utilizando desde hace pocos años sobre todo en vehículos de alta gama. La suspensión neumática basa su funcionamiento en las propiedades que ofrece el aire sometido a presión. En esta suspensión se sustituye el resorte mecánico (muelle, ballesta o barra de torsión) por un fuelle o cojín de aire que varía su rigidez.

La suspensión neumática es un sistema complejo y de costo elevado, ya que integra numerosos componentes además necesita de una instalación de aire comprimido para su funcionamiento.

Esta suspensión es muy utilizada en vehículos industriales (autobuses, camiones, etc.).

La suspensión neumática permite:

- Adaptar la carrocería a distintas alturas en función de las necesidades de marcha.
- Adaptar la suspensión y la amortiguación a la situación de la calzada y a la forma de conducir.

Se caracteriza por su elevada flexibilidad, notable capacidad de amortiguación de las vibraciones y por la autorregulación del sistema que permite mantener constante la distancia entre el chasis y la superficie de carretera independientemente de la carga presente en el vehículo (ver figura 36).



Figura 36: Suspensión Neumática. Fuente: [6]

Sistema De Frenos:

Cuando un vehículo se encuentra en movimiento tiene cierta energía cinética; si se desea detenerlo es necesario transformar dicha energía en algún otro tipo que no involucre el movimiento del vehículo, como la calorífica.

Esto se logra mediante la fricción la cual es la fuerza que se opone a algún movimiento. Al aplicar los frenos en un vehículo se provoca una fricción en el disco (o tambor, según el tipo) que genera calor. Es decir, se transforma la energía cinética (velocidad) en calorífica (calor) y entre más calor pueda desprender el sistema de frenos, mayor será su capacidad para detener al vehículo.

Este principio básico permite determinar que el sistema de frenos más efectivo será aquel que pueda disipar más calor. (ver figura 37). Entre más velocidad y peso tenga un vehículo, más energía cinética poseerá y más difícil resultará detenerlo, lo cual se debe compensar con una mayor presión y una mayor área de frenado para generar más fricción y disipar más calor.



Figura 37: Sistema de Frenos. Fuente: [5]

Neumático.

El neumático es una pieza de forma toroidal, fabricadas de caucho, que se colocan en las ruedas de diversos vehículos como en maquinarias. La función que realiza el neumático es de permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción, permitiendo de esta manera un mejor arranque y frenado del vehículo.

Los neumáticos, disponen de hilos que refuerzan su contextura, según su dirección puede clasificarse en: llantas radiales, estas son utilizadas para todos los automóviles, debido a que las capas de material están distribuidas unas sobre otra en línea recta. Esto contribuye a la cubierta una mayor estabilidad y resistencia; mientras que, en las llantas diagonales, sus capas se encuentran ubicadas en forma diagonal una sobre otra.

Esto le aporta resistencia a la cubierta, aunque resta en materia de confort ya que la hace más rígida por lo que es más usual su aplicación en los autos deportivos.

Una característica física de los neumáticos es que en ellos está inscripta su dimensión, por ejemplo, si aparece inscripta la siguiente leyenda 225/50R16 91W, esto se leerá de la siguiente manera: el primer número corresponde a la anchura seccional desde el borde de una banda al otro; el segundo número implica la altura del perfil; la R indica que es de tipo radial si la construcción fuese de tipo "Diagonal" (habitual usada en algunos vehículos agrícolas e industriales), se utilizaría el símbolo "-"; el siguiente número es la medida de la circunferencia interior; el cuarto número indica la carga que debe dársele al neumático; y la letra final implicará la velocidad que puede alcanzar. En el código la W refiere una velocidad hasta 270 Km/H. (ver figura 38).



Figura 38: Neumáticos. Fuente: [5]

Rines.

Los rines son importantes para la aerodinámica del vehículo, como también brindan estabilidad y equilibrio al vehículo, además son muy importantes en la suspensión lo cual hace que al tener menos peso se reduzcan las vibraciones y los ruidos en la carretera, que son causados al momento de acelerar o frenar el vehículo cuando este se traslada de un lugar a otro. (ver figura 39).

Existen diferentes tamaños de rines, y cada auto tiene un diseño y un límite de tamaño establecido por cada fabricante, por lo general cada vehículo consta de un manual donde indica las medidas máximas y mínimas de cada rin.



Figura 39: Rines. Fuente: [5]

Eje De Rueda.

Los ejes son componentes del mecanismo de un vehículo, que mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y los ejes deben soportar el peso del vehículo, así como cualquier carga adicional que este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado (ver figura 40).



Figura 40: Ejes. Fuente: [6]

Además, los ejes deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño del vehículo:

Transmisión.

Donde uno o más ejes deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce un momento o par torsor sobre el eje que, con la reacción del apoyo del eje, da lugar a un momento de fuerzas sobre el árbol que es transferido hacia las ruedas para la aceleración del vehículo.

Frenado.

Para disminuir la velocidad de un vehículo se aplica una fuerza descentrada de forma que, con la reacción del apoyo del eje, se forma un momento de fuerzas en sentido contrario a la rotación de la rueda. Tanto los frenos de disco como los frenos de tambor, ejercen esta fuerza descentrada.

Además, puede aplicarse el freno motor a través de la transmisión, que tiene un efecto más significativo en vehículos pesados.

Guía.

El eje; guía a la rueda para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un eje perpendicular al eje de giro.

El sistema de dirección controla el ángulo de guiado de las ruedas respecto al chasis, en la mayoría de los casos solo las del eje delantero. El eje de propulsión es el eje que une la transmisión con el diferencial, usualmente es un tubo hueco.

En los ejes independientes o de suspensión independiente, cada rueda está unida a un eje por separado. Con este tipo de eje la masa no suspendida es menor y cada rueda tiene suspensión por separado y por consiguiente reaccionan de forma diferente que con un eje rígido, proporcionando más confort y maniobrabilidad al circular sobre baches.

Por lo general los camiones o semiremolque usan este tipo de configuración debido a que estos poseen más de un eje, para proveer una mayor capacidad de carga, ya que si se lo hace sobre un solo eje existirían limitaciones de carga.

6. DISEÑO DEL REMOLQUE DE CAPACIDAD DE 25 m³.

Para diseñar semirremolques volquetes se necesita calcular y seleccionar el material correcto, los accesorios correctos y las autopartes correctas, así optimizar la capacidad de carga útil del semirremolque volquete, para ello es necesaria conocer los esfuerzos máximos a los que estará sometido la viga, realizar cálculos estáticos y dinámicos, conocer reportes de fallas de diseños anteriores, catálogos de accesorios y otros a fin de estar informados y disminuir las incertidumbres del diseño del semirremolque. De acuerdo al decreto ejecutivo No. 1137 del 19 de abril del 2012 y el acuerdo ministerial No. 036 del 18 de mayo del 2012, nos menciona los valores de control de pesos y dimensiones, en donde nos indica que la carga máxima permitida en el territorio nacional es de 48000 kg, y los semirremolques con suspensión neumática y llantas extra anchas pueden acceder a una bonificación del 10% de su peso bruto vehicular máximo.

6.1. Restricciones y Limitaciones de Diseño.

En este caso, las restricciones y limitaciones más importantes que se presentan en el diseño de la bañera de 25 metros cúbicos son las que se van a considerar en los siguientes aspectos, de acuerdo a la ley de caminos y su reglamento aplicativo:

- Dimensión
- Peso

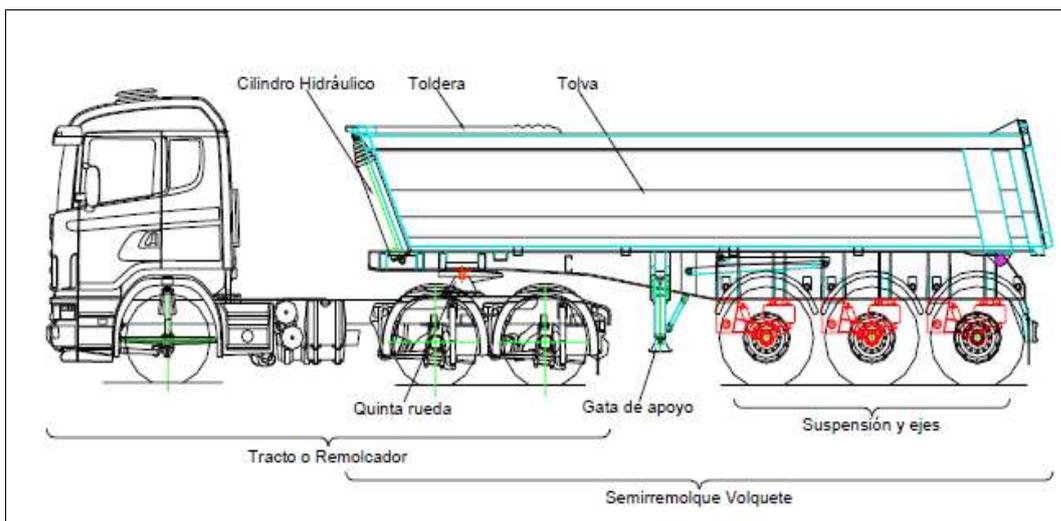


Figura 41: Partes y Piezas de Bañera. Fuente: Autor

El ente que está encargado de controlar estos aspectos en el diseño de la bañera es el Ministerio De Transporte Y Obras Publicas, el mismo que establece cuales son los límites de longitud, ancho y altura de la carrocería; además de fijar los límites de tolerancia permitidos que puedan existir. Este ente además de controlar las dimensiones también controla el peso bruto vehicular de toda la estructura de la carrocería.

Por esta razón el diseño estructural de toda la bañera tiene que ser lo más liviano posible para de esta manera aprovechar el peso bruto vehicular permitido por el Ministerio De Transporte Y Obras Publicas. (ver tabla 12.1)

Todo este control se generó debido a que existían sobredimensionamiento al momento de fabricar las carrocerías ya sean estos por sus dimensiones o por su peso afectando de forma directa al daño de las carreteras del país. Con este control se ha logrado minimizar los daños en las carreteras y también los accidentes de tránsito (ver figura 41).

6.2. Características y función de diseño.

Dentro de las características y funciones principales del diseño de la bañera de 25 metros cúbicos se ha considerado lo siguiente:

- Tamaño Y Peso
- Resistencia
- Amortiguación
- Capacidad De Carga.

6.3. Análisis de Cargas

Para analizar las cargas en una estructura se tiene que ver cómo están conectados los miembros, cuál va ser su trabajo, su vida útil y qué tipo de cargas van estar sobre la estructura.

Además, analizar cómo están actuando y de qué manera afectan estructuralmente las cargas al diseño. También no hay que dejar a un lado las cargas que se originan por variaciones climáticas que afectan a la estructura.

Después de que se han estimado las cargas es necesario escoger la combinación más favorable para realizar la factorización de cargas y realizar el diseño por factor de resistencia.

6.4. Tamaño y peso

El tamaño esta dimensionado para cumplir las especificaciones necesarias del diseño y así de esta manera lograr el cubicaje deseado sin sobre pasar los límites establecidos como reglamentos queda el Ministerio de Transporte Y Obras Publicas. El peso de igual manera fabricarla lo más liviana posible para minimizar gastos que se generan al momento de que exista un sobredimensionamiento en toda su estructura.

6.5. Resistencia

Para lograr una mayor resistencia sin realizar un sobredimensionamiento y gasto en materiales innecesarios, se considera escoger un acero que cumpla con las especificaciones deseadas y además realizar una mejor distribución estructural en base a los esfuerzos y las fatigas críticas que se presentan cuando está en funcionamiento la bañera.

6.6. Amortiguación

Posee una alta capacidad de amortiguación debido a que consta de una suspensión neumática y esto provoca que no exista mucha vibración provocada por carreteras irregulares o baches existentes por toda la trayectoria recorrida al momento de transportar la carga.

6.7. Capacidad de carga

La capacidad de carga máxima que se puede transportar en las carreteras del país es de 48 toneladas según lo estipulado por el Ministerio De Transporte Y Obras Públicas. Por lo tanto, la bañera debe ser diseñada para soportar el peso máximo ya estipulado sin salirse del volumen de material requerido para transportar.

6.8. Tamaño y peso según normas ecuatorianas de transporte.

Para poder tener una referencia de las dimensiones y el peso que va a tener la bañera al momento de construirse se tiene que revisar el Decreto Ejecutivo No.1137 del 19 de abril del 2012, y al Acuerdo Ministerial No. 036 de fecha 18 de mayo del 2012, donde se proporciona tablas detallando los pesos y dimensiones máximas, además la nomenclatura

que representan a los diferentes tipos de carrocerías y sus posibles combinaciones de estas.

Por lo consiguiente según el acuerdo 036 la bañera es de tipo 3S3 debido a que está formada por un tracto-camión de tres ejes y de un semirremolque de tres ejes con esta información se tuvo cuáles son las medidas específicas o máximas que puede tener la bañera que son las siguientes:

- Largo: 20,50 mts.
- Alto: 4,30 mts.
- Ancho: 2,60 mts.
- Peso de carga: 48 toneladas.

6.9. Determinación de las cargas

Se identifica las cargas que van a actuar sobre la estructura a las que se encuentra sometido el semirremolque. Para el diseño de la estructura se toma en cuenta los siguientes tipos de carga:

- Carga Muerta.
- Carga Viva.
- Carga Transportada.
- Cargas accidentales.

6.9.1. Carga Muerta

Consiste en todos los elementos que forman parte de manera constante sobre la estructura, están determinadas por el peso propio de la estructura el cual se puede determinar por las longitudes y la clase de perfiles usados, así como de los espesores, pero solo se puede saber esto una vez que se haya hecho el respectivo análisis de esfuerzos y se determine que materiales se va a utilizar. También se puede obtener el peso de la estructura mediante un programa de diseño asistido por computadora que se va a ocupar para su diseño [7].

CM = Carga muerta (peso de total de la estructura)

$$CM= 9127,27 \text{ kg}$$

6.9.2. Carga Viva

Es el resultado de sumar la carga transportada más una sobrecarga que corresponde al 10% de la carga transportada y es un rango de seguridad para evitar accidentes por sobrecarga [7].

$$CV = CT + SC \quad \text{ecuación 1} \quad \begin{array}{l} CV = \text{Carga viva} \\ CT = \text{Carga a Transportar} \\ SC = \text{Sobrecarga} \end{array}$$
$$CV = 29090,90 \text{ kg} + 0,1 * 29090,90 \text{ kg}$$
$$CV = \mathbf{31999,99 \text{ kg}}$$

6.9.3. Carga Transportada

Es la carga a ser transportada independientemente al peso del semirremolque [7], [8], para este caso el valor máximo es de:

$$CT = 29090,90 \text{ kg}$$

6.9.4. Cargas Accidentales

Son cargas ajenas a la carga viva y carga muerta, estas pueden ser producidas por efectos climáticos, geográficos, entre otros, los cuales se detallan a continuación:

6.9.4.1. Cargas de Viento

Es una fuerza que se opone al movimiento de cualquier objeto, esta va a ser aplicada de manera horizontal se usa los datos de la ubicación geográfica en donde vaya a ser usada la estructura es también conocida como “resistencia aerodinámica” [8].

Ra = Resistencia aerodinámica, en (N)

ρ = Densidad del aire, en(kg/m³)

V= Velocidad, en (m/s)

Af= Superficie frontal del vehículo, en (m²)

Cx= Coeficiente aerodinámico del vehículo.

