



UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA  
MECÁNICA

**DISEÑO ÓPTIMO DE TOLVA PARA SEMIRREMOLQUE  
TIPO BOMBONA DE 30 M<sup>3</sup> PARA LA EMPRESA FAMA  
ANDINA S.A.C. EN LA CIUDAD DE TRUJILLO**

TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

**AUTOR:**

Dávila Reátegui, Lenin

**ASESOR ESPECIALISTA:**

Dr. Jorge A. Olortegui Yume

**ASESOR METODOLÓGICO:**

Ing. Jorge Inciso Vásquez

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento Y Simulación De Sistemas Electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ  
2018

DISEÑO ÓPTIMO DE TOLVA PARA SEMIRREMOLQUE TIPO  
BOMBONA DE 30 M<sup>3</sup> PARA LA EMPRESA FAMA ANDINA  
S.A.C. EN LA CIUDAD DE TRUJILLO

---

Dávila Reátegui, Lenin

Autor

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad César Vallejo de Trujillo para su aprobación.

Aprobado por:

---

Ing. Jorge Adrián Salas Ruíz  
Presidente

---

Ing. Jorge Olórtegui Yume  
Vocal

---

Ing. Jorge Inciso Vásquez  
Secretario

## DEDICATORIA

*A mis padres, gracias por su apoyo  
brindado durante todo este tiempo,  
por su permanente esfuerzo y cariño  
de ver el sueño de su hijo realizado.*

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por permitirme tener y disfrutar a mi familia.

A mi familia por apoyarme en cada decisión y proyecto, por permitirme cumplir con excelencia en el desarrollo de esta tesis. Gracias por creer en mí.

A mis amigos de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Cesar Vallejo, por haberme brindado su tiempo, consejos y aliento para seguir adelante.

Mi agradecimiento al Dr. Jorge Olórtegui Yume, por su acertada dirección en el proyecto como asesor especialista, que me apoyo con sus conocimientos y experiencia en la culminación del presente proyecto.

## DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo LENIN DAVILA REATEGUI con DNI N° 46599192, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 13 de Junio del 2018

---

Dávila Reátegui, Lenin

## **PRESENTACIÓN**

Señores Miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “DISEÑO OPTIMO DE TOLVA PARA SEMIRREMOLQUE TIPO BOMBONA DE 30 M3 PARA LA EMPRESA FAMA ANDINA S.A.C. EN LA CIUDAD DE TRUJILLO”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico.

## ÍNDICE

<b>I. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>4</b>
<b>1.1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN</b> .....	<b>4</b>
1.1.1. Realidad problemática .....	4
1.1.2. Formulación del problema .....	6
1.1.3. Justificación.....	6
1.1.4. Antecedentes .....	7
1.1.5. Objetivos .....	15
1.2. Marco Teórico.....	17
1.3. Marco Conceptual .....	56
<b>II. MARCO METODOLÓGICO</b> .....	<b>59</b>
2.1. Variables .....	59
2.2. Operacionalización de variables:.....	61
2.3. Metodología .....	64
2.4. Tipos de estudio.....	65
2.4.1. Tipo de estudio .....	65
2.4.2. Diseño.....	65
<b>III. RESULTADOS</b> .....	<b>68</b>
3.1. Entrevista a personal involucrado.....	68
3.2. Normas de diseño .....	70
3.2.1. Acero estructural – Designación ASTM.....	70
3.2.2. Pernos, arandelas y tuercas .....	72
3.2.3. Metal de aporte y fundente para el proceso de soldadura.....	72
3.3. Clasificación Vehicular y Estandarización de Características registrales vehiculares .....	73

<b>3.4. Especificaciones de Ingeniería .....</b>	<b>75</b>
<b>3.5. Conceptos Alternativos .....</b>	<b>78</b>
<b>3.6. Selección del diseño óptimo .....</b>	<b>83</b>
<b>3.7. Dimensiones del Semirremolque tipo Bombona .....</b>	<b>85</b>
<b>3.7.1. Dimensiones de la tolva .....</b>	<b>85</b>
<b>3.7.2. Diseño del plato de giro .....</b>	<b>91</b>
<b>3.8. Cargas de diseño .....</b>	<b>97</b>
<b>3.9. Simulación estática y dinámica .....</b>	<b>98</b>
<b>3.9.1. Simulación estática .....</b>	<b>98</b>
<b>3.9.2. Simulación dinámica .....</b>	<b>108</b>
<b>3.10. Diseño paramétrico .....</b>	<b>115</b>
<b>3.11. Análisis económico .....</b>	<b>123</b>
<b>3.11.1. Análisis de VAN (Valor Actual Neto) .....</b>	<b>123</b>
<b>3.11.2. Cálculo de beneficio / costo .....</b>	<b>125</b>
<b>IV. DISCUSIÓN .....</b>	<b>129</b>
<b>V. CONCLUSIONES .....</b>	<b>133</b>
<b>VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>135</b>
<b>VII. ANEXOS .....</b>	<b>136</b>



## RESUMEN

En el presente estudio se diseñó una tolva para semirremolque tipo bombona de 30 m<sup>3</sup> para la empresa Fama Andina S.A.C. en la ciudad de Trujillo, con el objetivo de optimizar la carga útil mediante el uso de aleaciones de aluminio con propiedades de alta resistencia y reducir el peso estructural del semirremolque tipo bombona.

En primer lugar, se diagnosticó el estado del diseño actual de la estructura del semirremolque tipo bombona. El análisis y diseño se ha realizado de acuerdo a las especificaciones de ingeniería limitadas por normativa, capaces de satisfacer los requerimientos de la empresa, cumpliendo también las normas nacionales para el diseño de semirremolques. Luego, se definieron cinco configuraciones estructurales de la tolva identificadas como conceptos alternativos de estudio, entre las cuales se seleccionó una configuración óptima mediante una matriz de selección considerando criterios de seguridad, ergonomía, fabricación y montaje, confiabilidad y costo. Con ayuda del software comercial SolidWorks Simulation 2016, se simuló en forma estática y dinámica las configuraciones de la estructura actual y la configuración de la estructura optimizada, variando el tipo de material empleado.

Se encontró que el concepto alternativo N° 3 es el más adecuado para constituir la base para el diseño detallado, obteniendo la mayor puntuación ponderada (6.55) según la matriz de evaluación. Esta configuración presentó una distribución de tensiones con un máximo valor de  $1.14 \times 10^8$  N/m<sup>2</sup>, una deformación unitaria de 4.24, un factor de seguridad de 2.41 y el modo natural de vibración N° 5 como modo dominante bajo frecuencia natural de 49 Hz. La configuración optimizada con aluminio 6061 T6 necesita una inversión inicial de \$ 8.455,35, superando en \$ 6.168,37 al modelo actual. Sin embargo, el tiempo de recuperación de la inversión para la nueva configuración es de 2 viajes, y superará el beneficio económico a futuro de la configuración actual luego de 11 viajes realizados, debido a que se logró aumentar en 5 000 kg el peso útil del semirremolque.

**Palabras Clave:** Tolva de semirremolque, Bombona, Aleación de Aluminio

## ABSTRACT

In the present study, a hopper for 30 m<sup>3</sup> cylinder type semi-trailer was designed for Fama Andina S.A.C. in the city of Trujillo, with the aim of optimizing the payload by using aluminum alloys with high strength properties and reducing the structural weight of the cylinder-type semi-trailer.

First, the state of the current design of the structure of the cylinder-type semi-trailer was diagnosed. The analysis and design has been carried out according to the engineering specifications limited by regulations, capable of satisfying the requirements of the company, also complying with national standards for the design of semi-trailers. Then, five structural configurations of the hopper identified as alternative study concepts were defined, among which an optimal configuration was selected through a selection matrix considering safety, ergonomics, manufacturing and assembly, reliability and cost criteria. With the help of the commercial software SolidWorks Simulación 2016, the configurations of the current structure and the configuration of the optimized structure were simulated in a static and dynamic way, varying the type of material used.

It was found that the alternative concept No. 3 is the most adequate to form the basis for the detailed design, obtaining the highest weighted score (6.55) according to the evaluation matrix. This configuration presented a stress distribution with a maximum value of  $1.14 \times 10^8$  N / m<sup>2</sup>, a unit deformation of 4.24, a safety factor of 2.41 and the natural mode of vibration No. 5 as a dominant mode under a natural frequency of 49 Hz.

The configuration optimized with aluminum 6061 T6 needs an initial investment of \$ 8,455.35, exceeding in \$ 6,168.37 the current model. However, the recovery time of the investment for the new configuration is 2 trips, and will exceed the future economic benefit of the current configuration after 11 trips, due to the fact that the useful weight of the vehicle was increased by 5,000 kg. Semitrailer.

*Key Words: Semi-Trailer, Bombona, Aluminum Alloy*

# **CAPITULO I**

# **INTRODUCCIÓN**

## **I. INTRODUCCIÓN**

### **1.1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**

#### **1.1.1. Realidad problemática**

Existen empresas que se dedican a la fabricación del semirremolque tipo bombona en otros países como son: Estados Unidos, México, España. Estos semirremolques con capacidades de 28 a 30 m<sup>3</sup> fabricados con material de acero estructural o bien con aleaciones de aluminio que a su vez son equipos más costosos que los propios equipos que se fabrican a nivel nacional. Estos semirremolques tipo bombonas están fabricados para el transporte por vías de asfalto y trochas que son en las que se requiere buen comportamiento dinámico y de vibraciones.

En la actualidad podemos encontrar empresas fabricantes de los semirremolques tipo bombonas a nivel nacional, empresas metalmecánicas como: RMB Sateci S.A.C., Fameca S.A.C., Consermet S.A.C., L&S Nassi S.A.C. Que para la fabricación del semirremolque tipo bombona requieren materiales de alta resistencia mecánica como el acero estructural ASTM A36 con espesores desde 1/8 pulgadas hasta 3/16 pulgadas. Equipos con capacidades de 30 a 32 m<sup>3</sup> y 7 a 8 toneladas de peso del equipo.

Fama Andina S.A.C. es una empresa metalmecánica que se dedica a la fabricación de remolque y semirremolque para el transporte de cargas pesadas y línea de la agroindustria por ejemplo: Semirremolque tipo plataforma, cañera, Dolly, etc. Dedicada en dar soluciones inmediatas y de alta calidad en los requerimientos de transporte, reconocido por la fabricación de equipos para compañías líderes países de Latinoamérica.

Los semirremolques tipo bombona (Ver figura N° 1) es un equipo destinada al transporte de productos a granel con altas densidades, como piedra caliza chancada y conchuela molida con diámetro de menor de 0.1mm,

con capacidades de hasta 43 toneladas de producto. El equipo es fabricado con láminas de acero comercial ASTM A36, tiene compartimiento único con descarga inferior por accionamiento de dos compuertas, con descarga por gravedad. La carga del material es por la parte superior de la tolva siendo ésta totalmente abierta. Sin embargo, debido a su elevado peso de estos equipos no se está aprovechando su carga útil, no se cumple con las exigencias del sector transporte, ocasionando pérdidas de tiempo y dinero. Es importante tener en cuenta que el peso del semirremolque tipo bombona y su resistencia mecánica dependerá del tipo de material que se usa para su fabricación, de los espesores de láminas y de su proceso de fabricación; en busca de minimizar pesos y maximizar capacidad de carga las aleaciones de aluminio cumplen un papel protagónico. Las aleaciones de aluminio poseen un tercio de la densidad del acero aproximadamente, pero mantienen una alta resistencia comparativa y son resistentes a la corrosión; esto los convierte en materiales candidatos para reemplazar al acero en muchas aplicaciones estructurales.



**Figura N° 1**, Semirremolque tipo bombona y sus componentes, (a) Estructura de la tolva. (b) Sistema neumático para la descarga. (c) Chasis y suspensión neumático. (d) Tipo de unión en la estructura de la tolva.

En el presente proyecto se diseñará y optimizará la estructura de una tolva para semirremolque tipo bombona de 30 m<sup>3</sup> de capacidad con material de aleación de aluminio minimizando el peso muerto y maximizando la capacidad de carga para el transporte de piedra caliza chancada.

### **1.1.2. Formulación del problema**

¿Cuál es la configuración geométrica del semirremolque con descarga inferior que optimiza la relación capacidad de carga útil por kilogramo de aluminio para dimensiones generales especificadas?

### **1.1.3. Justificación**

El presente estudio de investigación es importante por la necesidad de permitir una mayor carga útil de un semirremolque tipo bombona, como utilidad para el transporte de piedra caliza chancada y conchuela molida; siendo oportuno para la sociedad puesto que no se fabrican con aleación de aluminio. Finalizado este trabajo de investigación, puede servir de modelo para estudios posteriores más profundos.

#### **a) Tecnológica**

La ejecución de este proyecto permitirá aplicar un nuevo material para la fabricación de un semirremolque tipo bombona. Teniendo en cuenta el comportamiento de la aleación de aluminio sus aplicaciones y su versatilidad.

Usar una simulación por el método de elementos finitos para facilitar el análisis de variantes y optimizar las variables necesarias.

## **b) Económica**

El desarrollo de este trabajo permitirá incrementar la capacidad de producción y por lo tanto las utilidades.

## **c) Ambiental**

El uso de aleaciones ligeras de aluminio permitirá evitar el uso de recubrimientos protectores resistentes a la corrosión lo cual es una ventaja para el medio ambiente. Asimismo, como la ligereza del material, que supone una reducción del equipo, con el consiguiente ahorro de combustible y un menor porcentaje de polución.

### **1.1.4. Antecedentes**

**1. Markus Andreassen, 2012.** Estudio en forma teórico –Experimental de un método más eficiente para el cálculo de resistencia en diferentes puntos de un remolque en el departamento de ingeniería del diseño de la Universidad Nacional de Ciencias de Noruega.

El método que se aplicó fue utilizando medidores de tensión en lugar de métodos destructivos tales como los usados en la actualidad, por motivos de ahorrar tiempo y dinero con los siguientes pasos: la adaptación de los equipos de medición, ensayos de materiales y el desarrollo del procedimiento. Se puso a pruebas muestras de acero del remolque con el fin de asegurar que los resultados calculados sean reales, de la muestra se encontraron la resistencia del material y la fatiga a la tracción bajo las normas ISO 6892 e ISO 1099. Se desarrolló un software para el procesamiento del material de datos. Las mediciones resultaron coincidir con valores teóricos, lo que indicó que el material fue configurado correctamente y la cantidad de acero suministrado

por el fabricante era correcto. La resistencia del material de la muestra fue 463.1 MPa, que era 15.7% más alta que las especificaciones implícitas. Esto se verificó con el software donde la curva SN teórico basado en el nuevo valor de intensidad coinciden con los datos de medición. El método para la prueba basada en el análisis de elementos finitos fue reemplazado en favor del nuevo método, éste método tenía vínculos más fuertes con los resultados de las pruebas reales, y eran menos basados en la teoría y el análisis numérico. Sin embargo se demostró que se desarrolla un buen trabajo para el remolque. Finalmente se recomienda desarrollar un nuevo software para el cálculo de la fatiga, sólo para hacer otro intento de la aplicación del análisis de elementos finitos.

**2. Sálek Pavel, 2016.** Proyecto de diseño de un portacontenedor con superestructuras intercambiables de hasta 3000 kg de peso técnico, elaborado en la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Técnica de Brno de la ciudad de República Checa.

Se tuvo como principal objetivo diseñar un portacontenedor que cumpla con los requisitos de los transportistas de contenedores y trabaje de forma segura. Se utilizó una simulación dinámica para calcular los estados de carga que se encuentra sometido la estructura. El resultado de la simulación se utilizó para establecer las condiciones de frontera, que fueron utilizados para cálculos de análisis de fuerza utilizando el método de elementos finitos (FEM). Los resultados del programa fue determinar las fuerzas de reacción de la carga en la máquina. Los datos recogidos se definieron estados de carga para el bastidor de soporte y el gancho manipulador. El análisis de tensiones se realizó para dos estados de carga. En el primer estado el bastidor sin carga y el segundo con un estado con soporte de carga. Todos los resultados de análisis de resistencia fueron satisfactorios, con deformaciones no significativas.



**3. Galos, Joel Lucas, 2017.** Diseño de un remolque ligero con materiales compuestos, remolque de mercancías por carretera como un medio de reducir las emisiones de la industria del transporte por carretera. El proyecto se realizó en el departamento de ingeniería de la Universidad de Cambridge en la ciudad de Reino Unido.

Se realizó una revisión exhaustiva del remolque compuestos de peso ligero anteriores y proyectos relacionados; Llegó a la conclusión de que la aplicación de materiales compuestos en los remolques hasta la fecha se ha visto limitada en gran medida por los costes de materiales y de producción totalmente elevados. Se utilizó un análisis estadístico del peso de dos flotas de mercancías por carretera y una estimación del consumo de energía, mediante un análisis del ciclo de conducción. Se diseñaron, construyeron y probaron varios paneles sándwich compuestos de reemplazo de peso ligero. Los casos de carga del remolque fueron investigados mediante el modelado de elementos finitos. Se demostró que aproximadamente 1.300 kg de peso se podrían ahorrar por la forma y la optimización del material en un remolque. Que las reducciones de peso del remolque a corto plazo pueden lograrse efectivamente mediante el reemplazo de subcomponentes, mientras que las reducciones más significativas pueden lograrse a largo plazo mediante un rediseño compuesto del chasis del remolque.

**4. Florea, Radu Stefanel, 2012.** Estudio en forma teórico – experimental de aleación de aluminio 6061-T6 para optimizar la soldadura de estructuras ligeras para más aplicaciones de automoción y militares bajo consumo de combustible. Llevado a cabo en la facultad de ingeniería de ciencia de materiales de la Universidad de Catalunya en Bogotá, Colombia.

Este amplio estudio es el primero para cuantificar el comportamiento a la fatiga, cargas de rotura, y la microestructura de la soldadura por puntos de resistencia (RSW) en aleaciones de aluminio 6061-T6 (Al) de acuerdo con los parámetros de soldadura y la sensibilidad del proceso. La investigación fue ejecutada en cuatro componentes principales; La primera sección implicó el uso de difracción de electrones por retrodispersión (EBSD) de exploración, de ensayo de tracción, las mediciones de perfilometría haz láser (LBP), y las imágenes de microscopía óptica (OM) para investigar experimentalmente cargas de rotura y deformaciones de las juntas soldadas por puntos de resistencia Al-aleación. Para caracterizar las cargas de rotura se hicieron ensayos de tracción en muestras basadas en estos mismos parámetros de proceso.

Los resultados mostraron que el aumento de la corriente de soldadura aplicada profundizó las huellas de soldadura. Las exploraciones EBSD revelaron la fuerte dependencia entre el tamaño de grano y la función de orientación sobre los parámetros del proceso. La optimización del proceso incluyó la consideración de las fuerzas, corrientes y tiempos tanto para la soldadura principal y post-calentamiento. Los resultados demuestran que los parámetros de soldadura en efecto, afectan significativamente el rendimiento de la microestructura y la fatiga de estas soldaduras. Resultados de la difracción de neutrones mostraron tensiones residuales en la soldadura son aproximadamente 40% más bajos que el límite elástico de la materia motriz.

**5. Vargas, Vinicius de Athaydes, 2011.** Efectos de la flexibilidad estructuras en simulaciones de dinámica de vehículos de transporte de carga lateral, llevado a cabo en la facultad de ingeniería de la Universidad Federal de Rio Grande del Sur, Brasil.

En este proyecto se presenta un análisis de combinación de carga del vehículo con un chasis flexible para la evaluación de la dinámica lateral. El

contexto se da en breve visión general de transporte de carga por carretera en Brasil. El procedimiento es implementar el diseño para realizar análisis de elemento finito y aplicar vibraciones en el que se determinen los modos (vectores propios) y las frecuencias naturales (valores propios) de la estructura. Se llevan a cabo maniobras de simulaciones representativas de la dinámica lateral de un conjunto de vehículos con énfasis en la estabilidad de desplazamientos.

Se encontró fuerte influencia de la flexibilidad estructural del marco, al analizar el comportamiento transitorio del vehículo articulado, se mostró por los resultados de la simulación, mediciones importantes tales como la aceleración lateral (en los dominios de tiempo y frecuencia), el ángulo de balanceo y la fuerza vertical en los neumáticos, además de fenómeno físico como transferencia de carga lateral, se modifican significativamente por la flexibilidad de la estructura.

**6. Ferrando Pla, Rafael, 2015.** Investigación de las condiciones tribológicas en el conformado de elementos estructurales de aceros avanzados de alta resistencia en vehículos, elaborado en el departamento de ingeniería mecánica y de materiales de la Universidad Politécnica de Valencia, España.

Se ha realizado una investigación sobre los equipos de simulación conocidos, sus características y prestaciones. Se ha utilizado un simulador del proceso de estampación referido a los bordes de punzón y matriz. Se han seleccionado dos materiales dentro de la propuesta de AISI. El DP600 por ser uno de los más utilizados en la construcción de la estructura, y el TWIP que es una novedad a evaluar, y con un extraordinario comportamiento en su deformación. Se han diseñado y construido útiles para la fabricación de las probetas.

Se ha definido un modelo de deformación simplificado para la evaluación del comportamiento. Se ha desarrollado un protocolo de medición con doce parámetros que permiten comparar el comportamiento del material en el simulador. Se han seleccionado los mejores para cada tipo de material mediante un diseño de experimento factorial y se han definido parámetros de eficiencia para tomar los mejores candidatos. Se ha aplicado el modelo a los materiales conformados y se ha podido responder a la cuestión inicial. Al mismo tiempo se ha podido realizar la evolución tecnológica del sistema de simulación y el protocolo de medida.

**7. Moreno Zavala, Guillermo, 2015.** Estudio de la soldabilidad de la unión de un acero estructural ASTM A36 con una aleación de aluminio AA5052-H34, Elaborado en la facultad de ingeniería en la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Se estudió la soldabilidad de una unión disimilar formada por el acero estructural ASTM A36 y la aleación de aluminio AA5052-H34. Las uniones disimilares obtenidas no lograron alcanzar la resistencia mecánica mínima indicada en el código AWS B 2.1 que establece que este tipo de uniones como mínimo deben alcanzar 170 MPa de resistencia a la tracción. En esta investigación los mejores resultados obtenidos alcanzaron los 86 MPa de resistencia a la tracción, representando el 50.6% de lo requerido por el código. Para el desarrollo de este trabajo, se emplearon los procesos de soldadura más comunes en el medio como SMAW, GMAW y GTAW. El procedimiento de soldadura con el que se obtuvieron las mejores propiedades mecánicas fue realizado mediante el buttering a cinco pasadas mediante el proceso SMAW (62 A, 25V) y realizando la unión con el proceso GMAW usando un aporte de Al-5Si (15.4V, 105A). Estas uniones no cumplieron lo requerido por el código de resistencia mecánica, ni el ensayo de doblado, pues durante ambos ensayos se produce desprendimiento del buttering y el metal de aporte. En el

barrido de durezas realizado a la sección transversal del cordón, en las uniones mencionadas, se apreció que no existe mayor variación en los valores de dureza encontrados en ambos metales, lo que demuestra que se evitó la formación de zonas duras.

**8. Navez Ruiz, Francisco. Lujan Rodríguez, Frank. 2016.** Estudio experimentalmente el efecto del tiempo de envejecimiento en el tratamiento térmico T6 de la aleación Zinc-Aluminio con 27% de aluminio sobre la dureza, resistencia a la tracción y ductilidad. Ejecutado en la facultad de materiales de la Universidad Nacional de Trujillo, Perú.

Para tal propósito se elaboró la aleación de zinc-aluminio con un proceso de ajuste de cantidades de metales puros, se fundió barras de diámetro de 16 mm x 200 mm de longitud colada en molde de arena seco, éstas fueron maquinadas según las normas ASTM E-140 para el ensayo de dureza y para el ensayo de tracción según norma ASTM E-8. Se observó que esta aleación tiene alta colabilidad y es tratada térmicamente (T6) debido a que se mejoran las propiedades mecánicas de dureza, tracción y ductilidad. Y que a medida que la resistencia a la tracción y la dureza aumentan, disminuye el porcentaje de elongación (ductilidad) debido a la precipitación de la fase gamma. Se concluye que el tiempo de envejecimiento en el tratamiento térmico T6 afecta significativamente a la resistencia a la tracción, dureza y ductilidad en la aleación zinc- 27% aluminio según el análisis estadístico con un 95% de confianza.

**9. Peña Haro, Virgilio A. 2016.** Estudio en forma teórica- no experimental del comportamiento dinámico de una estructura compuesta por una caja de resonancia y un mástil (conocido como guitarra), modelándola con elementos finitos. Se realizó en el laboratorio de estructuras de la Universidad Nacional de Ingeniería, Perú.

Se realizaron ensayos con la finalidad de obtener sus constantes elásticas. Se comprueban los resultados, usando un método indirecto asistido por el ordenador. Con el modelo de elementos finitos de la guitarra, se realizó un análisis estático, al que se le consideró las cargas producidas por la tensión de las cuerdas, y el peso del brazo; y luego el análisis dinámico, donde se obtuvo las formas de modo y sus respectivas frecuencias de vibración. Finalmente, se realizaron ensayos en un laboratorio de acústica, con tres modelos de guitarras para obtener los niveles de intensidad acústica. Con estos resultados se planteó una fórmula recursiva, que fue verificada con tres modelos de guitarra adicionales, verificando la confiabilidad de los resultados. Se concluye que se puede diseñar los planos de construcción de una guitarra, con la certeza de que la respuesta acústica es la deseada.

## **1.1.5. Objetivos**

### **1.1.5.1. Objetivo general**

Determinar una configuración estructural que optimice la carga útil mediante el uso de aleaciones de aluminio de alta resistencia en el semirremolque tipo bombona para reducir el peso estructural y aumentar la carga útil.

### **1.1.5.2. Objetivo específico**

- Identificar necesidades y posibles mejoras al modelo de estructura actual de la empresa mediante entrevistas al personal involucrado.
- Identificar Códigos, Normas, Estándares o recomendaciones de diseño relacionadas con semirremolques tipo bombonas.
- Realizar una búsqueda de normas nacionales para el diseño de semirremolques.
- Definir una hoja de especificaciones de ingeniería que deberá cumplir el nuevo diseño optimizado.
- Generar 5 configuraciones estructurales de la tolva limitada por normativa capaces de satisfacer los requerimientos de la empresa.
- Seleccionar la configuración óptima mediante una matriz de selección de pesos ponderados.
- Dimensionar la configuración de tolva seleccionada usando la normativa como dato limitante o sugerencia de diseño.

- Modelar las cargas que ingresaran en el análisis por el Método del Elemento Finito
- Simular en forma estática y dinámica mediante el Método del Elemento Finito la estructura los cuatro casos siguientes: a) Configuración: Actual / Material: Acero A36 b) Configuración: Optimizada / Material: Acero A36 c) Configuración: Optimizada / Material: Aluminio 5086 H116 d) Configuración: Optimizada / Material: Aluminio 6061-T6.
- Comparar los cuatro casos simulados usando los valores de esfuerzos de Von Mises, deformación unitaria, factor de seguridad.
- Realizar el análisis económico para la implementación del diseño óptimo de tolva para semirremolque tipo bombona presentado.



## 1.2. Marco Teórico

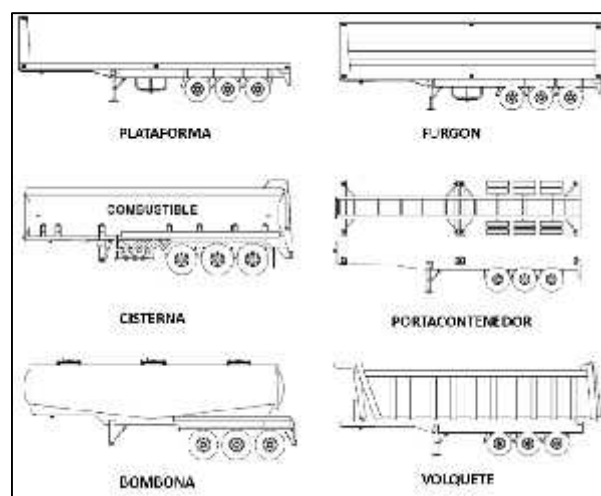
### Semirremolque

Vehículo no motorizado, cuenta con ejes posteriores y es acoplado a un camión a través de un mecanismo conocido comúnmente como quinta rueda, el enganche se realiza de manera rápida y permite la articulación entre ambos vehículos, de manera que sea arrastrado y soporte parte del peso. (Ugaz Edgar, Urbina José. 2010)

El semirremolque lleva en la parte delantera un pivote conocido como King Pin que permite la unión y flexibilidad transmitida del camión, el camión en cambio lleva un sistema de enganche con bloqueo de palancas conocido como tornamesa. (Ugaz Edgar, Urbina José. 2010)

### Tipos de semirremolque

Cada clase de semirremolque está diseñado para transportar un tipo de carga en particular, por lo que les hace diferentes en muchos aspectos importantes. A continuación, se mencionan los diseños más comunes de semirremolques:



**Figura N° 2**, Tipo de carrocería anexada por RD N° 10476-2008-MTC/15  
Fuente: Normas Legales 2006

En la figura N° 2 se muestran geométricos más próximos de los tipos de carrocerías más comunes en el transporte de carga pesada, se puede observar el tipo de semirremolque plataforma, furgón, cisterna, portacontenedor, bombona y volquete. Estos tipos de carrocerías están normalizados legalmente según el Ministerio de Transporte y Comunicaciones.

Semirremolque Plataforma\_ vehículo con carrocería plana, para el traslado de carga en general. Puede tener elementos de sujeción para la fijación de carga. (Normas Legales, 2006). El semirremolque plataforma estándar es un piso largo y nivelado montado sobre un chasis. El chasis de una plataforma puede ser modificado con ciertos equipos con el fin de hacerla más práctica para transportar artículos especiales. (Bumper to Bumper, 2005).

