

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**“Modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas  
de capacidad para el transporte de barras de construcción”**

**Tesis para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR:**

Bach. Siccha Machado, Geovani Eliseo

**ASESOR:**

Msc. Ing. Risco Ojeda, Rusber Alberto

COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X

**NUEVO CHIMBOTE – PERU**

**2023**

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

El presente informe de tesis titulado:

**“MODELACIÓN DE UN VAGÓN DE TRANSFERENCIA DE 80 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA EL TRANSPORTE DE BARRAS DE CONSTRUCCIÓN”**, elaborado por el bachiller.

**SICCHA MACHADO GEOVANI ELISEO**

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, ha constado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X

DNI: 32903454

**ASESOR**

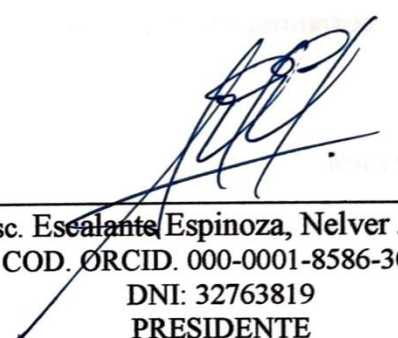
**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR**

El presente informe de tesis titulado:

**“MODELACIÓN DE UN VAGÓN DE TRANSFERENCIA DE 80 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA EL TRANSPORTE DE BARRAS DE CONSTRUCCIÓN”,** elaborado por el bachiller.


**SICCHA MACHADO GEOVANI ELISEO**

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.



---

Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier  
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021  
DNI: 32763819  
PRESIDENTE



---

Msc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos  
COD. ORCID. 0000-0002-9447-2257  
DNI: 32977058  
SECRETARIO



---

Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X  
DNI: 32903454  
INTEGRANTE

## ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS


A los diez días del mes de noviembre del año dos mil veintitrés, siendo las 10:30 a.m., el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 528-2023-UNS-CFI, integrado por los docentes: **Msc. Nelder Javier Escalante Espinoza (Presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (Secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)** y de expedito según Resolución Decanal N° 786-2023-UNS-FI, y en concordancia a lo dispuesto en Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, el Jurado Evaluador, titular, da inicio a la sustentación de la Tesis: **“MODELACIÓN DE UN VAGÓN DE TRANSFERENCIA DE 80 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA EL TRANSPORTE DE BARRAS DE CONSTRUCCIÓN”**, perteneciente al bachiller **SICCHA MACHADO GEOVANI ELISEO**, con código de matrícula N°0201116028, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N° 131-2020-UNS-FI.


El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:


BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
SICCHA MACHADO GEOVANI ELISEO	17	BUENO

Siendo las 11:00 a.m. del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, noviembre 10 de 2023

  
Msc. Nelder Javier Escalante Espinoza  
PRESIDENTE

  
Msc. Luis Carlos Calderon Rodriguez  
SECRETARIO

  
Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda  
INTEGRANTE



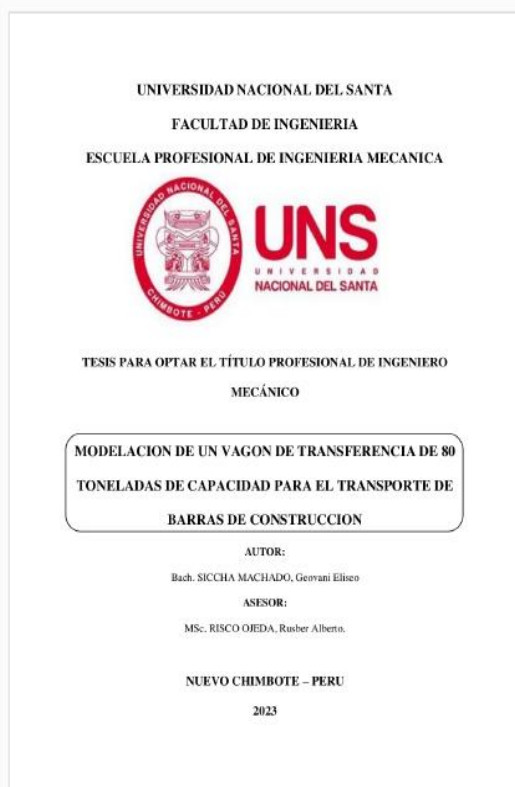


## Digital Receipt

This receipt acknowledges that Turnitin received your paper. Below you will find the receipt information regarding your submission.

The first page of your submissions is displayed below.

Submission author: GEOVANI ELISEO SICCHA MACHADO  
Assignment title: TESIS FINAL  
Submission title: MODELACIÓN DE UN VAGÓN DE TRANSFERENCIA  
File name: IFT\_Siccha\_Machado\_Ok.pdf  
File size: 11.54M  
Page count: 227  
Word count: 34,965  
Character count: 184,453  
Submission date: 24-Nov-2023 11:46AM (UTC-0500)  
Submission ID: 2237498058



# MODELACIÓN DE UN VAGÓN DE TRANSFERENCIA

## INFORME DE ORIGINALIDAD

<b>18%</b>	<b>17%</b>	<b>1%</b>	<b>7%</b>
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

<b>1</b>	<b>dspace.ups.edu.ec</b> Fuente de Internet	<b>5%</b>
<b>2</b>	<b>repositorio.uns.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>2%</b>
<b>3</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>4</b>	<b>dspace.unitru.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>5</b>	<b>repositorio.ujcm.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>6</b>	<b>archive.org</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>7</b>	<b>Submitted to Universidad Técnica Nacional de Costa Rica</b> Trabajo del estudiante	<b>1%</b>
<b>8</b>	<b>docplayer.es</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>
<b>9</b>	<b>repositorio.continental.edu.pe</b> Fuente de Internet	

## **DEDICATORIA**

A mis padres Cipriano Siccha Segura y Sulema Machado Velásquez por ser quienes me brindaron su apoyo incondicional en todas las etapas de mi vida. Y en especial en esta, que lo dieron todo para que esto sea posible.

A mis hermanas y hermano que siempre me apoyan y brindan su comprensión. Y como no mencionar a mis sobrinos, espero poder ser una fuente de inspiración para que logren sus metas.

A todos mis amigos, profesores y todas las personas que de una u otra forma hicieron que todo esto sea posible.

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por guiarme y acompañarme cada paso de mi vida dándome las fuerzas para continuar y poder cumplir todos mis objetivos y metas propuestas.

A mis padres, hermanos y sobrinos quienes me apoyaron en cada momento para lograr culminar esta etapa tan bonita como es la universidad.

A todos y cada de los integrantes de la dirección técnica de Gerledom S.A.C por su apoyo a la hora de realizar este proyecto y sus consejos totalmente desinteresados, así como toda la información que han puesto en mis manos y el conocimiento que se me ha permitido conocer.

A mi asesor de escuela Rusber Risco quien tan amablemente me apoyo en todo el desarrollo de este proceso, brindándome el apoyo incondicional con su conocimiento no solo para este proyecto si no para mi vida profesional.

Y como no, quiero agradecer y dedicar este proyecto a toda la gente que a lo largo de la carrera ha estado a mi lado. A los que me soportan habitualmente y a los que me han soportado. De manera muy especial a mi familia de padre y madre, porque ellos han estado siempre para recordarme que no debía abandonar mis sueños.

A todos, infinidades de gracias.



## INDICE GENERAL

RESUMEN .....	i
ABSTRACT.....	ii
CAPITULO I .....	1
INTRODUCCION .....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	3
1.2. FORMULACION DEL PROBLEMA.....	5
1.3. OBJETIVOS .....	5
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	5
1.3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	5
1.4. FORMULACION DE LA HIPOTESIS.....	5
1.5. JUSTIFICACION .....	6
1.5.1 TEORICA .....	6
1.5.2 ECONOMICA .....	6
1.5.3 AMBIENTAL .....	6
1.5.4 INSTITUCIONAL .....	7
1.6. LIMITACIONES DE TRABAJO .....	7
CAPITULO II.....	8
MARCO TEORICO.....	8
2.1. GENERALIDADES DE DISEÑO VAGON DE TRANSFERENCIA.....	8
2.1.1 PARTES PRINCIPALES DE VAGONES DE TRANSFERENCIA.....	8
2.1.2 METODOS DE TRANSPORTE DE LAS BARRAS DE CONSTRUCCION.....	9
2.1.3 TIPOS DE CARROS TRANSFERIDORES (VAGON) .....	13
2.1.4 REQUISITOS TECNICOS PARA VAGON DE TRANSFERENCIA.....	15
2.1.5 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA .....	16
2.1.6 SEGURIDAD EN EL TRANSPORTE.....	17
2.2. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA .....	17
2.2.1 FASES DEL PROCESO DE DISEÑO.....	17
2.2.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO .....	19
2.2.3 ASPECTO ECONOMICO.....	20
2.2.4 INCERTIDUMBRE.....	21
2.2.5 FACTOR DE DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD.....	21
2.2.6 CONFIABILIDAD .....	22

2.3. ANALISIS DE CARGA Y ESFUERZO .....	22
2.3.1 TIPOS DE CARGAS .....	22
2.3.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE .....	23
2.3.3 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE .....	23
2.3.4 ESFUERZO .....	25
2.3.5 FLEXION.....	26
2.3.6 TORSION .....	27
2.3.7 CONCENTRACION DE ESFUERZO .....	27
2.3.8 TEORIA DE FALLOS.....	27
2.4. SIMULACION CON SOLIDWORKS .....	28
2.4.1 M.E.F CON SOLIDWORKS SIMULATIONS.....	28
2.4.2 METODO DE SIMULACION CON ELEMENTOS FINITOS.....	29
2.4.3 SOFTWARE DE SIMULACION.....	31
2.4.4 PASOS PARA EL USO DEL SOLIDWORKS SIMULACION.....	31
CAPITULO III.....	36
MATERIALES Y METODOS .....	36
3.1. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION .....	36
3.1.1 TIPO DE ESTUDIO .....	36
3.1.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACION .....	36
3.1.3 PROCEDIMIENTO PARA LA INVESTIGACION .....	37
3.1.4 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES .....	37
3.1.5 POBLACION.....	40
3.1.6 MUESTRAS SELECCIONADAS .....	43
3.1.7 VARIABLES DE ESTUDIO .....	43
3.1.8 PROPUESTA APLICADA.....	43
3.2. METODOS .....	43
3.3. TECNICA .....	43
3.4. MEDIOS Y MATERIALES .....	44
CAPITULO IV.....	45
CALCULOS .....	45
4.1. PARAMETROS DE DISEÑO.....	45
4.1.1 BARRA DE CONSTRUCCIÓN NTP 341.031 G60 .....	45
4.1.2 DIMENSIONES REQUERIDAS PARA LA PLATAFORMA.....	46

4.1.3	REQUERIMIENTOS ESTRUCTURALES .....	47
4.2.	DEFINICION DEL PROTOTIPO .....	48
4.3.	ANALISIS MATEMATICO PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS CRITICOS ....	49
4.3.1	ANÁLISIS DE CARGA PARA DISEÑO .....	50
4.3.2	DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS DE TRAVESAÑOS .....	50
4.3.3	DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS DE VIGA PRINCIPAL.....	64
4.3.4	CÁLCULO DE BARANDAS LATERALES.....	76
4.3.5	CÁLCULO DE UNIONES SOLDABLES.....	86
4.3.6	DIMENSIONAMIENTO DE RUEDAS .....	92
4.3.7	DIMENSIONAMIENTO DE EJES Y ARBOLES.....	96
4.3.8	SELECCIÓN Y CÁLCULO DE RODAMIENTO.....	112
4.3.9	CALCULO Y SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR.....	115
4.4.	DISEÑO Y SIMULACION POR SOLIDWORKS SIMULATIONS .....	119
4.4.1	CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE VIGA TRASVERSAL .....	120
4.4.2	CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE VIGA PRINCIPAL .....	133
4.4.3	CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE BARANDAS LATERALES .....	139
4.4.4	CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE RUEDA .....	142
4.4.5	CALCULO DE ELEMENTO DE VAGON DE TRANSFERENCIA DE ESTRUCTURA GENERAL.....	146
4.5.	VARIACION COSTO Y TIEMPO DEL DISEÑO .....	148
CAPITULO V .....		149
RESULTADOS Y DISCUSION .....		149
5.1.	RESULTADOS.....	149
5.1.1	PARÁMETROS TÉCNICOS DE DISEÑO DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA 80 TONELADAS.....	149
5.1.2	PARÁMETROS TÉCNICOS DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA EXISTENTE EN ALMACEN PT-14 .....	150
5.1.3	RESULTADOS OBTENIDOS POR CÁLCULOS ANALÍTICOS DE LOS SUBSISTEMAS CRÍTICOS .....	151
5.1.4	RESULTADOS OBTENIDOS POR SOLIDWORKS SIMULATIONS DE LOS ELEMENTOS CRÍTICOS.....	158
5.2.	DISCUSION .....	159
CAPITULO VI.....		163
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		163

6.1. CONCLUSIONES .....	163
6.2. RECOMENDACIONES .....	166
CAPITULO VII .....	167
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	167
CAPITULO VIII.....	169
ANEXOS .....	169



## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> <i>Partes Principales de Vagon de transferencia.</i> .....	9
<b>Figura 2.</b> <i>Buques multipropósito – Muelle N°3 – SiderPeru</i> .....	10
<b>Figura 3.</b> <i>Plataforma 40 Tn – Planta Laminación largos - SiderPeru</i> .....	11
<b>Figura 4.</b> <i>Camión tráiler abierto- forma de traslado.</i> .....	12
<b>Figura 5.</b> <i>Carro transferidor a batería 30 Tn– Empresa PERFT.</i> .....	13
<b>Figura 6.</b> <i>Vagón de transferencia de baterías</i> .....	13
<b>Figura 7.</b> <i>Vagón de transferencia con tambor de cable</i> .....	14
<b>Figura 8.</b> <i>Vagón accionado por rieles eléctricos</i> .....	15
<b>Figura 9.</b> <i>Fases del proceso del diseño</i> .....	19
<b>Figura 10.</b> <i>Viga simplemente apoyada con carga V y M</i> .....	24
<b>Figura 11.</b> <i>Signos de la flexión y el cortante</i> .....	24
<b>Figura 12.</b> <i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector</i> .....	25
<b>Figura 13.</b> <i>Cargas distribuidas sobre una viga</i> .....	25
<b>Figura 14.</b> <i>a) Esfuerzo Tridimensional b) Esfuerzo bidimensional</i> .....	26
<b>Figura 15.</b> <i>Viga en voladizo con carga</i> .....	29
<b>Figura 16.</b> <i>Método de mallado</i> .....	30
<b>Figura 17.</b> <i>Interfaz para Selección de Material</i> .....	32
<b>Figura 18.</b> <i>Tipos de Sujeciones y Fuerzas aplicadas</i> .....	33
<b>Figura 19.</b> <i>Aplicación de Geometrías fijas y Fuerzas aplicadas</i> .....	33
<b>Figura 20.</b> <i>Tipos de mallado en SolidWorks Simulations</i> .....	34
<b>Figura 21.</b> <i>Análisis en SolidWorks Simulations</i> .....	35
<b>Figura 22.</b> <i>Resultado obtenidos en SolidWorks Simulations</i> .....	35
<b>Figura 23.</b> <i>Relación de las variables</i> .....	37
<b>Figura 24.</b> <i>Vagón de transferencia – Almacén PT-15</i> .....	40
<b>Figura 25.</b> <i>Vagon Transferidor - Planta de Galvanizado</i> .....	41
<b>Figura 26.</b> <i>Vagon de transferencia - Planta laminación Largos</i> .....	41
<b>Figura 27.</b> <i>Vagón de transferencia 80 toneladas – Planta Laminación.</i> .....	42
<b>Figura 28.</b> <i>Dimensionamiento del Ancho útil de Plataforma</i> .....	47
<b>Figura 29.</b> <i>Propiedades del Acero Estructural A36</i> .....	48
<b>Figura 30.</b> <i>Propiedades del Acero AISI 4340 Normalizado</i> .....	48
<b>Figura 31.</b> <i>Prototipo de Vagon de transferencia 80Tn</i> .....	49
<b>Figura 32.</b> <i>Vigas Trasversales (travesaño) de diseño de Vagon transferidor</i> .....	50
<b>Figura 33.</b> <i>Longitud de travesaño en vagón</i> .....	51

<b>Figura 34.</b> <i>Diagrama de Cuerpo Libre de travesaño -Caso 1</i> .....	52
<b>Figura 35.</b> <i>Viga empotrada con apoyos simples y carga distribuida</i> .....	52
<b>Figura 36.</b> <i>Sección Trasversal de travesaño Manufacturado</i> .....	54
<b>Figura 37.</b> <i>D.C. L con Pesos de Travesaño y Carga Distribuida.</i> .....	54
<b>Figura 38.</b> <i>Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante</i> .....	56
<b>Figura 39.</b> <i>Diagrama de Cuerpo Libre de Travesaño – Caso 2</i> .....	59
<b>Figura 40.</b> <i>Sección Trasversal de travesaño</i> .....	60
<b>Figura 41.</b> <i>D.C. L con pesos de viga y carga distribuida.</i> .....	61
<b>Figura 42.</b> <i>Diagrama de Carga cortante y Momento Flexionante</i> .....	62
<b>Figura 43.</b> <i>Diagrama de Cuerpo Libre de Viga Principal</i> .....	65
<b>Figura 44.</b> <i>Secciones de Viga Principal Tipo Cajón Propuesta</i> .....	66
<b>Figura 45.</b> <i>D.C.L Viga Principal - Pesos de Secciones</i> .....	68
<b>Figura 46.</b> <i>Diagrama de Fuerza Cortante en Viga Principal</i> .....	69
<b>Figura 47.</b> <i>Diagrama de Momento flector para la Viga Principal</i> .....	70
<b>Figura 48.</b> <i>Diagrama de Cortes en Sección de Máxima Deflexión.</i> .....	70
<b>Figura 49.</b> <i>Barandas Laterales de Vagon</i> .....	76
<b>Figura 50.</b> <i>Distribución de Fuerzas aplicadas sobre las Barandas laterales</i> .....	77
<b>Figura 51.</b> <i>Fuerzas aplicadas en Baranda Lateral</i> .....	77
<b>Figura 52.</b> <i>Sección de baranda Propuesta</i> .....	78
<b>Figura 53.</b> <i>D.C. L de Baranda Lateral</i> .....	79
<b>Figura 54.</b> <i>Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante - Baranda</i> .....	80
<b>Figura 55.</b> <i>Cortes en Tramos de Baranda Lateral</i> .....	80
<b>Figura 56.</b> <i>Diagrama de Tramo 1 - Corte 1-1</i> .....	81
<b>Figura 57.</b> <i>Diagrama de Tramo 2</i> .....	81
<b>Figura 58.</b> <i>Diagrama del Tramo 3</i> .....	82
<b>Figura 59.</b> <i>Esfuerzos Actuantes en Travesaño</i> .....	86
<b>Figura 60.</b> <i>Área de los Esfuerzos Cortantes - Viga W6x24</i> .....	86
<b>Figura 61.</b> <i>Soldaduras de Filete en Travesaño – Viga principal</i> .....	88
<b>Figura 62.</b> <i>Esfuerzos actuantes sobre Barandas Barandbarandas</i> .....	90
<b>Figura 63.</b> <i>Propiedades Flexionante de Soldadura en baranda</i> .....	90
<b>Figura 64.</b> <i>Análisis Dinámico de Viga Principal sobre las ruedas.</i> .....	97
<b>Figura 65.</b> <i>Fuerzas Actuantes sobre la Rueda</i> .....	97
<b>Figura 66.</b> <i>D.C. L de Eje de rueda conductora</i> .....	99
<b>Figura 67.</b> <i>Diagrama de Momento, Corte y Torque de eje</i> .....	100

<b>Figura 68.</b> <i>Factor de Concentración de Esfuerzo para Concentraciones <math>K_t</math></i> .....	105
<b>Figura 69.</b> <i>Factor de concentración de esfuerzos en torsión <math>K_{ts}</math></i> .....	105
<b>Figura 70.</b> <i>Grafica de sensibilidad de la muesca en flexión <math>q</math>.</i> .....	106
<b>Figura 71</b> <i>Grafica de sensibilidad de la muesca en torsión <math>q</math> cortante</i> .....	106
<b>Figura 72</b> <i>Sello Radial HMSA10 RG</i> .....	111
<b>Figura 73.</b> <i>Diagrama de montaje de chaveta paralela DIN 6885</i> .....	112
<b>Figura 74.</b> <i>Tuerca de fijación KM y Arandela de fijación MB, SKF</i> .....	114
<b>Figura 75.</b> <i>Modelado de Vagon de transferencia 80 Tn.</i> .....	120
<b>Figura 76.</b> <i>Viga W6x25 empotrada y fuerzas aplicadas con barras de 12m</i> .....	120
<b>Figura 77.</b> <i>Diagrama de Fuerzas Cortantes en viga con barras de 12m</i> .....	122
<b>Figura 78.</b> <i>Diagrama de Momentos y Momento Máximo Flexionante – Caso 1</i> .....	123
<b>Figura 79.</b> <i>Deflexión Máxima de Viga - Caso 1</i> .....	124
<b>Figura 80.</b> <i>Esfuerzo Máximo a Flexión de Viga Trasversal W6x25lb/pie – Caso 1</i> .....	125
<b>Figura 81.</b> <i>Factor de seguridad de Viga Trasversal W6x25lb/pie – caso 1</i> .....	126
<b>Figura 82.</b> <i>Viga w6x25 Empotrada y fuerzas aplicadas con barras de 12m</i> .....	127
<b>Figura 83.</b> <i>Diagrama de Fuerzas Cortantes en viga con barras de 9m</i> .....	129
<b>Figura 84.</b> <i>Diagrama de Momentos - Momento Máximo Flexionante- Caso 2</i> .....	130
<b>Figura 85.</b> <i>Deflexión Máximo a flexión de Viga - Caso 2</i> .....	131
<b>Figura 86.</b> <i>Esfuerzo Máximo a Flexión de Viga – Caso 2</i> .....	132
<b>Figura 87.</b> <i>Factor de seguridad de Viga Trasversal</i> .....	133
<b>Figura 88.</b> <i>Viga Principal 12.4m - Tipo cajón</i> .....	134
<b>Figura 89.</b> <i>Esfuerzo máximo a flexión en Viga Principal.</i> .....	136
<b>Figura 90</b> <i>Deflexión Máxima de Viga Principal.</i> .....	137
<b>Figura 91.</b> <i>Factor de Seguridad de Viga Principal</i> .....	138
<b>Figura 92.</b> <i>Baranda Lateral - 0.9m</i> .....	139
<b>Figura 93.</b> <i>Deflexión Máxima de Baranda Lateral</i> .....	141
<b>Figura 94.</b> <i>Esfuerzo Máximo de Baranda Lateral</i> .....	141
<b>Figura 95.</b> <i>Factor de Seguridad - Baranda Lateral</i> .....	142
<b>Figura 96.</b> <i>Rueda 500mm Riel QU100</i> .....	142
<b>Figura 97.</b> <i>Esfuerzo Máximo a Flexión de Rueda</i> .....	144
<b>Figura 98.</b> <i>Deflexión Máximo de rueda</i> .....	145
<b>Figura 99.</b> <i>Factor de Seguridad de Rueda</i> .....	145
<b>Figura 100</b> <i>Vagon de transferencia 80 toneladas de capacidad</i> .....	146
<b>Figura 101</b> <i>Esfuerzo Máximo a Flexión de Vagon Completo</i> .....	146

<b>Figura 102</b> <i>Deflexión Máximo de Vagon de Transferencia.</i> .....	147
<b>Figura 103</b> <i>Factor de seguridad de Vagon de Transferencia</i> .....	147
<b>Figura A. 1</b> <i>Diagrama para Determinar Dn de Rueda</i> .....	169
<b>Figura A. 2.</b> <i>Ficha de Rueda Guía con Cajera en Angulo MA1- 1</i> .....	170
<b>Figura A. 3.</b> <i>Ficha Técnica de Rueda Guía Con Cajera en Angulo MA1- 2</i> .....	171
<b>Figura A. 4.</b> <i>Especificación Técnica de Sello Radial de Ejes</i> .....	172
<b>Figura A. 5.</b> <i>Especificación Técnica de Rodamiento de Rodillo 22324CC-W33</i> .....	173
<b>Figura A. 6.</b> <i>Especificación Técnica de Tuerca KM 24</i> .....	174
<b>Figura A. 7.</b> <i>Especificación Técnica de Arandela de Fijación MB(L)</i> .....	175
<b>Figura A. 8.</b> <i>Ficha Técnica de Motor Reductos SEWFA97</i> .....	176



## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> <i>Características de una Situación de Diseño</i> .....	20
<b>Tabla 2.</b> <i>Especificaciones Dimensionales y Peso de Paquetes</i> .....	45
<b>Tabla 3.</b> <i>Medidas de Modelación Vagon de transferencia</i> .....	46
<b>Tabla 4.</b> <i>Peso total para desplazar sobre Vagon transferidor</i> .....	93
<b>Tabla 5</b> <i>Dimensiones de chavetas paralelas DIN 6885</i> .....	112
<b>Tabla 6.</b> <i>Propiedades de Sección de viga W6x25lb/pie – Caso 1</i> .....	121
<b>Tabla 7.</b> <i>Cargas y Sujeciones en Viga - Caso 1</i> .....	121
<b>Tabla 8.</b> <i>Detalle de Mallado – Caso 1</i> .....	122
<b>Tabla 9.</b> <i>Resumen de Diagrama de fuerzas cortantes – Caso 1</i> .....	122
<b>Tabla 10.</b> <i>Resumen de diagrama de Momentos en Viga – Caso 1</i> .....	123
<b>Tabla 11.</b> <i>Resumen del Deflexión máxima en Viga – Caso 1</i> .....	124
<b>Tabla 12.</b> <i>Resumen de esfuerzo Máxima a flexión de viga – Caso 1</i> .....	125
<b>Tabla 13.</b> <i>Resumen de Factor de seguridad en viga – Caso 1</i> .....	126
<b>Tabla 14.</b> <i>Propiedades de Sección de viga W6x25lb/pie – Caso 2</i> .....	127
<b>Tabla 15.</b> <i>Cargas y Sujeciones en Viga - Caso 2</i> .....	128
<b>Tabla 16.</b> <i>Detalle de Mallado – Caso 2</i> .....	128
<b>Tabla 17.</b> <i>Resumen de Diagrama de fuerzas cortantes – Caso 2</i> .....	129
<b>Tabla 18.</b> <i>Resumen de diagrama de Momentos en Viga – Caso 2</i> .....	130
<b>Tabla 19.</b> <i>Resumen del Deflexión máxima en Viga – Caso 2</i> .....	131
<b>Tabla 20.</b> <i>Resumen de Esfuerzo Máxima a flexión de viga – Caso 2</i> .....	132
<b>Tabla 21.</b> <i>Resumen de Factor de seguridad en viga – Caso 2</i> .....	133
<b>Tabla 22.</b> <i>Propiedades Volumétricas de la Viga Principal</i> .....	134
<b>Tabla 23.</b> <i>Cargas y Sujeciones Viga Principal.</i> .....	135
<b>Tabla 24.</b> <i>Detalle de Mallado Viga Principal.</i> .....	136
<b>Tabla 25.</b> <i>Resumen del Esfuerzo Máximo a Flexión Viga Principal</i> .....	137
<b>Tabla 26.</b> <i>Deflexión Máxima de Viga Principal.</i> .....	137
<b>Tabla 27.</b> <i>Factor de Seguridad de Viga Principal.</i> .....	138
<b>Tabla 28.</b> <i>Propiedades Volumétricas de Baranda Lateral</i> .....	139
<b>Tabla 29.</b> <i>Cargas y Sujeciones Baranda Lateral</i> .....	140
<b>Tabla 30.</b> <i>Detalle de Mallado Baranda Lateral</i> .....	140
<b>Tabla 31.</b> <i>Propiedades Volumétricas de Rueda</i> .....	143
<b>Tabla 32.</b> <i>Cargas y Sujeciones Rueda 500mm</i> .....	143
<b>Tabla 33.</b> <i>Detalle de Mallado Rueda 500mm</i> .....	144

<b>Tabla 34.</b> <i>Comparación de Costo de fabricación de Vagon de Transferencia</i> .....	148
<b>Tabla 35.</b> <i>Comparación de tiempo de traslado antes y después.</i> .....	148
<b>Tabla 36.</b> <i>Datos para los Parámetros de Diseño del Vagon de Transferencia</i> .....	149
<b>Tabla 37.</b> <i>Parámetros Técnicos de Vagon de Transferencia 80tn existente</i> .....	150
<b>Tabla 38.</b> <i>Resultados obtenidos en Calculo Analítico de Travesaño</i> .....	151
<b>Tabla 39.</b> <i>Resultados obtenidos en Calculo Analítico de Viga Principal</i> .....	152
<b>Tabla 40.</b> <i>Calculo Analítico de Barandas Laterales</i> .....	153
<b>Tabla 41.</b> <i>Datos obtenidos analíticamente para el dimensionamiento de la rueda</i> .....	153
<b>Tabla 42.</b> <i>Datos obtenidos para dimensionamiento de ejes</i> .....	154
<b>Tabla 43.</b> <i>Datos Obtenidos para la Selección de Rodamiento</i> .....	155
<b>Tabla 44.</b> <i>Cálculos Analíticos de soldadura Travesaño - Viga Principal</i> .....	156
<b>Tabla 45.</b> <i>Calculo Analítico de Soldadura Baranda - Viga Principal</i> .....	156
<b>Tabla 46.</b> <i>Datos obtenidos para Selección de Motorreductor</i> .....	157
<b>Tabla 47.</b> <i>Datos Obtenidos de Simulación de Travesaño</i> .....	158
<b>Tabla 48.</b> <i>Datos obtenidos de simulación de Viga Principal</i> .....	158
<b>Tabla 49</b> <i>Datos Obtenidos de Baranda Lateral</i> .....	159
<b>Tabla 50</b> <i>Datos Obtenidos de Simulación de la Rueda 500mm</i> .....	159
<b>Tabla 51</b> <i>Datos obtenidos de Vagon de transferencia</i> .....	159
<b>Tabla B. 1</b> <i>Método de Superposición</i> .....	177
<b>Tabla B. 2</b> <i>Medidas y Propiedades de Perfiles W(H)</i> .....	178
<b>Tabla B. 3.</b> <i>Relación Entre Presión Limite y Tensión de Rodadura</i> .....	178
<b>Tabla B. 4.</b> <i>Ancho Efectivo de Riel</i> .....	179
<b>Tabla B. 5.</b> <i>Coficiente C2.</i> .....	179
<b>Tabla B. 6.</b> <i>Coficiente C1</i> .....	180
<b>Tabla B. 7.</b> <i>Coficiente C2 Real</i> .....	180
<b>Tabla B. 8.</b> <i>Factor de Fricción por Rodadura</i> .....	181
<b>Tabla B. 9.</b> <i>Aceleraciones Recomendadas por la Norma CMAA 70</i> .....	181
<b>Tabla B. 10.</b> <i>Valores Recomendado de Factor de Recomendados Kt</i> .....	182
<b>Tabla B. 11.</b> <i>Tabla para Calculo de Eje</i> .....	182
<b>Tabla B. 12.</b> <i>Factor Kc para cálculo de esfuerzos en ejes</i> .....	183
<b>Tabla B. 13.</b> <i>Factor Ksc para Calculo de esfuerzos de Ejes</i> .....	183
<b>Tabla B. 14.</b> <i>Tabla para Selección de Chavetas DIN 6885</i> .....	184
<b>Tabla B. 15.</b> <i>Costos Unitarios de Fabricación Vagon Transferidor</i> .....	185

## INDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO A. FIGURAS</b> .....	169
<b>ANEXO B. TABLAS</b> .....	177
<b>ANEXO C. CALCULOS MANUALES</b> .....	186
<b>ANEXO D. PLANOS</b> .....	189

## RESUMEN

En el presente trabajo se modeló un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para transporte de barras de construcción. Se determinó los parámetros de diseño para la estructura del vagón realizando una evaluación de las técnicas actuales empleadas en los almacenes de la planta y adecuándolos en sus procesos a los requerimientos mínimos de operación, obteniendo así un vagón de transferencia de 12.4m de largo, 2.824m ancho, un peso total de 13.7 ton y con una capacidad de 80 Tn por traslado lo que significaría el aumento de 4 veces el peso por traslado actualmente. Mediante cálculos analíticos Estructurales y usando el método de elementos finitos en el software SolidWorks Simulations, se obtuvo para los travesaños y barandas laterales el perfil W6x25 Lb/ft como el óptimo para cuando cargue barras de construcción de 9 y 12 m de longitud, en el cálculo analítico del travesaño se obtuvo como deflexión máxima 30.38Mpa y 42.46Mpa, Factor de seguridad de 6.17 y 4.42 cuando el vagón esté cargado con barras de 12 y 9m respectivamente. Cuando la viga principal cargue barras de 9m de longitud tendrá un esfuerzo máximo de 70.21Mpa y un factor de seguridad de 2.6. Las barandas laterales tienen una deflexión máxima de 38.18Mpa y un factor de seguridad de 4.9. Para la viga principal se obtuvo una sección tipo viga encajonada comúnmente usados en las grúas puentes ya que estas son utilizadas para transportar cargas elevadas con velocidades bajas en su traslado, Asimismo, se detallaron los planos de la estructura principal y el mecanismo de traslación. como resultado se obtuvo un diseño que cumple con los requerimientos mínimos necesarios para su correcto funcionamiento.

Palabras claves: Modelación, Calculo, Simulación, Vagon de transferencia, SolidWorks, viga encajonada, Diseño, Calculo.

## ABSTRACT

In the present work, a transfer wagon with a capacity of 80 tons for the transport of construction bars was modeled. The design parameters for the wagon structure were determined by evaluating the current techniques used in the plant's warehouses and adapting their processes to the minimum operating requirements, thus obtaining a 12.4m long, 2,824 transfer wagon. m wide, a total weight of 13.7 tons and with a capacity of 80 tons per transfer, which would mean an increase of 4 times the weight per transfer currently. Through Structural analytical calculations and using the finite element method in the SolidWorks Simulations software, the W6x25 Lb/ft profile was obtained for the crosspieces and side rails as the optimum for when loading construction bars of 9 and 12 m length, in the analytical calculation of the crossbar was obtained as maximum deflection 30.38Mpa and 42.46Mpa, safety factor of 6.17 and 4.42 when the wagon is loaded with 12 and 9m bars respectively. When the main beam loads 9m long bars, it will have a maximum stress of 70.21Mpa and a safety factor of 2.6. The side rails have a maximum deflection of 38.18Mpa and a safety factor of 4.9. For the main beam, a boxed beam type section was obtained, commonly used in bridge cranes since these are used to transport high loads with low speeds in their transfer. Likewise, the plans of the main structure and the translation mechanism were detailed. As a result, a design was obtained that meets the minimum requirements necessary for its correct operation.

Keywords: Modeling, Calculation, Simulation, Transfer wagon, SolidWorks, boxed beam, Design, Calculation.

## **CAPITULO I**

### **INTRODUCCION**

En los últimos años hemos sido testigos del aumento de la demanda en materiales de construcción como Agregados en general y las barras de refuerzo (Barra de construcción), también conocidas como barras corrugadas, son usadas como refuerzo en elementos de concreto armado, debido a su alta adherencia con el concreto y por qué cuenta con corrugas o resaltes tipo high-bond, estas barras se fabrican en dimensiones estándar de 9 y 12 metros de longitud y diámetros que van desde 6mm hasta 1 3/8". Actualmente son transportados por camiones tráiler abierto de 12m de longitud.

Hoy en día la industria de fabricación de vagones de transferencia busca resolver la demanda que va en aumento de este tipo de estructuras diseñando carros transferidores más livianos y resistente que permitan movilizar más carga útil, reduciendo su costo de fabricación y producción y el consumo de energía eléctrica y eliminar el uso de camiones tráiler abierto.

El Complejo Industrial de SiderPeru cuenta con una capacidad de producción anual de 750 mil toneladas de acero líquido, producidos mediante un horno eléctrico. En el año 2018 el nivel de producción de productos largos fue de 431295 toneladas - barras de construcción

Debido a ello, a la demanda y competitividad que existe ya sea a nivel de importación o fabricación nacional de barras de construcción, SiderPeru viene implementando proyectos importantes para la mejora continua de su proceso logístico. SiderPeru cuenta con transporte ferroviario y autotransporte (camión tráiler abierto) para movilización de barras de construcción, palanquilla y transporte de chatarra.

Este proyecto de investigación se centró netamente en la mejora de proceso logístico de transporte de barra de construcción. El principal aporte se centró en diseñar un carro transferidor de 80 toneladas de capacidad y se realizó el cálculo analítico-estructural de todos los sistemas críticos del mecanismo de traslación y estructura principal, luego se empleó el

método de elementos finitos haciendo uso del software SolidWorks Simulations, donde se sometieron a esfuerzos críticos a los sistemas de traslación y estructural. Tales resultados se compararon con los obtenidos mediante el cálculo analítico- estructural cuyos resultados fueron favorables para proponer el diseño idóneo del carro transferidor de 80 toneladas de capacidad para transportar barras de construcción todo esto con un sustento ingenieril. con ello se deja establecida una metodología de cálculo adecuada y validada para el diseño de estructuras de carros transferidores en las empresas no solo del rubro siderúrgicos sino también a empresas en general que se dedican a la fabricación de estructuras metalmecánicas y transportan estructuras de grandes pesos en ambientes muy reducidos.

## 1.1. ANTECEDENTES

En SiderPeru en la planta de tubos en la zona de estandarizado se cuenta con un carro transferidor de 80 Toneladas de capacidad que transporta barras de construcción entre los almacenes PT15 y ST14 haciendo un recorrido no máximo de 30m.

El carro transferidor en mención fue adaptado de un carro trolley de grúa que se encontraba en desuso, Cuenta con un sistema de alimentación retráctil de 380V. y cumple con todos los requisitos mínimos necesarios para su uso. Debido a que este carro transferidor se diseñó a base de las necesidades en su proceso y recuperando una estructura en desuso donde se utilizó métodos empíricos para su fabricación y funcionamiento, no se cuenta con algún otro modelo o estudio de investigación similar.

No obstante, en china la empresa PERFECT se especializa en el diseño y fabricación de sistemas de transporte que resuelven todos los requisitos de manipulación de materiales. Cuentan con productos como carros de transferencia de remolques industriales Coches, carros de transferencia de ferrocarril eléctrico, mesas elevadoras de tijera, tocadiscos y muchos otros productos. Estos productos están diseñados y simulados utilizando software CAD SolidWorks y SolidWorks Simulations y así puedan satisfacer las necesidades específicas de sus clientes.

Así mismo podemos decir que no se encontraron antecedentes de grado similares al diseño del carro transferidor, sin embargo, mencionaremos una serie de trabajo de grado que utilizaron los mismos programas CAD de diseño y simulación aplicados en este proyecto. Y que comparten la misma esencia de optimización de tiempo y aumento en la Carga útil el transporte de materiales o productos. Y así proporcionaran a nuestra investigación consistencia y confiabilidad ya que cuentan con información detallada basada en conocimientos, experiencias y método que son compatible y guardan relación con este proyecto de investigación.



Luis Felipe (2016) Diseño de semirremolque, Empleó para el modelado SolidWorks 2016, para cálculos numéricos empleo el programa basado en el método de elementos finitos Abqus y para cálculos analíticos el programa Excel donde se obtuvieron los momentos flectores, esfuerzos cortantes y demás cálculos. Concluyendo que se obtuvo un modelo factible de fabricación en taller sin necesidad de máquinas muy especializadas y un diseño confiable comprobado por medio del MEF.

Luis Rodríguez (2019) Diseño de un semirremolque plataforma trídem en acero de alta resistencia empleando herramientas computacionales, para optimizar la capacidad de carga en la empresa FAMECA S.A.C – El proyecto trataba de realizar un diseño de un semirremolque plataforma trídem con el objetivo de aumentar la carga útil, con acero de alta resistencia y un peso menor. Por lo que empleo el SolidWorks 2019 para el modelado y para la simulación uso el método de elementos finitos en SolidWorks Simulations. Obteniendo, así como resultado principal un diseño de un semirremolque plataforma trídem con un peso de poco más de 6 toneladas y una carga útil poco más de 38,000 Kg lo que significó que podía soportar más de 6 veces su peso y una reducción del 13% de su peso neto y un aumento del 2.5% de su carga útil

Francisco J. Márquez (2011) Modificación de un vagón porta-autos. estudio, diseño y análisis del piso móvil superior, El proyecto consistió en llevar a cabo la modificación de un vagón de mercancías porta-autos que cumpla con la normativa vigente exigida. Donde se da a conocer el método para diseño del vagón bajo programas CAD SolidWorks y SolidWorks Simulations que permitieron tener en cuenta las restricciones del contorno, considerando en el propio diseño estas imposiciones externas. Obteniendo como resultado un diseño que cumple con normativa vigente y garantizando la seguridad de la mercancía y personal que en el desempeño de su trabajo se ve con la necesidad de lidiar con este vagón, así mismo reduciendo costos y tiempo en su fabricación.

## **1.2. FORMULACION DEL PROBLEMA**

¿De qué manera será posible realizar la modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para el transporte de barras de construcción mediante cálculos analíticos y Simulación por elementos finitos?

## **1.3. OBJETIVOS**

### ***1.3.1 OBJETIVO GENERAL***

Obtener la modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para transporte de barras de construcción.

### ***1.3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS***

- a) Determinar los parámetros de diseño para la estructura de vagón de transferencia 80 toneladas de capacidad.
- b) Calcular los esfuerzos permisibles de la estructura principal y los subsistemas críticos estructurales mediante una metodología analítica-estructural.
- c) Analizar los resultados del modelo numérico, basado en el Método de Elementos Finitos, con resultados de la metodología analítica - estructural.
- d) Detallar el diseño estructural de vagón de transferencia utilizando el programa de diseño CAD SolidWorks.

## **1.4. FORMULACION DE LA HIPOTESIS**

La modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para transporte de barras de construcción entre los almacenes PT-09 y PT-15 en SiderPeru, permitirá obtener una secuencia paso a paso del análisis de los esfuerzos permisibles en la estructura principales y subsistemas críticos estructurales utilizando la metodología analítica estructural y comparada con el método de elementos finitos de SolidWorks. y al finalizar obtendremos un modelo y diseño innovador de vagón de transferencia modelado y simulado en SolidWorks. para que con su uso se aumente la capacidad de carga útil por traslado de material.

## **1.5. JUSTIFICACION**

### **1.5.1 TEORICA**

La investigación permitió validar un procedimiento para realizar el modelamiento estructural de un vagón de transferencia según las necesidades requeridas en el proceso donde se hará su uso. Utilizando primordialmente el método de elementos finitos del programa CAD SolidWorks Simulations como una herramienta computacional avanzada calculando los esfuerzos máximos y mínimos en los subsistemas críticos de la estructura. Donde se comprobó un diseño óptimo y eficiente. Durante el desarrollo se estudiaron técnicas de optimización orientadas al diseño mecánico.

### **1.5.2 ECONOMICA**

Este proyecto hace uso de herramientas computacionales como SolidWorks y SolidWorks Simulations esto disminuye los costos para su fabricación y obtención de un diseño óptimo, pues no se emplea prototipos ni métodos destructivos. Al optimizar el diseño el vagón de transferencia en cuanto a su peso disminuirá el costo de fabricación así también el gasto por el consumo de energía eléctrica. al optimizar el diseño en cuanto a el aumento de la carga útil, con esto se podrá trasladar más producto en cada viaje y en un menor tiempo. Sustituyendo este método por el método actual que usa camiones tráileres abiertos reduciendo así ese gasto que se pagaba por el alquiler de estas unidades y que transportan 4 veces menos el peso que transferirá este nuevo diseño, mejorando la rentabilidad económica a la empresa.

### **1.5.3 AMBIENTAL**

Según el MTC (2018) La mercancía que se movilizan en el Perú es de 234mil TM/día y 87 millones TM/año donde el 81% de carga exportada se moviliza en camiones tráiler abierto esto determina la cantidad mayoritaria total de las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas por su uso en el país. Y solo el 18% de carga total exportada en el país por se moviliza por el nodo de ferrocarriles y 1% otros nodos.

Al sustituir el uso de camión tráiler abierto por el vagón de transferencia de tipo ferroviario significara la erradicación de la contaminación por CO<sub>2</sub> y otros gases de efecto invernadero, que conlleva a un menor impacto ambiental negativo.

#### **1.5.4 INSTITUCIONAL**

De confirmarse las hipótesis planteadas podría emplearse esta metodología para fabricar diferentes modelos de vagón de transferencia-eléctricos en las diferentes áreas de SiderPeru y el mercado metalmecánico

Para SIDERURGICAS DEL PERU S.A.A, este trabajo de investigación introducirá al mercado un nuevo sistema de transporte de carga con mayor eficiencia de carga útil y menor peso. Y para la UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA dejara como base la propuesta de nuevas alternativas tecnológicas e ingenieril para la fabricación de estructuras metálicas vinculadas al transporte de carga bajo estándares nacionales e internacionales que permitirán la erradicación de uso de camiones tráiler y por ende la emisión de CO<sub>2</sub>.

#### **1.6. LIMITACIONES DE TRABAJO**

Debido al alcance de esta investigación que se centrara netamente en la modelación de un vagón de transferencia de barras de construcción no se ha encontrado información de proyectos o investigaciones relacionados directamente con el traslado de este tipo de material mediante un vagón de transferencia tipo ferroviario eléctrico. Ya que se alquilan camiones tráiler abierto para movilizar sus paquetes de barras de construcción en la empresa SiderPeru.

## CAPITULO II

### MARCO TEORICO

#### 2.1. GENERALIDADES DE DISEÑO VAGON DE TRANSFERENCIA

##### 2.1.1 PARTES PRINCIPALES DE VAGONES DE TRANSFERENCIA

**Viga Principal.** Estructura de viga cajón con gran capacidad de carga en el cual actúan los esfuerzos longitudinales de tracción compresión y esfuerzos verticales, alta resistencia, larga vida útil y fácil mantenimiento.

**Cubierta o plataforma.** Estructura de forma personalizada según requisitos de la carga entre los diferentes modelos pueden ser inclinables, planas en forma de V.

**Caja de control eléctrico.** Los vagones se encuentran equipadas con una protección de distribución de energía, protección contrafallas de energía de emergencia, protección contra-sobre corriente.

**Motor, reductor y frenos.** Los 3 en uno, la alimentación del motor puede ser de CA que utilizan vagones de traslado planos que requieren arranques frecuentes, el reductor brinda un movimiento más estable, bajo nivel de ruido y una fácil instalación y manteniendo.

**Tambor retráctil de cable.** Estructura donde se almacena el cable de alimentación, se ubica en la zona posterior o delantera.

**Sistema de ruedas.** Estos componentes fabricados con acero fundido según tipo de riel de rodadura que se utilizara.

**Travesaños.** Esta parte de la estructura en gran parte es una de las más importantes de la estructura ya que ellos reposan la totalidad de la carga. Y se encuentra empotrada entre las dos vigas principales de la estructura.

**Barandas laterales.** Esta parte del vagón es según el tipo de plataforma y material que se transportara, en algunos casos llegan a ser de un metro de alto y en otros casos solo llega ser un tope que no alcanza los 30 cm.

**Figura 1.***Partes Principales de Vagon de transferencia.**Nota: Elaboracion Propia, 2023*

### **2.1.2 METODOS DE TRANSPORTE DE LAS BARRAS DE CONSTRUCCION**

Dado que las barras de construcción son fundamentales en las construcciones de los proyectos más ambiciosos en el Perú y mundo. El proceso de distribución usa instalaciones y vehículos para su transporte, distribución y almacenamiento, y según el Informe Económico de la Construcción de Capeco en el caso específico de las barras de acero para construcción en nuestro país, desde el 2000 al 2018 el consumo aparente se triplicó, registró 3.7 veces, al pasar de 341 mil toneladas a 1 277 mil toneladas, creciendo a una tasa promedio anual de 7.6%, alcanzando el nivel más alto de la última década en el año 2014, cuando se registró 1 341 mil toneladas. Teniendo en cuenta que la demanda de las barras de acero corrugado en el mercado nacional asciende las 1 200 000 TON por año. Es por ello por lo que se ha creado y utilizados diferentes métodos para el transporte de barras de construcción que van desde la salida de su línea de producción que salen en paquetes de 2 toneladas y son transportados a sus almacenes y luego su despacho y distribución. Así también están los transportes que son usados para el

transporte que se usa para su exportación e importación. A continuación, mencionaremos los más importantes.

**Transporte vía ruta transoceánica.** Según el reporte de Perú construye en el 2019. el material importado en lo que respecta a las barras de acero para construcción es menos del 15% del total del consumo en nuestro país. Donde actualmente, existe la capacidad por parte de los productores nacionales para atender la totalidad de la demanda del mercado interno. El transporte de este material al país se hace mediante buques multipropósitos. En Chimbote las importaciones llegan al muelle 3 que se encuentra a cargo de la empresa SiderPeru, ellos cuentan con un muelle 220m de longitud y 30 m ancho de muelle y un calado de 8.30m. en este espacio se descargan todo el producto de importación como las barras de construcción.

**Figura 2.**

*Buques multipropósito – Muelle N°3 – SiderPeru*



*Nota:* Elaboracion Propia, 2021.

**Transporte en vagones ferroviarios.** Este tipo de sistema de transporte no es muy común en Perú, debido a que no cuenta con una red ferroviaria implementada para este tipo de servicio a lo largo de su territorio. Si bien es cierto existen proyectos que apuntan a la implementación de este sistema de transporte, no se ha llegado a concretar del todo. En

SiderPeru se utiliza unas plataformas ferroviarias de diferentes capacidades que van desde las 10 toneladas hasta las 80 toneladas de capacidad remolcadas por locomotoras para el transporte de las barras de construcción de importación y que son trasladadas desde el muelle 3 a los almacenes PT-15 estas plataformas también son utilizadas en la planta de largos trasladando las barras cortas que fueron retiradas de la línea de producción para ser cortadas y trasladados al patio de chatarra.

**Figura 3.**

*Plataforma 40 Tn – Planta Laminación largos - SiderPeru*



*Nota:* Elaboracion Propia, 2023.

**Transporte en camión tráiler abierto.** Este tipo de transporte es el más usado en la industria de transporte de mercadería en el país, debido a su fácil desplazamiento y adaptabilidad en sus remolques ofrece transportar todo tipo de mercadería. La industria siderúrgica no es la excepción, en SiderPeru son utilizados para traslado de la mayoría de sus materias primas como chatarra y productos terminados como barras de construcción, bobinas, perfiles etc. El camión tráiler abierto también es utilizado para despacho y distribución de las barras de construcción, tubos Lac y perfiles fabricados dentro del complejo. Este mismo tipo



de transporte es usado para el traslado de barras de construcción de los almacenes PT-09 al PT-15, este proyecto busca erradicar el uso de este tipo de transporte para esa actividad.

**Figura 4.**

*Camión tráiler abierto- forma de traslado*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Transporte carro transferidor ferroviario eléctrico.** Los carros transferidores son pocos comunes en las industrias debido a su alto costo de fabricación o costo de compra. Estos tipos de transporte son normalmente utilizados en las empresas de fabricación de motores o algún tipo de ensamblajes ya que pueden trasladar grandes cantidades de peso neto que van desde 1 TM hasta 300 TM. En china se fabrican distintos tipos de modelos y tipos de carros transferidores y son los proveedores de estas máquinas que son enviadas listas para trabajar. Comúnmente en las siderúrgicas son utilizados para transportar sus cucharas para la zona de reparaciones. En SiderPeru existen 3 carros transferidores dos de ellos adecuados para pesar la chatarra que ingresara al horno eléctrico, y el otro es utilizados para el traslado de barras de construcción entre los almacenes PT-09 al almacén PT-15.

**Figura 5.**

*Carro transferidor a batería 30 Tn– Empresa PERFT*



*Nota: Adaptado de vagón de transferencia a batería 30 Tn, Empresa Perft, 2022*

### **2.1.3 TIPOS DE CARROS TRANSFERIDORES (VAGON)**

Debido a que este tipo de transporte se fabrica según requerimiento mostraremos algunos modelos que se han diseñado en la actualidad:

**Vagón de transferencia de batería.** La batería se encuentra montado en el interior de la estructura, opera sobre rieles, cuenta con una óptima seguridad y flexibilidad. Es ideal para baja frecuencia de uso y transporte de largas distancias. Con capacidades que van desde las 2 toneladas hasta 150 toneladas.

**Figura 6.**

*Vagón de transferencia de baterías*



*Nota: Adaptado de vagón de transferencia a batería, Steelmillcranes, 2021*

**Vagón de Transferencia con Tambor de Cable.** El tambor se encuentra en la parte inferior en algunos modelos son tipo retráctil que es adecuado para entornos hostiles y de entornos hostiles, es el Vagón más utilizado de sus modelos por ser de estructura simple y de bajo costo, los diseños de su plataforma varían según el pedido del cliente y es para uso de alta frecuencia, se puede trasladar hasta 200 metros de distancia, y su capacidad neta va desde las 2 toneladas hasta 150 toneladas.

**Figura 7.**

*Vagón de transferencia con tambor de cable*



*Nota:* Adaptado de vagón de transferencia con tambor de cable, Steellmillcranes, 2021

**Vagón de transferencia accionado por rieles de baja tensión.** Este modelo es ideal para transporte de carga pesada de alta frecuencia de uso y demanda de transporte para larga distancia, opera en vías S o vías curvas con rieles aislados si la distancia supera los 70m. su capacidad de carga va desde las 2 toneladas hasta 150 toneladas.

**Figura 8.***Vagón accionado por rieles eléctricos*

*Nota:* Adaptado de vagón de transferencia por rieles eléctricos, Empresa Perft, 2022

#### **2.1.4 REQUISITOS TECNICOS PARA VAGON DE TRANSFERENCIA**

Los requisitos técnicos mínimos requeridos para el diseño se obtuvieron realizando un trabajo de monitoreo de las necesidades en las plantas donde operan las unidades de vagón de transferencia y estas son las siguientes:

- a) La estructura metálica del vagón de transferencia soportara la capacidad de 80 toneladas en condiciones de servicio normal y un ciclo de transporte mínimo de 1000 toneladas diarias.
- b) La longitud del Vagón de transferencia deberá ser mínimo a 12.4m y un ancho total de 3m aproximadamente teniendo un ancho libre efectivo de 2.8m para la disposición de los paquetes de varilla de construcción.
- c) El vagón de transferencia tendrá acoplada a su estructura barandas para la restricción de la carga las cuales se dispondrán en el sentido longitudinal siendo estos 5 soportes verticales por lado.
- d) El proceso de la soldadura será SMAW para las estructuras del vagón de transferencia y realizado por arco eléctrico usando un equipo de soldar del tipo INVERTER.
- e) La estructura debe ser granallada grado SSPC SP10 y aplicación de pintura de alta temperatura

- f) El diseño del sistema motriz para el desplazamiento del vagón de transferencia tendrá un sistema tipo trolley por medio de la energización de una guía central en el recorrido de la línea férrea a nivel de terreno y su alimentación directa al motor de accionamiento acoplado al transferidor, se garantizará una velocidad efectiva del transferidor de 2km/hr para la carga máxima de 80 Toneladas.
- g) El diseño del sistema de frenado debe ser electromagnético a razón de prever la condición de emergencia del equipo en movimiento.

### ***2.1.5 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA***

Requisito operativo (condiciones climáticas, altitud, medio ambiente, corrosión, temperatura, enfrentamientos, equipo móvil circundante o tránsito de personas, etc.)

- a) Seguridad en el transporte
- b) Bajo costo de capital y mantenimiento
- c) Bajo costo operativo
- d) Alta confiabilidad y alto factor de utilización
- e) Disponibilidad de servicios de mantenimiento
- f) Garantía en funcionamiento
- g) Repuestos fácilmente disponibles
- h) Estandarización de componente para minimizar el inventario
- i) Historial comprobado en operación en aplicaciones similares
- j) Capacidad de sobretensión
- k) Asistencia operativa y servicio de campo
- l) Consideración de condiciones de sitio.
- m) Fácil manejo de los equipos operacionales
- n) Equipos de bajo ruido, baja emisión de polvo y fácil arranque.

### **2.1.6 SEGURIDAD EN EL TRANSPORTE**

Para el traslado en funcionamiento de la estructura del vagón de transferencia y la carga se requerirá diseñar opciones de seguridad como bocinas de advertencia, balizas de seguridad, barrido de carril, sirenas de alerta, semáforos automatizados, dispositivos de proximidad y de detención anticolidión.

## **2.2. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA**

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema en particular. Es un proceso de continua toma de decisiones que en algunas situaciones se tiene poca información y en otras se toman decisiones provisionales, es una actividad que requiere una comunicación eficaz durante todo el proceso más aún si se trabaja con personas que colaboran con el diseño, estas personas deben de tener la formación requerida en el tema (Budynas y Nisbett, 2008).

Con el diseño de ingeniería mecánica se puede diseñar: Sistemas mecánicos, Sistemas eléctricos, Optimización de motores, optimización de sistemas de bombeos, Edificaciones estructurales, en su gran mayoría estos diseños involucran conocimientos en mecánica de fluidos, transferencia de calor, fricción, rozamiento, selección de materiales, Tratamientos termodinámicos y descripciones estadísticas (Budynas y Nisbett, 2008).

Es el proceso de aplicar técnicas y metodologías con principios científicos con el propósito de crear, bosquejar, concebir, inventar-idear un producto que se pueda fabricar y comercializar, sin importar quien lo construya o lo use (Norton,2012).

### **2.2.1 FASES DEL PROCESO DE DISEÑO**

El proceso de diseño comúnmente empieza con la identificación del problema y después de muchas iteraciones en su proceso se llega a la presentación de lo planeado. Algunas fases se tienen que repetir durante la vida de concepción del producto hasta la culminación de ello (Budynas y Nisbett, 2008).

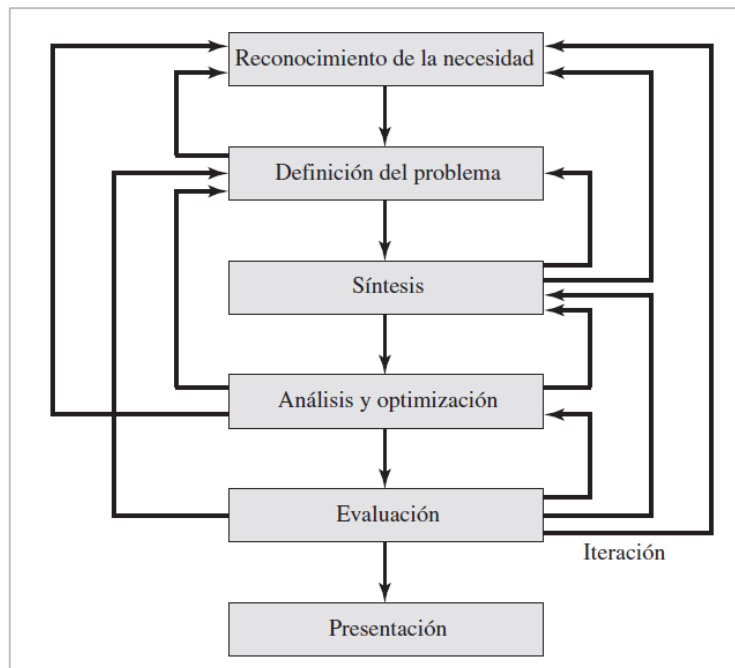
Un proceso de diseño empieza con la identificación de la necesidad que en muchas ocasiones no es siempre muy evidente y se presenta como una vaga inconformidad, un sentimiento de inquietud o de que algo no está bien.