Af= Alto * ancho

Coeficiente aerodinámico:

Af= 3m * 2,5 m

Cx= 0,7

Af= 7,5m²

Densidad del aire en la ciudad de Cuenca:

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Velocidad máxima del vehículo:

V= 70 km/h = 19,44 m/s

Remplazando los valores en la ec. 2,

$$R_a = \frac{1}{2} * C_x * \rho * A_f * V^2 \quad \text{ecuación 2}$$

$$R_a = 1190,42 \text{ N} = \mathbf{121,47 \text{ kg}}$$

6.9.4.2. CARGA DE IMPACTO

Esta fuerza se aplica en un tiempo corto a un cuerpo en movimiento que se ve afectado por irregularidades de la vía.

$$CIM = 0,3 * CV \quad \text{ecuación 3} \quad CIM = \text{Carga de impacto.}$$

$$CIM = 0,3 * 31999,99 \text{ kg}$$

$$CIM = \mathbf{9599,99 \text{ kg}}$$

Teniendo este resultado se puede calcular la carga total viva que es valor total a ser transportado y el valor para los respectivos cálculos. Esta dada por la siguiente ecuación:

$$CTV = CV + CIM \quad \text{ecuación 4} \quad CTV = \text{Carga Total Viva}$$

$$CTV = 31999,99 + 9599,99$$

$$CTV = \mathbf{41599,98 \text{ kg}}$$

En el diseño de las vigas maestras se debe tomar en consideración el reparto de cargas que existe a lo largo del chasis del semirremolque y sus apoyos que en este caso vendrían a ser los ejes acoplados al sistema de suspensión y este a su vez al chasis, bajo ninguna circunstancia las cargas que se transfieran a los ejes deben superar las cargas máximas establecidas por los fabricantes de los ejes (ver figura 42) [8].

Datos:

Carga máxima soportada por cada eje: 13 toneladas.

Carga total viva: 41599,98 kg. \approx 40 toneladas

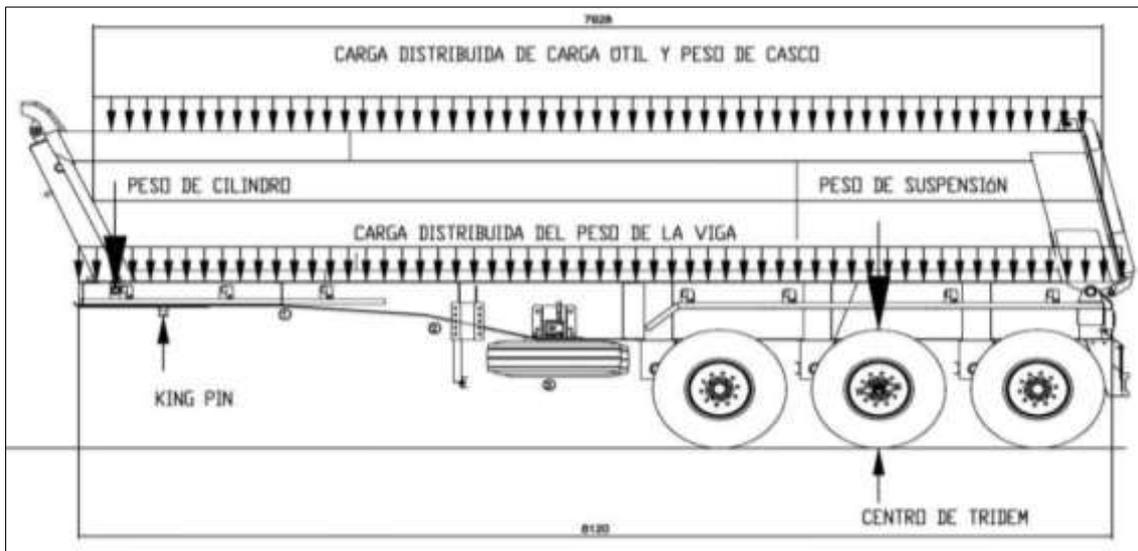


Figura 42: Reparto de cargas del Chasis Fuente: Autor.

6.10. Cálculo de la viga principal del semirremolque

Para el cálculo de la carga muerta, se considera el material de la viga principal acero A-514, (ver figura 43 - 44) además no se considera el arriostamiento del chasis, por lo tanto:

ω_1 = peso de una sola viga principal (N/m)

ω_2 = peso de la mitad de la tolva y del cilindro hidráulico (N/m)

Peso de Viga principal:

Alma de la viga: Área = 3,255 m²

Espesor = 8mm

Densidad = 7850 kg/m³

$$masa = A * e * \rho$$

ecuación 5

$$masa = 204,414 \text{ kg}$$

Ala 1:

Área= 1,305 m²

Espesor= 15mm

Densidad= 7850 kg/m³

$$masa_1 = 153,663 \text{ kg}$$

Ala 2:

Área= 1,29 m²

Espesor= 15mm

Densidad= 7850 kg/m³

$$masa_2 = 151,897 \text{ kg}$$

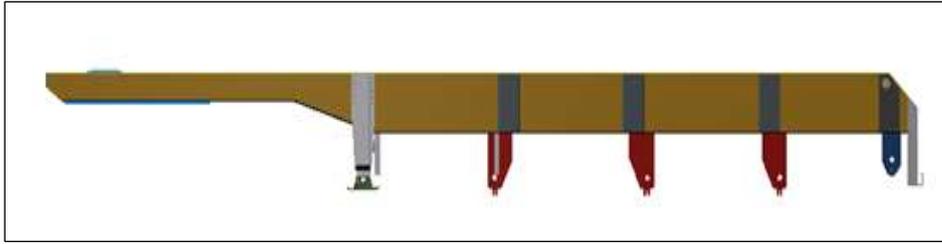


Figura 43: Chasis de semirremolque. Fuente: Autor

$$\text{masa}_{\text{total}} = \text{masa}_{\text{alma}} + \text{masa}_{\text{ala1}} + \text{masa}_{\text{ala2}} \quad (\text{ver fig. 28})$$

ecuación 6

$$\text{masa}_{\text{total}} = 204,414 + 153,663 + 151,897$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = \mathbf{509,974 \text{ kg}}$$

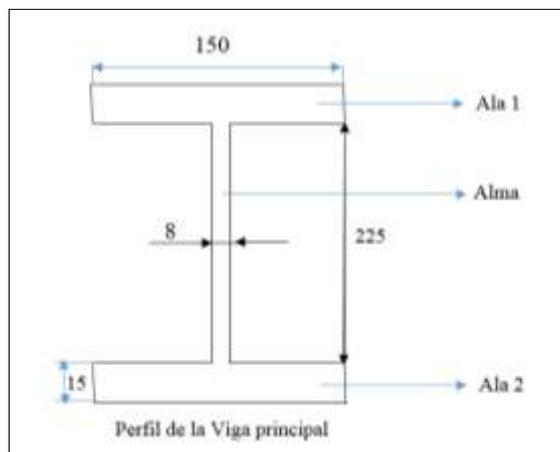


Figura 44: 28 Perfil de la viga principal. Fuente: Autor

Masa del plato giratorio:

$$\text{masa} = \text{area} * \text{espesor} * \text{densidad}$$

$$\text{masa} = 0,9 * 1,2 * 0,010 * 7850$$

$$\text{masa} = \mathbf{84,78 \text{ kg}}$$

$$\text{Masa de la tolva} = 3635,5 \text{ kg}$$

$$\text{Masa del King pin} = 11,4 \text{ kg}$$

$$\text{Masa del cilindro hidráulico} = 290 \text{ kg}$$

Para el cálculo de las cargas distribuidas se toman la mitad del valor de las masas a excepción de la masa de la viga principal ya que se está considerando una sola viga, entonces los valores a considerar quedarían así:

$$\text{Masa de viga principal} = \mathbf{509,904 \text{ kg}}$$

$$\text{Masa plato giratorio} = \mathbf{42,39 \text{ kg}}$$

$$\text{Masa tolva} = \mathbf{3635,5 \text{ kg}}$$

Masa de King pin= 5,7 kg

Masa de cilindro hidráulico= 145 kg

Por lo tanto, las cargas distribuidas que interactúan en la viga son:

$$\omega_1 = \frac{W_1}{L_1} \qquad \omega_2 = \frac{W_2}{L_2} \qquad \text{ecuación 7}$$

$$L_1 = 8,70 \text{ m}$$

$$L_2 = 8,05 \text{ m}$$

$$W_{1,2} = m \cdot g \qquad \text{ecuación 8}$$

$$m_1 = \text{masa viga} + \text{masa King pin} + \text{masa plato giratorio} \qquad \text{ecuación 9}$$

$$m_1 = 509,904 + 5,7 + 42,39$$

$$\mathbf{m_1 = 557,994 \text{ kg}}$$

Reemplazando en las ecuaciones 7 y 8 se obtiene que:

$$W_1 = 557,994 \cdot 9,8 \qquad \omega_1 = \frac{5.468,34}{8,70}$$

$$\mathbf{W_1 = 5.468,34 \text{ N}} \qquad \mathbf{\omega_1 = 628,54 \text{ N/m}}$$

$$m_2 = \text{masa tolva} + \text{masa cilindro hidráulico} \qquad \text{ecuación 10}$$

$$m_2 = 3635,5 + 145$$

$$\mathbf{m_2 = 3.780,5 \text{ kg}}$$

Reemplazando en las ecuaciones 7 y 8 se obtiene que:

$$W_2 = 3.780,5 \cdot 9,8 \qquad \omega_2 = \frac{19.234,95}{8,05}$$

$$\mathbf{W_2 = 19.234,95 \text{ N}} \qquad \mathbf{\omega_2 = 2.389,43 \text{ N/m}}$$

Para el cálculo de la carga viva se tiene que considerar un excedente de carga en el llenado del balde ya que este no es controlado de una manera exacta, evitando fallas por sobrecarga. Las cargas que interactúan son las del peso del material que se transporta y el que se produce por el accionamiento del cilindro hidráulico cuando se realiza la descarga del material [8].

Se calcula la masa del material a transportar, teniendo de dato inicial el cubillaje máximo del balde, para nuestro cálculo se ocupa la densidad del material conocido como Clinker que es de 1505,73 kg/m³.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

ecuación 11

$$m = \rho * V$$

$$m = 1505,73 \frac{kg}{m^3} * 25 m^3$$

$$m = 37.625 kg$$

Utilizando las ecuaciones 7 y 8 se tiene:

$$W_{material} = 37.625 * 9,8$$

$$\omega_{material} = \frac{368.725}{8,05}$$

$$W_{material} = 368.725 N$$

$$\omega_{material} = 45.804,34 N/m$$

El peso del Clinker se considera solo la mitad del peso calculado debido a que se hace el análisis para una sola viga.

$$\omega_3 = \frac{\omega_{material}}{2}$$

ecuación 12

$$\omega_3 = 22.902,17 N/m$$

Para el cálculo de la fuerza que actúa sobre la viga principal producida por el accionamiento del cilindro se tiene que descomponer esta fuerza en componentes en el eje X y en el Y, para el análisis de fuerzas cortantes y momento flector solo interesa la fuerza que actúa sobre el eje Y, este valor se lo divide para cuatro. La fuerza de accionamiento del cilindro hidráulico se puede obtener mediante los datos técnicos del fabricante; datos como el diámetro del primer vástago y la presión en el mismo.

$$P = 190 bar = 19 N/mm^2$$

$$D = 191 mm$$

$$F = P * A$$

ecuación 13

$$F = 19 * \frac{(\pi * 191)^2}{4}$$

$$F = 544.391,4 N$$

$$F_x = F \cos 75^\circ$$

ecuación 14

$$F_y = F \sen 75^\circ$$

ecuación 15

$$F_x = 140.898,86 N$$

$$F_y = 525.841,71 N$$

$$F'y = \frac{F_y}{4}$$

ecuación 16

$$F'y = 131.460,71 \text{ N}$$

Esta es la fuerza producida por el cilindro hidráulico. (ver figura 45)

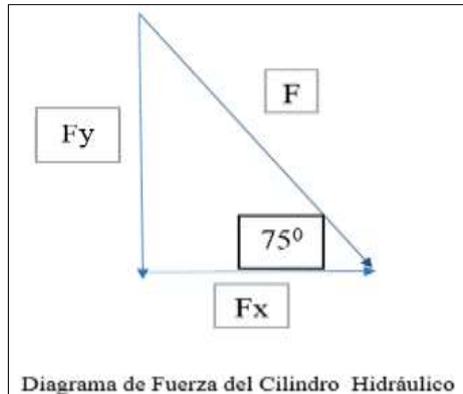


Figura 45: diagrama de fuerza del cilindro hidráulico. Fuente: Autor

Para el diseño de la viga principal se tiene que tomar en cuenta los tipos de cargas que actúan en la viga sean muertas o vivas, de esta manera se calcula las fuerzas cortantes y momentos flectores que se producen con cada fuerza o carga que actúan sobre la viga. Lo primero que se calcula son las fuerzas de reacción en cada apoyo que soporta la viga, obteniendo así, la posición de los puntos a lo largo de la viga donde puedan existir fallas.

Análisis de cargas muertas: Existen diferentes formas de calcular las reacciones en cada punto de apoyo, para nuestro caso se procede a colocar directamente los valores de cada reacción ya calculados con el método de los tres momentos, debido a que no es razón de estudio para este proyecto, este método de cálculo se lo puede encontrar en el capítulo 7 y 8 del libro de Resistencia de Materiales, Cuarta Edición, Andrew Pytel y Ferdinand L. Singer (ver figura 46 -47) [9]

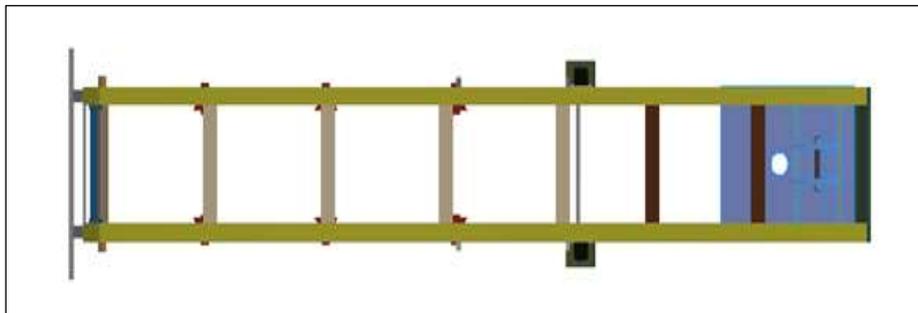


Figura 46: Chasis vista desde arriba. Fuente: Autor

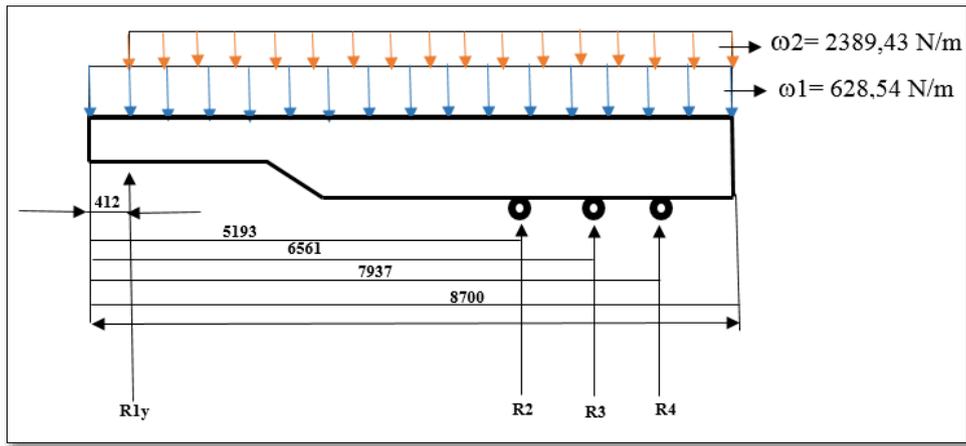


Figura 47: Diagrama de Análisis de las Reacciones Cargas Muertas. Fuente: Autor

$$R_1 = 5.665,8 \text{ N}$$

$$R_2 = 15.834,5 \text{ N}$$

$$R_3 = - 4.723.3 \text{ N}$$

$$R_4 = 5.114,4 \text{ N}$$

Una vez que se obtienen las reacciones en cada apoyo se procede a calcular las fuerzas cortantes y momentos flectores mediante el método de diagrama de cuerpo libre de fuerzas internas comenzando de izquierda a derecha (ver figura 48).