Semirremolque Furgón\_ vehículo con carrocería cerrada para el traslado de carga, de preferencia con compuertas laterales y/o posteriores. (Normas Legales, 2006). Mayormente son requeridos cuando la carga a transportar debe ser protegida contra el medio ambiente y/o agentes externos. Existen furgones que se utilizan para encomiendas o carga en general como también están los furgones para el transporte de mercancía refrigerada. (Bumper to Bumper, 2005).

Semirremolque Cisterna\_ vehículos con carrocería tipo tanque cerrado destinado para el transporte de mercancías líquidas. Pueden tener más de un solo compartimiento y pueden estar equipados con sistema para carga y/o descarga. (Normas Legales, 2006). Generalmente las cisternas se llenan a través de una abertura que tiene en la parte superior de la carrocería. Se descargan a través del fondo por gravedad o por presión de aire. Los gases licuados se descargan ya sea, por bombeo o por presión de la gravedad, dependiendo de la carga y de la situación particular. (Bumper to Bumper, 2005).

Semirremolque Portacontenedor\_ vehículo fabricado únicamente para el transporte de contenedores. Equipado con accesorios para fijación de contenedores, es un vehículo que no necesita piso solamente los soportes de apoyo de los contenedores respectivamente. (Normas Legales, 2006). El semirremolque portacontenedor tiene la estructura simple con bajo peso muerto y de fácil mantenimiento. (Bumper to Bumper, 2005).

Semirremolque Bombona\_ vehículo fabricado con carrocería cerrada y su descarga puede tener sección cónica o trapezoidal, la descarga puede ser de manera manual caída por gravedad o con presión de aire, este vehículo es usado para el transporte de carga a granel (cemento, alimentos balanceados, harinas, etc.). (Normas Legales, 2006). El semirremolque bombona puede tener uno o tres compartimientos en forma de cono. En el fondo de cada compartimiento hay una tolva a través de la cual fluye el producto para ser descargado, el método de descarga es por gravedad o por presión de aire. Los compartimientos de este tipo de tanque están abiertos por arriba. Algunos tanques están presurizados según el tipo de mercancía. (Bumper to Bumper, 2005).

Semirremolque volquete\_ vehículo con carrocería tipo baranda y abierta para la carga y descarga (tolva de volteo) para transporte de materiales de construcción, mercancías a granel, minerales o desechos. Cuenta sistema de volteo hidráulico para la descarga. (Normas Legales, 2006). Semirremolque volquete también conocido como camión basculante o bañera. Está dotado de una caja abierta basculante de un solo compartimiento que descarga por volteo, la caja basculante es accionado por un bastidor instalado con un sistema hidráulico hacia un motor. (Bumper to Bumper, 2005).

### **Semirremolque tipo bombona**



**Figura N° 3, Semirremolque tipo bombona**  
Fuente: Carmex Trailers.

Vehículo con carrocería cerrada y abierta en la parte inferior, con capacidad de más carga útil, fabricados principalmente para el transporte de productos a granel. Cuenta con un sistema de volteo manual caída por gravedad o con sistema neumático. Son vehículos para el transporte de productos a granel, siendo la piedra caliza chancada el producto más transportado por estos vehículos, tanto por su demanda de carga en grandes cantidades, como por sus buenas características de carga y descarga. (Normas Legales, 2006).

Este tipo vehículos son cargados por la parte superior de la tolva y descargan por la parte inferior accionando dos compuertas con sistema neumático, el cuerpo de la tolva tiene forma cónica para propiciar la descarga del producto presionada por gravedad, Ver figura N° 3. (Normas Legales, 2006)

## **Características:**

### **Tolva**

Es un recipiente con abertura en la parte inferior, es donde se almacena todo el material que se requiere transportar, el material varía desde plásticos a aceros dependiendo del tipo de uso; En nuestro caso el material de diseño y fabricación es un tipo de aleación resistente al impacto, con buena soldabilidad, con buena conducta de corte y dobléz, y sobre todo es un material que protege al medio ambiente. (Ccarita, 2011).

Con un volumen de aproximadamente 30 m<sup>3</sup>, tiene compartimiento único.

### **Estructura**

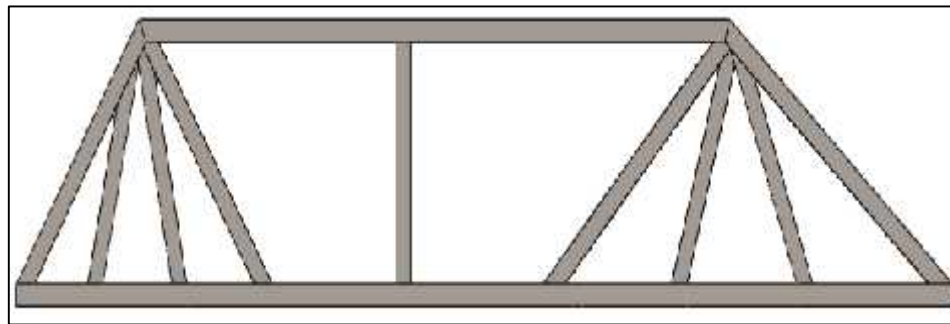
Una estructura es una agrupación de elementos con capacidad de perseverar formas y cualidades en el tiempo bajo las acciones de cargas y agentes exteriores a la cual están sometidos. (Urbán Brotóns, Pascual. 2009).

Entre las ventajas de una estructura tenemos que; Ocupan poco espacio para efectos de estética interior por lo que se adquiere buena rentabilidad en todo el espacio. En general las estructuras son ligeras y gran robustez. Las estructuras pueden adoptar diferentes formas por lo que pueden ser viables a las nuevas circunstancias, estas se construyen de forma rápida. También se producen algunas desventajas que exige a tener ciertas precauciones al momento de aplicarlas; es necesario algunos mecanismos complementarios para conseguir su rigidez como también y de total importancia proteger las estructuras metálicas de los agentes del medio externo. (Urbán Brotóns, Pascual. 2009).

El planteamiento de una estructura se origina a partir de: el área que va cubrir, las cargas principales que debe soportar a lo largo del tiempo, al medio externo que va estar expuesto, considerar también los mecanismos complementarios importantes para el trabajo adecuado, por lo general la

aplicación de las cargas a considerar viene sustentado bajo normas, instrucciones o reglamentos oficiales. Una vez este planteada la estructura se procede en secuencia hasta llegar a la cimentación. (Urbán Brotóns, Pascual. 2009).

El tipo de estructura que tomara el semirremolque tipo bombona con descarga inferior es fabricado con una estructura tipo tijeral, con tubos cuadrados o rectangulares de variados espesores resistentes a tensiones o compresiones de la tolva de almacenamiento. Constituida de vigas centrales principales, de travesaños, vigas laterales, etc. En la figura N° 4 se muestra una estructura de semirremolque.



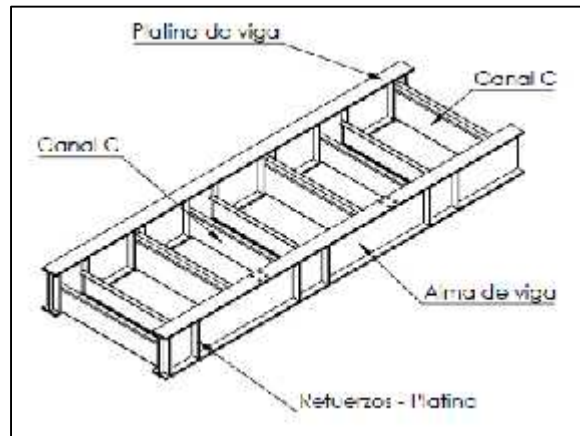
**Figura N° 4,** Estructura de semirremolque tipo bombona con descarga inferior  
Fuente: Área de diseño de Fama Andina S.A.C.

### **Chasis**

Conocido como el principal soporte del vehículo, constituido por bastidor, tren motriz, suspensiones, ejes, neumáticos y otras partes mecánicas relacionadas. (Normas Legales 2006).

Se podría detallar también como una estructura con la finalidad de conectar rígidamente al punto de apoyo delantero (King Pin) y la suspensión trasera de un semirremolque y al mismo tiempo para el ensamble de las diferentes partes del vehículo. Esta estructura debe ser proyectada de tal manera que seas capaz de soportar el peso de la carrocería, la carga a transportar y además su peso propio. (Ugaz Edgar, Urbina José. 2010).

Chasis para semirremolque tipo bombona con descarga inferior está fabricado completamente de acero la cual está conformado por dos vigas H principales unidos por canales “C” y reforzados con platinas interiores y exteriores. (Ver figura N° 5).



**Figura N° 5**, Chasis de semirremolque tipo bombona con descarga inferior  
Fuente: Área de diseño de Fama Andina S.A.C.

### **Sistema de suspensión**

El sistema de suspensión tiene el desempeño de disminuir y absorber las consecuencias de las fuerzas de impacto sobre el chasis provocado por las irregularidades del camino y que su principal objetivo es proporcionar una marcha más ligera tanto para el conductor como para la mercancía. (Ugaz Edgar, Urbina José. 2010).

Es un tipo de suspensión utilizada en vehículos en la que se utiliza aire comprimido para mantener el vehículo a la altura correcta en lugar de muelles de compresión. El sistema de suspensión es característico para aumentar la carga útil de la configuración, cumplen su principal función entre el eje y chasis de la estructura (Ver figura N° 6). Se caracteriza por la adecuada distribución de la carga soportada así como menor vibración transferida a la carga y la vía terrestre. (Normas Legales 2006).



**Figura N° 6,** Suspensión neumática Watson y Chalin  
 Fuente: Catálogo de Autopartes ferroso - Trujillo

### El perno maestro

Más conocido como King Pin es uno de los componentes vitales para un semirremolque, debido a que elemento que une el semirremolque con la unidad tractora. Es un componente que va fijado al semirremolque y está diseñado para el enganche con el mecanismo de la quinta rueda soportando principalmente las fuerzas para mover y frenar correspondiente de la unidad tractora hacia el semirremolque; permite también el giro hacia los lados según sea necesario, que permite libertad de movimiento respecto al eje vertical. (Ugaz Edgar, Urbina José. 2010). La selección del perno maestro también conocido como King pin y su esquema se muestra en la figura N° 7.

PERNOS REY DE LA SERIE HONGO

PERNOS REY SAE DE 2 PULGADAS

MODELO	ALACON DE ACERO	DIAMETRO HONGO (MM)	LONGITUD DEL ACOPLADOR (PULGADAS)	AGUIJER
KP-T-800-CF	8030H	302-303	0.25"	No
KP-T-800-EF	8030H	302-303	0.31"	No
KP-T-800-F	8030H	302-303	0.38"	No
KP-T-800-EF	8030H	302-303	0.50"	No

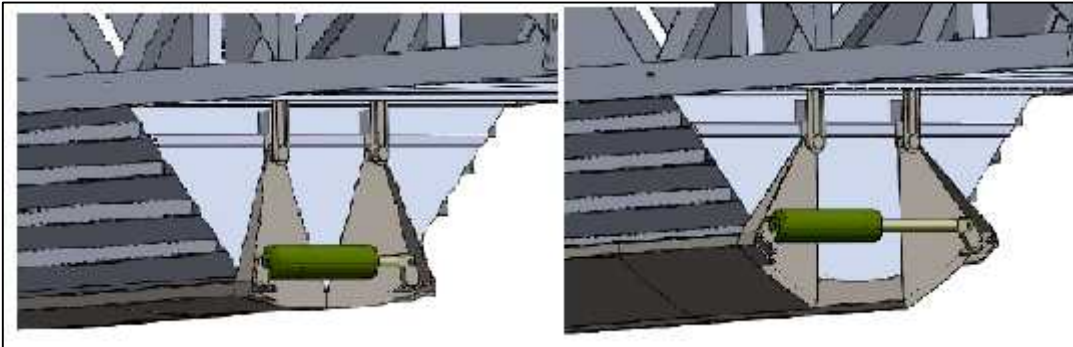


**Figura N° 7,** Perno maestro y dimensiones  
 Fuente: Catálogo de Autopartes ferroso – Trujillo



### **Sistema de compuertas de descarga**

Es el sistema que permite la caída de la carga transportada a granel. La mercancía es presionada por la gravedad. Constituida por dos compuertas inferiores que son accionados por pistones neumáticos (Ver figura N° 8). El diseño de este tipo de sistema cuenta con numerosas ventajas, como su fijación rápida al transportador, la eliminación del 100 % de los residuos acumulados en las compuertas tradicionales.



**Figura N° 8**, Sistema de descarga de semirremolque con descarga inferior  
Fuente: Área de diseño de Fama Andina S.A.C.

### **Tipo de carrocería**

El tipo de carrocería se define de acuerdo a las normas del ministerio de transporte y comunicaciones. Así de esta manera se pueden clasificar de acuerdo a las categorías M, N u O que se definen respectivamente de acuerdo con las características y tipo de carrocería. Si es una carrocería fabricado para el transporte de pasajeros entonces pertenece a la categoría M y si la carrocería es fabricada para el transporte de carga o mercadería se clasifica a las categorías N u O. Existen también vehículos que han sido fabricados no necesariamente para el transporte de personas ni mercancías, en estos casos el tipo de carrocería se separan de acuerdo a la utilidad en particular del vehículo. (Normas Legales, 2006).

Se considera como un tipo de carrocería con categoría especial, porque no se halla el tipo de carrocería dentro de las normas del ministerio de

transportes y comunicaciones (Clasificación vehicular y estandarización de características registrales vehiculares); por lo tanto, se registran como un tipo de carrocería especial dentro de los parámetros de medidas límites para el tránsito. (Normas Legales, 2006).

### **Aleaciones de aluminio**

El aluminio y sus aleaciones son componentes que se distinguen principalmente por ser ligero y a su vez resistente a la corrosión, así como también por sus propiedades sobresalientes hacia la conductividad eléctrica y térmica. Las propiedades mecánicas del aluminio puro son totalmente equilibradas, pero si tiene alguna aleación con otros elementos este se mejora considerablemente. Si se comparan las resistencias o la rigidez específica (en relación con la densidad) los aluminios son más ventajosos que los aceros en determinadas aplicaciones (vehículos, aeronáutica, piezas sometidas a grandes esfuerzos o aceleraciones). Estas cualidades, junto con la gran capacidad para la conformación (extrusión, forja, mecanizado, deformación en frío, moldeo), han convertido a los grupos del aluminio en materiales más requeridos para su empleabilidad. (Steven R. 2002).

El aluminio considerado como un metal con propiedades metálicas limitadas, por lo que para su utilización se combina con otras aleaciones como el silicio, manganeso, magnesio, cobre, entre otros, que le aporta diferentes propiedades mecánicas y físicas dependiendo de su requerimiento. Existe una forma para representar tanto el aluminio como sus diferentes aleaciones por medio de un sistema numérico de cuatro dígitos. (Norma ANSIIH35.1). De la tabla N° 1, el segundo dígito está orientado a alteraciones de la aleación original. Con los dos últimos dígitos se reconoce la aleación de aluminio o indican la pureza del aluminio.

**Tabla N° 1,** Tabla de designación de aleaciones de aluminio

Aluminio de 99.00% mínimo de pureza	1 x x x
Designación de aleaciones de aluminio según el elemento de aleación principal	
Cobre	2 x x x
Manganeso	3 x x x
Silicio	4 x x x
Magnesio	5 x x x
Magnesio y Silicio	6 x x x
Zinc	7 x x x
Otros elementos	8 x x x
Seriales no usados	9 x x x

Fuentes: Norma ANSIIH35.1

## **Propiedades de las aleaciones de aluminio**

### **Propiedades físicas**

Con densidad muy baja en comparación del acero (2,7 Mg/m<sup>3</sup>, es la tercera parte de la de los aceros), conductividad térmica elevada (entre 80 y 230 W/m.K), favorable en piezas que deben canalizar o disipar calor, conductividad eléctrica elevada (resistividad entre 28 y 60 n .m), calor específico elevado (entre 865 a 905 J/Kg.K), dilatación térmica incrementada a comparación del acero (entre 20 a 25 µm/m.k, el doble que de los aceros). (Steven R. 2002).

## **Propiedades mecánicas**

A temperatura ambiente se encuentran los siguientes resultados: resistencia a la tracción (entre 150 a 450 MPa), límite elástico (entre 100 a 300 MPa) y módulo de elasticidad (entre 69 a 73 GPa) datos relativamente moderados, en general no apropiados para soportar grandes presiones superficiales; la resistencia a la fatiga es admisible y la resistencia es normalmente elevada a excepción de las aleaciones de aluminios más resistentes (Al-Cu y Al-Zn).

## **Aplicaciones de aleaciones de aluminio**

Las aleaciones de aluminio poseen cada vez más una gran utilidad, basándose ampliamente para la producción de piezas que deben ser resistentes y al mismo tiempo ligero, por ejemplo, para la industria de las construcciones aeronáuticas, vagones de ferrocarriles, mecanismos modernos, etc. También se emplean en las manufacturas de culatas y émbolos de motores de explosión. (Gil Mur, 2007).

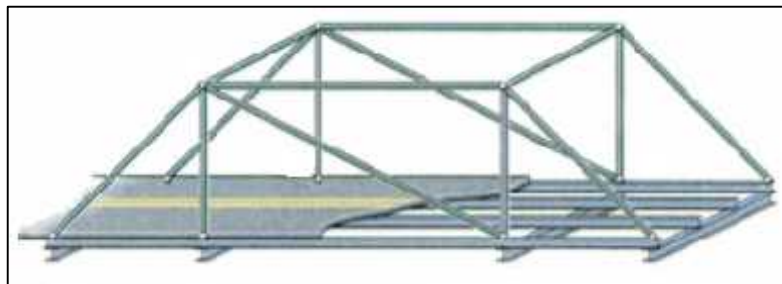
Su capacidad favorable hacia la conductividad calorífica e inalterabilidad la hacen apropiado para la producción de equipos usados directamente en el intercambio de calor y utensilios de cocina. Su maleabilidad lo hace eficiente para la fabricación de papel de aluminio, en lo que se gasta actualmente un 10 % de su producción total.

En la industria de las edificaciones se emplean para la construcción de puertas y ventanas, molduras, etc. En la industria naval se emplean también determinadas aleaciones de aluminio siendo favorables por su resistencia a la corrosión marina. (Gil Mur, 2007).

## Armaduras

Son estructuras combinados totalmente por miembros de dos fuerzas. Las armaduras se logran reconocer fácilmente porque constan de elementos formando áreas triangulares y están apoyadas entre sí de tal forma que la estructura queda rígida y alineada. En la figura N° 9 se representa una armadura con soportes usados comúnmente en puentes, de manera que su estructura ligera tiene dominio en mantener una fuerte carga con un peso estructural parcialmente pequeño. (Riley, Willian. 2004).

Una estructura liviana proporciona a una armadura gran resistencia a comparación con las que proporcionan algunos tipos de estructuras más robustos. Es corriente observar armaduras que están sometidos a grandes tejados de edificios y también puentes elevados para el ferrocarril. Además las armaduras forman el esqueleto de muchos edificios de gran tamaño. (Riley, Willian. 2004)



**Figura N° 9**, Tipo de armadura de un puente.  
Fuente: Ingeniería Mecánica – Estática, Willian Riley

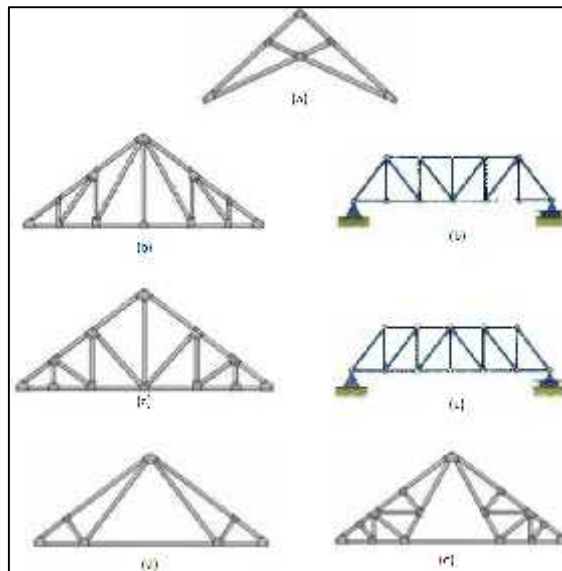
**Armaduras planas**\_ están incluidos en un sólo plano y única área en la que están aplicadas el conjunto de cargas. Las armaduras planas son usadas comúnmente por estructura simple para sostener puentes, ver Figura N° 9. (Riley, Willian. 2004).

**Armaduras espaciales**\_ son estructuras que están incluidas en más de un solo plano y/o están organizados fuera del plano de la estructura. Ejemplos

de ellas los constituyen las armaduras que soportan grandes antenas y molinos de viento. (Riley, Willian. 2004).

Para una armadura es fundamental saber distinguir qué miembros de la estructura están sujetos a compresión y a tracción. Los miembros largos y esbeltos que establecen una armadura son resistentes a la tracción pero al estar bajo fuertes cargas compresivas son más propensos a sufrir flexión o pandeo, en cambio los miembros de una armadura que están sujetos a compresión normalmente son más gruesos que los otros miembros para contrariar el pandeo. (Riley, Willian. 2004).

Las armaduras se pueden organizar según el modo en que se combinen los distintos sistemas del área de triangulación y repetidamente toman el nombre del primer ingeniero que ha diseñado, fabricado y empleado ese tipo particular de Armadura. Incluso se pueden denotar según su aplicación. (Hibbeler, 2012).



**Figura N° 10**, Tipos comunes de armaduras; (a) “Tijera”, (b) “Howe”, (c) “Pratt”, (d) “De Abanico”, (e) “Fink”.

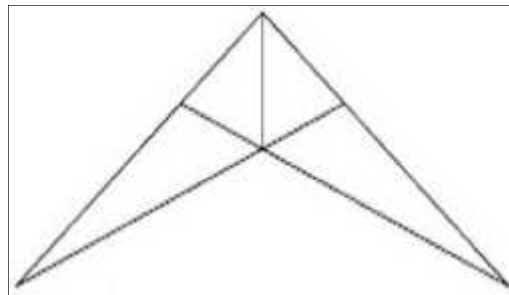
Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

## Tipos más comunes de armaduras

### a) Armadura tipo “Tijera”.

Son consideradas a las vigas que parten de las bases de los muros y que se unen en la viga de una construcción civil, ajustándose a la estructura sobre la que irá el techo. Pero como criterio estructural permite decir que es una estructura ensamblada por un grupo de piezas que colocadas en forma inclinada sobre los muros y unidas en sus extremos sujetan la cubierta de un techo. Ver figura N° 11. (Ferdinand Beer, 2001).

Algunos ingenieros optan por fabricar estructuras en forma de tijera para proporcionar soporte estructural para proyectos especializados, como las dos vigas que tienen la estructura en forma de tijera pueden descansar unos contra otros para un mayor límite de carga potencial. Es calificado por conservar tanto su cordón inferior como superior muy inclinado. Estructura con grandes ventajas como por ejemplo: logra mayor altura en la parte central del área cubierta, Sin embargo se limita la aplicación para grandes distancias que requieren altura libre. (Ferdinand Beer, 2001).



**Figura N° 11**, Estructura tipo “Tijera”

Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

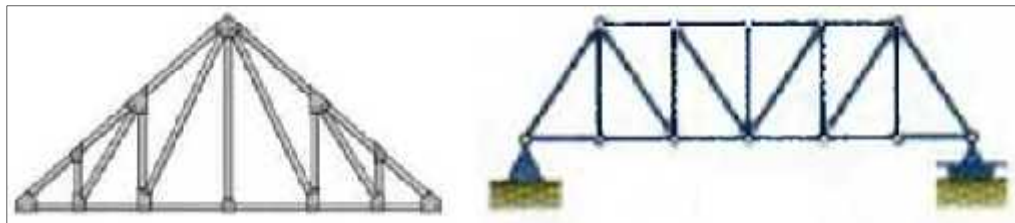
### b) Armadura tipo “Howe”

Esta armadura fue patentada en 1840 por William Howe aunque ya había sido empleado tiempos atrás, su aplicación fue reconocida para el

armado de estructuras con madera. Está constituido por columnas verticales entre la viga superior e inferior. Con esa disposición las diagonales están sometidas a compresión entretanto que las columnas trabajan a tracción. (Ferdinand Beer, 2001).

Con el sistema Howe se logra que los elementos verticales comúnmente metálicos y más cortos estén sometidas a tensión, mientras que las diagonales más largas estén a compresión, esta configuración resulta económica ya que los elementos metálicos son más caros y con la armadura Howe se minimiza en longitud y cantidad de elementos. (Hibbeler, 2012).

La armadura tipo Howe cuenta con gran ventaja para cargas leves y se puede restablecer como las cargas del viento. También resulta que el elemento en tensión presenta una mayor fuerza en comparación a la cuerda en compresión. Usualmente se aplican en construcciones de madera. Ver figura N°12.



**Figura N° 12, Estructura tipo “Howe”**

Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

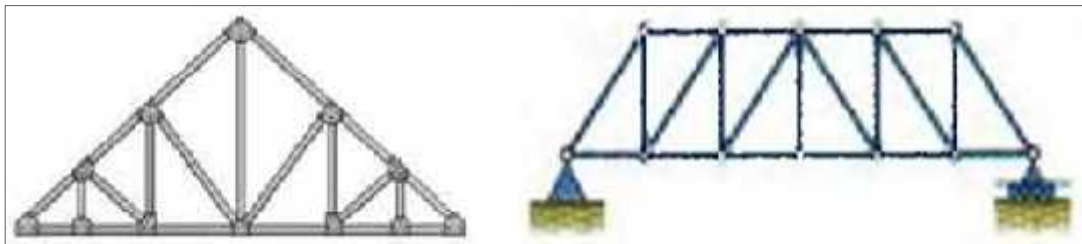
### **c) Armadura tipo “Pratt”**

La armadura tipo Pratt a diferencia de una armadura tipo Howe, su estructura están en sentido opuesto mostrando columnas inclinadas revertidas, de manera que las barras que son ensamblados en forma diagonal son las que están sujetos a las fuerzas de tensión, y las que están sujetas a fuerzas de compresión son las barras ensambladas en formas verticales. (Ferdinand Beer, 2001).



La armadura de tipo “Pratt” ofrece grandes ventajas características de su estructura, por ejemplo los barras que están en soporte de las fuerzas de tensión son las más largas de la armadura en cambio las barras más cortas están a compresión de esta manera se evitan los efectos de pandeo. Son usados normalmente en áreas donde se necesitan alturas moderadas con longitudes de 18 a 30 metros. En caso se requiera mayor alturas son más recomendables las armaduras tipo abanico o las de tipo Fink. (Hibbeler, 2012).

Este tipo de armadura presenta grandes beneficios si toda la estructura es de acero, ya que los componentes en estado de tensión no muestran problemas de pandeo pese a que sean largos, mientras que los componentes que están en estado de compresión si alcanzan los parámetros de pandeo, lo que exige a hacerlos de mayor espesor. Esta estructura es capaz de presentar alteraciones, por ejemplo es común en barras complementarias que van desde las diagonales hasta el cordón superior, estas barras son empleadas para minorar la longitud efectiva de los parámetros del pandeo. (Ferdinand Beer, 2001).



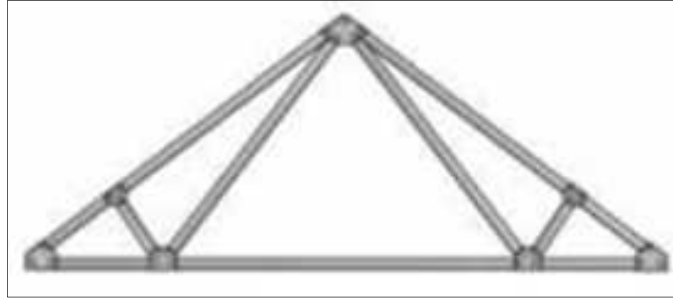
**Figura N° 13**, Estructura tipo “Pratt”

Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

#### **d) Armadura tipo “De Abanico”**

Es una armadura de cubierta cuyos puntales se apoyan en los pies mediante un elemento sustentante del que irradian más de dos estructuras de armado como los lados de un abanico. (Ferdinand Beer, 2001).

La armadura tipo “Abanico” se determina por sus diagonales y el travesaño de agrupación radial alrededor a un punto del cordón inferior que se requieren para reducir la distancia del cordón superior. Ver figura N° 14. (Hibbeler, 2012).



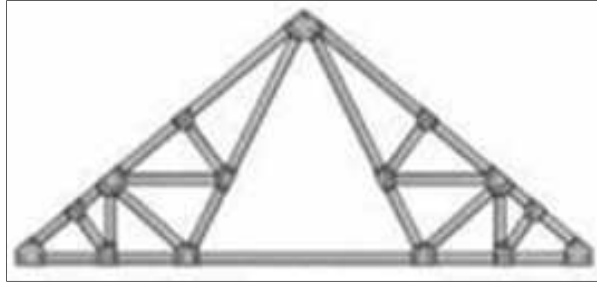
**Figura N° 14**, Estructura tipo “De abanico”

Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

#### **e) Armadura tipo “Fink”.**

Es una de las armaduras más económicas puesto que la mayoría de elementos de la estructura están en tensión, entretanto que los elementos a compresión son de longitud corta, asimismo es fundamental saber que la triangulación de la estructura se proyecta tomando en cuenta las distancias entre los travesaños. Ya que ocasionalmente conviene localizar los travesaños sólo en los vértices de los triángulos, la triangulación principal también puede ser seccionado en divisiones. (Ferdinand Beer, 2001)

La armadura tipo Fink resulta más económica en términos del peso de acero, considerado por la facilidad de subdividirse en secciones y que los elementos del alma de la armadura se dividen barras de menor longitud. Tiene el privilegio de existir muchas maneras de arreglar o disponer de los elementos del alma esto queda a criterio del ingeniero diseñador. (Hibbeler, 2012)



**Figura N° 15**, Estructura tipo “Fink”

Fuente: Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática. Ferdinand P. Beer.

