



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas”

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

(PROYECTO DE GRADUACIÓN)

Previa a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

José David Jurado Bocca

GUAYAQUIL-ECUADOR

2015

## **AGRADECIMIENTO**

A mi madre y mi padre  
que hicieron posible mi  
educación y me guiaron  
en cada momento de mi  
vida.

A mis amigos que de  
una u otra manera  
colaboraron con la  
realización de este TFG  
y en especial al Ing.  
Ernesto Martínez L.,  
Director del TFG, por su  
invaluable ayuda.

# DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI FAMILIA

A MIS AMIGOS

# TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

---

Ing. Jorge Duque R.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE

---

Ing. Ernesto Martínez L.  
DIRECTOR DEL TFG

---

Ing. Federico Camacho B.  
VOCAL

## DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Trabajo Final de Graduación, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

---

José David Jurado Bocca

## RESUMEN

Actualmente el estado se ha visto en la necesidad de impulsar el sector turístico del país. Una parte de este proyecto es la rehabilitación de 3 locomotoras a vapor, dándole vida a las líneas férreas y a las poblaciones aledañas.

La empresa METALCO; empresa metal-mecánica dedicada a la construcción de calderos, intercambiadores de calor, torres de enfriamiento, etc., fue asignada este proyecto.

Como una necesidad para llevar a cabo esta encomienda, propuso la construcción de una grúa tipo pórtico para la movilización de grandes cargas en un área de trabajo, basándose en las necesidades, en las dimensiones del galpón, y la infraestructura con la que contaban.

En este proyecto de graduación se diseñó una grúa tipo pórtico de 20 toneladas, que servirá para la movilización de las grandes cargas durante la rehabilitación de las locomotoras, logrando la reducción de tiempo, costos, esfuerzo humano y brindando seguridad.

Para cumplir con los objetivos propuestos, se realizó varios análisis con diferentes modelos para la estructura de la grúa y del trolley, obteniendo un diseño óptimo que soporta la máximas cargas generadas al mover los elementos de mayor peso. Para el diseño se aplicó la norma CMAA 70, la

misma que dio los parámetros para la selección de los elementos estructurales y mecánicos.

En principio se dio una breve introducción en donde se indicó la definición de grúa, las partes que la conforman, los diferentes tipos que se presentan en el mercado y dentro de esta parte se procedió a dar una descripción de las diferentes grúas tipo pórtico que existen.

Para el análisis estructural se utilizó los programas SOLIDWORKS® y ANSYS® los cuales, mediante un modelado de elementos finitos dio una aproximación bastante precisa acerca del comportamiento de la estructura.

Dentro del diseño se seleccionó los componentes que conformaron los mecanismos de movimiento del puente grúa, ya sean estos los motores, cajas reductoras, rodamientos, etc. Finalmente se realizó una representación gráfica en 2D y 3D de la selección junto con las dimensiones de los componentes estructurales y mecánicos de la grúa. Con la información obtenida se procedió a realizar un análisis de costos total, en el cual se consideró: el costo total de los equipos, costo de los materiales a utilizar y fabricación o mano de obra, teniendo en cuenta un cronograma en donde se estableció el tiempo de construcción del mismo.

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
ÍNDICE GENERAL.....	iv
ABREVIATURAS.....	vii
SIMBOLOGÍA.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE PLANCOS.....	xv
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES.....	3
1.1 Objetivos Generales y específicos.....	5
1.2 Ubicación del proyecto.....	6
1.3 Planteamiento del problema.....	7
1.4 Alcances.....	9
1.5 Justificación.....	9
CAPÍTULO 2	
2. MARCO TEÓRICO.....	10
2.1 Definición de grúa.....	10
2.2 Partes de una grúa.....	10
2.3 Movimientos característicos de las grúas.....	17
2.4 Clasificación de las grúas.....	19
2.5 Clasificación de las grúas tipo pórtico.....	23



### CAPÍTULO 3

3.	SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO.....	31
3.1	Análisis y especificaciones técnicas aplicadas.....	31
3.2	Materiales a utilizar para la construcción de la estructura y los componentes de los diferentes sistemas.....	32
3.3	Velocidad de movimiento de las partes principales.....	34
3.4	Factor de seguridad.....	37
3.5	Cargas aplicadas.....	37
3.6	Selección de tecla o polipasto.....	41

### CAPÍTULO 4

4.	ANÁLISIS Y DISEÑO MEDIANTE ANSYS Y SOLIDWORKS.....	43
4.1	Diseño del trolley.....	44
4.2	Diseño de la vigas carrileras.....	86
4.3	Diseño de las columnas.....	109
4.4	Diseño y/o selección del sistema de movimiento transversal del trolley.....	126
4.5	Diseño y/o selección del sistema del movimiento longitudinal de la estructura de la grúa.....	153
4.6	Comparación de resultados.....	166

### CAPÍTULO 5

5.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	168
5.1	Costos de materiales y accesorios.....	168
5.2	Costos de fabricación.....	170
5.3	Costo total de la grúa tipo pórtico.....	171
5.4	Cronograma de fabricación.....	171

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 173

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
CMAA	Crane Manufacturers Association of America
AWS	Structural Welding Code-Steel
TFG	Trabajo final de Graduación