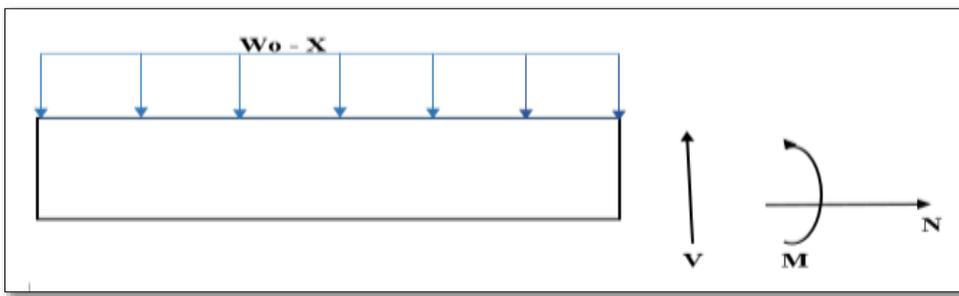


Figura 48: Diagrama de Cuerpo Libre Cargas Muertas. Fuente: Autor

$$0 < X < 0,412$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V = \omega_1 X = 0$$

$$V = \omega_1 X$$

Ecuación 17

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + \omega_1 X \left(\frac{X}{2}\right) = 0$$

$$M = (-284,01 x^2)[Nm]$$

Ecuación 18

$$\underline{0,412 < X < 5,193}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} \omega_1 X - \omega_2 (X - 0,412) = 0$$

$$V = (2613,61 X - 6608,59)[N]$$

Ecuación 19

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M - R_{1y} (X - 0,412) + \frac{\omega_1}{2} X^2 + \omega_2 (X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-1306,81 X^2 + 6608,59 X - 2549,13)[Nm]$$

Ecuación 20

$$5,193 < X < 6,561$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} + R_2 - \omega_1 X - \omega_2 (X - 0,412) = 0$$

$$V = (2613,61 X - 23403,12)[N]$$

Ecuación 21

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M - R_{1y} (X - 0,412) - R_2 (X - 5,193) + \frac{\omega_1}{2} X^2 + \omega_2 (X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-1306,81 X^2 + 23403,12 X - 98832,14)[Nm]$$

Ecuación 22

$$6,561 < X < 7,937$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} + R_2 + R_3 - \omega_1 X - \omega_2 (X - 0,412) = 0$$

$$V = (2613,61 X - 18786,96)[N]$$

Ecuación 23

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M - R_{1y}(X - 0,412) - R_2(X - 5,193) - R_3(x - 6,561) + \frac{\omega_1}{2}X^2 + \omega_2(X - 0,412)\left(\frac{x - 0,412}{2}\right) = 0$$

$$M = (-1306,81X^2 + 18786,96X - 66052,79)[Nm] \quad \text{Ecuación 24}$$

$$7,937 < X < 8,700$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} + R_2 + R_3 + R_4 - \omega_1 X - \omega_2(X - 0,412) = 0$$

$$V = (2613,61X - 24071,35)[N] \quad \text{Ecuación 25}$$

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M - R_{1y}(X - 0,412) - R_2(X - 5,193) - R_3(X - 6,561) - R_4(X - 7,937) \frac{\omega_1}{2}X^2 + \omega_2(X - 0,412)\left(\frac{x - 0,412}{2}\right) = 0$$

$$M = (-1306,81X^2 + 24071,35X - 110848,57)[Nm] \quad \text{Ecuación 26}$$

Analisis de cargas Vivas:

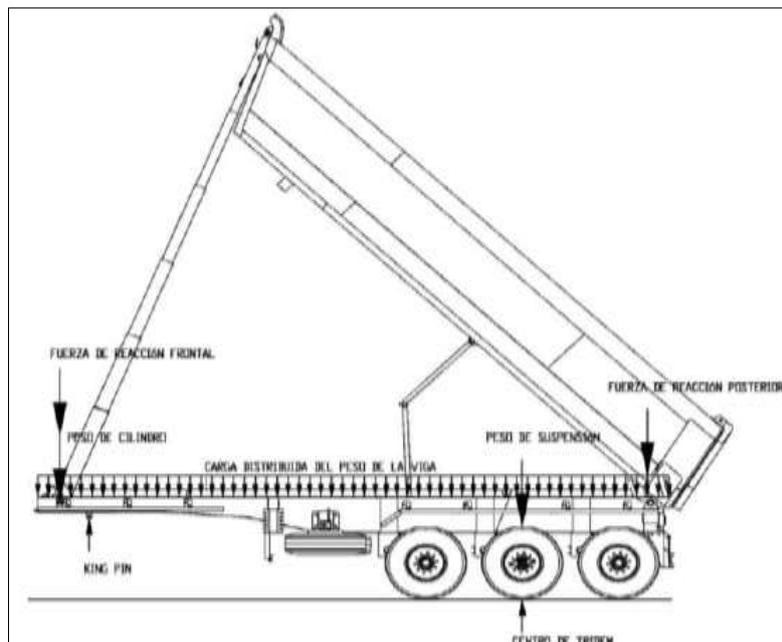


Figura 49: Fuerzas de Reacción Fuente: Autor

De la misma manera como las cargas muertas existen diferentes formas de calcular las reacciones en cada punto de apoyo (ver figura 49 - 50), para nuestro caso se procede a colocar directamente los valores de cada reacción ya calculados con el método de los tres momentos, debido a que no es razón de estudio para este proyecto, este método de cálculo se lo puede encontrar en el capítulo 7 y 8 del libro de Resistencia de Materiales, Cuarta Edición, Andrew Pytel y Ferdinand L. Singer. El cálculo de reacciones se la puede hacer de la misma forma que se calculó en las cargas muertas por el método de los tres momentos [2].

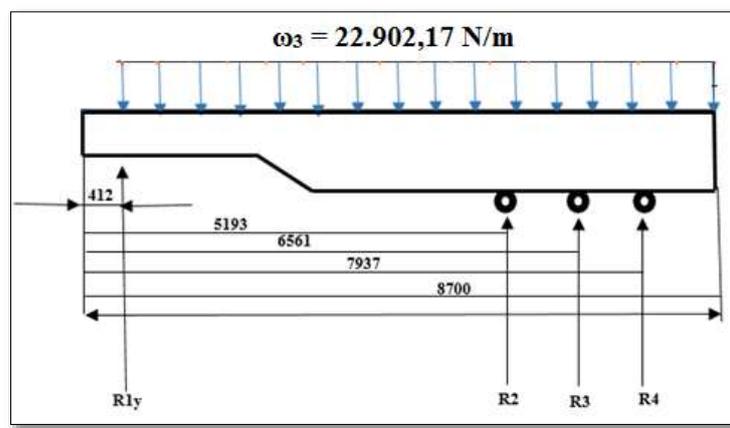


Figura 50: Diagrama de Análisis de las Reacciones Cargas Vivas. Fuente: Autor

$$R_{1y} = 317242,7 \text{ N}$$

$$R_2 = 161914,6 \text{ N}$$

$$R_3 = -44596,9 \text{ N}$$

$$R_4 = 50892,3 \text{ N}$$

Obteniendo las reacciones de cada apoyo se calcula las fuerzas cortantes y momento flectores mediante el método de diagrama de cuerpo libre de fuerzas internas comenzando de izquierda a derecha (ver figura 51)

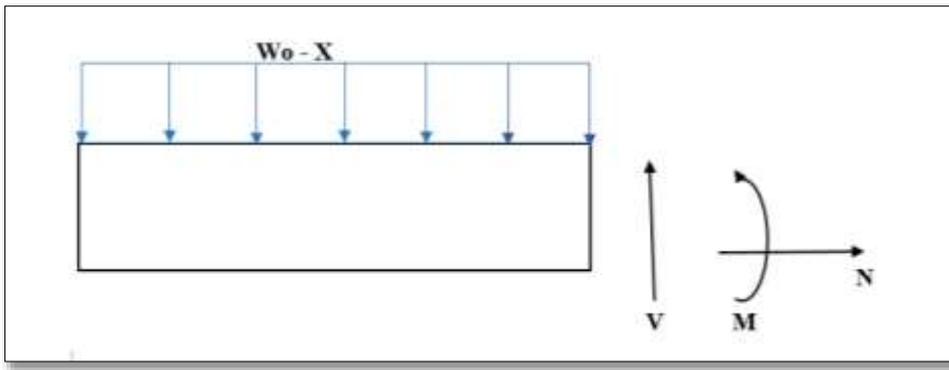


Figura 51: Diagrama de Cuerpo Libre Cargas Vivas. Fuente: Autor

$$0 < X < 0,144$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V = 0$$

Ecuación 27

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M = 0$$

Ecuación 28

$$0,144 < X < 0,412$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V - F'y = 0$$

$$V = (132055, 2)[N]$$

Ecuación 29

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + F'y(X - 0,144) = 0$$

$$M = (-132055, 2X + 19015, 94)[Nm]$$

Ecuación 30

$$0,412 < X < 0,680$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + F'y - \omega_3 (X - 0,412) + R_{1y} = 0$$

$$V = (25158, 26 X - 195552, 73)[N]$$

Ecuación 31

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + F'y(X - 0,144) - R_{1y}(X - 0,412) + \omega_3(X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-12579,13 X^2 + 195552,73X - 113823,28)[Nm] \quad \text{Ecuación 32}$$

$$0,680 < X < 5,193$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} - F' - F'y - \omega_3(X - 0,412) = 0$$

$$V = (25158,26X - 63497,58)[N]$$

Ecuación 33

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + R_{1y}(X - 0,412) - F'y(X - 0,144) + F'y(X - 0,680)$$

$$+ \omega_3(X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-12579,13 X^2 + 63497,58X - 24025,77)[Nm]$$

Ecuación 34

$$5,193 < X < 6,561$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} - F'y - F'y + R_2 - \omega_3(X - 0,412) = 0$$

$$V = (25158,26X - 225412,14)[N]$$

Ecuación 35

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + R_{1y}(X - 0,412) - F'y(X - 0,144) + F'y(X - 0,680) - R_2(X - 5,733)$$

$$+ \omega_3(X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-12579,13 X^2 + 225412,14X - 952282,06)[Nm]$$

Ecuación 36

$$6,561 < X < 7,937$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} - F'y - F'y + R_2 + R_3 - \omega_3 (X - 0,412) = 0$$

$$V = (25158,26X - 180815,24)[N]$$

Ecuación 37

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + R_{1y}(X - 0,412) - F'y(X - 0,144) + F'y(X - 0,680) - R_2 (X - 5,733)$$

$$- R_3 (X - 7,101) + \omega_3 (X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-12579,13 X^2 + 180815,23X - 635599,44)[Nm]$$

Ecuación 38

$$7,937 < X < 8,700$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{1y} - F'y - F'y + R_2 + R_3 + R_4 - \omega_3 (X - 0,412) = 0$$

$$V = (25158,26X - 231707,52)[N]$$

Ecuación 39

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M + R_{1y}(X - 0,412) - F'y(X - 0,144) + F'y(X - 0,680) - R_2 (X - 5,733)$$

$$- R_3 (X - 7,101) - R_4 (X - 8,477)$$

$$+ \omega_3 (X - 0,412) \left(\frac{x - 0,412}{2} \right) = 0$$

$$M = (-12579,13 X^2 + 231707,52X - 1067013,25)[Nm]$$

Ecuación 40

Obtenido los cortantes y momentos máximos de cada carga se realiza una tabla donde se indica en qué posición ocurre un cambio, tomando en consideración que también hay que tomar en cuenta que no se está tratando con una viga de sección uniforme por lo que hay que analizar en cada posición donde ocurre los máximos y las variaciones de sección para corroborar si la viga no falla ya sea por cortante por flexión (ver tabla 1).

Tabla 1: Análisis de la posición de cargas Muertas y vivas. Fuente: Autor

Análisis de la posición de cargas Muertas y Vivas para viga principal de chasis		
	Carga Muerta	Posición [m]
Cortante Max [N]	8419,3	5,193
Momento Max [Nm]	7613,2	5,193
	Carga Viva	Posición [m]
Cortante Max [kN]	185,19	0,412
Momento Max [kNm]	73,44	5,193

6.11. Diseño de soporte del plato de giro

El plato de giro siempre se encuentra en contacto con la quinta rueda la cual soporta las cargas transmitidas del semirremolque hacia el tracto camión. Para lo cual se realiza un cálculo breve de las cargas actuantes en la estructura y obtener las reacciones que se producen, se supone que:

$$R_4 = 50892,3 [N]$$

Solo se tomará en cuenta la carga total estática y las tres reacciones por parte de los ejes se tomarán como una sola. (ver gráfico 52 -53-54) y (ver tabla 1)

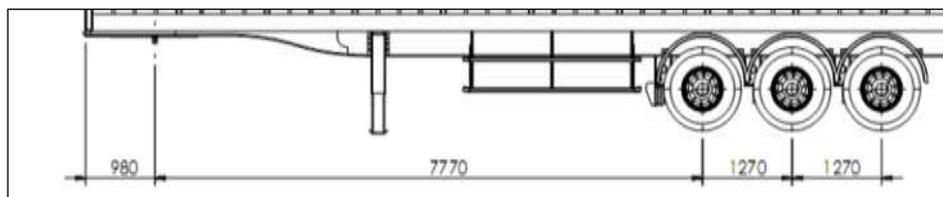


Figura 52: Remolque de 3 ejes. Fuente: Autor

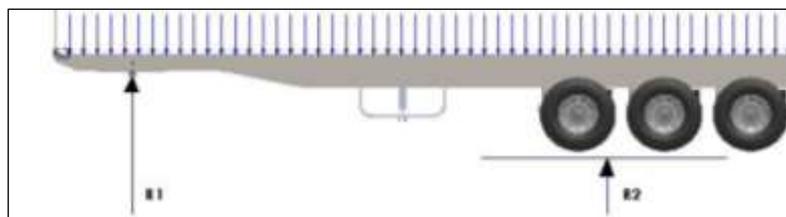


Figura 53: Reacciones. Fuente: Autor

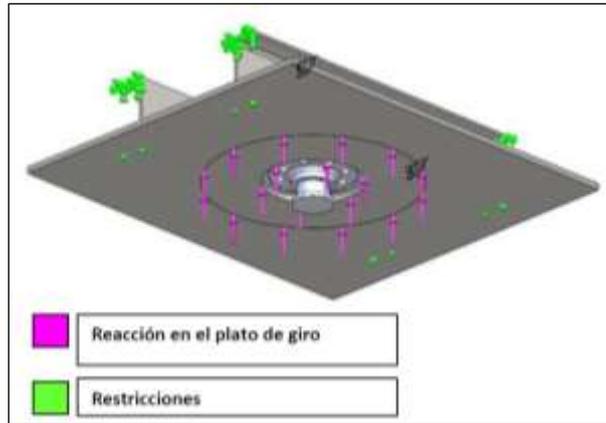


Figura 54: Reacciones en plato de giro. Fuente: Autor

$$M1 = w * 1.1 * 0.55 - w * 11.35 * 5.675 + 7.7 * R2 = 0$$

$$M1 = 37419,7 * 1.1 * 0,55 - 37419,7 - 11,35 * 5,675 + 7,7 * R2 = 0$$

$$\mathbf{R2 = 310080N} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$Y = R1 + R2 = m * g$$

$$Y = R1 + R2 = 465876,9$$

$$\mathbf{R1 = 155796[N] = 15881,5[kg]} \quad \text{Ecuación 42}$$

Para determinar las reacciones en cada uno de los ejes tiene que:

$$R_{\text{eje}} = \frac{R2}{N_{\text{ejes}}}$$

$$R_{\text{eje}} = \frac{310080}{3} [N] = 103360 [N] \quad \text{Ecuación 43}$$

Ahora luego de realizar los respectivos cálculos se observan las siguientes reacciones:

Tabla 2: Reacciones del plato giratorio. Fuente: Autor

Reacciones del Plato Giratorio			
Plato de giro	Eje N. 1	Eje N. 2	Eje N. 3
15881,5[kg]	10536,2[kg]	10536,2[kg]	10536,2[kg]

Las cargas para la simulación se obtuvieron anteriormente la cual es (ver tabla 2):

$$\mathbf{R1 = 15881,5[kg]}$$

La cual actúa en el plato de giro como resultado de las cargas.