### **Análisis de costo-beneficio**

El análisis de costo- beneficio es muy útil financieramente por que mide la correlación entre los costos y beneficios agregado a un proyecto de inversión con el propósito de estimar su rendimiento, entendiéndose por proyecto de inversión como inversiones que se permite hacer en un negocio nuevo o uno en marcha, esto se refleja en la aplicación de un nuevo proyecto o para la adquisición de nuevas maquinarias.

Para este proyecto es necesario contabilizar la cantidad de viajes recorridos en el transporte del material desde un punto de salida hasta un punto de llegada, conociendo los datos de capacidad de carga, costos fijos de transporte y costo de la estructura del semirremolque.

$$n_{viajes} = \frac{E_s}{C_p \times C_t} \quad \dots(01)$$

Donde:

$n_{viajes}$  = Numero de viajes

$C_p$  = Capacidad de carga del semirremolque

$C_t$  = Costo de transporte

$E_s$  = Costo de estructura

## **Diseño de la estructura de semirremolque tipo bombona**

Para el diseño de una estructura se debe considerar principalmente los parámetros de seguridad a la cual están sometidos, como las cargas permanentes y transitorias, considerar también los esfuerzos permisibles no deben excederse con la selección del material de construcción específico. (Andrade Vargas, José. 2007).

En definitiva el proyecto de una estructura abarca etapas para su adecuada aplicación, las cuales son:

### **Etapas 1: Estructuración**

Esta primera etapa es el más significativo para el diseño de estructuras, siendo reflejado en la optimización del rendimiento final del diseño mismo que también depende para la selección del tipo de estructuras, las áreas y secciones más adecuado para un proyecto en específico.

Es esta etapa de diseño se destaca los materiales que van a organizar la estructura, se detalla el modo estructural principal, así como el orden y valores preliminares de los elementos estructurales frecuentes, el propósito es la evaluación óptima dentro de un conjunto factible en la estructuración. (Andrade Vargas, José. 2007).

### **Etapas 2: Estimación de las cargas**

En esta segunda etapa del diseño se establece las cargas que actúan en la estructura o que tienen posibilidades de intervenir sobre el elemento estructural. Entre las cuales se pueden encontrar las siguientes cargas; las cargas fijas como la carga propia de la estructura, acciones variables como la carga la cual estará soportando y acciones accidentales como viento e impacto. (Andrade Vargas, José. 2007).

### **Etapa 3: Análisis y diseño estructural**

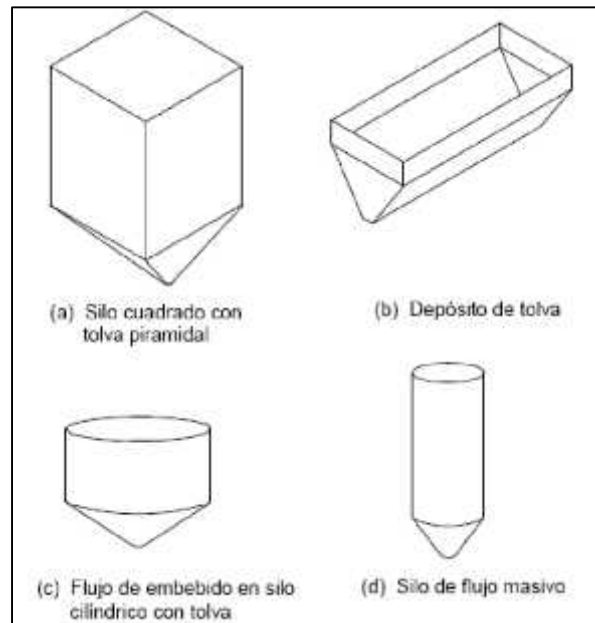
En esta etapa se precisa los resultados del sistema estructural ante las instancias de la participación de agentes externos que pueden incurrir sobre dicho sistema. El comportamiento de una estructura se refleja en su participación bajo una acción establecida, mayormente se refleja en sus propias características y pueden expresarse en función de reacciones, deformaciones, esfuerzos, entre otros. Esta es la etapa en que se define la estructura y se revisa si cumple con los parámetros de seguridad establecidos. (Andrade Vargas, José. 2007).

#### **Dimensiones de la tolva**

**Tolva\_** Una tolva es una estructura mecánica rígida y tiene como principal función la acumulación de materiales y su forma puede variar según el tipo de carga, para el almacenamiento de materiales rocosos o de grandes proporciones son de cuerpo rectangular y para materiales granulados usualmente es una estructura con el cuerpo cilíndrico ensamblada en la parte inferior a una sección prismática o cónica que constituye la descarga de la tolva. (Ccarita, 2011).

**Dimensiones y geometría\_** La tolva de almacenamiento es donde se inicia el proceso productivo en una empresa, es el elemento mecánico que acoge toda la materia prima y la almacena para a su vez ser transportada hasta la siguiente etapa del proceso.

Existen varios modelos y geometrías a considerar en el diseño (ver figura N° 16) de este tipo de estructuras de los cuales intervienen varios factores tales como el tipo de material para almacenar, el tipo de flujo, el volumen solicitado, el costo de construcción, el área requerido en su instalación, entre otros; en la figura N° 15 se observa los tipos de estructuras usualmente empleadas. (ITEA, 2000).

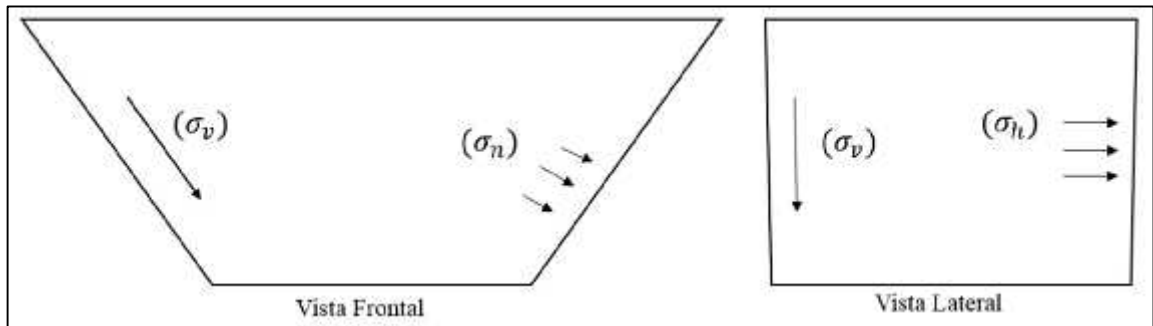


**Figura N° 16, Geometría de tolvas.**

Fuente: Sistemas Estructurales (ITEA), Instituto Técnico de la Estructura del Acero. Tomo 19. Cap. 19.2

**Esfuerzos en tolvas\_** Para determinar los posibles fallos en el ensamblaje mecánico de las tolvas se realiza un análisis de esfuerzo, esfuerzos ejercidos por las cargas propias del material y por los agentes externos (el propio material de almacenamiento) que empezaron a ser considerados debido al resultado de varios estudios experimentales. El precursor de estos estudios fue el Doctor Janssen (1895), quien dejó un sólido legado en el estudio de este fenómeno, seguido por Jenike y Johansson (1968), y posteriormente los hermanos Reimbert (1956), para cuando los señores Mahmoud (1975) y Joffriet (1977), mejoraron este legado habían un notable cambio en la informática lo cual mejoró de manera significativa el análisis de estas estructuras a través de la simulación de elementos finitos. (Sánchez Samuel, 2012).

**Distribución de esfuerzos y presiones en tolvas\_** Las estructuras mecánicas conocidas como tolvas y silos están sujetos a una alteración de esfuerzos en sus paredes, estos esfuerzos se pueden catalogar de la siguiente manera; Esfuerzo vertical ( $\sigma_v$ ), Esfuerzo horizontal ( $\sigma_h$ ), Esfuerzo normal ( $\sigma_n$ ). En la figura N° 16, se percibe los diferentes esfuerzos a las cuales está sometida las paredes de la tolva.



**Figura N° 17,** Distribución de esfuerzos en tolva.

Fuente: Elaboración propia

El esfuerzo vertical ( $\sigma_v$ ), es la presión desempeñada por el material de manera paralela a las paredes del silo, esta presión se ve debilitada por la fricción ejercida entre las placas del silo y el material. Es posible averiguar estas presiones con la siguiente fórmula propuesta en el Eurocódigo (1) sección 4:

$$p_v = \frac{\delta \cdot A_t}{U \cdot \mu \cdot k_j} \left[ 1 - e^{\left( -h \cdot k_j \frac{\mu \cdot U}{A_t} \right)} \right] \dots(02)$$

Donde:

$A_t$  = Es el área de la sección transversal en la pared vertical.

$U$  = Es el perímetro interior de las paredes.

$\mu$  = Es el coeficiente de rozamiento sobre las paredes.

$k_j$  = Es la relación entre las presiones verticales y horizontales, (constante de Janssen).

$$k_j = \frac{(1 - \sin \phi_i)}{(1 + \sin \phi_i)} \tan \phi_w \quad \dots(03)$$

Dónde:

$\phi_i$  = Angulo de rozamiento interno. Ver en tabla N° 4.

$\phi_w$  = Angulo de rozamiento. Ver en tabla N° 4.

Esfuerzo horizontal, es semejante a la presión ejercida de manera perpendicular a las paredes del silo y es aceptable hallarla en cualquier altura del mismo en relación de las presiones verticales, según el EUROCÓDIGO (1) sección 4, se puede lograr a través de la siguiente expresión:

$$p_h = k_j * p_v \quad \dots(04)$$

Donde:

$p_h$  = Presión Horizontal.

$p_v$  = Presión Vertical.

De esta manera, si no se localiza el ángulo de inclinación ejercida sobre la salida del material sólo contamos con estas presiones, pero dado que es imprescindible sectorizar el flujo de material inclinando a la descarga del silo mediante una tolva ya sea prismática o cónica, se halla un esfuerzo acoplable de manera normal a la pared inclinada de la tolva estableciendo un ángulo recto entre su magnitud y la superficie, esta magnitud es comprendida como presión normal.

Para un ángulo de inclinación menor a 20° el esfuerzo normal es constante siempre y cuando sea en el fondo del silo y se delimita así:

$$\sigma_n = \sigma_{y\max} * 1.2 \quad \dots(05)$$



Donde:

$\sigma_n$  = Esfuerzo normal.

$\sigma_{ymax}$  = Esfuerzo vertical máximo.

Cuando el ángulo de inclinación es mayor a 20° las paredes de la tolva permanecen sujetos a una presión normal y a una fuerza de fricción ya que las paredes mantienen todo el peso del material, el EUROCÓDIGO admite fórmulas solucionadas empíricamente mediante el análisis del flujo del material en tolvas piramidales lo que nos lleva al cálculo de estos esfuerzos normales y de fricción con la siguiente ecuación:

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + \left( p_{n1} - p_{n2} * \frac{x}{l_h} \right) \quad \dots(06)$$

Donde:

X = Es una longitud entre 0.Y  $l_h$

$$p_{n1} = p_{v0} (1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sin \alpha)^2) \quad \dots(07)$$

$p_{v0}$  = Es la presión vertical que actúa en la transición de la tolva.

Para este caso no es necesario diagnosticar la presión en la transición, debido a que el material sufre cambios en relación de las distancias de caída, por lo tanto se asume:

$$p_{v0} = p_v$$

$$p_{n2} = 1.2 * p_v * (\cos \alpha)^2$$

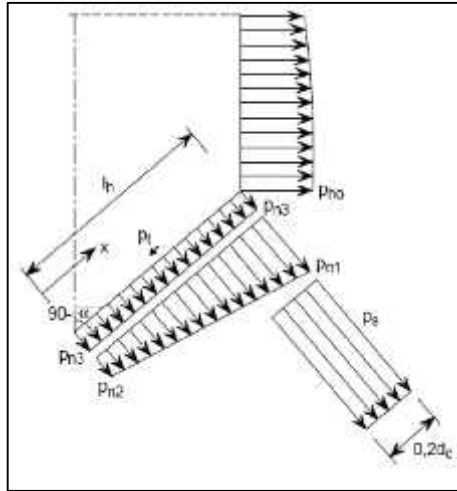
$$p_{n3} = 3.0 \frac{A_t \delta}{U} * \frac{k_f}{\sqrt{\mu}}$$

Por lo tanto valor de la presión de fricción en la pared ( $p_t$ ) esta notado por:

$$p_t = p_n * \mu \quad \dots(08)$$

Donde:

$p_t$  = Presión de fricción.



**Figura N° 18**, Asignación de las presiones en las paredes inclinadas  
Fuente: Sistemas Estructurales (ITEA), Instituto Técnico de la Estructura del Acero. Tomo 19. Cap. 19.2

**Material de la tolva\_** Es recomendable para el ensamblaje de la tolva usar material que sea resistente, económico y estándar en el mercado, para dar fiabilidad en el proceso.

En general para tolvas de almacenamiento de carga pesada o cargas granulares se opta por la selección de láminas de acero estructural ASTM – A36, cuyas propiedades se pueden contemplar en el anexo 3. Cualidades que detallan los esfuerzos últimos, resistencias y composición en general.

**Espesor de las paredes\_** Para el análisis del espesor de la lámina se determinan los momentos originados por el peso del material sobre las paredes, y junto a las propiedades del acero seleccionado se analiza un espesor mínimo válido para soportar dichas fuerzas.

**Momento flector máximo\_** Para este caso es primordial conocer el momento flector máximo al cual están sometidas las paredes de la tolva, en este caso la pared con mayor área de contacto es donde se presentara el mayor momento flector; la cual está dado por la siguiente expresión:

$$M_{max} = \varphi * p * a_{eq}^2 * b_{eq} \quad \dots(09)$$

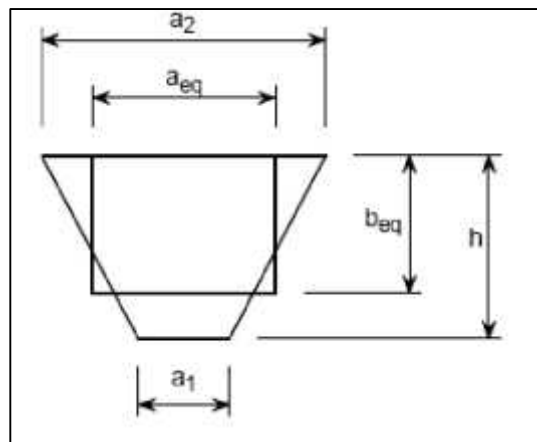
Donde:

$a_{eq}$ ;  $b_{eq}$  = Son las dimensiones más corta y más larga de la pared de la tolva respectivamente.

$p$  = Es la presión normal media.

$\varphi$  = Es la relación de lados tabulados experimentalmente. Ver Tabla N° 2.

De la expresión sugerida anteriormente para el análisis del momento flector máximo, está justificada en la aproximación idealizada del área de pared de la tolva en forma trapezoidal que la conforma, de este modo se plantea un área rectangular como se expresa en la figura N° 19.

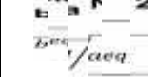


**Figura N° 19**, Plano idealizado del área trapezoidal de pared  
Fuente: Sistemas Estructurales (ITEA), Instituto Técnico de la Estructura del Acero. Tomo 19. Cap. 19.2

$$a_{eq} = \frac{2a_2(2a_1+2a_2)}{3(a_1+a_2)} \dots(10)$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2-a_1)}{6(a_1+a_2)} \dots(12)$$

**Tabla N° 2.** Vínculo de lados de las paredes de la tolva con bordes fijos.

	1,0	1,25	1,5	1,75	2.0	>2,5
$\varphi$	0,0513	0,0665	0,0757	0,0817	0,0829	0,0833

Fuente: Sistemas Estructurales (ITEA), Instituto Técnico de la Estructura del Acero. Tomo 19. Cap. 19.2

**Cálculo de espesor\_** Para el cálculo del espesor de la lámina se tomará en cuenta con el lado de mayor área de pared dado que los mayores esfuerzos están limitados por el área en la se aplica las fuerzas. Y lo podemos analizar con la siguiente fórmula:

$$e^2 = \frac{6 \cdot M_{max}}{\sigma_{fmat}} \dots(13)$$

Donde:

$e$  = Es el espesor a calcular.

$\sigma_{fmat}$  = Resistencia a la flexión del material.

Esta última surge de la multiplicación de la resistencia a la tracción ( $\sigma_{tmat}$ ) ver tabla N° 9, por el factor de seguridad. Que en este caso de diseño el factor de seguridad empleado será igual a 3 debido a que el análisis está justificado en el diseño descrito y trabajado por el ITAE, adicionalmente el análisis se proyecta con sistemas aproximados a las circunstancias reales.

$$\sigma_{fmat} = \sigma_{tmat} * 3 \dots(14)$$

## **Piedra caliza**

Piedra caliza o como carbonato cálcico ( $\text{CaCO}_3$ ) abunda en la naturaleza. Para industrializar cemento es apropiado el derivado de todas las formaciones geológicas. La estructura más pura de la caliza son el espato calizo (Calcita) y el aragonito. El espato calizo cristaliza en el sistema hexagonal y el aragonito, en el rómbico. Una diversidad de espato calizo, de grano macroscópico, es el mármol. (Walter H. Duda, Manual tecnológico del cemento, 2010).

El empleo de las rocas calizas es muy amplio, aplicado mayormente en la construcción. En algunos casos se usa como cemento natural, se aplica en el revestimiento de carreteras y combinado con la cal y arcilla resulta cemento que fue usado en la edificación de antiguas ciudades.

Usualmente lo que se emplea del conglomerado son los clastos (roca caliza); los elementos de menor tamaño se aplican como grava para la construcción en losas y pisos; los conglomerados más grandes se aplican para mampostería y construcción de muros; igualmente en algunos casos se maneja como ornato en fachadas de casas. La aplicación de las rocas calizas tienen grandes ventajas, su mayor aplicación es en la construcción, si se calcina se puede producir cal viva, también en la fabricación del cemento, como grava y arena (fragmentada) en la preparación del concreto. (Walter H. Duda, Manual tecnológico del cemento, 2010)

**Densidad\_** Conocida como la magnitud física que se expone a la proporción de masa contenida en la unidad de medida volumétrica. La densidad aparente como su nombre lo advierte da un presunto valor de esta, exigido a la

adherencia de aire entre las partículas del material. Densidad de la piedra caliza molida  $1350 \frac{kg}{m^3}$ . Ver tabla N° 3.

**Tabla N° 3,** Características de la Piedra caliza molida



PESO ESPECIFICO DE MATERIALES		
MATERIALES	densidad en Kg/dm <sup>3</sup>	densidad en Kg/m <sup>3</sup>
Lava traquítica 2 a 2,7	2,7	2700
Marca 2,2 a 2,5	2,5	2500
Mármol 2,85	2,85	2850
Mármol ordinario 2,8 a 2,8	2,8	2800
Mármol de carrara 2,72	2,72	2720
Maláido 2,6	2,6	2600
Mortero de cal y arena 1,83	1,83	1830
Mortero de cemento y arena 1,8 a 2,1	2	2000
Mortero de cemento, cal y arena 1,93 a 1,9	1,9	1900
Muros de granito 2,7 a 2,8	2,8	2800
Muros de ladrillo común 1,8 a 1,7	1,7	1700
Muros de corcho 0,6	0,6	600
Muros de ladrillo de máquina 1,7 a 1,8	1,8	1800
Muros de ladrillos huecos 1,1 a 1,3	1,2	1200
Muros de ladrillos porosos 1 a 1,1	1,1	1100
Muros de ladrillos vitrificadas 1,8 a 1,9	1,85	1850
Muros de piedras 2,25 a 2,45	2,3	2300
Muros de piedras brutas 2,1 a 2,5	2,3	2300
Muros de granito sin mortero 1,9 a 2	1,9	1900
Podernal 2,6 a 2,8	2,7	2700
Piedra molida 1,25 a 1,6	1,35	1350
Piedra pómez natural 0,9 a 1,6	0,99	990
Piedra pómez de Viena 2,2 a 2,5	2,3	2300
Pizarra 2,85 a 2,7	2,85	2850
Pizarra arcillosa 2,76 a 2,78	2,74	2740
Pórfido 2,6 a 2,8	2,6	2600
Serpentina 2,6 a 2,7	2,78	2780
Sienita 2,6 a 2,6	2,7	2700






Fuente: Euro Importadora

**Angulo de rozamiento\_** Definir el ángulo de rozamiento entre el producto y las paredes de la tolva de almacenamiento es un procedimiento experimental, y limita el tipo de flujo que se origina durante el vaciado; este ángulo de rozamiento obedece a dos factores importantes.

- Las cualidades físicas del material almacenado.
- La rugosidad del material con la que está fabricado la tolva.

Para este proyecto se menciona la piedra caliza molida como el material de transporte seleccionado siendo este componente el que conforma el cemento, tiene como ángulo de rozamiento junto a las láminas de acero entre un intervalo de  $35^{\circ}$  -  $39^{\circ}$  misma que se puede seleccionar de la tabla N° 4.

**Tabla N° 4,** Ángulo de sobrecarga – Ángulo de reposo

Fluidez muy libre 1*	Fluidez libre 2*	Fluidez promedio 3*		Pesada 4*
Ángulo de sobrecarga de $5^{\circ}$	Ángulo de sobrecarga de $10^{\circ}$	Ángulo de sobrecarga de $20^{\circ}$	Ángulo de sobrecarga de $25^{\circ}$	Ángulo de sobrecarga de $30^{\circ}$
				
$0^{\circ}$ - $19^{\circ}$ Ángulo de reposo	$20^{\circ}$ - $29^{\circ}$ Ángulo de reposo	$30^{\circ}$ - $34^{\circ}$ Ángulo de reposo	$35^{\circ}$ - $39^{\circ}$ Ángulo de reposo	$40^{\circ}$ - a más Ángulo de reposo
Características del material				
Tamaño uniforme, películas redondeadas muy pequeñas, tanto si están húmedas o muy secas: piedra sílice seca, cemento, concreto húmedo.	Partículas pulidas, redondeadas, secas, de peso medio: granos sin pelar y frejoles.	Materiales Irregulares, granulares o en trozos de peso medio, tales como antracita y carbón de piedra, semilla de algodón, arcilla, etc.	Materiales comunes típicos: carbón bituminoso, piedra, mayoría de minerales.	Materiales irregulares, fibrosos, que se pueden atorar: astillas de madera, bagazo, arena de fundición templada.

\*Los diseños de código conforman las características gráficas de los materiales a granel.

Fuente: Citado por Ing. Camasca Chacaliza en el curso de diseño de equipo mecánico, con el tema de faja transportadora, en la Universidad Nacional San Luis Gonzaga. Ica. 2012

**Angulo de rozamiento interno\_** El ángulo de rozamiento interno o ángulo de fricción es una propiedad de los materiales, en un material granular es el ángulo que se tiene en las partículas para romper la cohesión entre sí. El ángulo de rozamiento interno del material utilizado se puede ver en la tabla N° 4, visto como material granular o piedra caliza con coeficiente de rozamiento interno promedio 30°.

**Coefficiente de rozamiento\_** El coeficiente de rozamiento o coeficiente de fricción es una cantidad adimensional que se emplea para vincular la oposición de movimiento de un material en relación a una superficie del mismo o de otro material. El valor seleccionado con el coeficiente de rozamiento es característico de cada lado del material en contacto, es una propiedad que van vinculados entre dos materiales, obedece también factores externos tales como: Tipo de acabado superficial, temperatura, velocidad relativa entre los materiales, etc. En la tabla N° 5 se explica ciertos materiales y su coeficiente de rozamiento.

**Tabla N° 5,** Propiedades físicas de los materiales granulares.

Material	Peso específico kg/m <sup>3</sup>	Ángulo de reposo	Coeficientes de rozamiento	
			Hormigón	Aero
Cemento	1344-1600	24'-30'	0,36 – 0,45	0,30
Arcilla	1810-2210	15'-40'	0,20 – 0,50	0,36 – 0,70
Carbón Bituminoso	800-1040	32'-44'	0,50 – 0,60	0,30
Antracita	960-1120	24'-30'	0,45 – 0,50	0,30
Harina	600	40'	0,30	0,30
Cereales	736-990	23'-37'	0,29 – 0,47	0,26 – 0,42
Piedra caliza	1600	40'	0,50	0,30
Mineral hierro	2640	40'	0,50	0,36

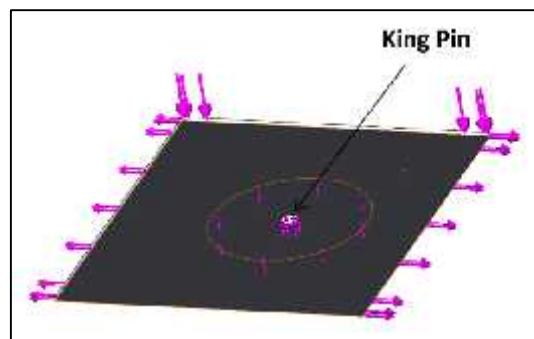


Cal molida	910	35'	0,50	0,30
Cal gruesa	1200	35'	0,50	0,30
Cal polvo	700	35'	0,50	0,30
Arena	1600-2000	25'-40'	0,40 – 0,70	0,35 – 0,50

Fuente: Ravenet Catalán, Juan. Silos. Barcelona 1992

### Diseño del plato de giro

El King Pin del plato de giro o de quinta rueda interviene como unión entre semirremolque de cualquier tipo con la quinta rueda de la cabeza tractora del vehículo, se ensambla en el centro del plato de enganche, que es una placa de metal sujeto en la parte baja del frente de chasis (ver figura N° 20) ensamblado con un pin, perno maestro o King pin. “La plancha de enganche debe estar proyectada para mantener una carga vertical del 47% del PBV (peso bruto vehicular), con un factor de seguridad mínimo de 2. La disposición de arrastre debe ser al menos el doble del PBV”. (Normas legales, 2006)



**Figura N° 20**, Distribución de cargas sobre el plato de giro  
Fuente: Elaboración propia

**Esfuerzos\_** Para definir los esfuerzos provocados debido a las cargas combinadas, se sugiere dimensionar la placa del el plato de giro en base a la geometría de la estructura. Con las siguientes medidas de 1100 [mm] de ancho para que esta se ensamble con las vigas principales y una longitud de

990 [mm]. Asimismo la placa debe contar con una perforación de 50.8 [mm] (2 [pulg]) para el ensamble del elemento King pin.

El espesor de la placa se resuelve asumiendo el valor de éste en la ecuación de esfuerzos y constatando que el factor de seguridad estático sea mayor que 2.5.

Los esfuerzos se delimitan con la siguiente ecuación:

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

### Diseño estático del plato de giro

Esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \dots(15)$$

Donde:

$$\sigma_1 > \sigma_2$$

$\tau_{xy}^2$  = Esfuerzo cortante entre los ejes x, y.

Esfuerzo permisible conforme la teoría de la distorsión para el primer cuadrante:

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2}} \quad \dots(16)$$

Factor de diseño estático es igual a:

$$n_s = \frac{S_A}{\sigma_1} \quad \dots(17)$$

**Diseño dinámico del plato de giro\_** Comprobando la teoría de energía de la distorsión sobrepuesta a la fatiga, se analizan esfuerzos equivalentes tanto para los esfuerzos de amplitud como para los esfuerzos medios, interviniendo con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\max} + \sigma_{m\min})}{2} \dots(18)$$

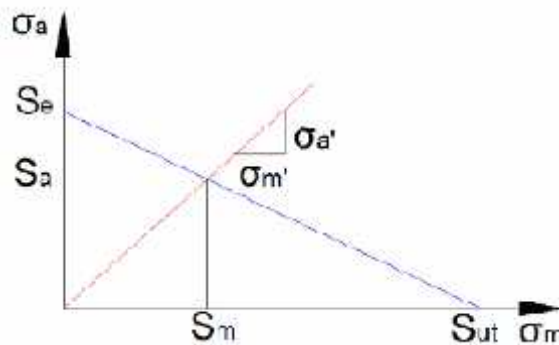
$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\max} - \sigma_{m\min})}{2} \dots(19)$$

Donde:

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio.

$\sigma_a$  = Esfuerzo de amplitud.

Con estos esfuerzos se logra diagnosticar el factor de diseño en el diagrama que incluye la línea de Goodman modificada, como se señala en la figura 21.



**Figura 21:** Línea de Goodman modificada  
Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas

$$n_d = \frac{S_a}{\sigma'_a} = \frac{S_m}{\sigma'_m}$$

Donde:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma^2_{xm} - \sigma_{xm} * \sigma_{ym} + \sigma^2_{ym} + 3\tau^2_{xym}} \dots(20)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2_{xa} - \sigma_{xa} * \sigma_{ya} + \sigma^2_{ya} + 3\tau^2_{xya}} \dots(21)$$

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{c'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad \dots(22)$$

El margen de resistencia a la fatiga del elemento mecánico se define con la siguiente expresión:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * 0.5 * S_{ut} \quad \dots(23)$$

Donde:

$k_a$  = Factor de superficie. Ver anexo 6.

$k_b$  = Factor de tamaño. Entre 0.6 – 0.7 si  $d > 10 \text{ mm}$  (Según la excentricidad de la carga)

$k_c$  = Factor de confiabilidad al 50%. Ver anexo 7

$k_d$  = Factor de temperatura.  $k_d = 1$  si  $T \leq 450^\circ \text{ C}$

$k_e$  = Factor de modificación debido a la concentración de esfuerzo.

$$k_e = \frac{1}{k'_f}$$

$$k'_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

$k_t$  → Factor de concentración de tensiones teórico. Ver anexo 8.

$q$  → Factor de sensibilidad a las ranuras. Ver anexo 9.

$k_f$  = Factor de efectos varios.