Una vez evaluado y analizado la necesidad se puede definir el problema donde debemos incorporar todas las especificaciones como costo, cantidad a manufacturar, vida útil esperada, temperatura de operación y la confiabilidad del producto terminado (Budynas y Nissbett, 2008).

Según lo que vayas a diseñar te puedes encontrar algunas circunstancias restrictivas teniendo así que deshacer algunas alternativas propuestas para tu diseño. De esta manera evalúas el desempeño de cada una de las opciones y vas comparando hasta lograr sintetizar el mejor sistema hasta lograr obtener el producto más competitivo (Budynas y Nissbett, 2008).

Luego de sintetizar algunos sistemas se debe analizar y optimizar cada uno de ellos en base a un desarrollo de modelos matemáticos que se esperan simule muy bien al sistema físico real, luego será evaluado y se podrá obtener resultados donde se podrá ver si el diseño en verdad satisface las necesidades (Budynas y Nissbett, 2008).

La presentación y comunicación es vital en el proceso de diseño siendo básicamente un trabajo de venta que se trata de vender el diseño obtenido como la mejor solución para su necesidad (Budynas y Nissbett, 2008).

**Figura 9.***Fases del proceso del diseño*

*Nota:* Adaptado de fases de proceso del diseño de Budynas y Nissbett, 2008

### 2.2.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Una consideración de diseño importante en algunos casos puede ser llamado a la resistencia que requiere un sistema ya que significa un factor importante para determinar su geometría y dimensiones, cuando se emplea esta frase “consideración de diseño” esta se denomina a toda característica que influye en parte del diseño o tal vez en todo el sistema. Algunas características que se debe de considerar en alguna situación de diseño dada se mencionan a continuación (No necesariamente en orden de importancia) (Budynas y Nissbett, 2008).



**Tabla 1.***Características de una Situación de Diseño*

<b>Características de diseño</b>	
1. Funcionalidad	14. Superficies
2. Resistencia/esfuerzo	15. Facilidad de manufactura
3. Ruido	16. Utilidad
4. Distorsión/reflexión/rigidez	17. Lubricación
5. Estilo	18. Comercialización
6. Forma	19. Costo
7. Desgaste	20. Mantenimiento
8. Tamaño	21. Fricción
9. Corrosión	22. Volumen
10. Control	23. Peso
11. Seguridad	24. Responsabilidad legal
12. Propiedades térmicas	25. Vida
13. Confiabilidad	26. Capacidad de reciclado

*Nota:* Adaptado de Características de una situación de diseño, de Budynas y Nisbett, 2008

### **2.2.3 ASPECTO ECONOMICO**

El Costo juega un rol importante en el proceso de la decisión de diseño de una máquina, ya que puede variar depende de la ciudad donde realizara el ensamble o manufactura, mano de obra, impuestos, fletes o variaciones en la manufactura. En el mercado existen tamaños estándares de piezas o elementos que conforman el diseño de la máquina que al ser utilizados adecuadamente puede disminuir considerablemente el costo total del diseño, debido a que si el elemento del diseño de una maquina tiene características muy específicas que no se encuentran en los tamaños o estándares recomendados estos serán mucho más costosos, sin embargo también se tiene que tomar en cuenta que en la tamaños estándares existen tamaños más conocidos o empleados que otros que a pesar de estar en la lista de stock no necesariamente se puede contar con ello. El diseñador deberá de procurar emplear elementos de tamaños o especificaciones estándares más comerciales (Budynas y Nisbett, 2008).

La tolerancia de diseño y punto de equilibrio de también juegan un rol importante al momento de diseñar un elemento o máquina, ya que si la tolerancia de una pieza es muy estricta quizás se necesite pasos adicionales para su fabricación y en consecuencia esto aumentaría el costo final de la pieza, El diseñador deberá evaluar el punto de equilibrio de cada elemento a seleccionar ya que dependerá más de la especificación requerida del elemento a diseñar. Deberá tomar la decisión en cual es el aspecto más importante que desea abarcar ya sea Resistencia, Rapidez o confiabilidad (Budynas y Nissbett, 2008).

#### **2.2.4 INCERTIDUMBRE**

Las incertidumbres que competen a los diseñadores suelen ser la fiabilidad de la fabricación, validez de los modelos matemáticos, la composición del material, la intensidad y distribución de la carga, etc. Tenemos técnicas básicas como el método determinístico y estocástico que pueden ayudar a disminuir el riesgo de estas incertidumbres, por ejemplo, el método determinístico establece un factor de diseño basados en las incertidumbres absolutas de un parámetro de pérdida de función y un parámetro máximo permisible, el parámetro puede ser la carga, el esfuerzo o deflexión (Budynas y Nissbett, 2008).

$$n_d = \frac{\text{Parametro de perdida de funcion}}{\text{Parametro maximo permisible}} \quad [1]$$

#### **2.2.5 FACTOR DE DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD**

El factor de diseño debe de analizarse todos los modos de pérdida de función y el factor de diseño más pequeño es el factor gobernante para cualquier estructura o máquina. El factor de diseño real puede cambiar al terminar el diseño como resultado de modificaciones en las piezas o elementos. A este factor se le denomina factor de seguridad que tiene la misma definición que el factor de diseño pero que se diferencia en sus valores numéricos, comúnmente el factor de seguridad se evalúa en términos de esfuerzo y una resistencia importante (Budynas y Nissbett, 2008).

$$n_d = \frac{\text{Resistencia de perdida de funcion}}{\text{Esfuerzo permisible}} = \frac{S}{\sigma(o \tau)} \quad [2]$$

### 2.2.6 CONFIABILIDAD

Es una medida estadística de la probabilidad de que un elemento mecánico no falle en el servicio, por ello el diseñador deberá seleccionar con sensates los materiales, procesos y dimensiones(tamaño) para lograr una mayor confiabilidad en el producto o elemento diseñado, hay métodos estadísticos que ayudan a calcular la confiabilidad en función de las incertidumbres relacionadas a los esfuerzos, resistencias y cargas.

### 2.3. ANALISIS DE CARGA Y ESFUERZO

Cuando hablamos de análisis de carga y esfuerzo en una estructura debemos asumir algunas hipótesis de como estarás conectados los miembros estructurales entre sí. Luego debemos determinar los tipos de cargas que existe en cada punto crítico del sistema y como se aplican a continuación presentaremos las más comunes.

#### 2.3.1 TIPOS DE CARGAS

Existen tipos de cargas que según su naturaleza se deben asumir en cada estructura y algunas deben de calcularse según el diseño empleado en el elemento.

**Carga muerta o estática.** Son cargas que gravitacionalmente son permanentes que vienen a ser el peso de la misma estructura que se pueden calcular con una buena aproximación según el diseño de la estructura, debido a que puedes obtenerlo considerando el peso específico del material usado y las cantidades utilizadas en la estructura. Aunque inicialmente se debe recurrir a estimaciones de valor inicial.

Se considera todos los elementos que componen el cuerpo de la estructura que pueden ser, columnas, techos, vigas, piso y que no cambiaran en la vida de la estructura.

**Carga viva o dinámica.** Se refiere todo aquello que se coloque sobre la estructura del diseño que no pertenezco netamente a ello. Puede ser objetos o cargas temporales que acompañaran en algún ciclo de uso. Pero que no serán parte del conjunto de estructura.

Son también denominadas cargas probables, estas pueden en una plataforma de traslado cualquier material que se colocará sobre este y se definirá según su posición colocada.

**Cargas Accidentales.** Normalmente son cargas que suceden eventualmente en la vida de uso de la estructura pero que tienen que ser consideradas por el diseñador ya que por más que suceda eventualmente estas también tendrán una implicancia importante en el funcionamiento de la estructura y esta deberá cumplir con los requisitos estando en esta situación. Algunas de las cargas accidentales se presentan como el viento fuerte o una precipitación.

**Carga de seguridad.** Es la capacidad que tiene un elemento constructivo para soportar la carga para la que ha sido diseñado (Sotomayor y Padilla, 2013).

### **2.3.2 *DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE***

Es un gráfico donde se simplifica por medio de aislar cada elemento a estudiar (aislando de los cuerpos a su alrededor), cuando se aísla se grafica con todas las fuerzas que se ejercen sobre él. Es en esencia un medio para aislar un probar a en segmentos más manejables haciéndolos más simples para poder tener una noción más clara de lo que sucede en cada punto crítico de la estructura, que comparándolas y evaluándolas permitirán obtener resultados de cada fuerza y poder tomar decisiones en el momento de querer obtener un diseño más óptimo en cuanto a peso o material (Budynas y Nisbett, 2008).

Un diagrama ayuda a entender todos los estados en la que pasa la estructura en el punto indicado, es un medio para comunicar a otras personas con claridad lo que sucede en cada punto.

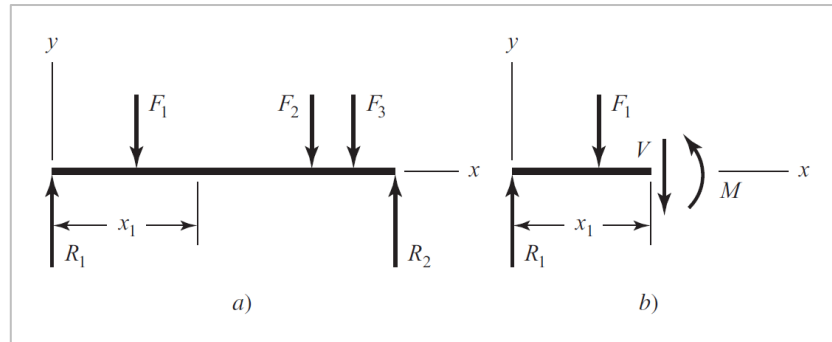
### **2.3.3 *FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE***

Si cortamos la viga en alguna sección localizada en X y se quita la parte izquierda, deben actuar una fuerza cortante interna  $V$  y un momento flector y así aseguraríamos el equilibrio (ver figura 11), para obtener la fuerza cortante debemos de sumar las fuerzas a la

izquierda de la sección cortada, en la Figura 11 b, se muestra los signos de la flexión y la fuerza cortante (Budynas y Nisbett, 2008, pág. 73).

**Figura 10.**

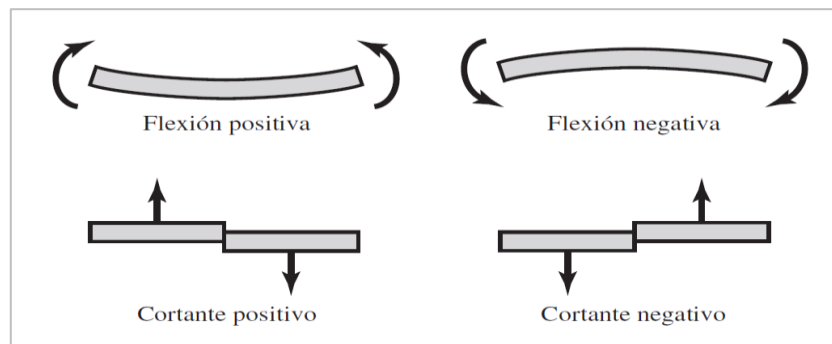
*Viga simplemente apoyada con carga V y M*



*Nota:* Adaptado de Viga simplemente apoyada con carga V y M, de Budynas y Nisbett, 2008

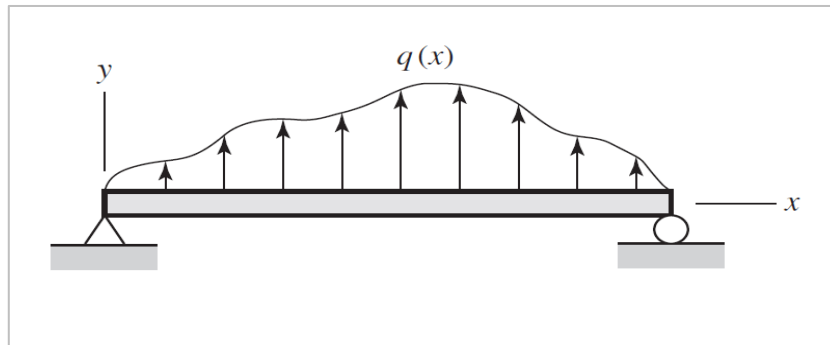
**Figura 11.**

*Signos de la flexión y el cortante*

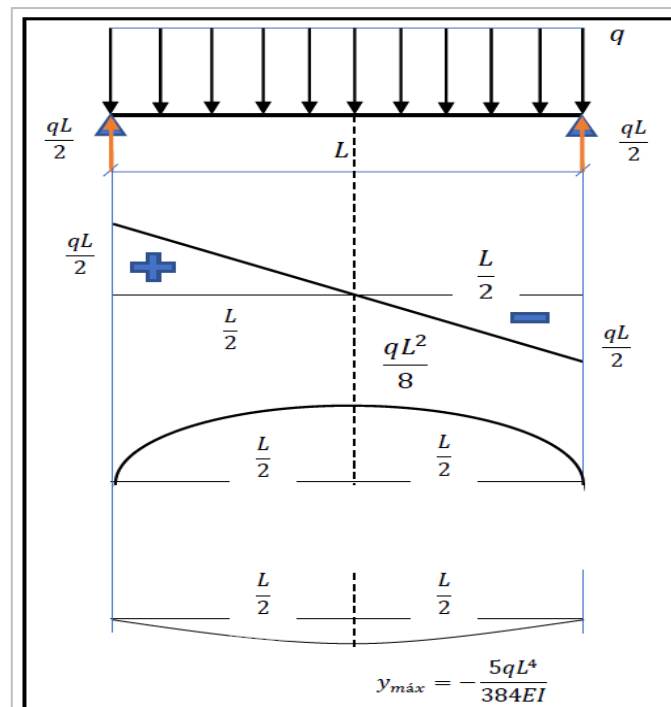


*Nota:* Adaptado de signos de la flexión y el cortante, de Budynas y Nisbett, 2008

**Diagrama de fuerza cortante y momento flector.** Son aquellos con los que se determina la fuerza cortante  $V$  y el momento flector interno  $M$ , en cualquier sección de la viga, de estos diagramas se determinarán las secciones de mayor momento flector y mayor momento cortante (Venegas Libardo, 2018).

**Figura 13.***Cargas distribuidas sobre una viga*

*Nota:* Adaptado de Cargas distribuidas sobre una viga, Velásquez H, Rojas B, 2020

**Figura 12.***Diagrama de fuerza cortante y momento flector*

*Nota:* Adaptado de diagrama de fuerza cortante y momento flector, de Velásquez H, Rojas B, 2020

### 2.3.4 ESFUERZO

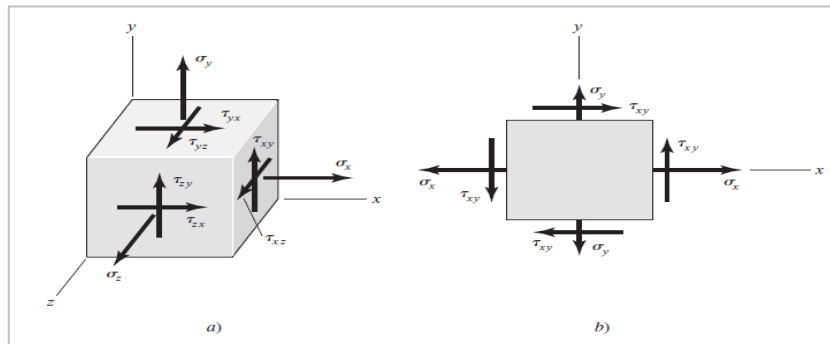
Se refiere a la distribución de unas fuerzas a través de toda el área de la superficie transversal de una viga, podemos decir que las fuerzas que tienen una dirección normal a la

superficie se llama esfuerzo normal y cuando tienen un esfuerzo tangencial se les conoce como esfuerzo cortante tangencial (Budynas y Nisbett, 2008)

Cuando el esfuerzo tiene sentido hacia los costados saliente de la superficie se le conoce como esfuerzo de tensión, pero si el esfuerzo tiene sentido hacia adentro de la superficie se le conoce como esfuerzo de compresión, el esfuerzo normal se representa con la  $\sigma$  y los esfuerzos cortantes con la letra tau ( $\tau$ ) (Budynas y Nisbett, 2008)

**Figura 14.**

*a) Esfuerzo Tridimensional b) Esfuerzo bidimensional*



*Nota:* Adaptado de esfuerzo tridimensional y bidimensional, de Budynas y Nisbett, 2008

El esfuerzo normal también puede tener relación con la deformación unitaria elástica  $\epsilon$  con la ley de Hooke mediante la ecuación siguiente:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad [3]$$

Donde E es el módulo de Young o, como lo conocemos, módulo de elasticidad (Budynas y Nisbett, 2008).

### 2.3.5 FLEXION

El rasgo más destacado de una viga sometida a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector (Federación de enseñanza Andalucía, 2011 pág. 10).

### **2.3.6 TORSION**

Se presenta cuando se aplica un momento en el eje longitudinal de una viga que puede ser en su eje. Es un momento que causa que el elemento se tuerza respecto al mismo eje, para calcular este tipo de esfuerzos utilizamos la siguiente formula.  $T$  es la tensión cortante expresada en  $\text{Kgf/cm}^2$ ,  $M_\tau$  es el momento torsor  $\text{Kgf/cm}$  y  $W_o$  es el módulo resistente a la torsión (Federación de enseñanza Andalucía, 2011 pág. 10)

### **2.3.7 CONCENTRACION DE ESFUERZO**

Se refiere a las áreas donde se intensifican los esfuerzos (por tensión, compresión, flexión o torsión) debido a las discontinuidades en alguna parte de la maquina o pieza, el valor del factor de concentración de esfuerzos solo depende de la geometría de la parte no se toma en cuenta el tipo de material empleado es por ello por lo que se llama factor teórico de concentración de esfuerzo (Budynas y Nissbett, 2008)

En las cargas dinámicas la concentración de esfuerzo es alta ya sea para los materiales dúctiles como para los frágiles (Budynas y Nissbett, 2008)

### **2.3.8 TEORIA DE FALLOS**

El fallo en una maquina o elemento pasa debido a diversas razones presentes en el material y puede ser debido a: Agrietamiento, fatiga, fractura y corrosión. Las cargas estáticas no cambian ni dirección ni magnitud en el tiempo. Hay mucha manera de que se pueden hallar estos fallos y se dividen en dos grupos (Budynas y Nissbett, 2008):

Para materiales Dúctiles: Esfuerzo cortante máximo, Energía de distorsión, Mohr coulomb dúctil

Para materiales frágiles: Esfuerzo normal máximo, Mohr coulomb frágil, Mohr modificada.



## 2.4. SIMULACION CON SOLIDWORKS

SOLIDWORKS es un programa de diseño asistido por computadora para realizar el modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp. El programa permite modelar piezas y conjuntos de piezas y extrae de ellos los planos de detalle, así como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso se trata de pasar la idea del diseñador de una maquina o pieza a un sistema de piezas creadas virtualmente en el sistema CAD para luego poder hacer los planos y ficheros de intercambios, que se puede hacer de manera rápida y automatizada (Juan Manuel, 2018).

### 2.4.1 M.E.F CON SOLIDWORKS SIMULATIONS

Para entender mejor las definiciones de elementos finitos podemos conceptualizar cada una de ellas:

**Método de elementos finitos.** cuando hablamos del método de elementos finitos podemos decir que es la herramienta universal más poderosa que existente actualmente y se puede aplicar en un análisis estructural donde un elemento se puede encontrar sometido a cargas mecánica estáticas o transitorias. El método se representa por un sólido discretizado en subdivisiones equivalentes que se denominan elementos, que se conectan en puntos que se denominan nodos. Podemos obtener un resultado real determinando así el desplazamiento de cada punto evaluando las tensiones del sistema. Para realizar este método se tiene que considerar las propiedades mecánicas, cargas y restricciones de manera que se obtiene un conjunto de ecuaciones que se aproximan al elemento continuo (Villon B. And Naranjo N, 2016).

**Nodos.** los elementos son un numero discreto de puntos que se hacen llamar nodos y estos conectan entre si a los elementos ya que los elementos, en los nodos es donde se materializaran las incógnitas principales del problema. En el caso de los análisis estructurales

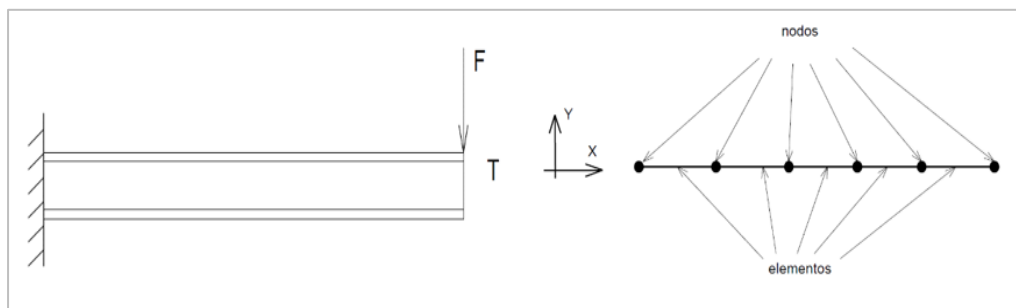
las incógnitas son los desplazamientos nodales que a partir de estos datos se pueden hallar los demás datos que nos interesan como las tensiones, deformaciones.

**Grados de libertad.** Se denomina a la capacidad de movimiento que tiene cada nodo y que puede tener seis direcciones de movimientos de movimiento, tres traslaciones a lo largo de sus tres ejes X, Y y Z y con la capacidad de girar en cada una de ellas.

**Apoyo.** Se denomina a partes del sólido o estructura que no cuentan con el grado de libertad para desplazarse o girar debido a que son estáticos y generan una fuerza, pero no genera deformación, los apoyos pueden restringir ciertos grados de libertad en la pieza.

### Figura 15.

*Viga en voladizo con carga*



*Nota:* Adaptado de Viga en voladizo con carga, de A. Carnicero,2010

## 2.4.2 METODO DE SIMULACION CON ELEMENTOS FINITOS

“La idea general del método es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento completo. Donde se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial a un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finitos cuyos comportamientos se modela por un sistema de ecuaciones” (Grupo Carman,2013)

**Tipos de elementos finitos.** Según Alfonso cubillas se dividen en tres categorías: 1-D elementos de línea, 2-D elementos de área que son figuras geométricas de cualquier número de

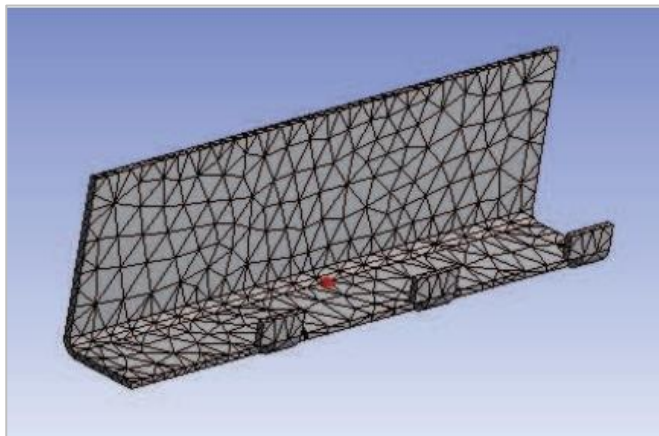
lados que se pueden utilizar triángulos y cuadriláteros y 3-D elementos de volumen que suelen ser poliedros de cualquier número de caras, como los tetraedros, hexágonos, dependiendo del problema a analizar.

### **Procedimiento del método.**

**Discretización.** Es el proceso de transformar el dominio geométrico continuo en una malla de elementos finitos. En este proceso se determina el tipo, la forma y tamaño del elemento. Los elementos están unidos entre si mediante un numero finito de nodos, ubicado en el contorno de los elementos. (Martínez y Patiño, 2015)

### **Figura 16.**

#### *Método de mallado*



*Nota:* Adaptado de Método de mallado, de Martínez y Patiño, 2015

**Determinación de las ecuaciones para cada elemento.** En esta etapa se aplica a cada elemento las ecuaciones que gobiernan el problema, de la misma manera se aplican las condiciones de frontera del problema a tratar. En este proceso se cuentan con varios métodos como el método de galerkin, el método de los mínimos cuadrados y de colocación. (Martínez y Patiño, 2015)

**Ensamblaje de las ecuaciones de los elementos.** Luego de obtener los sistemas que nos proporcionan las ecuaciones de cada elemento, en esta etapa se ensamblan un solo sistema. El método de elementos finitos debe cumplir condiciones de continuidad en la frontera entre los

elementos. Con este proceso se logrará obtener una matriz cuyo tamaño es igual al número de nodos de la malla por el número de grados de libertad. (Martínez y Patiño, 2015)

***Solución de las ecuaciones del sistema.*** Después de los pasos anteriores se procederá a resolver el sistema de ecuaciones. (Martínez y Patiño, 2015)

***Post proceso.*** Se calculan los valores de las variables, se grafican los resultados y se analizan los mismos. (Martínez y Patiño, 2015)

### **2.4.3 SOFTWARE DE SIMULACION**

Para fines de aplicación del presente proyecto de tesis se utilizarán los softwares siguientes:

**Software SolidWorks.** Es un software de diseño CAD (Diseño asistido por computadora) para poder modelar todo tipo de piezas en 2D en ensamblajes en 3D así también como planos en 2D y ofrece muchas simulaciones que puedes utilizar para el proceso de desarrollo de un producto. Entre sus prestaciones esta las posibilidades de crear, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos del proceso de diseño. (Dassault Systemes, 1995)

***SolidWorks Simulations.*** Es un programa que permite conocer los rendimientos del producto en las diferentes fases de diseño, y detectar posibles fallas y corregirlas antes de llegar a su prototipo final. Con ello se ahorra costosas modificaciones.

Es un potente conjunto de herramientas de simulación está completamente integrado en el entorno de SolidWorks Simulations, lo que permite un uso en todas las fases del desarrollo de productos. La potente visualización de los resultados permite estudiar las fuerzas que afectan al diseño, mostrando tensiones, desplazamientos, velocidades del fluido, presiones, temperaturas etc. (Grupo Carman, 2017).

### **2.4.4 PASOS PARA EL USO DEL SOLIDWORKS SIMULACION**

Para el diseño de proyectos de piezas o equipos es importante hacer una validación temprana del proceso de diseño, eso nos dará una noción de como el diseño se comportará en

las condiciones para la cual está siendo creado, con esto se podría disminuir la cantidad de prototipos del diseño.

Sin embargo, hay factores elementales que debemos de tomar en cuenta antes de realizar una simulación esto va desde la conceptualización del diseño ya que tenemos que definir si el diseño a simular se denomina una pieza sólida, una chapa metálica o algún miembro estructural, esto para que la simulación en el programa tome en cuenta estos factores y brinde un resultado más óptimo y apegado a la realidad.

Se cuentan con los siguientes pasos para hacer la simulación algún diseño que nos ayudaran a crear una simulación de manera correcta y sea lo más parecido a un comportamiento real:

**Material.** Para una simulación estática es muy importante la elección del material de la pieza, debido a que con ello se puede obtener la masa del diseño, pero a la vez en el apartado de la información del material se encuentra las propiedades mecánicas de cada material como son el módulo elástico, coeficiente de poisson, densidad de masa, limite elástico, entre otros datos que debemos tomar en cuenta para una simulación estática. Y existen muchas más propiedades de los materiales que nos ayudaran para otros tipos de simulación.

**Figura 17.**

### *Interfaz para Selección de Material*

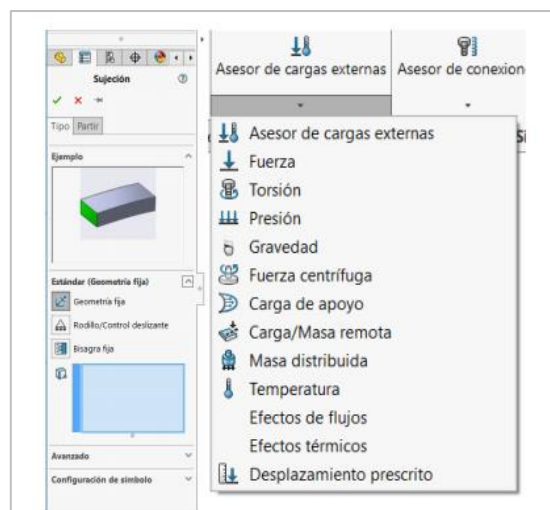


*Nota:* Adaptado de interfaz para selección de material, de Intelligy,2018

**Condiciones.** Una vez teniendo definido el material se le tiene que asignar condiciones de simulación a la pieza o ensamblaje, SolidWorks Simulations te da muchas opciones donde primero tendrás que colocar el tipo de sujeción de tu pieza o ensamble en caso sea el caso para luego ir colocando los diferentes tipos de fuerzas que te ofrece el SolidWorks (fuerza, torsión, presión, gravedad, temperatura etc.)

**Figura 18.**

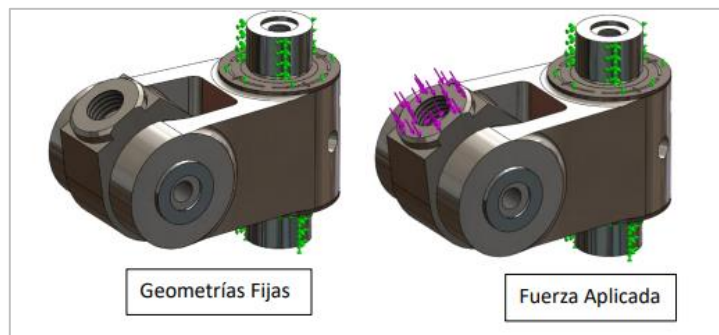
*Tipos de Sujeciones y Fuerzas*



*Nota:* Adaptado de tipos de sujeciones y fuerzas, de Intelligy,2018

**Figura 19.**

*Aplicación de Geometrías fijas y Fuerzas aplicadas*



*Nota:* Adaptado de Aplicación de geometrías fijas y fuerzas aplicadas, de Intelligy,2018

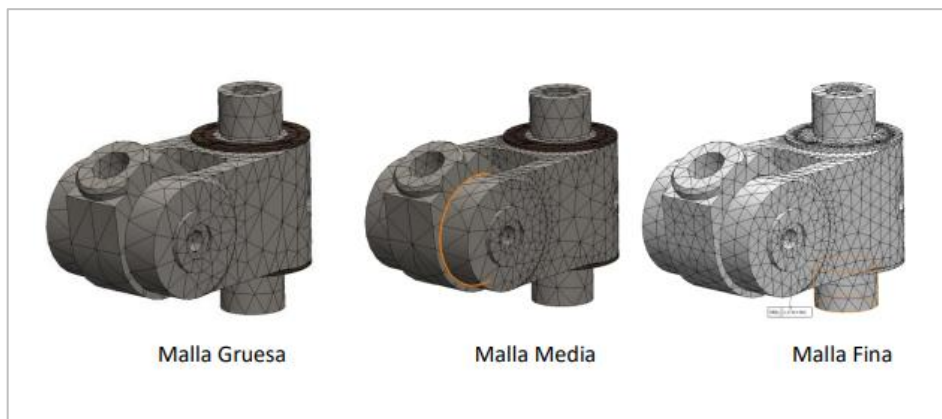
**Mallado.** Los dos primeros pasos para una simulación se dice que son los más importantes y por ende los más difíciles de realizar, debido a que debes tener claro el cómo funcionara la pieza o ensamble y tomar decisiones de que lo que quieres lograr con la

simulación, estas dos actividades primeras el usuario participa directamente y define esos aspectos.

Tenemos tres tipos de mallados según el tipo que elijas se definirá la precisión de la simulación, el número de elemento que tendrá la pieza o ensamblaje. Debido a que si eliges una malla fina se tendría elementos y por ende más nodos y por ello más resultados de los cálculos y sería más exacto. Sin embargo, al elegir la malla más gruesa el tiempo de solución se puede alargar más de lo debido y el equipo donde se realice deberá contar con características mayores a lo normal. Lo recomendable es primero hacer un mallado grueso para cálculos iniciales, una vez de estar seguro de tener bien definido los pasos anteriores se podría realizar una malla más fina.

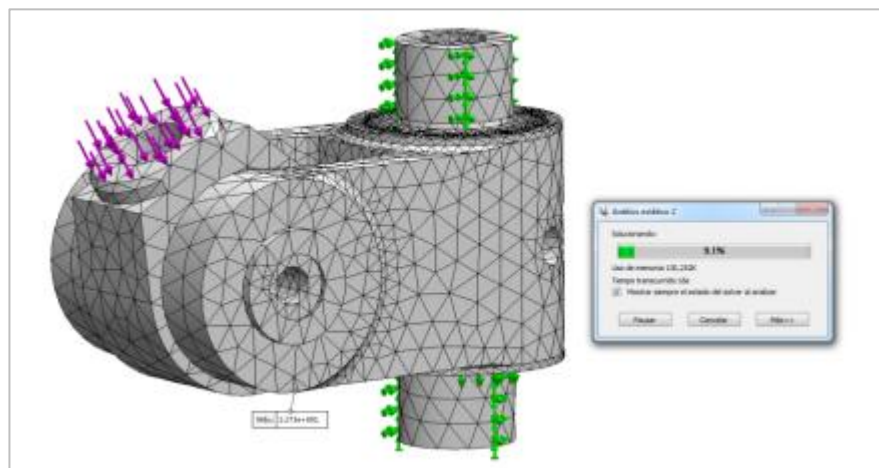
**Figura 20.**

*Tipos de mallado en SolidWorks Simulations*

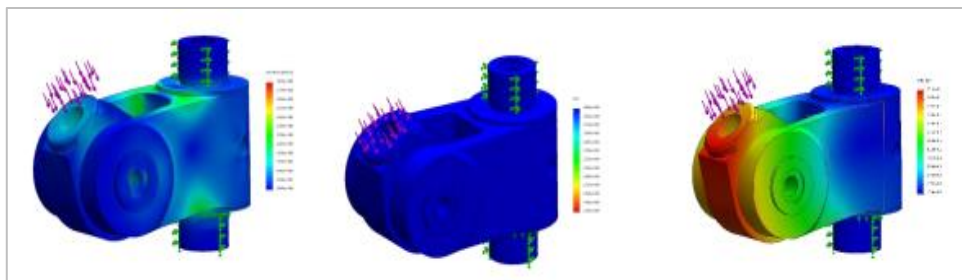


*Nota:* Adaptado de tipos de mallado en SolidWorks Simulations, deIntelligy,2018

**Análisis.** Esta parte es netamente parte del software de SolidWorks, el tiempo de demora para el análisis de los cálculos dependerá mucho en la elección de la malla gruesa o malla fina, como lo indicamos en la malla gruesa tendrá un tiempo menor ya que tendrá menos número de nodos y por ende menor cálculos que realizar.

**Figura 21.***Análisis en SolidWorks Simulations**Nota: Adaptado de Análisis en SolidWorks Simulations, de Intelligy,2018*

**Resultado.** Después de realizar adecuadamente los pasos descritos se podrán obtener los resultados del comportamiento del diseño, SolidWorks Simulations nos presenta en colores y en la misma pieza o ensamble, para idéntica la zona segura y a su vez la zona más crítica, el software calcula automáticamente las tensiones, desplazamientos y deformaciones. Y según se requiera se puede obtener algún otro tipo de esfuerzo en la zona indicada según el usuario lo requiera. El resultado más recomendado y utilizado en diseños es obtener el factor de seguridad del diseño.

**Figura 22.***Resultado obtenidos en SolidWorks Simulations**Nota: Adaptado de Resultados obtenidos en SolidWorks Simulations, de Intelligy,2018*



## CAPITULO III

### MATERIALES Y METODOS

#### 3.1. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION

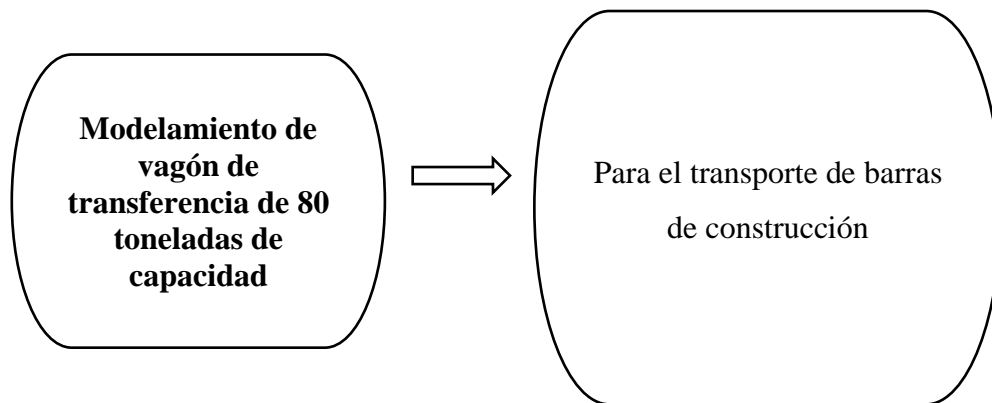
##### 3.1.1 TIPO DE ESTUDIO

Para el desarrollo de este proyecto “Modelación de vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para el transporte de barras de construcción”, se utilizará el método descriptivo y método analítico. El método descriptivo se basa en “únicamente describir situaciones o acontecimientos; básicamente no está interesado en comprobar explicaciones, ni en probar determinadas hipótesis. Aunque también pueden servir para probar hipótesis específicas y poner a prueba explicaciones”. (Mario Tamayo y Tamayo, 1987, pág. 44). El método analítico “es un camino para llegar a un resultado mediante la descomposición de un fenómeno en sus elementos consecutivos” (Ramírez C, Zuluaga M, Ortiz J, and Lopera J, 2010).

El método es analítico porque se obtienen resultados comprobados por medios de cálculos de resistencia de los materiales y componentes hechas analítica y finalmente calculadas por el método de elementos finitos.

##### 3.1.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACION

**Investigación descriptiva y analítica.** Se recolectarán los datos necesarios donde se describirán y explicarán la relación entre las variables

**Figura 23.***Relación de las variables**Nota:* Elaboracion Propia

Como vemos en la Figura 23. se describe las variables independientes y la variable dependiente donde se evidencia su relación causa-efecto.

### **3.1.3 PROCEDIMIENTO PARA LA INVESTIGACION**

Para la realizar la presente investigación y lograr los objetivos trazados se realizará las siguientes etapas.

- a) Selección información relevante y puntual sobre los diseños de vagón de transferencia existentes en SiderPeru y cumplir con los requisitos mínimos para la obtención del diseño final. (Requisitos iniciales para la obtención del diseño).
- b) Análisis y cálculos de elementos estructurales y puntos críticos del diseño mediante cálculos clásicos.
- c) Análisis y cálculos de puntos críticos sometidos a fatiga mediante el uso de software de simulación.
- d) Discutir y analizar y comparar los cálculos obtenidos usando el método clásico y usando el software de simulación.
- e) Redacción de informe de investigación.

### **3.1.4 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES**

*Variable dependiente*

1. VARIABLE	2. TIPO DE VARIABLE	3. OPERACIONALIZACION	4. CATEGORIZACION O DIMENSION	5.DEFINICION
Modelamiento de vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad	Independiente	Diseñar vagón transferidor para transporte de carga útil de 80 toneladas de capacidad, con el fin obtener diseño innovador con mayor cantidad peso neto en cada traslado de producto terminado	Transporte de carga útil de 80 toneladas de capacidad	Carga útil: es el peso real de barras de construcción que transportara el transferidor y se obtiene restando la carga máxima autorizada y la tara.
6. INDICADOR	7. ESCALA DE MEDICION	8. UNIDAD DE MEDIDA	9. INDICE	10. VALOR
Indicador de estimación	Razón o proporción	KG,	Índice de aceptabilidad	Alto nivel de importancia

Nota: Elaboracion Propia

*Variable dependiente:*

1. VARIABLE	2. TIPO DE VARIABLE	3. OPERACIONALIZACION	4. CATEGORIZACION O DIMENSION	5. DEFINICION
Para el transporte de barras de construcción.	Dependiente	Realizar el transporte de barras de construcción el cual se determinará el método de transporte y obtendrá una alternativa más viable para el uso.	Dimensiones de barras de construcción	Barras de Construcción: barras de acero de sección redonda con la superficie estriada, o con resaltes para facilitar su adherencia al concreto al utilizarse en la industria de la construcción
6. INDICADOR	7. ESCALA DE MEDICION	8. UNIDAD DE MEDIDA	9. INDICE	10. VALOR
Indicador dimensional	Razón o proporción	Metros (m)	Índice de aceptabilidad	Alto nivel de importancia

Nota: Elaboracion Propia

### 3.1.5 POBLACION

La población de esta investigación serán los Vagones de transferencia actualmente existentes en cada planta de SiderPeru que a continuación se muestran:

**Vagón de transferencia 80 toneladas – Almacén PT-15.** En el Almacén ST-14 se realiza el estandarizado de los paquetes de barras de construcción (contabilización de unidades por paquetes, estado de material y aseguramiento de la calidad) los paquetes que salen de los laminadores 1 y 2 se trasladan a los almacenes PT-15 y ST-14 para su despacho u estandarizado. Debido a la necesidad de esta actividad se necesita trasladar los paquetes entre ambos almacenes es por ello por lo que se cuenta con un transferidor de 80 toneladas que hace un recorrido de 50 m. realiza recorridos diarios según la necesidad del despacho con un aproximado de 8 traslados entre almacenes.

**Figura 24.**

*Vagón de transferencia – Almacén PT-15*



*Nota: Elaboracion propia*

**Vagón de transferencia 10 toneladas – Planta de Galvanizado.** Utilizado para el traslado de bobinas y material terminados, realiza un recorrido de 20 metros para acercar el material a la tina de galvanizado. También cuenta con alimentación eléctrica y sistema de ruedas tipo ferrocarril.

**Figura 25.**

*Vagon Transferidor - Planta de Galvanizado*



*Nota: Elaboracion propia.*

**Vagón de transferencia 8 toneladas – Planta laminación.** Ubicado en el taller de mantenimiento de la planta de laminación largos, utilizado para el retiro de ejes y cardanes del laminador 1 y con una capacidad de carga de 8 toneladas. Realiza un recorrido de 18 metros.

**Figura 26.**

*Vagon de transferencia - Planta laminación Largos*



*Nota: Elaboracion propia.*

**Vagón de transferencia 40 toneladas – Planta de Acería.** En la planta de acería existen 3 carros transferidores que hacen recorridos no mayores a 20 metros cada uno. Estos

son utilizados en el proceso de la fundición del acero, dos de ellos se usan para trasladar las cucharas previamente llenadas de chatarra y componente que luego serán llevados al horno eléctrico para fundirlos. Estos mencionados su plataforma se encuentra acondicionada para que se posicione la cuchara y al mismo tiempo se pese el contenido, estos transferidores tienen un sistema de alimentación retráctil y son alimentados eléctricamente.

**Vagón de transferencia 50 toneladas – Planta de Acería.** También ubicado en la planta de acería y su función es trasladar la cuchara con acero fundido para la aplicación de componentes químicos de una tolva a otra. Realiza un traslado no mayor a 20 metros y cuenta con un sistema de alimentación eléctrica y con cable retráctil.

**Vagón de transferencia 80 toneladas – Planta Laminación.** Este transferidor realiza un recorrido de 200 metros desde el almacén PT-09 hasta el Almacén PT-15 con una carga de 80 toneladas. Este vagón es el objeto de mejoramiento de este presente proyecto.

**Figura 27.**

*Vagón de transferencia 80 toneladas – Planta Laminación.*



*Nota:* Elaboración propia.

### **3.1.6 MUESTRAS SELECCIONADAS**

Se seleccionó dos carros transferidores que se fabricaron empíricamente según la necesidad de la planta se encuentran ubicados en la planta de estandarizados ST 14 y el almacén PT-15.

### **3.1.7 VARIABLES DE ESTUDIO**

**a. Variable Independiente.** Modelamiento de vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad

**b. Variable Dependiente.** Para el transporte de barras de construcción.

### **3.1.8 PROPUESTA APLICADA**

El modelamiento de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para el transporte de barras de construcción; se basará en los cálculos obtenidos con el método analítico y las simulaciones mediante SolidWorks Simulations.

Se calculará y propondrá un diseño optimo y multiuso que cumpla con los requisitos mínimos para el transporte de barras de construcción y pueda ser usados en todas las plantas de SiderPeru. Así mismo, el nuevo diseño eliminara el uso de camiones tráiler abierto para el transporte de barras de construcción de un almacén a otro esto reduciendo el costo de transporte.

## **3.2. METODOS**

Este trabajo de investigación recolectará información basada en las necesidades requeridas en la planta de largos y modelará un diseño optimo que podrá ser usado en las distintas plantas que se encuentran en SiderPeru

## **3.3. TECNICA**

Se utilizará la sistematización bibliográfica a través del análisis de información procedentes de los cálculos analíticos y simulaciones en el software utilizados.



### **3.4. MEDIOS Y MATERIALES**

- ✓ 01 laptop Workstation
- ✓ 01 calculadora CASIO fx-82 ES
- ✓ 01 USB Kingston DTSE9 8GB
- ✓ Catálogo de proveedores de materiales ASTM A 36
- ✓ Software CAE (SolidWorks)
- ✓ Métodos de cálculos analíticos
- ✓ Tesis y bibliografía relacionada al tema en investigación

## CAPITULO IV

### CALCULOS

#### 4.1. PARAMETROS DE DISEÑO

Para el diseño del vagón de transferencia y sus fines de uso se consideró trabajar con barras de construcción debido a la ubicación y uso que se le dará, más el diseño no es una limitante para que se pueda utilizar con otro tipo de material o carga.

Para efecto de los cálculos en el proceso de diseño de estructura, componentes mecánicos y mecanismos de traslación es necesario conocer las características del material que transportara, características como dimensiones longitudinales, peso y forma de entrega de carga de las barras de construcción.

##### 4.1.1 BARRA DE CONSTRUCCIÓN NTP 341.031 G60

Las barras de construcción SiderPeru se cortan en medidas de 9 metros de largos una medida común comercial pero también en un máximo de 12 metros y según medida del cliente. Para su despacho se realiza el enzunchado de paquetes de barras de 2 toneladas de peso máximo, a continuación, detallaremos las cantidades de barras de construcción por paquetes según sus dimensiones.

**Tabla 2.**

*Especificaciones Dimensionales y Peso de Paquetes*

Designación de barra	Peso Kg/m	Diámetro mm	Área sección nominal	Perímetro nominal mm	Nº Barras (9m) por Paquetes	Peso por Paquetes kg
6mm	0.22	6.0	28	18.8	1011	2002
8mm	0.395	8.0	50	25.1	563	2002
3/8"	0.56	9.5	71	29.9	416	2097
12mm	0.888	12.0	113	37.7	251	2006
1/2"	0.994	12.7	129	39.9	224	2004
5/8"	1.552	15.9	199	49.9	150	2095
3/4"	2.235	19.1	284	59.8	102	2052
1"	3.973	25.4	510	79.8	56	2003
1 3/8"	7.907	35.8	1006	112.5	29	2063

*Nota:* Elaboracion propia.

Los paquetes de barras de construcción enzunchados según sus medidas varían entre 0.20m hasta 0.25m de diámetro, para fines de los cálculos de la plataforma del vagón que se diseñará se requerirá un aproximado de 40 unidades de paquetes de 2 toneladas haciendo un peso de 80 toneladas de carga nominal.

#### **4.1.2 DIMENSIONES REQUERIDAS PARA LA PLATAFORMA**

Como mencionamos en el capítulo 3.1.4 existen estructuras que fueron fabricadas y acondicionadas para el uso de transporte de barras de construcción, muchas de ella se encuentran sobredimensionadas porque no fueron diseñadas para el uso exclusivo de barras, pero con estos diseños se puede obtener una idea de las dimensiones que requerimos para el diseño de nuestro vagón de transferencia.

Para el diseño de nuestro vagón de transferencia se tomará como referencia las medidas estándar de una plataforma de camión tráiler abierto y de las muestras seleccionadas que tienen medidas comunes entre ellas y actualmente son utilizadas para este fin.

Una plataforma de camión tráiler abierto estándar tiene 2.6m ancho y 13.5m de largo los vagones ferroviarios existentes cuentan con una longitud de 14.4 m largo y 2.3m de ancho es por ello por lo que adoptaremos las siguientes medidas para nuestro vagón de transferencia.

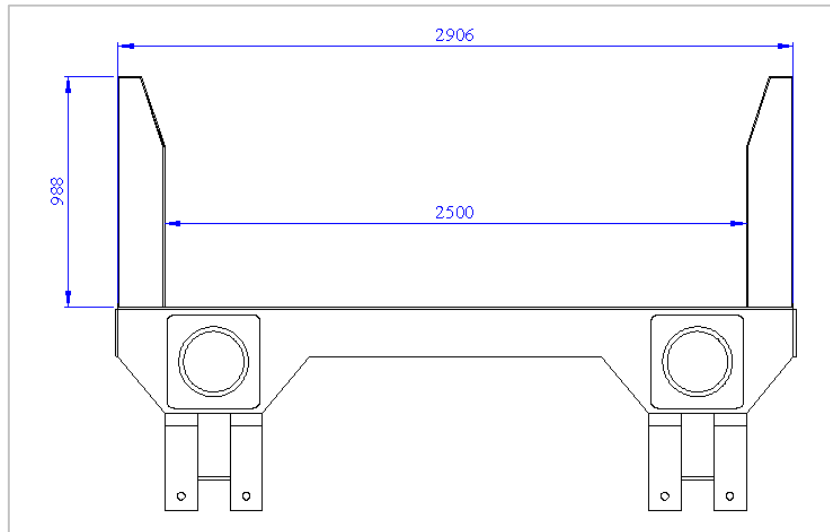
**Tabla 3.**

*Medidas de Modelación Vagon de transferencia*

<b>Descripción</b>	<b>Medidas</b>
Longitud (m)	12.4
Ancho(m)	2.9
Altura (m)	0.9
Carga Nominal (Tn)	80.0

*Nota:* Elaboracion propia.

Para fines de cálculos el diámetro del paquete enzunchado de barras de construcción se considerará 0.25 metros que irán apilada unos a otros según como muestra la Figura 28, siendo un total de 40 unid de paquetes con una base de 10 paquetes haciendo un total de 2.5 metros de ancho útil de plataforma.

**Figura 28.***Dimensionamiento del Ancho útil de Plataforma*

*Nota:* Elaboracion propia.

Como se mencionó anteriormente las barras de construcción varían de tamaño según el pedido del cliente, pero las dos medidas estándar son de 9 metros y 12 metros de longitud es por ello por lo que se consideró un largo de 12.4 metros de plataforma.

#### **4.1.3 REQUERIMIENTOS ESTRUCTURALES**

La estructura metálica del vagón de transferencia soportara una carga nominal de 80 toneladas en condiciones de servicio normal y con un ciclo de transporte mínimo de 1000 toneladas diarias, esto significa que realizara más de 12 cargas diarias desde un almacén a otro.

Además, deberá incluir barandas laterales como tope de cargas, estas deberán soportar el golpe de la grúa al momento de colocar los paquetes de barras en la plataforma, se optó que sea 5 topes en cada lado de la estructura distribuidos uniformemente.

En la estructura principal, utilizaremos materiales de uso comercial como planchas de Acero ASTM A36 y Vigas ASTM A6 y para el sistema de traslación el Acero AISI 4340. del software SolidWorks podemos obtener las propiedades del acero estructural A36 y AISI 4340.

**Figura 29.***Propiedades del Acero Estructural A36*

Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	<input type="checkbox"/> Guardar tipo de modelo en la biblioteca
Unidades:	SI - N/m <sup>2</sup> (Pa)	
Categoría:	Acero	
Nombre:	ASTM A36 Acero	
Criterio de fallos predeterminado:	Tensión de von Mises máx.	
Descripción:		
Origen:		
Sostenibilidad:	Definido	

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	400000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	250000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)

*Nota:* Adaptado de Propiedades del acero Estructural A36, de Software SolidWorks

Materials SP5.0, 2022

**Figura 30.***Propiedades del Acero AISI 4340 Normalizado*

Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	<input type="checkbox"/> Guardar tipo de modelo en la biblioteca
Unidades:	SI - N/m <sup>2</sup> (Pa)	
Categoría:	Acero	
Nombre:	AISI 4340 Acero normalizado	
Criterio de fallos predeterminado:	Tensión de von Mises máx.	
Descripción:		
Origen:		
Sostenibilidad:	Definido	

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.32	N/D
Módulo cortante	8e+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	1110000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	710000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.23e-05	/K
Conductividad térmica	44.5	W/(m·K)
Calor específico	475	J/(kg·K)

*Nota:* Adaptado de Propiedades del acero AISI 4340 normalizado, de Software SolidWorks

Materials SP5.0, 2022.

**4.2. DEFINICION DEL PROTOTIPO**

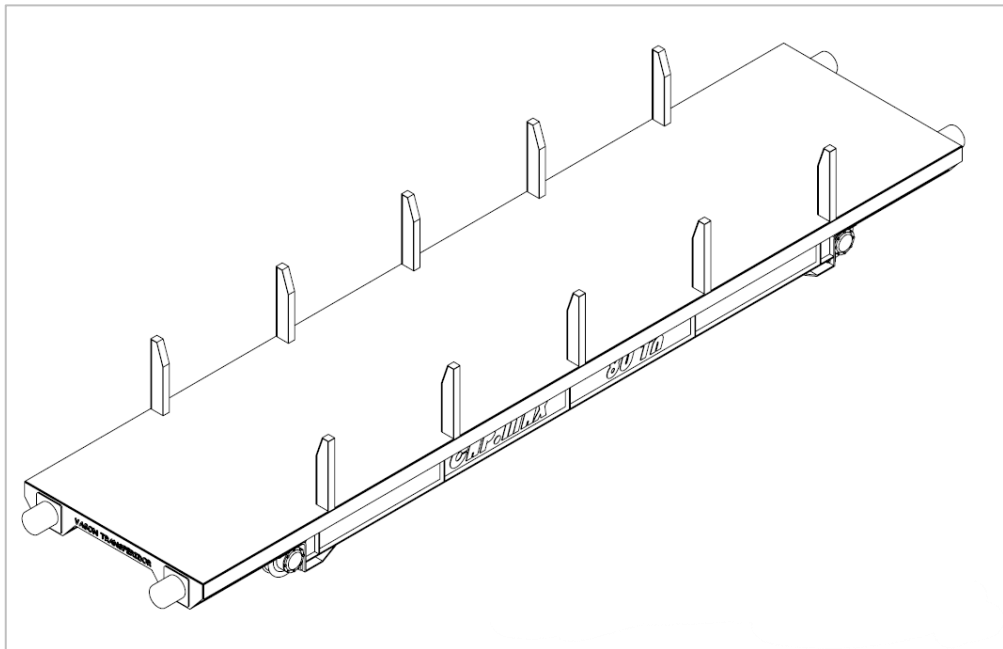
Según lo mencionado en los parámetros de diseño se optará por optimizar el vagón transferidor numero 3 ubicado entre los almacenes PT 09 y PT 15, y tomando en cuenta las unidades de transporte existente en planta.

El prototipo seleccionado es una plataforma rectangular que contará con dos vigas principales tipo cajón, 7 travesaños ubicados transversalmente para soportar el peso de la carga, 5 barandas para restricción de la carga que estará ubicado en la parte longitudinal de la plataforma, 4 ruedas de traslación donde 2 de ellas serán las ruedas conductoras y 2 ruedas conducidas así mismo el sistema motriz para el desplazamiento será por medio de motorreductores eléctricos y alimentación mediante un carrete retráctil.

El diseño del prototipo se obtuvo mediante el modelamiento en el software SolidWorks que luego se pasará a evaluar su viabilidad estructural de cada uno de su componente según a los esfuerzos que se someterá en su uso.

**Figura 31.**

*Prototipo de Vagon de transferencia 80Tn*



*Nota: Elaboracion Propia*

#### **4.3. ANALISIS MATEMATICO PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS CRITICOS**

Para realizar el análisis matemático en el diseño de elementos críticos del presente proyecto se utilizará las fórmulas mecánicas de materiales clásicas indicadas en la sección 2.2

### 4.3.1 ANÁLISIS DE CARGA PARA DISEÑO

Para un óptimo diseño es importante identificar las cargas que van a actuar sobre la estructura tomando en cuenta las situaciones más extremas a las que se encontrara sometido durante su vida útil.

Por el momento solo tenemos la carga nominal (carga útil) que soportara la estructura las demás cargas se determinaran luego de la selección de la viga principal y travesaños.

$$\text{Carga Nominal} = C_n = 80000 \text{ kg} = 784.53 \text{ KN}$$

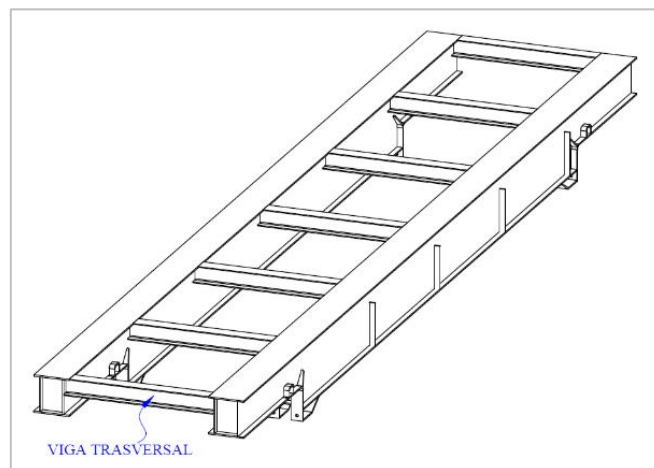
En esta carga consideramos los 40 paquetes de 2 toneladas ya sea en longitudes de 9m y 12m que soportara en un recorrido normal.

### 4.3.2 DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS DE TRAVESAÑOS

En el diseño se consideró 7 travesaños que unirán las dos vigas principales de la estructura como se muestra en la Figura 32.

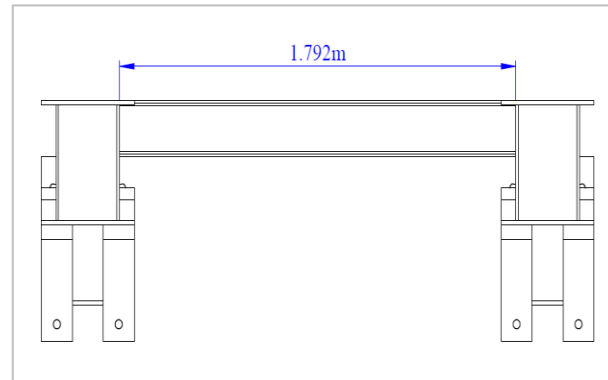
**Figura 32.**

*Vigas Trasversales (travesaño) de diseño de Vagon*



*Nota: Elaboracion Propia.*

La distancia entre las dos vigas principales es de 1.792m considerando el espacio físico y requerimientos del diseño. Se analiza el travesaño como una viga empotrada en ambos extremos y una carga distribuida en toda su longitud.