6.11.1 Material Usado en Plato de Giro

En la tabla 3 se puede observar los datos del material utilizado para la construcción del plato de giro del sistema de tracción.

Tabla 3: Material Usado en Plato de Giro. Fuente: Autor

Pieza	Perfil	Material	Masa	Volumen
Vigas de soporte	UPN 120, 180, plancha de 12 mm.	ASTM A-36	211.322 kg.	0.033075 m ³

Mediante el programa de cálculo se realiza el estudio estático para los soportes del plato de giro. (ver gráfico 55).

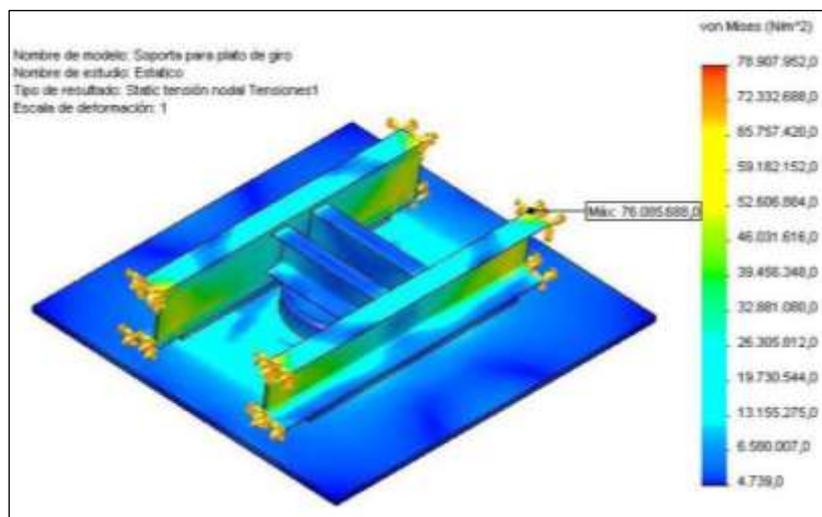


Figura 55: Resultados de cargas en plato de Giro. Fuente: Autor

6.12. Diseño de las vigas de amarre para el chasis

Cargas muertas: Para realizar el cálculo de cargas muertas en la viga de amarre se tiene que tener pendiente que cargas están actuando en la viga, ya que en esta viga no existen cargas externas que estén siempre presentes se tiene que considerar la única carga muerta que es el peso de la misma viga.

Por lo que se procede a encontrar la masa de la viga para a su vez convertirla en fuerza y así de esta manera dividirla por la longitud propia de la viga, convirtiendo la fuerza en una carga distribuida que está presente a lo largo de la viga.

El perfil de la viga es una G-190x90x45x6 [**mm**] de largo 1,086 [**m**]

$$\omega_0 = 150,01 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Ecuación 51

De la misma manera que se encontró las reacciones en la viga principal se realizara las reacciones en los apoyos, ya que también es una viga hiperestática, donde las reacciones son la siguientes:

Empotramiento izquierdo:

$$R_a = 81,46[N]$$

$$M_a = 14,74[kNm]$$

Ecuación 52

Empotramiento derecho:

$$R_b = 81,46[N]$$

$$M_b = 14,74[kNm]$$

Ecuación 53

Después de encontrar los valores de las reacciones y de los momentos en los empotramientos se realiza un diagrama de cuerpo libre de fuerzas internas para poder realizar los diagramas de cortante y momento flector de la viga (ver figura 56).

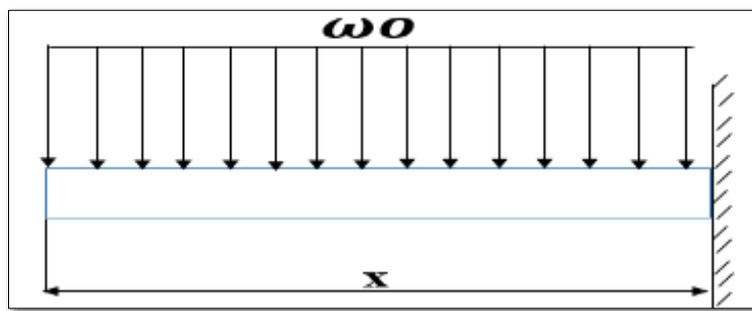


Figura 56: Distribución de cargas sección. Fuente: Autor

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V = -150,01X + 81,46 - [N]$$

Ecuación 54

$$\uparrow \sum M = 0$$

$$M = 75,01X^2 - 81,46X [Nm]$$

Ecuación 55

Cargas vivas: para este análisis definimos cuales son las cargas vivas que actúan en la viga y cuando tenemos definido obtenemos las reacciones en los empotramientos, así como se hizo en las cargas muertas en este análisis no se considera el peso de la viga por

lo que no es una carga viva sino una carga propia de ella ya definido como carga muerta (ver figura 57) [8].

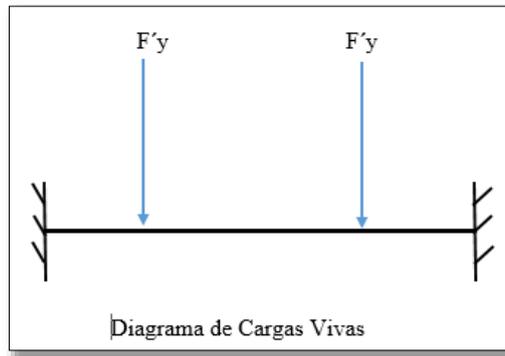


Figura 57: Diagrama de cargas vivas. Fuente: Autor

Empotramiento izquierdo:

$$R_a = 143,08[N]$$

$$M_a = 33,83[kNm] \quad \text{Ecuación 56}$$

Empotramiento derecho:

$$R_b = 121,03[N]$$

$$M_b = 30,69[kNm] \quad \text{Ecuación 57}$$

Después de tener la magnitud de las reacciones y momentos en los empotramientos se realiza un diagrama de cuerpo libre de las fuerzas internas.

6.12.1. Diseño de soldadura en estructura (ver tabla 4 - 5) [10]

$$S_y = 393MPa \therefore 40,10^{kg} / mm^2: E70XX$$

Donde:

$$h = 8mm$$

$$d = 5,65mm$$

$$A = 0,707 * h * d$$

$$A = 0,707 * 8 * 5,65$$

$$A = 31,95mm^2 \quad \text{Ecuación 44}$$

Factor de seguridad de la suelda en largueros:

$$F = \frac{0,676}{m} 4 = 2704N \therefore 275,9kg \quad \text{Ecuación 45}$$

Esfuerzo cortante medio:

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

$$t = \frac{275,9}{31,95} = 8,63 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Ecuación 46}$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{40,1}{4,6} = 8,6 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Ecuación 47}$$

Suelda del King pin con el plato de giro

Fuerza horizontal máxima

$$F = 43744,84 \text{ kg}$$

El área para el cordón de soldadura circular: (ver gráfico 58)

$$A = 1,414 * h * r * \pi$$

$$A = 1,414 * 9 * 101,6 * \pi$$

$$A = 4061,95 \text{ mm}^2 \quad \text{Ecuación 48}$$

Esfuerzo cortante medio:

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

$$n = \frac{43744,84}{4061,95} = 10,77 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Ecuación 49}$$

Factor de seguridad

$$s = \frac{S_y}{\tau}$$

$$s = s = \frac{40,1}{10,77} = 3,72 \quad \text{Ecuación 50}$$

Tabla 4: Análisis de diseño de soldadura en largueros. Fuente: Autor

Hipótesis	Fuerza (kg)	Resistencia a la cadencia E70XX (MPa)	Esfuerzo cortante medio (kg/mm ²)	Factor de seguridad
1	734,69	393	22,99	1,74
2-3	300,4	393	9,4	4,26
4	275,9	393	8,6	4,6

Análisis de diseño de soldadura en travesaños

Tabla 5: Diseño De Soldadura De Travesaños. Fuente Autor

Hipótesis	Fuerza (kg)	Resistencia a la cadencia E70XX (MPa)	Esfuerzo cortante medio (kg/mm ²)	Factor de seguridad
1	74,16	393	5,937	6,75
2	75,1	393	6,012	6,67
4	77,51	393	6,2	6,47

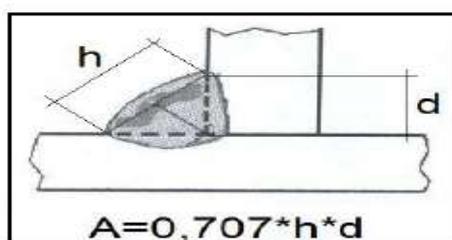


Figura 58: Dimensiones para área de garganta. Fuente: Autor

6.13. Cálculo del balde del semirremolque

El balde del semiremolque está sometido a varios tipos de cargas, como las cargas de fatiga, empuje, desgaste, impacto y corrosión.

Las fuerzas de impacto se producen cuando se realiza la operación de carga del material a transportar, estas fuerzas impactan en las planchas del piso y los laterales, pudiendo llegar a deformar las planchas de acero hasta un estado plástico, para evitar esta deformación se tienen que rigidizar la estructura, mediante refuerzos laterales y vigas en el piso. Para disminuir el peso de estos materiales se recomienda utilizar planchas de acero de alta resistencia como el hardox-450, plancha que resisten altas fuerzas de impacto, por lo cual no se necesitaría reforzar los costados y piso, disminuyendo así el peso muerto del balde (ver figura 59) [11].

6.13.1 Calculo del espesor del balde contra la fuerza de empuje

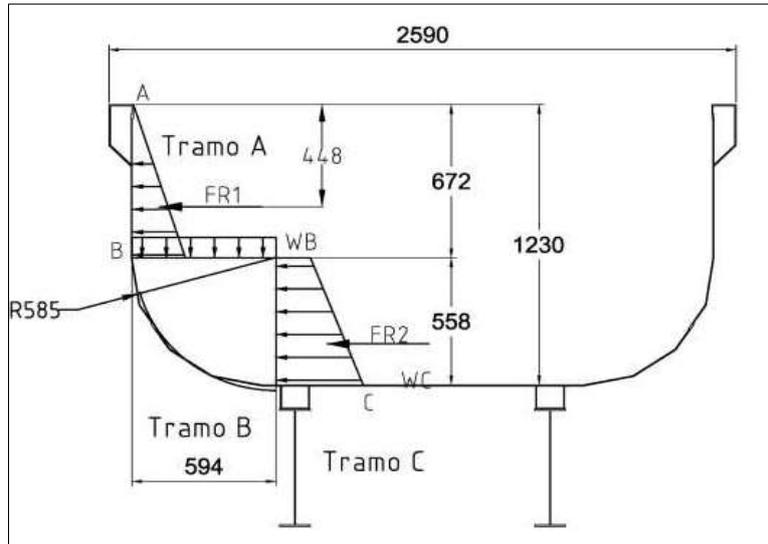


Figura 59: Balde de pared semicircular. Fuente: Autor

Cálculo del espesor en el tramo A

*La presión que existe en el punto B.

$$PB = \rho \times g \times h$$

Donde

ρ = Densidad del material

g = Gravedad

h = Altura

$$PB = 1505,73 \times 9,81 \times 0,672$$

Ecuación 51

$$PB = 9926,25 \text{ Pa}$$

* Hallamos la fuerza que actúa por unidad de longitud en WB

$$WB = PB \times L$$

$$WB = 9926,25 \times 8,05$$

$$WB = 79906,312 \text{ N/m}$$

Ecuación 52

*Hallamos la fuerza resultante que actúa en la pared lateral del balde del semirremolque.

$$FR = 1/2 \times (79906,312) \times 0,672$$

$$FR = 26848,521 \text{ kN}$$

Ecuación 53

* Hallamos el momento máximo

$$M_{max} = W \times l/3$$

$$M_{max} = 6529.7613 \text{ Nm}$$

Ecuación 54

* Reemplazando en la fórmula de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Ecuación 55

Hallamos el esfuerzo normal máximo.

$$\sigma_{max} = M_{max} \times c / I$$

$$\sigma_{max} = 4941.797 / e^2$$

Ecuación 56

Hallamos el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = FR / Area$$

$$\tau_{xy} = 3676.932 / e$$

Ecuación 57

Reemplazamos los valores del esfuerzo cortante máximo y esfuerzo normal máximo en la ecuación de Von Mises.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{4941.797^2}{e^2}\right) + 3x\left(\frac{3676.932^2}{e}\right)}$$

Ecuación 58

La plancha es acero Hardox-450 con $\sigma_r = 1200$ MPa, el factor de seguridad es 1.5 considerando el método de Moszynski, entonces es $\sigma_{eq} = 800$ MPa, reemplazamos este valor del $\sigma_{eq} = 800$ MPa en la ecuación de Von Mises y se obtiene como resultado.

$$800000000 = \sqrt{\left(\frac{4941.797^2}{e^2}\right) + 3x\left(\frac{3676.932^2}{e}\right)}$$

$$e = 2.48 \text{ mm}$$

Ecuación 59

Cálculo del espesor de la plancha en el tramo B.

Los cálculos que se realizarán en este tramo serán hechos por el concepto de cilindros de pared delgada por tener un cuarto de círculo y ser de sección semicircular, la presión que existe en esta sección semicircular se puede considerar como la presión interna que tiene los cilindros de paredes delgadas y la presión interna crítica se encuentra en el punto C por encontrarse en la parte más profunda del casco.

1. Hallamos la presión que existe en “C”

$$P_c = p \times g \times h$$

$$P_c = 1660 \times 9.81 \times 1.230$$

$$P_c = 20030.058 \text{ Pa}$$

Ecuación 60

2. Condiciones de cilindro de pared delgada:

$$\frac{r}{e} \leq 10$$

Donde:

r = radio

e = espesor

Ecuación 61

3. La fórmula del esfuerzo del cilindro de pared delgada es:

$$\sigma = \frac{P_i \times r}{e}$$

Donde:

P_i = Presión interior

e = Espesor

r = Radio

Ecuación 62

Despejamos en valor del espesor.

$$e = \frac{P_i \times r}{\sigma}$$

4. Reemplazamos los valores anteriormente y calculamos:

$$P_i = P_c = 20030.058 \text{ Pa}$$

$$r = 585 \text{ mm}$$

$$\sigma_i = 800 \text{ MPa}$$

$$e = \frac{20030.058 \times 585}{800000000}$$

$$e = 0.0146 \text{ mm}$$

Ecuación 63

Reemplazamos el espesor para que cumpla la condición de cilindro de pared delgada.

$$\frac{r}{e} = \frac{585}{0.0146}$$

$$\frac{r}{e} = 40068.49 \geq 10$$

$$40068.49 \geq 10$$

Ecuación 64

Si se cumple la condición de pared delgada. Como se puede observar para este tramo los espesores que se necesitan para resistir las cargas son muy delgadas, por ello un diseño semicircular nos ayuda a aligerar el peso de la estructura.

Cálculo de espesor de la plancha en el Tramo C.

En el punto “C” la presión es uniforme sobre toda la placa y se analizara por cálculo de placas en planchas de acero. La plancha de acero ubicada en el piso de la tolva tiene los cuatro bornes soldados, por lo tanto, se puede considerar en el cálculo como planchas empotradas en los cuatro extremos.

1. Reemplazamos los valores anteriormente calculado para determinar el espesor de la plancha en el piso.

$$\sigma_f = 800MP$$

$$P_c = 20030.058 Pa$$

$$a = 7.928m$$

$$b = 1m$$

Ecuación 65

Reemplazamos en la fórmula:

$$\sigma_{eq} = \sigma_f = \frac{0.75 \times P_c \times b^2}{e^2 \left[1.61 \left(\frac{b}{a} \right)^2 + 1 \right]}$$

Ecuación 66

Donde:

$$P_c = \text{Presion en el punto C}$$

$$e = \text{Espesor}$$

$$800000000 = \frac{0.75 \times 20030.058 \times 1^2}{e^2 \left[1.61 \left(\frac{1}{7.928} \right)^2 + 1 \right]}$$

$$e = 4.32 mm$$

Ecuación 67

Por lo tanto, los semirremolques volquetes con casco de sección semicirculares o modelo Half round resisten mejor estas cargas laterales con espesores menores a las de paredes planas y se demuestra por medio de los cálculos que este diseño nos ayuda a optimizar la carga útil del semirremolque.