**Factor de diseño dinámico\_** El factor de diseño dinámico se encuentra de la siguiente ecuación:

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad \dots(24)$$

## **Diseño asistido por computadora**

El diseño asistido por computadora u ordenador, distinguido por sus siglas inglesas CAD (Computer-aided design), la aplicación de un amplio de herramientas computacionales que favorecen a ingenieros, arquitectos u otros profesionales del diseño en sus respectivas ocupaciones. (Ugaz Uriarte, Edgar. 2010).

Por medio de éste se puede vincular a cada diseño una serie de cualidades como nombre, capa, color, estilo de línea, definición geométrica, etc., que facilita al manejo de información en forma práctica. Asimismo se puede aplicar a las entidades o conjunto de éstas, otro tipo de características como textura, tipo de material, restricciones, etc., que posibilita vincular el CAD a los sistemas de gestión y producción. De los prototipos de diseño puede obtenerse planos con cotas y anotaciones para propagar la documentación técnica de cada proyecto. (Ugaz Uriarte, Edgar. 2010).

## **La técnica de análisis por elementos finitos**

Mediante la aplicación del CAD, la técnica de análisis por elementos finitos (FEA) reside en la utilización de los métodos numéricos para el análisis de un problema físico determinado. A continuación se detallan los pasos para emplear la técnica FEA:

- **Definición de la geometría como objeto de estudio**

Consiste en realizar un dibujo en 2D o 3D con aspecto de los diferentes objetos en los que se persigue resolver un análisis por elementos finitos: siendo éste un método reciente en economía técnica. Para realizar este cometido las HEF (herramientas de elementos finitos) suelen tener una herramienta CAD programada de precisar la respuesta adecuada. (Ugaz Uriarte, Edgar. 2010).

- **Asignación de las propiedades físicas de los materiales**

En este segmento se clasifican los materiales y propiedades físicas a cada uno de los objetos que se han ensamblado en la fase de definición de la geometría. Las HEF traen una base de datos o conocida como biblioteca de propiedades de materiales. (Ugaz Uriarte, Edgar. 2010).

- **Aplicaciones de cargas y restricciones**

Para un análisis de elementos finitos (FEA) más próximo a la realidad es necesario cumplir adecuadamente con las restricciones y cargas. De esto dependen directamente los resultados del análisis específico, se emplea en entidades geométricas como operaciones que se vincula completamente a la geometría y se limita automáticamente a cambios geométricos. (SolidWorks Help. 2017)

- **Mallado de la geometría**

El método de elementos finitos (FEM) facilita un procedimiento numérico fiable para analizar los diseños de ingeniería. El programa secciona las piezas en pequeñas áreas de formas (elementos) simples enlazadas en puntos comunes (nodos). El software genera una malla automática basándose en el elemento global, con una tolerancia y especificaciones locales para control de malla. El control de malla es simple en su aplicación y permite limitar diferentes tamaños de elementos, componentes, caras, aristas y/o vértices. (SolidWorks Help. 2017).

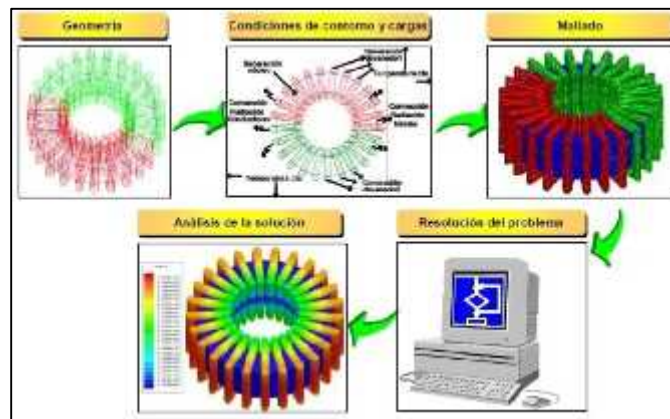
- **Resolución del problema**

En esta fase del procedimiento, se ejecuta el método de análisis por elementos finitos (FEA) para adquirir el resultado del problema físico de forma

iterativa y como resultados las deformaciones y desplazamientos. El desarrollo se refleja en cada uno de los elementos en que se limita la geometría. No obstante es posible sumar o integrar pequeños elementos en una región determinada, ya sea área o volumen. (Ugaz Uriarte, Edgar. 2010).

- **Análisis de la solución**

Se determinan los resultados de la ejecución del estudio. Los resultados se pueden visualizar por medio de trazados, listas e informes, según el estudio y los tipos de resultados. En la Figura N° 22 se ve un ejemplo del procedimiento para el desarrollo de un análisis por elementos finitos (FEA).



**Figura N° 22.** Procedimiento para el desarrollo de un análisis por elementos finitos

Fuente: N.E. Wiberg Ed, 1995, pp. 305

### **Optimización de estructuras**

La optimización de estructuras ha sido un propósito e interés de estudio desde los tiempos antiguos. La mayoría de proyectos ejecutados y hasta la fecha se puede abordar desde diferentes enfoques, que se dividen fundamentalmente los siguientes: (Sánchez Samuel, 2012)

- Optimización del tamaño. Asiste en delimitar las medidas óptimas de los elementos que establecen una estructura de forma predefinida, se reduce el

peso mediante la modificación de las áreas seccionadas, conservando fijas las coordenadas nodales y la unión entre elementos. Es el enfoque más directo ya que limita el número de variables para el desarrollo.

- Optimización de la forma. Trata de buscar la forma óptima de una estructura de propiedades fijas, la reducción de peso se propone cambiando los vínculos entre nodos, conservando fijas las coordenadas nodales y las secciones rectas.
- Optimización de la topología. Conocido como la optimización de las propiedades del diseño ensamblado en el CAD; que busca la asignación óptima del material en una estructura, mediante la omisión de elementos y/o la modificación de uniones en coordenadas nodales. La restricción de peso se limita alterando las coordenadas en uniones nodales y conservando fijas las secciones rectas.

### 1.3. Marco Conceptual

**Semirremolque:** vehículo sin motor diseñado y ensamblado para el transporte de mercancía, va acoplado sobre la quinta rueda de un automóvil sobre el que reposará parte del mismo, es la cabeza tractora quien transfiere el movimiento para la movilización. (Normas Legales, 2006).

**Tractocamión:** es un vehículo motorizado construido para ejecutar, principalmente, el desplazamiento de un semirremolque. (Normas Legales, 2006).

**Vigas:** estructuras ensambladas para resistir cargas y momentos de flexión. Acostumbran ser fijos y/o articulados, consiguen tener forma enlaza con placas



de acero, pueden ser vigas de concreto reforzado o de madera laminada. (Hibbeler, 2012).

**Tensores:** partes de una estructura y conocidos como piezas delgadas sujetos a tensión. En algunos casos se usan como soportes. (Hibbeler, 2012).

**Tensiones:** es una magnitud física que interpreta la fuerza por unidad de área en el dominio de un punto material sobre un área real o propuesta. Posee unidades físicas de presión. (Hibbeler, 2012).

**Determinación de las cargas:** es una transmisión de esfuerzos de un cuerpo móvil hacia el chasis. La explicación oportuna para determinar las cargas es variable puesto que se necesita conocer primero los esfuerzos que actúan frente a éstas, que incluyen los productos debido al contexto y a las inercias de cargas útiles y de las estructuras. (Cascajosa, 2005).

**Tipo de estructuras:** el ensamble de las áreas estructurales y los materiales de la que están fabricados se comprende como sistema estructural. Cada sistema está fabricado de acuerdo al tipo de montaje o trabajo que va estar expuesta. Se clasifican por la complejidad de su análisis de fuerzas. (Hibbeler, 2012).

# **CAPITULO II**

# **MARCO METODOLÓGICO**

## II. MARCO METODOLÓGICO

### 2.1. Variables

#### a) Variables de diseño

- Espesor de la tolva
- Material de la estructura

#### b) Variables de solución

- Esfuerzo de Von Mises
- Deformación unitaria
- Factor de seguridad global por esfuerzo
- Factor de seguridad global por deformación

#### c) Variables intervinientes

- Material de carga
- Vibraciones por tipo de carretera

#### d) Parámetros de definición del problema

- Fuerzas sobre la estructura
- Volumen de tolva

A continuación, se desarrolla el esquema conocido como “Caja negra de variables” (ver figura N° 23) señalando las direcciones de las variables de diseño, variables de solución, variables intervinientes y parámetros de definición del problema, la cual se explica el relación que llevan unas con otras de manera práctica para el desarrollo del proyecto.



**Figura N° 23,** Caja negra de variables

Fuente: Elaboración propia.

## 2.2. Operacionalización de variables:

**Tabla N° 6,** Operacionalización de variables

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
<b>Espesor de la tolva</b>	Anchura o grosor de un cuerpo sólido.	Grueso de láminas y tuberías.	Wincha Vernier	Cuantitativa [in] [mm]
<b>Fuerzas sobre la estructura</b>	Es todo aquello capaz de deformar un cuerpo o de modificar su estado de movimiento.	La estructura tiene que soportar su propio peso, el de las cargas que sujeta y también algunos empujes exteriores.		Cualitativa [N]
<b>Esfuerzo de Von Mises</b>	Es una magnitud física que se aplica en el entorno de las teorías de fallo.	Es un indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.		Cualitativa [N/m <sup>2</sup> ]
<b>Deformación unitaria</b>	Es la variación en el tamaño o área de un cuerpo producido por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo.	Proporción de cambio de longitud con respecto a la longitud original.		Cualitativa [mm]

<b>Factor de seguridad global por esfuerzo</b>	Es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento real esperado, aplicado a una magnitud física.	Es la relación entre el esfuerzo que soporta un material (Esfuerzo último) y el esfuerzo que se aplica a ese material (Esfuerzo admisible).		Cualitativa [FS]
<b>Factor de seguridad global por deformación</b>	Es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento real esperado, aplicado a un cambio de tamaño o forma de un cuerpo.	Es la relación entre las deformaciones que soporta un material y la deformación real debido a la variación de tamaño o área de la estructura.		Cuantitativa [kg]
<b>Material de carga</b>	Está relacionado con aquello que genera peso o presión respecto a otra o a la estructura que se transporta.	Carga a granel en estado sólido que se despacha en la mina con palas de grúas y se descarga en planta para ser procesada.		Cuantitativa [kg]

<b>Vibraciones por tipo de carretera</b>	<p>Se define como el desplazamiento oscilante que ejerce una partícula alrededor de un punto fijo. Este movimiento puede ser regular en dirección, frecuencia y/o intensidad.</p>	<p>Se denomina a la propagación de ondas elásticas produciendo deformaciones y tensiones sobre la estructura.</p>		<p>Cualitativa</p>
--	---	---	--	--------------------

Fuente: Elaboración propia

### **2.3. Metodología**

Se emplearán los siguientes métodos en nuestro tema de investigación:

- ❖ Método Analítico, porque se realizarán los cálculos respectivos referentes al objeto de estudio: variables que influyen en diseño del semirremolque tipo bombona.
- ❖ Método Experimental por simulación, porque se realizarán pruebas por análisis de elementos finitos en el diseño óptimo del semirremolque tipo bombona, apoyados con herramientas tecnológicas de diseño, análisis y simulación, dichos software de apoyo es el SolidWorks.
- ❖ Revisión Documental, es la información referida al objeto de estudio, que facilitará el diseño, interpretación y comparaciones de los resultados así como llegar a conclusiones.
- ❖ Cálculo Económico, para determinar el beneficio, inversión, que implicará la fabricación del equipo: Acerías, consumibles, etc.
- ❖ Cálculo Financiero, para afirmar la viabilidad del proyecto, mediante las herramientas financieras VAN.



## **2.4. Tipos de estudio**

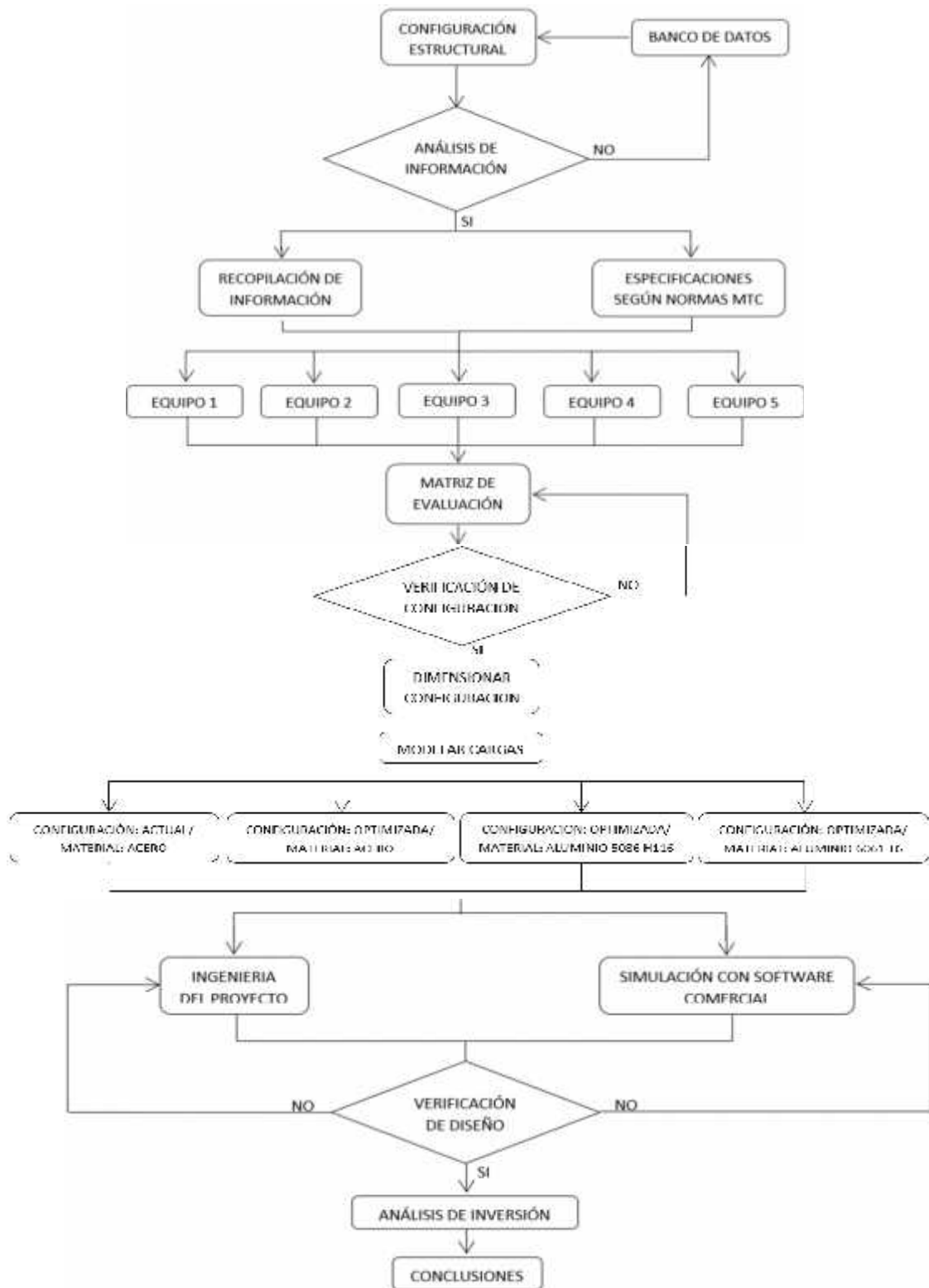
### **2.4.1. Tipo de estudio**

El estudio es de tipo aplicativo no experimental

### **2.4.2. Diseño**

Se realizó la visita de campo y recolección de información, se determinaron puntos críticos de diseño y se denotaron especificaciones según normas y códigos de diseño, se generó conceptos de diseño y optimización de estructuras, se realizó simulaciones respectivas con ayuda del software comercial, se realizó un análisis de inversión llegando a la conclusión de que se puede realizar un nuevo diseño de un Semirremolque tipo Bombona optimizando su diseño.

A continuación se sigue el diagrama del diseño de Tesis (ver figura N° 24). El diagrama inicia con una configuración estructural seguida de un análisis de información misma que será evaluada y seleccionada mediante una matriz de evaluación, y mediante un análisis asistido por computadora se desarrolla un diseño óptimo bajo las verificaciones de diseño, como un paso final es la evaluación económica del diseño óptimo y las conclusiones respectivamente.



**Figura N° 24.** Diagrama de flujo.  
Fuente: Elaboración propia

# **CAPITULO III**

## **RESULTADOS**

### III. RESULTADOS

#### 3.1. Entrevista a personal involucrado

Se realizó una entrevista a personal involucrado de la empresa Fama Andina SAC, entre las áreas de diseño, logística, ventas y el área de producción, con la finalidad de identificar las necesidades y posibles mejoras al modelo de estructura actual obteniendo detalladamente los siguientes resultados. Ver tabla N° 7.

**Tabla N° 7;** Necesidades y posibles mejoras del modelo estructural.

Personal Involucrado	Área/ Puesto de trabajo	Necesidades	Posibles Mejoras
<b>Carlos Guzman</b>	Diseño/ Responsable directo – Guatemala	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Estructura pesada, necesitamos que el equipo sea liviano.</li> <li>- Que cumpla con normas de diseño.</li> <li>- Que el diseño sea simple y con espesores de MP comunes.</li> <li>- Mejorar la estructura de chasis.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicar material ligero, pero a la vez resistente.</li> <li>- Concentrarse en los puntos críticos del modelo.</li> <li>- Mejorar uniones de estructura.</li> </ul>
<b>Mirian Ñaupari</b>	Logística/ Responsable directo – Perú	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Que los materiales sean estándares en el mercado.</li> <li>- Que la materia prima este dentro de los costos estándares.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Identificar materiales nacionales para no elevar costos de flete.</li> <li>- Trabajar con material de calidad y con garantía.</li> </ul>

<p><b>Loymer Albarran</b></p>	<p>Ventas/ Responsable directo – Perú.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Que el modelo sea liviano.</li> <li>- Que cumpla las expectativas del cliente.</li> <li>- Que sea operacional.</li> <li>- Que sea innovador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Identificar necesidades del cliente por medio de visitas.</li> <li>- Realizar visitas técnicas para conocer el ambiente de trabajo de estos equipos y conocerlos su método de trabajo.</li> <li>- Conocer mejor al material liviano apto para el modelo.</li> </ul>
<p><b>Cesar Laiza</b></p>	<p>Producción/ Jefe de producción</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La materia prima debe ser maquinable y operable.</li> <li>- Tener claro el modo de trabajo de ensamble del modelo.</li> <li>- Que el personal de producción será más capacitado acerca del modelo.</li> <li>- Que sea fácil y rápido el proceso de armado.</li> <li>- Mejorar el acabado de soldadura.</li> <li>- Mejorar el acabado de pintura ante la corrosión.</li> <li>- Mejorar el acabado en uniones de zonas críticas de la estructura.</li> <li>- Que la soldadura cumpla función de unión – no de fuerza.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicar soldadura adecuada al tipo de material.</li> <li>- Contratar personal calificado para lograr un trabajo de calidad.</li> <li>- Aplicar una correcta capa de pintura.</li> </ul>
<p><b>Juan Moreno</b></p>	<p>Producción/ Armador</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Los cartabones no están bien aplicados en las uniones.</li> <li>- Que el ensamble de la estructura sea simple.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Concentrarse en las zonas críticas.</li> <li>- Aplicar buena habilitación de material.</li> <li>- Tener planos de ensambles claros y precisos.</li> <li>- Contar con personal soldador capacitado.</li> </ul>

<b>Miguel Leon</b>	Producción/ Soldador	- Uniones de estructura con tipo de soldadura no adecuada.	- Aplicar soldadura adecuada para el tipo de material. - Limpiar adecuadamente las juntas antes de soldar.
<b>Miguel Gago</b>	Producción/ Supervisor de producción	- Mala calidad de soldadura. - Estructura pesada. - Mala aplicación y calidad de pintura.	- Aplicar ensayos no destructivos en uniones – Tintas penetrantes. - Capacitar al personal de producción acerca del armado del equipo. - Mejorar la estructura en zonas críticas.

Fuente: Elaboración propia

### 3.2. Normas de diseño

#### 3.2.1. Acero estructural – Designación ASTM

Se admite el uso de material bajo esta norma de tal manera que se rija a alguna de las siguientes especificaciones:

- Acero estructural, ASTM A36 (AASHTO M270 Grado 36).
- Tubos redondos de acero negro y galvanizado, soldados y sin costura, ASTM A53, Gr. B.
- Acero de alta resistencia y baja aleación, ASTM 242.
- Tubos estructurales de acero al carbono, doblados en frío, soldados y sin costura, ASTM A500.
- Tubos estructurales de acero al carbono, doblados en caliente, soldados y sin costura, ASTM A501.

- Planchas de acero aleado, templado y revenido, de alta resistencia, adecuadas para soldadura, ASTM A514 (AASHTO M270 Grado 100 y 10W).
- Acero al carbono – Manganeso, de alta resistencia, de calidad estructural, ASTM A529.
- Acero de alta resistencia y baja aleación al niobio – vanadio, de calidad estructural, ASTM A572 (AASHTO M270 Grado 50).
- Acero estructural de alta resistencia y baja aleación, con un límite de fluencia mínimo de 345 MPa, de hasta 100 mm de espesor, ASTM 588 (AASHTO M270 Grado 50W).
- Planchas y flejes de acero de alta resistencia y baja aleación, laminadas en caliente y laminadas en frío, con resistencia mejoradas a la corrosión atmosférica, ASTM A606.
- Tubos estructurales de alta resistencia y baja aleación, soldados y sin costura, formados en caliente, ASTM A618.
- Planchas de acero estructural de baja aleación, templado y revenido, con límite de fluencia mínimo de 485 MPa, de hasta 100 mm de espesor, ASTM A852 (AASHTO M270 Grado 70W).
- Acero estructural para puentes, ASTM A709 Grado 36, 50, 50W, 70W 100 y 100W.

Reportes de ensayos certificados de planta o reportes de ensayos certificados realizados por el fabricante o por un laboratorio de ensayos de acuerdo con la Norma ASTM A6 o A568, la que sea aplicable, constituirán suficiente evidencia de conformidad con uno de los estándares indicados anteriormente. Si es requerido, el fabricante proveerá una declaración jurada declarando que el acero estructural suministrado cumple los requerimientos de los grados especificados.

### **3.2.2. Pernos, arandelas y tuercas**

Los pernos, arandelas y tuercas de acero cumplirán una de las siguientes especificaciones estándar:

- Tuercas de acero al carbono y de aleación para pernos para servicio de alta presión y alta temperatura, ASTM A194.
- Pernos y pernos de cortante de acero al carbono de resistencia a la tracción 414 MPa, ASTM A307.
- Pernos estructurales, de acero, tratados térmicamente, de resistencia mínima a tracción 830/725 MPa, ASTM A325.
- Pernos estructurales de acero tratado térmicamente, de resistencia mínima a la tracción 1040 MPa, ASTM A449.
- Tuercas de acero al carbono y de aleación, ASTM A563.
- Arandelas de acero endurecido, ASTM F436.

Los pernos A449 son permitidos solamente en conexiones con diámetros de pernos mayores de 33 mm, y no deben usarse en conexiones críticas de deslizamiento.

La certificación del fabricante constituirá suficiente evidencia de conformidad con los estándares.

### **3.2.3. Metal de aporte y fundente para el proceso de soldadura**

Los electrodos y fundentes para soldadura cumplirán con algunas de las siguientes especificaciones de la American Welding Society (AWS):

- Especificación para electrodos de acero al carbono para soldadura de arco protegido, AWS A5.1.
- Especificación para electrodos de baja aleación para soldadura de arco con cubierta. AWS A5.5.
- Especificación para electrodos y fundentes de acero al carbono para soldadura de arco sumergido, AWS A5.17.



- Especificación para metales de aporte de acero al carbono para soldadura de arco con atmósfera protegida, AWS A5.18.
- Especificación para electrodos de acero al carbono para soldadura de arco con alambre tubular, AWS A5.20.
- Especificación para electrodos y fundentes de acero de baja aleación para soldadura de arco sumergido, AWS A5.23.
- Especificación para metales de aporte de aceros de baja aleación para soldadura de arco con atmósfera protegida, AWS A5.28.
- Especificaciones para electrodos de acero de baja aleación para soldadura de arco con alambre tubular, AWS A5.29.

La certificación del fabricante constituirá suficiente evidencia de conformidad con los estándares. Debe seleccionarse electrodos (meta de aporte) adecuados para el uso propuesto, La tenacidad en entalles del metal de la soldadura generalmente no es crítica para la construcción de edificios.

### **3.3. Clasificación Vehicular y Estandarización de Características registrales vehiculares**

Según: Ministerio de Transporte y Comunicaciones

Directiva N° 002-2006-MTC/15

Resolución Directoral N° 4848-2006-MTC/15

Fecha de Publicación: jueves 24 de agosto del 2006

Diario Oficial: El Peruano

#### **Categoría:**

Vehículos automotores de cuatro ruedas o más diseñados y construidos para el transporte de mercancías.

N2\_ Vehículos de peso bruto vehicular mayor a 3,5 toneladas hasta 12 toneladas.

N3\_ Vehículos de peso bruto vehicular mayor a 12 toneladas.

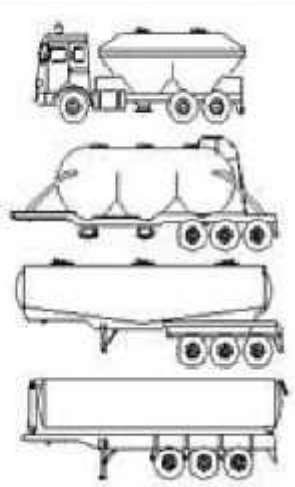
Remolques (incluidos semirremolques).

O3\_ Remolque de peso bruto vehicular de más de 3.5 toneladas hasta 10 toneladas.

O4\_ Remolque de peso bruto vehicular de más de 10 toneladas.

Esta clasificación que detalla según Ministerio de Transporte y Comunicaciones se resumen en la tabla N° 8, donde señala el código del vehículo, el tipo de carrocería, la categoría, su definición del vehículo y sus graficos referenciales, estos pueden variar según los requerimientos que puede tener el cliente.

**Tabla N° 8.** Clasificación vehicular

Código	Carrocería	Cate- goria	Definición	Gráficos referenciales <sup>(4)</sup>
003	DOMBONA	N2 N3 O3 O4	Vehículo con carrocería cerrada, puede tener sección cónica o trapezoidal en la parte inferior, sistema de volteo u otros que permiten la descarga de la mercancía transportada a granel (cemento, harina, alimentos balanceados, etc.).	

(4): Los gráficos asignados para cada tipo de carrocería son geométricos referenciales y no limitan variantes de ensamblajes, siempre y cuando conserven las características o funcionalidad que determine el tipo de carrocería.

Fuente: Normas legales, 2006

### 3.4. Especificaciones de Ingeniería

Quedaran plasmados de forma preliminar todos los requerimientos del usuario, las especificaciones básicas y principalmente un panorama de peso final. En esta parte del desarrollo se define los siguientes aspectos:

#### Programa de necesidades o requerimientos

Dimensiones:

Largo	:	10689 mm
Ancho	:	2600 mm
Alto	:	3242 mm
Carga útil	:	30 m <sup>3</sup>
Tara	:	5500 Kg +/- 3%

#### Materia Prima:

Aleación de Aluminio 6061 T6

Aleación de Aluminio 5086 H116

**Tabla N° 9.** Propiedades del material

ALEACION DE AL	E (N/m <sup>2</sup> )	$\nu$	G (N/m <sup>2</sup> )	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Sut (N/m <sup>2</sup> )	Suc (N/m <sup>2</sup> )	Sel (N/m <sup>2</sup> )	$\alpha$ (°K <sup>-1</sup> )	K (w/(m.K))	Ce (J/(kg.K))
5086 T6	7 x10 <sup>10</sup>	0.33	2.63 x10 <sup>10</sup>	2650	240 x10 <sup>6</sup>	240 x10 <sup>5</sup>	95 x10 <sup>6</sup>	2.34x10 <sup>-5</sup>	209	900
6061 T6	6.9 x10 <sup>10</sup>	0.33	2.61 x10 <sup>10</sup>	2700	260 x10 <sup>6</sup>	260 x10 <sup>5</sup>	240 x10 <sup>6</sup>	2.34x10 <sup>-5</sup>	209	900

Fuente: Norma Europea. Alcoa distribuidor

De la tabla N° 9 se tiene:

E : Módulo de elasticidad.

v : Módulo cortante.

G : Módulo de rigidez.

$\rho$  : Densidad.

Sut: Límite de tracción.

Suc: Límite de compresión.

Sel: Límite elástico.

$\alpha(^{\circ}K^{-1})$ : Coeficiente de expansión térmica.

K : Conductividad térmica.

Ce: Calor específico.

- **Criterio de Diseño:**

- o Con un Factor de seguridad promedio de 2.5.

- **Información de procesos:**

- o Estructura unida mediante soldadura con proceso TIG.
- o Soldadura aplicable a material de aluminio.
- o Pulido mediante discos especiales para el material base.

- **Condiciones de Diseño:**

- o El equipo será sometido a carga distribuida de mineral (piedra caliza chancada) extraída de la mina.
- o La vía de transporte es asfalto.
- o El llenado de semirremolque será mediante dos procesos; Caída de material de la tolva de almacenamiento de piedra caliza chancada y por medio de un cargador frontal.

- **Características del semirremolque**

A continuación se mencionan los componentes que junto a la estructura y tolva se construye el semirremolque tipo bombona y los pesos estimados, en la tabla N° 10 se detalla los componentes, su cantidad requerida en el semirremolque tipo bombona, la descripción de cada componente, el peso por unidad y el peso total de cada componente medido en kilogramos.