**Figura 33.***Longitud de travesaño en vagón**Nota: Elaboracion Propia.*

A continuación, evaluaremos el travesaño en dos situaciones ya que la estructura está diseñada para transportar barras de construcción de 9m y 12m de longitud:

**Caso 1. Cálculo Analítico de travesaño con barras de 12m de longitud.** Cuando la estructura deba transportar barras de construcción de 12m de longitud el peso total de 80 toneladas se distribuirá entre los 7 travesaños y a su vez este peso se distribuirá uniformemente sobre la longitud del travesaño.

$$C_{Distribuida} = \frac{Carga\ nominal / N^{\circ}\ travesaños}{Longitud\ de\ viga} = \frac{80000kg / 7}{1.792m} = \frac{11428.57\ kg}{1.792m}$$

$$C_{Distribuida} = 6377.55\ kg/m = 62542.4\ N/m$$

A continuación, detallaremos los pasos realizados para el análisis estático, diseño y selección de travesaño:

**1. Cálculo de la deflexión máxima permisible.** En la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 establece que, la máxima deflexión vertical permisible en una viga soportada en ambos extremos y que soportar el peso de una carga, no debe exceder el valor de  $l/888$ , como se indica en la ecuación 3, donde  $l$  es la distancia de luz entre apoyos (en nuestro caso en los extremos del travesaño).

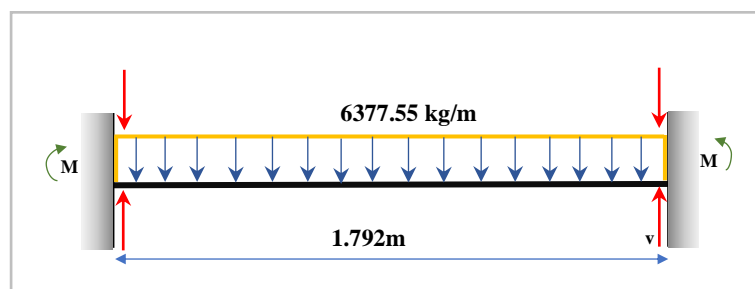
$$y_{max} < \frac{l}{888} = \frac{1792mm.}{888} = 2.02mm \approx 0.202cm \quad [3]$$



**2. Cálculo de momento de inercia Referencial.** Para aproximar la sección transversal del vagón de transferencia, se determinará el momento de inercia de referencia que puede ser encontrada con la deflexión máxima permisible de la ecuación 3, realizamos el Diagrama de Cuerpo libre del travesaño como se muestra en la Figura 34. siendo este una viga empotrada en sus extremos con una carga distribuida y un largo de 1.792m.

**Figura 34.**

*Diagrama de Cuerpo Libre de travesaño -Caso 1*



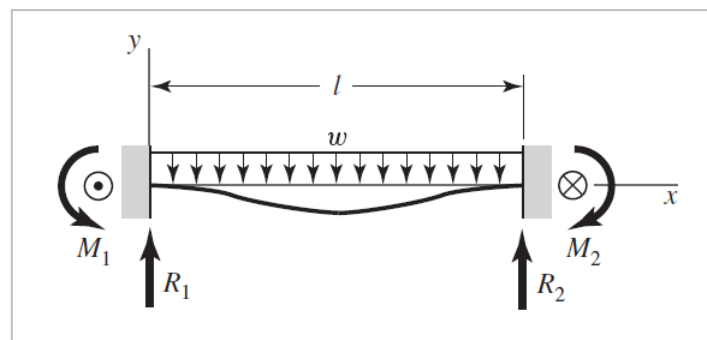
*Nota:* Elaboracion propia

Se aplica el método de superposición, para el caso de una viga empotrada con apoyos fijos y carga intermedia o distribuida, se expresa en la Ecuación 4, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1. de este documento.

$$y_{max} = \frac{wl^4}{384EI} \quad [4]$$

**Figura 35.**

*Viga empotrada con apoyos simples y carga distribuida*



*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,984), por Budynas, 2008, McGrawHillEducation.

Donde:

$y_{max}$  = Deflexión máxima ( $mm$ ).

$w$  = Carga distribuida (peso de la viga por metro lineal) ( $Kg/m$ ).

$l$  = Distancia entre apoyos ( $m$ ).

$E$  = Modulo de elasticidad ( $Pa$ ).

$I$  = Momento de inercia ( $cm^4$ ).

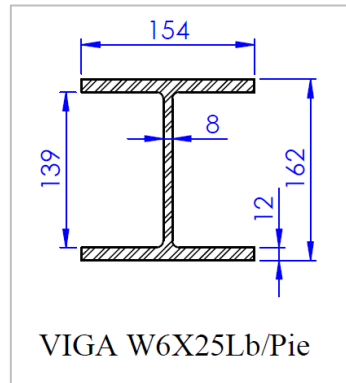
Determinamos el momento de inercia referencial despejando la inercia en la Ecuación 4 y se obtiene la Ecuación 5, donde consideramos el módulo de elasticidad en un perfil laminado estructural ASTM A-36  $E=200Gpa \approx 200 \times 10^9 Pa$ , valor obtenido en la Figura 29 de propiedades de acero ASTM A-36.

$$I = \frac{wl^4}{384Ey_{max}} \quad [5]$$

$$I = \frac{62542.4N/m \times 1.792^4}{384(200 \times 10^9)(2.02 \times 10^{-3})}$$

$$I = 4.147 \times 10^{-6} m^4 \approx 414.7 cm^4$$

**3. Selección de la sección transversal de Travesaño.** Con la inercia referencial, se realizará la búsqueda para la selección de la viga que más se aproxime al valor obtenido en la Ecuación 5. Ubicamos en la tabla de *Medidas y Propiedades Geométricas de Perfiles W(H)*, que se encuentra adjunto en el Anexo B–Tabla B.2. Obteniendo un valor de inercia en la viga  $W6 \times 25 lb/ft$  de  $707 cm^4$ , al ser este mayor que el encontrado en la Ecuación 5 se elige este perfil cuyo peso es  $37.1 Kg/m$ .

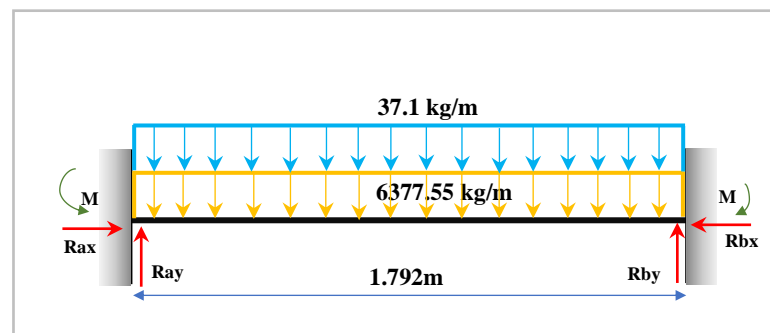
**Figura 36.***Sección Transversal de travesaño**Nota: Elaboracion propia*

La masa total del travesaño se hallará multiplicando el peso por metro lineal y longitud de la viga como muestra en la Ecuación 6.

$$m_{viga} = \text{Peso de viga} \times l \quad [6]$$

$$m_{viga} = (37.1 \text{ Kg/m}) \times 1.792 \text{ m} \approx 64.48 \text{ kg}$$

**4. Análisis estático de Travesaño.** Se procede al cálculo estático de travesaño, mediante las fórmulas obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1 de este documento. Se plantea el diagrama de cuerpo libre considerando el peso de la sección transversal seleccionada y la carga distribuida a lo largo de su ancho como indica la Figura 37.

**Figura 37.***D.C. L con Pesos de Travesaño y Carga Distribuida.**Nota: Elaboracion propia.*

Se considera como peso total  $w_{total}$ , la suma entre el peso de la viga y la carga distribuida a lo largo del travesaño como muestra la Ecuación 7.

$$w_{total} = w_{viga} + C_{Distribuida} \quad [7]$$

$$w_{total} = 37.1 \text{ kg/m} + 6377.55 \text{ kg/m}$$

$$w_{total} = 6414.65 \text{ kg/m} \approx 62927.71 \text{ N/m}$$

Hallamos las reacciones en  $R_{ay}$  y  $R_{by}$  utilizando las fórmulas que se expresa en la Ecuación 8, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1 de este documento.

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{w_{total} \times l}{2} \quad [8]$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{(6414.65 \text{ kg/m})(1.792 \text{ m})}{2} = 5747.53 \text{ Kg}$$

Hallamos los momentos en  $M_a$  y  $M_b$  utilizando las fórmulas que se expresa en la Ecuación 9, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1 de este documento.

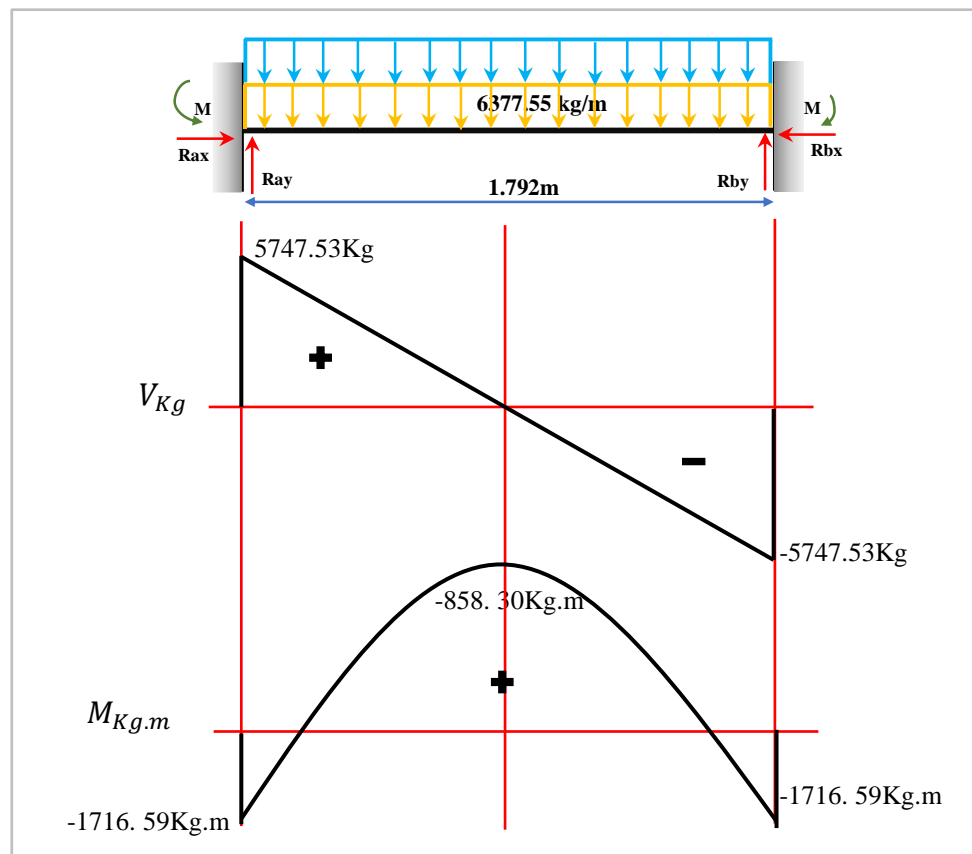
$$M_a = M_b = \frac{w_{total} \times l^2}{12} \quad [9]$$

$$M_a = M_b = \frac{(6414.65 \text{ Kg/m}) \times 1.792^2}{12} = 1716.59 \text{ Kg.m}$$

**5. Diagramas de Fuerza cortante y momento flexionante.** Con el valor obtenido de las reacciones en la Ecuación 8 y 9, se procede a graficar los diagramas de fuerzas cortantes y momento flexionante por el método de áreas como se indica en la Figura 38.

**Figura 38.**

*Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante*



*Nota: Elaboracion Propia*

Hallamos el momento máximo con  $M_a = M_b$  con el método de áreas.

$$M_1 = -1716.59Kg.m$$

$$M_2 = -1716.59Kg.m + \frac{(5747.53Kg \times 0.896)}{2} = 858.30Kg.m$$

$$M_3 = 858.30Kg.m + \frac{(-5747.53Kg \times 0.896)}{2} = -1716.59Kg.m$$

En la gráfica hallamos el momento flexionante máximo:

$$M_{max} = 858.30Kg.m \approx 8419.93N.m$$

**6. Cálculo de la deflexión del travesaño.** La deflexión para una viga empotrada en sus extremos con carga distribuida  $y_{max}$  se indica en la Ecuación 10, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1 de este documento. La deflexión máxima del travesaño por efecto de las cargas será:

$$y_{max} = \frac{w_{total}l^4}{384EI} \quad [10]$$

$$y_{max} = \frac{(62927.71 \text{ N/m})(1.792\text{m})^4}{385(200 \times 10^9 \text{ Pa})(2.244 \times 10^{-5} \text{ m}^4)}$$

$$y_{max} = 3.7556 \times 10^{-4} \text{ m} \approx 0.3755 \text{ mm}$$

La deflexión máxima permisible debe de cumplir con la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 que se indicó anteriormente en la Ecuación 3, esta nos dice que la deformación máxima permisible que debe soportar una viga transversal es  $l/888$ , donde  $l$  es la distancia entre apoyos. Como se calculó anteriormente el valor de la deflexión máxima no debe exceder a 2.02mm

$$y_{max} = 0.3755 \text{ mm} < 2.02 \text{ mm} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

**7. Esfuerzo a flexión y Cálculo del Factor de Seguridad.** El esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dado por la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \times C}{I_x} \quad [11]$$

Donde C es la distancia desde el eje neutro al extremo del perfil, observando la Figura 36 decimos que  $C = 100.5 \text{ mm}$ , reemplazando:

$$\sigma_{max} = \frac{(8417.05 \text{ N.m}) \times (0.081 \text{ m})}{(2.244 \times 10^{-5} \text{ m}^4)}$$

$$\sigma_{max} = 30382399.7 \text{ Pa} \approx 30.38 \text{ MPa}$$

Debido a que el esfuerzo limite a la fluencia del acero ASTM A-36 es de  $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$  ( Ver figura 29), Según lo que establece la norma CMAA 70 inciso 3.4.3, no debe superar el  $0.75\sigma_y$  por tanto:

$$\sigma_{max} = 0.75\sigma_y \quad [12]$$

$$30.38 \text{ MPa} = 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$30.38 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad según la normativa,  $n = 1.8$  y esta se puede obtener con la Ecuación 13:

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.8 \quad [13]$$

$$n = \frac{187.5\text{MPa}}{30.38\text{MPa}}$$

$$n = 6.17 \text{ CUMPLE}$$

Finalmente, podemos verificar cual es el porcentaje de utilización del material que viene dada en la Ecuación 14:

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} \times 100 \quad [14]$$

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{30.38}{187.5} \times 100 = 16.2\%$$

**Caso 2. Cálculo Analítico de Travesaño con Barras de 9m de Longitud.** Cuando la estructura deba transportar barras de construcción de 9m de longitud el peso total de 80 toneladas se distribuirá entre los 5 travesaños y a su vez este peso se distribuirá uniformemente sobre la longitud de este.

$$C_{Distribuida} = \frac{\text{Carga nominal}/N^{\circ} \text{ travesaños}}{\text{Longitud de viga}} = \frac{80000\text{kg}/5}{1.792\text{m}} = \frac{16000 \text{ kg}}{1.792\text{m}}$$

$$C_{Distribuida} = 8928.57 \text{ kg/m} = 87559.36 \text{ N/m}$$

A continuación, detallaremos los pasos realizados para el análisis estático, diseño y selección de sección transversal de travesaño.

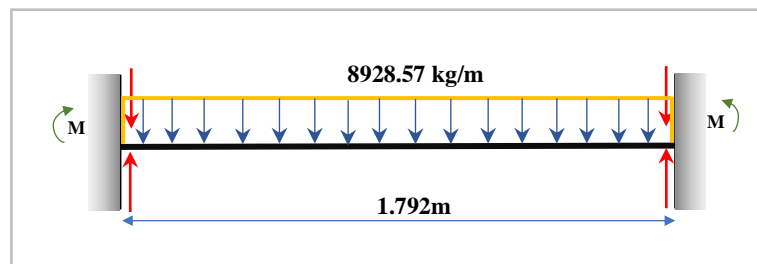
**1. Cálculo de la Deflexión Máxima Permisible.** En la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 establece que, la máxima deflexión vertical permisible en una viga soportada en ambos extremos y que soportar el peso de una carga, no debe exceder el valor de  $l/888$ , como se indica en la ecuación 15, donde  $l$  es la distancia de luz entre apoyos (en nuestro caso en los extremos del travesaño).

$$y_{max} < \frac{l}{888} = \frac{1792mm.}{888} = 2.02mm \approx 0.202cm \quad [15]$$

**2. Cálculo de momento de inercia Referencial.** Para aproximar la sección transversal del vagón de transferencia, se determinará el momento de inercia de referencia que puede ser encontrada con la deflexión máxima permisible de la ecuación 15, se plantea el Diagrama de Cuerpo libre del travesaño como se muestra en la Figura 39. siendo este una viga empotrada en sus extremos con una carga distribuida y un largo de 1.792m.

**Figura 39.**

*Diagrama de Cuerpo Libre de Travesaño – Caso 2*



*Nota: Elaboracion Propia*

Se aplica el método de superposición, para el caso de una viga empotrada con apoyos fijos y carga intermedia o distribuida, se expresa en la Ecuación 16, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo B – Tabla B.1. de este documento.

$$y_{max} = \frac{wl^4}{384EI} \quad [16]$$

Determinamos el momento de inercia referencial despejando la inercia en la Ecuación 16 se obtiene la Ecuación 17, donde se considera el módulo de elasticidad en un perfil laminado estructural ASTM A-36  $E=200Gpa \approx 200 \times 10^9 Pa$ , valor obtenido en la tabla de propiedades de acero ASTM A-36, Figura 29.

$$I = \frac{wl^4}{384Ey_{max}} \quad [17]$$

$$I = \frac{87559.36N/m \times 1.792^4}{384(200 \times 10^9)(2.02 \times 10^{-3})}$$

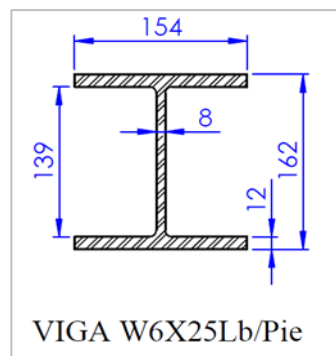


$$I = 5.805 \times 10^{-6} m^4 \approx 580.5 cm^4$$

**3. Selección de la Sección Trasversal de Travesaño.** Con la inercia referencial, se realizará la búsqueda para la aproximación de la viga que más se aproxime al valor obtenido en la Ecuación 17. Ubicamos en la *tabla de Medidas y Propiedades Geométricas de Perfiles W(H)*, que se encuentra adjunto en el Anexo B – Tabla B.2. Obteniendo un valor de inercia en la viga  $W6 \times 25 lb/ft$  de  $707 cm^4$ , al ser este mayor que el encontrado en la Ecuación 17, se elige este perfil cuyo peso es  $37.1 Kg/m$ .

**Figura 40.**

*Sección Trasversal de travesaño*



*Nota: Elaboracion Propia*

La masa total del travesaño se hallará multiplicando el peso por metro lineal y longitud de la viga como muestra en la Ecuación 18.

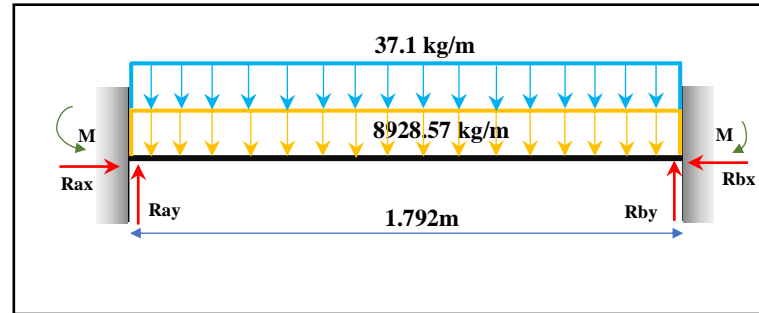
$$m_{viga} = \text{Peso de viga} \times l \quad [18]$$

$$m_{viga} = (37.1 Kg/m) \times 1.792m \approx 64.48kg$$

**4. Análisis Estático de Travesaño.** Se procede al cálculo estático del travesaño, mediante las fórmulas obtenidas en el libro de Shigley Tabla A-9, Adjunto en el anexo B-Tabla B.1 de este documento. Se plantea el diagrama de cuerpo libre considerando el peso de la sección transversal seleccionada y la carga distribuida a lo largo de su ancho como indica la Figura 41.

**Figura 41.**

*D.C. L con pesos de viga y carga distribuida.*



*Nota: Elaboracion Propia.*

Se considera la suma ( $w_{total}$ ) entre el peso de la viga y la carga distribuida a razón del peso de las barras de construcción a lo largo de la viga como muestra la Ecuación 19

$$w_{total} = w_{viga} + C_{Distribuida} \quad [19]$$

$$w_{total} = 37.1 \text{ kg/m} + 8928.57 \text{ kg/m}$$

$$w_{total} = 8965.67 \text{ kg/m} \approx 87923.19 \text{ N/m}$$

Hallamos las reacciones en  $R_{ay}$  y  $R_{by}$  utilizando la fórmula que se expresa en la Ecuación 20, obtenidas en el libro de Shigley Tabla A-9, Adjunto en el anexo B-Tabla B.1 de este documento.

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{w_{total} \times l}{2} \quad [20]$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{(8965.67 \text{ kg/m})(1.792\text{m})}{2} = 8033.24\text{Kg}$$

Hallamos los momentos en  $M_a$  y  $M_b$  utilizando las fórmulas que se expresa en la Ecuación 21, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el anexo B-Tabla B.1 de este documento.

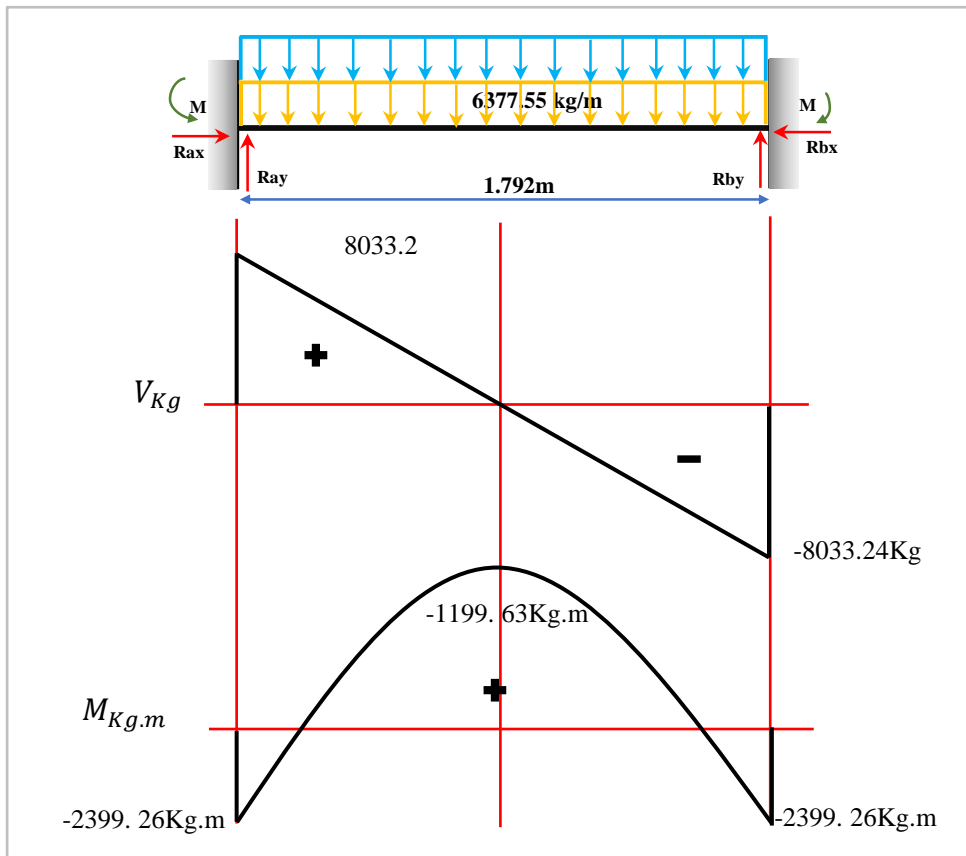
$$M_a = M_b = \frac{w_{total} \times l^2}{12} \quad [21]$$

$$M_a = M_b = \frac{(8965.67 \text{ Kg/m}) \times 1.792^2}{12} = 2399.64 \text{ Kg.m}$$

**5: Diagramas de Fuerza cortante y Momento Flexionante.** Con el valor obtenido de las reacciones en la ecuación 20 y 21 se procede a graficar los diagramas de fuerzas cortantes y momento flexionante por el método de áreas como se indica en la Figura 42.

**Figura 42**

*Diagrama de Carga cortante y Momento Flexionante*



*Nota: Elaboracion Propia.*

Hallamos el momento máximo  $M_a = M_b$  con el método de áreas.

$$M_1 = -2399.26Kg.m$$

$$M_2 = -2399.26Kg.m + \frac{(8033.24Kg \times 0.896)}{2} = 1199.63Kg.m$$

$$M_3 = 1199.63Kg.m + \frac{(-8033.24Kg \times 0.896)}{2} = -2399.26Kg.m$$

En la gráfica verificamos el momento flexionante máximo:

$$M_{max} = 1199.63Kg.m \approx 11.7644KN.m$$

**6. Cálculo de la Deflexión de la Viga Transversal.** La deflexión para una viga empotrada en sus extremos con carga distribuida  $y_{max}$  se indica en la Ecuación 22, obtenidas en el libro de Shigley Tabla A-9, Adjunto en el anexo B-Tabla B.1 de este documento. La deflexión máxima del travesaño por efecto de las cargas será:

$$y_{max} = \frac{w_{total}l^4}{384EI} \quad [22]$$

$$y_{max} = \frac{(87923.19 \text{ N/m})(1.792\text{m})^4}{385(200 \times 10^9 \text{ Pa})(2.244 \times 10^{-5} \text{ m}^4)}$$

$$y_{max} = 3.426 \times 10^{-4} \text{ m} \approx 0.3426 \text{ mm}$$

La deflexión máxima permisible debe de cumplir con la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 que se indicó anteriormente en la Ecuación 15, esta nos dice que la deformación máxima permisible que debe soportar una viga transversal es  $l/888$ , donde  $l$  es la distancia entre apoyos. Como se calculó anteriormente el valor de la deflexión máxima no debe exceder a 2.02mm

$$y_{max} = 0.3426 \text{ mm} < 2.02 \text{ mm} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

**7. Esfuerzo a Flexión y Cálculo del Factor de Seguridad.** El esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dado por la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \times C}{I_x} \quad [23]$$

Donde C es la distancia desde el eje neutro al extremo del perfil, observando la Figura 40 obtenemos  $C = 81 \text{ mm}$ , reemplazando:

$$\sigma_{max} = \frac{(11764.4 \text{ N} \cdot \text{m}) \times (0.081 \text{ m})}{(2.244 \times 10^{-5} \text{ m}^4)}$$

$$\sigma_{max} = 42465080 \text{ Pa} \approx 42.46 \text{ MPa}$$

Debido a que el esfuerzo limite a la fluencia del acero ASTM A-36 es de  $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$  ( Ver Figura 29), Según lo que establece la norma CMAA 70 inciso 3.4.3, no debe superar el  $0.75\sigma_y$  por tanto:

$$\sigma_{max} = 0.75\sigma_y \quad [24]$$

$$42.46 \text{ MPa} = 0.75(250\text{MPa})$$

$$42.46 \text{ MPa} < 187.5\text{MPa}$$

El factor de seguridad según la normativa,  $n = 1.8$  y esta se puede obtener con la Ecuación 25:

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.8 \quad [25]$$

$$n = \frac{187.5\text{MPa}}{42.46 \text{ MPa}}$$

$$n = 4.42 \text{ CUMPLE}$$

Finalmente, podemos verificar cual es el porcentaje de utilización del material que viene dada en la Ecuación 26:

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} \times 100 \quad [26]$$

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{42.46}{187.5} \times 100 = 22.64\%$$

### 4.3.3 DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULOS DE VIGA PRINCIPAL

Para diseñar las vigas principales debemos tomar en cuenta algunos factores que influyen en las dimensiones de esta. Como mencionamos en el punto 4.3.2, las vigas principales están unidas por 7 travesaños en toda su longitud y se analizó en sus dos condiciones, cuando el vagón cargue barras de 12m de longitud y cuando cargue barras de 9m. Se decidió analizar la viga principal cuando las barras de construcción sean de 9m debido a que en este caso es donde los travesaños tienen mayor presión sobre la viga principal.

Para determinar el alto y ancho de la viga principal tenemos que considerar las dimensiones de los componentes que llevaran en su interior estamos hablando de rodamientos, ruedas, ejes y también lo que llevaran en la zona exterior como placas de uniones, barandas de tope y motorreductores.

## Caso 2. Cálculo Analítico de viga principal con barras de 9m de longitud.

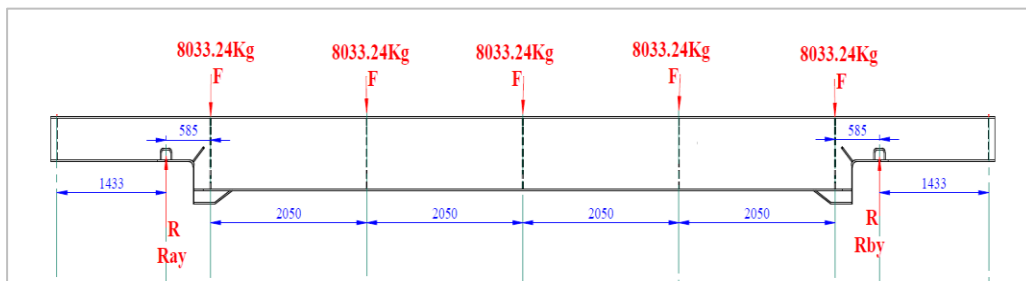
Analizaremos la estructura en su zona más crítica que es cuando la estructura transportará barras de construcción de 9 m de longitud donde la carga se distribuirá en 5 travesaños.

**1. Análisis de Cargas.** Previo al diseño de la viga principal, se realiza el análisis de las cargas que soportara, para esto se consideran las reacciones obtenidas en los extremos de los travesaños cuando la carga son barras es de 9m de longitud.

Las reacciones halladas en cada travesaño son  $R_{by} = 8033.24 \text{ Kg}$  (Ver Ecuación 20) estas fuerzas se aplicarán en el medio de la viga principal e irán distribuidas según lo indica en la Figura 43.

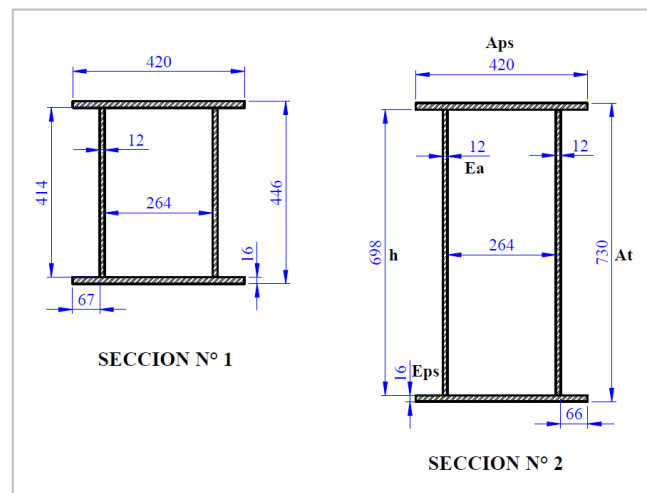
**Figura 43**

*Diagrama de Cuerpo Libre de Viga Principal*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**2. Selección de Sección Transversal de Viga Principal.** Se propone una sección de viga tipo alma llena doble o comúnmente llamada viga encajonada armadas de planchas ASTM A-36, las dimensiones propuestas se ajustan para almacenar internamente componente como ruedas, ejes y rodamientos, también externamente montar 2 motorreductor en los ejes de las ruedas conductoras que están acopladas a las vigas principales. Por ser una viga tipo cajón se determinará el valor de inercia y peso de la viga por metro lineal de sus dos secciones, para luego comprobar en los siguientes pasos si la selección cumple los requerimientos de diseño y soporta las cargas aplicadas.

**Figura 44.***Secciones de Viga Principal Tipo Cajón Propuesta*

*Nota:* Elaboracion Propia.

Donde Sección 2:

$Aps = Api = 42cm$ , → Ancho de plancha superior e inferior

$Eps = Epi = 1.6cm$ , → Espesor de plancha superior e inferior

$h = 69.8cm$ , → Altura de alma

$Ea = 1.2cm$ , → Espesor del alma

$At = 73cm$ , → Altura total

$b = 26.4cm$ , → Distancia placas de alma

$y_{C.G} = 65cm$ ;  $X_{C.G} = 30cm$ , → Centros de Gravedad

Las proporciones de la viga tipo cajón debe cumplir con la norma CMAA 70, sección

3.5.1 donde nos sugiere que

$$\frac{l}{h} = \text{No debe exceder a } 25 \rightarrow \frac{12000}{69.8} \approx 17.2 < 25 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

$$\frac{l}{b} = \text{No debe exceder a } 60 \rightarrow \frac{12000}{26.4} \approx 45.45 < 60 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

$$\frac{b}{Eps} = \text{No debe exceder a } 60 \rightarrow \frac{26.4}{1.6} \approx 16.5 < 60 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Hallamos el momento de inercia de la viga de acuerdo con la altura del alma (h)

utilizando el teorema de Steiner según como muestra la Ecuación 27

$$I_x = 2 \left( \frac{E_a \times h^3}{12} \right) + \left[ A_{ps} \times E_{ps} \times \left( e - \frac{E_{ps}}{2} \right)^2 \right] + \left[ A_{pi} \times E_{pi} \times \left( at - e - \frac{E_{ps}}{2} \right)^2 \right] + \left[ 2 \left( \frac{A_{ps} \times E_{ps}^3}{12} \right) \right] \quad [27]$$

$$I_x = 2 \left( \frac{1.2cm \times 69.8cm^3}{12} \right) + \left[ 42cm \times 1.6cm \times \left( 36.5cm - \frac{1.6cm}{2} \right)^2 \right] + \left[ 42cm \times 1.6cm \times \left( 73cm - 36.5cm - \frac{1.6cm}{2} \right)^2 \right] + \left[ 2 \times \left( \frac{42 \times 1.6^3}{12} \right) \right]$$

$$I_x = 239333.79cm^4$$

Hallamos el momento de inercia de la viga de acuerdo con la altura del alma (x) utilizando el teorema de Steiner según como muestra la Ecuación 28.

$$I_y = 2 \left( \frac{h \times E_a^3}{12} \right) + 2 \left[ h \times E_a \times \left( e - \frac{b}{2} \right)^2 \right] + \left[ 2 \left( \frac{E_{pi} \times A_{pi}^3}{12} \right) \right] \quad [28]$$

$$I_y = 2 \left( \frac{69.8 \times 1.2^3}{12} \right) + 2 \left[ 69.8 \times 1.2 \times \left( 21 - \frac{14.5}{2} \right)^2 \right] + \left[ 2 \left( \frac{1.6 \times 42^3}{12} \right) \right]$$

$$I_y = 51679.41cm^4$$

Hallamos el Peso de viga cajón sección 2, usando la fórmula de la Ecuación 29:

$$m_{total} = 2m_{pls} + 2m_{pll} \text{ en } \left( \frac{Kg}{m} \right) \quad [29]$$

Donde:

$$m_{plancha} = A \times \sigma_{cero} \quad [30]$$

$$m_{pls} = \text{masa de plancha superior } \left( \frac{kg}{m} \right)$$

$$m_{pll} = \text{masa de plancha lateral } \left( \frac{kg}{m} \right)$$

Hallamos masa de plancha superior y lateral según figura 44 y usando la Ecuación 30.

$$m_{pls} = 0.42m \times 0.016m \times \frac{7850kg}{m^3} = 52.75 \text{ kg/m}$$

$$m_{pll} = 0.698m \times 0.012m \times \frac{7850kg}{m^3} = 65.75 \text{ kg/m}$$

Reemplazando en la Ecuación 29:

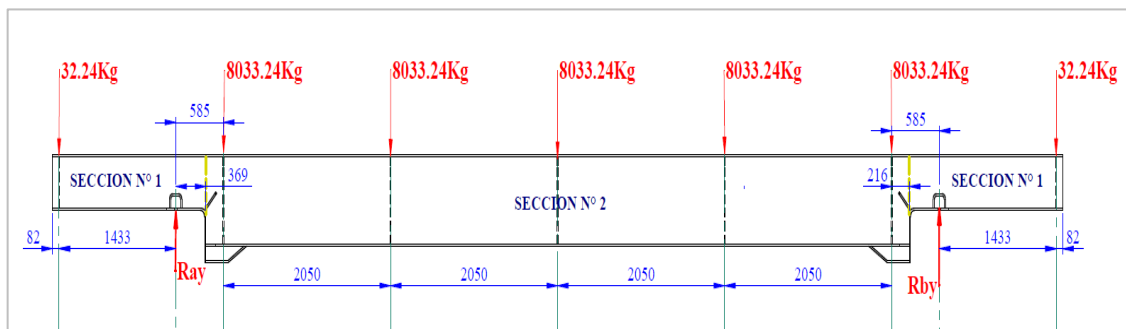
$$m_{total} = 2 \left( 52.75 \frac{kg}{m} \right) + 2 \left( 65.75 \frac{kg}{m} \right) = 237 \frac{kg}{m}$$



**3. Análisis Estático de Viga Principal.** Se consideran 5 cargas máxima puntuales de 8033.24kg, 2 cargas puntuales de las vigas restantes(32.24kg) y peso de la viga por metro lineal (Sección 1=183.5 kg/m; Sección 2= 237kg/m), correspondientes a las reacciones de los travesaños analizados en la Ecuación 20, cuando transporta barras de construcción de 9m y estas se distribuyen en 5 vigas como muestra la Figura 45.

**Figura 45.**

*D.C. L Viga Principal - Pesos de Secciones*



*Nota:* Elaboracion Propia.

La masa de las secciones de la viga se define en la Ecuación 31.

$$m_{Viga\ Seccion\ 1} = 183.5 \frac{kg}{m} \times 1.884m = 345.71Kg \quad [31]$$

$$m_{Viga\ Seccion\ 2} = 237 \frac{kg}{m} \times 8.632m = 2045.79Kg$$

De la Figura 45 se plantea las ecuaciones de equilibrio, donde se obtendrá las reacciones en los apoyos, expresados en las Ecuaciones 32 y 33

$$\sum F_y = 0 \quad [32]$$

$$-2(32,24Kg) - 2(345.71Kg) - 5(8033.24Kg) - 2045.79 + R_a + R_b = 0$$

$$R_a + R_b = 42967.89Kg \approx 421.37KN$$

$$\sum M_A = 0 \quad [33]$$

$$+32.24(1.433m) + 278Kg(0.7575m) - 67.71Kg(0.1845m)$$

$$-8033.24Kg(0.585m) - 8033.24Kg(2.635m) - 8033.24Kg(4.685m)$$

$$-8033.24Kg(6.735m) - 8033.24Kg(8.785m) - 2045.79(4.685)$$

$$-67.71Kg(9.1855m) - 278Kg(10.128m) - 32.24Kg(10.893m) \\ + R_b(9.37m) = 0$$

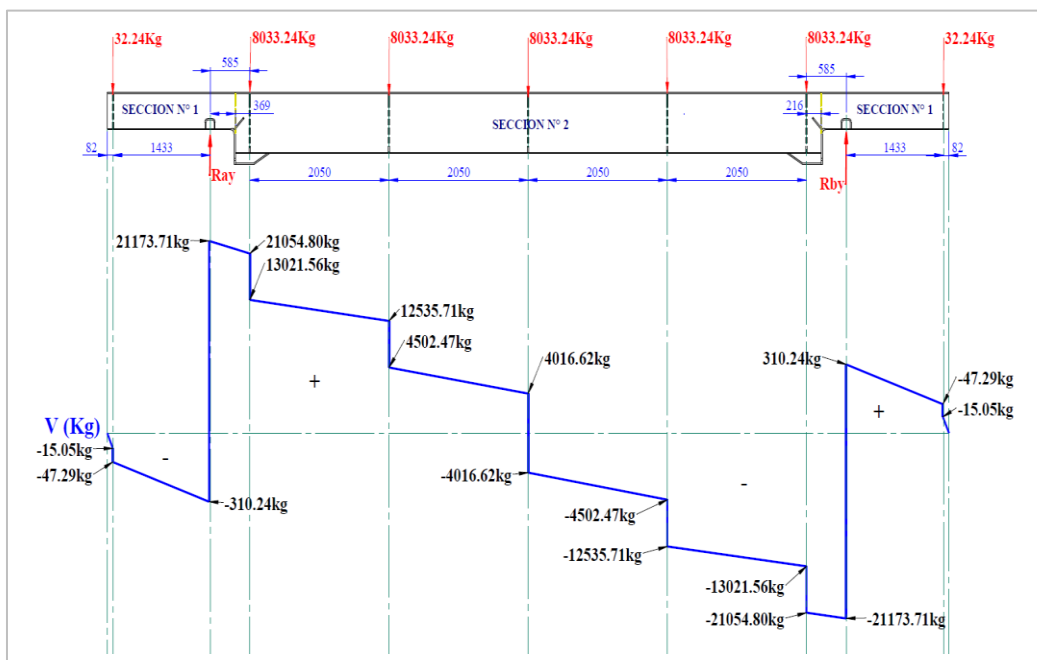
$$R_b = \frac{201307.61kg/m}{9.37m} = 21483.95Kg \approx 210.69KN$$

$$R_a = 42967.89Kg - 21483.95Kg \approx 21483.95Kg \approx 210.69KN$$

**4. Diagrama de Fuerzas cortantes y momento flexionante.** Graficamos los diagramas de fuerzas cortantes y momento flexionante usando el método de áreas, así como se muestra en la Figura 46.

**Figura 46.**

*Diagrama de Fuerza Cortante en Viga Principal*



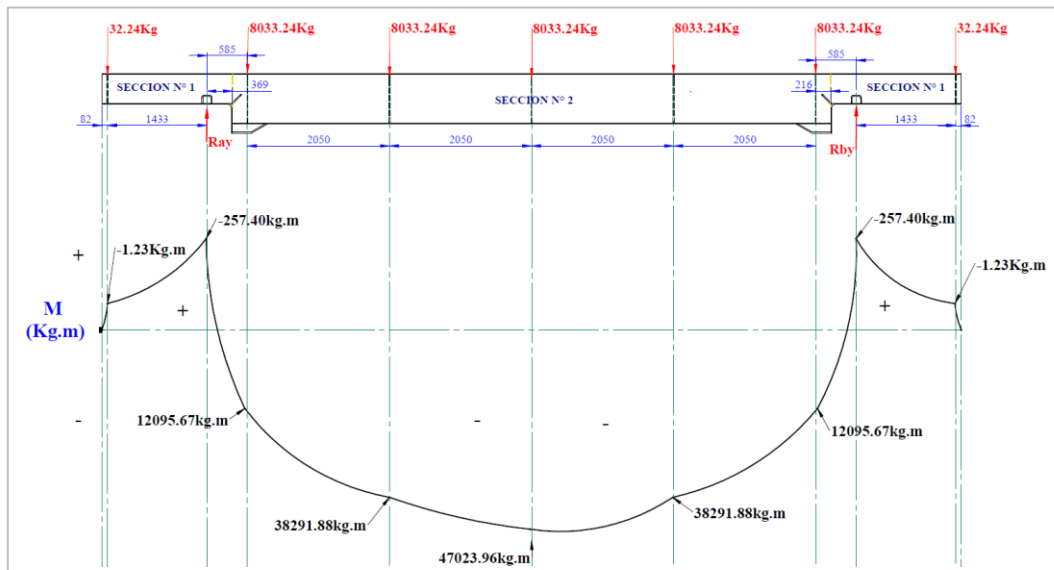
*Nota:* Elaboracion Propia.

Para obtener el momento máximo de la viga optaremos por elegir el método de área, el cual será sacado del diagrama de fuerza cortante de la Figura 47. donde obtenemos el momento máximo.

$$M_{max} = 47023.96Kg.m \approx 461147.52N.m$$

**Figura 47.**

*Diagrama de Momento flector para la Viga Principal*

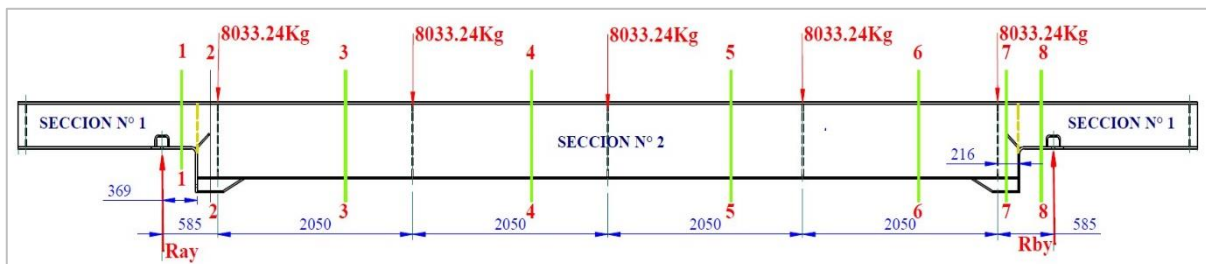


Nota: Elaboracion Propia.

5. *Cálculo de la deflexión de la viga principal.* Para encontrar la máxima deflexión de la viga se realizará el estudio de esta mediante el método de doble integración en la parte media entre los dos apoyos de la rueda  $R_a$  y  $R_b$ , ya que allí es donde se generará la mayor deflexión.

**Figura 48.**

*Diagrama de Cortes en Sección de Máxima Deflexión.*



Nota: Elaboracion Propia.

Hallamos las ecuaciones de momento flexionante de cada tramo para ello plantearemos las ecuaciones de equilibrio de cada sección teniendo en cuenta las fuerzas que intervendrán y el peso de cada sección (Sección 1=183.5 kg/m; Sección 2= 237kg/m), la resolución manual del cálculo de funciones de momento en cada tramo se detalla en el Anexo C. Calculo C.1 adjunto en este documento.

Determinación de ecuación Angulo de giro y deflexión.

***Ecuaciones de Tramo 1 - Corte 1-1.***

$$M_{1(x)} = \frac{-67.7x^2}{2} + 2117369x \quad [34]$$

para determinar la ecuación de Angulo de giro realizaremos la primera derivación de la ecuación momento hallado en  $M_{1(x)}$ .

$$EIy' = \frac{-67.7x^3}{6} + \frac{2117369x^2}{2} + C_1 \quad [35]$$

Para determinar la ecuación de ecuación de deflexión realizaremos la segunda derivada de la ecuación de momento hallado en  $M_{1(x)}$

$$EIy = \frac{-67.7x^4}{24} + \frac{2117369x^3}{6} + C_1x + C_2 \quad [36]$$

Estos mismos pasos se seguirán para los tramos restantes.

***Ecuaciones de Tramo 2 - Corte 2-2.***

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} + 21105.99x + 7800.6 \quad [37]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} + \frac{21105.99x^2}{2} + 7800.6x + C_3 \quad [38]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} + \frac{21105.99x^3}{6} + \frac{7800.6x^2}{2} + C_3x + C_4 \quad [39]$$

Aplicamos las condiciones de frontera en el tramo de corte 1-1 donde en el punto  $x=0$  la deflexión es cero

$$y_{x=0}^{1-1} = 0$$

Reemplazamos en la Ecuación 36 de la deflexión  $EIy(0) = M_{1(0)}$

$$EIy(0) = \frac{-67.7(0)^4}{24} + \frac{2117369(0)^3}{6} + C_1(0) + C_2$$

$$C_2 = 0$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=0.369m$  entre los tramos 1 y 2

$$Q_{x=0.369}^{Tramo 1} = Q_{x=0.369}^{Tramo 2}$$

$$\frac{-67.7(0.369)^3}{6} + \frac{2117369(0.369)^2}{2} + C_1 = \frac{-237(0.369)^3}{6} + \frac{21105.99(0.369)^2}{2} + 7800.6(0.369) + C_3$$

$$C_1 - C_3 = 2872.39 \quad [40]$$

$$y_{x=0.369}^{Tramo 1} = y_{x=0.369}^{Tramo 2}$$

$$\frac{-67.7(0.369)^4}{24} + \frac{2117369(0.369)^3}{6} + C_1(0.369) + C_2 = \frac{-237(0.369)^4}{24} + \frac{21105.99(0.369)^3}{6} + \frac{7800.6(0.369)^2}{2} C_3(0.369) + C_4$$

$$C_4 = 529.54$$

***Ecuaciones de Tramo 3 - Corte 3-3.***

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} + 13021.5x + 12353.88 \quad [41]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} + \frac{13021.5x^2}{2} + 12353.88x + C_5 \quad [42]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} + \frac{13021.5x^3}{6} + \frac{12353.88x^2}{2} + C_5x + C_6 \quad [43]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=0.589m$  entre los Tramos 2 y 3;

$$Q_{x=0.589}^{Tramo 2} = Q_{x=0.589}^{Tramo 3}$$

$$C_3 - C_5 = 1280.31 \quad [44]$$

$$y_{x=0.589}^{Tramo 2} = y_{x=0.589}^{Tramo 3}$$

$$C_6 = 769.16$$

***Ecuaciones de Tramo 4 - Corte 4-4.***

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} + 4502.47x + 38550.19 \quad [45]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} + \frac{4502.47x^2}{2} + 38550.19x + C_7 \quad [46]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} + \frac{4502.47x^3}{6} + \frac{38550.19x^2}{2} + C_7x + C_8 \quad [47]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=2.635m$  entre los Tramos 3 y 4

$$Q_{x=2.635}^{Tramo 3} = Q_{x=2.635}^{Tramo 4}$$

$$C_5 - C_7 = 39452.51 \quad [48]$$

$$y_{x=2.635}^{Tramo 3} = y_{x=2.635}^{Tramo 4}$$

$$C_8 = 39759.58$$

**Ecuaciones de Tramo 5 - Corte 5-5.**

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} - 4016.62x + 47282.28 \quad [49]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} - \frac{4016.62x^2}{2} + 47282.28x + C_9 \quad [50]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} - \frac{4016.62x^3}{6} + \frac{47282.28x^2}{2} + C_9x + C_{10} \quad [51]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=4.685\text{m}$  entre los Tramos 4 y 5

$$Q_{x=4.685}^{\text{Tramo 4}} = Q_{x=4.685}^{\text{Tramo 5}}$$

$$C_7 - C_9 = -52583.87 \quad [52]$$

$$y_{x=4.685}^{\text{Tramo 4}} = y_{x=4.685}^{\text{Tramo 5}}$$

$$C_{10} = -156421.14$$

**Ecuaciones de Tramo 6 - Corte 6-6.**

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} - 12535.71x + 35550.19 \quad [53]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} - \frac{12535.71x^2}{2} + 35550.19x + C_{11} \quad [54]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} - \frac{12535.71x^3}{6} + \frac{35550.19x^2}{2} + C_{11}x + C_{12} \quad [55]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=6.735\text{m}$  entre los Tramos 5 y 6

$$Q_{x=6.735}^{\text{Tramo 5}} = Q_{x=6.735}^{\text{Tramo 6}}$$

$$C_9 - C_{11} = -252024.55 \quad [56]$$

$$y_{x=6.735}^{\text{Tramo 5}} = y_{x=6.735}^{\text{Tramo 6}}$$

$$C_{12} = -1221996.43$$

**Ecuaciones de Tramo 7 - Corte 7-7.**

$$M_{2(x)} = \frac{-237x^2}{2} - 21054.8x + 12353.99 \quad [57]$$

$$EIy' = \frac{-237x^3}{6} - \frac{21054.8x^2}{2} + 12353.99x + C_{13} \quad [58]$$

$$EIy = \frac{-237x^4}{24} - \frac{21054.8x^3}{6} + \frac{12353.99x^2}{2} C_{13}x + C_{14} \quad [59]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=8.785\text{m}$  entre los Tramos 6 y 7

$$Q_{x=8.785}^{\text{Tramo 6}} = Q_{x=8.785}^{\text{Tramo 7}}$$

$$C_{11} - C_{13} = -558869.22 \quad [60]$$

$$y_{x=8.785}^{\text{Tramo 6}} = y_{x=8.785}^{\text{Tramo 7}}$$

$$C_{14} = -4158153.19$$

**Ecuaciones de Tramo 8 - Corte 8-8.**

$$M_{2(x)} = \frac{-183.5x^2}{2} - 21105.99x + 7800.09 \quad [61]$$

$$EIy' = \frac{-183.5x^3}{6} - \frac{21105.99x^2}{2} + 7800.09x + C_{15} \quad [62]$$

$$EIy = \frac{-183.5x^4}{24} - \frac{21105.99x^3}{6} + \frac{7800.09x^2}{2} + C_{15}x + C_{16} \quad [63]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=9.001\text{m}$  entre los Tramos 7 y 8

$$Q_{x=9.001}^{\text{Tramo 7}} = Q_{x=9.001}^{\text{Tramo 8}}$$

$$C_{13} - C_{15} = -36560.89 \quad [64]$$

$$y_{x=9.001}^{\text{Tramo 7}} = y_{x=9.001}^{\text{Tramo 8}}$$

$$C_{16} = -4311174.25$$

Aplicamos las condiciones de frontera en el tramo de corte 8-8 donde en el punto  $x=9.37$

la deflexión es cero.

$$y_{x=9.37}^{8-8} = 0$$

Reemplazamos en la Ecuación 63 de la deflexión  $EIy(9.37) = M_{1(9.37)}$

$$EIy(0) = \frac{-237(9.37)^4}{24} - \frac{21054.8(9.37)^3}{6} + \frac{12353.99(9.37)^2}{2} + C_{15}(9.37) + C_{16}$$

$$C_{15} = -738690.53$$

Hallado el valor  $C_{15}$  reemplazamos en las ecuaciones 64,60,56,52 respectivamente hasta hallar los valores de las constantes  $C_7$  y  $C_8$  y reemplazar en la Ecuación 47 los valores

obtenidos y evaluar cuando  $x = 4.685$ , ya que según grafica de momento es donde se generaría la mayor deflexión en la viga.

$$y_{x=4.685} = \frac{-237(4.7)^4}{24} + \frac{4502.47(4.7)^3}{6} + \frac{38550.19(4.7)^2}{2} + C_7(4.7) + C_8$$

Donde  $C_7 = -900038.53$ ,  $C_8 = 39759.58$ ,  $E = 200 \text{ Mpa}$  y  $I_x = 239333.79 \text{ cm}^4$

Remplazando los valores se obtiene:

$$y_{\max} = 7.67 \text{ mm}$$

**6. Cálculo del esfuerzo de flexión y factor de seguridad.** Hallamos el esfuerzo máximo de una viga que se encuentra sometida a flexión y está dada por la Ecuación 65, donde C es la distancia del centro a un extremo de la viga, en este caso el  $C = 365 \text{ mm}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \times C}{I_x} \quad [65]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{461147.52 \text{ N.m} \times 0.365}{0.0023933 \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{\max} = 70329187.65 \text{ Pa} \approx 70.32 \text{ Mpa}$$

Según la norma CMAA 70 inciso 3.4.1 El esfuerzo máximo que debe soportar una viga de traslación no debe de superar el  $0.75\sigma_y$ , para ello debemos de tomar en cuenta que el acero utilizado en las vigas de este diseño es el ASTM A-36 y el  $\sigma_y = 250 \text{ Mpa}$ , obtenido en la Figura 29.

$$\sigma_{\max} < 0.75\sigma_y \quad [66]$$

$$70.32 \text{ Mpa} < 0.75 \cdot 250 \text{ Mpa}$$

$$70.32 \text{ Mpa} < 187.5 \text{ Mpa} \quad \text{CUMPLE}$$

Teniendo el esfuerzo máximo del material como de la estructura podemos encontrar el factor de seguridad que deberá ser mayor de 1.8. cómo se indica en la ecuación 67.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{\max}} \geq 1.8 \quad [67]$$



$$n = \frac{187.5 \text{ Mpa}}{70.32 \text{ Mpa}} = 2.66 \quad \text{CUMPLE}$$

Podemos verificar si la sección utilizada es la más óptima utilizando la Ecuación 67 anteriormente dada.

$$\% \text{Uso de material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} \times 100$$

$$\% \text{Uso de material} = \frac{70.32}{187.5} \times 100 = 37.05\%$$

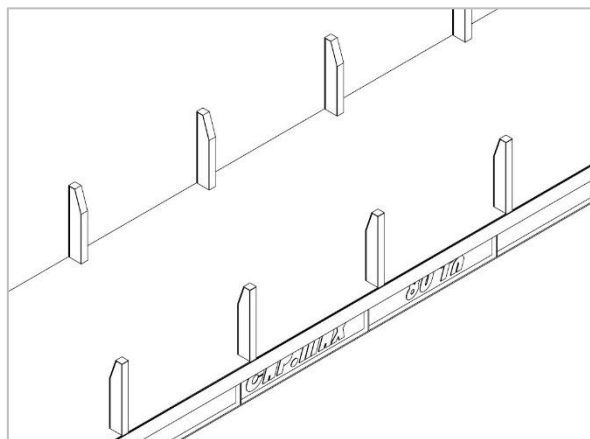
Finalmente podemos decir que el perfil elegido cumple con los requerimientos requeridos y que tiene un 37.05% de utilización de su material. Así mismo con esta sección de diseño se logró encontrar espacios para el montaje de los componentes de traslación.

#### 4.3.4 CÁLCULO DE BARANDAS LATERALES

Se requiere dimensionar y calcular 5 barandas laterales en cada lado de la plataforma, la altura propuesta para el diseño es de 0.9m para contener 4 filas de paquetes de barras de construcción de 9m o 12m. como muestra la Figura 49.

**Figura 49.**

*Barandas Laterales de Vagon*

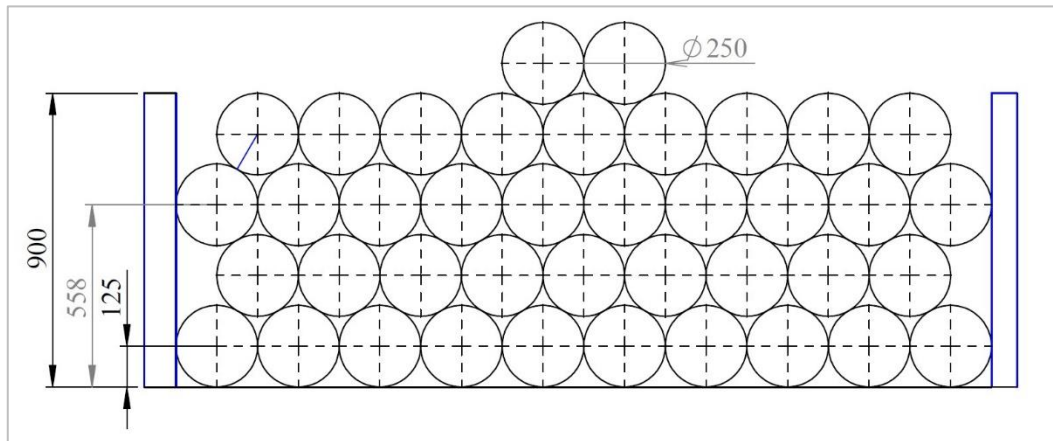


*Nota:* Elaboracion Propia.