Cálculo del diámetro del Pin:

Se conoce que la fuerza en una zapata de pivoteo es:

$$P = \frac{191382.2}{2}$$

$$P = 95691.135 \text{ N}$$

Ecuación 68

El material seleccionado es el SAE 1045 que tiene $\sigma_f = 450 \text{ MPa}$, de la teoría del máximo esfuerzo cortante (Tresca) se tiene que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Ecuación 69

El área del pin es:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Ecuación 70

El esfuerzo cortante máximo directo que actúa en el pin es:

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{47845.56}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Ecuación 71

El esfuerzo cortante máximo directo que actúa en el pin es:

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{47845.56}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60918.86 \times 10^6}{d^2} \text{ (Pa)}$$

Ecuación 72

El momento máximo que actúa en el pin es:

$$M_{max} = \frac{P \times L}{8}$$

$$M_{max} = \frac{95691.135 \times 0.134}{8}$$

$$M_{max} = 1602.82 \text{ Nm}$$

Ecuación 73

El esfuerzo flector máximo que actúa en el pin.

$$\sigma_x = \frac{M \times c}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{1602.82 \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} \times d^4}$$

$$\sigma_x = \frac{16326.256 \times 10^9}{d^3} \text{ (Pa)}$$

Ecuación 74

De la ecuación de TRESCA se obtiene:

$$\sigma_x = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{16326.256 \times 10^9}{d^3}\right)^2 + 4 \times \left(\frac{60918.86 \times 10^6}{d^2}\right)^2}$$

Ecuación 75

La barra de acero es el SAE 1045 con $\sigma_f = 450\text{MPa}$, además se sabe que la fluencia para el acero estructural en cortante es de 0.6 veces la tensión de fluencia en tracción, en este cálculo se trabaja con un factor de seguridad de 1.5 considerando el método de Moszynski, entonces: [12]

$$F.S = \frac{\sigma_f \times 0.6}{\sigma_{eq}}$$

Donde:

Ecuación 76

$\sigma_f = \text{Esfuerzo de fluencia}$

$\sigma_{eq} = \text{Esfuerzo equivalente}$

El esfuerzo equivalente es $\sigma_{eq} = 180 \text{ MPa}$, reemplazamos este valor del $\sigma_{eq} = \text{MPa}$ en la ecuación de Tresca

$$180000000 = \sqrt{\left(\frac{16326.256 \times 10^9}{d^3}\right)^2} 4x \left(\frac{60918.86 \times 10^6}{d^2}\right)^2$$

$$d = 48.56 \text{ mm}$$

Ecuación 77

Selección de los elementos y/o sistemas mecánicos.

Los semiremolques tienen varios elementos y mecanismos que son partes importantes, por esta razón se analizará varias alternativas considerando ciertos parámetros con el fin de escoger la mejor opción para el diseño. Se tomará en cuenta los siguientes parámetros:

- Costo del equipo o elemento.
- Mantenimiento.
- Seguridad.

Selección de King Pin.

El King Pin o perno maestro es el elemento que acopla el semirremolque al camión que lo remolcará. En el mercado cuenta con 2 alternativas las cuales son:

1. King Pin (Unión Soldada)
2. King Pin (Unión empernada)

Se utilizará la opción 1 porque es la más segura y se acopla mejor al mecanismo que se diseña, la carga que debe soportar el King Pin es el 40% de la masa total, además sus costos bajo comparando con el empernada, además el momento de hacer el mantenimiento las partes importantes del chequeo del King pin y de la plancha a la cual se encuentra sujeta. Pues es provocada al momento del arrastre, las fuerzas de frenado y la reacción va directamente a la quinta rueda, y se debe cambiar conjuntamente la plancha y el King pin.

Sistema de suspensión.

El sistema de suspensión brinda el soporte al semirremolque para transportar la carga distribuida en toda su estructura, por las carreteras que no siempre son planas o estables, para este tenemos dos alternativas:

1. Mecánica.
2. Suspensión Neumática Suspensión.

Se escogió la alternativa 1 pues por su forma y fuerza pues debe soportar la suspensión es el 60% de la masa total, Donde la carga que soportará la suspensión es de 22680kg. Se seleccionará la suspensión mecánica marca SCHULZ IBERICA de 3 ejes modelo EUROPAII de 13 Ton/Eje. Esta suspensión soporta 39000 kg en total. Además, el mantenimiento es más barato que el neumático y se puede realizar en cualquier taller, a diferencia del neumático debido a su escasas en el mercado de los repuestos.

Selección de los Ejes.

Luego de seleccionar la suspensión, se elegirá los ejes los cuales soportarán el 20% de la masa a transportar pues cada eje soportar de 7560kg. Para este diseño de semiremolque se consideró el modelo D22AX502 de marca HENDRICKSON que soportan una carga de 11250kg, con un espesor de ½” y un diámetro de 5” el cual se acopla sin problema con la suspensión mecánica

$$C = 0.20 * (37800kg) = 7560kg$$

Selección del sistema de frenos.

El sistema de frenos es de suma importancia pues afecta la seguridad del tractocamión y remolque, pues transporta carga pesada, y tiene una respuesta rápida en comparación al sistema hidráulico, sumándole a esto es costo y la adquisición de repuestos, para el diseño se escogió el modelo D22FB165WNHA de marca HENDRICKSON el cual se acoplará al eje ya elegido anteriormente, Este modelo son frenos neumáticos tipo tambor.

Selección de las barras de apoyo.

Debido a las diferentes capacidades de carga que debe soportar las barras de apoyo se elegirá el modelo A400L.T1.19 de marca JOST con una carga de elevación de 27.5 Ton y una carga estática de 80 27 Ton, con su barra de unión modelo B10066.56.5 y su manivela modelo C10592.1.

7. CALCULO DE LA RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA

7.1.Simulación Mediante Software ANSYS

Para diseñar la viga principal se tiene que definir las cargas que actúan sean vivas o muertas para poder determinar y ver el comportamiento de la viga sometida a las fuerzas cortantes y momentos flectores, en el software ANSYS se ingresa los datos de los esfuerzos o cargas a soportar y las reacciones en los puntos donde soporta la estructura de la bañera, el resultado de este cálculo nos permite observar las deformaciones que ocurren en la estructura

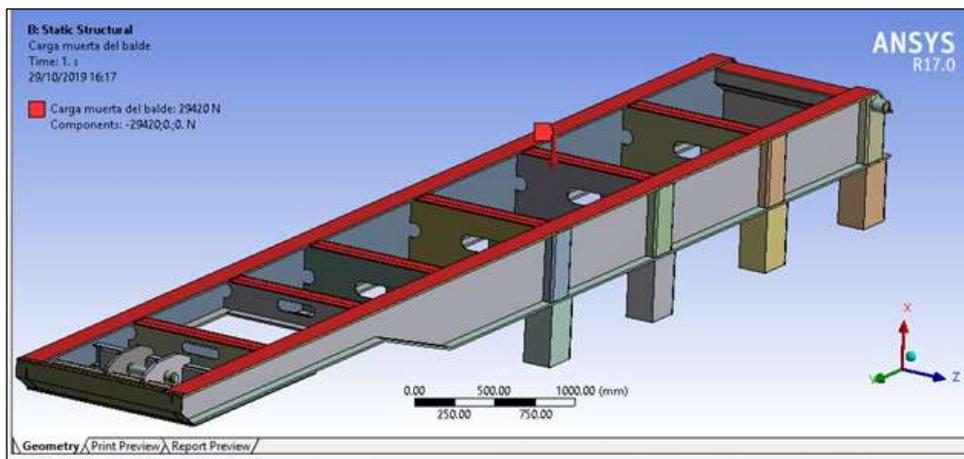


Figura 60: : Carga Muerta del balde. Fuente: Autor

Se realizará pruebas a la viga principal, un cálculo para verificar las reacciones en los puntos de apoyo, ingresando en el software los espesores de la viga y se determina la deformación de la viga principal

La viga principal del semiremolque soporta una carga distribuida a lo largo, que es el peso del balde, el peso del material y dentro de la viga existen cargas puntuales como la suspensión y el peso del cilindro hidráulico. (ver gráfico 60 - 61)

Para el análisis de cálculo se asume la condición más crítica, que es cuando la viga solo se apoya sobre el King pin y en el centro de los ejes posteriores, que serán nuestras restricciones en la simulación, donde las reacciones son estas mismas [9].

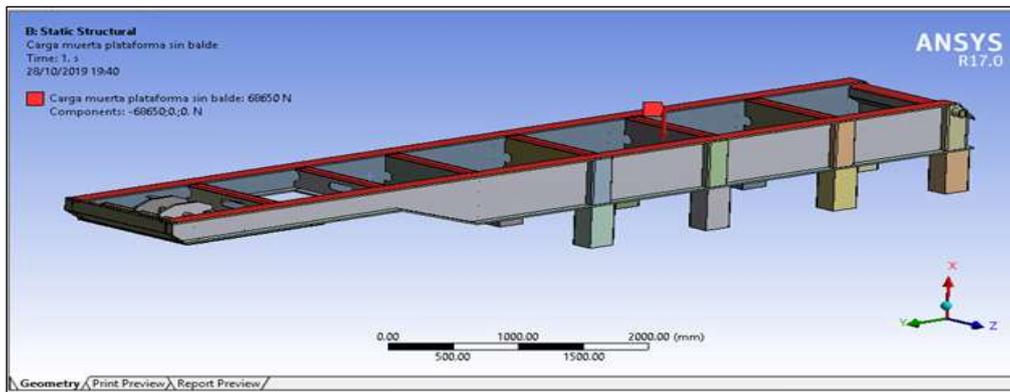


Figura 61: Carga muerta plataforma sin balde. Fuente: Autor

En el análisis se distribuye la carga en las reacciones que se dan sobre los ejes posteriores y el King pin. (ver gráfico 62). Es importante luego de la simulación determinar los valores de estas cargas y verificar que se cumplan los pesos permitidos.

Las reacciones que se lograron calcular están dentro de los rangos permitidos de acuerdo a la normativa establecida por el MTOP.

$$R1= 5762,1 \text{ N}$$

$$R2= 17094,5 \text{ N}$$

$$R3= -4215,2 \text{ N}$$

$$R4= 5124,9 \text{ N}$$

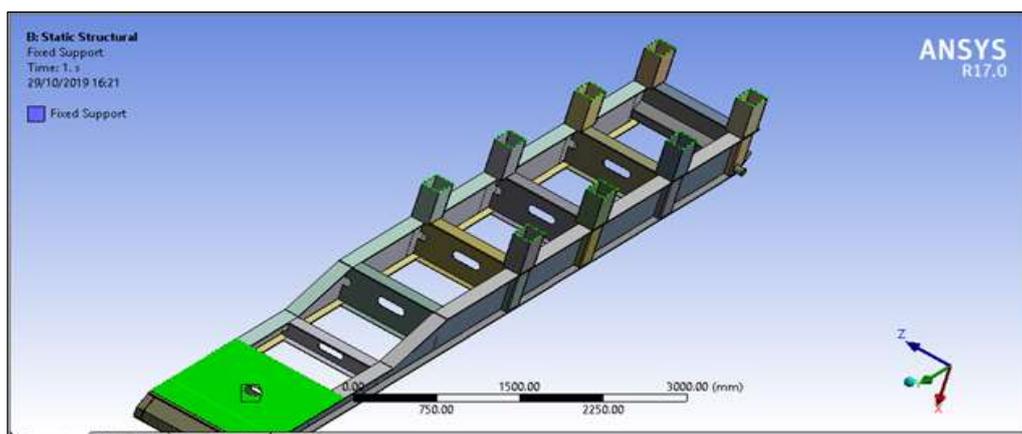


Figura 62: Reacciones Fuente: Autor

Tabla 6: Esfuerzos Cortantes y Momentos Máximos. Fuente: Autor

Esfuerzos Cortantes Y Momentos Máximos		
	Carga Muerta	Posición (m)
Cortante max (N)	8419,3	5,733
Momento max (Nm)	7613,2	5,733
	Carga Viva	Posición (m)
Cortante Max (kN)	185,19	0,412
Momento Max (kNm)	73,44	5,733

Obtenido los cortantes y momentos máximos de cada carga se procede a realizar el mallado de la estructura y analizar donde ocurren los máximos esfuerzos mediante el software de cálculo. Se calcularon el número total de nodos y elementos para el cálculo de las frecuencias en la viga principal (ver figura 63 – 64) (ver tabla 6) [8].

No. Total de nodos: 69847

No. Total de elementos 31741

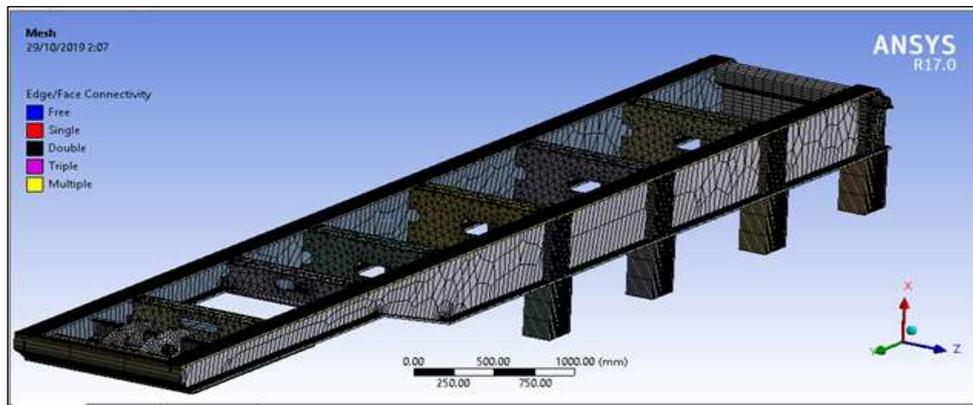


Figura 63: Enmallado. Fuente: Autor

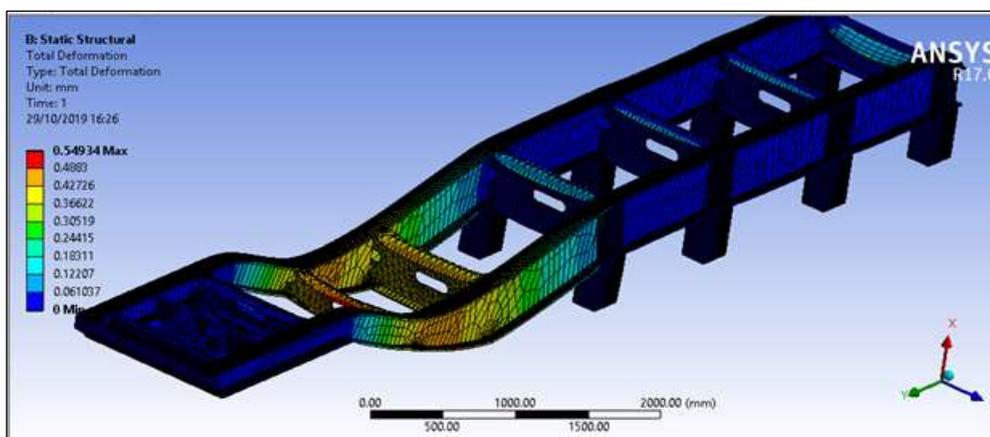


Figura 64: Calculo de deformación. Fuente: Autor

Mediante la norma AISC 360-10 los perfiles de la viga principal se diseñan verificando la relación ancho-espesor para las alas y altura-espesor para el alma, se tiene los valores límites que tienen que cumplir el perfil para saber si es compacto o esbelto. Las alas y alma son de secciones I soldadas con doble y simple simetría, a su vez ya comprobado que son compactas, se tiene que la deformación provocada por estos esfuerzos tiene un valor mínimo de 0,549 mm, por lo tanto, se puede afirmar que la viga no va a fallar por interacción de cortante y flexión. (ver gráfico 65) [8].