**Tabla N° 10.** Componentes del semirremolque tipo Bombona

DESCRPCIÓN	CANT	CARACTERÍSTICAS	UNID	PESO [kg]	PESO TOTAL [Kg]
Chasis	1	Todo el chasis está fabricado de lámina estructural, con soldadura Mig.	kg	500	500
Suspensión	3	Suspensión neumática marca Wattson & Chalin TA250L	kg	650	1950
Neumáticos	6	Neumáticos tipo Super Single 425/65R 22,5R Marca Michelin	kg	60	360
Aros	6	Aros de Aluminio de 14pulg de Diámetro	kg	20	120
Gata de Apoyo	2	Gata de accionamiento manual marca AMPRO	kg	25	50
Tracto Remolcador	1	Tracto remolcador que será al que enganche el semirremolque tipo Bombona con descarga inferior. Inter 9200	kg	7000	7000

Fuente: Elaboración propia

- **Costos por transporte**

Según los datos preguntados a la empresa nos hacen mención que el transbordo de piedra caliza chancada desde la mina conocida como “Cantera

de Pacasmayo” ubicada en el distrito de Tembladera parte sur del departamento de Cajamarca en la margen derecha del río Jequetepeque, hasta la planta central de Cementos Pacasmayo ubicada en la provincia de Pacasmayo, con un total de 63.5 km. tiene un costo de 0.18 dólares/kg.

- **Cantidad de viajes**

De la información brindada por la empresa nos hacen referencia que la cantidad de veces que un semirremolque tipo bombona hace el transporte de piedra caliza chanchada desde la mina conocida como “Cantera de Pacasmayo” ubicada en el distrito de Tembladera parte sur del departamento de Cajamarca en la margen derecha del río Jequetepeque, hasta la planta central de Cementos Pacasmayo ubicada en la provincia de Pacasmayo es un total de 15 viajes por día.

### **3.5. Conceptos Alternativos**

Con el fin de seleccionar estructuras optimas se revisaron y/o generaron conceptos alternativos para un semirremolque tipo Bombona con descarga inferior se genera los siguientes modelos alternativos para su ejecución.

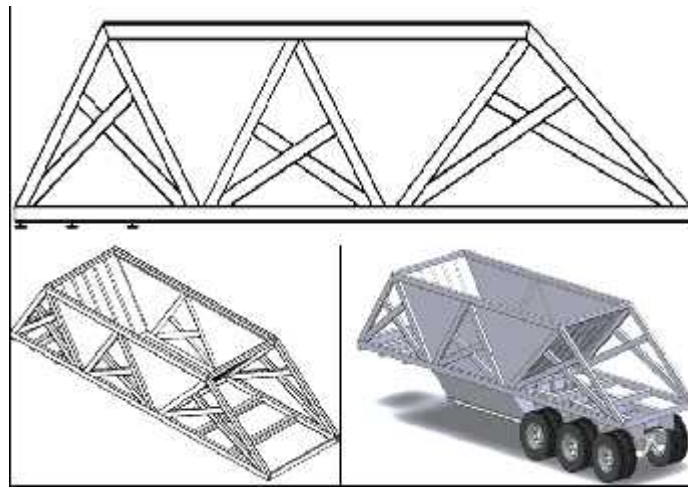
#### **Concepto Alternativo N° 1**

##### **Estructura tipo tijera:**

Es una armadura utilizada para apoyar un tejado de dos aguas limitado por barras de tracción que parten desde la base de cada cordón hasta el punto medio del cordón superior. Este proporciona soporte estructural para proyectos especializados, como las dos vigas que tienen la estructura en forma de tijera pueden descansar unos contra otros para un mayor límite de carga potencial y se califica por tener tanto su cordón inferior como superior muy inclinado.

La utilidad de este tipo de estructura cuando es ensamblada abarca una mayor altura en la parte central del área que cubre, se puede destinar para distancias pequeñas que notifican altura superior libre.

Este tipo de estructura tiene problemas para cubrir grandes distancias, no es apto para espacios que requieren una amplia distribución de la luz natural.



**Figura N° 25, Concepto alternativo N°1**

Fuente: Elaboración propia

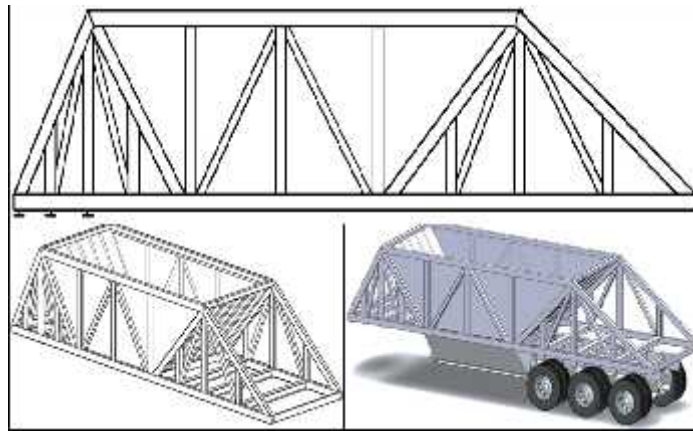
## **Concepto Alternativo N° 2**

### **Estructura tipo Howe:**

Este tipo de estructura se aplicó en las fabricaciones de los primeros puentes de ferrocarril. Está organizada por barras verticales entre el cordón superior e inferior, las barras diagonales se enlazan en sus extremos donde encaja una barra con el cordón superior e inferior.

Con el ensamble tipo Howe se logra que las barras verticales, que eran metálicos y más cortos permanezcan tensionados, mientras que las diagonales más largas se detallan comprimidas, lo cual era económico relacionado por que las partes metálicas eran más caras y con esta configuración se ahorra en su longitud.

Tiene la ventaja que la barra en tensión entrega una mayor fuerza en comparación con la fuerza que surge en la cuerda de compresión, para cargas verticales habituales. Se aplica mayormente en ensamblajes con madera. Conocidos por su gran aplicación en armaduras de peralte medio.



**Figura N° 26, Concepto alternativo N°2**

Fuente: Elaboración propia

### **Concepto Alternativo N° 3**

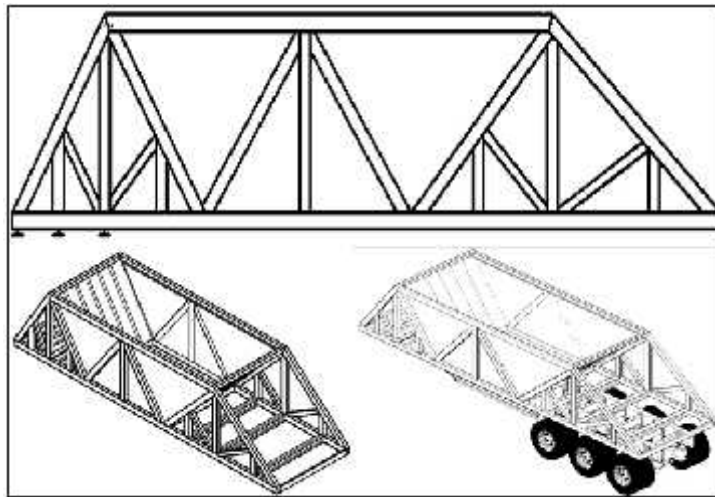
#### **Estructura tipo Pratt:**

Interpreta la conformación de armaduras a la práctica de un nuevo material de construcción: el acero. En comparación con la armadura Howe, las barras están orientadas en sentido contrario, de manera que las diagonales están exigidos a estados de tensión, entretanto las barras verticales permanecen comprimidas.

Son útiles por mantener los elementos más largos en tracción y los elementos verticales más cortos en compresión. Puede adquirir variaciones normalmente en barras suplementarias que parten desde las diagonales hasta el cordón superior, estas barras se aplican para reducir la longitud propensa de pandeo.



La estructura Pratt resultó totalmente confiable, calificado para ser un diseño seguro. Sin embargo no es la medida más económica. La mayor área de su carga muerta se sitúa en el centro de la estructura, y a medida que el área libre de la estructura aumenta se tiene que considerar apoyos más fuertes y caros. El peralte de la estructura aumenta con el área libre, lo que lleva a que las barras sean más largas y propensos a pandeos.



**Figura N° 27, Concepto alternativo N°3**

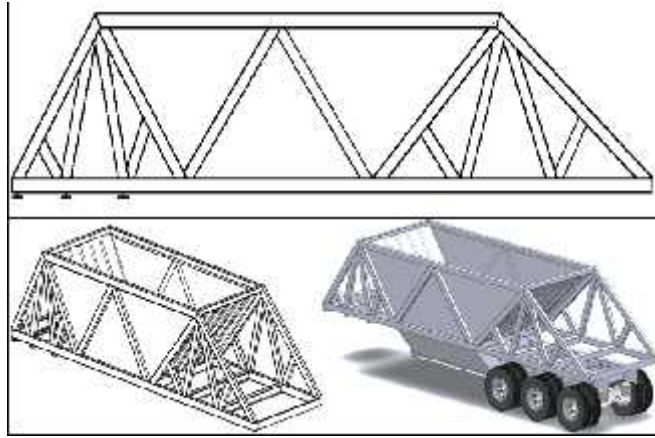
Fuente: Elaboración propia

#### **Concepto Alternativo N° 4**

##### **Estructura tipo Abanico:**

Es una armadura cuyos puntales se apoyan en los pies mediante un elemento sustentable del que irradian más de dos barras de armado como los nervios de un abanico.

Se interpreta por sus barras diagonales, de agrupamiento radial en vínculo a un punto del cordón inferior que se requieren para disminuir la longitud de la barra superior. Debido a su tipo de armadura éste no puede ser usado para pendientes fuertes.



**Figura N° 28**, Concepto alternativo N°4

Fuente: Elaboración propia

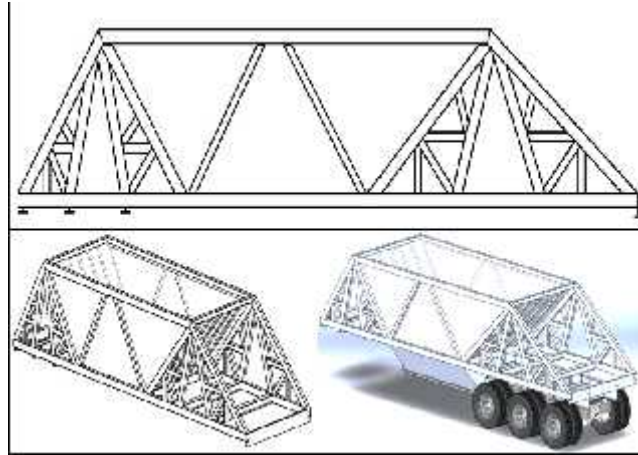
## **Concepto Alternativo N° 5**

### **Estructura tipo Fink**

Este tipo de estructura es muy popular para ensambles con pendientes fuertes con declives de 12.7 ó 15.2 cm por metro. Se caracteriza por que la mayoría de sus barras se ubican en tensión, entretando las barras que están sujetos a compresión son pocos proporcionados. Las armaduras tipo Fink permiten ser seccionadas en áreas triangulares y coincidir con cualquier espaciamiento de largueros.

Tiene la ventaja de ser una armadura más económica comparando con los demás tipos de estructuras. Ya que es provechoso ensamblar los largueros sólo en los vértices de las áreas triangulares y ésta sección principal puede dividirse.

Se dispone de muchas maneras de seleccionar los elementos del alma, lo cual queda a criterio del diseñador.



**Figura N° 29, Concepto alternativo N°5**

Fuente: Propia

### **3.6. Selección del diseño óptimo**

Se seleccionará el diseño óptimo mediante una matriz de selección de pesos ponderados. Para generar la matriz de evaluación selecciono los siguientes criterios en base a los requerimientos de la empresa, las entrevistas y las recomendaciones de las normas, códigos y estándares:

#### **Criterios**

- Seguridad
- Ergonomía
- Fabricación y Montaje
- Confiabilidad
- Costo

#### **Conceptos**

- Concepto Alternativo N° 1
- Concepto Alternativo N° 2
- Concepto Alternativo N° 3
- Concepto Alternativo N° 4
- Concepto Alternativo N° 5

**Tabla N° 11.** Matriz de evaluación

		Conceptos									
		Concepto alternativo N° 1		Concepto alternativo N° 2		Concepto alternativo N° 3		Concepto alternativo N° 4		Concepto alternativo N° 5	
Criterio de Selección	Peso (%)	Puntuación	Puntuación Ponderado	Puntuación	Puntuación Ponderado	Puntuación	Puntuación Ponderado	Puntuación	Puntuación Ponderado	Puntuación	Puntuación Ponderado
<b>Seguridad</b>	15	3	0.45	5	0.75	6	0.9	4	0.6	3	0.45
<b>Ergonomía</b>	20	10	2	10	2	10	2	9	1.8	10	2
<b>Fabricación y Montaje</b>	15	7	1.05	4	0.6	5	0.75	6	0.9	3	0.45
<b>Confiabilidad</b>	20	3	0.6	6	1.2	7	1.4	4	0.8	4	0.8
<b>Costo</b>	30	6	1.8	5	1.5	5	1.5	6	1.8	6	1.8
<b>Puntuación total</b>	100	29	5.9	30	6.05	33	<b>6.55</b>	29	5.9	26	5.5

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla N° 11 se desarrolla la matriz de evaluación donde se seleccionan los conceptos alternativos evaluados bajo los criterios de seguridad, ergonomía, fabricación y montaje, confiabilidad y costo, siendo el criterio de costo con mayor peso del 30% a comparación con el menor peso son de seguridad y fabricación y montaje del 15%.

Los puntajes de la matriz de evaluación de la tabla N° 11 indicada que el concepto alternativo N° 3 es el más adecuado. Esto constituirá la base de la solución conceptual para el diseño detallado.

### 3.7. Dimensiones del Semirremolque tipo Bombona

Configuración del semirremolque

Categoría : O3

Código : BOB

Carrocería : Bombona

Materiales : Acero estructura A36

Aleación de aluminio 5086 H116

Aleación de aluminio 6061 T6

#### 3.7.1. Dimensiones de la tolva

La tolva se efectúa con el requisito de almacenar piedra caliza molida de una densidad  $1350 \frac{kg}{m^3}$ . Asimismo, el volumen requerido de esta estructura mecánica es por sugerencia de la empresa, delimitada para almacenar en promedio 40 000 kilogramos de mercancía; La tolva se ejecuta con las limitaciones económicas, buena resistencia, fácil llenado y descarga de material.

La densidad aparente del material es  $\delta = 1350 \text{ Kg}/m^3$ , y se sabe que el volumen se describe de la siguiente ecuación:

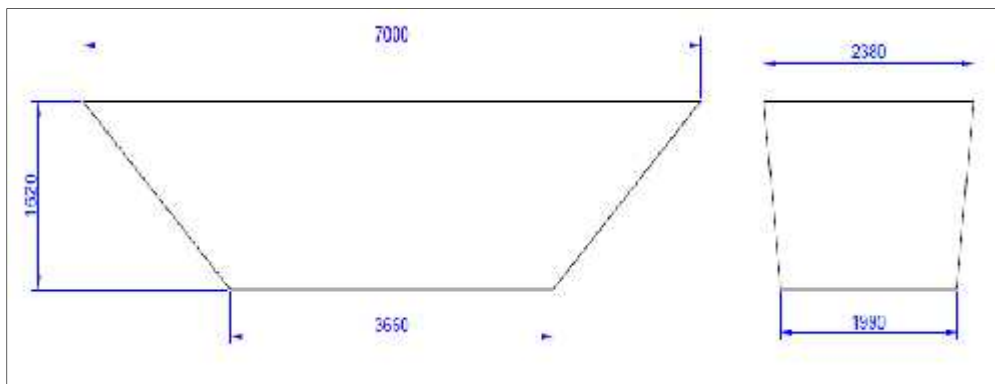
$$\delta = \frac{m}{v} ; \rightarrow v = \frac{m}{\delta}$$

Entonces:

$$v = \frac{40\,000 \text{ Kg}}{1350 \text{ Kg}/m^3} ; v = 29.63 \text{ m}^3$$

Este es el volumen encontrado y que será requerido para almacenar 40 000 kg de mercancía.

En la figura N° 30 se realiza el dimensionamiento de la tolva según el volumen encontrado, mencionando las medidas de altura total, medida de área superior de tolva y de área inferior de tolva. Con un diseño de tolva en forma piramidal para diseño óptimo. Y en la tabla N° 12 se detallan las medidas específicas de base superior e inferior y altura antes mencionada.



**Figura N° 30**, Dimensiones de la tolva de almacenamiento  
Fuente: Propia

**Tabla N° 12**, Dimensiones de la tolva

DIMENSIONES (mm)	
Base Superior	7000 mm * 2380 mm
Base Inferior	3660 mm * 1990 mm
Altura	1620 mm

Fuente: Elaboración propia

## Cálculo de presiones en la tolva

Para el análisis de estas presiones se propone como referencia los datos acerca del material que se va almacenar y transportar.

Densidad aparente del material:  $1350 \frac{kg}{m^3}$

Angulo de rozamiento ( $\phi_w$ ):  $(35^\circ - 39^\circ)$

Angulo de rozamiento interno ( $\phi_i$ ):  $30^\circ$

Gravedad:  $9.81 \frac{m}{s^2}$

Coefficiente de rozamiento ( $\mu$ ): 0.3

Corresponde determinar la constante de Janssen ( $k_j$ ), para poder seleccionar los esfuerzos en las paredes de la tolva.

$$k_j = \frac{(1 - \sin \phi_i)}{(1 + \sin \phi_i)} \tan \phi_w$$

$$k_{j1} = \frac{(1 - \sin 25^\circ)}{(1 + \sin 25^\circ)} \tan 35^\circ; k_{j2} = \frac{(1 - \sin 25^\circ)}{(1 + \sin 25^\circ)} \tan 39^\circ$$

$$k_{j1} = 0.284; k_{j2} = 0.328$$

**Presión vertical:**

$$p_v = \frac{\delta * A_t}{U * \mu * k_j} \left[ 1 - e^{\left( -h * k_j \frac{\mu * U}{A_t} \right)} \right]$$

$$\delta = 1350 \frac{kg}{m^3} \rightarrow 13.24 \frac{kN}{m^3}$$

$$A_t = 7 m \times 2.38 m = 16.66 m$$

$$U = 7m + 7m + 2.38m + 2.38 = 18.76 m$$

$$p_v = \frac{13.24 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} * 16.66 \text{ m}}{18.76\text{m} * 0.3 * 0.328} \left[ 1 - e^{\left(-1.62\text{m} + 0.328 * \frac{0.3 * 18.76\text{m}}{16.66\text{m}}\right)} \right]$$

$$p_v = 19.63 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

**Presión horizontal:**

$$p_h = k_j * p_v$$

$$p_h = 0.328 * 19.63 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$p_h = 6.439 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

**Presión normal:**

Para este caso se ve reflejado la tolva como una sección rectangular debido a ello seleccionamos las paredes de mayor área para efectos de cálculos.

$$p_{n1} = p_{v0} (1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sin \alpha)^2)$$

$$p_{n1} = 19.63 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} (1.2(\cos 46^\circ)^2 + 1.5(\sin 46^\circ)^2)$$

$$p_{n1} = 26.6 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$p_{n2} = 1.2 * p_v * (\cos \alpha)^2$$



$$p_{n2} = 1.2 * 19.63 \frac{KN}{m^2} * (\cos 46^\circ)^2$$

$$p_{n2} = 11.36 \frac{KN}{m^2}$$

$$p_{n3} = 3.0 \frac{A_t \delta}{U} * \frac{k_j}{\sqrt{\mu}}$$

$$p_{n3} = 3.0 \frac{16.66 m^2 * 13.24 \frac{kN}{m^3}}{18.76 m} * \frac{0.328}{\sqrt{0.3}}$$

$$p_{n3} = 21.123 \frac{kN}{m^2}$$

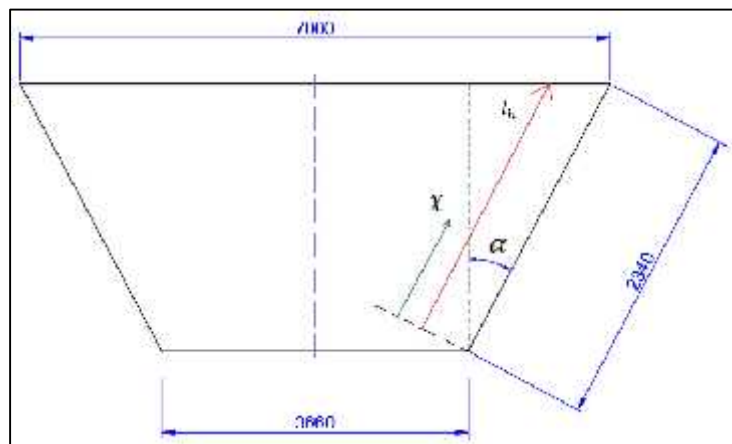


Figura N° 31, Dimensiones tomadas

Fuente: Propia

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} - (p_{n1} - p_{n2} * \frac{x}{l_n})$$

$$p_n = 21.123 \frac{kN}{m^2} + 11.36 \frac{KN}{m^2} + \left( 26.6 \frac{KN}{m^2} - 11.36 \frac{KN}{m^2} * \frac{x}{2.34 m} \right)$$

$$p_n = 59.083 \frac{kN}{m^2} - \frac{11.36 * X}{2.34 m}$$

**Tabla N° 13.** Presión normal media en las paredes de la tolva

X, Entre (0,1m : 1m)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Presion normal	58.60	58.11	57.63	57.14	56.66	56.17	55.68	55.20	54.71	54.23

Presion normal media	<b>56.41 KN/m<sup>2</sup></b>
----------------------	-------------------------------

Fuente: Elaboración propia

**Momento flector máximo.**

$$a_{eq} = \frac{2a_2(2a_1 + 2a_2)}{3(a_1 + a_2)}$$

$$a_{eq} = \frac{2 * 7 \text{ m} * (2 * 3.66 \text{ m} + 2 * 7 \text{ m})}{3(3.66 \text{ m} + 7 \text{ m})} \rightarrow a_{eq} = 9.3 \text{ m}$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)}$$

$$b_{eq} = 1.62 \text{ m} - \frac{7 \text{ m}(7 \text{ m} - 3.66 \text{ m})}{6(3.66 \text{ m} + 7 \text{ m})} \rightarrow b_{eq} = 2.78 \text{ m}$$

Relación de lados seleccionados de las paredes de la tolva.

$$\frac{b_{eq}}{a_{eq}} = 0.29 \text{ Tomamos el menor de los datos, de la Tabla N° 2.}$$

$$\varphi = 0.0513$$

Se halla el momento:

$$M_{max} = \varphi * p * a_{eq}^2 * b_{eq}$$

De la Tabla N° 13,  $p = 56.41 \text{ kN/m}^2$

$$M_{max} = 0.0513 * 56.41 \frac{kN}{m^2} * (9.3 m)^2 * 2.78m$$

$$M_{max} = 695.385 \times 10^3 Nm$$

### Esesor de material

$$\sigma_{fmat} = \sigma_{tmat} * 3$$

$$\sigma_{tmat} = 260 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{fmat} = 260 * 10^6 \frac{N}{m^2} * 3 \rightarrow \sigma_{fmat} = 780 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$e^2 = \frac{6 * M_{max}}{\sigma_{fmat}}$$

$$e^2 = \frac{6 * 695.385 \times 10^3 Nm}{780 * 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$e = 5.34 * 10^{-3} m \rightarrow 5.34 mm$$

### 3.7.2. Diseño del plato de giro

Para realizar el diseño del plato de giro, tenemos los siguientes datos:

Peso de la estructura sin carga (Tara) = 1340.69 Kg. Ver tabla N° 34.

Peso de carga = 40 000 kg

### Cargas verticales

$$F_{y \text{ min}} = 0.47 * (1341 \text{ kg}) = 630.27 \text{ kg}$$

$$F_{y \text{ máx}} = 0.47 * (40000 \text{ kg} + 1341 \text{ kg}) = 19\,430.27 \text{ kg}$$

### Cargas horizontales

$$F_{x \text{ min}} = 2(1341 \text{ kg}) = 2\,682 \text{ kg}$$

$$F_{x \text{ máx}} = 2(40000 \text{ kg} + 1341 \text{ kg}) = 82\,682 \text{ kg}$$

### Esfuerzos de Tensión

Asumiendo que la plancha tiene un espesor de 9 mm (3/8 pulg.) reemplazando datos se tiene:

$$\sigma_{x \text{ min}} = \frac{2\,682 \text{ kg}}{(1100 \text{ mm} * 12 \text{ mm})} = 0.2 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{82\,682 \text{ kg}}{(1100 \text{ mm} * 12 \text{ mm})} = 6.26 \text{ kg/mm}^2$$

### Esfuerzos de Compresión

$$\sigma_{y \text{ min}} = \frac{630.27 \text{ kg}}{\left(1100 \text{ mm} * 990 \text{ mm} - \frac{\pi * 50.8^2}{4}\right)} = 5.79 * 10^{-4} \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{y \text{ máx}} = \frac{19\,430.27 \text{ kg}}{\left(1100 \text{ mm} * 990 \text{ mm} - \frac{\pi * 50.8^2}{4}\right)} = 1.78 * 10^{-2} \text{ kg/mm}^2$$

## Diseño estático del plato de giro

Para este análisis se considera Acero A-36, cuyas propiedades se muestran:

$$S_y = 25.30 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{ut} = 41 \text{ Kg/mm}^2$$

**Esfuerzos principales:**

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} + 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2} + \sqrt{\left(\frac{6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} - 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2}\right)^2 + 0} = 6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= \frac{6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} + 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2} - \sqrt{\left(\frac{6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} - 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2}\right)^2 + 0} \\ &= 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Esfuerzo permisible conforme la teoría de *distorsión* para el primer cuadrante:

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2}}$$

$$S_A = \frac{25.30 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{6.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}\right) + \left(\frac{0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{6.6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}\right)^2}} = 25.34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto el factor de diseño estático es igual a:

$$n_s = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{25.326 \frac{kg}{mm^2}}{8.35 \frac{kg}{mm^2}}$$

$$n_s = 3.03 > 2.5 \quad \text{OK}$$

### Diseño dinámico del plato de giro

Variables correspondientes tanto para los esfuerzos de amplitud como para los esfuerzos medios.

Reemplazando datos en la ecuación N° 18 y ecuación N° 19 se tienen:

$$\sigma_{xm} = \frac{(6.26+0.2)}{2} = 3.23 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{(6.26 - 0.27)}{2} = 3.03 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma_{ym} = \frac{(0.0178 + 5.79 * 10^{-4})}{2} = 9.189 * 10^{-3} \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma_{ya} = \frac{(0.0178 - 5.79 * 10^{-4})}{2} = 8.61 * 10^{-3} \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm} * \sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3.23^2 - 3.23 * 9.189 * 10^{-3} + (9.189 * 10^{-3})^2 + 0} = 3.23 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3.03^2 - 3.03 * 8.61 * 10^{-3} + (8.61 * 10^{-3})^2 + 0} = 3.025 \frac{kg}{mm^2}$$

El límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico se determina de la ecuación N° 23.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * 0.5 * S_{ut}$$

$$k_a = 0.7$$

$$k_b = 0.6$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_t \rightarrow \text{En función del diámetro del agujero/ ancho de la plancha} = 50.8/1100 = 0.046$$

$$k_t = 2.85 \text{ y } q = 0.7$$

$$k'_f = 1 + q * (k_t - 1) = 1 + 0.7 * (2.85 - 1)$$

$$k'_f = 2.295$$

$$k_e = \frac{1}{k'_f} = 0.435$$

$$k_f = 1$$

Reemplazando datos se tiene:

$$S_e = 0.7 * 0.6 * 1 * 1 * 0.435 * 1 * 0.5 * 41 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_e = 3.745 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}}$$

$$S_m = \frac{3.745}{\frac{3.025}{3.23} + \frac{3.745}{41}}$$

$$S_m = 3.643 \frac{kg}{mm^2}$$

Por consiguiente el factor de diseño dinámico del plato de giro es:

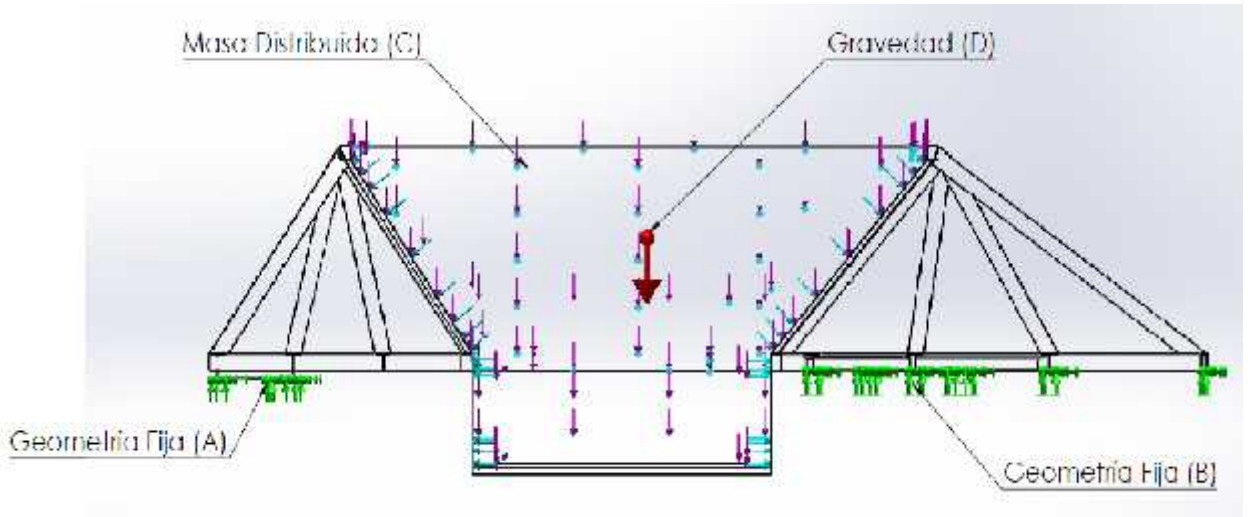
$$n_d = \frac{S_m}{\sigma'_m} = \frac{3.643}{3.23}$$

$$n_d = 1.13 \text{ OK}$$



### 3.8. Cargas de diseño

A continuación, se señalan las cargas que se ingresan en el análisis por el Método del Elemento Finito, En la figura N° 32 muestra el esquema de la estructura optimizada siendo aplicado por las cargas que se aplican en el análisis por elemento finito por ejemplo los puntos fijos, la masa distribuida y la gravedad.