Se analiza las fuerzas que son transmitidas a lo largo del interior de las cargas hasta que llegan a las barandas, como se puede ver en la Figura 50 se aplicarán dos cargas en cada baranda y estas se distribuirán de la siguiente manera.

**Figura 50.**

*Distribución de Fuerzas aplicadas sobre las Barandas laterales*

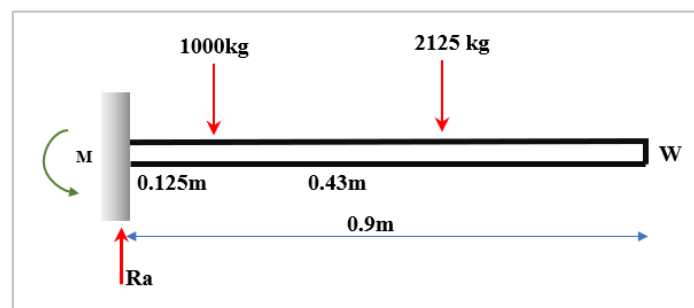


*Nota:* Elaboracion Propia.

Sabemos que cada paquete pesa 2 toneladas y la inclinación de las fuerzas donde los paquetes interactúan es de  $30^\circ$  debido a ello  $C=1$  ton, de la Figura 50 obtenemos que la reacción de  $A=2.125$  Tn y  $B=1$  Tn, debido a que la baranda se encuentra soldada en la plataforma se considera como viga en voladizo y se evalúan de la siguiente manera.

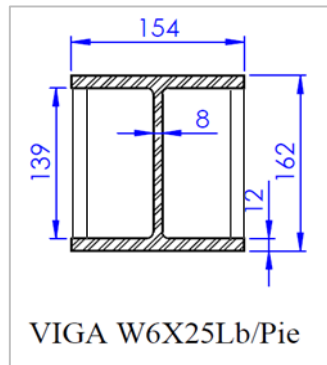
**Figura 51.**

*Fuerzas aplicadas en Baranda Lateral*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Datos de Sección de Viga Propuesta.** Como ya se mencionó se utilizará una viga W6 x 25lb/ft reforzados con dos planchas laterales uniendo las alas de la viga, se hallará el momento de inercia y el peso por metro lineal de viga.

**Figura 52.***Sección de baranda Propuesta**Nota: Elaboracion Propia.*

**Peso de viga.** Del Anexo B Tabla B.2 obtenemos el peso de la Viga W6x25lb/ft = 37.1Kg/m y el peso total de la sección viene dada en la Ecuación 68.

$$w_{total} = w_{viga} + 2w_{plancha} \quad [68]$$

Donde:

$$w_{plancha} = 0.012m \times 0.138m \times 7850kg/m^3$$

$$m_{pls} = 12.9kg/m$$

$$w_{total} = 37.1kg/m + 2(12.99kg/m) = 63.08kg/m$$

**Momento de inercia de Sección.** Hallamos el momento de inercia de la viga de acuerdo con la altura del alma (h), utilizando el teorema de Steiner dada en la Ecuación 27

$$I_{x(total)} = I_{x(viga)} + 2I_{x(plancha)} \quad [69]$$

Donde

$$I_{x(viga)} = 2244cm^4 \text{ Obtenido del Anexo B Tabla B.2}$$

$$2I_{x(plancha)} = 2 \left( \frac{1.2 \times 13.8^3}{12} \right) + 16.56(0) = 525.6cm^4$$

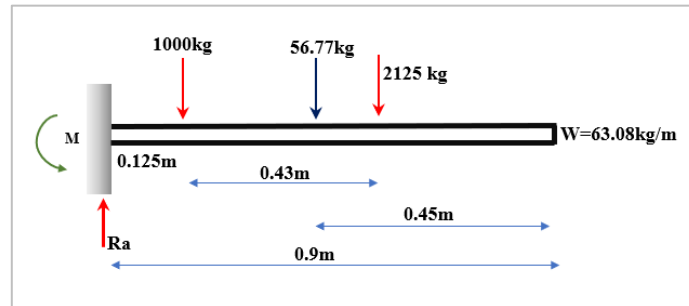
Reemplazando en la Ecuación 69

$$I_{xx(total)} = 2244cm^4 + 525.6cm^4 = 2769.61cm^4$$

**Análisis estático de Baranda Lateral.** Planteamos las ecuaciones de equilibrio para obtener las reacciones en los apoyos y momentos generado, expresado en la Ecuación 70 y 71

**Figura 53.**

*D.C. L de Baranda Lateral*



*Nota: Elaboracion Propia.*

$$\sum F_y = 0 \quad [70]$$

$$R_a = 1000 - 56.77 - 2125 = 3181.77kg$$

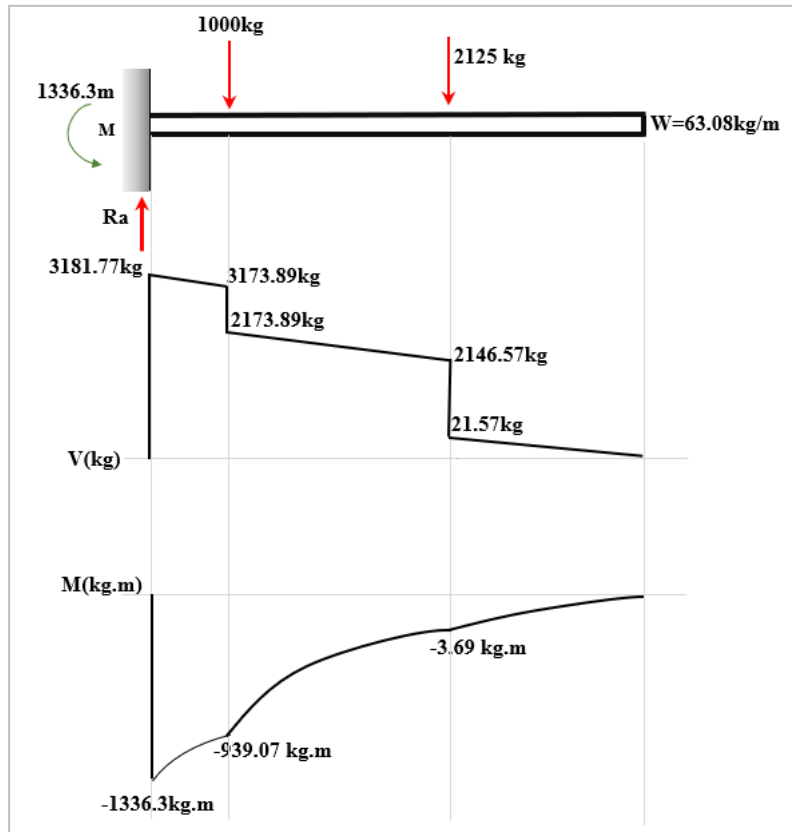
$$\sum M_y = 0 \quad [71]$$

$$M_a = -1000(0.125) - 56.77(0.45) - 2125(0.558) = 1336.3kg.m$$

*Diagrama de Fuerzas Cortante y Momento Flexionante.*

**Figura 54.**

*Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante - Baranda*

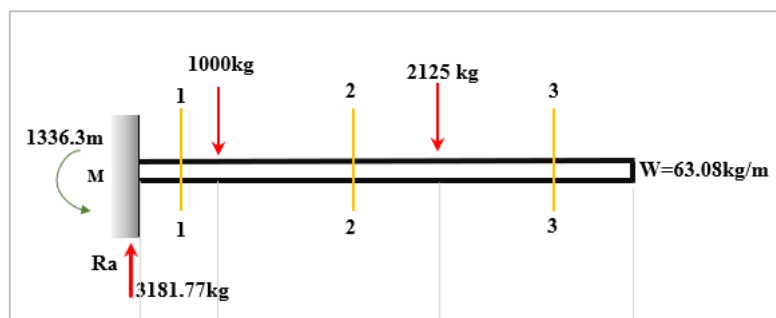


Nota: Elaboracion Propia.

**Cálculo de Deflexión Mediante Método Segunda Derivada.** Evaluamos la viga en sus tres tramos y realizaremos 3 cortes para encontrar sus ecuaciones de giro y momento flexionante como se muestra en la figura 55.

**Figura 55.**

*Cortes en Tramos de Baranda Lateral*

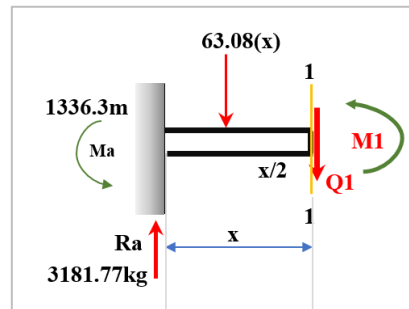


Nota: Elaboracion Propia.

**Tramo 1 – Corte 1-1**  $0 < x < 0.125$ .

**Figura 56.**

*Diagrama de Tramo 1 - Corte 1-1*



*Nota: Elaboracion Propia.*

$$\sum F_1 = 0$$

$$Q_1 = -63.08(x) + 3181.77 \quad [72]$$

Cuando  $Q_{1(0)} = 3181.77$  y  $Q_{1(0.125)} = 3173.89$

$$\sum M_1 = 0$$

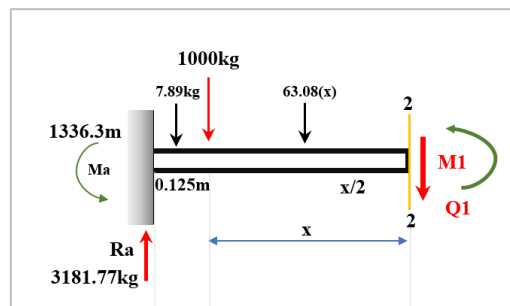
$$M_1 = -\frac{63.08x^2}{2} + 3181.77x - 1336.30 \quad [73]$$

Cuando  $M_{1(0)} = -1336.30 \text{ kg. m}$  y  $M_{1(0.125)} = -939.07 \text{ kg. m}$

**Tramo 2 – Corte 2-2**  $0 < x < 0.433$ .

**Figura 57.**

*Diagrama de Tramo 2*



*Nota: Elaboracion Propia.*

$$\sum F_2 = 0$$

$$Q_2 = -63.08(x) + 2173.88 \quad [74]$$

Cuando  $Q_{2(0)} = 2173.89$  y  $Q_{2(0.433)} = 2146.57$

$$\sum M_2 = 0$$

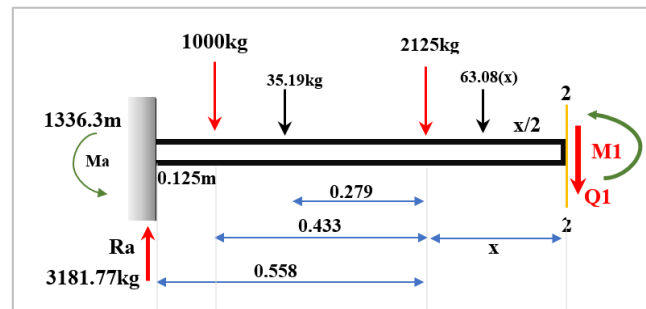
$$M_2 = -\frac{63.08x^2}{2} + 2173.88x - 939.07 \quad [75]$$

Cuando  $M_{2(0)} = -939.07 \text{kg} \cdot \text{m}$  y  $M_{2(0.433)} = -3.69 \text{kg} \cdot \text{m}$

**Tramo 3 – Corte 3-3**  $0 < x < 0.342$ .

**Figura 58.**

*Diagrama del Tramo 3*



*Nota:* Elaboracion Propia.

$$\sum F_3 = 0$$

$$Q_3 = -63.08(x) + 21.58 \quad [76]$$

Cuando  $Q_{3(0)} = 21.58$  y  $Q_{3(0.342)} = 0$

$$\sum M_3 = 0$$

$$M_3 = -\frac{63.08x^2}{2} + 21.58x - 3.69 \quad [77]$$

Cuando  $M_{3(0)} = -3.69 \text{kg} \cdot \text{m}$  y  $M_{3(0.342)} = 0 \text{kg} \cdot \text{m}$

**Condiciones de frontera y Principio de Continuidad.** Teniendo la ecuación de cada tramo se realiza la primera y segunda derivada para obtener la ecuación del Angulo de giro y deflexión respectivamente.

**Ecuaciones de Tramo 1 - Corte 1-1.**

$$M_{1(x)} = -\frac{63.08x^2}{2} + 3181.77x - 1336.30 \quad [78]$$

$$EIy' = \frac{-63.08x^3}{6} + \frac{3181.77x^2}{2} + 1336.30x + C_1 \quad [79]$$

$$EIy = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{3181.77x^3}{6} + \frac{1336.30x^2}{2} + C_1x + C_2 \quad [80]$$

**Ecuaciones de Tramo 2 - Corte 2-2.**

$$M_{2(x)} = \frac{-63.08x^2}{2} + 2173.88x + 939.07 \quad [81]$$

$$EIy' = \frac{-63.08x^3}{6} + \frac{2173.88x^2}{2} + 939.07x + C_3 \quad [82]$$

$$EIy = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{2173.88x^3}{6} + \frac{939.07x^2}{2} + C_3x + C_4 \quad [83]$$

Aplicamos las condiciones de frontera para una viga empotrada en el tramo de corte 1-1 donde en el punto  $x=0$  la deflexión y Angulo es cero

Para el Angulo de giro:

$$Q_{x=0}^{1-1} = 0$$

Reemplazamos en la Ecuación 79 del Angulo de giro  $EIy'(0) = M_{1(0)}$

$$EIy(0) = \frac{-63.08(0)^3}{6} + \frac{3181.77(0)^2}{2} + 1336.30(0) + C_1$$

$$C_1 = 0$$

Para el Deflexión:

$$y_{x=0}^{1-1} = 0$$

Reemplazamos en la Ecuación 80 de la deflexión  $EIy(0) = M_{1(0)}$

$$EIy(0) = \frac{-63.08(0)^4}{24} + \frac{3181.77(0)^3}{6} + \frac{1336.3(0)^2}{2} C_1(0) + C_2$$

$$C_2 = 0$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=0.125m$  entre los tramos 1 y 2

$$Q_{x=0.125}^{Tramo 1} = Q_{x=0.125}^{Tramo 2}$$

$$\frac{-63.08x^3}{6} + \frac{3181.77x^2}{2} + 1336.30x + C_1 = \frac{-63.08x^3}{6} + \frac{2173.88x^2}{2} + 939.07x + C_3$$

$$C_3 = -41.78$$

$$y_{x=0.125}^{Tramo 1} = y_{x=0.125}^{Tramo 2}$$

$$\frac{-63.08x^4}{24} + \frac{3181.77x^3}{6} + \frac{1336.30x^2}{2} C_1x + C_2 = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{2173.88x^3}{6} + \frac{939.07x^2}{2} + C_3x + C_4$$

$$C_4 = 2.45$$



**Ecuaciones de Tramo 3 - Corte 3-3.**

$$M_{2(x)} = \frac{-63.08x^2}{2} + 21.58x + 3.69 \quad [84]$$

$$EIy' = \frac{-63.08x^3}{6} + \frac{21.58x^2}{2} + 3.69x + C_5 \quad [85]$$

$$EIy = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{21.58x^3}{6} + \frac{3.69x^2}{2} + C_5x + C_6 \quad [86]$$

Aplicamos el principio de continuidad en punto  $x=0.558\text{m}$  entre los tramos 2 y 3

$$Q_{x=0.558}^{Tramo 2} = Q_{x=0.558}^{Tramo 3}$$

$$\frac{-63.08x^3}{6} + \frac{2173.88x^2}{2} + 939.07x + C_3 = \frac{-63.08x^3}{6} + \frac{21.58x^2}{2} + 3.69x + C_3$$

$$C_5 = -357.41$$

$$y_{x=0.558}^{Tramo 2} = y_{x=0.558}^{Tramo 3}$$

$$\frac{-63.08x^4}{24} + \frac{2173.88x^3}{6} + \frac{939.07x^2}{2} + C_3x + C_4 = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{21.58x^3}{6} + \frac{3.69x^2}{2} + C_3x + C_4$$

$$C_6 = 90.28$$

**Deflexión Máxima en Tramo 3.** Según la gráfica obtenida en la figura 54 la máxima deflexión de la sección de dará en el punto  $X=0.9$ , Reemplazamos en la Ecuación 86.

$$y_{x=0.9}^{3-3}$$

$$EIy = \frac{-63.08x^4}{24} + \frac{21.58x^3}{6} + \frac{3.69x^2}{2} + C_5x + C_6$$

$$\text{Donde } C_5 = -357.41, C_6=90.28, E=200\text{Mpa y } I_{xx}=2769.61\text{cm}^4$$

Despejando y Remplazando los valores se obtiene:

$$y_{\max} = 0.42\text{mm}$$

**Cálculo del esfuerzo de flexión y factor de seguridad.** Hallamos el esfuerzo máximo de una viga que se encuentra sometida a flexión y está dada por la Ecuación 87, donde C es la distancia del centro a un extremo de la viga, en este caso el  $C= 0.081\text{m}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \times C}{I_x} \quad [87]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1331.04\text{N.m} \times 0.081\text{m}}{2.7696 \times 10^{-5}\text{m}^4}$$

$$\sigma_{max} = 38175051.99Pa \approx 38.18Mpa$$

El esfuerzo máximo que debe soportar una viga de traslación no debe de superar el  $0.75\sigma_y$ , para ello debemos de tomar en cuenta que el acero utilizado en las vigas de este diseño es el ASTM A-36 y el  $\sigma_y = 250 Mpa$ , que podemos ver en la Figura 29.

$$\sigma_{max} < 0.75\sigma_y \quad [88]$$

$$38.18Mpa < 0.75 \cdot 250Mpa$$

$$38.18Mpa < 187.5Mpa \quad CUMPLE$$

Teniendo el esfuerzo máximo del material como de la estructura podemos encontrar el factor de seguridad que deberá ser mayor de 1.8. cómo se indica en la ecuación 89.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}} \geq 1.8 \quad [89]$$

$$n = \frac{187.5Mpa}{38.18Mpa} = 4.9 \quad CUMPLE$$

Podemos verificar si la sección utilizada es la más óptima utilizando la Ecuación 89 anteriormente dada.

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} \times 100$$

$$\%Uso \text{ de material} = \frac{38.18}{187.5} \times 100 = 20.39\%$$

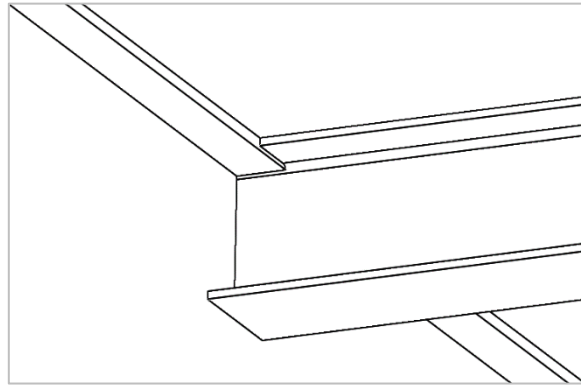
Finalmente podemos decir que el perfil elegido cumple con los requerimientos deseados y que tiene un 20.39% de utilización de su material.

### 4.3.5 CÁLCULO DE UNIONES SOLDABLES

**Unión entre Travesaño y Viga Principal.** La soldadura a filete está sometido a esfuerzo cortante de flexión y esfuerzo cortante directo, como muestra la Figura 59.

**Figura 59.**

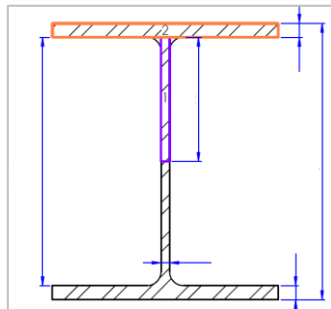
*Esfuerzos Actuantes en Travesaño*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 60.**

*Área de los Esfuerzos Cortantes - Viga W6x24*



*Nota:* Elaboracion propia.

Área de Sección:  $A = 47.8\text{cm}^2$

Primer momento de área:  $Q_{max}$

$$Q_{max} = A_2 \cdot y_2 + A_1 \cdot y_1 \quad [90]$$

$$Q_{max} = [(154 \times 11.6) \times (75.2)] + [(8.1 \times 69.4) \times (34.7)]$$

$$Q_{max} = 153843.54\text{mm}^2$$

Segundo momento de área:  $I$

$$I = \frac{1}{12}(bh^3 - bh_1^3 + th_1^3) \quad [91]$$

$$I = \frac{1}{12} [(154)(162^3) - (154)(138.8^3) + (8.1)(138.8^3)]$$

$$I = 22049368.98 \text{mm}^4$$

Centro  $C = 81 \text{mm}$

Espesor del alma  $t = 8.1 \text{mm}$

**Esfuerzo a flexión.** Esta dada por la Ecuación 92, donde M es el momento flexionante hallado en la Ecuación 21 (2399.64 kg.m), C es la distancia centro a la viga y I es el segundo momento de área obtenido en la ecuación 91 (22049368.98mm<sup>4</sup>), Reemplazando:

$$\sigma = \frac{M.C}{I} \quad [92]$$

$$\sigma = \frac{(2399.64 \text{kg.m})(0.081 \text{m})}{2.2049 \times 10^{-5} \text{m}^4}$$

$$\sigma = 8815403.87 \text{kg/m}^2$$

**Esfuerzo cortante.** Esta dada por la Ecuación 93, donde V, fuerza cortante obtenido en la Ecuación 20 (8033.24 kg), Q = 153843.54mm<sup>2</sup> y t=8.1mm.

$$\tau = \frac{V.Q}{It} \quad [93]$$

$$\tau = \frac{(8033.24 \text{kg})(153843.54 \text{mm}^2)}{(22049368.98 \text{mm}^4)(8.1 \text{mm})} = 6.92 \text{kg/mm}^2$$

**Esfuerzo Admisible.** Teniendo el esfuerzo de flexión y cortante utilizando la ecuación 94. Encontraremos el esfuerzo admisible.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau^2)} \quad [94]$$

$$\sigma' = \sqrt{8.81540387 \text{kg/mm}^2 + 3(6.92 \text{kg/mm}^2)}$$

$$\sigma' = 14.89 \text{kg/mm}^2$$

**Factor de Seguridad.** Debido a que el material utilizado es el ASTM A36 con 25.4929kg/mm<sup>2</sup>.

$$N = \frac{25.4929 \text{ kg/mm}^2}{14.89 \text{ kg/mm}^2}$$

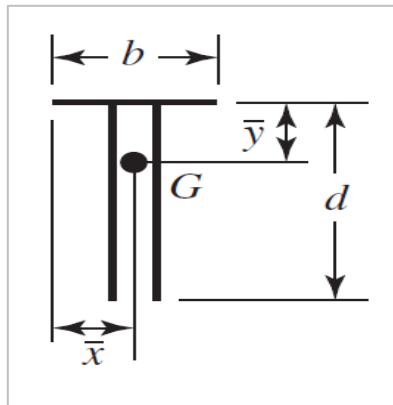
$$N = 1.71$$

CUMPLE

Según la Figura 59. Deducimos que la soldadura tendrá la siguiente distribución:

**Figura 61.**

*Soldaduras de Filete en Travesaño – Viga principal*



Nota: Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,492), por Budynas, 2008, McGrawHillEducation.

Donde: d: 146mm, b: 154mm

**Centroide.** Esta dada por la Ecuación 95.

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d} \quad [95]$$

$$\bar{y} = \frac{(146)^2}{154 + 2(146)} = 47.79 \text{ mm}$$

**Momento polar Unitario.**

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2 \quad [96]$$

$$I_u = \frac{2(146)^3}{3} - 2(146)^2(47.79) + (154 + 2(146))(47.79)^2$$

$$I_u = 1055986.36 \text{ mm}^3$$

**Esfuerzo Cortante Directo.**

$$\tau' = \frac{V}{L_w} \quad [97]$$

$$\tau' = \frac{8033.24kg}{454mm} = 17.69kg/mm$$

**Esfuerzo cortante por flexión.**

$$\tau'' = \frac{M * c}{I_u} \quad [98]$$

$$\tau'' = \frac{(2399640kg \cdot mm)(98.21mm)}{1055986.36 mm^3} = 223.17kg/mm$$

**Esfuerzo Resultante.**

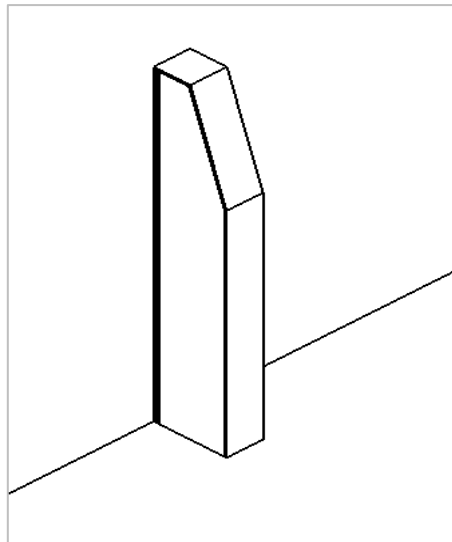
$$\tau = \sqrt{(17.69kg/mm)^2 + (223.17kg/mm)^2} \quad [99]$$

$$\tau = 223.87kg/mm$$

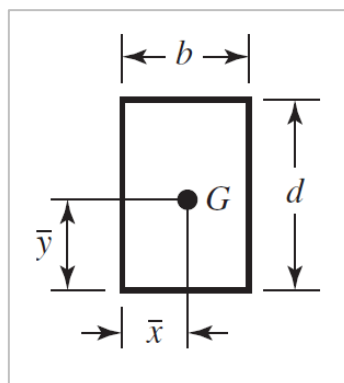
Consideramos un factor de seguridad de 2 y elegimos un electrodo comercial E-70XX donde su esfuerzo permisible es de 17000 Psi, con estos datos es posible hallar la altura de la soldadura:

$$W = \frac{1.8 \times 223.87}{11.9555} = 29.9mm = 1 \frac{1}{8} in$$

**Unión entre baranda lateral y viga principal.** La soldadura a filete está sometido a esfuerzo cortante de flexión y esfuerzo cortante directo, como muestra la Figura 62.

**Figura 62.***Esfuerzos actuantes sobre Barandas**Nota: Elaboracion Propia.*

De la figura 62. Obtenemos que la soldadura tiene la siguiente distribución:

**Figura 63.***Propiedades Flexionante de Soldadura en baranda*

*Nota:* adaptado del libro de diseño en ingeniería mecánica novena edición (p,492), por Budynas,2008, McGrawHillEducation.

Donde:  $d$ : 162mm,  $b$ : 154mm

**Centroide.** Esta dada por la Ecuación 100.

$$\bar{y} = \frac{d}{2} \quad [100]$$

$$\bar{y} = \frac{162}{2} = 81\text{mm}$$

**Momento polar Unitario.**

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad [101]$$

$$I_u = \frac{162^2}{6}(154 + 162)$$

$$I_u = 1382184 \text{ mm}^3$$

**Esfuerzo Cortante Directo.**

$$\tau' = \frac{V}{L_w} \quad [102]$$

$$\tau' = \frac{3181.77 \text{ kg}}{632 \text{ mm}} = 5.03 \text{ kg/mm}$$

**Esfuerzo cortante por flexión.**

$$\tau'' = \frac{M * c}{I_u} \quad [103]$$

$$\tau'' = \frac{(1336300 \text{ kg} \cdot \text{mm})(81 \text{ mm})}{1382184 \text{ mm}^3} = 78.31 \text{ kg/mm}$$

**Esfuerzo Resultante.**

$$\tau = \sqrt{(5.03 \text{ kg/mm})^2 + (78.31 \text{ kg/mm})^2} \quad [104]$$

$$\tau = 78.47 \text{ kg/mm}$$

Consideramos un factor de seguridad de 2 y elegimos un electrodo comercial E-70XX donde su esfuerzo permisible es de 19100 Psi, con estos datos es posible hallar la altura de la soldadura:

$$W = \frac{1.8 \times 78.47}{11.9555} = 11.81 \text{ mm} = \frac{1}{2} \text{ in}$$



#### 4.3.6 DIMENSIONAMIENTO DE RUEDAS

La estructura general del vagón está conformada por la viga principal, las vigas transversales intermedias, las barandas y la plancha que va en la parte superior. También la carga nominal que transportara, todo este peso se apoya entre las cuatro ruedas que transmitirán esas cargas a los rieles donde irán montados. Las ruedas cuentan con dos pestañas, el ancho de entre las pestañas es ligeramente más ancho que el ancho del carril o riel donde irán montados.

Se diseñará dos conjuntos de ruedas donde dos de ellos serán las ruedas conductoras y dos las ruedas conducidas. Ambos conjuntos se encontrarán alojados al eje de la viga principal separados a 9m entre los centros,

Ambos conjuntos estarán constituidos por una rueda aplicada con interferencia en un eje, a su vez, montado sobre rodamientos de rodillo rotula de doble hilera, alojado en sendas de cajas porta cojinetes. El acero utilizado para la fabricación para la rueda será basado en la norma americana EN10083 SAE 4140,  $R_t = 1100-1200 \text{ N/mm}^2$ , nos guiaremos bajo la norma americana DIN 15070 para ruedas normalizadas tipo MA que es la que se adecua más a nuestro diseño.

Las normas DIN establecen la siguiente formula empírica para la determinación del diámetro de rodadura tal como se muestra en la Ecuación 105:

$$Dn \geq \frac{R_m}{P_{\text{lim}} \times bC_1 \times C_2} \quad [105]$$

Donde:

$Dn$ : Diámetro de rueda en banda de rodadura (mm)

$R_m$ : Reacción media sobre la rueda (N)

Esta reacción depende del número de ruedas que afecta al mecanismo y está expresada en la ecuación 106.

$$R_m = \frac{2R_{\text{max}} + R_{\text{min}}}{3} \quad [106]$$

$R_{max}$  = Máxima reacción sobre la rueda con carga nominal. Que esta expresada en la ecuación 107:

$$R_{max} = R_A + \frac{G}{A} \quad [107]$$

G: Peso de la estructura del vagón

$R_{min}$ : Reacción de la rueda sin carga y con la maquina detenida

$$R_{min} = \frac{G}{4} \quad [108]$$

$b$  : Ancho efectivo del riel en mm

$C_1$ : Coeficiente que depende de la clase de mecanismo.

$C_2$ : Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

$P_{lim}$  : Presión límite del material a utilizar

Hallamos la reacción media y máxima según las ecuaciones 106, 107, 108:

El peso total para desplazar será la suma de todas las partes estructurales del vagón y la carga nominal. Se indica en la Tabla 4.

**Tabla 4.**

*Peso total para desplazar sobre Vagon transferidor*

Tipo	Peso(kg)	Cantidad	Total(kg)
Viga principal	2945.35	2	5890.70
Vigas trasversales	66.48	7	465.36
Plancha base	3375.02	1	3375.02
Vigas horizontales	74.60	6	447.60
Topes barandas	45.63	5	228.17
Extensiones laterales	8.53	4	34.12
Cubierta frontal	85.83	2	171.66
Peso nominal de carga	80000.00	1	80000.00
TOTAL(Kg)			90612.62

*Nota:* Elaboracion Propia.

Donde  $G = 10612.62\text{kg}$

$$R_{min} = \frac{G}{4} = \frac{10612.62\text{kg}}{4} = 2653.16\text{Kg} = 26018.61\text{N}$$

Luego en la Ecuación 39, siendo  $R_A = 90612.62\text{Kg}/4 = 22653.15\text{Kg}$

$$R_{max} = R_A + \frac{G}{4} = 222151.51\text{N} + 26018.61\text{N} = 914624.86\text{N}$$

Reemplazamos en la Ecuación 38:

$$R_m = \frac{2R_{max} + R_{min}}{2} = \frac{2(222151.51\text{N}) + 26018.61\text{N}}{2}$$

$$R_m = 235160.89\text{N} \approx 235.16\text{KN}$$

$P_{lim}$  : Depende de la tensión de rodadura del acero que se fabricara y su relación con el grado de acero del riel, En la tabla para acero SAE 4140 tenemos que  $P_{lim} = 0.56 \text{ Kg/mm}^2$ . Y de la tabla 1 Adjunto en el Anexo B Tabla B.3 vemos la relación de la tensión de rotura con el riel utilizado que será el A100

Hallamos el ancho efectivo del riel que está dada según la Ecuación 109:

$$b = L - 2r \rightarrow \text{para rieles tipo Vignole} \quad [109]$$

En la tabla 2 adjunto en el Adjunto en el Anexo B Tabla B.4 podemos seleccionar según el tipo de riel utilizado A100 que  $b = 80$ .

Para el coeficiente  $C_1$  su valor dependerá de la clase de mecanismo DIN el cual esta determinado por el tipo de servicio, las condiciones de esfuerzo el tiempo de rotación máximo por día ver Adjunto en el Anexo B Tabla B.6, el vagón de transferencia del diseño tendrá un tiempo de operación entre 4 a 6 horas diarias por lo que según la tabla 3 (Ver Adjunto en el Anexo B Tabla B.3) el valor de  $C_1 = 1$ .

Para el coeficiente  $C_2$  su valor depende de la velocidad de rotación de la rueda, ya que este dato es desconocido aun, optaremos por el método de tablas donde podemos encontrar el coeficiente  $C_2$  con la velocidad de 20m/min que es la velocidad lineal escogida para el carro transferidor.

El diagrama adjunto en el Anexo A Figura A.1, nos permite determinar el  $Dn$  de la rueda a partir de la velocidad lineal que transportara la estructura para un coeficiente  $C_2 = 1$ .

Posteriormente utilizando la tabla 5 adjunto en el Anexo B Tabla B.7, un  $Dn$  obtenido mediante el diagrama y la velocidad lineal, se puede llegar a un valor real  $C_2$  real.

El  $Dn$  final de la rueda se obtiene dividiendo el diámetro hallado en el diagrama por el valor de  $C_2$  real.

Primero se determina el grupo de mecanismo DIN que está determinado por el tiempo de servicio del vagón según la tabla 3 Anexo B Tabla B.6 esto nos dará el dato del diagrama 1 en nuestro caso es DIN M5, luego teniendo la reacción media anteriormente hallada en la Ecuación 25 expresada en KN;  $R_m = 235.16KN$  nos ubicamos en el diagrama 2 para luego ser interceptada con el diagrama 1 (DIN M5), a lo cual se traza una línea horizontal que a su se intercepta a la vertical correspondiente al ancho efectivo del riel (80mm) Diagrama 3. Según el material seleccionado, en el diagrama 4. se obtiene un punto de intercepción formado por la vertical según el grado de acero elegido (Grado 1) y la línea que viene del diagrama 3, luego desde ese punto se pasa una horizontal que determine el  $Dn$  de la rueda  $C_2=1$ , esto nos da un diámetro normal de rueda sugerida mayo a 490mm.

Una vez obtenido el diámetro normal 490mm usamos la tabla 5 que usando el diámetro normal y velocidad lineal encontramos el coeficiente  $C_2$  real = 1.11.

Reemplazando en la Ecuación 105:

$$Dn \geq \frac{235.16KN}{5.6N/mm^2 \times 80mm \times 1.0 \times 1.11}$$

$$Dn \geq 472.89mm$$

Teniendo el  $Dn \geq 472.89mm$  y una carga por rueda de  $235.16Kn = 235160N$  utilizaremos la tabla de ruedas para rieles, para seleccionar el tipo de rueda conductora y conducida que usaremos en nuestro diseño.

En el Anexo A Figura A.2 y Figuras A.3, tenemos la ficha técnica de las unidades de ruedas guía con cajera en Angulo Serie MA1 elegidas para nuestro diseño el cual, ingresando con nuestros datos encontrado del diámetro nominal, tipo de riel, reacción media por rueda. Nos sugiera utilizar el tipo de rueda Serie MA1 500H que tiene como diámetro 500mm y una carga admisible de 300000N por unidad de rueda. El cual se adapta a nuestro diseño.

#### **4.3.7 DIMENSIONAMIENTO DE EJES Y ARBOLES**

Los ejes son los encargados de soportar las cargas de las ruedas y transmitir a sus elementos rodante, así mismo se encargan de transmitir el movimiento hacia las ruedas, para un correcto dimensionamiento de estos ejes se tiene que saber cuáles serán las cargas que actuarán sobre ella.

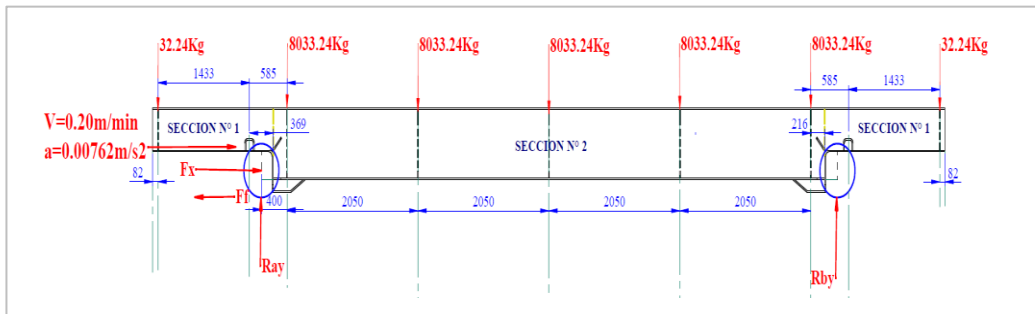
En la sección 4.3.6 seleccionamos la rueda serie MAI 500H que tiene como diámetro de rueda de 500mm, adicionalmente también te recomienda los diámetros del eje, estos valores se encuentran ficha técnica en el Anexo A Figura A.2 y A.3, para el diámetro donde se alojarán los rodamientos recomienda 120mm, Diámetro de alojamiento de rueda 170 y diámetro de transmisión de potencia del motor a la rueda 90mm.

En los siguientes pasos realizaremos estimaciones de los diámetros donde irá alojado el rodamiento y el diámetro de alojamiento de la rueda. Para comprobar si los recomendados cumplen con los requisitos.

**1. Cargas Actuales en el eje.** En la sección 4.3.3. hallamos el valor las reacciones en los apoyos de la viga principal  $R_{ay}$  y  $R_{by} = 21483.95Kg$  , con las reacciones obtenidas realizaremos el análisis dinámico de la viga principal incluyendo todas las fuerzas actuantes en ellas como muestra la Figura 64, teniendo en cuenta la velocidad de desplazamiento requerida que es de 20m/min(65.6ft/min y aceleración de 0.25ft/s<sup>2</sup>(0.0761m/s<sup>2</sup>), el valor de la aceleración se obtuvo mediante la tabla de rango típico de aceleración recomendado por la norma CMAA 70 que se encuentra adjunto en el Anexo B Tabla B.8.

**Figura 64.**

*Análisis Dinámico de Viga Principal sobre las ruedas.*

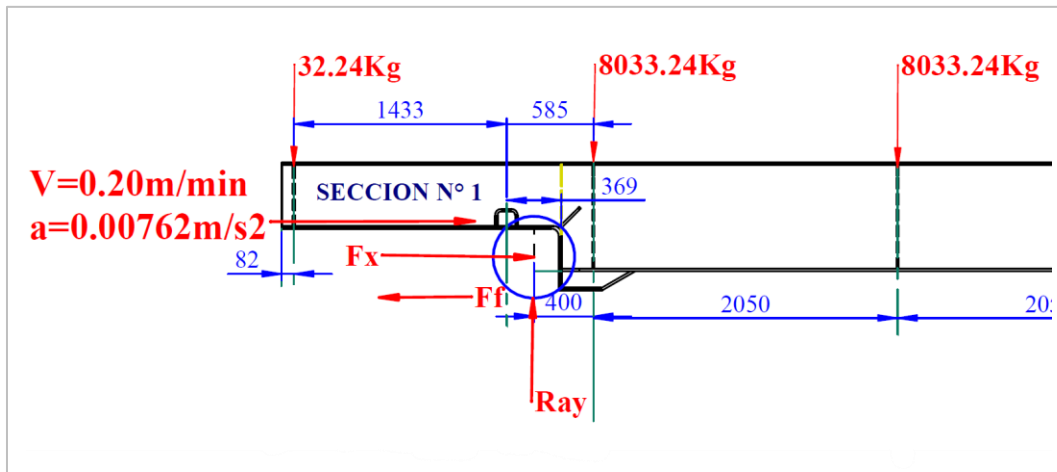


*Nota: Elaboracion Propia.*

Analizaremos independientemente las ruedas y las fuerzas que intervendrán en cada una de ellas. Así como se muestra en la Figura 65.

**Figura 65.**

*Fuerzas Actuantes sobre la Rueda*



*Nota: Elaboracion Propia.*

$$\sum F_y = 0 \quad [110]$$

$$R_{ay} = N = 21483.95Kg \approx 210685.58N$$

$$\sum M_A = 0 \quad [111]$$

$$F_x - F_f = m \cdot a$$

$$F_x = F_f \cdot N + m \cdot a$$

Donde:

$F_f$ : factor de fricción por rodadura en rieles con ruedas metálicas de 21" = 12 lb/ton x 0.0005 = 0.006 obtenido de la tabla adjunto en el Anexo B Tabla B.9, recomendada por la norma CMAA 70.

$m$ : Peso total de carga (peso de estructura y carga nominal) = 90612.62 Kg, adquirida de la Tabla 4.

$N$ : Reacción total por rueda = 21483.95Kg, obtenida de la Ecuación 33

$ac$ : Aceleración 0.25ft/s<sup>2</sup>(0.0761m/s<sup>2</sup>)

Reemplazamos en la Ecuación 42:

$$F_x = \left( 90612.62Kg \times \frac{0.0762m}{s^2} \right) + (210685.58N \times 0.006)$$

$$F_x = 8168.795N$$

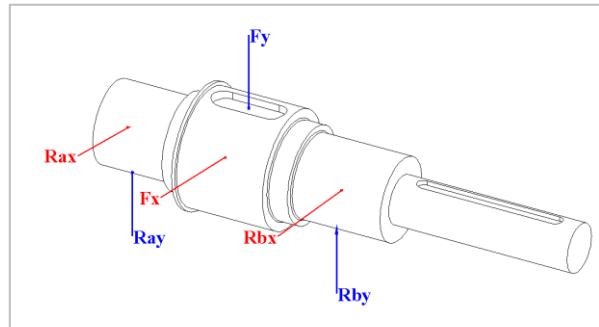
Teniendo la fuerza requerida para mover la estructura, se puede calcular el torque necesario ya que está en función de la fuerza requerida y el diámetro de la rueda 21" (550mm). y esta expresada en la ecuación 112.

$$T = F \frac{d_{rueda}}{2} \quad [112]$$

$$T = 8168.795N \frac{0.550}{2}$$

$$T = 2246.42Nm$$

**2. Diagrama de cuerpo libre de eje.** Teniendo en cuenta las cargas anteriormente mencionadas en el paso 1, en el diagrama de cuerpo libre del eje obtendremos las fuerzas de reacción que generan los apoyos en donde se alojan los rodamientos. El  $F_y$  es la carga radial principal que se localiza en el centro entre los dos rodamientos y pertenece a la fuerza que aporta la rueda en este caso 210685.58N y  $F_x$  es la carga Radial ubicada en el centro de los rodamientos que pertenece a la fuerza necesaria para el desplazamiento 8168.795N. Según como se muestra en la Figura 66.

**Figura 66.***D.C. L de Eje de rueda conductora**Nota: Elaboracion propia*

Hallamos las reacciones a partir de las ecuaciones de equilibrio estático:

$$\sum F_y = 0 \quad [113]$$

$$R_{ay} + R_{by} = F_y$$

$$R_{ay} = R_{by} = 105342.79N$$

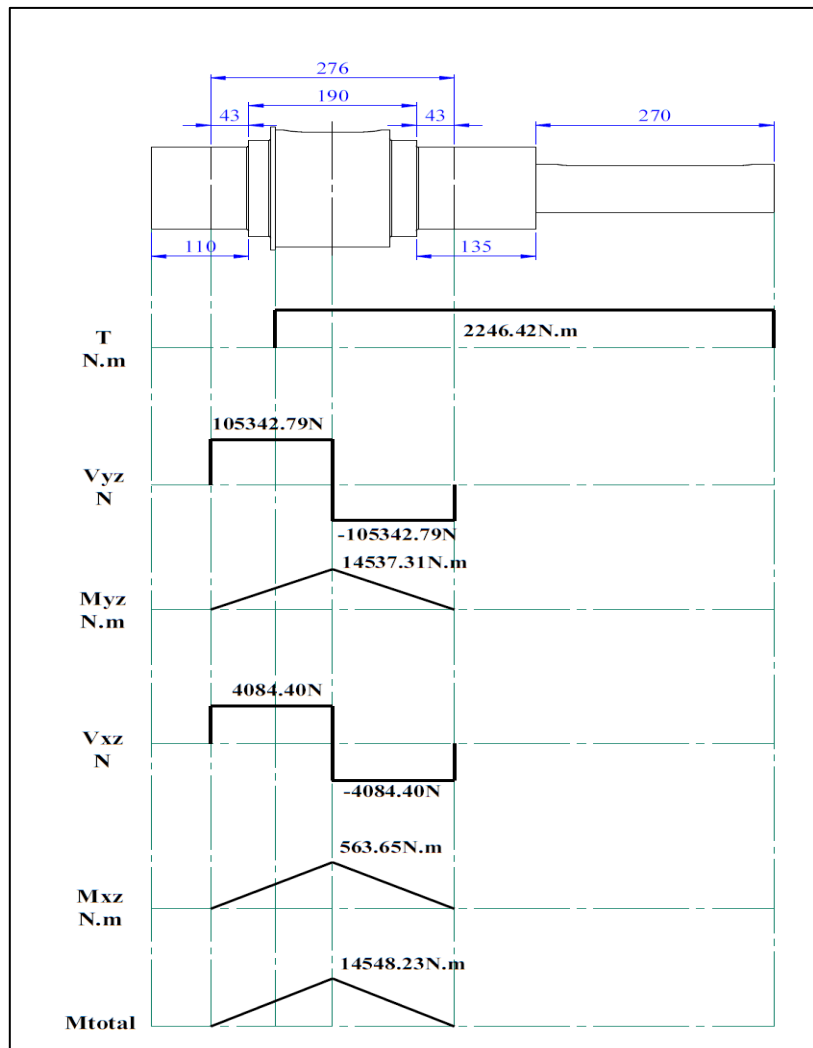
$$\sum F_x = 0 \quad [114]$$

$$R_{ax} + R_{bx} = F_x$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 4084.40N$$

**3. Diagramas de momento, corte y torque.** De acuerdo con las reacciones encontradas en la ecuación 113 y 114, se realizarán los diagramas de cortante en los planos y-z y planos x-z, el momento total será combinando los momentos máximos de ambos planos como vectores.



**Figura 67.***Diagrama de Momento, Corte y Torque de eje**Nota:* Elaboracion propia.

Hallamos el momento total de los dos planos según la Ecuación 115.

$$M_{Total} = \sqrt{M_{\max y-z}^2 + M_{\max x-z}^2} \quad [115]$$

$$M_{Total} = \sqrt{14537.31^2 + 563.65^2}$$

$$M_{Total} = 14548.23 Nm$$

Con el momento total hallado en la Ecuación 115 se hallarán los diámetros en los puntos intermedios del eje en donde soporta la rueda.

**4. Aproximación de diámetros de ejes.** Se realiza la primera aproximación para determinar los diámetros de los ejes, donde usaremos el criterio de falla de ED-Goodman que se usa para diseño de ejes giratorios y redondos sólidos. Para esta primera aproximación no se considerará la carga axial. Que según Shigley Pag 356 recomienda para un diseño inicial de aproximaciones de ejes. Usaremos el criterio de von mises  $\sigma_{com} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$  y el criterio de falla por fatiga de Goodman modificada, ambas referencias fueron obtenidas en el libro de Shigley,2088. Como se indica en la Ecuación 116.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad [116]$$

Donde:

$n$ : Factor de diseño o de seguridad a fatiga.

$M_a$ : Momento flexionante alternante.

$T_m$ : Torque medio

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

$S_e$ : Limite de resistencia a la fatiga en la zona critica.

$S_{ut}$ : Limite de resistencia última del material a tracción.

**4.1. Momento Flexionante alternante y torque medio.** Para el momento flexionante  $M_a$  es igual al momento total hallado en la Ecuación 115.

$$M_a = 14548.23Nm$$

Y para el torque medio es igual al torque hallado en la Ecuación 112.

$$T_m = 2246.42Nm$$

**4.2. Factores de concentración de esfuerzos  $K_f$ .** En la tabla 7.1 del libro de Shigley que se adjunta en el Anexo B Tabla B.10, podemos encontrar los factores de concentración de

esfuerzos de  $K_f$  para una primera aproximación, para ello se asume un filete de hombro bien redondeado ( $r/d=0.02$ )

$$K_f = 1.7$$

$$K_{fs} = 1.5$$

**4.3. Factor de concentración de esfuerzos**  $K_t$ . En el libro de Shigley Pag 364, nos sugiere que podemos asumir el factor de concentración de esfuerzos por fatiga igual a los esfuerzos concertados por flexión y se da de la siguiente manera:

$$K_f = K_t = 1.7$$

$$K_{fs} = K_{ts} = 1.5$$

**4.4. Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del eje.** Usaremos la ecuación de Marín, donde podemos identificar varios factores que cuantifican los efectos de condiciones superficial, el tamaño, la carga y temperatura, etc. (Shigley, 2008, pag.279)

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad [117]$$

Donde:

$K_a$ : Fator de modificación de condición superficial.

$K_b$ : Factor de modificación de tamaño.

$K_c$ : Factor de modificación de carga.

$K_d$ : Factor de modificación de la temperatura.

$K_e$ : Factor de confiabilidad.

$K_f$ : Factor de modificación de efectos varios.

$S'_e$ : Límite a la resistencia a la fatiga en vigas rotatoria.

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica en una parte de la maquina la geometría y condición de uso.

**4.5. Factores de modificación.** Para hallar el factor de superficie  $K_a$  usaremos la Ecuación 118 que esta depende de la calidad del acabado superficial la zona afectada y la resistencia a la tensión.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad [118]$$

Donde:

$$S_{ut} = 745 \text{ Mpa} = \text{Resistencia mínima a la tensión del acero SAE 4340.}$$

$b = -0.265$  ;  $a = 4.51 \text{ Mpa}$  valores de acabado superficial usando el método de maquinado, adquiridos de la tabla 6.2 del libro de Shigley, Pag 280.

Reemplazamos en la Ecuación 118:

$$K_a = 4.51 \times 745 \text{ Mpa}^{-0.265}$$

$$K_a = 0.781$$

$K_b = 0.9$  = Este valor es recomendado por el libro de Shigley debido a que  $K_b$  es un valor que está en función al diámetro del eje, dado que aún no se cuenta con ese dato se usa el valor recomendado.

$K_c = K_d = K_e = K_f = 1$  = así mismo el libro de Shigley recomienda tomar un valor de 1 para los demás factores de modificación en su primera aproximación.

**4.6. Límite de resistencia a la fatiga.** Para determinar el valor de límite de resistencia a la fatiga en vigas rotatorias  $S'_e$  se puede determinar por medio de la Ecuación 119.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Kpsi} \end{cases} \quad [119]$$

Donde:

$S_{ut}$  = Acero SAE 4340 el valor que toma es de 745 Mpa y reemplazamos en la opción primera.

$$0.5(745) \quad 745 \text{ Mpa} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 372.5 \text{ Mpa}$$

Reemplazamos los datos obtenidos en la Ecuación 117.

$$S_e = (0.781)(0.9)(1)(372.5)$$

$$S_e = 261.83 \text{ Mpa}$$

Ahora ya podemos obtener una primera aproximación de los diámetros del eje, reemplazando los valores obtenidos en la Ecuación 116, asumiendo un factor de fatiga  $n=1.8$ , reemplazamos:

$$d_1 = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(1.7 \times 14548.23 \text{ N}\cdot\text{m})}{261.83 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3(1.5 \times 2246.42 \text{ N}\cdot\text{m})^2]}{745 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.1217 \text{ m} \approx 121.7 \text{ mm}$$

Para la aproximación del diámetro menor en el hombro del eje, usaremos una relación  $D/d = 1.15$  y decimos que  $D$  es el diámetro mayor y  $d$  es el diámetro menor y reemplazamos:

$$d_2 = \frac{121.7 \text{ mm}}{1.15} = 105.83 \text{ mm}$$

**5. Segunda aproximación de diámetros.** En esta segunda aproximación consideraremos la concentración de esfuerzos y tomaremos como el valor del filete  $r=2\text{mm}$  para evitar la falla del eje por concentración de esfuerzo en el hombro del eje.

**5.1. Recalculo Concentración de esfuerzo según Shigley.** En esta segunda aproximación recalculemos las concentraciones de esfuerzos  $K_f$  y  $K_{fs}$  que se encuentran en función en  $K_t$  y  $K_{ts}$  y la sensibilidad de la muesca  $q$ . según como nos recomienda el libro de Shigley en la pág. 287. Usaremos la siguiente Ecuación 120.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [120]$$

$$K_{ts} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1) \quad [121]$$

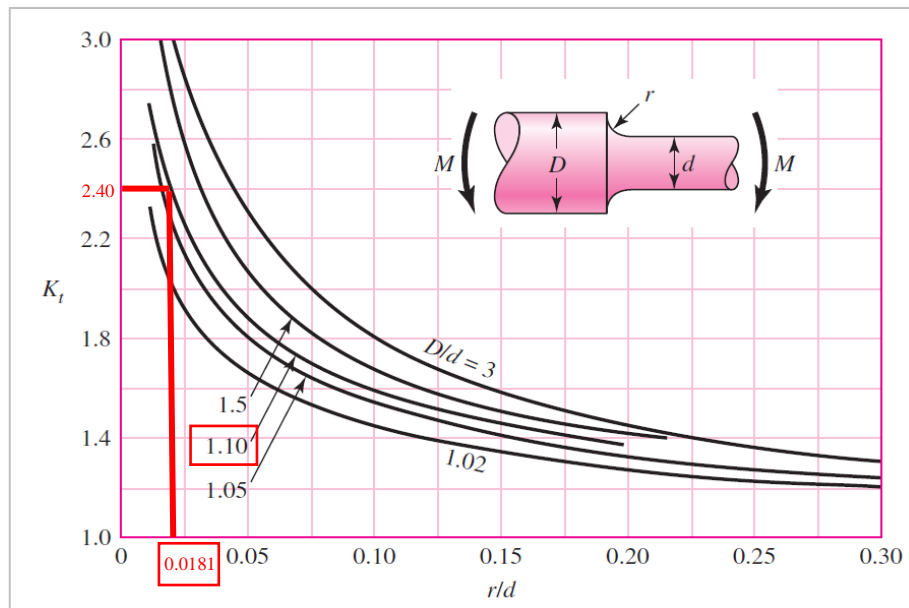
Hallamos  $K_t$  y  $K_{ts}$  según Shigley en la gráfica A15-8/9 pag.1008 que está en función de la geometría del eje con las relaciones  $D/d = 1.10$  y  $r/d = 2\text{mm}$ .

$$D = \frac{121.7 \text{ mm}}{1.10} = 110.64 \text{ mm}$$

$$r = \frac{2\text{mm}}{110.64\text{mm}} = 0.0181\text{mm}$$

**Figura 68.**

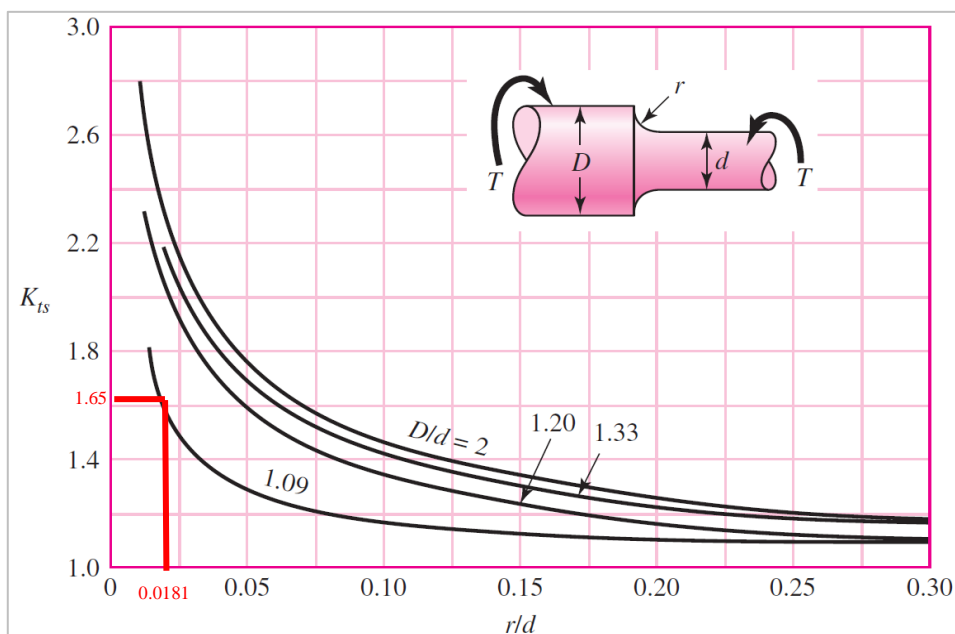
*Factor de Concentración de Esfuerzo para Concentraciones  $K_t$*



*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,1008), de Shigley,2008.

**Figura 69.**

*Factor de concentración de esfuerzos en torsión  $K_{ts}$*

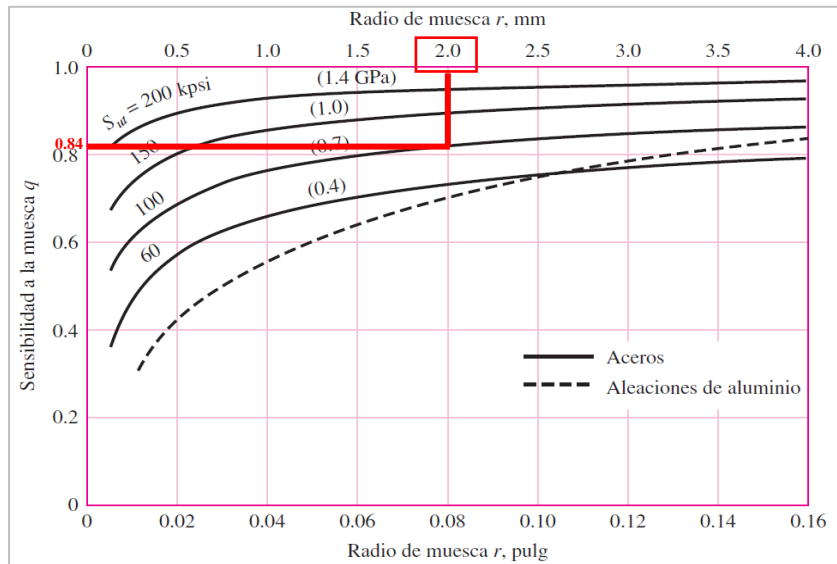


*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,1008), de Shigley,2008

Los valores obtenidos en las Figuras 69 y 68 indican que los valores de  $K_{ts} = 1.65$  y  $K_t = 2.4$ , respectivamente.