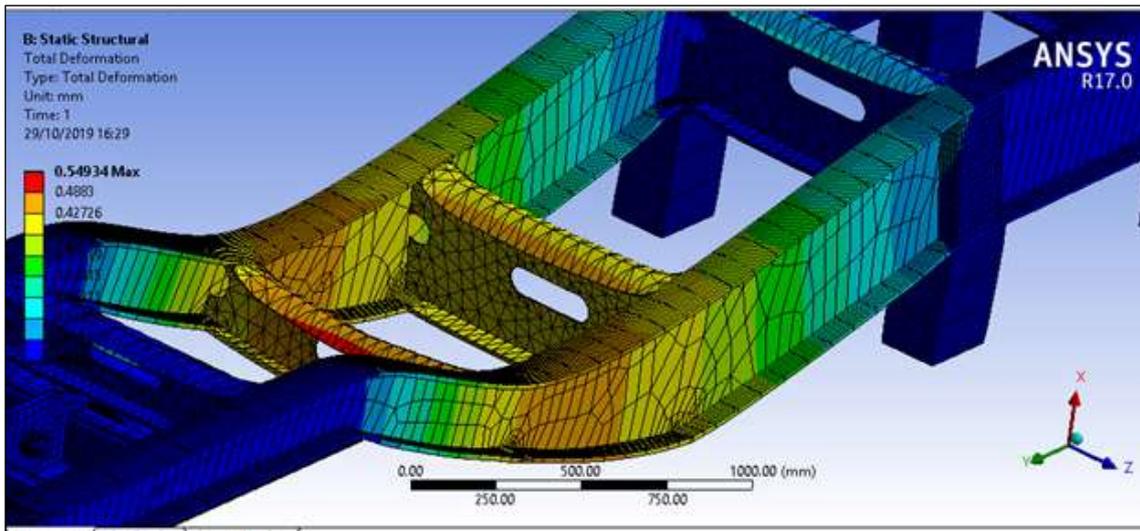


Figura 65: Cálculo de deformación. Fuente: Autor

El valor máximo del esfuerzo es de 30,259 MPa. (Ver gráfico 66), con estos valores máximos se visualiza la zona de mayor concentración de tensiones en el momento de la descarga del material. Podemos sugerir a efectos de validación que los valores de deformación son pequeños y aceptables para el diseño, la experiencia demuestra que dicha deformación no afecta el comportamiento de la estructura.

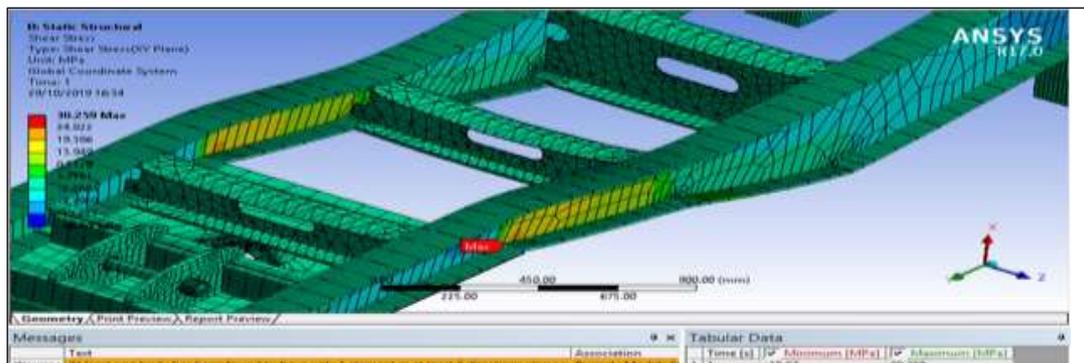


Figura 66: Cálculo de esfuerzos. Fuente: Autor

El valor del coeficiente de seguridad para estas condiciones de carga sobre la estructura, debe estar en un rango de 1,2 a 2 para los materiales más conocidos, según el método de Moszynski, en condiciones normales de operación (ver figura 67) [8].

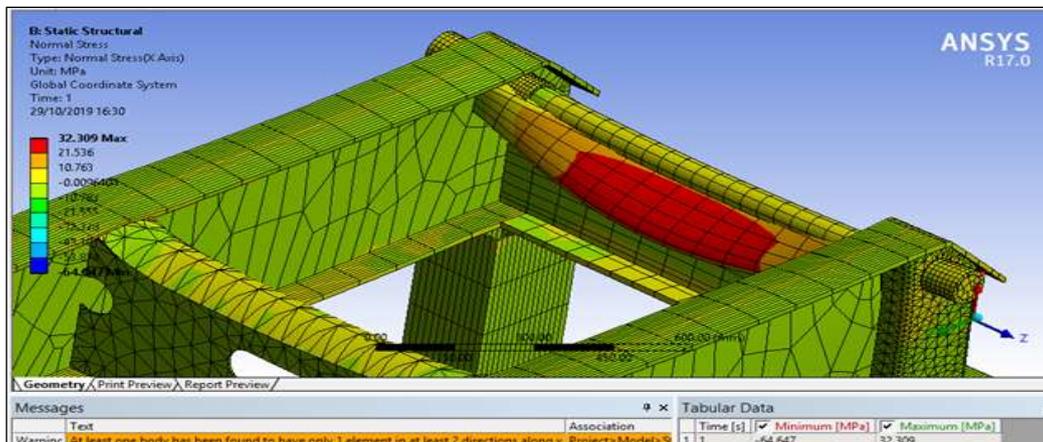


Figura 67: Esfuerzo en eje posterior. Fuente: Autor

De acuerdo a los resultados del cálculo el pin de la zapata de giro debe tener un diámetro min de 48,56 mm en acero SAE 1045 para que pueda resistir la reacción posterior, los resultados obtenidos por el análisis de elementos finitos fueron, el esfuerzo de von mises tiene un valor de 162,234 MPa con un factor de seguridad mínimo de 1,27, los cuales son aceptables para el diseño del pasador.

El diámetro que viene dado para el pasador inferior del cilindro es de 52,5 mm, fabricado en acero Assab 705, los resultados obtenidos por el análisis de elementos finitos fueron, el esfuerzo de von mises de 401,010MPa, con un factor de seguridad mínimo de 1,27, los cuales son aceptables para el diseño del eje inferior de cilindro hidráulico (ver figura 68-69).

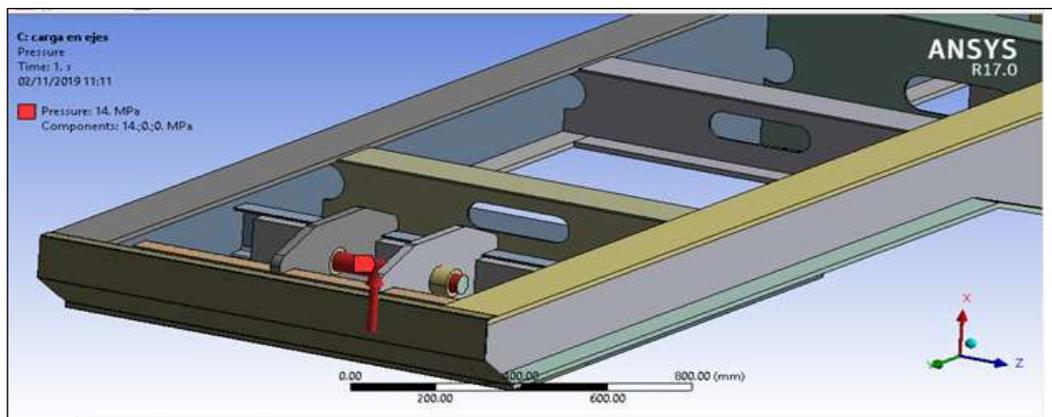


Figura 68: Carga en pasador inferior de cilindro. Fuente: Autor

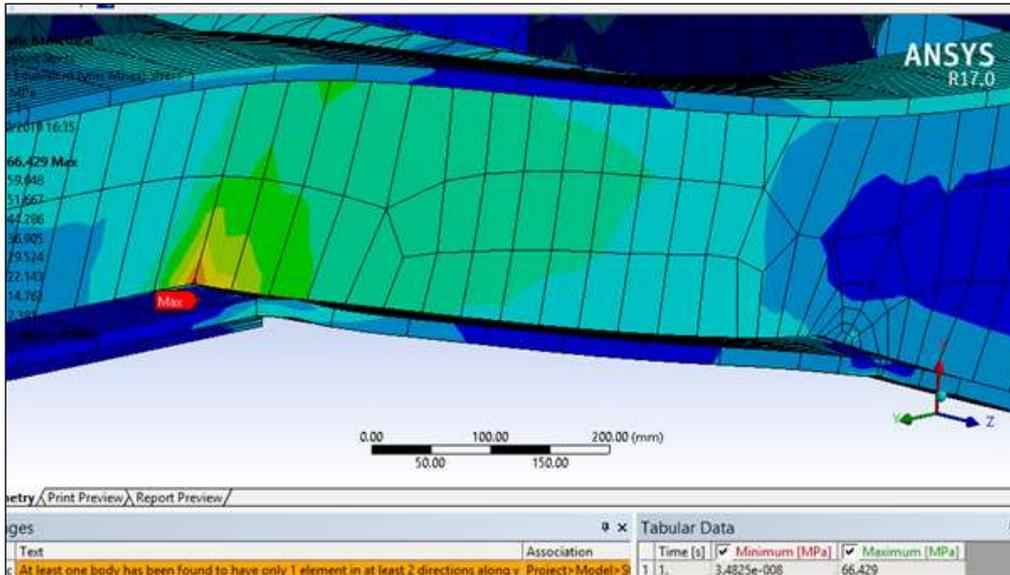


Figura 69: Esfuerzo en viga principal. Fuente: Autor

Los espesores y materiales seleccionados fueron calculados analíticamente y estos resultados fueron comprobados con el proceso de cálculo de programas o softwares, mediante esto se puede modificar espesores, accesorios que no afecten a la funcionalidad del diseño, ayudando así a la reducción del peso muerto y el aumento de la carga útil.

Para comprobar de mejor manera se ingresaron todos los valores de esfuerzos, cargas y reacciones en el software de solidworks. (Ver gráfico 70) [8], [9].

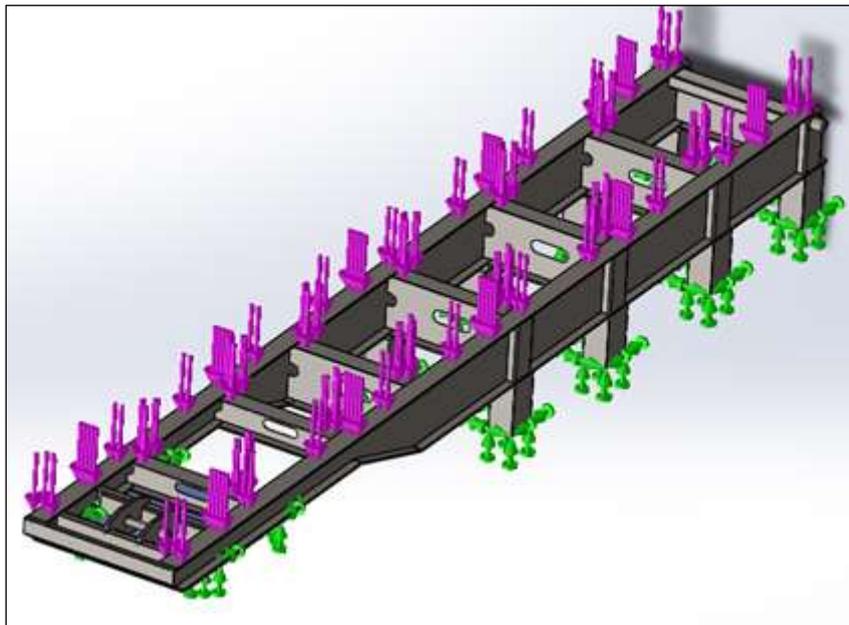


Figura 70: Cargas y Reacciones. Fuente: Autor

Con los resultados obtenidos en los programas utilizados se demuestra que el diseño de la estructura de la bañera está soportando correctamente todos los esfuerzos, se podría disminuir las dimensiones, pero en la práctica no es aconsejable cambiar el espesor del alma.

Para optimizar la capacidad de carga útil es necesario el empleo de nuevos aceros de alta resistencia como el Hardox-450 y el Domex-700, para reemplazar los aceros estructurales comúnmente empleados en la fabricación de este tipo de estructuras como son ASTM A-36 y el acero ASTM A-572 grado 50.

8. FUNCIONAMIENTO:

8.1. Selección del sistema hidráulico.

El circuito del sistema Hidráulico hay que diseñar de acuerdo a las condiciones de trabajo del cilindro previamente seleccionado, estos datos se pueden verificar en la ficha técnica o manual que viene en el Cilindro Hidráulico, donde se recopila los siguientes datos:

- Presión máxima del cilindro.
- Carrera del primer vástago.
- Flujo máximo de aceite.
- Angulo de trabajo del cilindro hidráulico.
- Volumen total de trabajo.
- Peso del cilindro.

Para dimensionar y poder seleccionar la bomba hay que tomar en cuenta el volumen con que trabaja el cilindro hidráulico, para esto la bomba deberá producir un de **190 [l/min]**, considerando que la presión máxima de trabajo es de **190 [bar]**. También se debe considerar que normalmente la bomba trabajo en condiciones extremas, pues va a soportar la vibración debido a que estará conectada a la salida del **PTO O TOMA DE FUERZA**.

Por lo que se llega a la conclusión de que las bombas que son aptas para este tipo de trabajo son las bombas de engranajes, pues sus características se ajustan como es su alta eficiencia al momento de trabajos forzosos ya que el flujo de aceite es constante y no baja su rendimiento, además que su tamaño es reducido. (Ver gráfico 71 - 72) (C. P. Campoverde Quito, 2016)

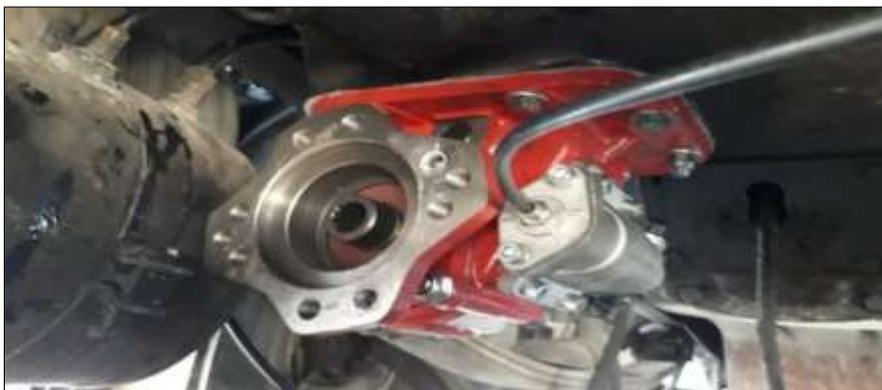


Figura 71: Toma fuerza Instalado. Fuente: Autor

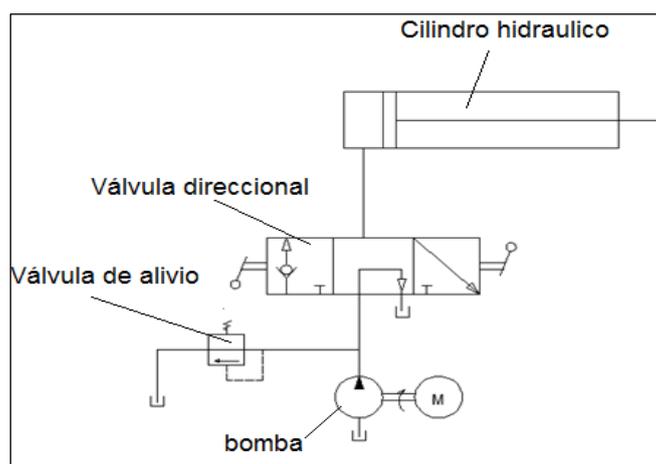


Figura 72: Diagrama de funcionamiento Hidráulico. Fuente: Autor

8.2. Válvula direccional. Esta válvula se realiza tres acciones:

Permite el flujo de aceite a cilindro hidráulico cuando él Toma fuerzas este accionado, automáticamente se activa la bomba de engranaje y envía aceite a presión al cilindro hidráulico y este realiza el trabajo de levantar la tolva o balde y se descargue el material del semiremolque.