**Figura N° 32**, Cargas que ingresan en el diseño.

Fuente: Elaboración propia

- (A) Geometría fija : Simulación fija del soporte del tracto remolcador.
- (B) Geometría fija : Simulación fija del soporte del chasis.
- (C) Masa distribuida : Simulación del material de carga de semirremolque (Kg).
- (D) Gravedad : Simulación de la fuerza de atracción ( $m/s^2$ ).

#### Restricciones

- El análisis del semirremolque tipo bombona será ejecutado solamente de la estructura superior.
- No se consideran las fuerzas que actúan por medio del tracto remolcador.
- No se consideran las fuerzas que actúan en el chasis.
- No se consideran las fuerzas que actúan en suspensiones neumáticas.
- No se consideran las fuerzas que actúan en los neumáticos.

### 3.9. Simulación estática y dinámica

#### 3.9.1. Simulación estática

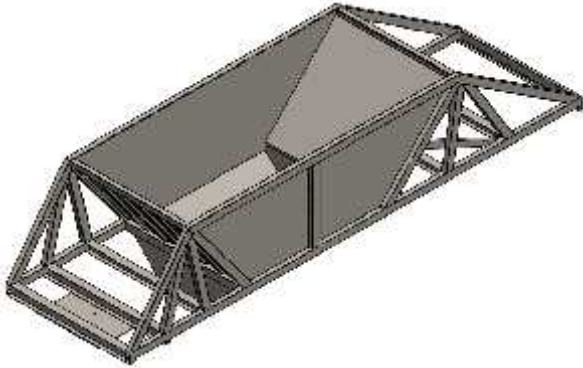
Simulación mediante el Método del Elemento Finito en forma estática.

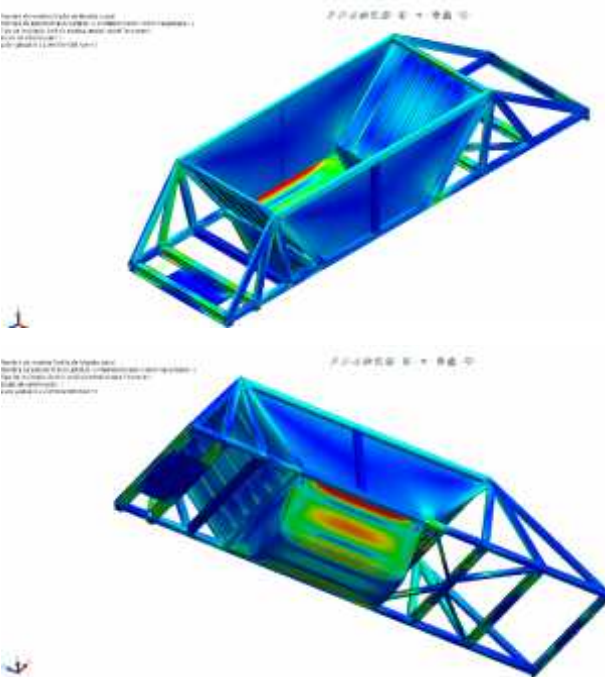
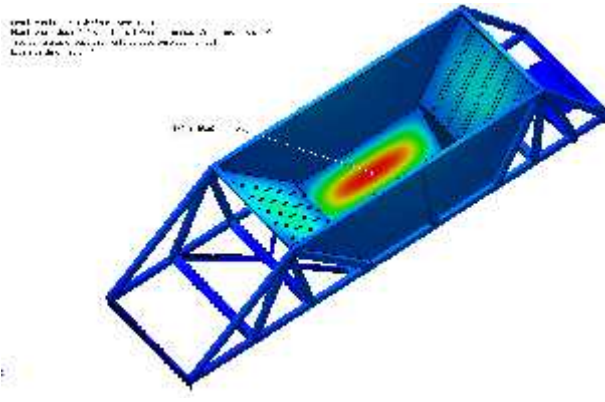
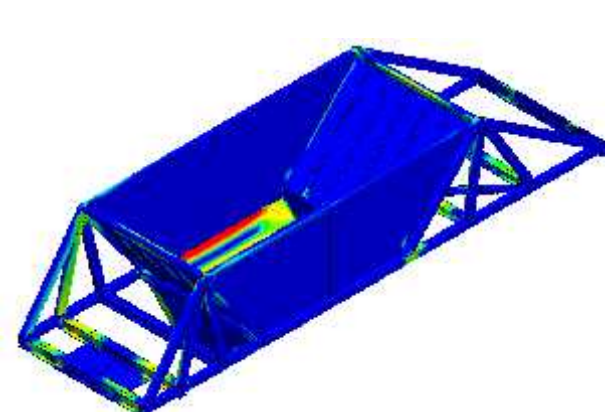
Los análisis estáticos prevén desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones y la distribución del factor de seguridad. La deducción del factor de seguridad se basa en el criterio de fallos.

##### a) Configuración actual con material de acero.

Se realiza el análisis por el método del elemento finito aplicado a la configuración actual con un tipo de material acero ASTM A36, y en la Tabla N° 14 se detallan los resultados de la simulación mencionando el tipo de estudio que se realiza, una figura referencial y las observaciones o resultados obtenidos en el estudio.

**Tabla N° 14.** Simulación de la primera configuración

Simulación de la primera configuración		
Estudio	Figura	Observación
Configuración Actual		Material: A36 Masa distribuida: 40 toneladas.

<p>Distribución de tensiones de la estructura</p>		<p>Máximo valor de tensión <math>1.6 \times 10^8 \text{ N/m}^2</math>  Mínimo valor de tensión <math>94.5 \text{ N/m}^2</math> El límite elástico es <math>2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2</math></p>
<p>Desplazamientos en la estructura</p>		<p>El desplazamiento en la estructura máximo es 16.36 mm, son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas.</p>
<p>Distribución del factor de seguridad en la estructura</p>		<p>El Factor de seguridad Mínimo es 1.6, con lo cual garantiza que la estructura trabaja sin ningún problema.</p>

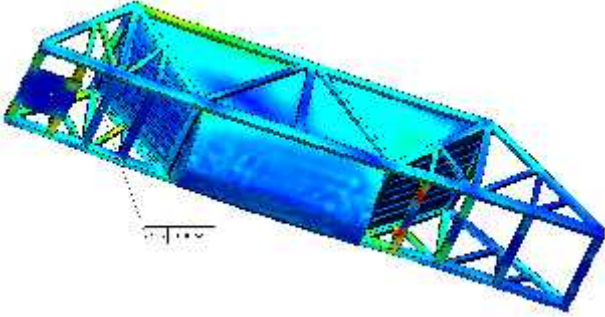
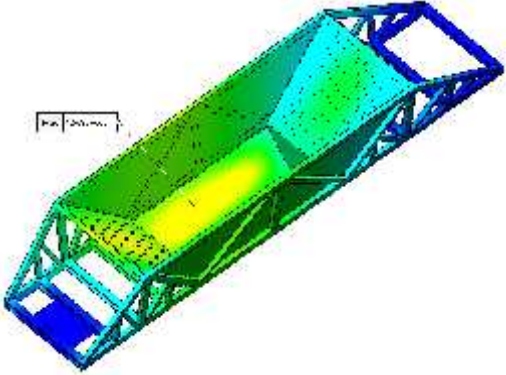
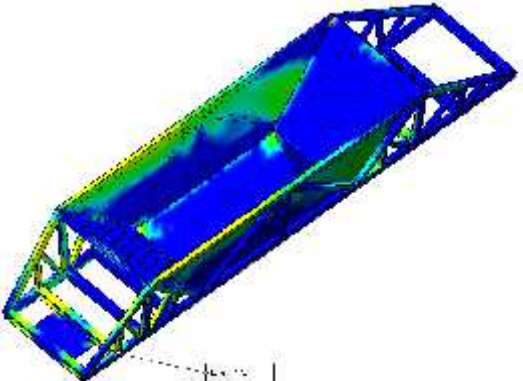
Fuente: Elaboración propia

## b) Configuración optimizada con material de acero

Se realiza el análisis por el método del elemento finito aplicado a la configuración optimizada con un tipo de material acero ASTM A36, y en la Tabla N° 15 se detallan los resultados de la simulación mencionando el tipo de estudio que se realiza, una figura referencial y las observaciones o resultados obtenidos en el estudio.

**Tabla N° 15.** Simulación de la segunda configuración.

Simulación de la segunda configuración		
Estudio	Figura	Observación
Configuración Optimizada		Material: A36 Masa distribuida: 45 toneladas.
Distribución de tensiones de la estructura		Máximo valor de tensión $1.1 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Mínimo valor de tensión $2.28 \times 10^2 \text{ N/m}^2$ El límite elástico es $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

		
Desplazamientos en la estructura		El desplazamiento en la estructura máximo es 1.5 mm, son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas.
Distribución del factor de seguridad en la estructura		El Factor de seguridad Mínimo es 2.27, con lo cual garantiza que la estructura trabajará sin ningún problema.

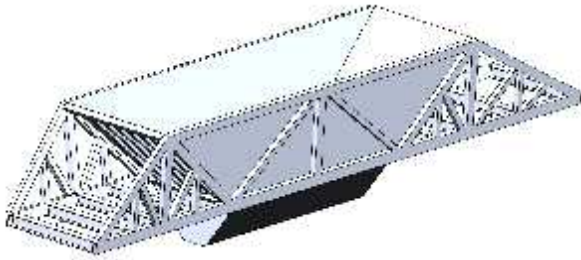
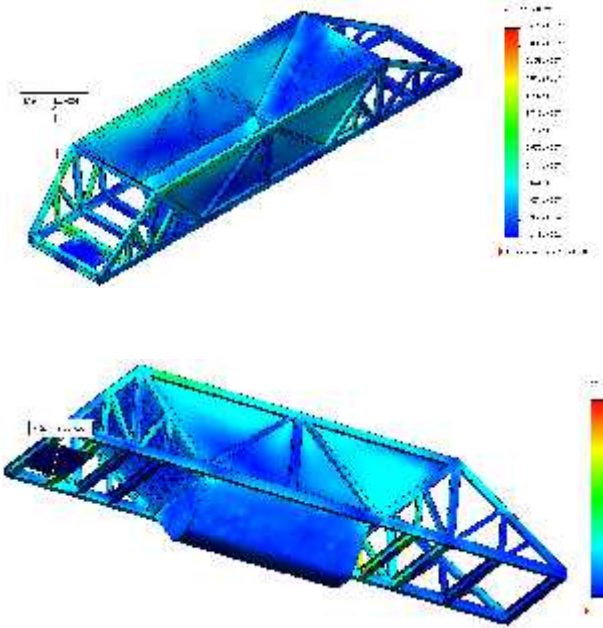
Fuente: Elaboración propia

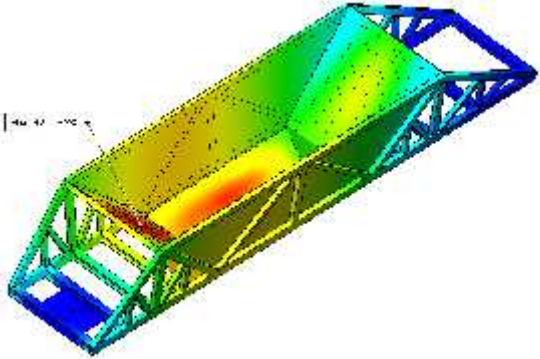
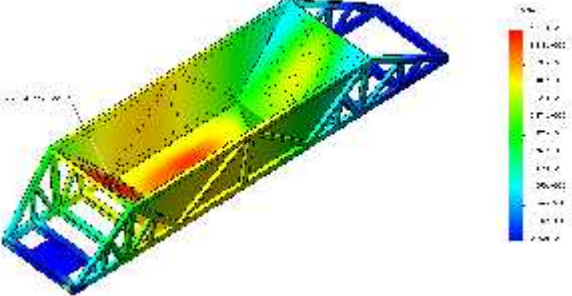
### c) Configuración optimizada con aluminio 6061 T6

Se realiza el análisis por el método del elemento finito aplicado a la configuración optimizada con un tipo de material aleación de aluminio 6061 T6, y en la Tabla N° 16 se detallan los resultados de la simulación

mencionando el tipo de estudio que se realiza, una figura referencial y las observaciones o resultados obtenidos en el estudio.

**Tabla N° 16.** Simulación de la tercera configuración.

Simulación de la tercera configuración		
Estudio	Figura	Observación
Configuración Optimizada		<p>Material: Aleación de aluminio 6061 T6</p> <p>Masa distribuida: 45 toneladas.</p>
Distribución de tensiones de la estructura		<p>Máximo valor de tensión <math>1.14 \times 10^8</math> N/m<sup>2</sup></p> <p>Mínimo valor de tensión <math>1.34 \times 10^2</math> N/m<sup>2</sup></p> <p>El límite elástico es <math>2.75 \times 10^8</math> N/m<sup>2</sup></p>

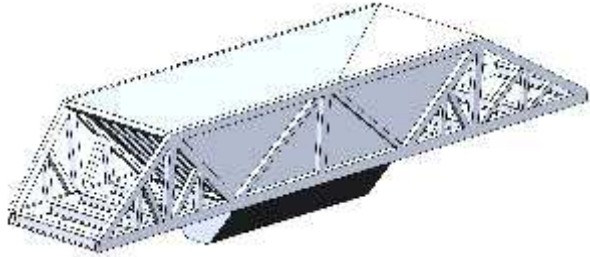
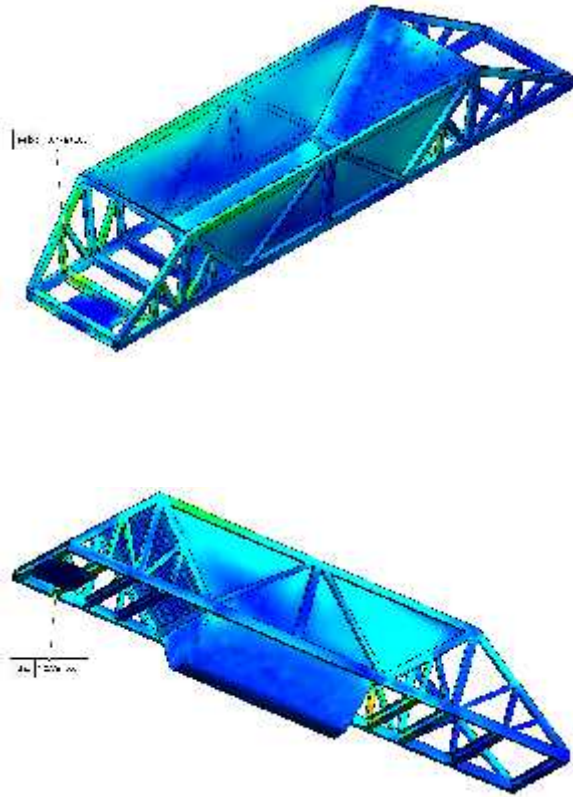
Desplazamientos en la estructura		El desplazamiento en la estructura máximo es 4.24 mm, son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas.
Distribución del factor de seguridad en la estructura		El Factor de seguridad Mínimo es 2.41, con lo cual garantiza que la estructura trabajará sin ningún problema.

Fuente: Elaboración propia

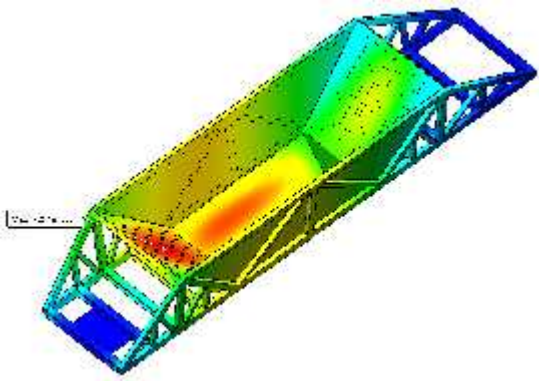
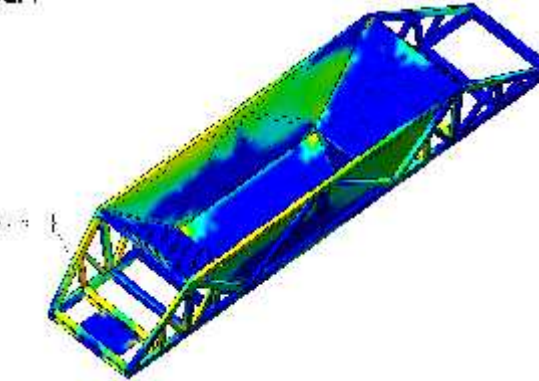
#### d) Configuración optimizada con aluminio 5086 H116

Se realiza el análisis por el método del elemento finito aplicado a la configuración optimizada con un tipo de material aleación de aluminio 5086 H116, y en la Tabla N° 17 se detallan los resultados de la simulación mencionando el tipo de estudio que se realiza, una figura referencial y las observaciones o resultados obtenidos en el estudio.

**Tabla Nº 17.** Simulación de la cuarta configuración.

Simulación de la cuarta configuración		
Estudio	Figura	Observación
Configuración Optimizada		<p>Material: Aleación de aluminio 5086 H116</p> <p>Masa distribuida: 45 toneladas.</p>
Distribución de tensiones de la estructura		<p>Máximo valor de tensión <math>1.07 \times 10^8</math> N/m<sup>2</sup></p> <p>Mínimo valor de tensión <math>1.47 \times 10^2</math> N/m<sup>2</sup></p> <p>El límite elástico es <math>1.93 \times 10^8</math> N/m<sup>2</sup></p>



Desplazamientos en la estructura		El desplazamiento en la estructura máximo es 4.04 mm, son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas.
Distribución del factor de seguridad en la estructura		El Factor de seguridad Mínimo es 1.79, con lo cual garantiza que la estructura trabajará sin ningún problema.

Fuente: Elaboración propia

### Distribución de tensiones

Denominada tensión equivalente (o de von Mises). Aporta información apropiada para evaluar la seguridad del diseño en caso de múltiples materiales dúctiles. En comparación con los elementos de tensión equivalente, se cuenta con la magnitud completamente definida con unidades de tensión.

En la tabla N° 30 se resume los resultados de las distribuciones de tensiones aplicados a las cuatro configuraciones bajo los sus criterios respectivamente, de la cual se puede señalar que el máximo valor de tensiones lo supera la tercera configuración (Configuración optimizada con material aleación de aluminio 6061 T6) con un valor de  $1,14 \times 10^8$  y un mínimo

valor de tensiones correspondiente a la primera configuración (Configuración actual con material de acero ASTM A36) con un valor de 94.5 N/m<sup>2</sup>.

**Tabla N° 30.** Comparación de distribución de tensiones.

<b>N° Configuración</b>	<b>Máx valor [N/m<sup>2</sup>]</b>	<b>Min valor [N/m<sup>2</sup>]</b>	<b>Límite elástico [N/m<sup>2</sup>]</b>
Primera	1,6x10 <sup>8</sup>	94,5	2,5x10 <sup>8</sup>
Segunda	1,1x10 <sup>8</sup>	2,28x10 <sup>2</sup>	2,5x10 <sup>8</sup>
Tercera	1,14x10 <sup>8</sup>	1,34x10 <sup>2</sup>	2,75x10 <sup>8</sup>
Cuarta	1,07x10 <sup>8</sup>	1,47x10 <sup>2</sup>	1,93x10 <sup>8</sup>

### **Deformación unitaria de estructura**

Es la variación de posición de la estructura sujeto a la acción de una mercancía.

A continuación, en la tabla N° 31 se resume las comparaciones de la deformación unitaria de la estructura aplicado a las cuatro configuraciones bajos los criterios respectivamente, de la cual se puede señalar que el máximo valor de deformación unitaria lo denota la primera configuración (Configuración actual con material de acero ASTM A36) de 16.36 mm y el menor valor corresponde a la segunda configuración (Configuración optimizada con material acero ASTM A36) con un valor de 1.5 mm.

**Tabla N° 31.** Comparación de deformación unitaria de estructura.

<b>N° Configuración</b>	<b>Máximo valor [mm]</b>
Primera	16,36
Segunda	1,5
Tercera	4,24
Cuarta	4,04

### **Distribución del Factor de Seguridad**

El factor de seguridad permite evaluar la seguridad del diseño sobre la base de un criterio de fallos, se puede calcular tras haber llevado a cabo un estudio estático. La simulación del factor de seguridad en el software se puede apreciar con un trazado de regiones del modelo indicando con una distribución de colores en rango determinados.

En la tabla N° 32 se resume la comparación del factor de seguridad obtenido de los resultados de los análisis de las cuatro configuraciones bajo criterios respectivamente, de la cual se puede señalar que el valor más bajo del factor de seguridad corresponde a la primera configuración (Configuración actual con material de acero ASTM A36) igual a 1.6 y un valor más alto que corresponde a la tercera configuración (Configuración optimizada con material aleación de aluminio 6061 T6) igual a 2.41.

**Tabla N° 32.** Comparación de Factor de seguridad.

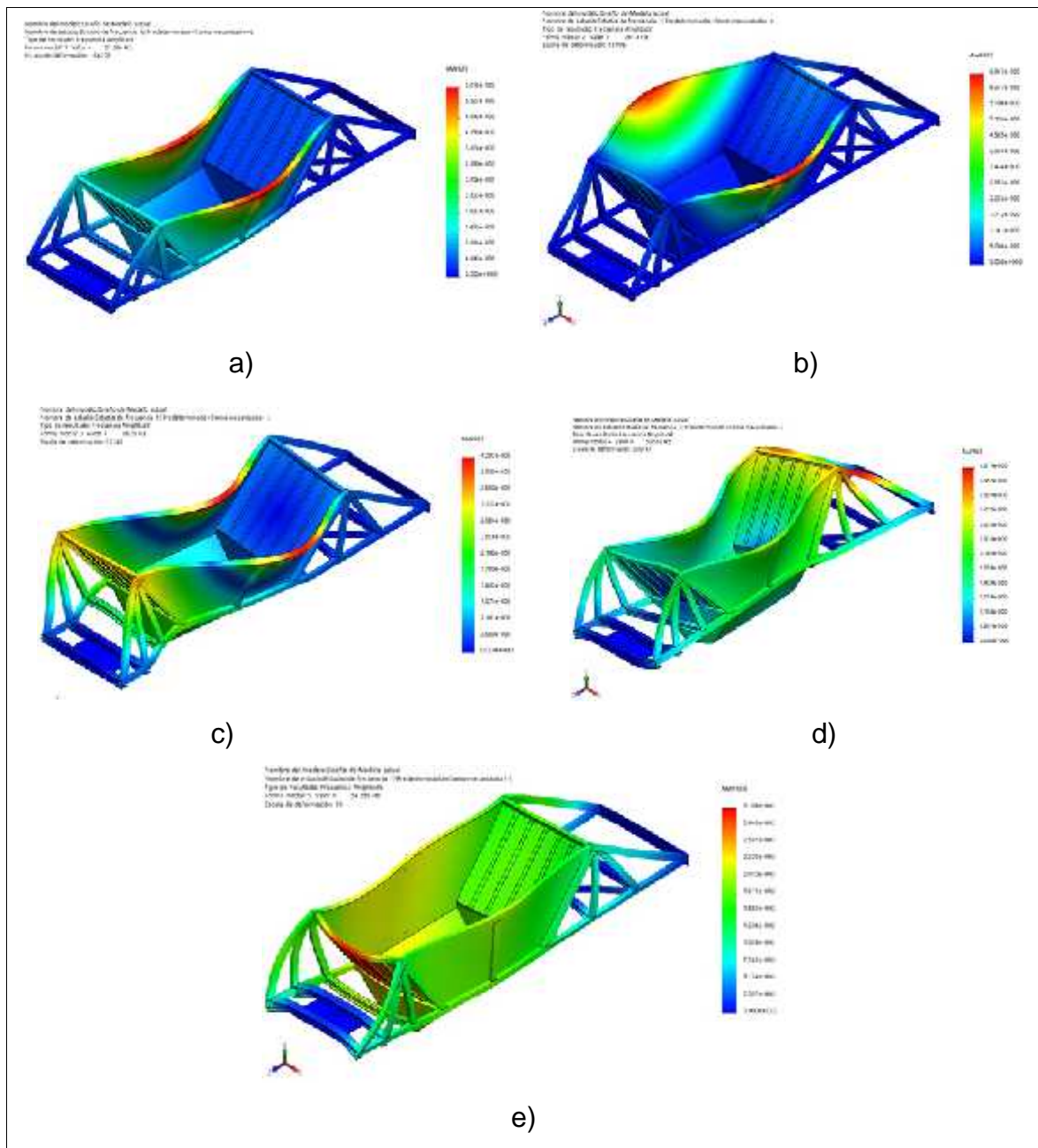
<b>Nº Configuración</b>	<b>Máximo valor</b>
Primera	1,6
Segunda	2,27
Tercera	2,41
Cuarta	1,79

### **3.9.2. Simulación dinámica**

Mientras se desarrolla el proceso de trabajo del semirremolque la estructura está limitado a un grupo de fuerzas derivados de diferentes lugares tales como el tipo de mercancía que se transporta, las condiciones superficiales de la carretera, el tipo de suspensión, etc. Se experimenta que cuando el semirremolque se moviliza por una pista o por un camino rural la estructura sufre a ciertas excitaciones derivados de la mayor o menor rugosidad de la carretera.

Cada una de estas fuerzas de excitación conservan una frecuencia característica, las que al concurrir con la frecuencia natural de oscilación del chasis se origina el fenómeno de resonancia, obteniendo valores elevados de los desplazamientos y de las tensiones, así como fuertes vibraciones no deseadas, que supone la destrucción parcial o total del chasis.

## a) Configuración actual con material acero



**Figura Nº 33.** Representación gráfica de simulación dinámica aplicada a la configuración actual con material de acero ASTM A36. a) Modo 1, b) Modo 2, c) Modo 3, d) Modo 4 y e) Modo 5.

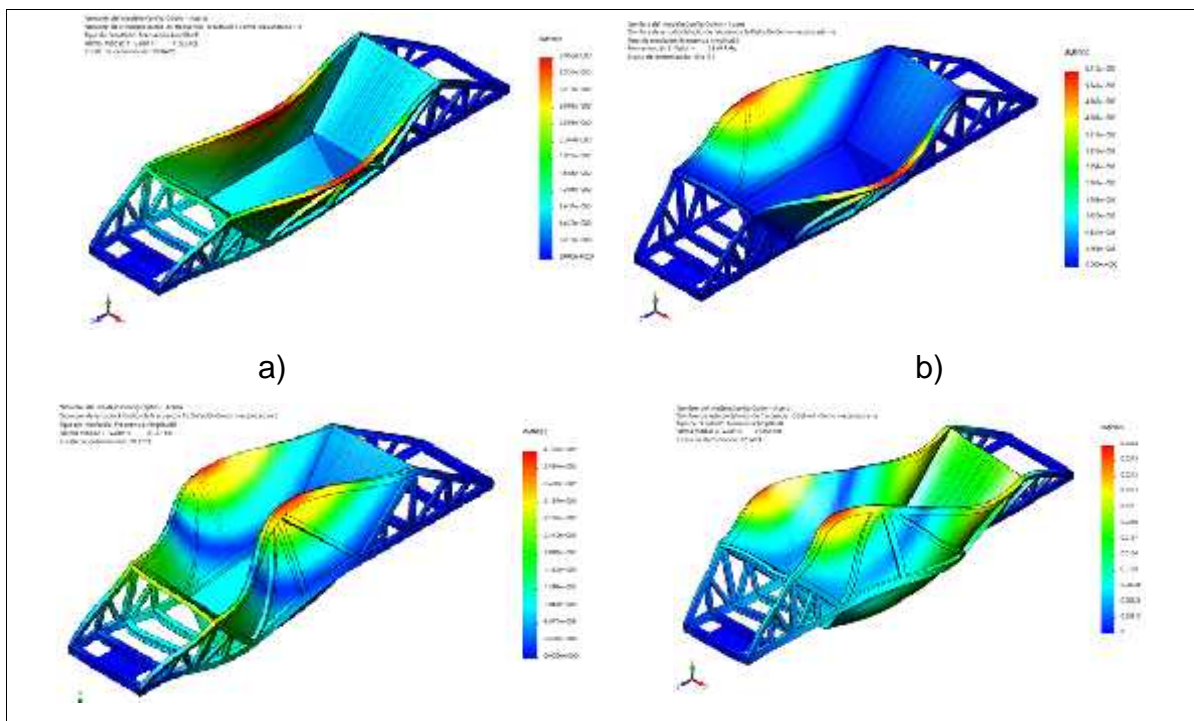
Fuente: Elaboración propia.