**Figura 70.**

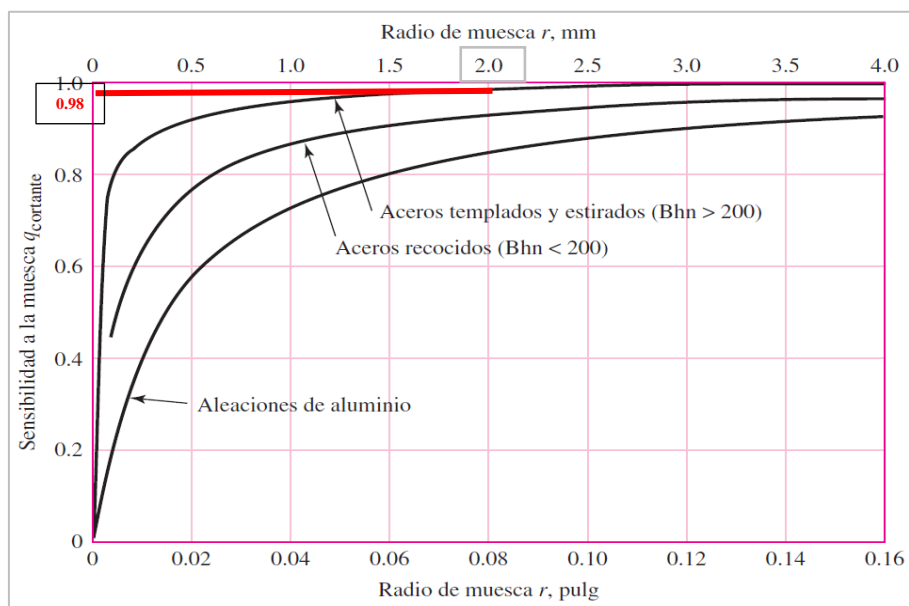
*Grafica de sensibilidad de la muesca en flexión q.*



*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,287), de Shigley,2008.

**Figura 71**

*Grafica de sensibilidad de la muesca en torsión q cortante*



*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,287), de Shigley,2008.

Los valores obtenidos en las Figuras 70 y 71 indican que los valores de  $q = 0.84$  y  $q_{cortante} = 0.98$

Hallamos los valores obtenidos en las Ecuaciones 120 y 121.

$$K_f = 1 + 0.84(2.4 - 1) = 2.18$$

$$K_{ts} = 1 + 0.98(1.65 - 1) = 1.64$$

**5.2. Recalculo del límite de resistencia a la fatiga y factores de modificación.** El valor de  $K_b$  en esta segunda aproximación se usa la Ecuación 122 que depende del diámetro.

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2\text{pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10\text{pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad [122]$$

Debido a que  $K_b$  depende del diámetro  $110.64\text{mm} = 4.36''$  usamos la siguiente Expresión:

$$1.51(110.64\text{mm})^{-0.157} \quad 51 \leq 110\text{mm} \leq 254\text{mm}$$

$$K_b = 0.721$$

$K_c = K_d = K_e = 1$  así mismo el libro de Shigley recomienda tomar un valor de 1 para los demás factores de modificación en su segunda aproximación.

Reemplazando en la Ecuación 117.

$$S_e = (0781)(0.721)(1)(372.5\text{Mpa})$$

$$S_e = 209.76\text{Mpa}$$

Recalcularemos el diámetro con la Ecuación 118.

$$d_1 = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(2.092 \times 14548.23\text{N.m})}{209.76 \times 10^6\text{Pa}} + \frac{[3(1.637 \times 2246.42\text{N.m})^2]}{745 \times 10^6\text{Pa}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.14\text{m} \approx 140\text{mm}$$

Recalculamos el eje menor con la relación de  $D/d = 1.15$

$$d_2 = \frac{140\text{mm}}{1.15} = 120\text{mm}$$



**6. Resistencia del eje según la norma CMAA 70.** En el inciso 4.11.4. de la norma CMAA 70 establece que cualquier eje debe diseñarse para soportar los esfuerzos presentes en condiciones de operación normal. Por ello debemos de analizar los esfuerzos fluctuantes como flexión en ejes, torsión en la transmisión, y que debemos de verificar el estrés por fatiga en las operaciones normales de operación. Se identifican los siguientes esfuerzos presentes en el eje:

**Esfuerzo a flexión  $\sigma_B$ .** Para hallar el esfuerzo a flexión usaremos las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_B = \frac{Mr}{I} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5} \quad [123]$$

Donde:

$M_{max}$  = Momento flexionante máximo = 14548.23Nm

$r$  = Radio de eje = 0.075m

$I$  = Momento de inercia que se halla con la ecuación 124:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad [124]$$

$$I = \frac{\pi(0.150mm)^4}{64} \approx 2.49 \times 10^{-5}m^4$$

Reemplazando en la Ecuación 123.

$$\sigma_B = \frac{(14548.23N \cdot m)(0.075m)}{2.49 \times 10^{-5}m^4} \leq \frac{740Mpa}{5}$$

$$\sigma_B = 43.82Mpa \leq 149Mpa \quad \text{CUMPLE !}$$

**Esfuerzo a Torsión  $\tau_t$ .** donde

$$\tau_T = \frac{Tr}{J} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}} \quad [125]$$

Donde:

$T$ = Torque = 2246.42Nm

$J$ = Momento polar de inercia que se expresa en la siguiente Ecuación 126.

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad [126]$$

$$J = \frac{\pi(0.150\text{mm})^4}{32} \approx 4.97 \times 10^{-5} \text{m}^4$$

Reemplazamos en la Ecuación 125

$$\tau_T = \frac{(2246.42\text{Nm})(0.150\text{m})}{4.97 \times 10^{-5} \text{m}^4} \leq \frac{750\text{Mpa}}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_T = 3.39\text{Mpa} \leq 86.02\text{Mpa} \quad \text{CUMPLE !}$$

**Esfuerzo a cortante  $\tau_v$ .** Donde

$$\tau_v = 1.33 \frac{V}{A} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}} \quad [127]$$

Donde:

V= Carga cortante =10542.79N

A= Área de la sección trasversal

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad [128]$$

$$J = \frac{\pi(0.150\text{mm})^4}{4} \approx 0.01767\text{m}^4$$

Reemplazando en la Ecuación 1227:

$$\tau_v = 1.33 \frac{10542.79\text{N}}{0.01767\text{m}^4} \leq \frac{750\text{Mpa}}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_T = 7.93\text{Mpa} \leq 86.02\text{Mpa} \quad \text{CUMPLE !}$$

Según la normal CMAA 70 para la verificación de estrés por fatiga del eje, utiliza el criterio de von mises que se expresa en la Ecuación 129.

$$\sigma_{com} = \sqrt{(\sigma_b)^2 + 3(\tau_v)^2} \leq \frac{\sigma_e}{K_c} \quad [129]$$

Esfuerzo de endurecimiento del material del eje:

$$\sigma_e = 0.36\sigma_{ut}K_{sc} \quad [130]$$

Donde:

$K_c = 1.06$  lo podemos encontrar en la tabla 4.11.1-2 adjunto en el Anexo B Tabla B.12 de este documento. Tomando en cuenta que es un valor para un tipo de maquina clase D.

$K_{sc} = 0.75$  que se puede obtener de la tabla 4.11.1, Adjunto en el Anexo B Tabla B.13 de este documento. Tomando en cuenta que es un valor para el tipo de eje maquinado.

Reemplazamos en la ecuación 130:

$$\sigma_e = 0.36(745Mpa)0.75 \approx 201.15Mpa$$

Ahora calculamos en la Ecuación 129:

$$\sigma_{com} = \sqrt{(43.82Mpa)^2 + 3(3.39 + 7.93)^2} \leq \frac{201.15Mpa}{1.06}$$

$$\sigma_{com} = 48.01Mpa \leq 189.76Mpa \quad \text{CUMPLE!}$$

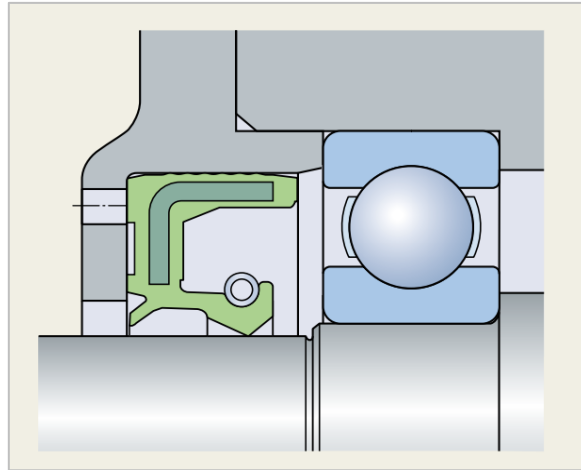
**Selección de Sello Radial para eje.** El diseño de conjunto de rueda seleccionado requiere unos sellos radiales para proteger la caja donde el rodamiento ira a alojarse.

Para la selección de un sello debemos de tener en cuenta la funciones que desempeñara (limpieza o retención), el acabo superficial del eje, velocidad de movimiento del eje, excentricidad, compatibilidad con el lubricante /material del retén, temperatura de funcionamiento, contaminantes(agresividad) y presión (interna o externa).

Nuestros rodamientos serán lubricados con grasa, la velocidad de rotación del eje será de 20m/min, a una temperatura no mayor a los 100° C y el tipo de carga que será sometido nuestro eje será Radial, y basándonos en la tabla de selección de Sellos radiales de SKF y recomendaciones, Adjunto en el Anexo A Figura A. seleccionamos el tipo Sello.

Sello radial Seleccionado:

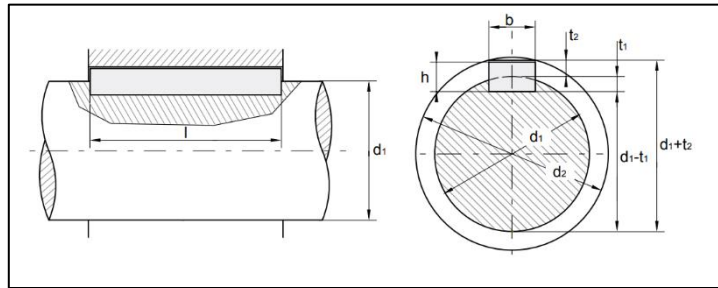
SELLO RADIAL DEL EJE 140 x 180 x 15 HMSA10 RG, bajo la norma ISO 6194-1 y DIN 3760, con labio auxiliar de caucho de nitrilo (NBR), reforzado con metal y caucho, con una aceptación máxima de velocidad de 12.01m/seg y una temperatura máxima de 100°C. el cual se adecua al requerimiento diámetro y uso requerido.

**Figura 72***Sello Radial HMSA10 RG*

Nota: Adaptado de Catalogo SKF(P,12), sellos industriales, 2021

**Selección de chavetas para la rueda y motorreductor.** Las chavetas son piezas mecánicas construidas para la unión de piezas que deben girar solidarias con un árbol para transmitir un par motriz, en nuestro caso a las ruedas y el motorreductor, permitiendo a su vez un fácil montaje y desmontaje.

Existen muchos tipos de chavetas para distintas funciones, pero para nuestro diseño usaremos las chavetas longitudinales en unión sin tensión y paralelas basadas en la norma DIN 6885 A, para seleccionar la chaveta más adecuada para nuestra necesidades debemos de tomar en cuenta los diámetros en el eje en la que montara ( $d_1$ ) (Ver Figura 73), Diámetro de eje para rueda: 170mm, Diámetro de eje para motorreductor: 70mm, seguiremos los siguientes pasos para la selección de la chaveta necesaria:

**Figura 73.***Diagrama de montaje de chaveta paralela DIN 6885*

*Nota:* Adaptado de Catalogo OPAC components, (p.5), de Opac. Componets,2020.

Ingresamos con los diámetros requeridos (70mm y 170mm) en el Anexo B Tabla B.14, adjunto a este documento, para selección de medidas de chavetas y obtenemos los siguientes resultados:

**Tabla 5***Dimensiones de chavetas paralelas DIN 6885*

		70mm	170mm
	<b>b</b>	20	40
	<b>h</b>	6	12
<b>d<sub>1</sub></b>	>	65	65
	≤	75	75
<b>i</b>	>	56	55
	≤	220	220

*Nota:* Elaboracion Propia

Se seleccionaron las chavetas DIN 6885 A de  $20 \times 12 \times 220\text{mm}$  para el eje - motorreductor y  $40 \times 22 \times 220\text{mm}$  para el eje - la rueda, para mayor detalle ir al Anexo B Tabla B.14 de este documento.

**4.3.8 SELECCIÓN Y CÁLCULO DE RODAMIENTO**

Se realizará el cálculo en función de la carga dinámica, el rodamiento seleccionado para el conjunto de ruedas es rodamiento de rodillo a rotula 22324 CC/W33 con un diámetro interno 120mm y diámetro externo de 260mm, es un rodillo recomendado en el tipo de conjunto de ruedas de los Serie MA1 500H. a pesar de que los rodillos a rotulas son recomendados para cargas combinadas que en nuestro caso no es el tipo de carga que tenemos, ya que solo

contamos con cargas radiales. Este tipo de rodillo es recomendado para cargas muy elevadas, auto alienables y se adaptan a la flexión del eje.

Hallamos la carga dinámica necesario para el rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_{rod}} \right)^p \quad [131]$$

Despejando para hallar la carga.

$$C = P_{rod} \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} \quad [132]$$

Hallamos  $P_{rod}$  = carga dinámica equivalente sobre el rodamiento (N), en este caso el sistema solo cuenta con carga radial, las cargas radiales netas son la suma vectorial de las reacciones  $R_{ay}$  y  $R_{by}$  de los apoyos de los ejes analizados anteriormente en la Ecuación 31, y sus reacciones de  $R_{ax}$  y  $R_{bx}$  a causa del desplazamiento del vagón de transferencia. Analizados en la ecuación 133.

$$P_{rod} = 1.2F_r \quad [133]$$

$$R_{ay} = R_{by} = 105342.79N$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 4084.40N$$

$$P_{rod} = 1.2 \times \sqrt{(105342.79)^2 + (4084.40)^2}$$

$$P_{rod} = 126506.328N \approx 126.50KN$$

$p$  = Exponente de la fórmula de duración = 10/3 para rodamiento a rodillos.

$n$  = Velocidad constante de rotación en (rpm) = 11.6rpm

$L_{10h}$  = Duración nominal en horas de servicio (hs) = 10000

Reemplazando en la Ecuación 132:

$$C = 126.50 \sqrt[p]{\frac{60 \times 11.6 \times 10000}{10^6}} = 226.40KN$$

Según la ficha técnica del rodamiento 22324 CC/W33 Adjunto en el Anexo Figura A.5, de este documento, su capacidad de carga básica es:

$$C \leq C_{SKF}$$

$$226.40KN \leq 1019KN$$

**CUMPLE!**

Teniendo el rodamiento que usaremos podemos hallar la vida nominal básica del rodamiento usando la Ecuación 131:

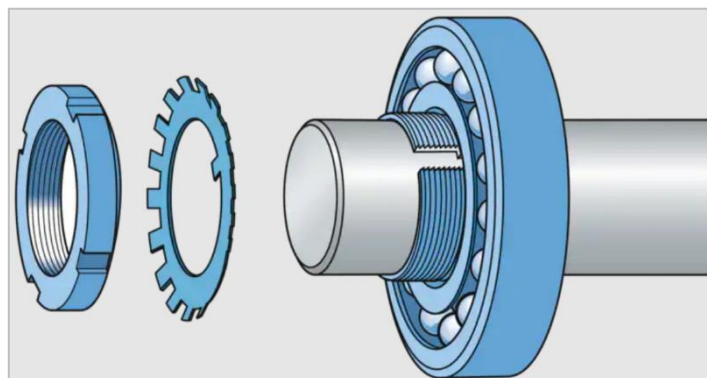
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 11.6} \left( \frac{1019}{126.50} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10h} = 1505461.4 (\text{Horas de funcionamiento})$$

**Selección de Tuerca de fijación KM(L) y Arandela de fijación MB(L).** SKF recomienda en sus manuales de montaje y desmontaje las tuercas de fijación también conocidas como tuercas de eje, utilizados para fijar rodamientos y otros componentes sobre los ejes y así mismo facilitar la tarea de desmontaje y montaje. Las tuercas de fijación cuentan con 5 distintos tipos de fijación, para nuestro diseño usaremos la fijación por medio de la arandela de retención, ya que son sencillos, estables y fiables ya que esta se engancha a un chavetero al eje y fija la tuerca a su posición como podemos visualizar en la Figura 74.

**Figura 74.**

*Tuerca de fijación KM y Arandela de fijación MB, SKF*



*Nota:* Adaptado del Catalogo SKF, instalación y desmontaje, (p.102). de SKf, 2021

Las dimensiones y la rosca de las tuercas de fijación cumplen con la normativa ISO 2982-2:2001, para nuestro diseño según el diámetro del eje donde se montará (120mm), usaremos la tuerca de fijación SKF KM 24 - M120 x 2 y la arandela de fijación MB24, para mayor detalle dirigirse a la ficha técnica adjunto en el Anexo A, Figura A.6, de este documento.

#### 4.3.9 CALCULO Y SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR

**Primera estimación.** Para calcular la potencia requerida para el motorreductor de desplazamiento en HP (Horsepower), la Norma CMAA70 inciso 5.2.9.1.2.1 sugiere que el valor obtenido en la Ecuación 134 no sea menor a la potencia del motor seleccionado.

$$HP = K_a \cdot W \cdot V \cdot K_s \quad [134]$$

**Hallamos el Factor de aceleración  $K_a$ .** Donde

$$K_a = \frac{f + \frac{2000 \cdot a \cdot C_r}{g \cdot E}}{33000 \cdot K_t} \cdot \frac{N_r}{N_f} \quad [135]$$

Donde:

$f = 12$  lb/ton para diámetro de rueda de 21", obtenido de la tabla 5.2.9.1.2.1.D de la norma CMAA 70 adjunto en el Anexo B Tabla B.8 en este documento.

$a = 0.25$  ft/s<sup>2</sup>, Tasa de aceleración para desplazamiento, recomendado por la normal CMAA 70 obtenido de la tabla 5.2.9.1.2.1-A adjunto en el Anexo B Tabla B.9 de este documento.

$C_r$  = Factor de inercia rotacional. Se calculará mediante la Ecuación 136.

$$C_r = 1.05 + \left( \frac{a}{7.5} \right) \quad [136]$$

$$C_r = 1.05 + \left( \frac{0.25 \text{ ft/s}^2}{7.5} \right) = 1.08$$

$g = 32.2$  ft/s<sup>2</sup> - Aceleración de la gravedad.

$E = 0.9$ , Eficiencia mecánica de la máquina, se usa ese valor recomendado por la norma CMAA 70 siempre que la eficiencia sea desconocida.

$N_r$  = Velocidad nominal de motor con carga en Rpm.

$N_f$  = Se recomienda un valor 0.96 la relación de velocidad del motor con carga libre  $N_r/N_f$ .



$K_t = 1,5$ , Factor de par de aceleración Recomendado por la norma CMAA 70 y se obtiene de la tabla 5.2.9.1.2.1.C. Anexo B Tabla B.11 de este documento. Para motor de inducción A/C controlando por variador de frecuencia (invertir).

Reemplazamos en la Ecuación 135 para hallar  $K_a$ .

$$K_a = \frac{12 \frac{lb}{ton} + \frac{2000 \times 0.25 \frac{ft}{s^2} \times 1.083}{32.2 \frac{ft}{s^2} \times 0.9}}{33000 \times 1.5} \times 0.9$$

$$K_a = 5.95 \times 10^{-4}$$

$W = 90612.62Kg = 90.612$  Ton, obtenidos de la tabla 4.

$V =$  Velocidad de desplazamiento longitudinal del vagón  $= 65.6 ft/mm$

**Hallamos el Factor de servicio  $K_s$ .** Para una maquina clase D y un motor AC invertir  $K_s = 1.3$ , recomendó la norma CMAA 70 en la tabla 5.2.9.1.2.1-E, Anexo B Tabla B.14 Adjunto en este documento.

Reemplazando en la Ecuación 134:

$$HP = (5.95 \times 10^{-4})(90.612Ton)(65.6 ft/mm)(1.3)$$

$$HP = 4.59HP \approx 5HP \approx 3.8KW$$

**Segunda Estimación.** Debido a que la norma CMAA 70 Te da un valor de potencia el cual no debe ser mejor, este método nos permite acercarnos un poco más a la potencia necesaria para poder mover la estructura.

Sabemos que la rueda que gira sobre unos soportes y se mueve con dirección de un carril que esto contiene una resistencia de la misma rodadura y así mismo la resistencia del eje con los rodamientos y demás factores que a continuación mencionaremos y que está dada en la Ecuación 137.

**Resistencia a la rodadura  $W_R$ .** Donde

$$W_R = \frac{4 \cdot Q_C}{D_n} \left( f' + \mu \frac{d}{2} \right) \omega \quad [137]$$

Donde:

$Q_C = 23979.35\text{kg}$  = reacción máxima sobre la rueda con carga nominal.

$D_n = 0.55\text{m}$ , Diámetro de rueda.

$f' = 0.0005\text{m}$ , Brazo de la resistencia de la rodadura, según H. Ernst.

$\mu = 0.0018$ , Coeficiente de fricción del eje, según SKF.

$\mu = 0.170\text{m}$ , Diámetro del eje de la rueda.

$\omega = 2.55$ , Coeficiente de mayoración, que toma en cuenta la resistencia en pestañas y cubos según Ernst Tomo 1.

Reemplazando en la Ecuación 130:

$$W_R = \frac{4 \times 23979.35\text{Kg}}{0.55\text{m}} \left( 0.0005 + 0.0018 \frac{0.170}{2} \right) \times 2.5$$

$$W_R = 224.7\text{kg}$$

**Potencia de régimen**  $N_R$ . Donde

$$N_R = \frac{W_R \cdot v_t}{75 \cdot n} \quad [138]$$

Donde:

$v_t = 0.34\text{m/seg}$ , Velocidad de traslación de vagón

$n = 0.9$ , Rendimiento de accionamiento.

Reemplazamos en la ecuación 131.

$$N_R = \frac{224.7\text{kg} \times 0.34\text{m/seg}}{75 \times 0.9} \approx 1.13\text{CV} \approx 0.84\text{KW}$$

**Potencia de aceleración**  $N_A$ . Donde

$$N_A = \frac{P + G}{g} \times \frac{v_t^2}{75 \times t_a \times n} \times \beta \quad [139]$$

Donde:

$P = 80000\text{kg}$ , Carga máxima de vagón – carga nominal

$G = 10612.62\text{Kg}$ , Peso de vagón

$g = 9.81m/s^2$ , Aceleración de la gravedad

$t_a = 1$ , Tiempo de aceleración.

$\beta = 1.2$ , según H. Ernest, coeficiente ue se tiene en cuenta las masas de rotación

Reemplazando en la Ecuación 139:

$$N_A = \frac{90612.62}{2 \times 9.81 m/s^2} \times \frac{0.34^2}{75 \times 1 \times 0.9} \times 1.2$$

$$N_A = 9.49CV \approx 7.08KW$$

Debido a que el par de arranque nunca es constante y se puede considerar como una curva de zigzag cuyo valor se puede considerar 1.7 a 2 veces al par normal.

Y lo podemos encontrar en la Ecuación 140.

$$N = \frac{N_R + N_A}{1.7/2} \quad [140]$$

Reemplazamos:

$$N = \frac{0.84KW + 7.08KW}{1.7/2}$$

$$N = 9.32KW$$

La potencia de diseño para mover el vagón es de 9.32KW.

**Momento necesario para accionar la rueda.** Donde

$$M_{red} = W_R \times \frac{D_n}{2} \quad [141]$$

Reemplazando:

$$M_{red} = 224.7kg \times \frac{0.55}{2} \approx 61.79Kg.m$$

$$M_{red} = 605.98N.m$$

**Momento de frenado**  $M_{freno}$ . Donde

$$M_{freno} = \frac{P + G}{g} \times \frac{v_t}{t_f} \times D_n \times n \times i \quad [142]$$

Reemplazando:

$$M_{freno} = \frac{90612.62}{2 \times 9.81 \text{ m/s}^2} \times 0.34 \times 0.55 \text{ m} \times 0.9 \times \frac{1}{74.52}$$

$$M_{freno} = 10.43 \text{ Kg.m} \approx 102.28 \text{ N.m}$$

Teniendo los siguientes datos:

$P_m = 9.32 \text{ Kw}$  , Potencia nominal del motor, hallado en la Ecuación 140.

$N_a = 20 \text{ m/min}$ , velocidad de salida Requerida

$M_a = 2246.42 \text{ N.m}$ , Torque de salida hallada en la Ecuación

Con estos valores se seleccionó el motorreductor SEW FA107 -DRN-160M4 de 11KW y torque de salida de 5310N.m y reductor I=74.52, tensión de servicio 460, 60hz. La ficha técnica se encuentra en el Anexo A Figura A.18 de este documento.

#### 4.4. DISEÑO Y SIMULACION POR SOLIDWORKS SIMULATIONS

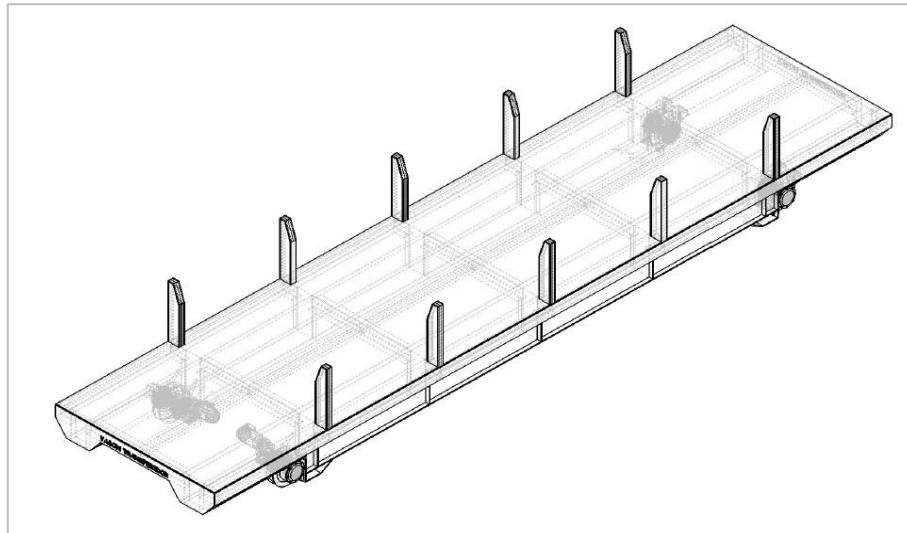
La selección de los perfiles utilizados para las vigas y espesores de planchas utilizados en la viga principal los obtuvimos mediante cálculos analíticos en la sección 4.3.

A continuación, se realizará el análisis y simulación por elementos finitos para disminuir la incertidumbre del diseño, se realizarán a todos los elementos críticos que se le realizó el cálculo analítico y así poder comparar los resultados obtenidos en ambas secciones.

Para realizar la simulación por elementos finitos se utilizará el Software comercial de SolidWorks Simulations. Para ello se realizó el modelamiento 3D de toda la estructura del vagón de transferencia como se muestra en la figura 75.

**Figura 75.**

*Modelado de Vagon de transferencia 80 Tn.*



*Nota:* Elaboracion propia

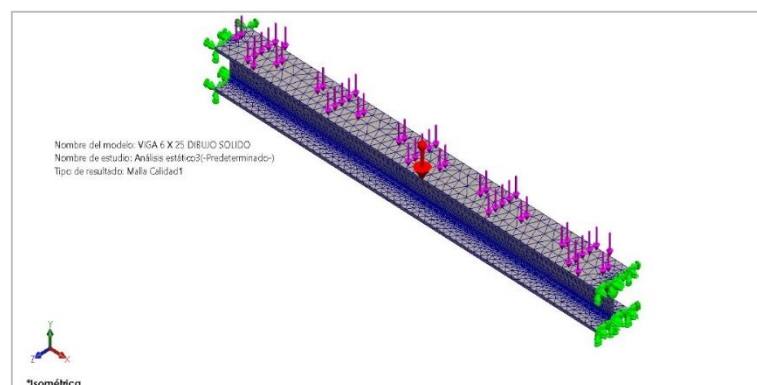
#### **4.4.1 CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE VIGA TRASVERSAL**

**Caso 1. Simulación de viga transversal con barras de 12m de longitud.** Este caso corresponde a la viga transversal elegida en el apartado 4.3.2. considerando que la viga se considera empotrada en ambos extremos y que soportara dos cargas distribuidas correspondientes al peso de la viga y la carga nominal distribuida por cada travesaño calculado en Ecuación 7.

##### ***Información del modelo.***

**Figura 76.**

*Viga W6x25 empotrada y fuerzas aplicadas con barras de 12m*



*Nota:* Elaboracion propia

**Propiedades de la Sección.**

**Tabla 6.**

*Propiedades de Sección de viga W6x25lb/pie – Caso 1*

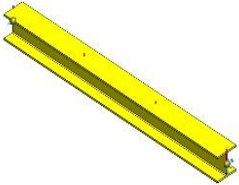
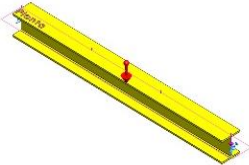

Estándar de sección-weldment profiles/ANSI/w section	
Área de sección:	0.00473344m <sup>2</sup>
Longitud:	1,792mm
Volumen:	0.00848233m <sup>3</sup>
Densidad:	7,850kg/m <sup>3</sup>
Masa:	66.5863kg
Peso:	652.546N

*Nota:* Elaboracion propia.

**Cargas y sujeciones.**

**Tabla 7.**

*Cargas y Sujeciones en Viga - Caso 1*

Nombre de sujeción	Imagen	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 2 Juntas Tipo: Geometría fija
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s <sup>2</sup>
Fuerza-1		Entidades: 1 plano(s), 1 Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; -11,493 kg Momentos: ---; ---; --- kgf.cm

*Nota:* Elaboracion propia

### Información de mallado.

**Tabla 8.**

#### Detalle de Mallado – Caso 1

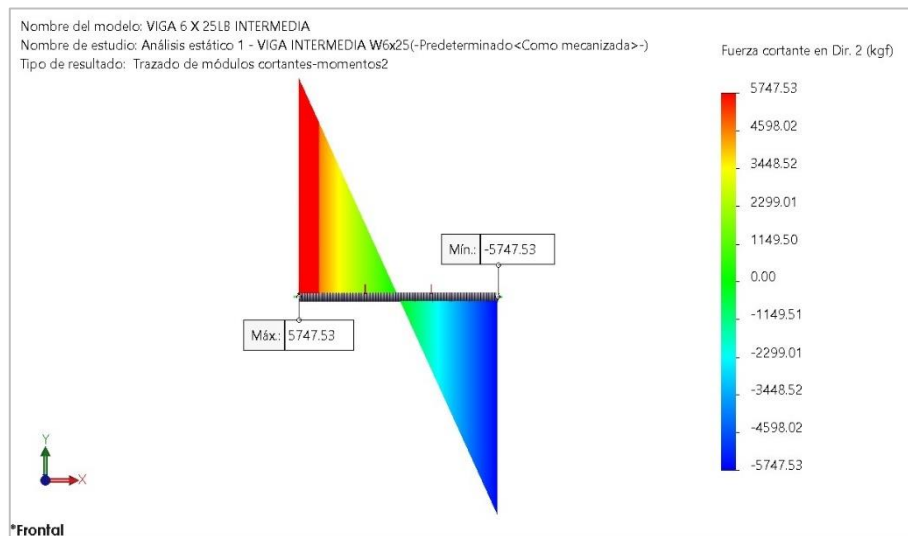
Detalles de malla	
Tipo de malla:	Malla de viga
Número total de nodos:	72
Número total de elementos:	70

*Nota:* Elaboracion propia

### Resultado de análisis estático – Caso 1.

**Figura 77.**

#### Diagrama de Fuerzas Cortantes en viga con barras de 12m



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 9.**

#### Resumen de Diagrama de fuerzas cortantes – Caso 1

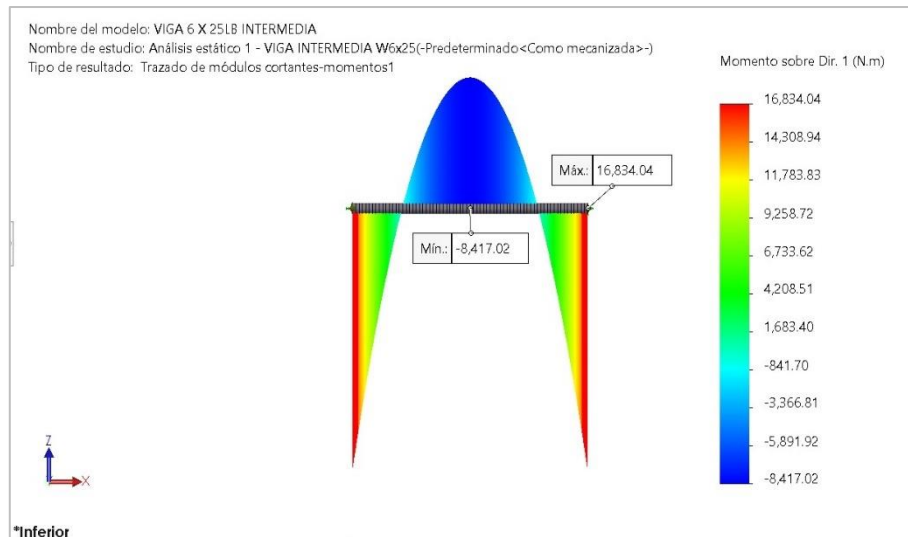
Descripción	Valor	Unidades
Sumatoria	0.05	kgf
Promedio	0.00	kgf
Máximo	5747.50	kgf
Mínimo	-5747.5	kgf
Valor RMS (media cuadrática)	3324.3	kgf

*Nota:* Elaboracion propia.

Del diagrama de fuerzas cortantes podemos apreciar Las reacciones en  $R_{ay}$  y  $R_{by}$  de la viga W6 x 25lb/pie y apreciamos el comportamiento de la viga con sus fuerzas cortantes

**Figura 78.**

*Diagrama de Momentos y Momento Máximo Flexionante – Caso 1*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 10.**

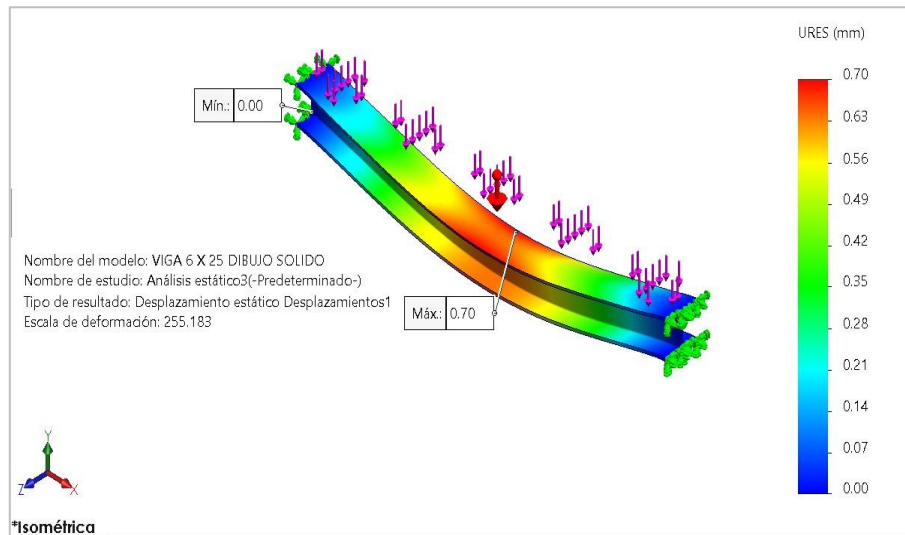
*Resumen de diagrama de Momentos en Viga – Caso 1*

Descripción	Valor	Unidades
Sumatoria	16864.00	N.m
Promedio	30.06	N.m
Máximo	16834.00	N.m
Mínimo	-8417	N.m
Valor RMS (media cuadrática)	7555.3	N.m

*Nota:* Elaboracion Propia.

En la Figura 78. podemos apreciar el  $M_a$  y  $M_b = 16834\text{N.m}$  en los extremos de la viga empotrada en ambos lados. y el momento máximo flexionante de la viga en su punto centro de  $-8417\text{N.m}$



**Figura 79.***Deflexión Máxima de Viga - Caso 1*

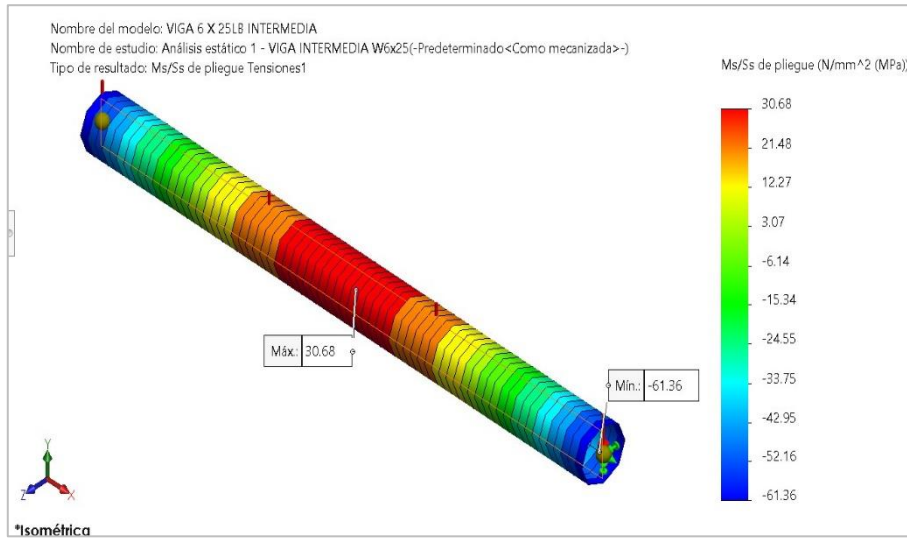
*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 11.***Resumen del Deflexión máxima en Viga – Caso 1*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	26.61	mm
Promedio	0.37	mm
Máximo	0.65	mm
Mínimo	0	mm
Valor RMS (media cuadrática)	0.43	mm

*Nota:* Elaboracion Propia.

En la Figura 79, podemos apreciar la deflexión máxima de la viga con un valor de 0.70mm en su punto medio.

**Figura 80.***Esfuerzo Máximo a Flexión de Viga Transversal W6x25lb/pie – Caso 1*

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 12.***Resumen de esfuerzo Máxima a flexión de viga – Caso 1*

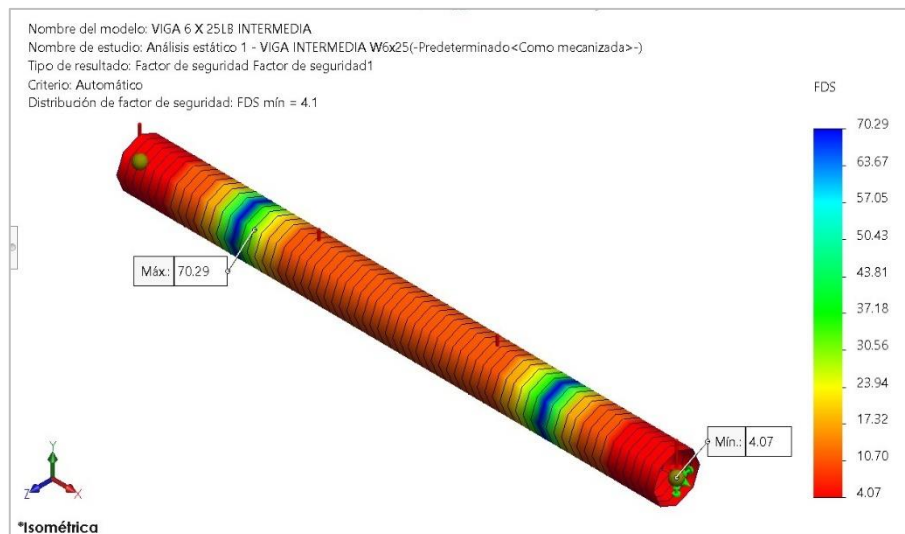
Descripción	Valor	Unidad
Suma	28.60	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Promedio	0.41	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Máximo	30.68	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Mínimo	-61.36	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Valor RMS (media cuadrática)	27.91	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

*Nota:* Elaboracion Propia.

El Esfuerzo máximo a flexión de la viga se genera en el punto centro de la longitud de la viga con un valor de 30.68Mpa tal como se puede visualizar en la Figura 80.

**Tabla 13.***Resumen de Factor de seguridad en viga – Caso 1*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	1032.09	
Promedio	14.54	
Máximo	70.29	
Mínimo	4.07	
Valor RMS (media cuadrática)	19.61	

*Nota:* Elaboracion Propia.**Figura 81.***Factor de seguridad de Viga Transversal W6x25lb/pie – caso 1**Nota:* Elaboracion Propia.

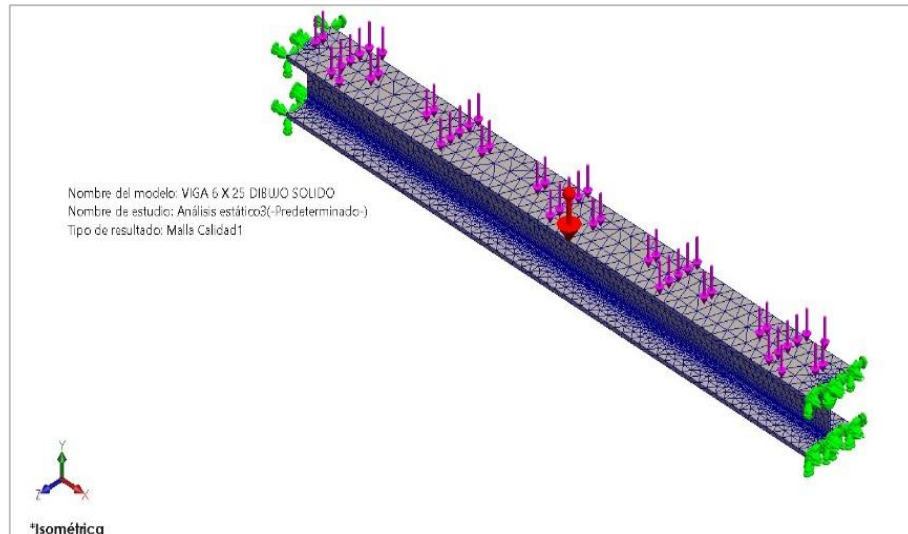
El Factor de seguridad mínimo hallado en la viga es de 4.07.

**Caso 2. Diseño de viga transversal con barras de 9m de longitud.** Este caso corresponde a la viga transversal elegida en el apartado 4.3.2. considerando que la viga se considera empotrada en ambos extremos y que soportara dos cargas distribuidas correspondientes al peso de la viga y la carga nominal distribuida por cada travesaño calculado en Ecuación 19.

**Información del modelo.**

**Figura 82.**

*Viga w6x25 Empotrada y fuerzas aplicadas con barras de 12m*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Propiedad de la sección.**

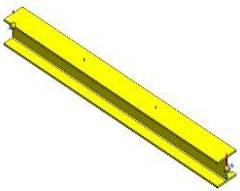
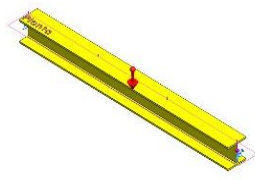

**Tabla 14.**

*Propiedades de Sección de viga W6x25lb/pie – Caso 2*

Estándar de sección-weldment profiles/ANSI/w section	
Área de sección:	0.00473344m <sup>2</sup>
Longitud:	1,792mm
Volumen:	0.00848233m <sup>3</sup>
Densidad:	7,850kg/m <sup>3</sup>
Masa:	66.5863kg
Peso:	652.546N

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 15.***Cargas y Sujeciones en Viga - Caso 2*

Nombre de sujeción	Imagen	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 2 Juntas Tipo: Geometría fija
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s <sup>2</sup>
Fuerza-1		Entidades: 1 plano(s), 1 Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; -16,064.5 kgf Momentos: ---; ---; --- kgf.cm

*Nota:* Elaboracion Propia.

***Información de mallado.*****Tabla 16.***Detalle de Mallado – Caso 2*

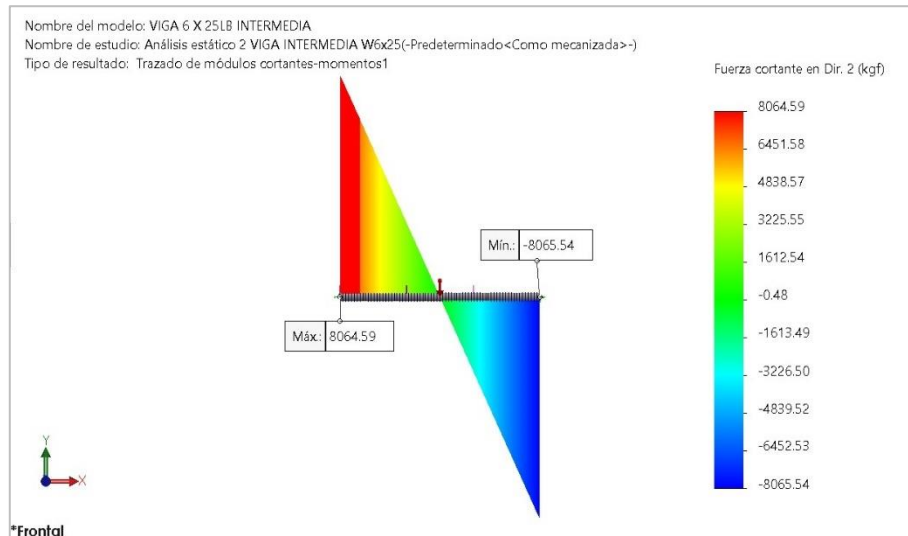
Detalles de malla	
Tipo de malla:	Malla de viga
Número total de nodos:	72
Número total de elementos:	70

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Resultado de análisis estático – Caso 2.

**Figura 83.**

### Diagrama de Fuerzas Cortantes en viga con barras de 9m



Nota: Elaboracion Propia.

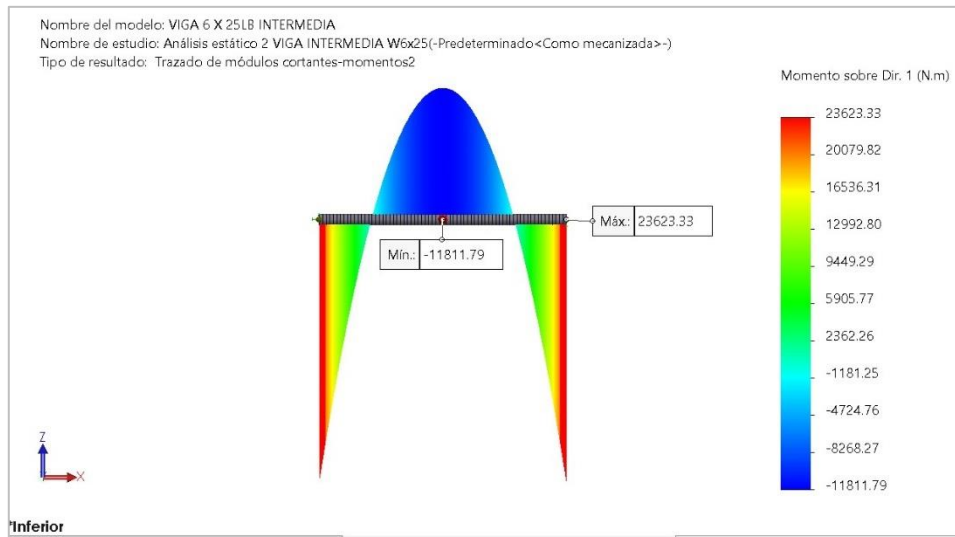
**Tabla 17.**

### Resumen de Diagrama de fuerzas cortantes – Caso 2

Descripción	Valor	Unidades
Sumatoria	-234.30	kgf
Promedio	-0.42	kgf
Máximo	8064.60	kgf
Mínimo	-8065.5	kgf
Valor RMS (media cuadrática)	4664.9	kgf

Nota: Elaboracion Propia.

Del diagrama de fuerzas cortantes podemos apreciar Las reacciones en  $R_{ay}$  y  $R_{by} = 8065.54$  de la viga W6 x 25lb/pie y apreciamos el comportamiento de la viga con sus fuerzas cortantes.

**Figura 84.***Diagrama de Momentos - Momento Máximo Flexionante- Caso 2*

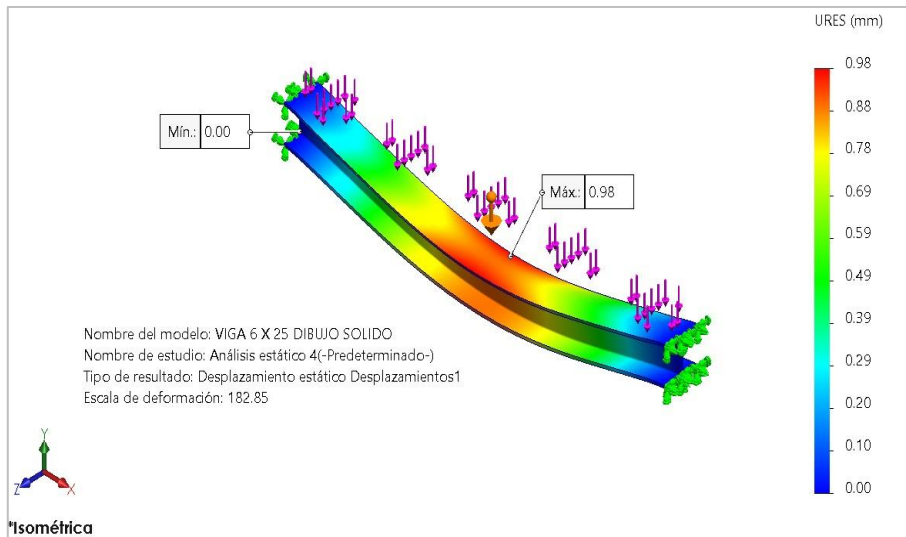
*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 18.***Resumen de diagrama de Momentos en Viga – Caso 2*

Descripción	Valor	Unidades
Sumatoria	23645.00	N.m
Promedio	42.15	N.m
Máximo	23623.00	N.m
Mínimo	-11812	N.m
Valor RMS (media cuadrática)	10602	N.m

*Nota:* Elaboracion Propia.

En la Figura 84. podemos apreciar el  $M_a$  y  $M_b = 23623.00$  N.m en los extremos de la viga empotrada en ambos lados. y el momento máximo flexionante de la viga en su punto centro de  $-11812$ N.m

**Figura 85.***Deflexión Máximo a flexión de Viga - Caso 2*

*Nota:* Elaboracion Propia.

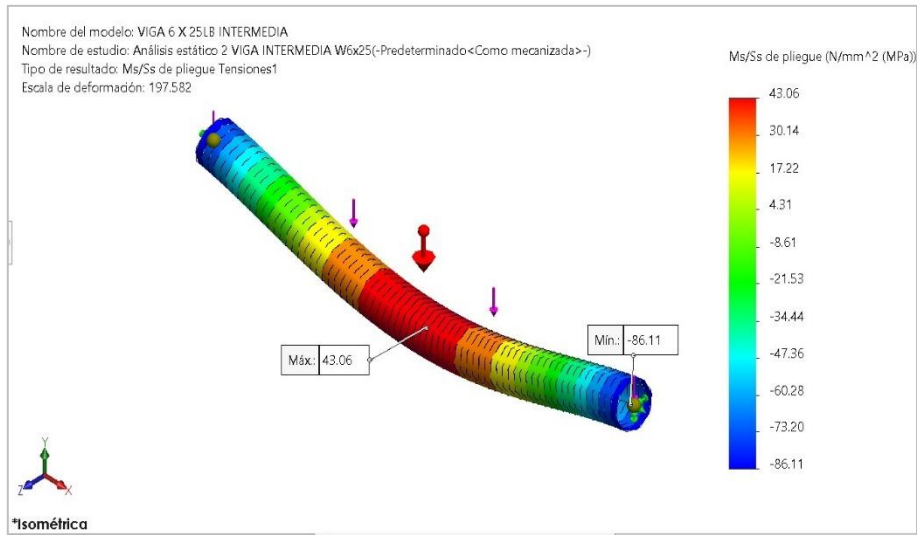
**Tabla 19.***Resumen del Deflexión máxima en Viga – Caso 2*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	37.34	mm
Promedio	0.53	mm
Máximo	0.91	mm
Mínimo	0	mm
Valor RMS (media cuadrática)	0.61	mm

*Nota:* Elaboracion Propia.

En la Figura 85. podemos apreciar la deflexión máxima a flexión de la viga con un valor de 0.98mm en su punto medio.



**Figura 86.***Esfuerzo Máximo a Flexión de Viga – Caso 2*

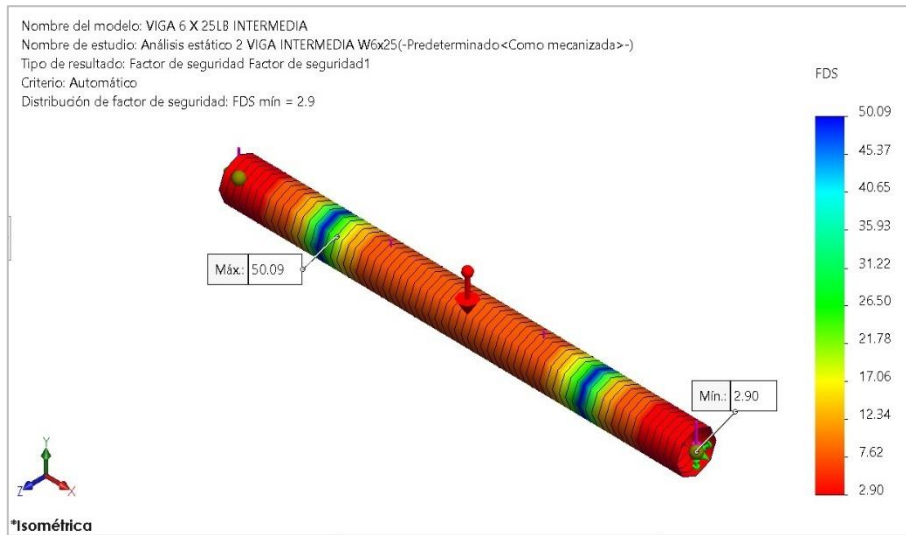
*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 20.***Resumen de Esfuerzo Máxima a flexión de viga – Caso 2*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	40.11	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Promedio	0.58	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Máximo	43.06	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Mínimo	-86.11	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Valor RMS (media cuadrática)	39.17	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

*Nota:* Elaboracion Propia.

El Esfuerzo máximo a flexión de la viga se genera en el punto centro de la longitud de la viga con un valor de 43.06 Mpa tal como se puede visualizar en la Figura 86.

**Figura 87.***Factor de seguridad de Viga Trasversal*

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 21.***Resumen de Factor de seguridad en viga – Caso 2*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	735.45	
Promedio	10.36	
Máximo	50.09	
Mínimo	2.9	
Valor RMS (media cuadrática)	13.97	

*Nota:* Elaboracion Propia.

El Factor de seguridad mínimo hallado en la viga es de 2.09

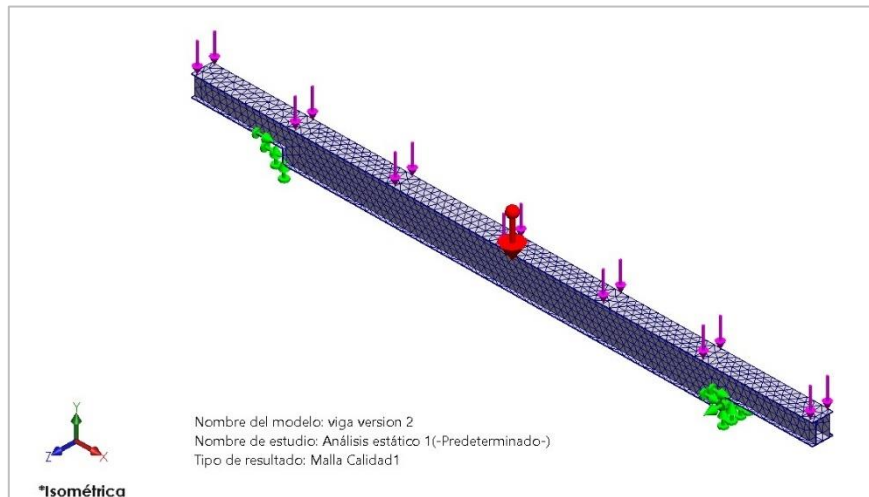
**4.4.2 CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE VIGA PRINCIPAL**

Este caso considera a la viga principal hallado en la sección 4.3.3. donde se consideran 7 cargas puntuales (8033.04Kg y 32.2kg) y dos puntos de reacción en las ruedas donde se apoyará la viga principal.

## Información del modelo.

**Figura 88.**

*Viga Principal 12.4m - Tipo cajón*



*Nota:* Elaboracion Propia.

## Propiedades de la sección.

**Tabla 22.**

*Propiedades Volumétricas de la Viga Principal*

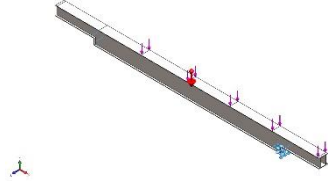
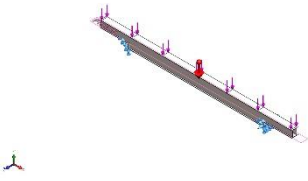
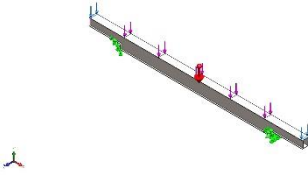
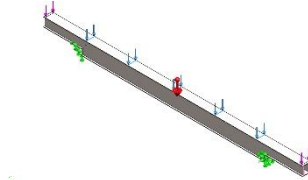
Descripción	Valor	Unidad
Masa:	2,799.92	kg
Volumen:	0.363626	m <sup>3</sup>
Densidad:	7,700	kg/m <sup>3</sup>
Peso:	27,439.20	N

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Cargas y sujeciones.

**Tabla 23.**

*Cargas y Sujeciones Viga Principal.*

Nombre de sujeción	Imagen	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 4 arista(s) Tipo: Geometría fija
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s <sup>2</sup>
Fuerza-1		Entidades: 2 arista(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; -32.24 kgf
Fuerza-2		Entidades: 5 arista(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; 8,033.24 kgf

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Información de mallado.

**Tabla 24.**

*Detalle de Mallado Viga Principal.*

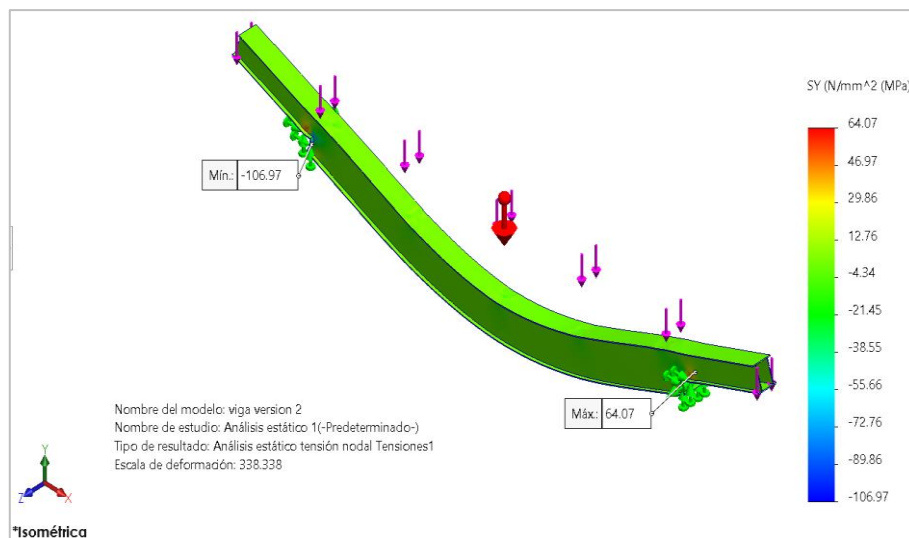
Detalles de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máximo de elemento	143.466 mm
Tamaño mínimo del elemento	143.466 mm
Número total de nodos	23375
Número total de elementos	12174

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Resultados de análisis estático.