Cuando la bomba de engranaje es desconectada durante el levantamiento de la tolva sin haber concluido la descarga del material, la válvula direccional actúa como una válvula check ya que se encarga de retener el aceite que se encuentra ya inyectado en el cilindro y así evitar que el cilindro se contraiga. (ver figura 72)

Al finalizar la descarga total del material se desconecta la bomba de engranaje y se coloca la válvula direccional en la posición de regreso del aceite al tanque de reserva, de esta manera los vástagos del cilindro se contraigan y regresen a su estado inicial por simple gravedad. Esta válvula es colocada al vehículo al mismo tiempo que el mando de accionamiento de la bomba.

8.3. Válvula de seguridad o alivio de presión:

El trabajo de esta válvula es de controlar que no haya un exceso de presión cuando el aceite es bombeado al cilindro, pues si se accede la presión podría averiarse el cilindro hidráulico y se dañarían los sellos que tiene, o si hubiere una presión alta en el circuito de

mangueras se podría reventar por exceso de presión, por lo que es necesaria esta válvula.
(ver figura 73)

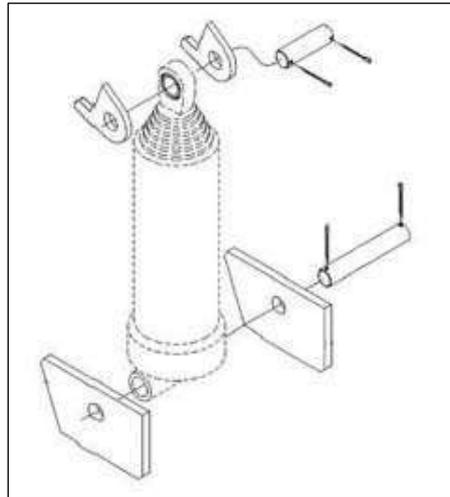


Figura 73: Montaje de Cilindro. Fuente: Autor

9. ANALISIS DE COSTOS

En el análisis de costos se define los valores económicos de la bañera (semirremolque), con los parámetros de los capítulos anteriores en lo que se refiere al diseño.

El análisis que se realizara está en base a los precios reales de los distintos almacenes, como es de conocimiento los precios de mercado no son considerados precios variables debido a que la mayoría de accesorios son importados, una ventaja es que existe gran variedad según la marca son de libre comercialización en el mercado nacional.

9.1. Costos de Materiales Utilizados:

Este costo que intervienen aquí va ligado directamente con el proyecto del semiremolque ya que son todos los equipos, accesorios y materiales que son normalizados, según el modelo se escogieron los materiales para mejorar sin dejar a lado la calidad; a continuación, se detalla un listado de los materiales que se encuentran fácilmente ya que son de libre comercialización en el mercado, y se pueden encontrar en cualquier importadora de repuestos:

Finalmente presentamos una tabla donde se detallamos precios referenciales existentes en el mercado de todos los rubros que componen la elaboración y fabricación total del diseño del semiremolque (ver tablas 7 -8- 9).

Tabla 7: Costos Referenciales Del Sistema Neumático Y Eléctrico. Fuente: Autor

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Válvula QR1	3	1	116.00	348,00
Manos de Aire	2	1	46.00	92,00
Toma corriente 7 Ptos	1	1	40.00	40,00
Pasamuro 1/2" x 1/4"	2	1	10.00	20,00
Válvula SAP 281865	1	1	48.00	48,00
Tanque reservorio de aire	1	1	75.00	75,00
Manguera para aire 3/8"	50	m	4.50	225,00
Cable concéntrico 7x14	18	m	7.50	135,00
Pulmones de Frenos	6	1	50.00	300,00

Amarras Plástica 40 cm	40	1	0.50	20,00
Manguera Anillada 1/2"	12	m	1.50	18,00
Cinta Aislante	4	1	0.70	2,80
Luz Roja	2	1	8.00	16,00
Luz Amarilla	2	1	8.00	16,00
Luz Blanca	2	1	8.00	16,00
Tee de bronce 3/8" a 3/8"	4	1	5.00	20,00
Llave de purga 1/4"	1	1	4.00	4,00
Codo de bronce 1/4" a 3/8"	6	1	3.00	18,00
Codo de bronce 3/8" a 3/8"	3	1	3,00	9,00
Tapón 1/2"	1	1	3,00	2,50
Neplo de bronce 3/8" a 3/8"	12	1	3.50	42,00
			TOTAL	1.467,30

Tabla 8: Costos Referenciales Del Sistema Hidráulico Y De Suspensión. Fuente: Autor

DESCRIPCION	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Subtotal
Sistema de Suspension	1	glb	2.000,00	2.000,00
Ejes americanos de 13T 1968mm	3	1	900,00	2.700,00
Llantas	12	1	450,00	5.400,00
Aros	12	1	300,00	3.600,00
Cilindro Hidráulico	1	1	2.546,10	2.546,10
Mando Hidráulico	1	1	400,00	400,00
Mangueras y accesorios hidráulicos	1	glb	450,00	450,00
			TOTAL	17.096,10

Tabla 9: Costos Referenciales De Materia Prima. Fuente: Autor

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Eje Barra De Transmisión Diámetro 21/2"	1	1	110,00	110,00
Barra Perforada De 3,1/2"	1	m	120,00	120,00
plancha de 2440mm x 1220mm x 2mm	1	1	75,00	75,00
plancha de 2440mm x 1220mm x 4mm	1	1	82,00	82,00
plancha de 2440mm x 1220mm x 12mm	1	1	250,00	250,00
plancha de 2440mm x 1220mm x 25mm	1	1	500,00	500,00
planchon 2.440mm x 6100mm x 8mm	5	1	865,00	4.325,00
planchon 2440mm x 6100mm x 6mm	2	1	469,00	938,00
flejes 15mmx150mmx6100	7	1	150,00	1.050,00
vigas upn 100	8	1	76,00	608,00
vigas upn 120	4	1	91,00	364,00
vigas upn 140	1	1	120,00	120,00
			TOTAL	8.542,00

9.2. Costo de mano de obra.

En el costo de fabricación entra la mano de obra del personal operario que va a construir el semiremolque se considera aproximadamente de 30 días calendario para poder finalizar con el producto. A continuación, se detalla los costos de fabricación (ver tabla 10).

Tabla 10: Costo de Mano de Obra. Fuente: Autor

DESCRIPCIÓN	Cantidad	Unidad.	Costo Unitario	Subtotal
Supervisor/Jefe de taller	1	USD	800,00	800,00
Soldador	2	USD	600,00	1.200,00
Ayudante	1	USD	440,00	440,00
Mecánico	1	USD	480,00	480,00
			TOTAL	2.920,00

9.3. Costos de Insumos

Hace referencia a todos los materiales que necesitamos para cumplir con el trabajo terminado que, aunque no vayan en la estructura del semirremolque cumplen su función indispensable (ver tabla 11).

Tabla 11: Costo de Insumos. Fuente: Autor

DESCRIPCIÓN	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Subtotal
Oxígeno gas industrial	8	m ³	2,00	16,00
Acetileno	6	m ³	8,00	48,00
Argón gas industrial	15	m ³	17,00	255,00
Disco de corte 7"	30	1	4,60	138,00
Disco de desbaste 7"	30	1	4,60	138,00
Alambre S Z3Ni2CrMo 5/32"	30	kg	3,05	91,50
Alambre E81T1 1,2mm	40	kg	3,00	120,00
Fundente	25	kg	2,20	55,00
Insumos para máquina de soldar	1	glb	200,00	200,00
Insumos de pintura	6	glb	25,00	150,00
			TOTAL	1.211,50

9.4. Costos de diseño:

Para poder tener el rubro o valor se realiza un cálculo de horas que se empleó para realizar dicho diseño del semiremolque este incluye la simulación, los cálculos y sus respectivos dibujos o planos.

Sueldo mensual = 800 USD

Costo d/h = 800,00 USD/240 HORAS = 3.333 COSTO HORA

Luego se determina que se requiere para terminar el diseño es de 249 horas.

Costo total = Costo h/h * tiempo de diseño

Costo total = 3.333 USD * 249 horas = **830.00 USD**

9.5. Costos Indirectos

Estos costos van relacionados con lo que no se considera en el momento de la fabricación del semiremolque, para esto se determinó los siguientes (ver tabla12):

- Imprevistos, es un 5% son valores que se proveen para alguna variación de los precios del mercado.
- Usos de Equipos o depreciación de la maquinaria.

Tabla 12: Costos Indirectos. Fuente Autor

Descripción
Imprevistos 5 %
Uso de Equipos 1.5%

9.6. Costo de fabricación Total

Para tener un costo total hacemos la sumaria de los distintos costos para la fabricación del semiremolque que a continuación detallamos (ver tabla 13).

Tabla 13: Costos de Fabricación. Fuente: Autor

DESCRIPCIÓN	COSTO
Sistema Hidráulico y Eléctrico	1.467,30
Sistema Hidráulico y Suspensión	17.096,10
Materia Prima	8.542,00
Mano de Obra	2.920,00
Insumos	1.211,50
Diseño y Elaboración de Planos	830,00
Subtotal	32.066,90
Costos indirectos 6,5 %	2.084,35
Utilidad 15%	4.810,04
TOTAL	38.961,28

10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1. Conclusiones

- Podremos concluir diciendo que este proyecto de graduación sirve para poder tecnificar y facilitar a las empresas dedicadas a la fabricación de bañeras y así poder optimizar los recursos materiales y físicos al momento de construir, ya que generalmente las empresas suelen sobredimensionar dicha estructura para el trabajo que va a realizar.
- Realizando este estudio se puede mejorar la distribución de cargas; para poder realizar una mejor elección del material, ayudando así a los talleres de metalmecánica a evitar el exceso de material al momento de fabricar la carrocería.
- Optimización de los recursos utilizados en la bañera, de esta manera se reduce los costos de fabricación, además en lo posterior se ahorrará el consumo excesivo de combustible y además se puede aumentar la capacidad de carga.
- Optimizando recursos permitirá a los talleres una mayor utilidad monetaria.
- Al reducir los costos de fabricación una metalmecánica tiene la capacidad de competir en el mercado.
- Corrigiendo el peso innecesario en la estructura del semirremolque causada por un cálculo erróneo, provocamos positivamente que aumente la eficiencia de arrastre que tiene el tracto-camión.
- En el caso de este proyecto se concluye que el semirremolque diseñado cumple con los parámetros necesarios para cargar el peso requerido.

10.2. Recomendaciones

- Podemos recomendar en base a este proyecto de graduación que para elaborar una carrocería en cualquier metalmecánica es indispensable utilizar cálculos y simulaciones para corregir futuros daños que se repercuten en gastos.
- Es recomendable colocar los materiales e insumos de calidad.
- La parte hidráulica (tomafueza gato y bomba) se debe utilizar de marcas reconocidas, pues el gato Hidráulico es quien cumple con el trabajo de soportar el peso al momento del descargue.
- Es necesario que toda la estructura metálica sea con soldadura MIG, para garantizar su resistencia.
- Para poder realizar los cálculos de diseño de un semirremolque similar a la de este proyecto se debe verificar que los nervios principales cumplan la misma función.
- Se recomienda no exceder del peso para lo cual fue diseñada el semirremolque, pues un sobrepeso afecta al momento del arrastre, gasto en combustible además del daño del chasis.
- Es necesario que al momento de carga y descarga de la bañera este estacionado en un lugar completamente plano, caso contrario sufriría daños las vigas principales y en muchas ocasiones accidentes.
- Al momento de la carga de un material se recomienda que sea uniforme pues el peso en un solo lugar causa daños en su estructura.

11. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] G. Pirard y C. Pirard, «CRITERIOS DE PLASTICIDAD O DE FLUENCIA CRITERIO PROPIO DE UN MATERIAL.», *Mecánica Comput.*, vol. 26, pp. 2776–2799, 2007.
- [2] A. Bedford, K. M. Liechti, H. G. Bustos, y A. Infante, *Mecánica de materiales*, Octava Edición. Madrid, España: Pearson Educación, 2002.
- [3] «Leciñena: Trailer and semi-trailer manufacturers since 1965», *Leciñena*, 2019. <https://www.lecinenena.com/en/> (accedido sep. 09, 2020).
- [4] «Ministerio de Transporte y Obras Públicas», 2019. <https://www.obraspublicas.gob.ec/> (accedido sep. 09, 2020).
- [5] «Cosmollanta Cia. Ltda. - Partes para Remolques en Quito Ecuador», 2019. <https://www.cosmollanta.com/partes-para-remolques/> (accedido sep. 09, 2020).
- [6] «Hendrickson - Global leader in heavy-duty suspensions», 2019. <https://www.hendrickson-intl.com/> (accedido sep. 09, 2020).
- [7] V. G. Suntaxi, «Análisis y perfeccionamiento de elementos estructurales del sistema de suspensión delantera de un tracto camión mediante herramientas de CAD/CAE», *Rev. Infociencia*, vol. 11, n.º 1, pp. 53–60, 2017.
- [8] J. M. Gere y B. J. Goodno, *Mecánica de Materiales*, Séptima Edición. México DF.: Cengage Learning Editores, S.A. de C.V., 2009.
- [9] A. Pytel y F. L. Singer, *Resistencia de materiales: introducción a la mecánica de sólidos*, Cuarta Edición. Alfaomega, 1994.
- [10] J. C. McCormac, *Diseño de estructuras metálicas: método ASD*. Alfaomega, 1999.
- [11] C. A. Chagoyén Méndez, W. Lopes dos Santos, y G. García del Pino, «Propuesta de chasis de semi-remolque de 3 ejes de 15.5 m que reduce el impacto ambiental.», *Universidad Estado Amazon.*, pp. 1-10, 2015.
- [12] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Novena Edición., vol. 6. México DF.: McGraw-Hill Interamericana, 2012.

12. ANEXOS

A: TABLAS DE PESOS Y MEDIDAS



MINISTERIO DE TRANSPORTE Y OBRAS PÚBLICAS SUBSECRETARÍA DE TRANSPORTE TERRESTRE Y FERROVIARIO

COMUNICADO A LOS SEÑORES TRANSPORTISTAS DE CARGA PESADA, EMPRESAS QUE GENERAN CARGA, PUERTOS MARÍTIMOS Y TERRESTRES, ADUANAS, ENCARGADOS DE CONTROL DE TRANSPORTE TERRESTRE Y AFINES.

El Ministerio de Transporte y Obras Públicas informa a los Señores Transportistas de Carga Pesada, Empresas Generadoras de Carga y Público en General, que en cumplimiento al Decreto Ejecutivo No. 1137 del 19 de abril del 2012, y al Acuerdo Ministerial No. 036 de fecha 18 de mayo del 2012, esta Cartera de Estado en coordinación de la Subsecretaría de Transporte Terrestre y Ferroviario, se encuentra efectuando un estricto control de pesos y dimensiones a los vehículos que transportan carga pesada y hacen uso de las carreteras de la red vial del País.