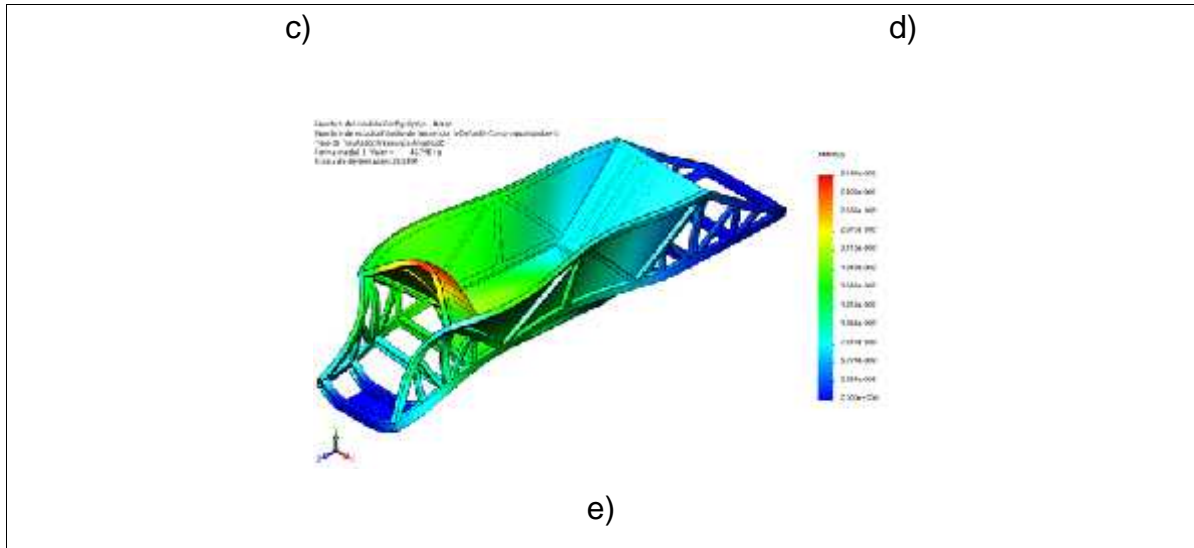
**Tabla N° 18.** Resultados numéricos del análisis de frecuencia (Modos naturales de Vibración).

Nº de Modo	Frecuencia [Hz]	Máxima Amplitud Resultante
1	21.284	0.0581
2	24.141	<b>0.0685</b>
3	36.259	0.0429
4	50.562	0.0432
5	54.654	0.0311

En la tabla N° 18 se observan los resultados numéricos del análisis dinámico de frecuencia de la simulación del modelo actual con acero ASTM A36, la tabla muestra los resultados de frecuencia de acuerdo al número de modo y la máxima amplitud resultante.

**b) Configuración optimizada con material de acero**





**Figura N° 34.** Representación gráfica de simulación dinámica aplicada a la configuración optimizada con material de acero ASTM A36. a) Modo 1, b) Modo 2, c) Modo 3, d) Modo 4 y e) Modo 5.

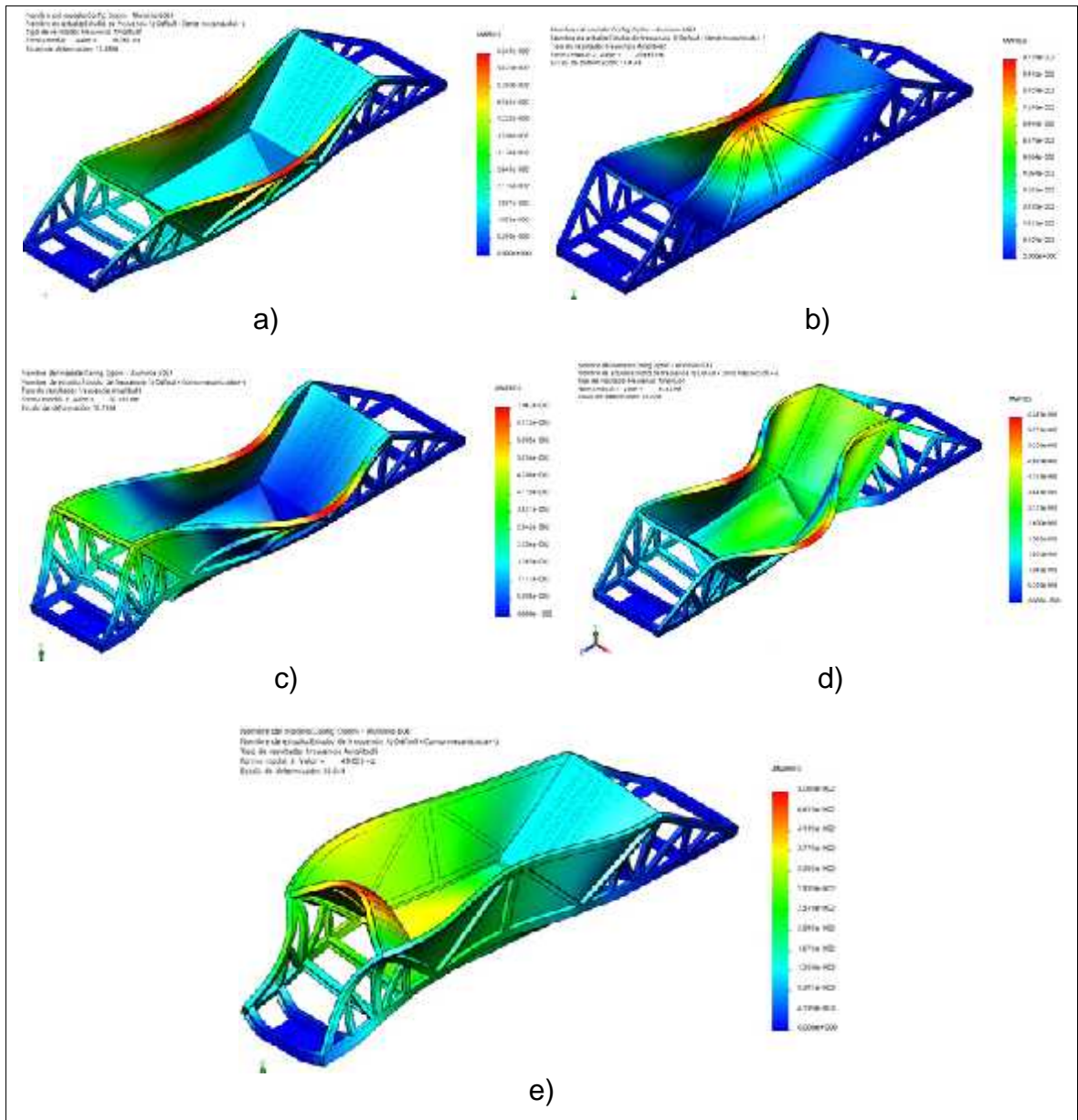
Fuente: Elaboración propia.

**Tabla N° 19.** Resultados numéricos del análisis de frecuencia (Modos naturales de Vibración).

Nº de Modo	Frecuencia [Hz]	Máxima Amplitud Resultante
1	17.273	0.0385
2	25.449	<b>0.0572</b>
3	31.971	0.0418
4	47.657	0.0374
5	48.795	0.0316

En la tabla N° 19 se observan los resultados numéricos del análisis dinámico de frecuencia de la simulación del modelo optimizado con acero ASTM A36, la tabla muestra los resultados de frecuencia de acuerdo al número de modo y la máxima amplitud resultante.

### c) Configuración optimizada con aluminio 6061 T6



**Figura N° 35.** Representación gráfica de simulación dinámica aplicada a la configuración optimizada con aleación de aluminio 6061 T6. a) Modo 1, b) Modo 2, c) Modo 3, d) Modo 4 y e) Modo 5.

Fuente: Elaboración propia

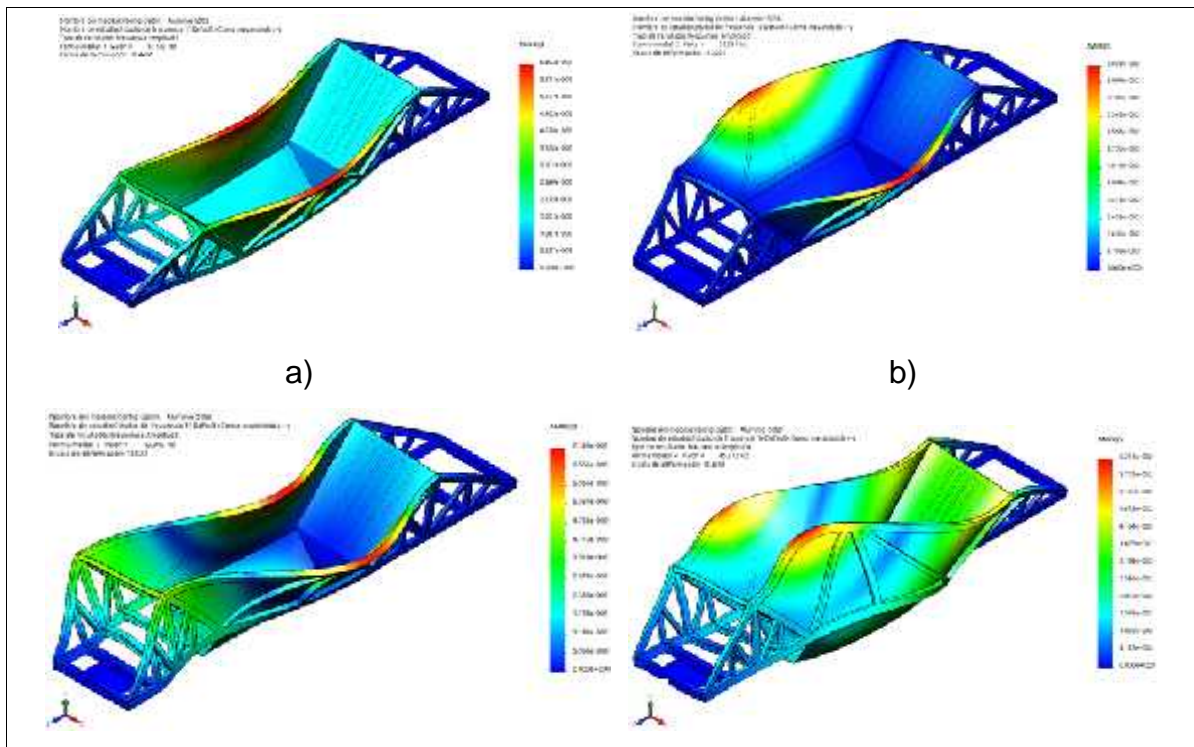


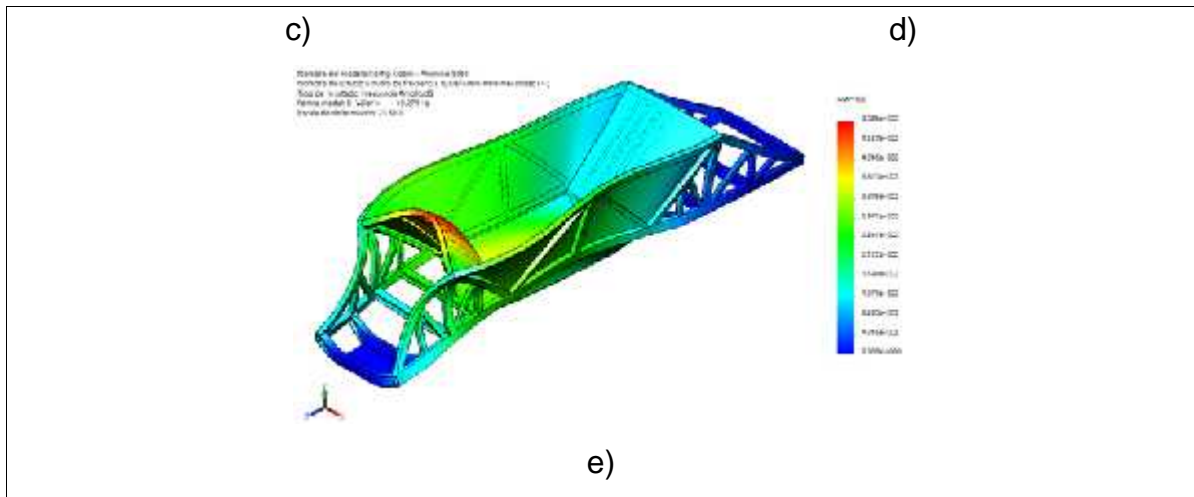
**Tabla N° 20.** Resultados numéricos del análisis de frecuencia (Modos naturales de Vibración).

Nº de Modo	Frecuencia [Hz]	Máxima Amplitud Resultante
1	16.767	0.0635
2	25.665	<b>0.0973</b>
3	32.192	0.0706
4	44.429	0.0624
5	49.023	0.0503

En la tabla N° 20 se observan los resultados numéricos del análisis dinámico de frecuencia de la simulación del modelo optimizado con aleación de aluminio 6061 T6, la tabla muestra los resultados de frecuencia de acuerdo al número de modo y la máxima amplitud resultante.

**d) Configuración optimizada con aluminio 5086 H116**





**Figura N° 36.** Representación gráfica de simulación dinámica aplicada a la configuración optimizada con aleación de aluminio 5086 H116. a) Modo 1, b) Modo 2, c) Modo 3, d) Modo 4 y e) Modo 5.

Fuente: Elaboración propia

**Tabla N° 21.** Resultados numéricos del análisis de frecuencia (Modos naturales de Vibración).

Nº de Modo	Frecuencia [Hz]	Máxima Amplitud Resultante
1	17.139	0.0641
2	26.241	<b>0.0983</b>
3	32.912	0.0715
4	45.312	0.0623
5	49.271	0.0509

En la tabla N° 21 se observan los resultados numéricos del análisis dinámico de frecuencia de la simulación del modelo optimizado con aleación de aluminio 5086 H116, la tabla muestra los resultados de frecuencia de acuerdo al número de modo y la máxima amplitud resultante.

### 3.10. Diseño paramétrico

En este punto se va aplicar la simulación a la tolva, parte del semirremolque tipo bombona, por ser donde se va aplicar el cambio de espesor y material respectivamente, aplicando un 80.5 % del total de la masa distribuida en el semirremolque tipo bombona. La simulación es asistida mediante el programa SolidWorks Simulation.

#### Variables de diseño

- Espesor de la tolva (A)\_ La simulación se realizará combinando los siguientes espesores:

Espesor 1 (A1) : 3.5 mm

Espesor 2 (A2) : 4.5 mm

Espesor 3 (A3) : 6 mm

Espesor 4 (A4) : 8 mm

- Material de la estructura (B)\_ Debido a la aplicación de otro tipo de material, para la simulación se realizará con los siguientes tipos de material:

Acero estructural ASTM A36 (B1).

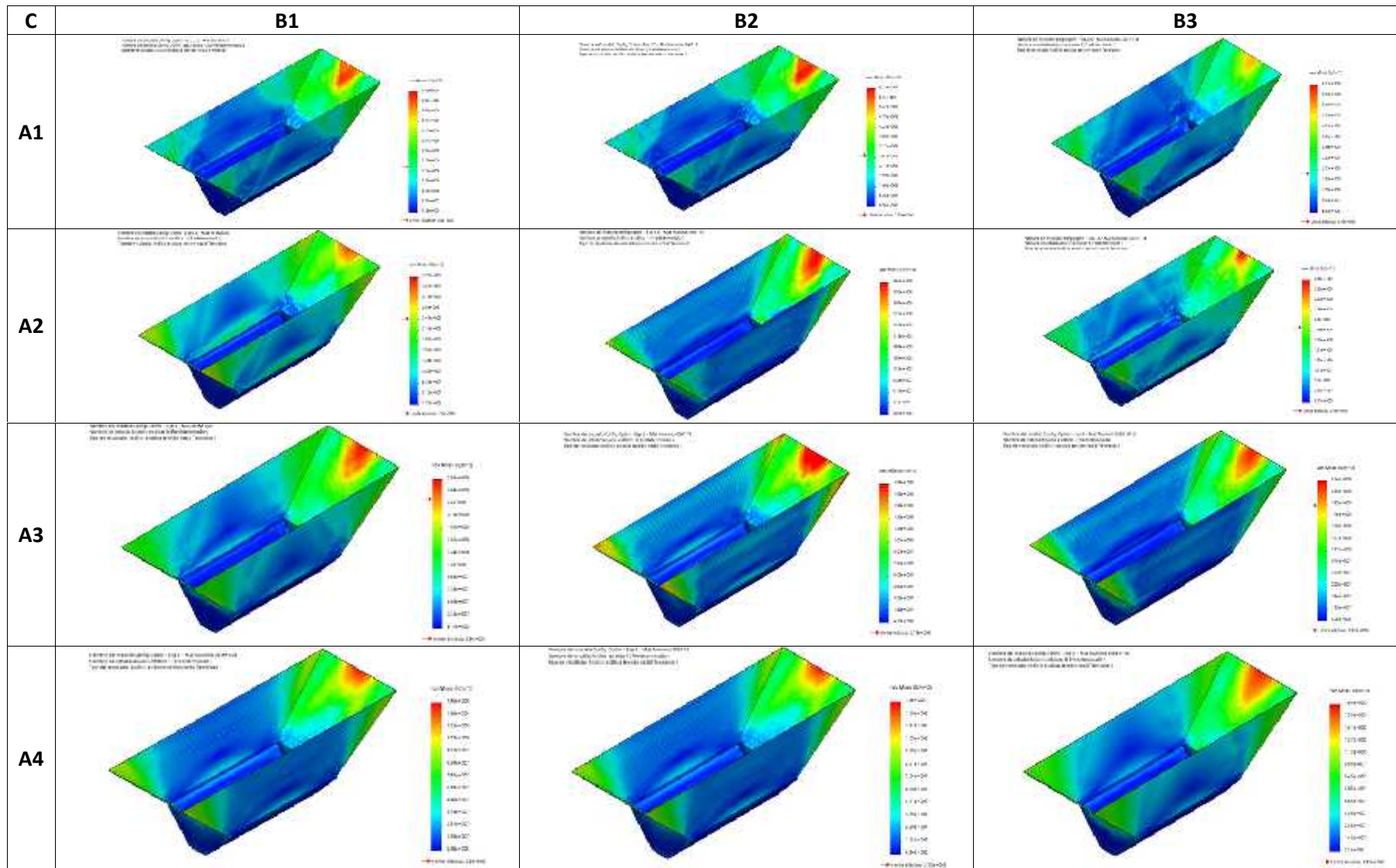
Aleación de aluminio 6061 T6 (B2).

Aleación de aluminio 5086 H116 (B3).

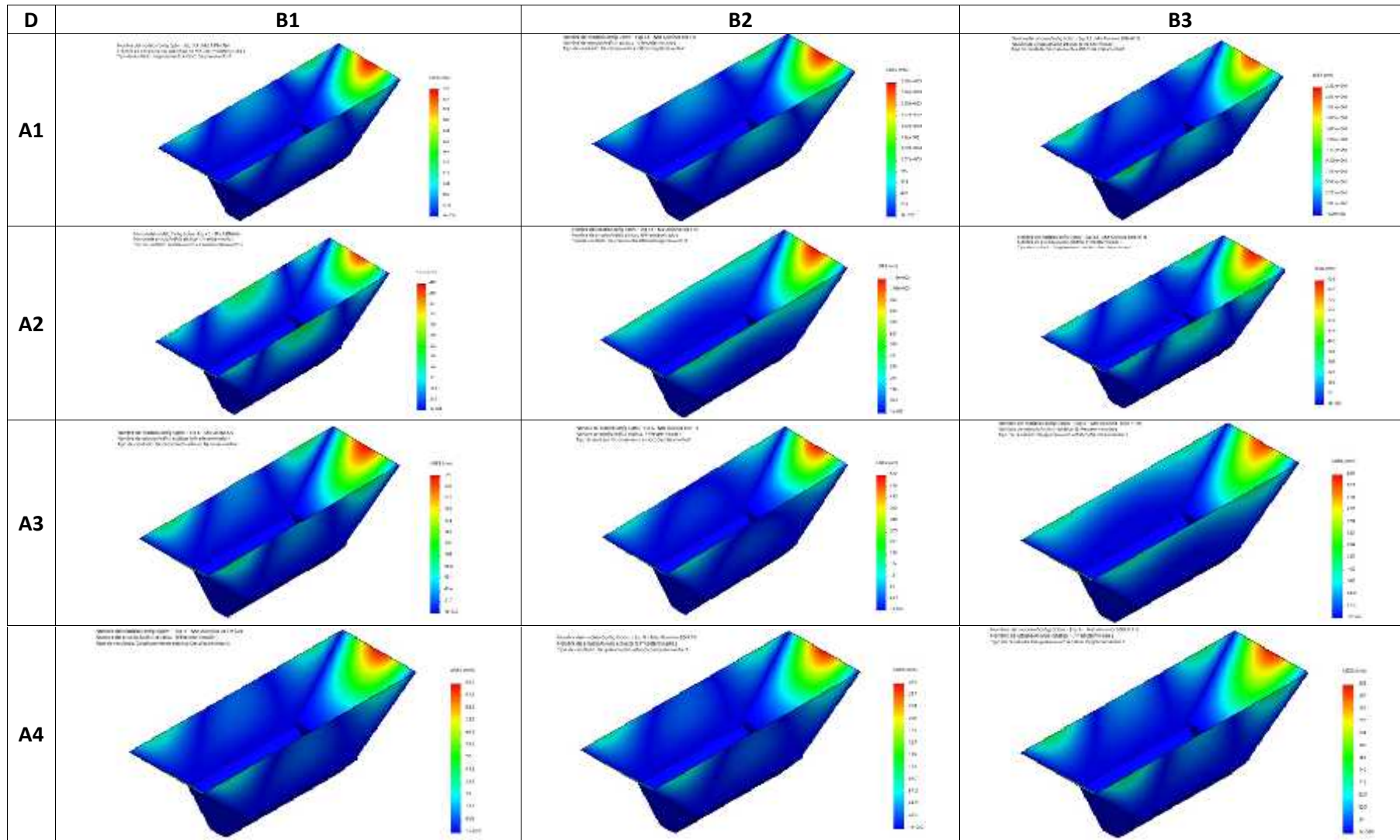
#### Variables de Solución

- Esfuerzos de Von Mises (C).
- Deformación unitaria (D).
- Factor de seguridad global por esfuerzo (E).
- Factor de seguridad global por deformación (F).

Tabla N° 23, Diseño paramétrico para el esfuerzo de Von Mises

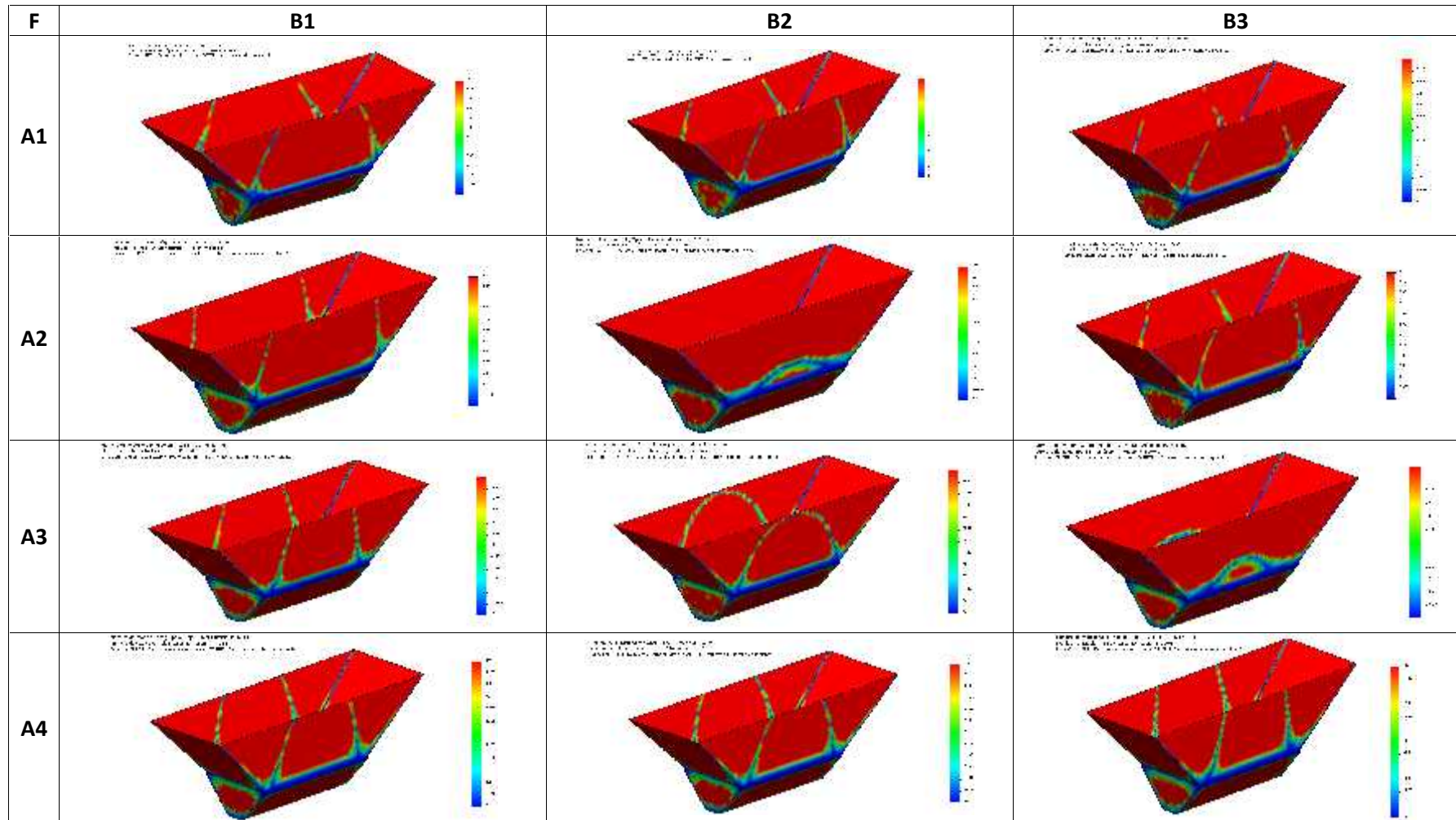


**Tabla N° 24, Diseño paramétrico para deformación unitaria.**



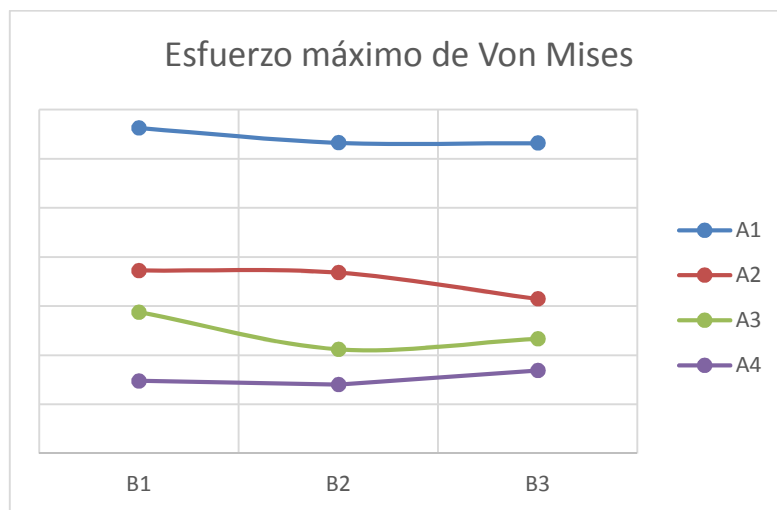
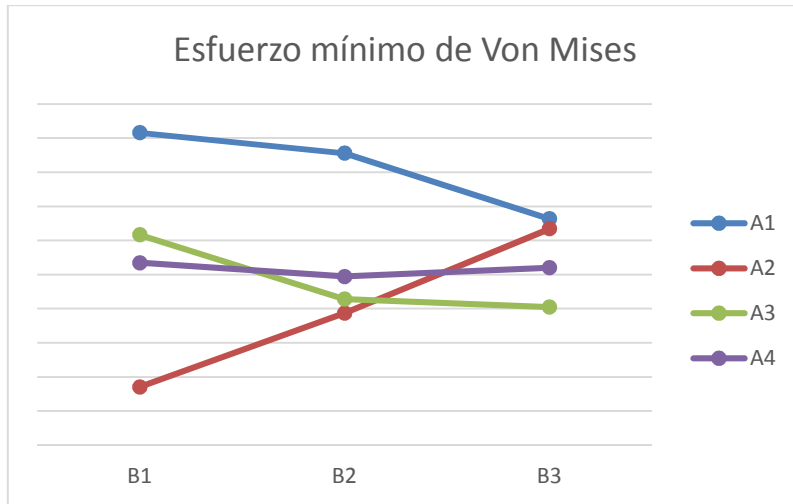


**Tabla N° 26,** Diseño paramétrico para el factor de seguridad global por deformación.



## Diseño paramétrico

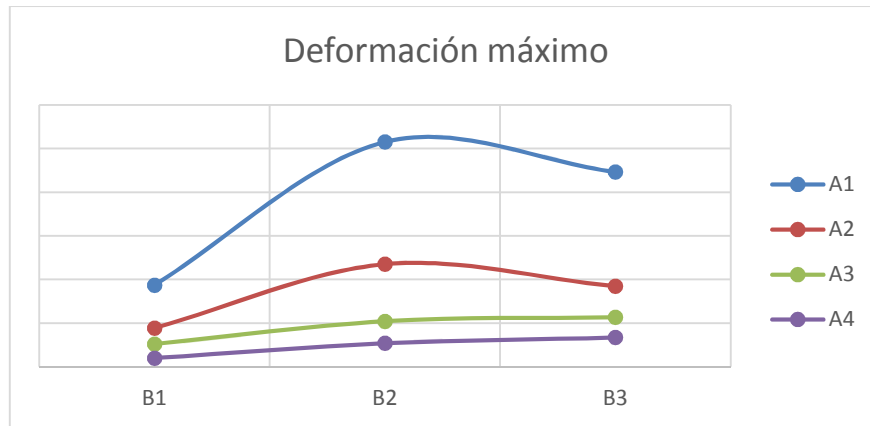
De la tabla N° 23, Diseño paramétrico para el esfuerzo de Von Mises, se tienen los siguientes resultados:



De los gráficos se puede apreciar que el valor del mínimo esfuerzo de von mises pertenece a la variable de espesor 4.5 mm (A2) con un material de aplicación acero estructural ASTM A36 (B1) y un valor del máximo esfuerzo de von mises con la variable de espesor 3.5 mm (A1) con material de aplicación acero estructural ASTM A36.