**Figura 89.**

*Esfuerzo máximo a flexión en Viga Principal.*

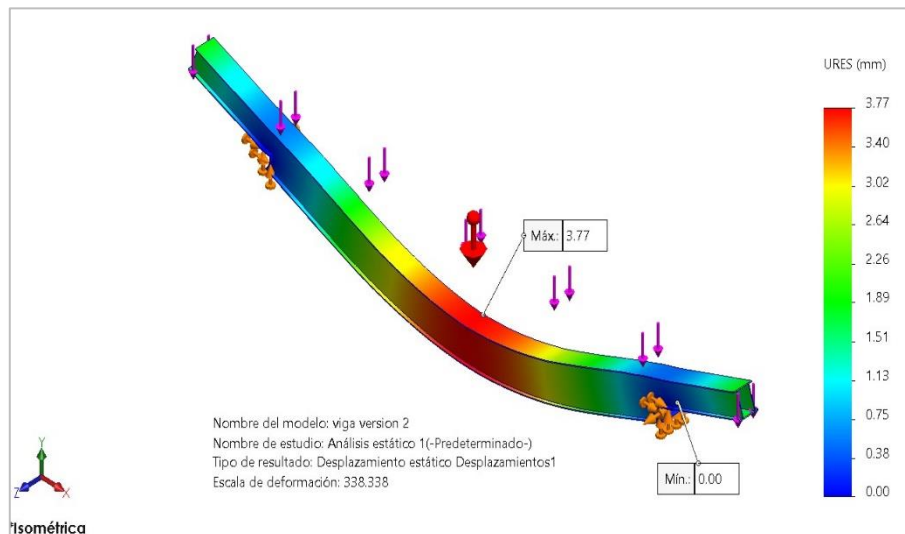


*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 25.***Resumen del Esfuerzo Máximo a Flexión Viga Principal*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	120.56	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Promedio	4.16	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Máximo	64.07	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Mínimo	-35.63	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Valor RMS (media cuadrática)	24.74	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

*Nota:* Elaboracion Propia.

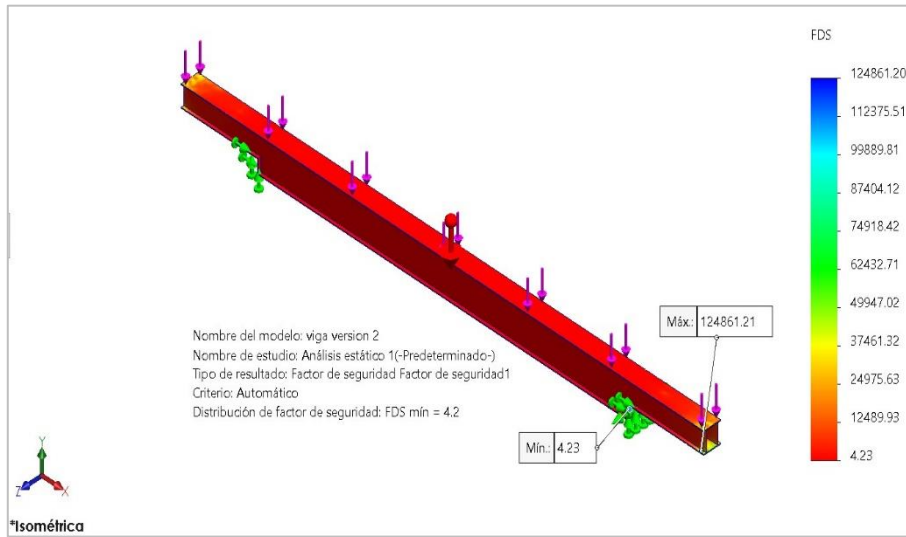
**Figura 90***Deflexión Máxima de Viga Principal.*

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 26.***Deflexión Máxima de Viga Principal.*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	847.47	mm
Promedio	3.43	mm
Máximo	3.77	mm
Mínimo	2.83	mm
Valor RMS (media cuadrática)	3.44	mm

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 91.***Factor de Seguridad de Viga Principal*

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Tabla 27.***Factor de Seguridad de Viga Principal.*

Descripción	Valor	Unidad
Suma	1089676.50	
Promedio	545.66	
Máximo	124861.21	
Mínimo	4.23	
Valor RMS (media cuadrática)	2444.82	

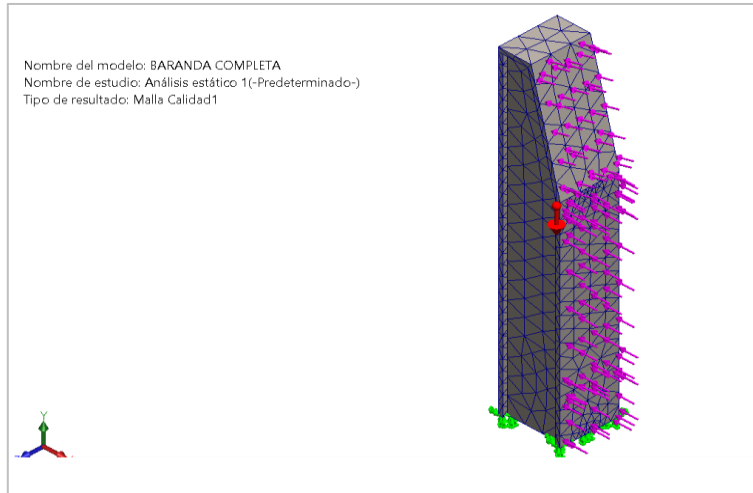
*Nota:* Elaboracion Propia.

#### 4.4.3 CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE BARANDAS LATERALES

##### Información del modelo.

**Figura 92.**

*Baranda Lateral - 0.9m*



*Nota:* Elaboracion Propia.

##### Propiedades de la Sección.

**Tabla 28.**

*Propiedades Volumétricas de Baranda Lateral*

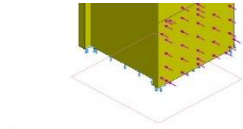
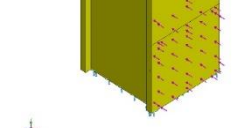
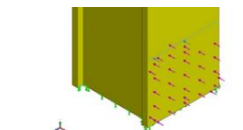
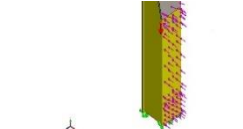
Descripción	Valor	Unidad
Masa:	54.81	kg
Volumen:	0.00698	m <sup>3</sup>
Densidad:	7,700	kg/m <sup>3</sup>
Peso:	537.5	N

*Nota:* Elaboracion Propia.

##### Cargas y Sujeciones.



**Tabla 29.***Cargas y Sujeciones Baranda Lateral*

Nombre de sujeción	Imagen	Detalles de sujeción
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s <sup>2</sup>
Fijo-1		Entidades: 3 cara(s) Tipo: Geometría fija
Fuerza-1		Entidades: 1 arista(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; -1,000 kgf
Fuerza-2		Entidades: 1 arista(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; -2,125 kgf

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Información de Mallado.****Tabla 30.***Detalle de Mallado Baranda Lateral*

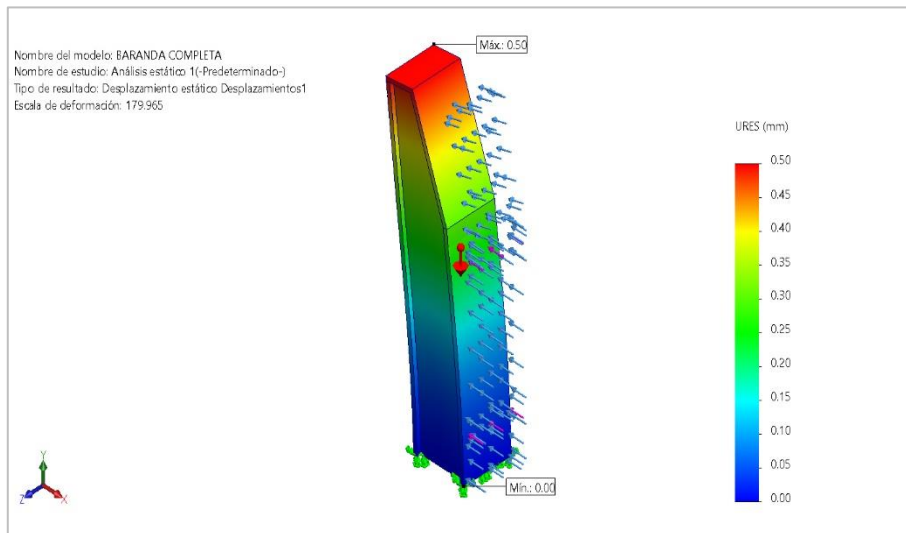
Detalles de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máximo de elemento	46.33 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.86 mm
Número total de nodos	41946
Número total de elementos	22516

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Resultado de Análisis Estático.

**Figura 93.**

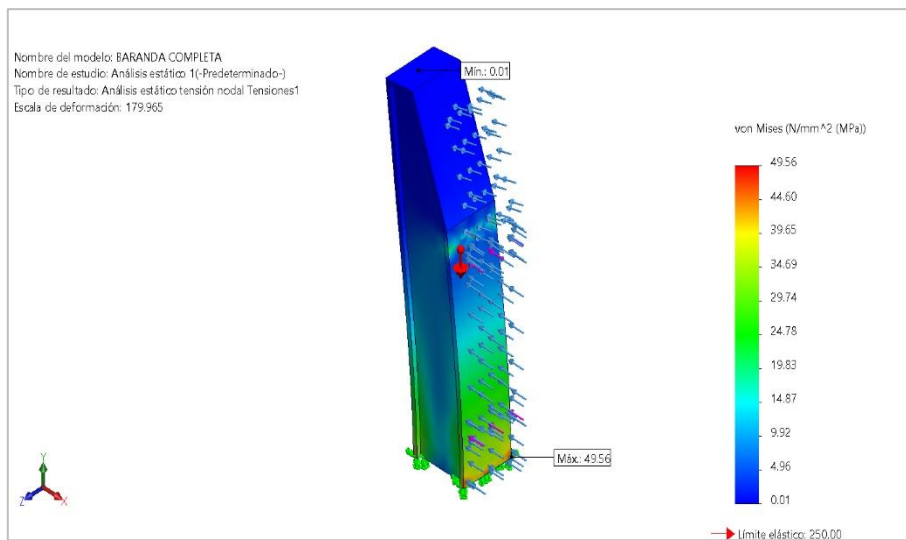
### *Deflexión Máxima de Baranda Lateral*



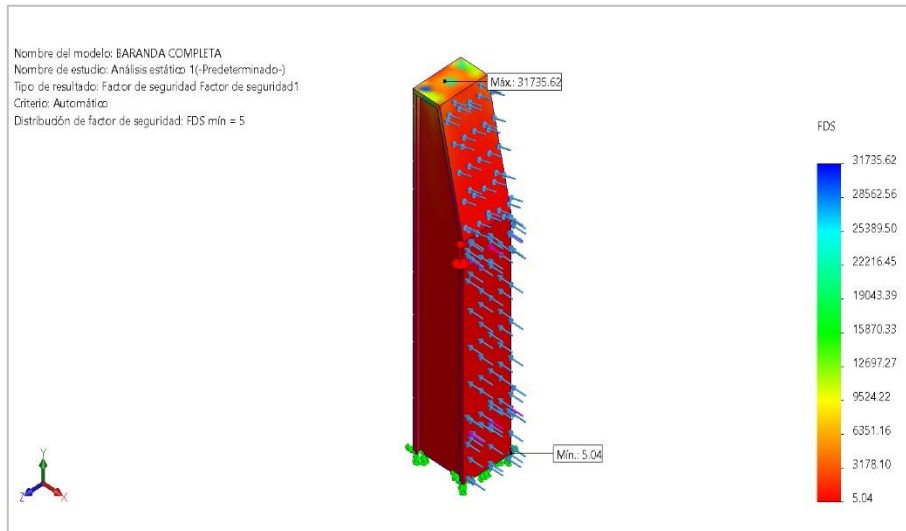
*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 94.**

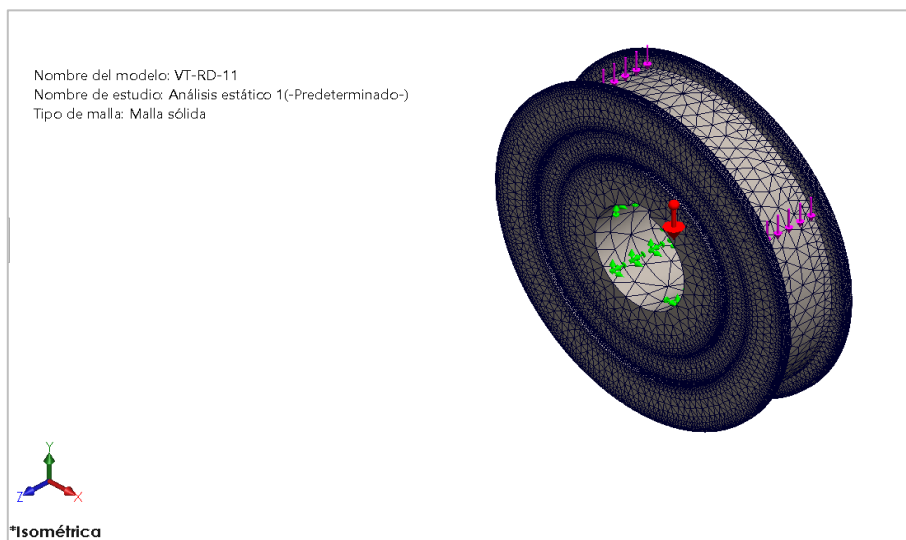
### *Esfuerzo Máximo de Baranda Lateral*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 95.****Factor de Seguridad - Baranda Lateral**

*Nota:* Elaboracion Propia.

**4.4.4 CALCULO DE ELEMENTOS FINITOS DE RUEDA****Información del Modelo.****Figura 96.****Rueda 500mm Riel QU100**

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Propiedades de la Sección.

**Tabla 31.**

*Propiedades Volumétricas de Rueda*

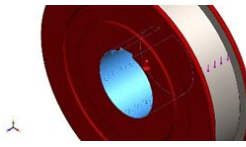
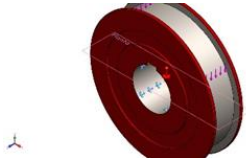
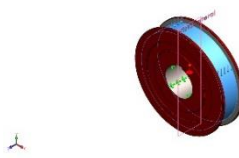
Descripción	Valor	Unidad
Masa:	179.69	kg
Volumen:	0.023	m <sup>3</sup>
Densidad:	7,850	kg/m <sup>3</sup>
Peso:	1,761	N

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Cargas y Sujeciones.

**Tabla 32.**

*Cargas y Sujeciones Rueda 500mm*

Nombre de sujeción	Imagen	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s <sup>2</sup>
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Vista lateral Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; -33,000; --- kgf

*Nota:* Elaboracion Propia.

## Información de Mallado.

**Tabla 33.**

*Detalle de Mallado Rueda 500mm*

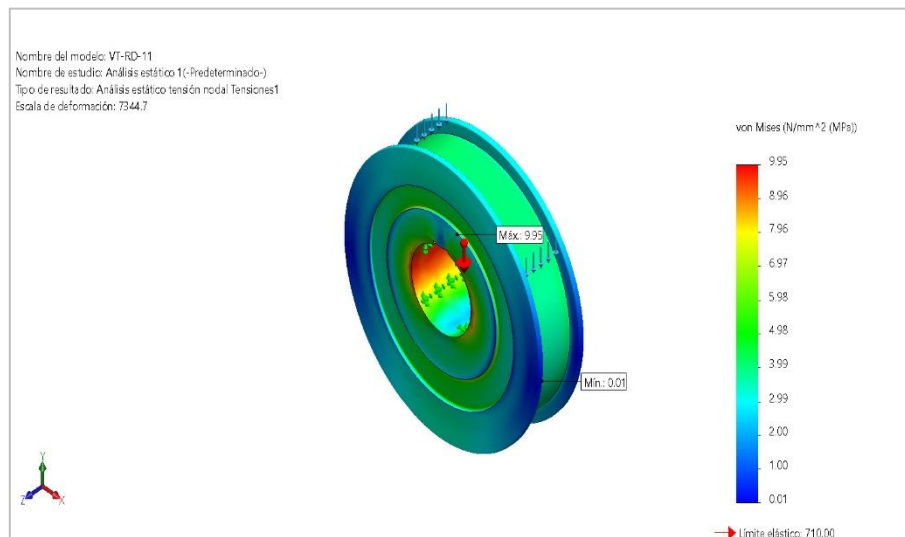
Detalles de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máximo de elemento	56.79 mm
Tamaño mínimo del elemento	2.84 mm
Número total de nodos	402569
Número total de elementos	263690

*Nota:* Elaboracion Propia.

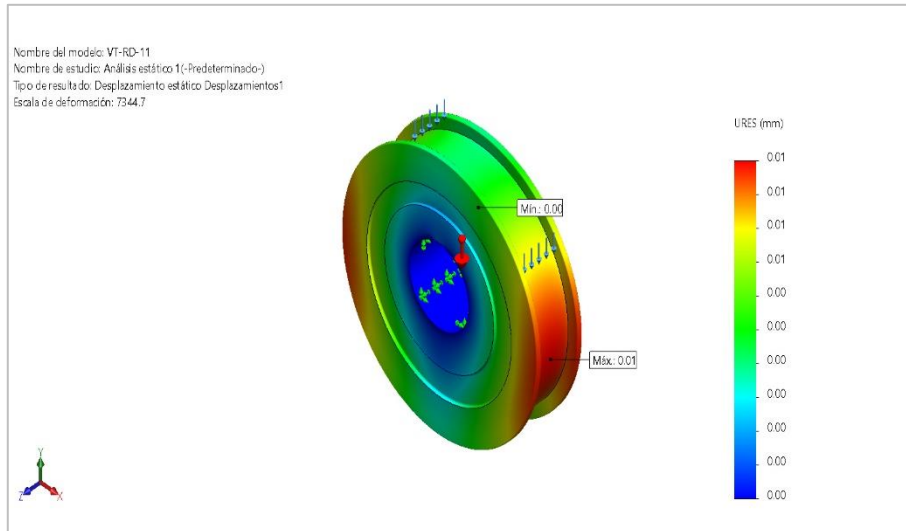
## Resultado de análisis estático.

**Figura 97.**

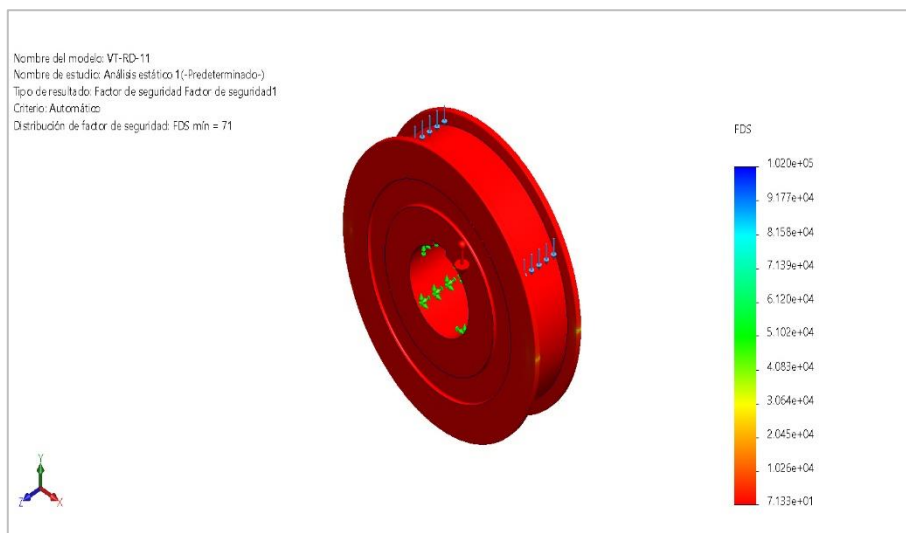
*Esfuerzo Máximo a Flexión de Rueda*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 98.***Deflexión Máximo de rueda*

*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 99.***Factor de Seguridad de Rueda*

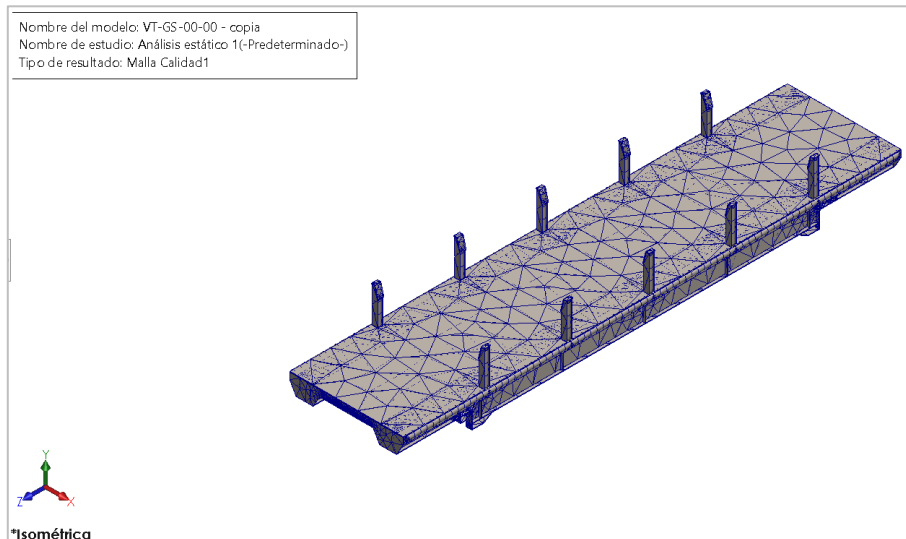
*Nota:* Elaboracion Propia.

#### 4.4.5 CALCULO DE ELEMENTO DE VAGON DE TRANSFERENCIA DE ESTRUCTURA GENERAL

##### Información de modelo.

**Figura 100**

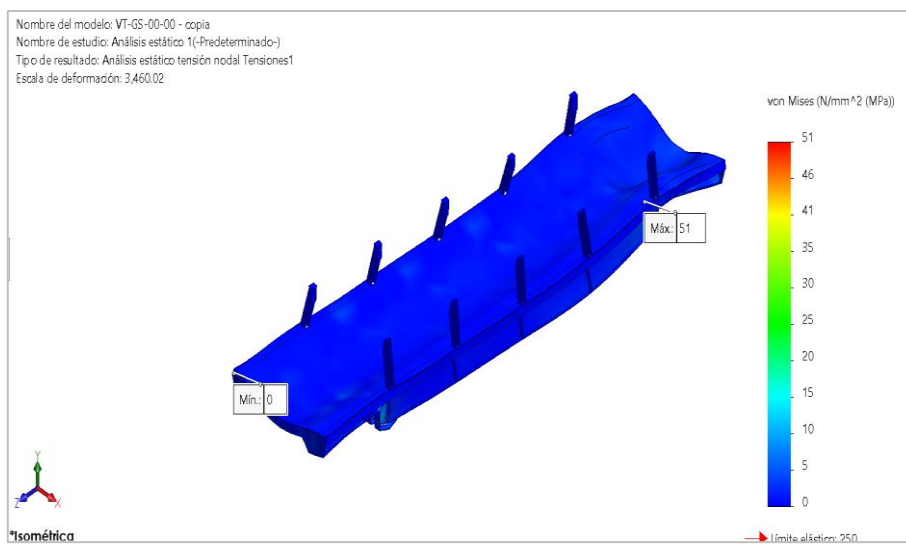
*Vagon de transferencia 80 toneladas de capacidad*



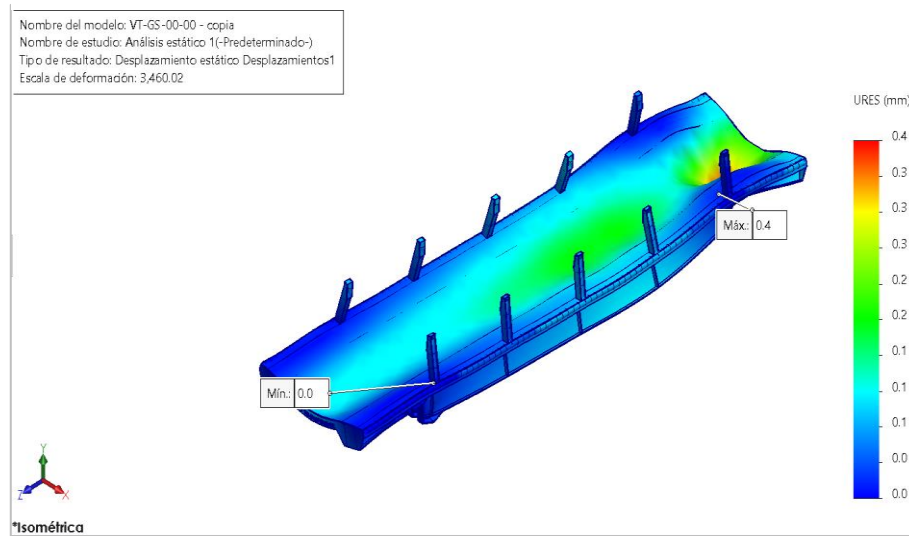
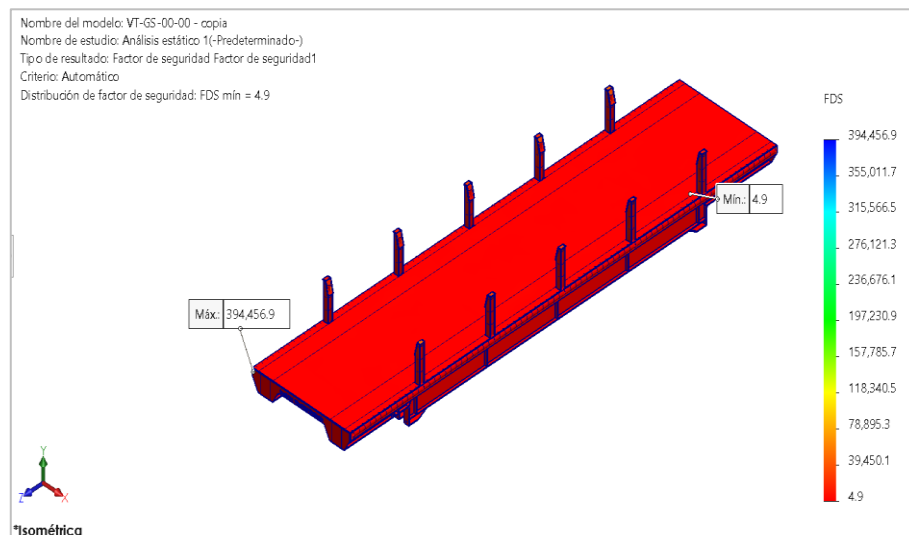
*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 101**

*Esfuerzo Máximo a Flexión de Vagon Completo*



*Nota:* Elaboracion Propia.

**Figura 102***Deflexión Máximo de Vagon de Transferencia.**Nota: Elaboracion Propia.***Figura 103***Factor de seguridad de Vagon de Transferencia*



#### 4.5. VARIACION COSTO Y TIEMPO DEL DISEÑO

Después de definir y verificar los componentes que conformaran el nuevo diseño de estructura del vagón de transferencia, se realizara el análisis del costo y el tiempo en el cual se calculara se trasladara.

**Tabla 34.**

*Comparación de Costo de fabricación de Vagon de Transferencia*

Ítem	Descripción	Reestructuración de Vagon transferidor 80 Ton (S/.)	Diseño nuevo de Vagon transferidor 80 Ton (S/.)
1	Mano de Obra	S/ 22,546.60	S/ 30,734.44
2	Materiales	S/ 62,546.60	S/ 86,998.05
3	Gastos Generales	S/ 7,573.29	S/ 11,132.30
4	Utilidades	S/ 7,998.76	S/ 11,773.25
	TOTAL	S/ 100,665.26	S/ 140,638.04

*Nota:* Elaboracion Propia.

Para mayor detalle dirigirse a la tabla adjunto en el Anexo B, Tabla B.15.

**Tabla 35.**

*Comparación de tiempo de traslado antes y después.*

Ítem	Descripción	Carga (Tn)	Tiempo de Carga de producto (min)	Tiempo de traslado de Carga entre almacenes (min)
1	Metodología de uso de camiones tráiler abierto	36	35	17
2	Metodología utilizando el vagón transferidor de 80 ton	80	25	3.6
	DIFERENCIA	44	-10	13

*Nota:* Elaboracion Propia.

## CAPITULO V

## RESULTADOS Y DISCUSION

## 5.1. RESULTADOS

## 5.1.1 PARÁMETROS TÉCNICOS DE DISEÑO DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA 80 TONELADAS

Tabla 36.

*Datos para los Parámetros de Diseño del Vagon de Transferencia*

PARÁMETROS		VALOR	UNID
Carga nominal		80.0	Tn
	Longitud (l)	12400.0	m
Tamaño de mesa	Ancho (w)	2906.0	m
	Altura (h)	901.0	m
Medida interior de carril		2080.0	mm
Base de ruedas		9000.0	mm
Diámetro de rueda		500.0	mm
Cantidad de ruedas		4.0	Unid
Velocidad de funcionamiento		0-20	m/min
Potencia del motor		11.0	kW
Carga máxima de la rueda		300.0	kN
Peso total de estructura		13.7	Tn
Modelo de riel recomendado		QU100	

*Nota:* Elaboracion Propia.

**5.1.2 PARÁMETROS TÉCNICOS DE VAGÓN DE TRANSFERENCIA EXISTENTE  
EN ALMACEN PT-14**

**Tabla 37.**

*Parámetros Técnicos de Vagon de Transferencia 80tn existente*

<b>PARÁMETROS</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNID</b>
Carga nominal	80	ton
Longitud (l)	12501	m
Tamaño de mesa Ancho (w)	5113	m
Altura (h)	1040	m
Medida interior de carril	4493	mm
Base de ruedas	11751	mm
Diámetro de rueda	696.5	mm
Cantidad de ruedas	4	Unid
Velocidad de funcionamiento	0-35	m/min
Potencia del motor	15	kW
Carga máxima de la rueda	450	kN
Peso total de estructura	19.3	ton
Modelo de riel recomendado	QU100	

*Nota:* Elaboracion Propia.

### 5.1.3 RESULTADOS OBTENIDOS POR CÁLCULOS ANALÍTICOS DE LOS SUBSISTEMAS CRÍTICOS

**Tabla 38.**

*Resultados obtenidos en Calculo Analítico de Travesaño*

DESCRIPCION	CON BARRAS DE 12m		CON BARRAS DE 9m	
	[EC.]	VALOR	[EC.]	VALOR
Carga Nominal	-	80Tn	-	80Tn
Travesaños involucrados	-	7unid	-	5unid
Longitud de viga	-	1.792m	-	1.792m
Carga Distribuida	-	6377.55kg/m	-	8928.57kg/m
	-	62542.4N/m	-	87559.36 N/m
Deflexión máxima permisible [ $y_{max}$ ]	3	2.02mm	15	2.02mm
Momento de inercia referencial [ $I_{xx}$ ]	5	$4.147 \times 10^{-6} m^4$	17	$5.805 \times 10^{-6} m^4$
		$414.7 cm^4$		$580.5 cm^4$
Selección de sección transversal	-	W6x25lb/m	-	W6x25lb/m
		$707 m^4$		$707 m^4$
Peso total aplicado en la sección [ $W_{Total}$ ]	7	6414.65kg/m	19	8965.67kg/m
		62927.71N/m		87923.19N/m
Análisis Estático - Reacciones [ $R_{ay}, R_{by}$ ]	8	5747.53kg	20	8033.24kg
		56364.02N		78779.17N
Diagrama de Momento flexionante [ $M_a, M_b$ ]	9	1716.59kg/m	21	2399.64 kg/m
		16834N/m		23532.43N/m
Momento máximo flexionante [ $M_{max}$ ]	Fig. 38	-858.30kg/m	Fig. 42	-1199.63kg/m
		8417.05N/m		11764.35N/m
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	10	$3.756 \times 10^{-4} m$	22	$3.426 \times 10^{-4} m$
		0.3755mm		0.3426mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	11	30.38Mpa	23	42.46Mpa
Factor de seguridad	13	6.17	13	4.42
% Uso de material	14	16.2%	14	22.64%

*Nota:* La tabla resume los resultados analíticos de la viga intermedia para ambos casos.  
Fuente: Elaboracion propia.

**Tabla 39.***Resultados obtenidos en Calculo Analítico de Viga Principal*

DESCRIPCION	CON BARRAS DE 9m	
	[EC.]	VALOR
Travesaños involucrados	-	7 unid
Longitud de viga	-	12400mm
Cargas aplicadas	20	8033.24kg
	-	32.24kg
Deflexión máxima permisible	-	13.96mm
Selección de sección transversal $\left[ \begin{matrix} I_{xx} \\ I_{yy} \end{matrix} \right]$	27	239333.79m <sup>4</sup>
	28	51679.41cm <sup>4</sup>
Peso total aplicado en las secciones	31	183.5kg/m
$\left[ \begin{matrix} Sec 1 \\ Sec 2 \end{matrix} \right]$	29	273kg/m
Análisis Estático - Reacciones	33	21483.95kg
$[R_{ay}, R_{by}]$		210.69kN
Momento máximo flexionante $[M_{max}]$	Fig. 47	47023.96kg/m
		461147.52N/m
Deflexión máxima $[y_{max}]$	47	7.67mm
Esfuerzo máximo a flexión $[\sigma_{max}]$	65	70.32Mpa
Factor de seguridad	67	2.66
% Uso de material		37.05%

*Nota:* Elaboracion propia.

**Tabla 40.***Calculo Analítico de Barandas Laterales*

PARAMETRO	[EC.]	VALOR
Reacción en barandas [A, B ]		2125kg
		1000kg
Peso de Sección de Viga	68	63.08kg/m
Momento de inercia [ $I_{xx}$ ]	69	2769.61cm <sup>4</sup>
Reacción en empotramiento [ $R_a$ ]	70	3181.77kg
Momento en empotramiento [ $M_a$ ]	71	-1336. 3kg.m
Deflexión Máxima [ $y_{max}$ ]	86	0.42mm
Esfuerzo de flexión [ $\sigma_{max}$ ]	87	38.18Mpa
Factor de seguridad	89	4.9
% Uso de material		20.39%

*Nota:* Elaboracion Propia

**Tabla 41.***Datos obtenidos analíticamente para el dimensionamiento de la rueda*

PARAMETRO	[EC.]	VALOR
Reacción media [ $R_m$ ]	106	23979.74kg
		235.16Kn
Reacción máxima [ $R_{max}$ ]	107	924624.86N
Reacción mínima [ $R_{min}$ ]	108	26018.62N
Presión límite del material [ $P_{lim}$ ]		0.56kg/mm <sup>2</sup>
Ancho efectivo de riel [ $b$ ]	109	80mm
Coefficiente en función del mecanismo [ $C_1$ ]	Tabla 1	1
Coefficiente en función de la velocidad de rotación [ $C_2$ ]		1
Diámetro de rueda según grafico [ $D_n$ ]		490mm
Diámetro de rueda [ $D_n$ ]	105	472.89mm

*Nota:* Elaboracion propia.

**Tabla 42.***Datos obtenidos para dimensionamiento de ejes*

PARAMETRO	[EC.]	VALOR
Reacción de apoyo en viga principal [ $R_{ay} = R_{by} = F_y$ ]l	110	21483.95kg
Diámetro de alojamiento de rueda	-	170mm
Diámetro de alojamiento de rodamiento	-	120mm
Diámetro eje-motorreductor	-	90mm
Fuerza requerida para mover el vagón [ $F_x$ ]	111	8168.795N
Torque necesario para mover el vagón [ $T$ ]	112	2246.42Nm
Análisis estático de eje [ $R_{ax} = R_{ax}$ ]	110	21483.95kg
[ $F_x$ ]	111	8168.795N
Torque de diseño [ $T$ ]	112	2246.42Nm
Análisis del diagrama de cuerpo [ $R_{Ay} = R_{By}$ ]; [ $R_{Ax} = R_{Bx}$ ]	113	105342.79N
Diagrama de corte [ $V$ ]	Fig. 67	105342.79N
Diagrama de momento total [ $M_{total}$ ]	Fig. 67	14548.23Nm
	118	$K_a=0.781$
Primera aproximación de diámetros de ejes	119	$S'_e=372.5\text{Mpa}$
	117	$S_e=261.83\text{Mpa}$
	116	$d_1=121.7\text{mm}$
		$d_2=105.83\text{mm}$
	Fig. 68	$K_t=2.4$
	Fig. 69	$K_{ts}=1.65$
Segunda aproximación de diámetros de ejes	Fig. 70	$q=0.84$
	Fig. 71	$q_{cort}=0.98$
	120	$K_f=2.18$
	121	$K_{fs}=1.64$

	122	$K_b=0.721$
	117	$S_e=228.98\text{Mpa}$
	118	$d_1=140\text{mm}$
	-	$d_2=120\text{mm}$
	124	$I =2.49 \times 10^{-5}\text{m}^4$
	123	$\sigma_b=43.82\text{Mpa}$
	126	$J =4.97 \times 10^{-5}\text{m}^4$
Verificación de resistencia de eje	125	$t_t=3.39\text{Mpa}$
	128	$A=0.01767\text{m}^4$
	127	$t_v=7.93\text{Mpa}$
	129	$\sigma_{com}=48.01\text{Mpa}$

Nota: La tabla resume los resultados analíticos del dimensionamiento del eje. Fuente:

Elaboracion propia.

### Tabla 43.

*Datos Obtenidos para la Selección de Rodamiento*

PARAMETRO	[EC.]	VALOR
Diámetro de Eje - rodamiento requerido		120mm
Carga dinámica sobre rodamiento [ $P_{rod}$ ]	133	126.50kN
Velocidad constante de rotación [ $Rpm$ ]		11.6
Duración nominal de hora de servicio [ $L_{10h}$ ]		10000
Capacidad de carga básica de rodamiento [ $C$ ]	132	226.40KN
Vida nominal básica de rodamiento elegido [ $L_{10h} = \text{horas de funcionamiento}$ ]	131	1505461.4
Rodamiento Seleccionado: Rodamiento de rotula 22324 CC/W33		

Nota: La tabla resume los resultados analíticos de la selección de Rodamiento utilizados

en los ejes de los conjuntos de ruedas. Fuente: Elaboracion propia.



**Tabla 44.***Cálculos Analíticos de soldadura Travesaño - Viga Principal*

<b>PARAMETRO</b>	<b>[EC.]</b>	<b>VALOR</b>
Centroide [y]	95	47.79mm
Segundo momento unitario [ $I_u$ ]	96	1055986.36mm <sup>3</sup>
Esfuerzo cortante directo [ $t'$ ]	97	17.69kg/mm
Esfuerzo Cortante por flexión [ $t''$ ]	98	223.17kg/mm
Esfuerzo Resultante [ $t$ ]	99	223.87kg/mm
Altura de soldadura [ $W$ ]		29.9mm / 1 1/8"

*Nota:* Elaboracion Propia**Tabla 45.***Calculo Analítico de Soldadura Baranda - Viga Principal*

<b>PARAMETRO</b>	<b>[EC.]</b>	<b>VALOR</b>
Centroide [y]	100	81mm
Segundo momento unitario [ $I_u$ ]	101	1382184m <sup>4</sup>
Esfuerzo cortante directo [ $t'$ ]	102	5.03kg/mm
Esfuerzo Cortante por flexión [ $t''$ ]	103	78.31kg/mm
Esfuerzo Resultante [ $t$ ]	104	78.47kg/mm
Altura de soldadura [ $W$ ]		11.81mm / 1/2"

*Nota:* Elaboracion Propia

**Tabla 46.***Datos obtenidos para Selección de Motorreductor*

<b>PARAMETRO</b>	<b>[EC.]</b>	<b>VALOR</b>
<b>Primera estimación</b>		
Factor de fricción por rodadura [ $f$ ]	Tabla 5.2.9.1.2.1.D CMAA 70	12lb/ton
Tasa de aceleración [ $a$ ]	Tabla 5.2.9.1.2.1.A CMAA 71	0.25ft/s <sup>2</sup>
Factor de inercia rotacional [ $c_r$ ]	136	1.08
Eficiencia mecánica[ $E$ ]	Recomendado CMAA 70	0.9
V. Nominal de motor carga[ $N_r$ ]	Recomendado	0.96
V. Nominal de motor carga libre[ $N_f$ ]	CMAA 70	
Factor de par de aceleración Recomendado[ $K_t$ ]	Recomendado CMAA 70	1.5
Factor de aceleración hallado[ $K_a$ ]	66	5.95x10-4
Peso total para trasladar[ $W$ ]	Tabla 7	90.612Tn
Velocidad de desplazamiento longitudinal [ $V$ ]		65.6ft/mm
Factor de Servicio[ $K_s$ ]	Tabla 5.2.9.1.2.1.E	1.3
Potencia requerida de motorreductor	134	3.8KW
<b>Segunda estimación</b>		
Resistencia a la rodadura[ $W_R$ ]	137	224.7kg
Potencia de régimen[ $N_R$ ]	138	0.84KW
Potencia de aceleración [ $N_A$ ]	139	7.08KW
Potencia de diseño requerido[ $N$ ]	140	9.32KW
Momento necesario para accionar rueda[ $M_{red}$ ]	141	605.98N.m
Momento de Frenado [ $M_{freno}$ ]	142	102.28N.m

Motorreductor seleccionado: SEWFA107-DRN-160M4

Nota: La tabla resume los resultados analíticos de la selección de Motorreductor en sus dos estimaciones. Fuente: Elaboracion propia.

#### 5.1.4 RESULTADOS OBTENIDOS POR SOLIDWORKS SIMULATIONS DE LOS ELEMENTOS CRÍTICOS

**Tabla 47.**

*Datos Obtenidos de Simulación de Travesaño*

PARAMETRO	CON BARRA DE 12M		CON BARRA DE 9M	
	FIGURA	VALOR	FIGURA	VALOR
Análisis Estático -				
Reacciones en diagrama de cortantes [ $R_{ay}, R_{by}$ ]	77	5747.53kg	83	8065.54
Diagrama de Momento flexionante [ $M_a, M_b$ ]	78	16834Nm	84	23623.33Nm
Momento máximo flexionante [ $M_{max}$ ]		8417Nm		11811.79Nm
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	79	0.7mm	85	0.98mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	80	30.68Mpa	86	43.06Mpa
Factor de Seguridad	81	4.07	87	2.9

Nota: La tabla resume los resultados de simulación en SolidWorks Simulations en sus dos casos. Fuente: Elaboracion propia.

**Tabla 48.**

*Datos obtenidos de simulación de Viga Principal*

PARAMETRO	FIGURA	VALOR
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	90	3.77mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	89	64.07Mpa
Factor de Seguridad	91	4.33

Nota: La tabla resume los resultados de simulación en SolidWorks Simulations de viga principal, de Elaboracion propia.

**Tabla 49***Datos Obtenidos de Baranda Lateral*

<b>PARAMETRO</b>	<b>FIGURA</b>	<b>VALOR</b>
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	98	0.01mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	97	9.95Mpa
Factor de Seguridad	99	71

Nota: La tabla resume los resultados de simulación en SolidWorks Simulations en la baranda lateral. Fuente: Elaboracion propia.

**Tabla 50***Datos Obtenidos de Simulación de la Rueda 500mm*

<b>PARAMETRO</b>	<b>FIGURA</b>	<b>VALOR</b>
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	93	0.5mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	94	49.56Mpa
Factor de Seguridad	95	5.04

Nota: La tabla resume los resultados de simulación en SolidWorks Simulations en rueda. Fuente: Elaboracion propia.

**Tabla 51***Datos obtenidos de Vagon de transferencia*

<b>PARAMETRO</b>	<b>FIGURA</b>	<b>VALOR</b>
Deflexión máxima [ $y_{max}$ ]	100	0.4mm
Esfuerzo máximo a flexión [ $\sigma_{max}$ ]	102	51Mpa
Factor de Seguridad	103	4.9

Nota: La tabla resume los resultados de simulación en SolidWorks Simulations en Vagon de transferencia completo. Fuente: Elaboracion propia.

## 5.2. DISCUSION

- a) El primer objetivo consistió en determinar los parámetros de diseño para la estructura de vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad. Alex Rodríguez (2010), en su tesis “*Diseño de un Semi-Remolque de dos Niveles para la Transportación de*

*Pallets*” por medio de las normas legales que rigen en su país y debido al tipo de carga, obtuvo los dimensionamientos requeridos para su diseño obteniendo una plataforma tipo tráiler abierto con un ancho de plataforma de 2600 mm, 13500mm de largo (sin tracto) para una capacidad máxima de 48 toneladas distribuidas en toda la plataforma, este semirremolque servirá para transportar pallets de 1000mm ancho, 1100 mm largo, 1100mm de alto. En el presente proyecto se determinó el parámetro del diseño de la estructura de vagón de transferencia mediante los requerimientos mínimos para transportar 80 toneladas de barras de construcción de 12 y 9 metros de longitud (Ver Tabla 34), obteniendo una plataforma de carga tipo vagón ferroviario con un ancho total 2824mm, un ancho útil de 2500mm, 12400mm de largo y 13.7Tn de peso total de estructura.

- b) El segundo objetivo calculó los esfuerzos permisibles de la estructura principal y los subsistemas críticos mediante una metodología analítica estructural. Alex Rodríguez (2010), en su tesis “*Diseño de un Semi-Remolque de dos Niveles para la Transportación de Pallets*” utilizando el método analítico estructural obtuvo el perfil IPE240 y IPE500 ASTM-A36 como el óptimo para su viga principal que sometiénole a las fuerzas actuantes de sistema obtuvo como esfuerzo máximo 123.52Mpa y Factor de Seguridad de 2.02, así mismo para sus travesaños obtuvo el Perfil IPE 100 ASTM-A36 como el más óptimo, obteniendo como esfuerzo máximo 72.87Mpa y Factor de seguridad de 1.4. En nuestro proyecto también se utilizó el método analítico estructural donde obtuvimos el perfil W6 x25lb/ft como el óptimo para los travesaños que nos dio esfuerzos máximos de 42.46 Mpa cuando carga barras de construcción de 9 metros de longitud. Para la viga principal se obtuvo una viga tipo cajón como la estructura más óptima obteniendo como esfuerzo máximo 70.32Mpa y factor de seguridad de 2.66, para las barandas se determinó el perfil W6

x25lb/ft donde se obtuvieron una deflexión máxima de 0.42mm, Esfuerzo Flexión de 38.18Mpa y un Factor de seguridad de 4.9. El material usado fue el Acero ASTM A36. Y como subsistemas críticos se calculó y obtuvo el diámetro de la rueda de 500mm para el riel de rodadura QU100, así también se verifico que los diámetros seleccionados para ejes de las ruedas son la adecuadas para el sistema, obteniendo un diámetro de eje-rueda de 170mm, eje-rodamiento de 120mm y Eje motorreductor de 90mm.

- c) El tercer objetivo analizo los resultados del método numérico, basado en el método de elementos finitos con resultados de la metodología analítica. En el presente proyecto se analizó mediante análisis de elementos finitos a tres de sus componentes principales de la estructura del vagón de transferencia, como son los travesaños, la viga principal y barandas laterales. Y a dos de su componente del subsistema critico como el eje de la rueda y la rueda. Como resultado se obtuvo en la viga principal con barras de 9 metros de longitud mediante el programa SolidWorks Simulations(elementos finitos) una deflexión máxima de 3.77mm, Esfuerzo máximo a flexión de 64.07Mpa y un factor de seguridad de 4.33 y mediante la metodología analítica estructural se obtuvo un esfuerzo máximo a flexión de 70.32Mpa este valor difiere del método anterior en un 8.9% más pero sigue siendo igual de aceptable dentro de los parámetros normados en la norma, el factor de seguridad se obtuvo un 2.66 que difiere al método anterior en un 38.6% menos, esto resultados difieren del método de elementos finitos debido a que en el método analítico - estructural se toman muchas suposiciones y reducción de un modelo real. En los travesaños con barras de 9 metros de longitud mediante el programa de SolidWorks Simulations (elementos finitos) de se obtuvo la deflexión máxima de 0.98mm, esfuerzo máximo a flexión de 43.06Mpa y factor de seguridad de 2.9 mientras que con el método

analítico-estructural se obtuvo la deflexión máxima 0.35mm, Esfuerzo máximo a flexión de 42.46Mpa y factor de seguridad de 4.42. estos resultados difieren debido a que en los cálculos analíticos se toman muchas suposiciones y deducciones de un modelo real. Pero que de igual forma ambos cumplen los parámetros mínimos establecidos. En las barandas laterales mediante el programa de SolidWorks Simulations se obtuvo la deflexión máxima de 0.5 mm, un esfuerzo de flexión máximo de 49.56 Mpa y un factor de seguridad de 5.04, en cuanto al método analítico los valores difieren en lo mínimo entre ambos métodos. Para las ruedas mediante el método analítico se obtuvo una rueda de 500mm de diámetro con una capacidad de carga máxima por rueda de 300KN donde fue verificado mediante el método de elementos finitos en el programa SolidWorks Simulations dándonos un Valor en el Factor de seguridad de 71. en los ejes de las ruedas mediante el método analítico estructural se obtuvieron diámetros de eje-rueda de 170mm, eje-rodamiento de 120mm y Eje motorreductor de 90mm.

- d) El cuarto objetivo detallamos el diseño estructural de un vagón de transferencia, en el presente proyecto se utilizó el programa CAD CAE SolidWorks para el modelado de la estructura de la plataforma del vagón como viga principal, travesaños, barandas laterales, y componentes móviles de la estructura como ruedas conductoras y conducida ver Anexos D. así mismo se realizó el ensamblaje general del vagón de transferencia con todos los componentes anteriormente mencionados y se analizaron en conjunto su comportamiento y estética general de la estructura. Obteniendo el peso final de 13.7ton que en comparación de modelos existente en la planta de SiderPeru redujo el peso en un 30.8%.

## CAPITULO VI

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1. CONCLUSIONES

- a) Se determino los parámetros la estructura principal y los subsistemas críticos del vagón de transferencia donde se logró reducir su peso y mejorar las distribuciones estructurales en comparación con el vagón de transferencia existente en SiderPeru. Obteniendo una estructura de vagón de transferencia tipo vagón ferroviario que transporte 80 toneladas de barras de construcción de 9 y 12 metros de longitud, un ancho, largo y altura total de plataforma de 2824mm, 12400mm y 901mm respectivamente. con una velocidad de funcionamiento de 20m/min, potencia de motor requerida de 11KW y peso de 13.7 toneladas total.
- b) Se logro calcular los esfuerzos permisibles de la estructura principal y los subsistemas críticos estructurales usando la metodología analítica, donde se tuvo que evaluar en dos casos el comportamiento de la estructura según el tamaño de barra de construcción que se transportaría; Caso 1 con barras de 12 metros de longitud se seleccionó la viga W6x25lb/ft para el travesaño donde se obtuvo los siguientes valores: deflexión máxima 0.38mm , Esfuerzo máximo a la flexión 30.38Mpa y un factor de seguridad de 6.17, Caso 2 con barras de 9 metros de longitud evaluó con la misma viga W6x25lb/ft utilizada en el caso 1 para el travesaño, obteniendo una deflexión máxima de 0.34mm, esfuerzo máximo a flexión de 42.46Mpa y factor de seguridad de 4.42; la viga principal se evaluó solo en este mismo caso, debido a que es el caso donde los componente de la estructura tenderán a soportar mayor peso concentrado en la zona intermedia, se eligió una viga tipo cajón de 730mm alto x 420mm ancho con planchas de espesores 16mm y 12mm en la plancha ASTM A36 superior e inferior y alma respectivamente, obteniendo un esfuerzo máximo a flexión



de 70.32Mpa y un factor de seguridad de 2.66; para las Barandas laterales se obtuvo una deflexión máxima de 0.42mm, esfuerzo de Flexión de 38.18Mpa y un factor de seguridad de 4.9 todo esto calculado usando el mismo perfil del travesaño viga W6x24lb/pie, El cálculo analítico utilizado permitió encontrar el diámetro de rueda recomendado por la norma DIN 15070 donde se eligió una rueda tipo guía con cajera en Angulo Serie MAI 500H de diámetro 500mm y carga admisible de 300000N; en el dimensionamiento de ejes se obtuvo los diámetros necesarios para soportar la carga puntual de 210685.59N por ruedas, obteniendo así como diámetro de eje- rueda de 170mm, eje -rodamiento de 120mm y eje- moto reductos de 90mm este último solo para los dos ejes del conjunto de rueda conductora. Así mismo se puede seleccionar el rodamiento de rotula 22324 CC/W33 que cuenta con 1505461.4 horas de funcionamiento y el motorreductor SEWFA107-DRN-160M4 de 11HP.

- c) Analizando los resultados mediante el método de elementos finitos y metodología analítica-estructural. se obtuvo en que en el caso 2 cuando la estructura está sometida a cargas de paquetes de 9 metros de longitud en el travesaño se obtuvo una variación mínima en el esfuerzo máximo a flexión de 43.06Mpa a 42.46Mpa usando el MEF y Metodología analítica respectivamente, el factor de seguridad 2.9 a 4.42 usando el MEF y Metodología analítica respectivamente; en la viga principal se obtuvo una variación en el esfuerzo máximo a flexión de 64.07Mpa a 70.32Mpa usando el MEF y Metodología analítica respectivamente. el factor de seguridad 4.33 a 2.66 usando el MEF y Metodología analítica respectivamente; en las barandas laterales se obtuvo como deflexión máxima 0.42mm y 0.5mm y como factor de seguridad 4.9 y 5.05 mediante metodología analítica y MEF respectivamente. En las Ruedas se pudo verificar que el dimensionamiento y selección hallado para la Rueda de 500mm de diámetro mediante el cálculo Analítico se verifico con una simulación en SolidWorks

Simulations donde se obtuvo un factor de seguridad de 71 y una deflexión Máxima de 0.01mm, para los eje se verificaron la selección de los diámetros encontrados analíticamente de 170 para la transmisión con la rueda, 120mm para la transmisión con los rodamiento y 70 para la transmisión con el motorreductor eran las más adecuadas para generar el movimiento requerido para el vagón de transferencia.

- d) Se realizó el diseño y modelamiento de estructura de vagón utilizando el programa CAD SolidWorks donde pudimos obtener el detalle de las estructuras en solidos 3D y realizar las simulaciones en SolidWorks Simulations basado en el método de elementos finitos de todos sus componentes principales de la estructura y subsistemas críticos, donde se logró comprobar todos los parámetros máximos y mínimos permitidos, se realizaron los planos de construcción del vagón de transferencia, vistas explosionadas, vista de detalles y anotaciones dimensionales obtenidas en todo el proceso de diseño del vagón de transferencia.

## 6.2. RECOMENDACIONES

- a) Para determinar con más precisión los parámetros de diseño es muy importante tener claro el tipo de carga que se quiere trasladar en el vagón de transferencia ya que todo el diseño se centra en cómo se distribuye la fuerza en la plataforma del vagón y como se trasladaran las fuerzas a las ruedas. De ser preferible se tiene que buscar unas dimensiones universales para que esta estructura sea universal y solo la plataforma se pueda modificar en caso se requiera para otro fin.
- b) Tener en cuenta la mayor cantidad de material literario para escoger un método de cálculo analítico simple y entendible, esto debido a que es una estructura que no cuenta con mucha información bibliográfica se requerirá adecuarse a cálculos parecidos en la selección de la viga principal, los travesaños, selección de ruedas y cálculo de diámetros de ejes. De ser posible depreciar pesos menores como accesorios de señalización, topes, peso de soldadura ya esto solo demandara más tiempo en recursos para el análisis.
- c) Para tener un resultado más realista de la estructura analizada, se recomienda emplear el mismo enfoque de la lógica de esfuerzos en la estructura tanto en los cálculos analíticos y los cálculos mediante el MEF, y reducir en lo más posible las suposiciones reales. Debido a que cualquier cambio de lógica en el método analítico en los esfuerzos e MEF se visualizara una variación significativa en sus resultados.
- d) Se recomienda utilizar un programa de SolidWorks actual y con el equipo adecuado ya que esto nos permitirá visualizar con mayor y mejor amplitud las piezas y los ensambles de la estructura en general y su componente. Al momento de realizar la simulación de esfuerzos tener en cuenta el tipo de malla que se utilizara por que debido a ello se obtendrán valores más precisos en la solución.

## CAPITULO VII

### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Aguirre, C. (2016). *Especificación ANSI/AISC 360-16 para Construcciones de Acero*. Chile: Asociación Latinoamericana del Acero.
- Budynas, R. & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de SHIGLEY*. México: Mc Graw-Hill.
- CMMA 70 (2010) Crane Manufacturers Association of America. Specification #70. Specifications for top running bridge and gantry type multiple girder electric overhead traveling cranes, USA
- CMMA 74. (2010). Crane Manufacturers Association of America. Specification #74. Specifications for top running and under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist, USA.
- Empresa Siderúrgica del Perú S.A.A. (2019). Barras De construcción NTP 341.031 G60 ASTM A615/A615M G60 Rev2-2019-10-19, Chimbote, Perú.
- Jaramillo, Geovanny. (2018). *Diseño de puente grúa y sistema stand reel para mejorar el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa cartopel (Tesis Pregrado)*. Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Ingeniería Mecánica, Cuenca, Ecuador.
- Ministerio de vivienda, construcción y saneamiento. (2006). Norma de reglamento nacional de edificaciones (Decreto Supremo N°011-2006-VIVIENDA). Recuperado de: <https://www.gob.pe/institucion/sencico/informes-publicaciones/887225-normas-del-reglamento-nacional-de-edificaciones-rne>
- Ministerio de Transporte y Comunicaciones. (2005). Reglamento nacional de ferrocarril. (Anexo N° 032-2005-MTC). Recuperado de: [http://portal.mtc.gob.pe/transportes/caminos/normas\\_ferrocarriles/documentos/Anexo%20DS%20N%C2%B0%20032-2005-MTC%20Reglamento%20de%20Ferrocarriiles.pdf](http://portal.mtc.gob.pe/transportes/caminos/normas_ferrocarriles/documentos/Anexo%20DS%20N%C2%B0%20032-2005-MTC%20Reglamento%20de%20Ferrocarriiles.pdf)

Ministerio de Transporte y Comunicaciones. (2019). Competitividad Ferroviaria en el Perú.

Recuperado de:

[https://peru.ahk.de/fileadmin/AHK\\_Peru/02\\_Competitividad\\_Peru\\_FerrovianoMTC.pdf](https://peru.ahk.de/fileadmin/AHK_Peru/02_Competitividad_Peru_FerrovianoMTC.pdf)

SOLIDWORKS. (2015). Introduction a SolidWorks. Waltham, EE. UU: Dassault Systems SolidWorks Corporation.