En vista de que algunos vehículos de carga han incumplido por varios años lo tipificado en la Ley de Caminos y su Reglamento Aplicativo, causando por este motivo la destrucción de la red vial nacional se dará cumplimiento inmediato a los pesos y dimensiones máximas permitidas de acuerdo a la TABLA NACIONAL DE PESOS Y DIMENSIONES:

TABLA NACIONAL DE PESOS Y DIMENSIONES

TIPO	DISTRIBUCIÓN MÁXIMA DE CARGA POR EJE	DESCRIPCIÓN	PESO MÁXIMO PERMITIDO (Ton.)	LIMITES MÁXIMOS PERMITIDOS (metros)		
				Alto	Ancho	Long.
2-D			3	3,70	2,40	4,00
3-A			10	3,50	2,40	4,50
3-D			18	3,20	2,50	4,10
3-A			27	3,20	2,40	4,10
4-C			40	3,20	2,40	4,10
4-D			40	3,20	2,40	4,10
V20B			18	3,20	2,50	4,10
V3A			27	3,20	2,50	4,10
V25			27	3,20	2,50	4,10
T2			10	3,50	2,40	4,00
T3			27	3,50	2,40	4,00
90			24	3,00	2,60	4,10
92			20	3,00	2,40	4,10
91			12	3,00	2,40	4,10
92			20	3,00	2,40	4,10
93			30	3,00	2,40	4,10
91			12	3,00	2,40	4,10
92			20	3,00	2,50	4,10
93			34	3,00	2,40	4,10

Figura 74: Tablas de pesos y medidas. Fuente: [4]

**B: TABLA NACIONAL DE PESOS Y DIMENSIONES POSIBLES
COMBINACIONES**

TIPO	DISTRIBUCIÓN MÁXIMA DE CARGA POR EJE	DESCRIPCIÓN	PESO BRUTO VEHICULO MÁXIMO PERMITIDO (toneladas)	LONGITUDES MÁXIMAS PERMITIDAS (metros)		
				Largo	Ancho	Alto
2S1			29	20,50	2,60	4,30
2S2			38	20,50	2,60	4,30
2S3			42	20,50	2,60	4,30
3S1			38	20,50	2,60	4,30
3S2			47	20,50	2,60	4,30
3S3			48	20,50	2,60	4,30
2R2			40	20,50	2,60	4,30
2R3			48	20,50	2,60	4,30
3R2			48	20,50	2,60	4,30
3R3			48	20,50	2,60	4,30
2R1			29	20,50	2,60	4,30
2R2			38	20,50	2,60	4,30
2R3			42	20,50	2,60	4,30
3R1			38	20,50	2,60	4,30
3R2			47	20,50	2,60	4,30
3R3			48	20,50	2,60	4,30

Figura 75: Tabla de Pesos y Dimensiones posibles combinadas. Fuente: [4]

C: CONSIDERACIONES ESPECIALES

- a. **Tolerancia en el largo:** Para los semirremolques (carrocería) habrá una tolerancia de + 0,20 centímetros, la misma que será descontada en la combinación con el cabezal debiendo alcanzar el largo máximo de combinación de acuerdo al cuadro establecido.
- b. **Peso Máximo:** El peso máximo permitido es de 48 toneladas, excepto para los vehículos 3S3 Y 3R3 para los cuales se considerará una tolerancia de +3 toneladas y para el 3R2 y 2R3 de +1 tonelada.
- c. **Niñeras:** Las dimensiones máximas permitidas para las niñeras son: Alto 4,50, Ancho: 2,60 y Largo 21 metros. El peso máximo está establecido en relación al número de ejes de acuerdo al cuadro demostrativo.
- d. **Camas Bajas:** Las dimensiones máximas permitidas para las camas bajas son: Alto 4,50, Ancho, 2,60 y Largo 21 metros. Todas las Camas Bajas deberán tramitar un CERTIFICADO DE OPERACIÓN ESPECIAL cuando circulen por la red vial estatal con cargas especiales, maquinarias, etc. El ancho máximo permitido para la circulación de camas bajas vacías es de hasta 3,20m. El peso máximo está establecido en relación al número de ejes de acuerdo al cuadro demostrativo.
- e. **Volquetes y/o vehículos requeridos para proyectos de interés nacional:** Se autorizará la circulación de este tipo de vehículos con excesos y dimensiones superiores a las establecidas en la Tabla Nacional de Pesos y Dimensiones, siempre y cuando circulen fuera de las vías de primer orden y sean empleados para el desarrollo de proyectos específicos de interés nacional. Si se encontrare un vehículo de estas características circulando por la red vial estatal, será sancionado conforme a lo establecido en el presente reglamento.
- f. **Tanqueros de combustible:** Los pesos y dimensiones máximos permitidos están para los transportes de combustibles y gas en tanqueros, se autoriza la transportación de las siguientes cantidades, de conformidad con la clasificación vehicular:

D: TIPO DE VEHICULO, GALONES PERMITIDOS

2DB 4000 gls.

3A. 6000 gls.

3S2 8000 gls.

3S3 10000 gls.

Se autorizará su circulación presentando en las estaciones de control de pesos y dimensiones a nivel nacional, a más de sus Certificados de Operación Regular, la orden de carga y despacho otorgado por la terminal de combustible, en esta debe constar el Peso Bruto Vehicular.

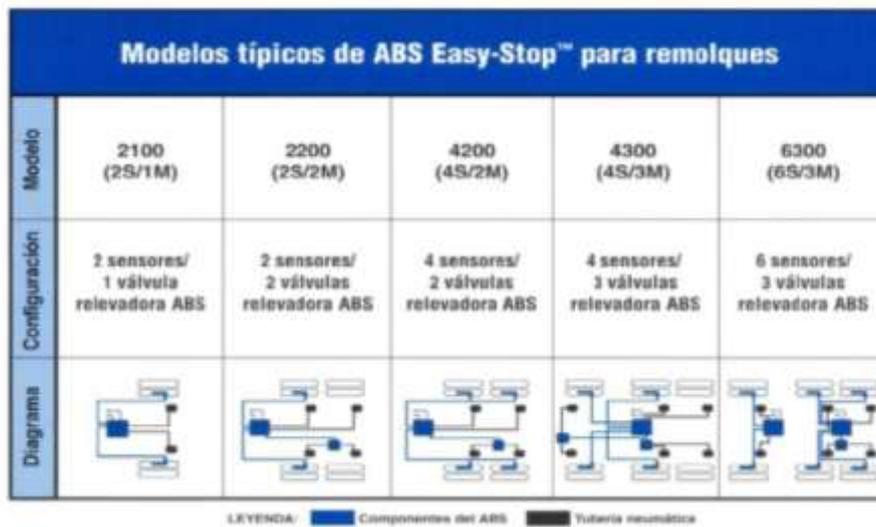


Figura 76: Modelos de ABS para Remolques. Fuente: [6]

E: DESPIECE DE EJE MARCA AMPRO. FUENTE CATALOGO AMPRO

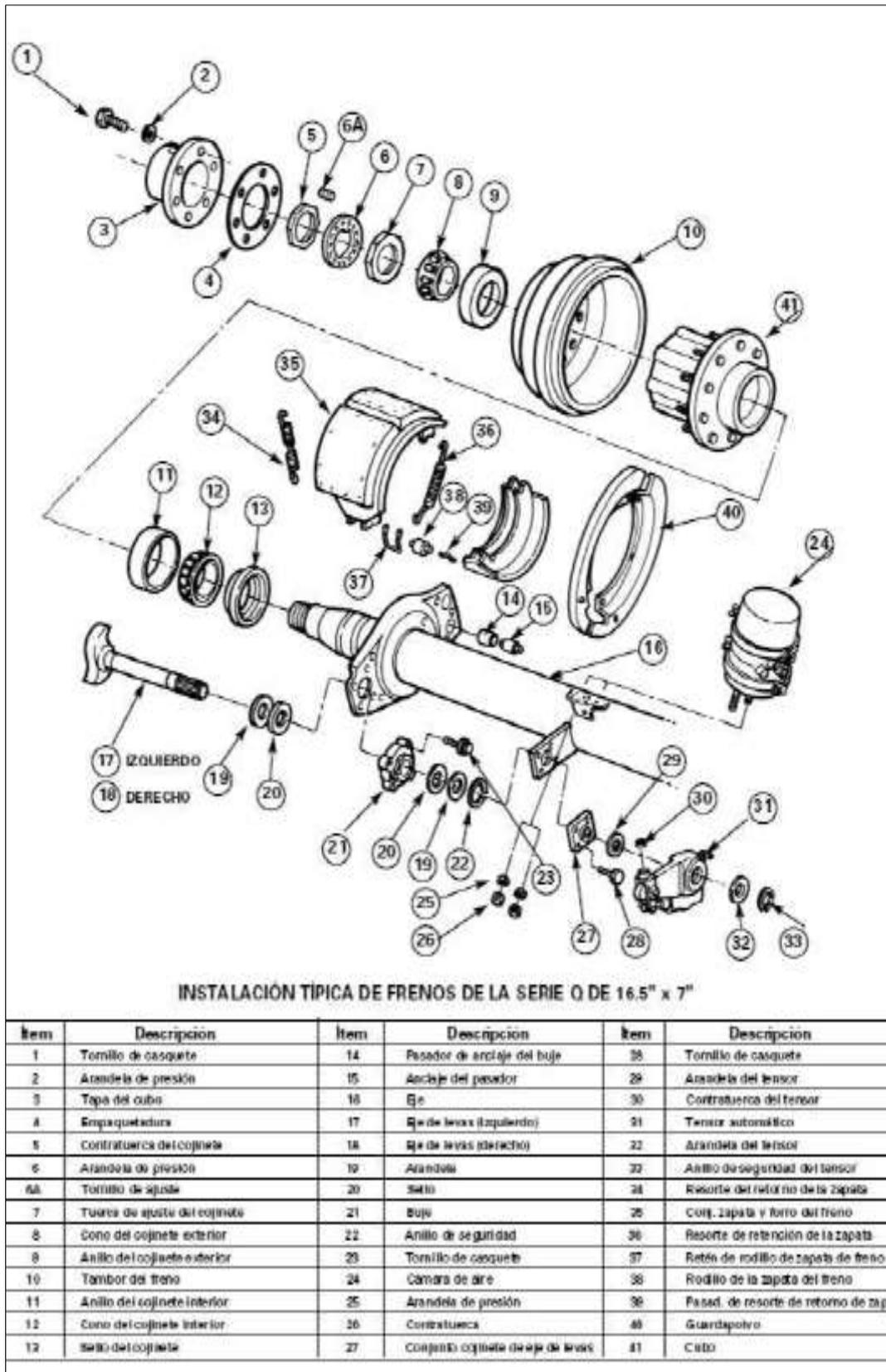


Figura 77: Instalación típica de frenos. Fuente: [5]

F: DISEÑOS Y CONSTRUCCIONES IMPLEMENTADAS EN TALLERES AVIMEC

El diseño propuesto en esta tesis se está construyendo en los talleres de AVIMEC, se los puede observar en las siguientes figuras; se comprobó la resistencia de todos los componentes utilizados y propuestos en este diseño.



Figura 78: Construcción de Chasis en Talleres AVIMEC. Fuente: Autor



Figura 79: Construcción De Tolva Talleres Avimec. Fuente: Autor

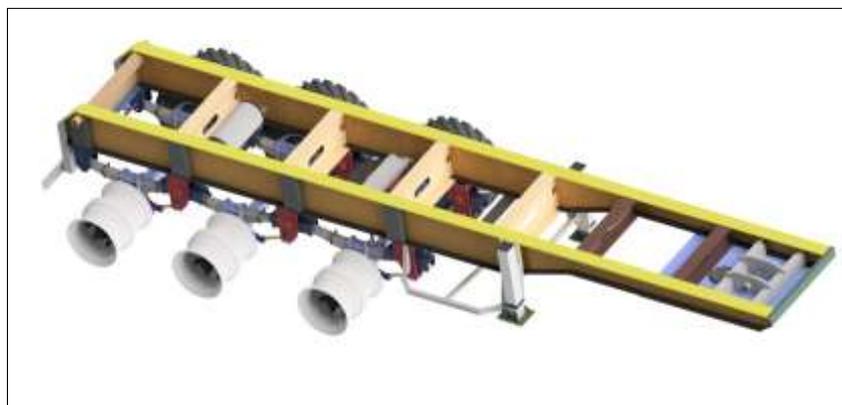


Figura 80: Diseño De Suspensión Programa Ansys. Fuente: Autor



Figura 81: Montaje De Suspensión En Talleres Avimec. Fuente: Autor



Figura 82: Suelda Mediante Proceso Mig. Fuente Autor

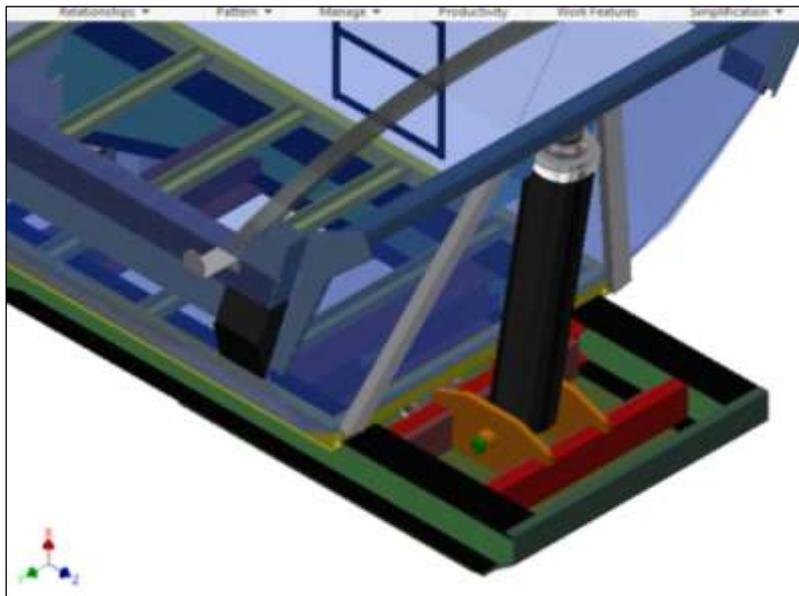


Figura 83: Simulación De Acoplamiento De Cilindro Hidráulico Programa Ansys. Fuente Autor



Figura 84: Acoplamiento De Cilindro Hidráulico En Talleres Avimec. Fuente Autor

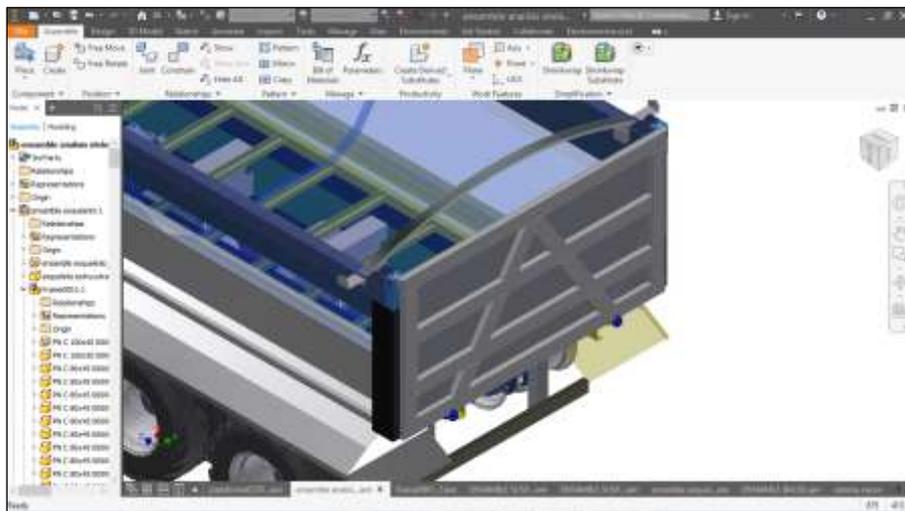


Figura 85: Diseño De Compuerta De Semiremolque Programa Ansys. Fuente Autor



Figura 86: Construcción De Compuerta En Talleres Avimec. Fuente Autor



Figura 87: Semiremolque en el trabajo. Fuente Autor



Figura 88: Semiremolque descargando material pétreo. Fuente Autor



Figura 89: Bañera construida en Avimec. Fuente Autor



Figura 90: Bañera construida en Avimec. Fuente Autor