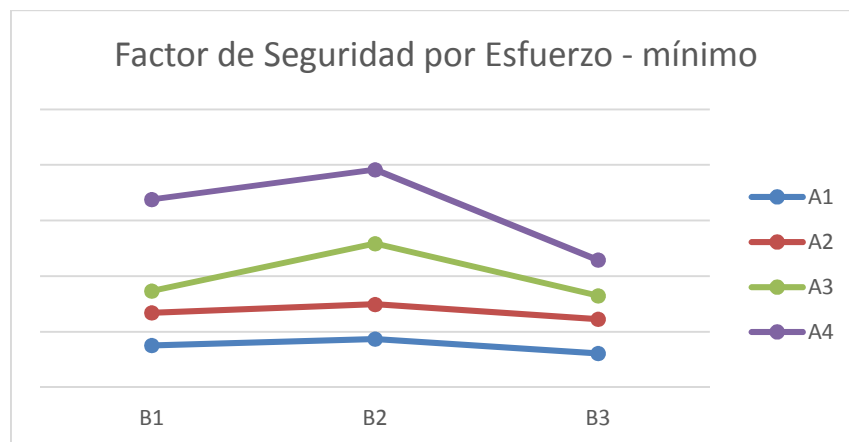


De la tabla N° 24, Diseño paramétrico para la deformación unitaria, se tienen los siguientes resultados:



Del gráfico se puede apreciar que la deformación máxima pertenece a la variable de espesor 3.5 (A1) con material de aplicación de aleación de aluminio 6061 T6 (B2) y que la variable de espesor 8 (A4) con un material de aplicación acero estructural A36 tiene valores de deformación inferiores a las demás variables.

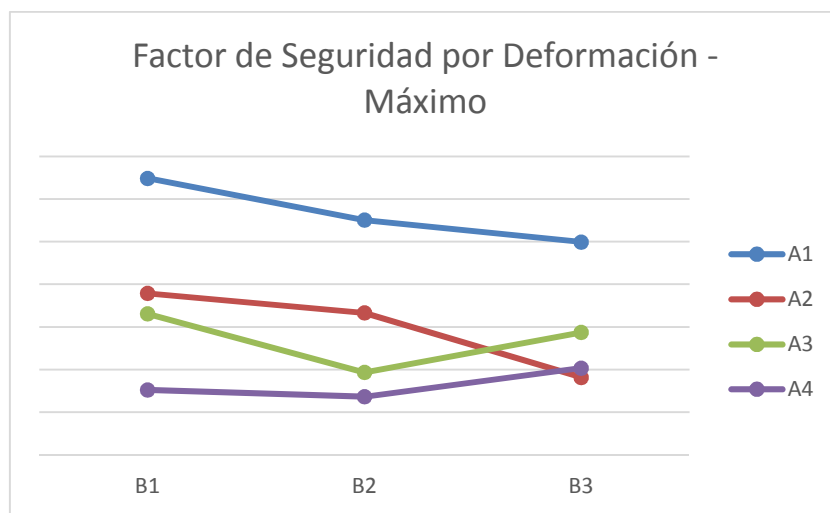
De la tabla N 25, Diseño paramétrico para el factor de seguridad global por esfuerzo, se tiene los siguientes resultados:



Del gráfico se puede apreciar que la variable de espesor 8 mm (A4) con un material de aplicación aleación de aluminio 6061 T6 (B2) tiene un valor superior al resto de las demás variables en cuanto al mínimo factor de

seguridad por esfuerzo y en cambio la variable de espesor 3.5 mm (A1) con un material de aplicación aleación de aluminio 5086 H116 (B3) tiene un valor inferior al resto de variables en cuanto al mínimo factor de seguridad por esfuerzo. Considerando también que el valor promedio pertenece a la variable de espesor 6 mm (A3) con material de aplicación aleación de aluminio 6061 T6 (B2).

De la tabla N° 26, Diseño paramétrico para el factor de seguridad global por deformación, se tienen los siguientes resultados:



Del gráfico se puede apreciar que la variable de espesor 3.5 mm (A1) con una material de aplicación acero estructural ASTM A36 (B1) tiene un valor superior al resto de las demás variables en cuanto al máximo factor de seguridad por deformación y en cambio la variable de espesor 8 mm (A4) con un material de aplicación aleación de aluminio 6061 T6 (B2) tiene un valor inferior al resto de variables en cuanto al máximo factor de seguridad por deformación.

Se considerando entonces que el valor promedio pertenece a la variable de espesor 6 mm (A3) con material de aplicación aleación de aluminio 6061 T6 (B2).

### 3.11. Análisis económico

#### 3.11.1. Análisis de VAN (Valor Actual Neto)

##### a) Costo de materiales de la configuración actual con acero estructural.

Tabla N° 26. Costo de materiales de la estructura de acero

Descripción	Material	UNID	CANTIDAD	Peso [Kg]	Costo Total
Tubo rectangular de 4"x6"x 1/4"	A36	mm	75000	1747,59	\$ 1.083,51
Tubo cuadrado de 4"x4" x 1/4"	A36	mm	5000	91,18	\$ 56,53
Lámina de 1/8"	A36	mm2	11525352,808	271,77	\$ 168,50
Lámina de 3/16"	A36	mm2	18961838,69	670,68	\$ 415,82
Lámina de 1/4"	A36	mm2	2866000,00	135,16	\$ 83,80
Lámina de 3/8"	A36	mm2	4100000,00	290,03	\$ 179,82
Consumibles		unid			
Soldadura- Alambre Mig Mag de 1,0 mm (Rollo)		Kg	3		\$ 75,00
Gas mezcla - Argón + CO2 de 10m3		balón	4		\$ 224,00
			<b>TOTAL</b>	<b>3206,41</b>	<b>\$ 2.286,98</b>

De la tabla N° 26 se puede señalar el costo total de los materiales requeridos para la fabricación de la estructura en material de acero, mencionando su descripción y el tipo de material, las cantidades requeridas, el peso calculado y finalmente su costo total. Siendo el peso total aproximadamente de la estructura de 3206 kilogramos con un costo directo en materiales de aproximadamente \$ 2.286,98 dólares americanos.

**b) Costo de materiales de la configuración optimizada con aleación de aluminio 6061 T6**

**Tabla N° 27.** Costo de materiales de la estructura de aleación de aluminio

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>UNID</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>Peso [kg]</b>	<b>Costo Total</b>
Canal C de 2"x4"x 6mm de espesor	Aleación de aluminio 6061 T6	mm	5780,00	17,18	\$ 98,10
Tubo rectangular de 2"x4"x 6 mm de espesor	Aleación de aluminio 6061 T6	mm	25200,00	24,85	\$ 141,89
Tubo cuadrado de 4"x4" x 6mm de espesor	Aleación de aluminio 6061 T6	mm	24950,00	148,32	\$ 846,91
Tubo rectangular de 4"x6"x 6mm de espesor	Aleación de aluminio 6061 T6	mm	50042,00	379,84	\$ 2.168,89
Tubo rectangular de 4"x8"x 15mm de espesor	Aleación de aluminio 6061 T6	mm	22000,00	455,28	\$ 2.599,65
Lámina de 6mm de 1500 x 3000	Aleación de aluminio 6061 T6	mm2	19458138,6	315,22	\$ 1.799,92
Consumibles		unid			
Soldadura- Alambre Mig Mag para Aluminio (Rollo)		Kg	4		\$ 320,00
Argón de 10m3		balón	6		\$ 480,00
			<b>TOTAL</b>	<b>1340,69</b>	<b>\$ 8.455,35</b>

De la tabla N° 27 se puede señalar el costo total de los materiales requeridos para la fabricación de la estructura en materiales de aleación de aluminio, mencionando su descripción, el tipo de material, las cantidades requeridas medidas según unidad, el peso calculado y finalmente su costo total. Siendo el peso total aproximadamente de 1341 kilogramos con un costo directo en materiales de la estructura aproximadamente \$ 8.455,35 dólares americanos.

### 3.11.2. Cálculo de beneficio / costo

De las tablas nº 26 y 27 se obtienen los valores comparativos de costos de la estructura respectivamente.

**Tabla Nº 28.** Comparación de pesos y costos.

Estructura	Capacidad de carga [Kg]	Costo [dólares]
Acero estructural A36	40 000	\$ 2.286,98
Aleación de aluminio 6061 T6	45 000	\$ 8.455,35
Diferencia entre aleación de aluminio vs acero estructural	+ 5 000	\$ +6.168,37

Se conoce que el costo del transporte de piedra caliza chancada es de 0.12 dólares/kg.

#### a) Beneficio / costo de configuración regular con material de acero

$$n_{viajes} = \frac{E_s}{C_p \times C_t}$$

Donde:

$$n_{viajes} = \text{Numero de viajes}$$

$$C_p = 40000 \text{ Kg}$$

$$C_t = 0.12 \text{ dólares/kg}$$

$$E_s = 2286.98 \text{ dolares}$$

$$n_{viajes} = \frac{2286.98}{40000 \times 0.12}$$

$$n_{viajes} = 0.32 \text{ viajes}$$

$$n_{viajes} \approx 1 \text{ viaje}$$

La cantidad de viajes necesario para cubrir los gastos de inversión de la estructura de acero es 1 viaje.

**b) Beneficio/costo de configuración optimizada con aleación de aluminio 6061 T6**

$$n_{viajes} = \frac{E_s}{C_p \times C_t}$$

Donde:

$n_{viajes}$  = Numero de viajes

$C_p$  = 45000 Kg

$C_t$  = 0.12 dolares/kg

$E_s$  = 8455.35 dolares

$$n_{viajes} = \frac{8455.35}{45000 \times 0.12}$$

$$n_{viajes} = 1.57 \text{ viajes}$$

$$n_{viajes} \cong 2 \text{ viajes}$$

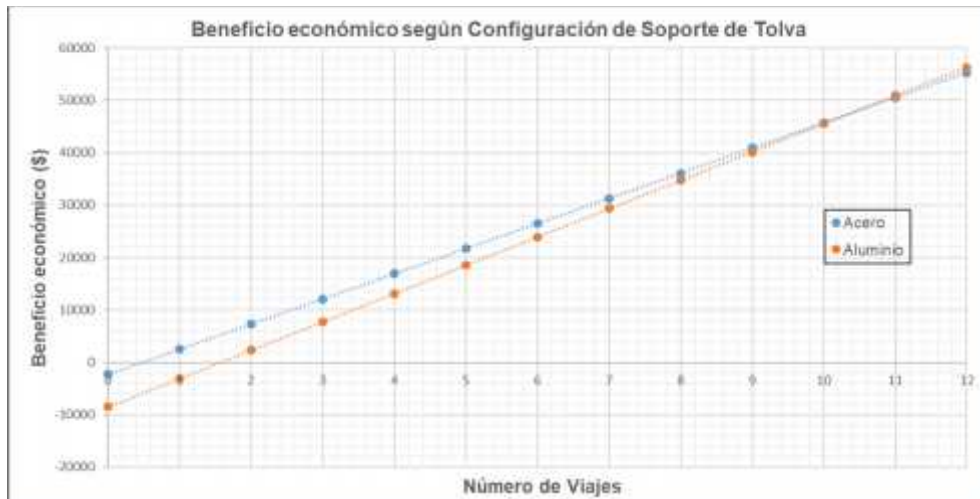
La cantidad de viajes necesario para cubrir los gastos de inversión de la estructura de aleación de aluminio es 2 viaje.

**c) Comparación de beneficio para Configuración Regular y Configuración Optimizada según número de Viajes**

Teniendo en cuenta el beneficio en capacidad de carga de carga configuración y la inversión inicial que se debe realizar para su implementación, se compara el número de viajes dentro de los cuales en la Configuración Optimizada con aleación de aluminio igualará el beneficio de la Configuración Actual:

**Tabla N° 29.** Comparación de beneficio entre Configuración Regular y Optimizada

BENEFICIO SEGÚN CONFIGURACIÓN		
N° Viajes	Acero ASTM A36 (\$)	Aleación de Aluminio 6061 T6 (\$)
0	-2286.98	-8455.35
1	2513.02	-3055.35
2	7313.02	2344.65
3	12113.02	7744.65
4	16913.02	13144.65
5	21713.02	18544.65
6	26513.02	23944.65
7	31313.02	29344.65
8	36113.02	34744.65
9	40913.02	40144.65
10	45713.02	45544.65
11	50513.02	50944.65
12	55313.02	56344.65



**Figura N° 37 –** Comparación del beneficio económico según Configuración de Soporte de Tolva

Fuente: Elaboración propia

Se observará que después de **11 viajes** el beneficio de trabajar con la Configuración Optimizada y una aleación de aluminio 6061 T6 será mayor a la configuración actual con Acero ASTM A36.

# **CAPITULO IV**

## **DISCUSIÓN**



#### **IV. DISCUSIÓN**

La entrevista fue realizada a 7 personas en la empresa Fama Andina S.A.C. para identificar necesidades y posibles mejoras de la estructura actual. De estas entrevistas se desprendieron las especificaciones de ingeniería que restringieron los valores de las variables en el subsiguiente desarrollo de este trabajo de investigación. No existe un equivalente a esta parte de la metodología en trabajos previos de diseño de semirremolques.

Se obtuvieron normas de diseño sobre los materiales y componentes a utilizar en el semirremolque como el tipo de acero, los métodos de sujeción y la soldadura. Se utilizó una guía para el dimensionamiento general del semirremolque según los estándares del Ministerio de Transportes y Comunicaciones del Perú. Estos datos, junto a las necesidades del cliente, definieron las especificaciones de ingeniería para diversos parámetros importantes en el diseño del semirremolque en sus diversas etapas como: diseño conceptual, de configuración y paramétrico. La información obtenida es de mucha utilidad para orientar el diseño de semirremolques en futuras investigaciones en el contexto peruano.

Con la finalidad de seleccionar la estructura óptima del semirremolque tipo bombona se generaron cinco (5) conceptos alternativos de la estructura: tipo “Tijera”, “Howe”, “Pratt”, “Abanico” y “Fink”. Se realizó una matriz de selección de pesos ponderados bajo los criterios de Seguridad, Ergonomía, Fabricación y montaje, Confiabilidad y Costos. Según la puntuación asignada, se obtuvo que la estructura tipo “Pratt” (6.55 puntos) es la más adecuada porque brinda mayor seguridad y confiabilidad. Esta estructura tipo “Pratt” representa un diseño novedoso para los soportes de tolvas de semirremolques en el medio nacional.

Teniendo en cuenta las especificaciones de ingeniería, se determinaron las dimensiones óptimas de la tolva para el transporte de mercancía, obteniendo una base superior de 7 x 2.38 m, base inferior de 3.66 x 1.99 m y una altura de 1.62 m. El procedimiento de diseño brinda la oportunidad de mejorar la configuración de la estructura de la tolva para aumentar la capacidad de carga de 40 toneladas, para la estructura regular, hasta 45 toneladas de mercancía para la estructura optimizada en acero o aleaciones de aluminio. Esta configuración optimizada es más práctico que emplear materiales compuestos para rediseñar los componentes del remolque propuesto debido a que estos últimos son aún poco comerciales (Lucas, 2017).

Se realizaron simulaciones mediante el método del elemento finito aplicado a cuatro casos de configuración: modelo regular para acero ASTM A36, y modelo optimizado para el acero ASTM A36, la aleación de aluminio 6061 T6 y la aleación de aluminio 5086 H116. El mayor esfuerzo se presenta en la configuración actual con 160 MPa. La mayor deformación es de 4.24 mm, lo cual no es significativo en relación al tamaño de la estructura. Se obtuvo que la mejor estructura se basa en configuración optimizada con aleación de aluminio 6061 T6 ya que brinda el mayor factor de seguridad (2.41), 50% mayor al factor de seguridad del modelo actual con acero ASTM A36.

De los cinco modos de falla analizados para cada una de las cuatro configuraciones, se obtiene que, para los cuatro primeros modos de falla, las caras laterales de la tolva son las zonas más afectadas. Para el modo de falla N° 5, la mayor deformación se presentaría en la cara frontal de la tolva. Por tanto, se debe tener especial cuidado en la fabricación de estas partes puesto que están sujetas a mayores cargas dinámicas.

Se necesita una inversión de \$ 2.286,98 para la configuración actual empleando acero ASTM A36 para transportar 40 000 kg de mercancía. En

cambio, con la configuración optimizada se necesita una inversión de \$ 8.455,35 empleando aleación de aluminio 6061 T6 para transportar 45 000 kg de mercancía. A pesar de que la diferencia en la inversión inicial no favorece a la aleación de Aluminio 6061-T6, el tiempo de recuperación de la inversión para este caso es de 2 viajes, y superará el beneficio económico a futuro de la configuración actual luego de 11 viajes realizados. Es decir, la configuración optimizada es más rentable que la configuración actual en un corto período de tiempo.

En los últimos meses del desarrollo del presente trabajo, se logró tomar datos reales de un semirremolque tipo bombona fabricado por la empresa Fama Andina SAC según la configuración propuesta. Los resultados comprueban que el comportamiento dinámico de la estructura se asemeja a las deformaciones de la cara de la tolva y las vigas frontales de la estructura del semirremolque obtenidas en el Modo N° 5 del análisis de frecuencias para la configuración optimizada empleando aleación de aluminio 6061 T6. Los resultados reales se observan en las Figura N° 38 y 39.



**Figura N° 38** – Viga frontal deformada de la estructura de la tolva  
Fuente: Propia



**Figura N° 39** – Cara frontal deformada de la tolva  
Fuente: Propia

# **CAPITULO V**

# **CONCLUSIONES**

## V. CONCLUSIONES

Luego de discutidos los resultados obtenidos se llegó a las siguientes conclusiones:

La fase de determinación de necesidades de la empresa mediante aplicación y análisis de entrevistas permitió elaborar consideraciones iniciales de diseño de ingeniería que limitaron adecuadamente el posterior trabajo de investigación. No se encontró trabajos similares al presente que contengan este paso de diseño.

Las normas y estándares recopilados, junto a las necesidades del cliente, permitieron definir las especificaciones de ingeniería para las posteriores etapas del diseño. Esta información es de mucha utilidad para orientar el diseño de semirremolques en futuras investigaciones en el contexto peruano.

De los cinco conceptos alternativos generados, la estructura tipo Pratt fue la seleccionada a través de la matriz de criterios ponderados, debido a que brinda mayor seguridad y confiabilidad. El uso de esta estructura es novedoso para los soportes de tolvas de semirremolques.

Se incrementó la capacidad de carga de la configuración actual de 40 000 kg hasta 45 000 kg para la configuración optimizada. Esta configuración brinda la posibilidad de emplear materiales más livianos como aleaciones de aluminio 6061 T6 o 5086 H116, lo cual es ventajoso para disminuir el consumo de combustible y desgaste de neumáticos.

Se obtiene que la mejor estructura se basa en configuración optimizada empleando aleación de aluminio 6061 T6 ya que brinda el mayor factor de seguridad, superior al brindado por la configuración actual con acero ASTM A36. Además, brinda adecuadas condiciones estructurales para soportar los esfuerzos ocasionados por la mercancía.

Se debe tener especial cuidado en la fabricación de las caras laterales y frontal de la tolva, según los resultados obtenidos del análisis de frecuencias. Esto se logró comprobar con datos reales de un semirremolque tipo bombona, cuyas deformaciones se asemejan a las obtenidas en el análisis de frecuencias para el Modo natural N° 5.

Aunque la inversión es mayor para la configuración optimizada con aleación de aluminio 6061 T6, la recuperación de la inversión para esta estructura es de 2 viajes. Esta estructura supera incluso el beneficio percibido por la configuración actual luego de 11 viajes realizados, obteniéndose una mayor rentabilidad en el corto plazo.

Se verifico en las últimas instancias de este trabajo que las fallas por fatiga reales coinciden con las predicciones del modo de falla No 5 del Análisis Modal de la estructura seleccionada. Esto verifica la confiabilidad y profesionalismo de este trabajo.

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **Urbán Brotóns, Pascual. 2009.** Construcción de estructuras metálicas, 4ta edición.
- **Mike Byrnes and Associates, Inc. 2005.** Bumper to Bumper. La guía completa para operaciones de autotransporte de carga.
- **Normas Legales. 2006.** Clasificación vehicular y estandarización de características registrables vehiculares. Resolución Directoral N° 4848-2006-MTC/15.
- **Ccarita Cruz, Fredy A. 2011.** Sistemas estructurales. Diseño estructural de silos.
- **R. C. Hibbeler. 2012.** Análisis estructural. Octava edición.
- **William F. Riley. 2004.** Ingeniería Mecánica - Estática
- **Steven R. Schmid. 2002.** Manufactura ingeniería y manufactura. Cuarta edición.
- **Gil Mur, Francisco Javier. 2007.** Aleaciones ligeras. Cuarta edición.
- **Díaz Godinez, Saul. 2015.** Diseño de estructura para arquitectos.
- **Pérez Rodríguez, Marta. 2009.** Diseño y cálculo de la estructura metálica y de la cimentación de una nave industrial.
- **Ferdinand P. Beer. 2001.** Mecánica de materiales. Tercera edición.
- **Cascajosa, Manuel. 2005.** Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos. Segunda edición.

## VII. ANEXOS

**Anexo 1.** Suspensión Neumática, marca Watson y Chalin.



**Suspensiones neumáticas  
para remolques:  
Manual de Instalación**

Tipo de suspensión que se usa para el ensamblaje del semirremolque tipo bombona.




**Anexo 2. Normas Legales, 2006**

AÑO DE LA  
CONSOLIDACIÓN  
DEMOCRÁTICA

**El Peruano**  
BOLETÍN OFICIAL

FUNDADO  
EN 1825 POR  
EL LIBERTADOR  
SIMÓN BOLÍVAR

Lima, Jueves 24 de agosto de 2006



*Ministerio de Transportes y Comunicaciones*

Directiva N° 002-2006-MTC/15

**Clasificación Vehicular y  
Estandarización de Características  
Registrables Vehiculares**

Resolución Directoral  
N° 4848-2006-MTC/15

**2006**

**NORMAS LEGALES**

**SEPARATA ESPECIAL**

**Anexo 3.** Propiedades de Acero Estructural ASTM A36. Fuente: Norma Europea

Composición química - ASTM A36

<b>Elementos</b>	<b>%</b>
Carbono (C)	0.25 - 0.29
Cobre (Cu)	0.2
Hierro (Fe)	98
Manganeso (Mn)	1.03
Fósforo (P)	<= 0.04
Silicio (Si)	0.28
Azufre (S)	<= 0.05

Algunas propiedades mecánicas - ASTM A36

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Densidad, g/cm <sup>3</sup>	7.85
Resistencia a la tracción, Mpa	400 - 552
Límite de Fluencia, MPa	250
Módulo de Young, MPa	200 000
Módulo de Cortante, MPa	79 300
Coeficiente de Poisson	0.26
Elongación, %	18
Dureza Rockwell B	67 - 83
Dureza Brinell	119 - 159

**Anexo 4.** Propiedades de Aleación de aluminio 5086. Fuente: Norma Europea – Alcoa

**Extruded rod/bar**

Temper	Dimensions mm		R <sub>0.2</sub> MPa		R <sub>0.01</sub> MPa		A %	A50 mm %	HBW Typical value
	D	S	min.	max.	min.	max.	min.		
F, H112	< 250	< 250	240	-	95	-	12	10	65
O, H111	< 200	< 200	240	320	95	-	18	15	65

**Extruded tube**

Temper	Wall thickness t mm	R <sub>0.2</sub> MPa		R <sub>0.01</sub> MPa		A %	A50 mm %	HBW Typical value
		min.	max.	min.	max.	min.		
F, H112	all	240	-	95	-	12	10	65
O, H111	all	240	320	95	-	18	15	65

**Extruded profile**

Temper	Wall thickness t mm	R <sub>0.2</sub> MPa		R <sub>0.01</sub> MPa		A %	A50 mm %	HBW Typical value
		min.	max.	min.	max.	min.		
F, H112	all	240	-	95	-	12	10	65

**Anexo 5.** Propiedades de Aleación de aluminio 6061. Fuente: Norma Europea – Alcoa

**Extruded rod/bar**

Temper	Dimensions mm		$\sigma_{0.2}$ MPa				A %	A50 mm %	HBW Typical value
	D	S	min.	max.	min.	max.	min.	min.	
O, H111	<200	<200	-	150	-	110	16	14	30
T4	<200	<200	180	-	110	-	15	13	65
T6	<200	<200	260	-	240	-	8	6	95

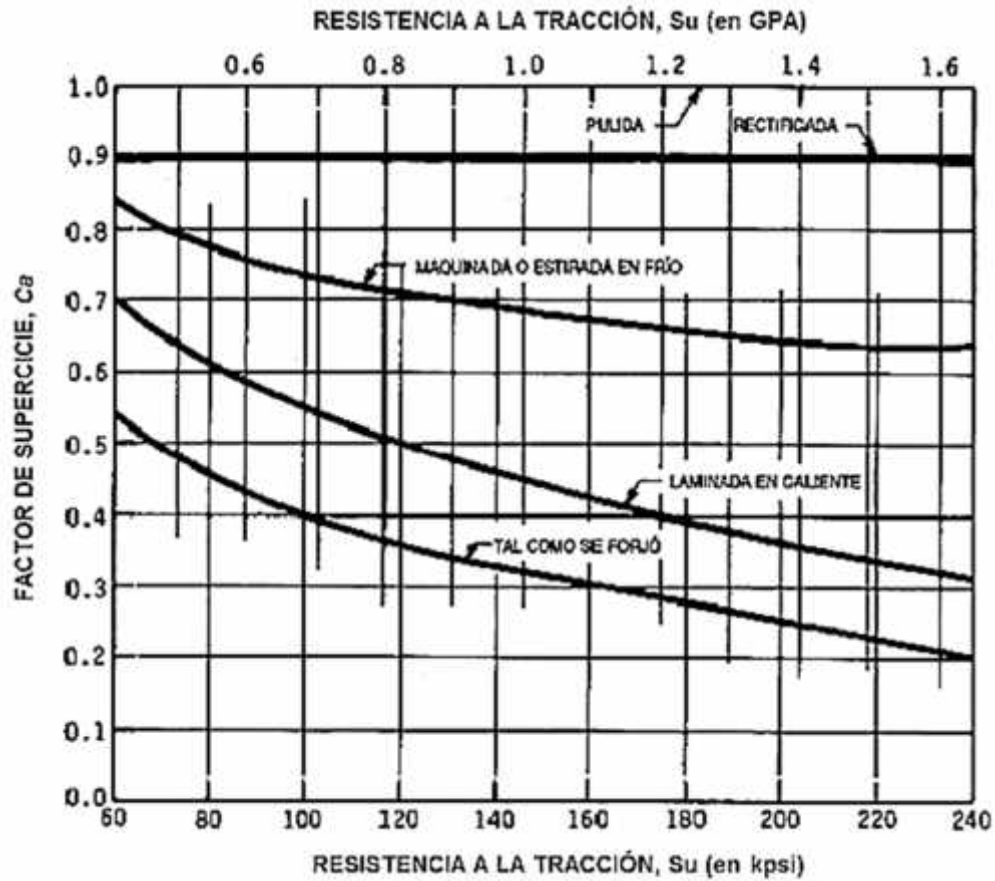
**Extruded tube**

Temper	Wall thickness t mm	$\sigma_{0.2}$ MPa				A %	A50 mm %	HBW Typical value
		min.	max.	min.	max.	min.	min.	
O, H111	< 25	-	150	-	110	16	14	30
T4	< 25	180	-	110	-	15	13	65
T6	< 5	260	-	240	-	8	6	95
	5 < t < 25	260	-	240	-	10	8	95

**Extruded profile**

Temper	Wall thickness t mm	$\sigma_{0.2}$ MPa				A %	A50 mm %	HBW Typical value
		min.	max.	min.	max.	min.	min.	
T4	< 25	180	-	110	-	15	13	65
T6	< 5	260	-	240	-	9	7	95
	5 < t < 25	260	-	240	-	10	8	95

**Anexo 6.** Diagrama de acabado superficial, para encontrar el coeficiente por acabado superficial.

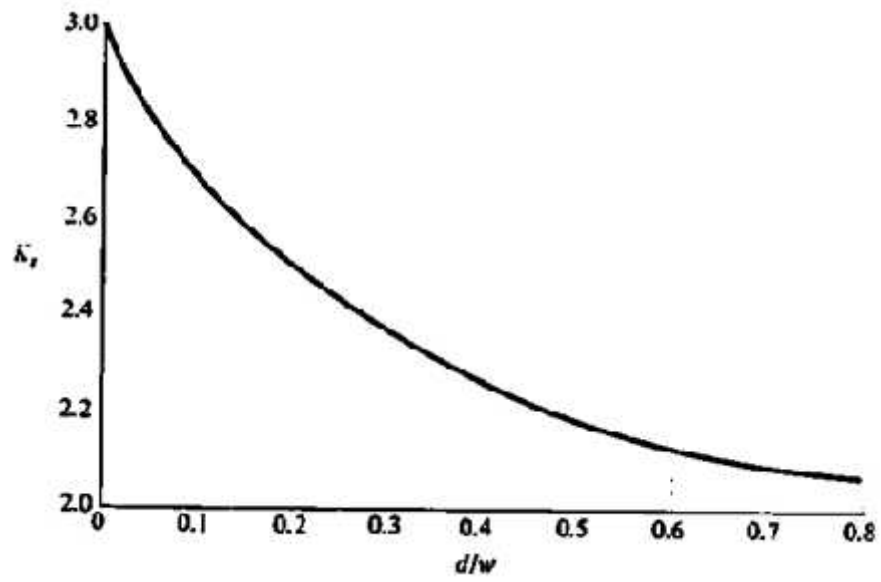


**Anexo 7.** Datos según una distribución normal, para encontrar el factor de confiabilidad.

<b>Confiabilidad</b>	<b>Factor de confiabilidad Kc</b>
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.62
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

**Anexo 8.** Diagrama para encontrar el factor de concentración de tensiones teórico.

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teóricos  $K_t$ .



**Anexo 9.** Diagrama para encontrar el factor de sensibilidad a las ranuras.