Rodríguez, A. (2010). Diseño de un semirremolque de dos niveles para la transportación de pallets (Tesis de pregrado). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de Ingeniería Mecánica y ciencias de la Producción, Guayaquil, Ecuador.

Saravia, J. (2012). Rediseño de un carro Ferroviario para incrementar la capacidad de carga de 30% (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima, Perú.

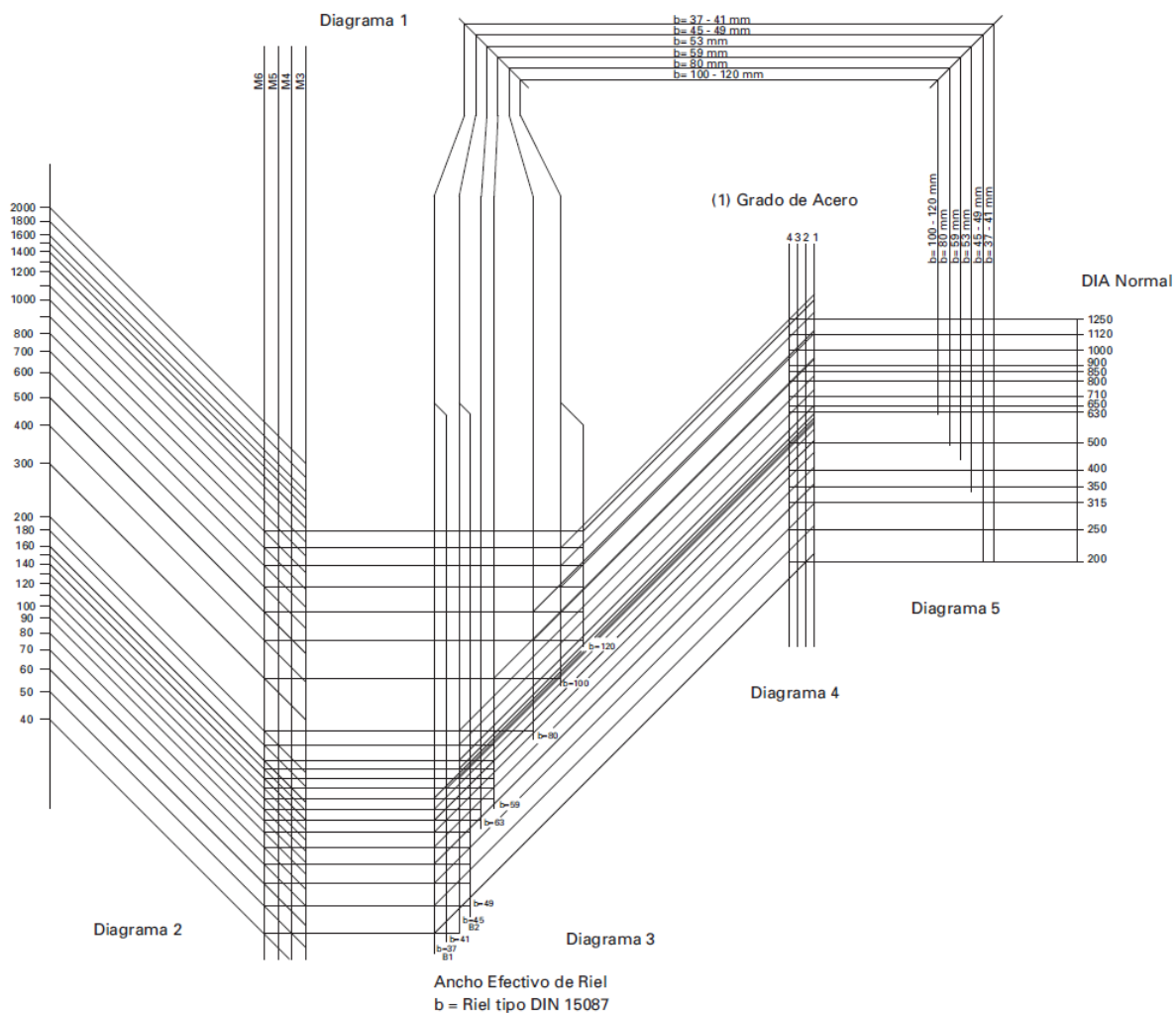
CAPITULO VIII

ANEXOS

ANEXO A. FIGURAS

Figura A. 1

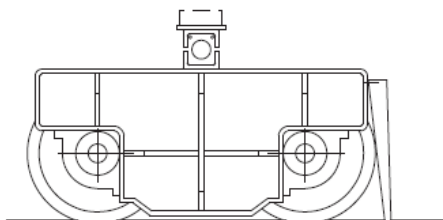
Diagrama para Determinar Dn de Rueda



Nota: Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,5), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Figura A. 2.***Ficha de Rueda Guía con Cajera en Angulo MA1- 1*

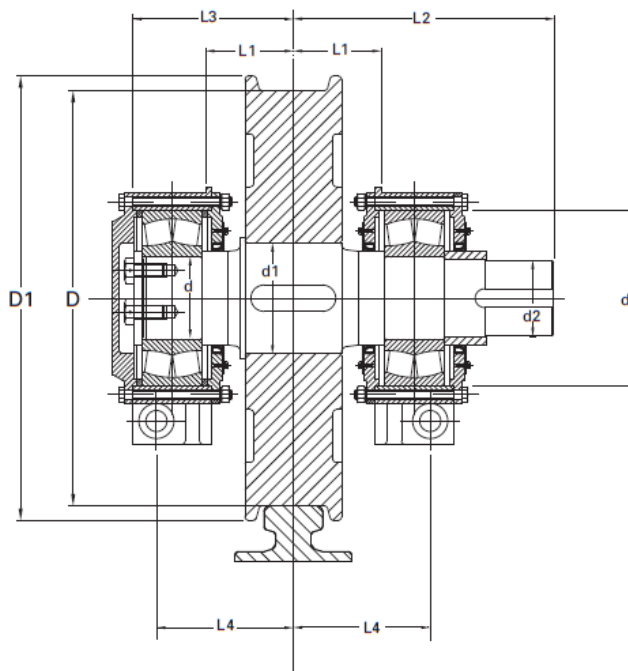
UNIDAD DE RUEDA GUIA  
CON CAJERAS EN ANGULO  
SERIE MA1  
NORMA AISE N° 6

**RUEDAS MONTADAS SOBRE TESTERA**

La unidad está compuesta por:  
2 cajeras porta rodamiento  
2 rodamientos  
1 eje  
1 rueda  
y accesorios

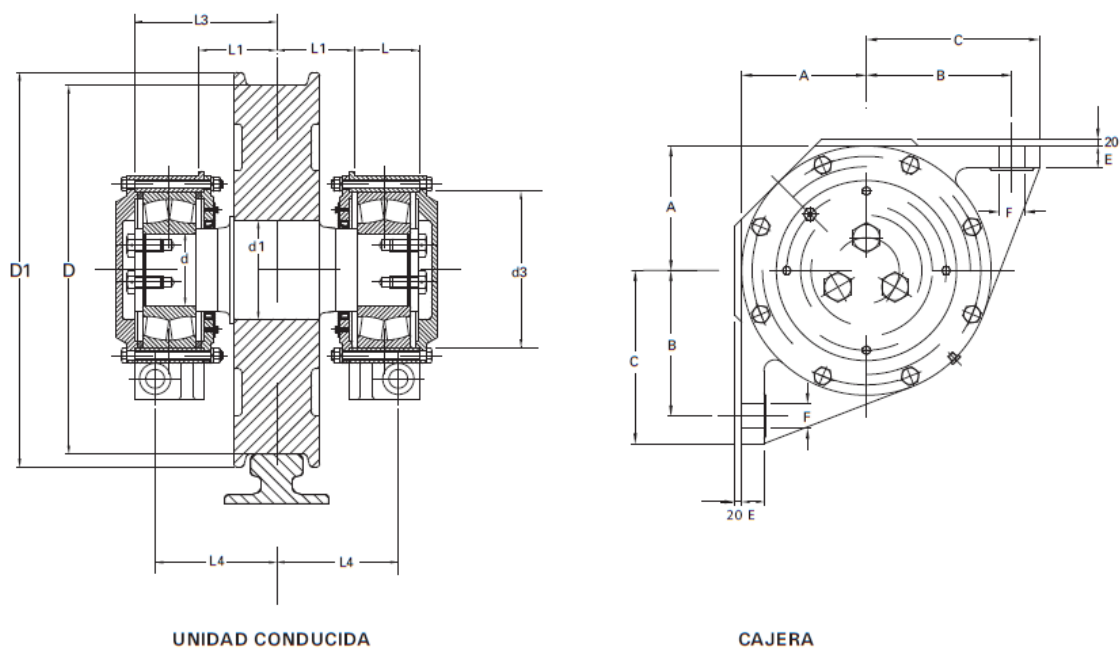
**Materiales:**

RUEDA 42CrMo4V / 50 CrMo4V  
EJE: 42CrMo4V  
CAJERA: ASTM A27 60/30

**UNIDAD CONDUCTORA**

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,6), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Figura A. 3.***Ficha Técnica de Rueda Guía Con Cajera en Angulo MA1- 2*

Nº SERIE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)
MA1 250	85	110	135	20	22	90	300	155	130
MA1 315	95	120	145	22	25	100	380	170	140
MA1 400	125	150	185	25	28	115	400	205	170
MA1 500 S	135	160	195	30	33	120	450	212	117
MA1 500 H	160	185	220	30	33	150	450	254	219
MA1 630 S	150	175	210	30	33	120	390	224	189
MA1 630 H	170	200	240	30	33	150	530	264	224
MA1 710 S	180	210	250	30	33	150	445	274	234
MA1 710 H	190	220	260	30	33	150	500	282	242
MA1 800	200	230	270	30	33	150	550	290	250

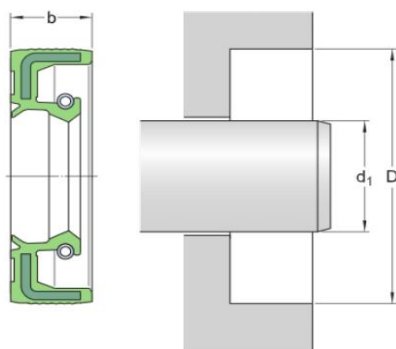
*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,7), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.



**Figura A. 4.***Especificación Técnica de Sello Radial de Ejes*

## Especificación técnica

Type of outside diameter	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



## Dimensiones

$d_1$	140 mm	Diámetro del eje
D	180 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	15 mm	Ancho del sello

## Aplicación y condiciones de funcionamiento

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad de la superficie del eje	max. 12.01 m/s
Velocidad del eje	max. 1 620 r/min
Diferencial de presión	0.03 N/mm

## Productos asociados

Manguito SKF Speedi-Sleeve	99552
----------------------------	-------

*Nota:* Adaptado del Catálogo AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) (“SKF”), (p,2), por SKF, 2023.

**Figura A. 5.***Especificación Técnica de Rodamiento de Rodillo 22324CC-W33***22324 CC/W33****Rodamiento de rodillos a rótula con funciones de relubricación**

Los rodamientos de rodillos a rótula pueden admitir grandes cargas en ambos sentidos. Son autoalineables y se adaptan a la desalineación y a las flexiones del eje, prácticamente sin aumentar la fricción ni la temperatura. Este diseño incluye características para facilitar la relubricación. Los rodamientos pueden utilizarse en un sistema modular, que incluye soportes, manguitos y tuercas.

- Admiten desalineación
- Alta capacidad de carga
- Funciones de relubricación
- Baja fricción y larga vida útil
- Mayor resistencia al desgaste

**Overview****Dimensiones**

Diámetro interno	120 mm
Diámetro exterior	260 mm

**Rendimiento**

Capacidad de carga dinámica básica	1 019 kN
Capacidad de carga estática básica	1 120 kN
Velocidad de referencia	2 000 r/min
Velocidad límite	2 600 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

**Propiedades**

Cantidad de hileras	2
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Sin
Ancho	86 mm
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Juego radial interno	CN
Tolerance class for dimensions	Normal
Toleranace class for run-out	P5
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Con
Candidate for remanufacturing	Sí

**Figura A. 6.***Especificación Técnica de Tuerca KM 24***KM 24**

Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

**Overview****Dimensiones**

Designación de la rosca	M120x2
Diámetro interno	120 mm
Diámetro exterior	155 mm
Ancho	20 mm

**Propiedades**

Dispositivo de fijación	Arandela de fijación
Tuerca para montaje hidráulico	No
Herramienta de montaje asociada	TMFN 23-30

**Figura A. 7.***Especificación Técnica de Arandela de Fijación MB(L)***MB 24****Arandela de fijación MB(L)**

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

**Overview****Dimensiones**

Diámetro interno	120 mm
Diámetro exterior	164 mm

**Propiedades**

Dispositivo de fijación	Arandela de fijación
-------------------------	----------------------

**Figura A. 8.***Ficha Técnica de Motor Reductos SEWFA97***Información del producto****Descripción de catálogo**

FA97/GDRN160L4

Motorreductores de ejes paralelos F..DRN.. (IE3)

**Datos de producto**

Velocidad nominal del motor	[1/min] : 1777
Velocidad de salida	[1/min] : 89
Índice de reducción total	: 20,07
Par de salida	[Nm] : 1620
Factor de servicio SEW-FB	: 2,70
Posición de montaje	: M1
Pintura imprimación/CapaFinal	: 7031 Gris azulado (51370310)
Posición de conexión/caja de bornas	[°] : 270
Entrada de cable/ Posición del conector	: X
Eje hueco	[mm] : 70
Tipo de diseño	: Eje hueco
Salida de carga radial permitida a n=1750	[N] : 23300
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro] : 18,8
Potencia del motor	[kW] : 15
Factor de duración	: S1-100%
Clase eficiente	: IE3
Eficiencia (50/75/100% Pn)	[%] : 92,26 / 93,26 / 93
Marcado CE	: No
Tensión del motor	[V] : 230/460
Esquema de conexionado	: R72-2
Frecuencia	[Hz] : 60
Corriente nominal	[A] : 50 / 25
Cos Phi	: 0,80
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito del diseño	: USA (UR) / Canada (CSA)
Momentos de inercia de masa (en $10^{-4}$ kgm <sup>2</sup> ) referencia al lado de entrada)	: 1039,50
Peso	[kg] : 294,00

**Características adicionales**

USA (UR) / Canadá (CSA)

Estandar

Aislamiento térmico 155(F)

2 topos de goma para el brazo de par

*Nota:* Adaptado del Catalogo SEW de información de producto(p,1), por SEW-

EURODRIVE Gm bH & Co KG., 2023.

## ANEXO B. TABLAS

## Tabla B. 1

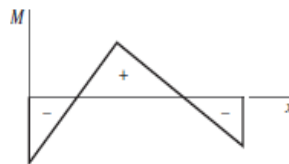
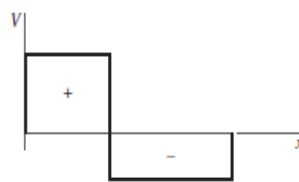
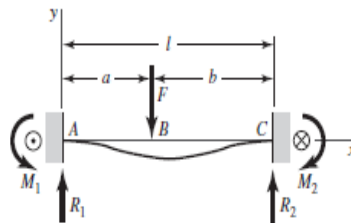
## Método de Superposición

## Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante  $V$  y el momento cortante  $M$  siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

## 15 Un apoyo fijo y el otro simple: carga central



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

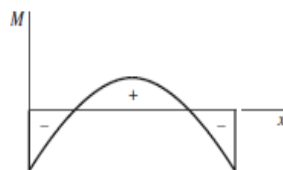
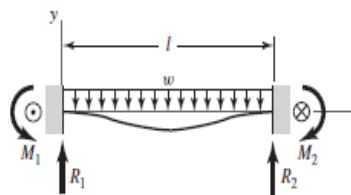
$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l - x)^2}{6EI^3}[(l - x)(3b + a) - 3bl]$$

## 16 Un apoyo fijo y el otro simple: carga intermedia



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

Nota: Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,984), por Budynas, 2008, McGrawHillEducation.

**Tabla B. 2***Medidas y Propiedades de Perfiles W(H)*

PERFILES W (H)  
PERFIL LAMINADO CON CARAS INTERNAS PARALELAS  
MEDIDAS Y PROPIEDADES DE LA SECCIÓN

SIDERSA CENTRO DE SOLUCIONES PARA LA INDUSTRIA  
COMPANY WITH QUALITY SYSTEM CERTIFIED BY DNV GL = ISO 9001 =

Designación del Perfil	Altura	Ala	Alma	Espe- sor ala	Sección Nominal	Masa Nominal	Momento de Inercia		Módulo Resistente		Radio de Giro		Designación del Perfil
	h	b	s	t	S	G	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	i <sub>x</sub>	i <sub>y</sub>	
(mm x kg/m)	mm	mm	mm	mm	Cm <sup>2</sup>	Kg/m	Cm <sup>4</sup>	Cm <sup>4</sup>	Cm <sup>3</sup>	Cm <sup>3</sup>	Cm	Cm	
W 150 x 22.5	152	152	5.8	6.6	29	22.5	1229	387	161.7	50.9	6.51	3.65	W 6 x 15
W 150 x 29.8	157	153	6.6	9.3	38.5	29.8	1739	556	221.5	72.6	6.72	3.8	W 6 x 20
W 150 x 37.1	162	154	8.1	11.6	47.8	37.1	2244	707	277	91.8	6.85	3.84	W 6 x 25
W 200 x 35.9	201	165	6.2	10.2	45.7	35.9	3437	764	342	92.6	8.67	4.09	W 8 x 24
W 200 x 41.7	205	166	7.2	11.8	53.5	41.7	4114	901	401.4	108.5	8.77	4.1	W 8 x 28
W 200 x 46.1	203	203	7.2	11	58.6	46.1	4543	1535	447.6	151.2	8.81	5.12	W 8 x 31

*Nota:* Adaptado del Catálogo de perfiles UIH y W(p,6), por Siderosa, 2016,

**Tabla B. 3.***Relación Entre Presión Limite y Tensión de Rodadura*

Tabla 1

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥ 690	≥ 740	7,00

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,2), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Tabla B. 4.***Ancho Efectivo de Riel*

Tabla 2				
Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,2), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Tabla B. 5.***Coefficiente C<sub>2</sub>.*

Tabla 4			
Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>	Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,3), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.



**Tabla B. 6.***Coefficiente C1*

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C <sub>2</sub>
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,2), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Tabla B. 7.***Coefficiente C2 Real*

Tabla 5		Coeficiente C <sup>2</sup> Real														
Diámetro de la Rueda (mm)	Velocidad Lineal (m / min)															
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66				
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66			
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66		
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	
710		1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79	
800		1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	
900			1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	
1000			1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	
1120				1.16	1.14	1.13	1.11	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	
1250				1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	

*Nota:* Adaptado del Catálogo Técnico Rev. 5(p,2), por Miguel Abad componentes de grúas, 2020.

**Tabla B. 9.***Aceleraciones Recomendadas por la Norma CMAA 70***TABLE 5.2.9.1.2.1-A****Guide for Travel Motion  
Typical Acceleration Rates Range<sup>1</sup>**

Free Running Full Load Speed		a = Acceleration Rate in Feet per Sec. per Sec. for AC or DC <sup>2</sup> Motors
Ft. per Min.	Ft. per Sec.	
60	1.0	.25 Min.
120	2.0	.25 - .80
180	3.0	.30 - 1.0
240	4.0	.40 - 1.0
300	5.0	.50 - 1.1
360	6.0	.60 - 1.1
420	7.0	.70 - 1.2
480	8.0	.80 - 1.3
540	9.0	.90 - 1.4
600	10.0	1.0 - 1.6

*Nota:* Adaptado Norma CMAA 70-1988(p,58), por Crame Manufacturers Association of American. Inc,1988.

**Tabla B. 8.***Factor de Fricción por Rodadura***TABLE 5.2.9.1.2.1-D****Suggested Values for f (Friction Factor)  
For Bridges & Trolleys with Metallic Wheels  
& Anti-Friction Bearings**

Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb/Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

*Nota:* Adaptado Norma CMAA 70-1988(p,58), por Crame Manufacturers Association of American. Inc,1988.

**Tabla B. 11.***Tabla para Calculo de Eje***Tabla 7-1**

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$  y  $K_{ts}$ . *Advertencia:* Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. *No utilice* estos valores cuando ya cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

*Nota:* Adaptado del libro de Diseño en ingeniería mecánica Novena Edición(p,382), por Budynas, 2008, McGrawHillEducation.

**Tabla B. 10.***Valores Recomendado de Factor de Recomendados  $K_t$* **TABLE 5.2.9.1.2.1-C****RECOMMENDED VALUES OF  $K_T$  (ACCELERATING TORQUE FACTOR)**

Type of Motor	Type of Control	<sup>1</sup> $K_T$
AC Wound Rotor	Contacto-Resistor	1.3-1.5 <sup>2</sup>
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 <sup>2</sup>
AC Wound Rotor, Mill	Contacto-Resistor	1.5-1.7 <sup>2</sup>
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contacto-Resistor	1.35

<sup>1</sup> $K_T$  is a function of control and/or resistor design.

<sup>2</sup>Low end of range is recommended when permanent slip resistance is used.

*Nota:* Adaptado Norma CMAA 70-1988(p,58), por Crame Manufacturers Association of American. Inc,1988

**Tabla B. 12.**

*Factor  $K_c$  para cálculo de esfuerzos en ejes*

**TABLE 4.11.1-2**

<b>CRANE CLASS</b>	<b>CRANE CLASS FACTOR <math>K_c</math></b>
A	1.0
B	1.015
C	1.03
D	1.06
E	1.125
F	1.25

*Nota:* Adaptado Norma CMAA 70-1988(p,41), por Crame Manufacturers Association of American. Inc,1988

**Tabla B. 13.**

*Factor  $K_{sc}$  para Calculo de esfuerzos de Ejes*

**TABLE 4.11.1-1**

**SURFACE CONDITION FACTOR  
 $K_{sc}$**


<b><math>K_{sc}</math></b>	<b>SURFACE CONDITION</b>
1.4	For Polished-Heat treated and inspected shafting
1.0	For Machined-Heat treated and inspected shafting
.75	For Machined-General usage shafting

*Nota:* Adaptado Norma CMAA 70-1988(p,41), por Crame Manufacturers Association of American. Inc,1988.



Tabla B. 15.

## Costos Unitarios de Fabricación Vagon Transferidor

GERLEDOM SERVICIOS INDUSTRIALES		PROPUESTA COMERCIAL 1181-23		Código: GC-FR-04 Versión: 01 Vigencia: 16/10/2019					
N° CARRITO: 6100941323									
DESCRIPCIÓN	: SERV. FABRICACION DE ESTRUCTURA DE VAGON DE TRANSFERENCIA 80 T	N° PRESUPUESTO	: 1181-22						
CLIENTE	: EMPRESA SIDERURGICA DEL PERU SAA	ELABORADO POR	: GEOVANI SICCHA						
UBICACIÓN	: LAMINADOR 2	FECHA	:						
TIEMPO DE ENTREGA	: 35 días	CONDICIONES DE PAGO	:						
PLANILLA DE COSTOS ABIERTOS - DETALLES PERSONAL / EQUIPOS / GASTOS GENERALES									
RELACIÓN DE CARGOS, SALARIOS, ADICIONALES DE PERSONAL									
CARGOS - Describir todos los cargos que fueran considerados para la realización de los servicios	N° Pers.	N° HH	COSTO HH	TOTAL					
OP. MEC. CALDERERO	2	160	S/ 15.04	S/ 4,812.80					
OP. MEC. SOLDADOR	3	205	S/ 18.49	S/ 11,389.84					
OF. MEC. CALDERERO	3	157	S/ 12.85	S/ 6,065.20					
CADISTA	1	120	S/ 16.49	S/ 1,978.80					
COORDINADOR DE PROYECTOS	1	224	S/ 16.49	S/ 3,693.76					
Personal Total Especificado para la operación	10	1752	S/ -	S/ -					
Subtotal 1 - Personal:				S/27,940					
Subtotal 2 - Beneficios:				S/2,794					
Subtotal 6 - Mano de Obra				S/30,734					
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS QUE SERÁN UTILIZADOS DURANTE LA OPERACIÓN									
DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS	MODELO	MARCA	IMPLEMENTOS	P.UNIT	HORAS	CANTIDAD	COSTO E. NVO	RACIONAL EQUIPO.	
AMOLADORA DE 45"		DEWALT		S/ 0.65	45	3	S/ 850.00	S/ 459.00	
AMOLADORA DE 9"		BOSCH		S/ 0.90	45	3	S/ 1,250.00	S/ 843.75	
ARENADORA		STANLEY		S/ 65.00	16	1	S/ 35,000.00	S/ 2,800.00	
MAQUINA DE SOLDAR		DAF		S/ 2.00	35	4	S/ 1,800.00	S/ 1,260.00	
Subtotal 7 - Equipos y Herramientas				S/ -			S/ -	S/5,363	
MATERIALES/CONSUMIBLES QUE SERÁN UTILIZADOS DURANTE LA OPERACIÓN									
DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL	UM	CANT	PRECIO UNI.	PRECIO TOT.	OBSERVACIONES				
PLANCHA ACERO A-36 (12.0mm) 1/2" x 1200mm x 2400mm	UND	19	S/ 1,412.40	S/ 26,835.60					
PLANCHA ACERO A-36 (16.0mm) 5/8" x 1200mm x 2400mm	UND	10	S/ 1,829.70	S/ 18,297.00					
VIGA "H" A-36 X 6m (20) 6" X 6" X 25.0 Lbs/Pie	UND	7	S/ 1,326.00	S/ 9,282.00					
CANAL "U" A-36 X 6 MT 6" x 8.20 LBS/PIE	UND	5	S/ 556.40	S/ 2,782.00					
EJE CONDUCTIVO SAE 4140	UND	2	S/ -	S/ -					
EJE CONDUCTOR SAE 4140	UND	2	S/ -	S/ -					
RUEDA FUNDIDA DE 500MM SAE 4140	UND	4	S/ -	S/ -					
CHAVETA ACERO C45 + C 40x22x110mm	UND	2	S/ -	S/ -					
CAJA PORTARODAMIENTO ASTM A27	UND	4	S/ -	S/ -					
SELLO RADIAL SKF HMSA10RG	UND	8	S/ -	S/ -					
RODAMIENTO SKF22324CCW33	UND	8	S/ -	S/ -					
ARANDELA DE FIJACION SKF BM24	UND	6	S/ -	S/ -					
TUERCA DE FIJACION SKF KM24	UND	6	S/ -	S/ -					
TAPA CIEGA	UND	4	S/ -	S/ -					
ARANDELA A16	UND	64	S/ -	S/ -					
PERNOS M16 X 50	UND	64	S/ -	S/ -					
PERNO M30 X 100	UND	16	S/ -	S/ -					
TUERCA M30	UND	16	S/ -	S/ -					
ANTICORROSIVO JET 62 ZP MIO ROJO OXIDO 1GL + JET ECOPOXY 90. 1GL	m2	18.3	S/ 293.10	S/ 5,354.55					
JET 70 ZP MIO GRIS 1GL + ECOPOXY 90.1GL	m2	15.7	S/ 367.01	S/ 5,748.29					
JETHANE 650HS VERDERAL 6029. 1GL + ECOPOL.1GL	UND	10.5	S/ 520.75	S/ 5,456.85					
SERVICIO DE ARENADO COMERCIAL	GLB	1	S/ 3,557.00	S/ 3,557.00					
SOLDADURA SUPERCITO E7018 X 1/8"	KG	45.0	S/ 19.20	S/ 864.00					
SOLDADURA CELLOCORD E6011 X 1/8"	KG	32.0	S/ 18.30	S/ 585.60					
DISCO DE CORTE 4 1/2"	UND	18	S/ 4.10	S/ 73.80					
DISCO DE DESBASTE DE 4 1/2"	UND	22	S/ 7.10	S/ 156.20					
DISCO DE CORTE DE 7"	UND	18	S/ 6.80	S/ 122.40					
Subtotal 9 - Materiales de Consumo y Mantenimiento:				S/ -	S/79,115.30				
OTROS SERVICIOS QUE SERÁN UTILIZADOS DURANTE LA OPERACIÓN									
DESCRIPCIÓN DE MATERIAL	UNID	CANT.	PRECIO UNI.	PRECIO TOTAL	OBSERVACIONES TÉCNICAS				
MOVILIZACION Y DESMOVILIZACION	GBL	1	S/ 1,200.00	S/ 1,200.00					
GRUA PLUMA DE 50tN	HH	6	S/ 220.00	S/ 1,320.00					
Subtotal 10 - Otros Gastos				S/ -	S/2,520				
COSTO DEL SERVICIO SIN UTILIDAD E IMPUESTO									
S/117,732									
COSTOS INDIRECTOS Y GASTOS GENERALES									
CARGOS - Describir todos los cargos que fueran considerados para la realización de los servicios	UNID	HH / Cant.	SALARIO (S/ / HH) / Costo	TOTAL					
SEGUROS ESSALUD_SCTR PENSION_SCTR SALUD_SEGURO VIDA LEY	GBL	1	3,675.84	S/ 3,675.84					
EPP	UND	10	146.00	S/ 1,460.00					
VALIDACION DOCUMENTARIA Y HABILITACION DE CONTRATISTAS	UND	10	44.72	S/ 447.22					
GASTOS ALIMENTACION	UND	350	10.00	S/ 3,500.00					
EXÁMENES MÉDICOS	UND	10	10.00	S/ 100.00					
GESTIÓN DE COMPRAS Y LOGÍSTICA	GBL	1.00	970.9	S/ 970.90					
GASTOS ADMINISTRATIVOS	GBL	1.00	978.33	S/ 978.33					
Subtotal 12 - Gastos Generales				S/ -	S/11,132.30				
									
UTILIDAD				10.0%	S/ 11,773.25				
TOTAL (Sin IGIV)				S/ -	S/ 140,638				

Nota: Adaptado del formato de cotización(p,2), de GERLEDOM S.A.C,2023

**ANEXO C. CALCULOS MANUALES**

**CALCULO C.1. CALCULOS MANUALES DE ECUACIONES DE ANGULO DE GIRO Y DEFLEXION EN VIGA PRINCIPAL.**

**Tramo 1 – Corte 1-1  $0 < x < 0.369$**

$$\sum f_{1(x)} = 0$$

$$Q_{1(x)} = -67.7x - 2117.69$$

Cuando  $Q_{1(0)} = 2117.69$  y  $Q_{1(0.369)} = 21148.71$

$$\sum M_{1(x)} = 0$$

$$M_{1(x)} = -67.7 \frac{x^2}{2} + 21173.69x$$

Cuando  $M_{1(0)} = 0$  y  $M_{1(0.369)} = 7808.48$

**Tramo 2 – Corte 2-2  $0 < x < 0.216$**

$$\sum f_{2(x)} = 0$$

$$Q_{2(x)} = -237x + 21105.99$$

Cuando  $Q_{2(0)} = 21105.99$  y  $Q_{2(0.216)} = 21054.8$

$$\sum M_{2(x)} = 0$$

$$M_{2(x)} = -237 \frac{x^2}{2} + 21105.99x + 7800.6$$

Cuando  $M_{2(0)} = 7800.6$  y  $M_{2(0.216)} = 12353.97$

**Tramo 3 – Corte 3-3  $0 < x < 2.05$**

$$\sum f_{3(x)} = 0$$

$$Q_{3(x)} = -237x + 13021.5$$

Cuando  $Q_{3(0)} = 13021.55$  y  $Q_{3(2.05)} = 12535.7$

$$\sum M_{3(x)} = 0$$

$$M_{3(x)} = -237 \frac{x^2}{2} + 13021.5x + 12353.6$$

Cuando  $M_{3(0)} = 12353.88$  y  $M_{3(2.05)} = 38549.96$

**Tramo 4 – Corte 4-4**  $0 < x < 2.05$

$$\sum f_{4(x)} = 0$$

$$Q_{4(x)} = -237x + 4502.47$$

Cuando  $Q_{4(0)} = 4502.47$  y  $Q_{4(2.05)} = 4016.62$

$$\sum M_{4(x)} = 0$$

$$M_{4(x)} = -237 \frac{x^2}{2} + 4502.47x + 38550.19$$

Cuando  $M_{4(0)} = 38550.19$  y  $M_{4(2.05)} = 47282.26$

**Tramo 5 – Corte 5-5**  $0 < x < 2.05$

$$\sum f_{5(x)} = 0$$

$$Q_{5(x)} = -237x - 4016.62$$

Cuando  $Q_{5(0)} = -4016.62$  y  $Q_{5(2.05)} = -4502.47$

$$\sum M_{5(x)} = 0$$

$$M_{5(x)} = -237 \frac{x^2}{2} - 4016.62x + 47282.28$$

Cuando  $M_{5(0)} = 47282.28$  y  $M_{5(2.05)} = 38550.21$

**Tramo 6 – Corte 6-6**  $0 < x < 2.05$

$$\sum f_{6(x)} = 0$$

$$Q_{6(x)} = -237x - 12535.71$$

Cuando  $Q_{6(0)} = -12535.71$  y  $Q_{6(2.05)} = -13021.56$

$$\sum M_{6(x)} = 0$$

$$M_{6(x)} = -237 \frac{x^2}{2} - 12535.71x + 38550.19$$

Cuando  $M_{6(0)} = 38550.19$  y  $M_{6(2.05)} = 12353.99$

**Tramo 7 – Corte 7-7**  $0 < x < 0.216$



$$\sum f_{7(x)} = 0$$

$$Q_{7(x)} = -237x - 21054.8$$

Cuando  $Q_{7(0)} = -21054.8$  y  $Q_{7(0.216)} = -21105.99$

$$\sum M_{7(x)} = 0$$

$$M_{7(x)} = -237 \frac{x^2}{2} - 21054.8x + 12353.99$$

Cuando  $M_{7(0)} = 12353.99$  y  $M_{7(0.216)} = 7800.63$

**Tramo 8 – Corte 8-8**  $0 < x < 0.369$

$$\sum f_{8(x)} = 0$$

$$Q_{8(x)} = -183.5x - 21105.99$$

Cuando  $Q_{8(0)} = -21105.99$  y  $Q_{8(0.369)} = -21173.7$

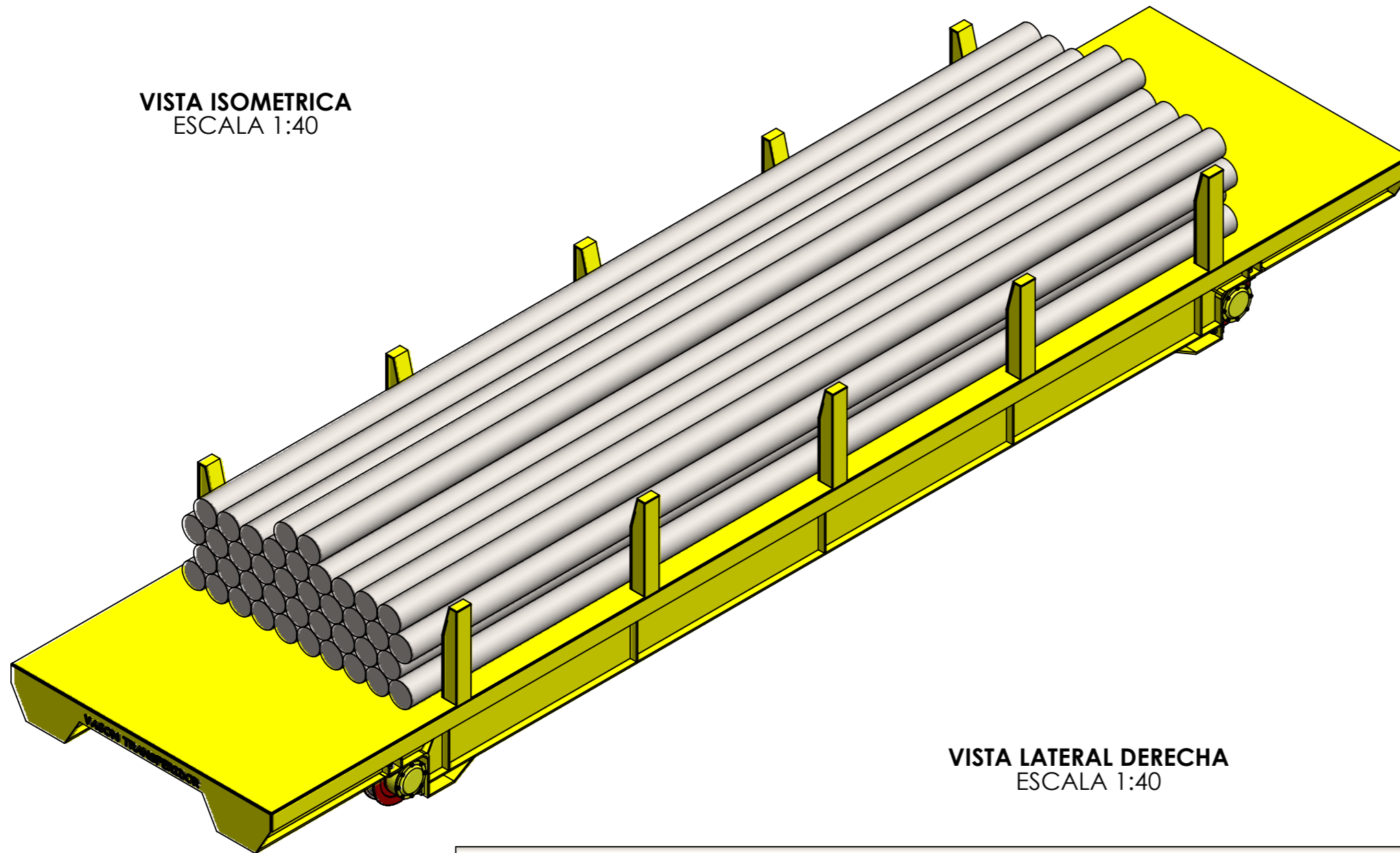
$$\sum M_{8(x)} = 0$$

$$M_{8(x)} = -183.5 \frac{x^2}{2} - 21105.99x + 7800.63$$

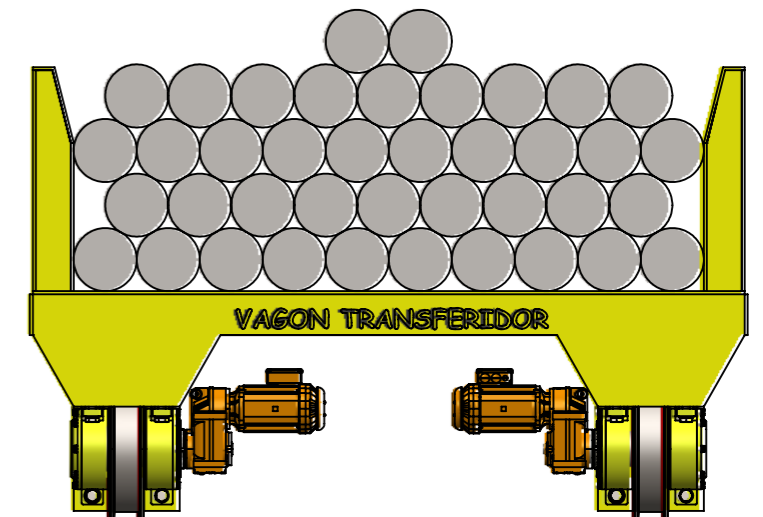
Cuando  $M_{8(0)} = 7800.63$  y  $M_{8(0.369)} = 0$

**ANEXO D. PLANOS**

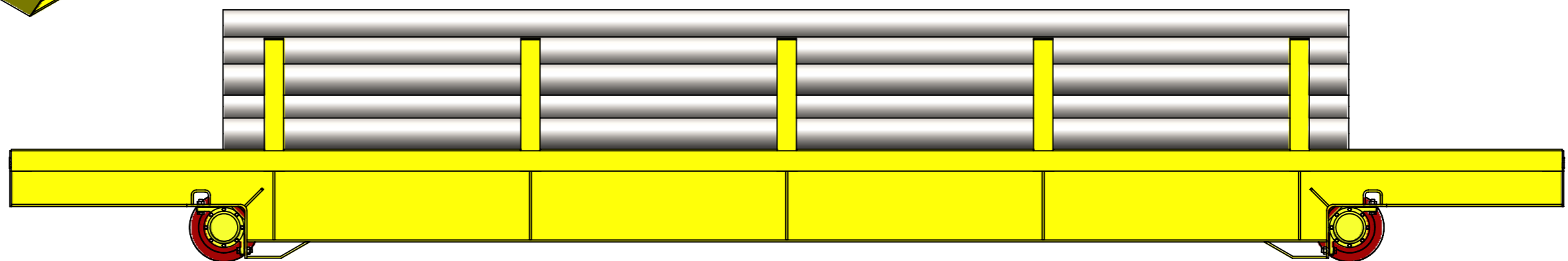
VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:40



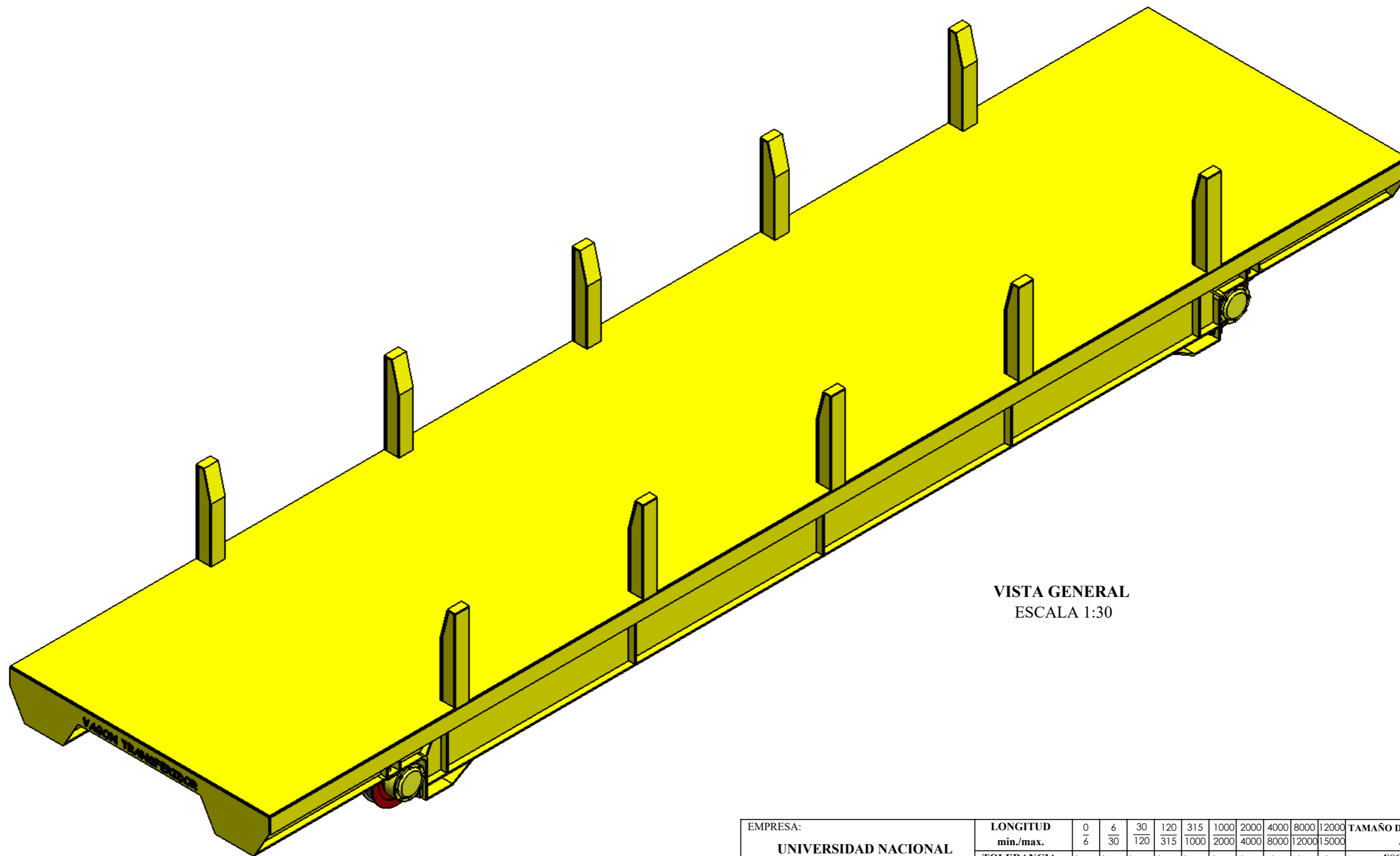
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1:30




VISTA LATERAL DERECHA  
ESCALA 1:40



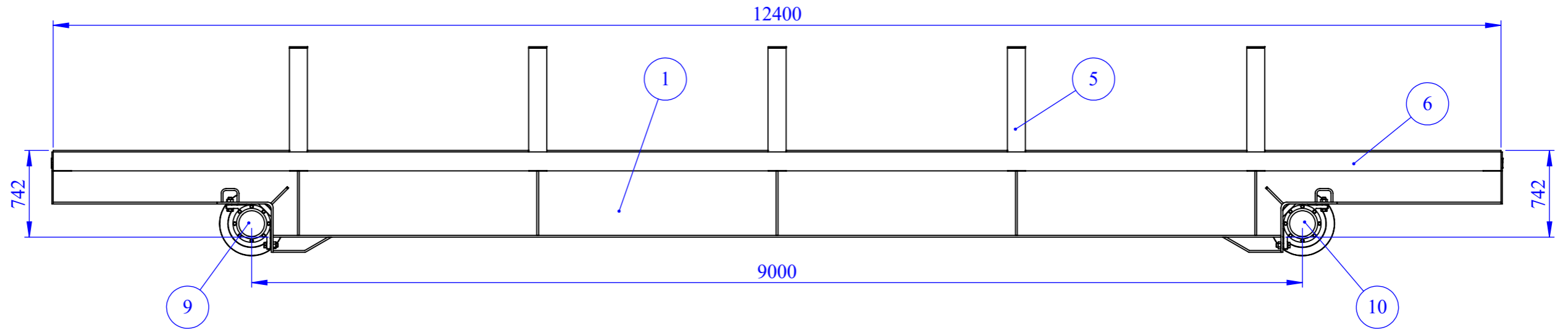
EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>		LONGITUD min./max.	0 6	6 30	30 120	120 315	315 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 15000	TAMAÑO DE FORMATO A3			
		TOLERANCIA (mm)	+0.1 -0.1	+0.2 -0.2	+0.3 -0.3	+0.5 -0.5	+0.8 -0.8	+1.2 -1.2	+2 -2	+3 -3	+4 -4	+5 -5	ESCALA: 1:30			
	ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERIA MECANICA</b>		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION: <b>15/06/2023</b>
	DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NUMERO DE PLANO: VT-GS-00-00
		NOMBRE: <b>VAGON DE TRANSFERENCIA 80Tn Vista General con Carga</b>														



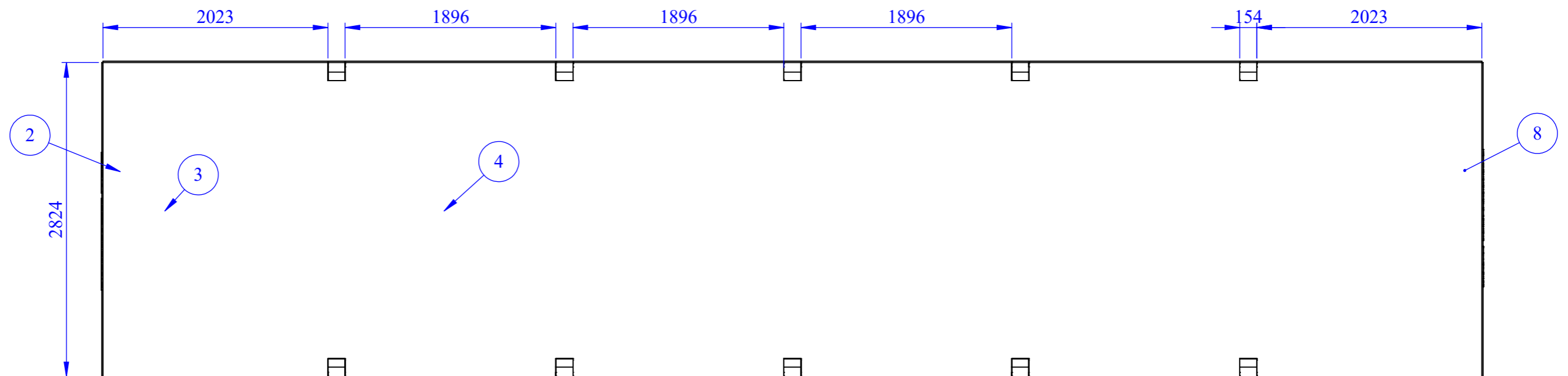
VISTA GENERAL  
ESCALA 1:30

EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>		LONGITUD min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	TAMAÑO DE FORMATO A3		
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-	+0.2/-	+0.3/-	+0.5/-	+0.8/-	+1.2/-	+2/-	+3/-	+4/-	+5/-	ESCALA: 1:30		
	ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERIA MECANICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION: <b>15/06/2023</b>
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	
DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	NOMBRE:	<b>VAGON DE TRANSFERENCIA 80Tn</b> Vista General 3D										NUMERO DE PLANO: VT-GS-00-01		

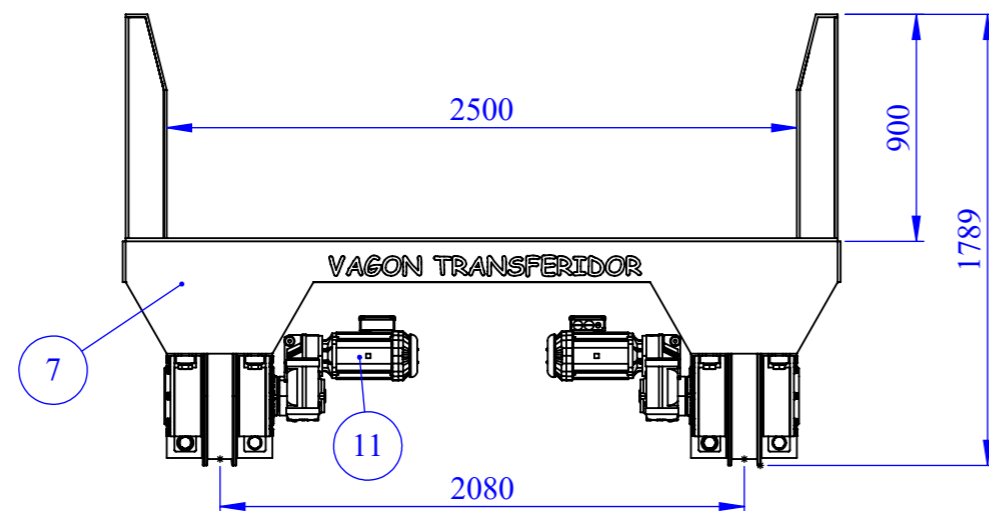
VISTA LATERAL DERECHA  
ESCALA 1:40



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1:40

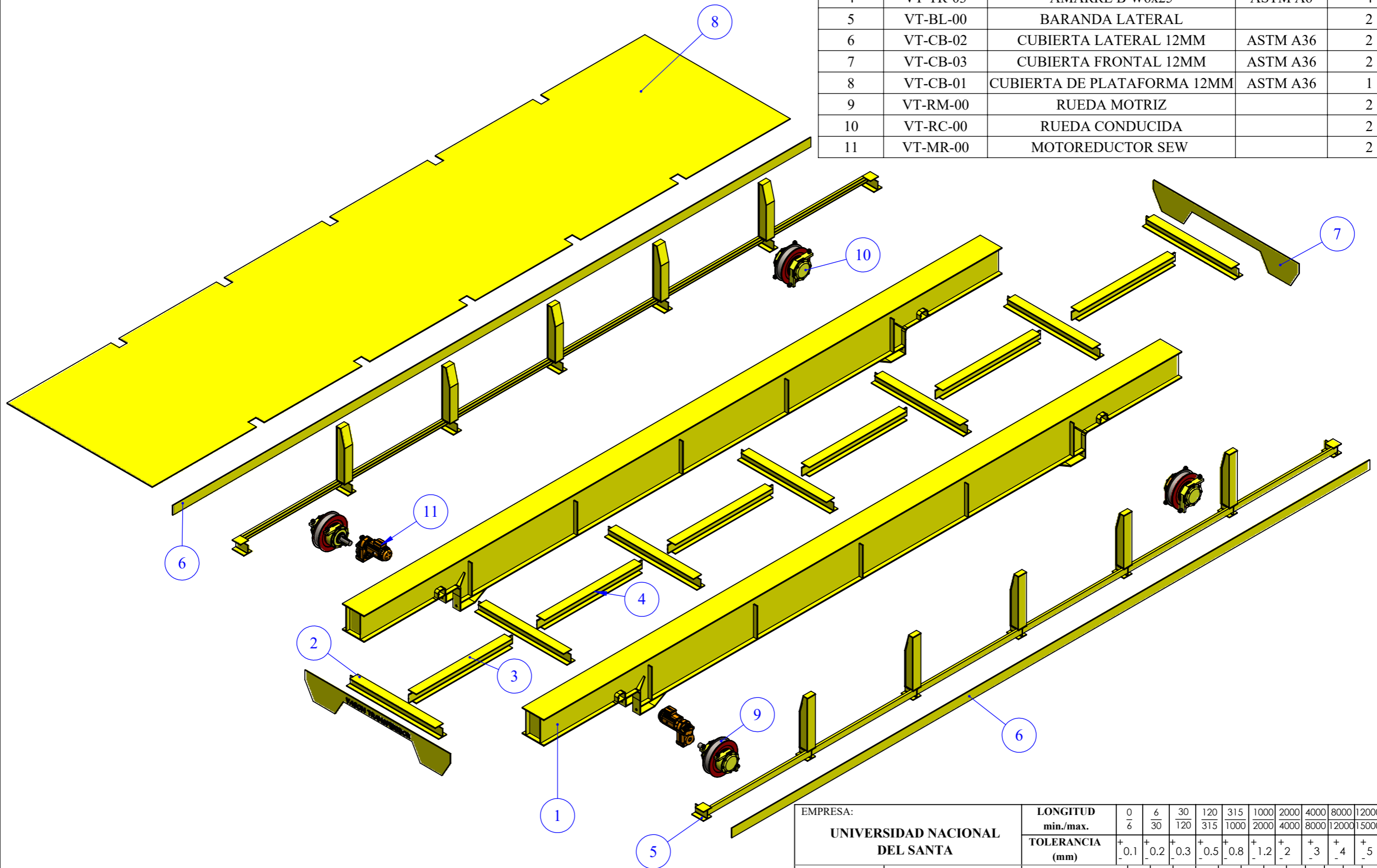


VISTA FRONTAL  
ESCALA 1:30

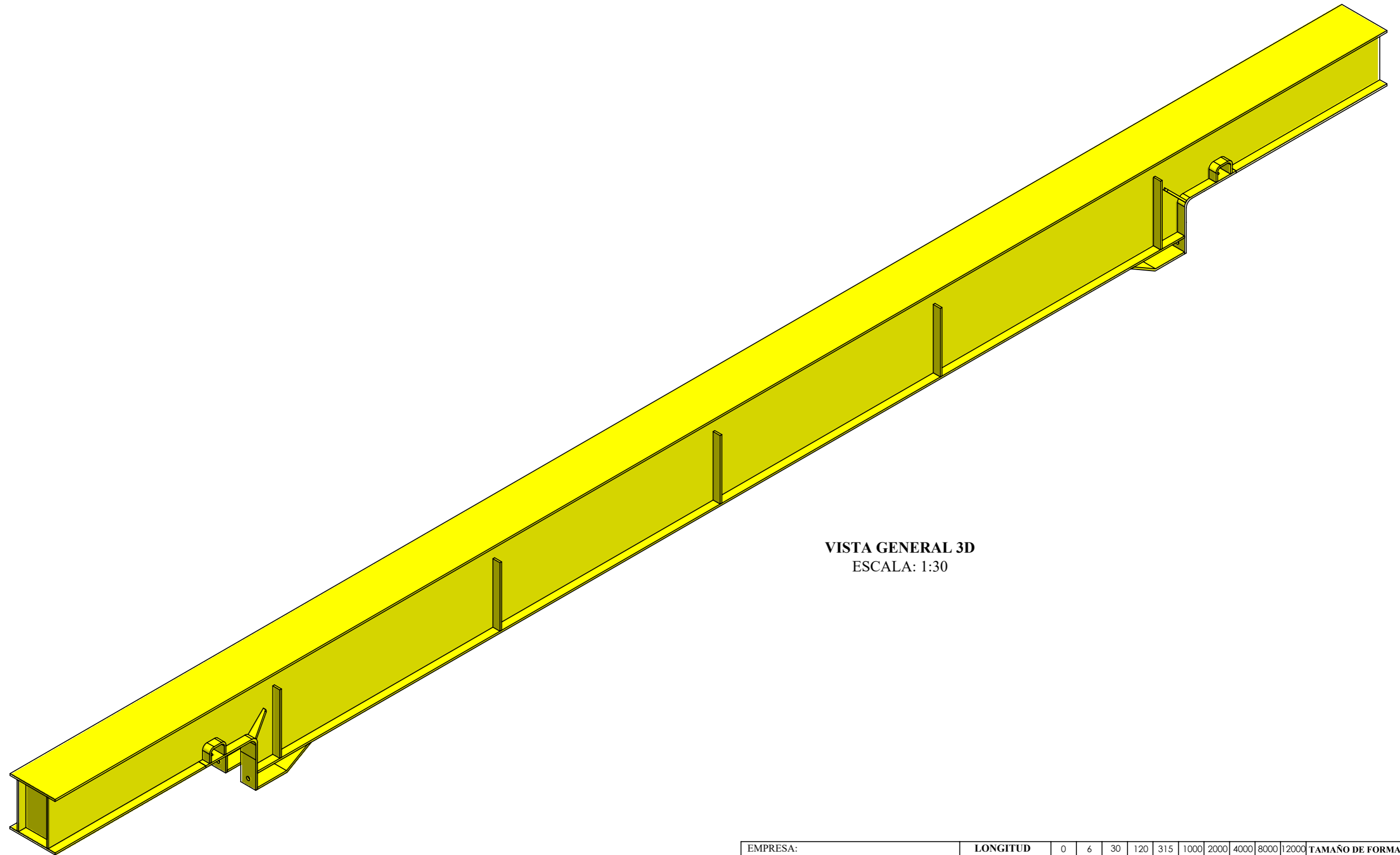


EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>		LONGITUD min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	TAMAÑO DE FORMATO A3		
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:40		
	ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERIA MECANICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION: <b>15/06/2023</b>
	DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025
		NOMBRE: <b>VAGON DE TRANSFERENCIA 80Tn</b> Vistas Isometricas													


MARCA	CODIGO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	PESO
1	VT-VP-00	VIGA PRINCIPAL		2	
2	VT-TR-01	TRAVESAÑO W6x25	ASTM A6	7	
3	VT-TR-02	AMARRE A W6x25	ASTM A6	2	
4	VT-TR-03	AMARRE B W6x25	ASTM A6	4	
5	VT-BL-00	BARANDA LATERAL		2	
6	VT-CB-02	CUBIERTA LATERAL 12MM	ASTM A36	2	
7	VT-CB-03	CUBIERTA FRONTAL 12MM	ASTM A36	2	
8	VT-CB-01	CUBIERTA DE PLATAFORMA 12MM	ASTM A36	1	
9	VT-RM-00	RUEDA MOTRIZ		2	
10	VT-RC-00	RUEDA CONDUcida		2	
11	VT-MR-00	MOTOREDUCTOR SEW		2	



EMPRESA:		LONGITUD										TAMAÑO DE FORMATO				
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	A3			
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:61			
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD										FECHA DE REALIZACION:			
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	15/06/2023	
DIBUJADO POR:		REVISADO POR:		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)										NUMERO DE PLANO:		
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	VT-GS-00-03
		NOMBRE:		VAGON DE TRANSFERENCIA 80Tn												
				Vista Explosionada												



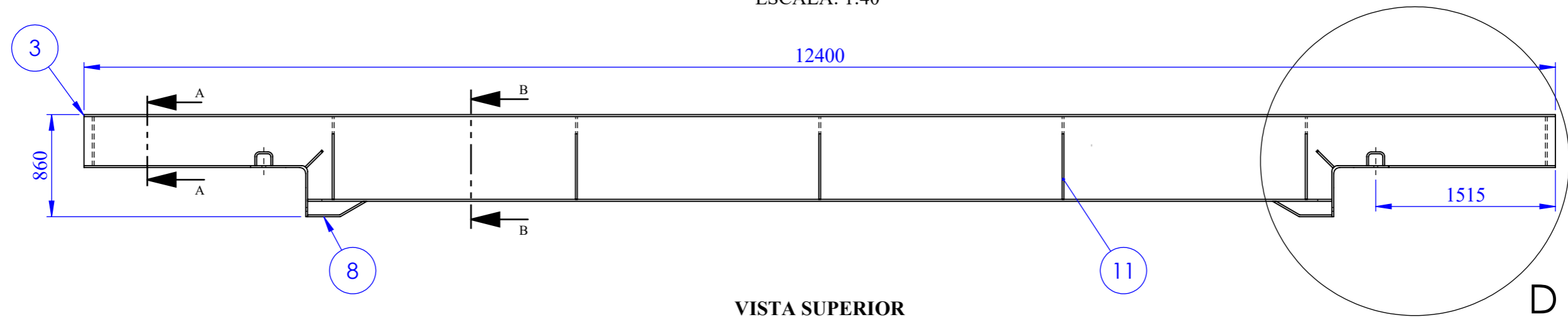
VISTA GENERAL 3D  
ESCALA: 1:30

EMPRESA:		LONGITUD										TAMAÑO DE FORMATO					
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000		12000/15000	A3			
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-	+0.2/-	+0.3/-	+0.5/-	+0.8/-	+1.2/-	+2/-	+3/-	+4/-	+5/-	ESCALA: 1:24				
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD										FECHA DE REALIZACION:				
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3		N2	N1	15/06/2023	
DIBUJADO POR:		REVISADO POR:		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)										NUMERO DE PLANO:			
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1		.05	.025	VIGA PRINCIPAL Vista General 3D



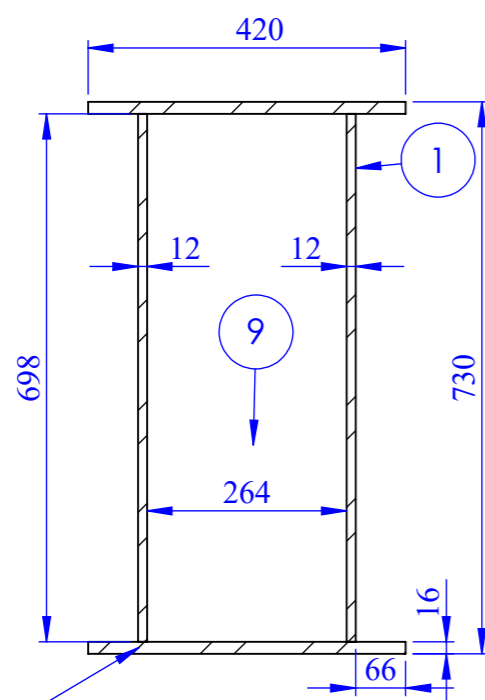
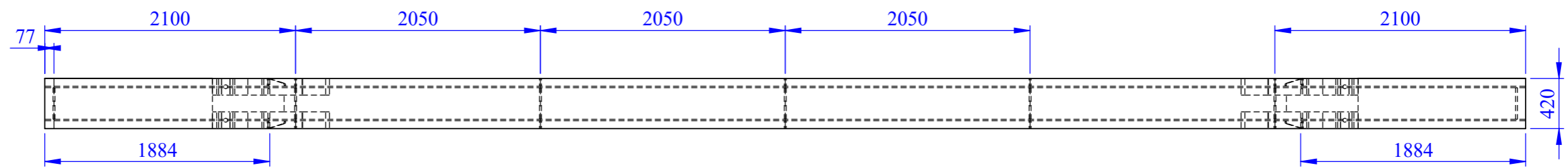
VISTA LATERAL DERECHA

ESCALA: 1:40

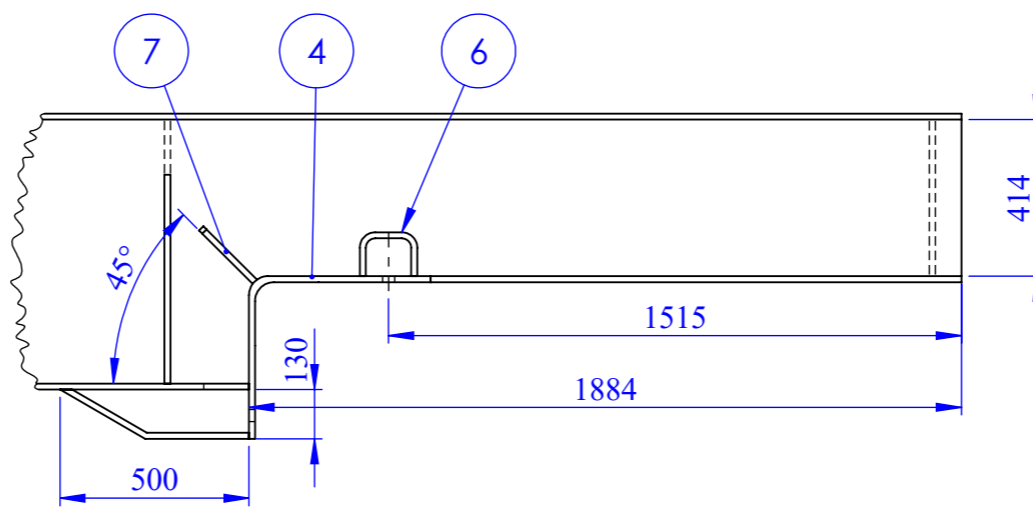


VISTA SUPERIOR

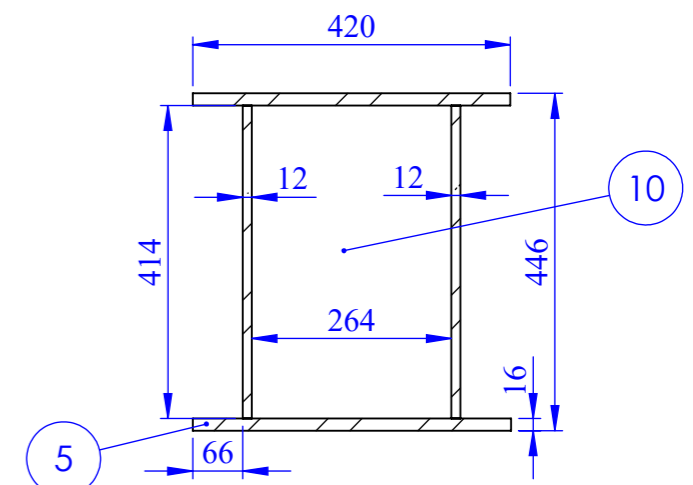
ESCALA: 1:40



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 10



DETALLE D  
ESCALA 1 : 20

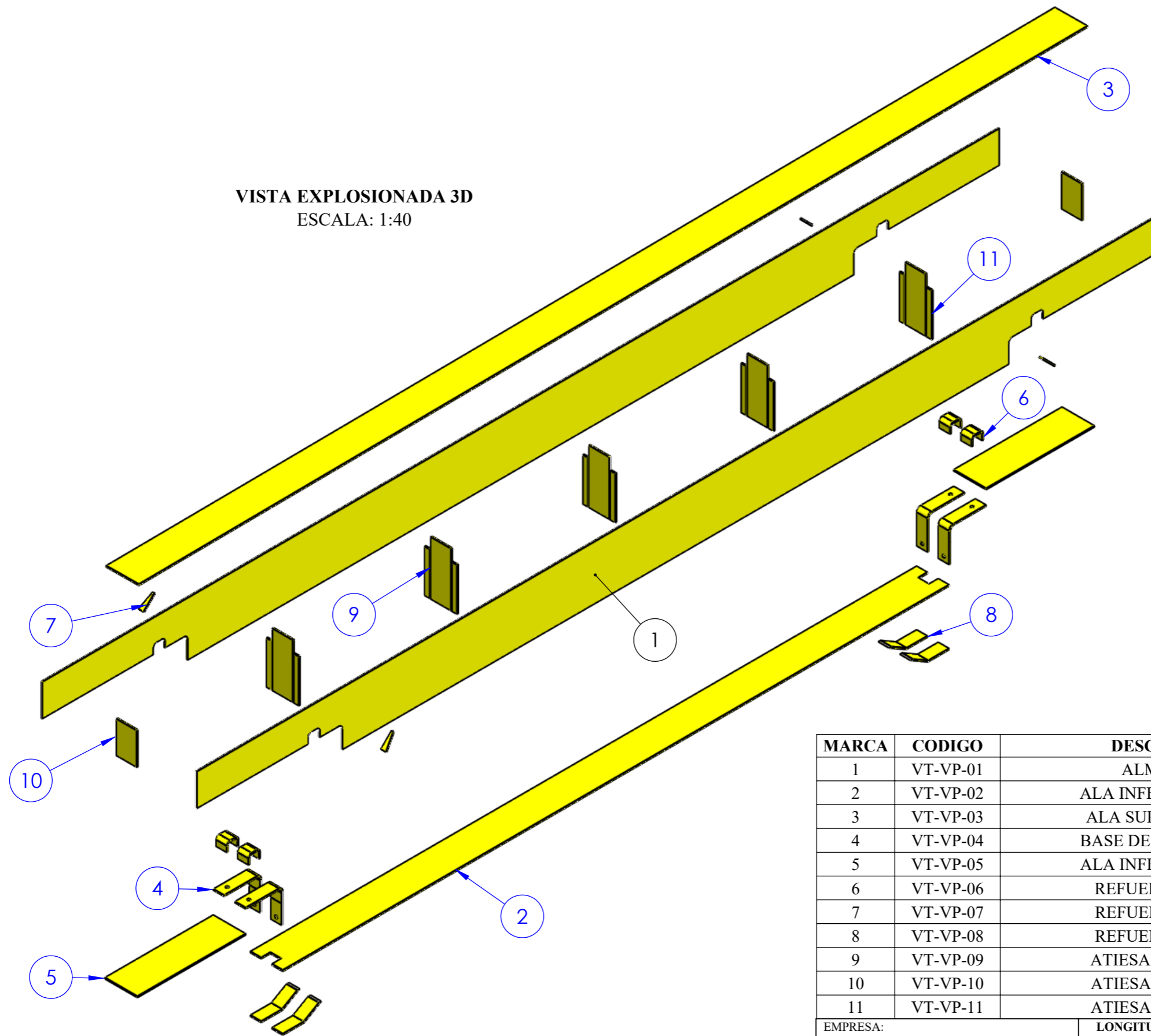


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA											TAMAÑO DE FORMATO
		LONGITUD min./max.											A3
		0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	ESCALA:	
		TOLERANCIA (mm)											1:40
		+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	+2	+3	+4	+5	FECHA DE REALIZACION:	
		CLASE DE RUGOSIDAD											15/06/2023
		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)											NUMERO DE PLANO:
		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	
DIBUJADO POR:		NOMBRE:											VT-VP-00-02
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		VIGA PRINCIPAL Vistas Isometricas											
REVISADO POR:													
MS. RUSBER A. RISCO OJEDA													

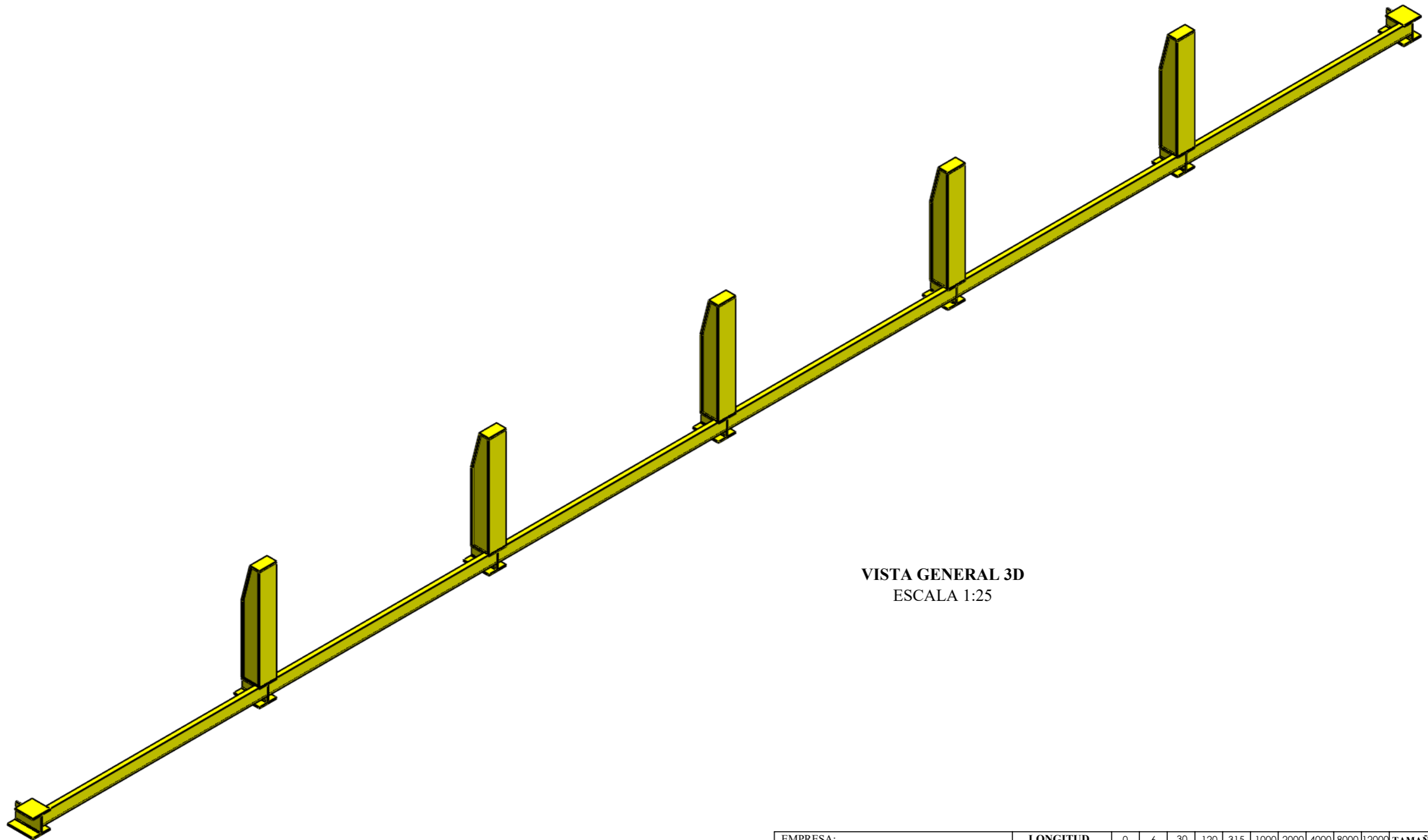


VISTA EXPLOSIONADA 3D  
ESCALA: 1:40




MARCA	CODIGO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	PESO	
	1	VT-VP-01	ALMA 12mm	ASTM A36	2	
	2	VT-VP-02	ALA INFERIOR A 16mm	ASTM A36	1	
	3	VT-VP-03	ALA SUPERIOR 16mm	ASTM A36	1	
	4	VT-VP-04	BASE DE RUEDA 16mm	ASTM A36	4	
	5	VT-VP-05	ALA INFERIOR B 16mm	ASTM A36	2	
	6	VT-VP-06	REFUERZO A 16mm	ASTM A36	4	
	7	VT-VP-07	REFUERZO B 16mm	ASTM A36	4	
	8	VT-VP-08	REFUERZO C 16mm	ASTM A36	4	
	9	VT-VP-09	ATIESADOR A 16mm	ASTM A36	5	
	10	VT-VP-10	ATIESADOR B 16mm	ASTM A36	2	
	11	VT-VP-11	ATIESADOR C 16mm	ASTM A36	10	

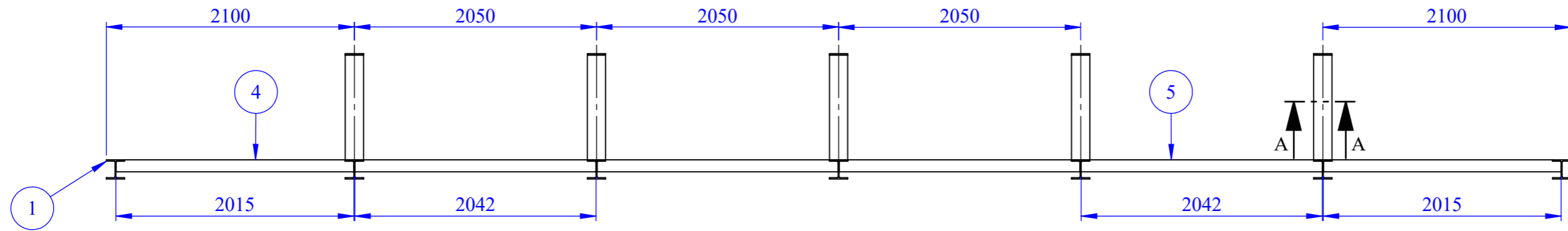
EMPRESA:		LONGITUD											TAMAÑO DE FORMATO				
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	A3				
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-	+0.2/-	+0.3/-	+0.5/-	+0.8/-	+1.2/-	+2/-	+3/-	+4/-	+5/-	ESCALA: 1:40				
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD											FECHA DE REALIZACION:			
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	15/06/2023		
DIBUJADO POR:		REVISADO POR:		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)											NUMERO DE PLANO:		
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	VIGA PRINCIPAL Vista Explosionada 3D VT-VP-03	



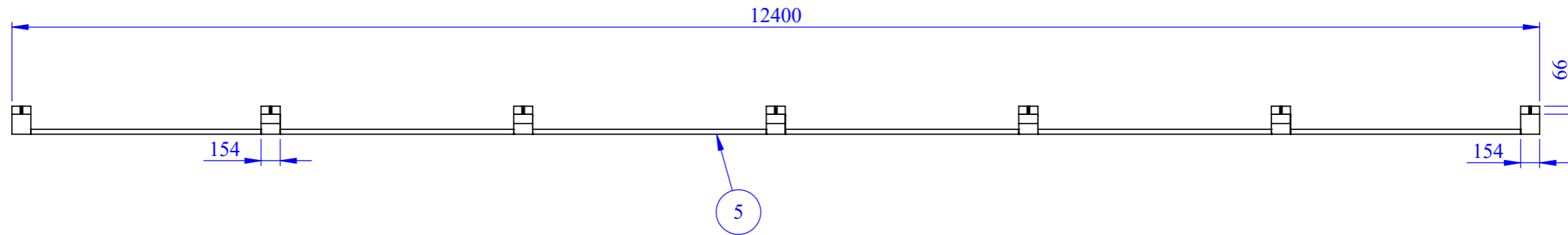
VISTA GENERAL 3D  
ESCALA 1:25

EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	TAMAÑO DE FORMATO A3			
				TOLERANCIA (mm)	+0.1/-	+0.2/-	+0.3/-	+0.5/-	+0.8/-	+1.2/-	+2/-	+3/-	+4/-	+5/-	ESCALA: 1:25			
	ESCUELA PROFESIONAL:		INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION:
					VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	15/06/2023
DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	NOMBRE:		BARANDA LATERAL Vista General 3D												NUMERO DE PLANO: VT-BL-00-01		

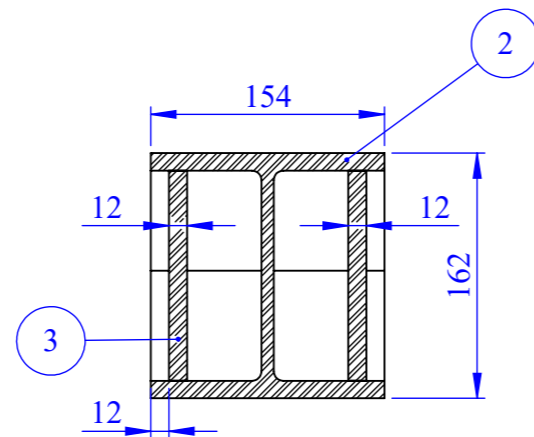
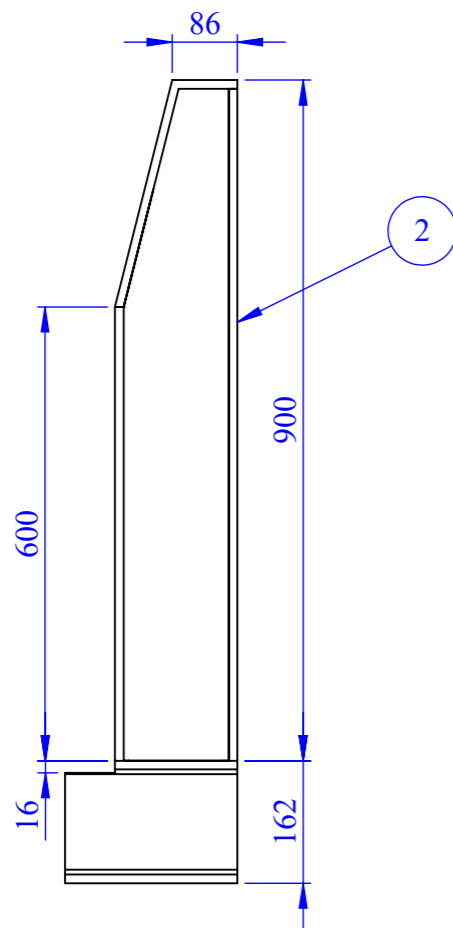
VISTA LATERAL DERECHA  
ESCALA 1:40



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1:40



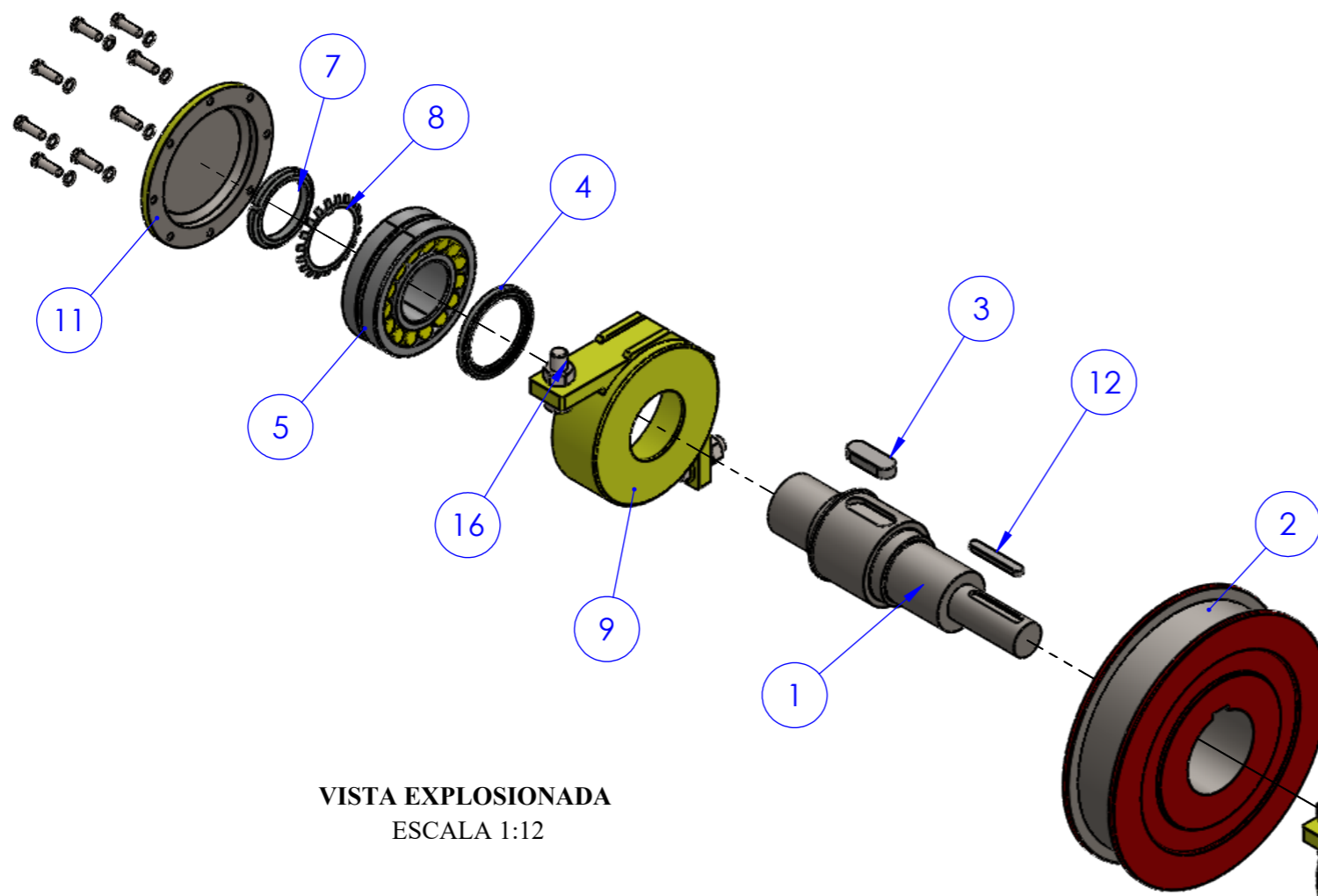
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1:10



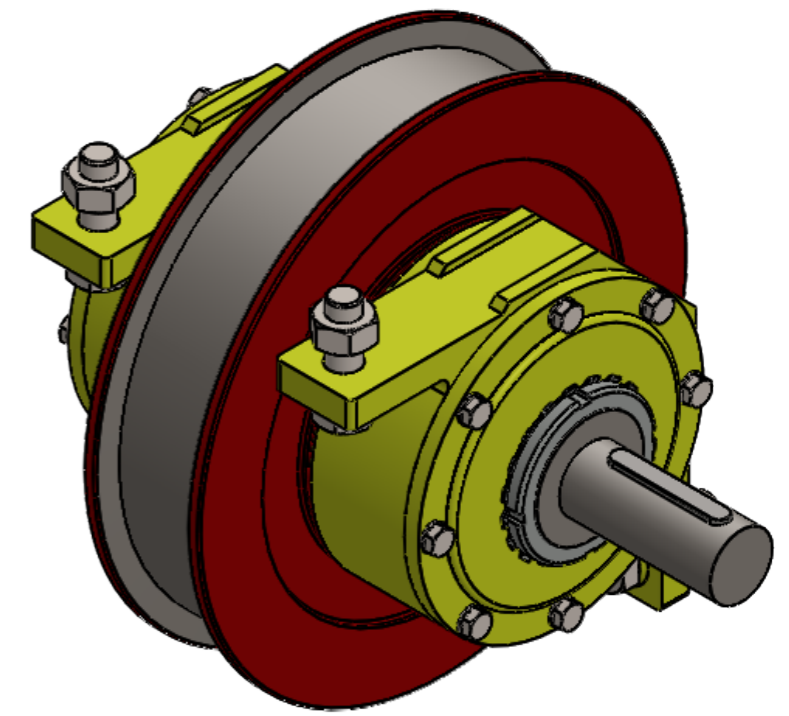
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

MARCA	CODIGO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	PESO
1	VT-BL-01	BASE VOLADIZO W6x25	ASTMA A6	7	
2	VT-BL-02	BARANDA W6x25	ASTMA A6	5	
3	VT-BL-03	REFUERZO D 16mm	ASTMA A36	10	
4	VT-BL-04	AMARRE PERIMETRICO A C4x5.3	ASTMA A6	2	
5	VT-BL-05	AMARRE PERIMETRICO B C4x5.3	ASTMA A6	4	

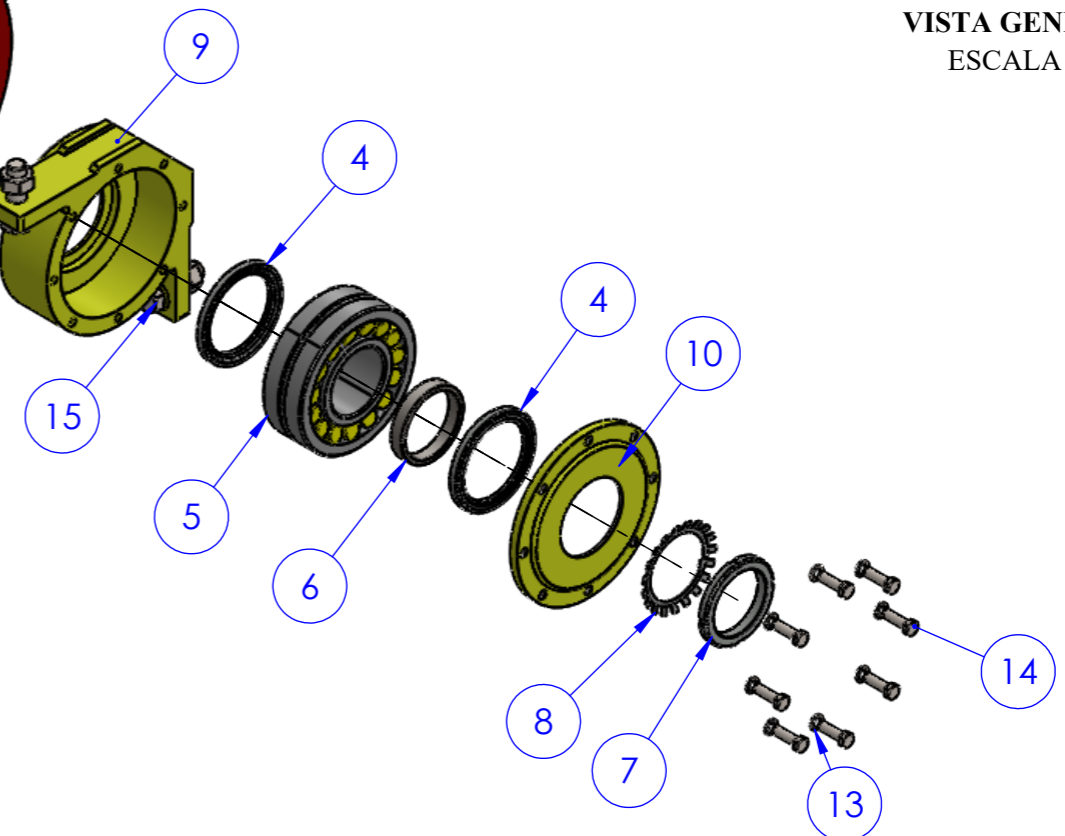
EMPRESA:		LONGITUD											TAMAÑO DE FORMATO				
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	A3				
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:10				
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD											FECHA DE REALIZACION:			
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	15/06/2023		
DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)											NUMERO DE PLANO:		
				50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	VT-BL-00-02	
				NOMBRE:													
				BARANDA LATERAL													
				Vista Isometrica													



VISTA EXPLOSIONADA  
ESCALA 1:12

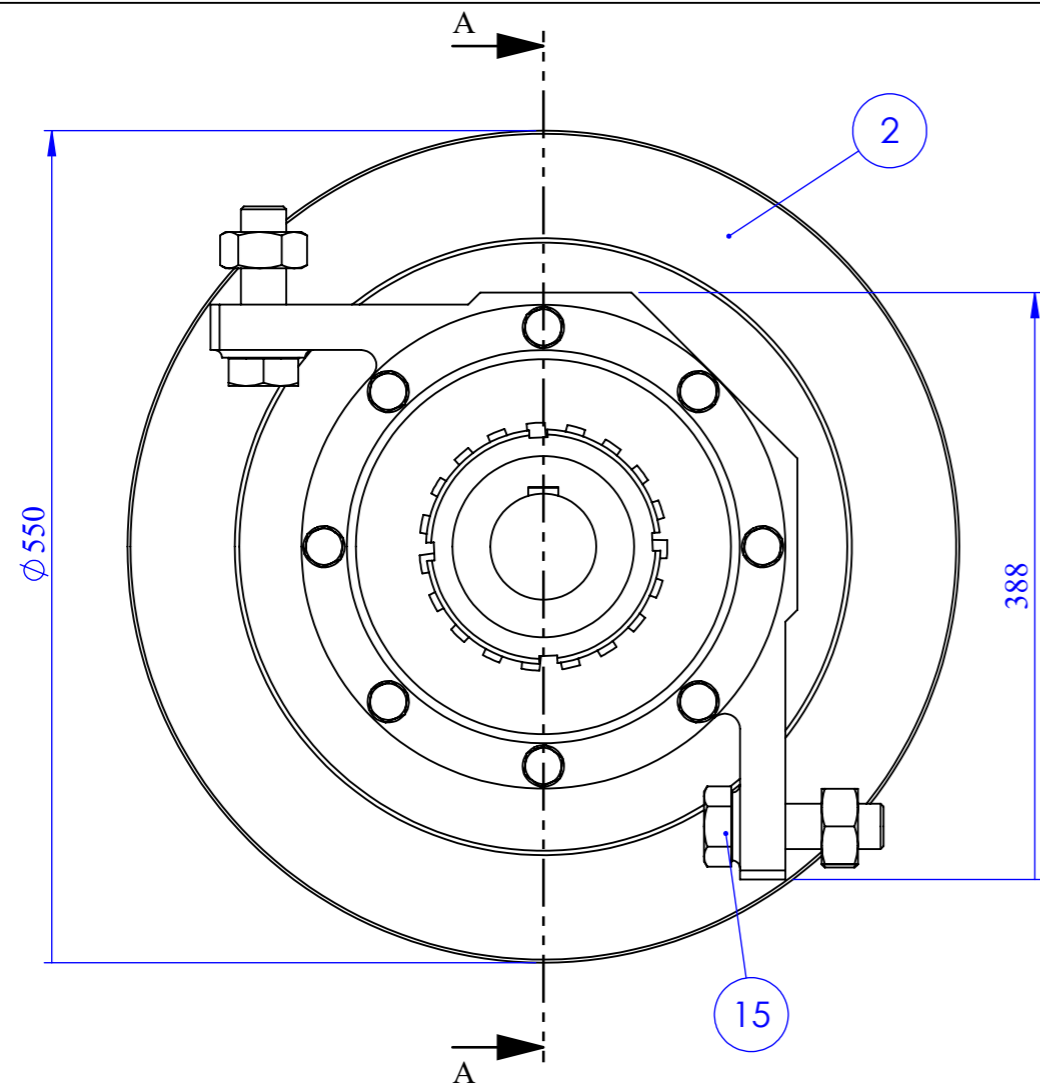


VISTA GENERAL  
ESCALA 1:6

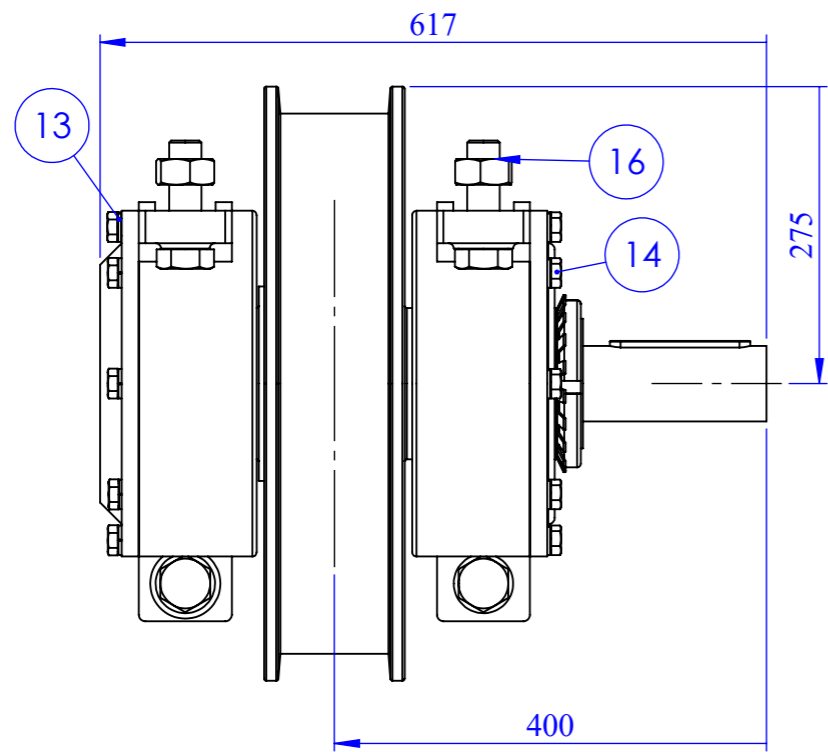


MARCA	CODIGO	DESCRIPCION	MATERIAL	CANTIDAD	PESO
1	VT-RD-01	EJE MOTRIZ	SAE 4140	1	
2	VT-RD-11	RUEDA 500mm	SAE 4140	1	
3	VT-RD-04	CHAVETA 40x22x110mm	ACERO C45+C	1	
4	VT-RD-08	SELLO RADIAL SKF HMSA10 RG	CAUCHO NBR	3	
5	VT-RD-02	RODAMIENTO SKF22324CCW33	-	2	22.5kg
6	VT-RD-20	MAGUITO 120mm	SAE 4140	1	
7	VT-RD-05	TUERCA DE FIJACION SKF KM24		2	1.13kg
8	VT-RD-06	ARANDELA DE FIJACION SKF MB24		2	0.11kg
9	VT-RD-07	CAJA PORTARODAMIENTO	ASTM A27	2	
10	VT-RD-09	TAPA PASANTE	ASTM A27	1	
11	VT-RD-10	TAPA CIEGA	ASTM A27	1	
12	VT-RD-03	CHAVETA 20x12x130mm	ACERO C45+C	1	
13	VT-RD-13	ARANDELA A16		16	
14	VT-RD-14	PERNO M16 x 50		16	
15	VT-RD-15	PERNO M30 x 100		4	
16	VT-RD-16	TUERCA M30		4	

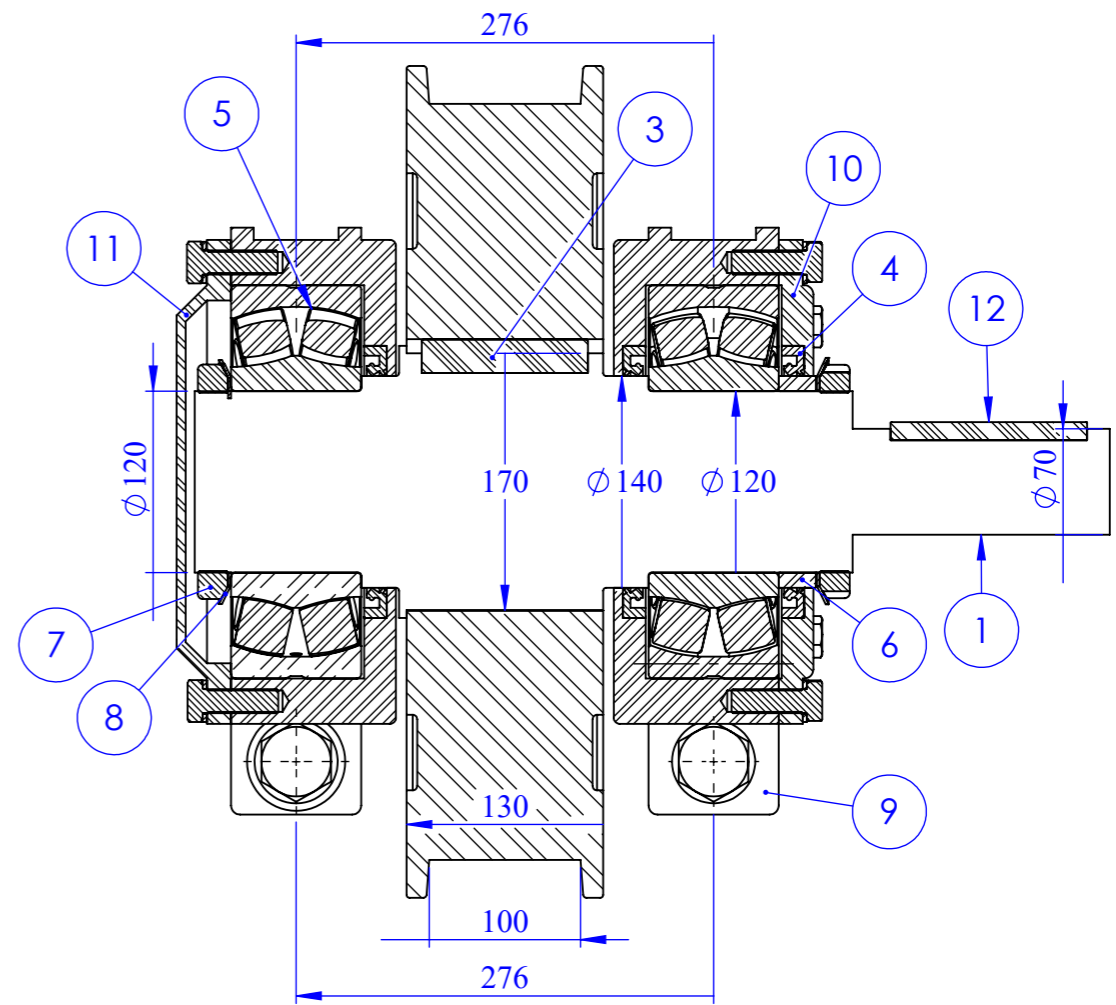
EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>	LONGITUD min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	TAMAÑO DE FORMATO A3		
	TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:12		
ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERIA MECANICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION:
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	15/06/2023
DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	NOMBRE: <b>RUEDA MOTRIZ</b> <b>Vista General y Explosionada</b>											NUMERO DE PLANO: <b>VT-RM-00-01</b>	




VISTA LATERAL DERECHO  
ESCALA 1:5



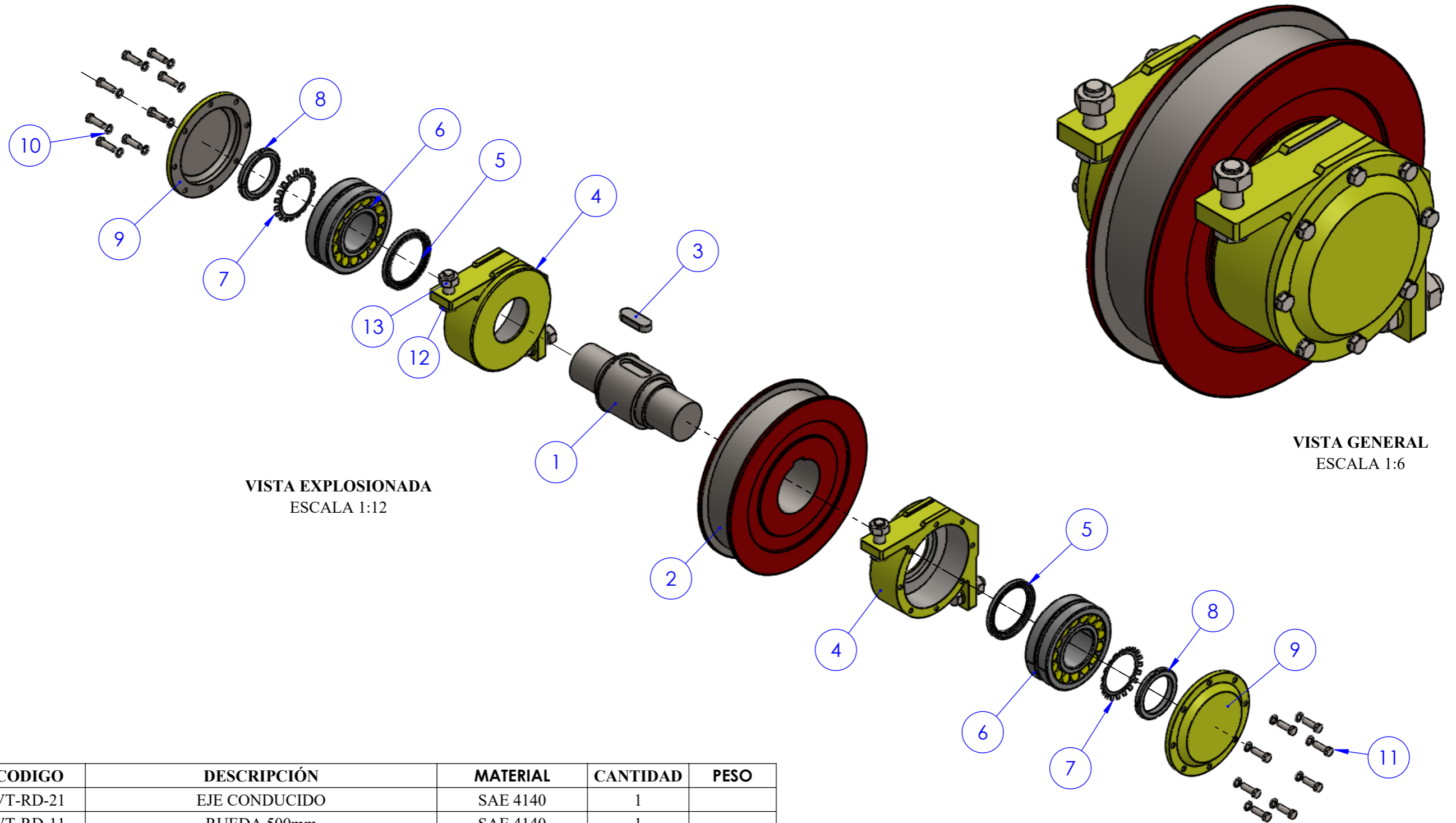
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1 : 7



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

EMPRESA:		LONGITUD											TAMAÑO DE FORMATO		
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	A3		
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:5		
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD										FECHA DE REALIZACION:		
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	15/06/2023
DIBUJADO POR:		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)											NUMERO DE PLANO:		
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		REVISADO POR:		50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025											VT-RM-00-02
		MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		NOMBRE:											
				RUEDA MOTRIZ Vistas Isometricas											



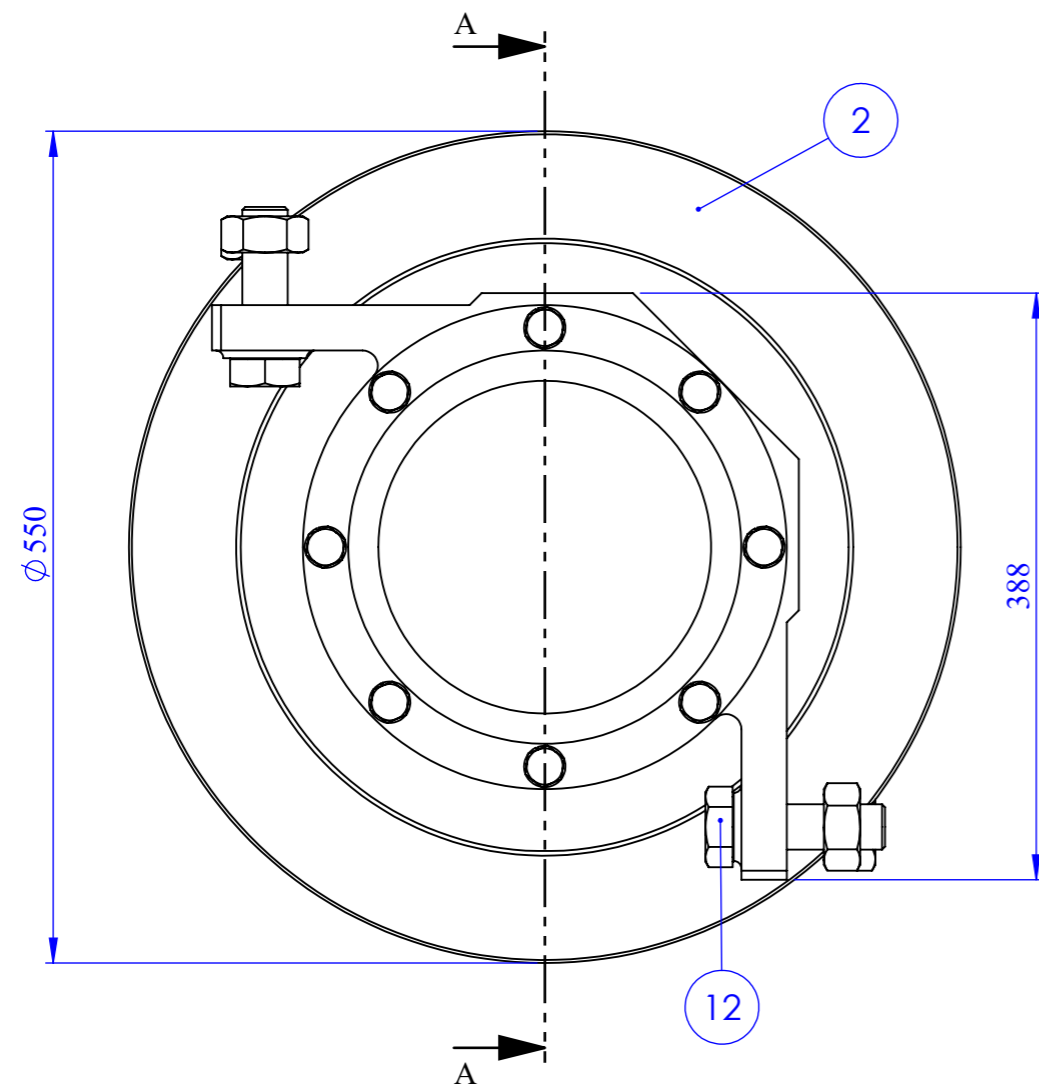


VISTA EXPLOSIONADA  
ESCALA 1:12

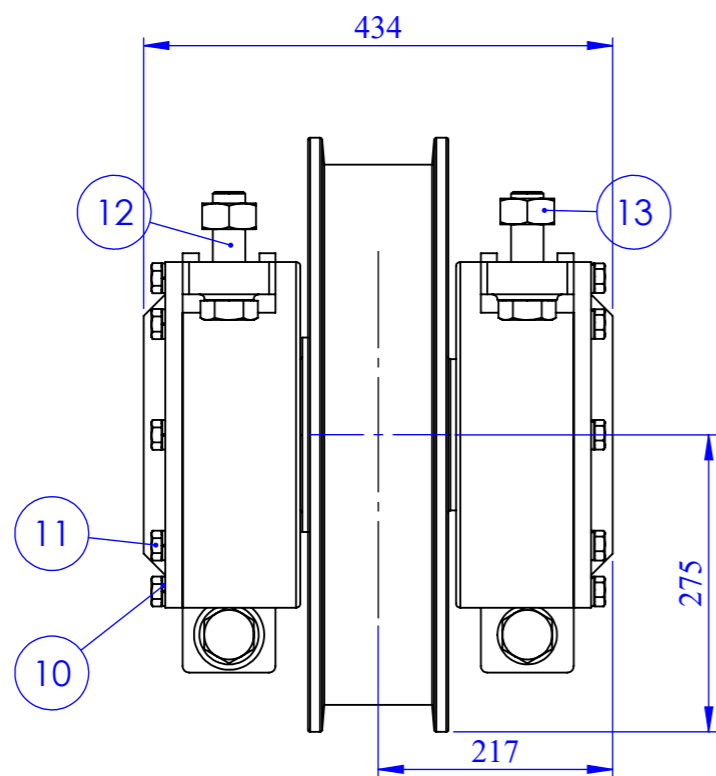
VISTA GENERAL  
ESCALA 1:6

MARCA	CODIGO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	PESO
1	VT-RD-21	EJE CONDUcido	SAE 4140	1	
2	VT-RD-11	RUEDA 500mm	SAE 4140	1	
3	VT-RD-04	CHAVETA 40x22x110mm	ACERO C45+C	1	
4	VT-RD-07	CAJA PORTARODAMIENTO	ASTM A27	2	
5	VT-VD-08	SELLO RADIAL SKF HMSA10 RG	CAUCHO NBR	2	
6	VT-RD-02	RODAMIENTO SKF22324CCW33		2	22.5kg
7	VT-RD-06	ARANDELA DE FIJACION SKF MB24		2	0.11kg
8	VT-RD-05	TUERCA DE FIJACION SKF KM24		2	1.13kg
9	VT-RD-10	TAPA CIEGA	ASTM A27	2	
10	VT-RD-13	ARANDELA A16		16	
11	VT-RD-14	PERNOS M16 x 50		16	
12	VT-RD-15	PERNO M30 x 100		4	
13	VT-RD-16	TUERCA M30		4	

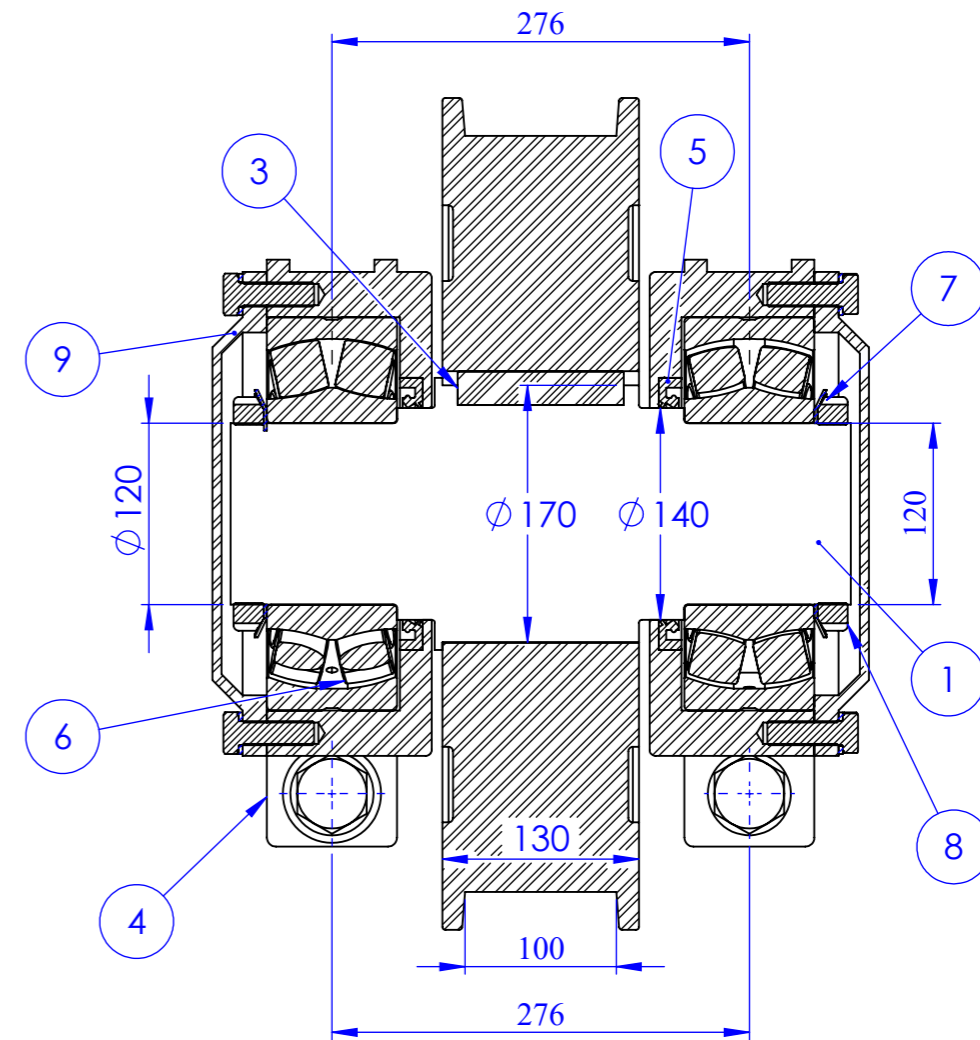
EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>	LONGITUD min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	TAMAÑO DE FORMATO A3		
	TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:12		
 ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERIA MECANICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION: 15/06/2023
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NUMERO DE PLANO: VT-RC-00-01
DIBUJADO POR: BACH. GEOVANI E. SICCHA M.	REVISADO POR: MS. RUSBER A. RISCO OJEDA	NOMBRE: <b>RUEDA CONDUcida</b> Vista General y Explosionada												




VISTA LATERAL DERECHO  
ESCALA 1 : 5



VISTA FRONTAL  
ESCALA 1 : 7



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

EMPRESA:		LONGITUD											TAMAÑO DE FORMATO			
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		min./max.	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	A3			
		TOLERANCIA (mm)	+0.1/-0.1	+0.2/-0.2	+0.3/-0.3	+0.5/-0.5	+0.8/-0.8	+1.2/-1.2	+2/-2	+3/-3	+4/-4	+5/-5	ESCALA: 1:5			
	ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD										FECHA DE REALIZACION:			
	INGENIERIA MECANICA		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	15/06/2023	
DIBUJADO POR:		REVISADO POR:		VALOR DE LA RUGOSIDAD (mm)										NUMERO DE PLANO:		
BACH. GEOVANI E. SICCHA M.		MS. RUSBER A. RISCO OJEDA		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	VT-RC-00-02
		NOMBRE:		RUEDA CONDUCCIDA												
				Vistas Isometricas												



## CARTA DE AUTORIZACION

GERLEDOM S.A.C pertenece a la cadena de proveedores que brindan servicios metalmecánicos, electromecánico y montaje en la empresa Siderúrgicas del Perú S.A.A, por lo que fuimos invitados para participar en el proceso de licitación del proyecto electromecánico y civil en la SC N° 1006046903/1 - FABRICACIÓN E INSTALACION DE CARRO TRANSFERIDOR, Donde obtuvimos accesos a información referida al servicio y así mismo realizamos una visita guiada con el usuario del servicio. En esta visita se obtuvieron imágenes de campo referidas al servicio en mención.

Yo: GERSON LEVI DOMINGUEZ REYES, Identificado con el DNI: 32940573, en calidad de GERENTE GENERAL de la empresa GERLEDOM S.A.C con RUC: 20601014735.

Por el presente, Doy mi consentimiento del uso de estas imágenes e información necesaria con fines netamente educativos y de investigación al BACH. GEOVANI ELISEO SICCHA MACHADO, identificado con el DNI: 72802161 que pertenece a nuestra empresa en calidad de Analista de costos y presupuestos, y el cual viene elaborando su proyecto de tesis Titulado: MODELACION DE UN VAGON DE TRANSFERENCIA DE 80 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA EL TRANSPORTE DE BARRAS DE CONSTRUCCION, inspirado en la necesidad de proveer un nuevo producto para mejora del proceso productivo de la empresa Siderúrgicas del Perú S.A.A.

Atentamente,

  
GERLEDOM S.A.C.  
Ing. Gerson Levi Dominguez Reyes  
DNI N 32940573  
GERENTE GENERAL

---

GERSON LEVI DOMINGUEZ REYEZ  
GERENTE GENERAL