## SIMBOLOGÍA

°C	Grados centígrados	fl	Deformación
m	Metro	$\omega$	Velocidad Angular
cm	Centímetro	$\alpha$	Aceleración angular
mm	Milímetro	a	Aceleración
kg	Kilogramo	RPM	Revoluciones por minuto
t	Tiempo	L	Longitud
kW	Kilowatts	I	Momento de inercia
$m^2$	Metro cuadrado	$f_D$	Factor de carga muerta
$m^3$	Metro cubico	$f_L$	Factor de carga viva
in	Pulgadas	$W_D$	Carga muerta
Psia	Libra sobre pulgada cuadrada	$W_L$	Carga viva
A	Área		
V	Velocidad		
kPa	Kilo pascal		
MPa	Mega pascal		
D	Diámetro		
M	Momento		
f	Factor de fricción		
$\sigma$	Esfuerzo Normal		

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Vista Satelital de la Ubicación de Galpón.	9
Figura 1.2 Descarga de La Locomotora N°18 En Taller	10
Figura 2.1 Partes Generales del Puente Grúa.	14
Figura 2.2 Trolley	15
Figura 2.3 Viga Principal	15
Figura 2.4 Cable Flexible Asilado.	17
Figura 2.5 Movimiento de Ascenso de La Carga	20
Figura 2.6 Movimiento Transversal del Trolley	20
Figura 2.7 Movimiento Longitudinal del Puente Grúa	21
Figura 2.8 Puente Grúa Monorraíl	24
Figura 2.9 Grúa Birraíl	25
Figura 2.10 Grúa Puente.	25
Figura 2.11 Grúa Ménsula.	26
Figura 2.12 Grúa Pórtico.	27
Figura 2.13 Grúa Pórtico con Una Sola Columna Monorraíl.	28
Figura 2.14 Grúa Pórtico con Una Sola Columna	28
Figura 2.15 Grúa Pórtico con dos Columnas, Monorraíl.	29
Figura 2.16 Grúa Pórtico con dos Columnas, Monorraíl.	30
Figura 2.17 Grúa Pórtico con dos Columnas, Birraíl y Voladizo Lateral.	31
Figura 2.18 Grúa Pórtico con dos Columnas, Birraíl y Doble Voladizo.	31
Figura 2.19 Grúa Pórtico con Una Columna, Monorraíl y Voladizo	32
Figura 4.1 Diseño de Forma de Trolley	45
Figura 4.2 Diagrama de Cuerpo Libre de La Placa de Soporte	46
Figura 4.3 Restricciones y Fuerzas que Actúan en la Placa de Soporte	50
Figura 4.4 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Deformaciones.	50
Figura 4.5 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses	51
Figura 4.6 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad Estático.	51
Figura 4.7 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad de Fatiga.	52
Figura 4.8 Resultados Obtenidos Mediante el Software Ansys®; Análisis de Deformación Total.	53

Figura 4.9	Resultados Obtenidos Mediante El Software Ansys®; Análisis De Esfuerzos de Von Misses.	53
Figura 4.10	Resultados Obtenidos Mediante el Software Ansys®; Factor de Seguridad Estático	54
Figura 4.11	Resultados Obtenidos Mediante El Software Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga.	54
Figura 4.12	Diagrama de Fuerzas de la Viga 1.	57
Figura 4.13	Diagrama de Momento de la Viga 1 (Pre Diseño).	58
Figura 4.14	Diagrama de Cortante de la Viga 1 (Pre Diseño).	58
Figura 4.15	Diagrama de Fuerzas de la Viga 1.	63
Figura 4.16	Diagrama de Momento, para la Viga 1 (Diseño).	64
Figura 4.17	Diagrama de Fuerza Cortante, para la Viga 1 (Diseño).	65
Figura 4.18	Valores Alterativo, Medio y del Intervalo del Ciclo de Esfuerzo Invertido, Repetido y Fluctuante.	67
Figura 4.19	Fórmulas para Áreas Esforzadas al 95% de Diversas Secciones, Cargadas A Flexión.	69
Figura 4.20	Factores de superficie para el acero.	71
Figura 4.21	Estricciones y Fuerzas que Actúan En Las Vigas	76
Figura 4.22	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Deformación Total.	77
Figura 4.23	Resultados Obtenidos Solidworks®; Análisis de Esfuerzos	77
Figura 4.24	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.	78
Figura 4.25	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de Deformacion Total	78
Figura 4.26	Estricciones y Fuerzas que Actúan en la Estructura del Trolley.	80
Figura 4.27	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Deformación Total.	80
Figura 4.28	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.	81
Figura 4.29	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad Estático.	81
Figura 4.30	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad para Fatiga.	82
Figura 4.31	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de Deformación Total.	83
Figura 4.32	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de	

	Esfuerzos de Von Misses.	83
Figura 4.33	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Factor de Seguridad Estático.	84
Figura 4.34	Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga.	84
Figura 4.35	Diagrama de Momentos de un Pórtico Articulado.	87
Figura 4.36	Longitudes Requeridas para el Análisis de las Fuerzas.	88
Figura 4.37	Dimensiones Básicas de Viga Tipo Cajón.	90
Figura 4.38	Dimensiones de Viga Cajón.	91
Figura 4.39	Momentos Generados en el Pórtico Articulado a Causa de la Carga Distribuida.	97
Figura 4.40	Momento Generado por El Frenado de la Estructura.	100
Figura 4.41	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.	102
Figura 4.42	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork®; Factor de Seguridad para Fatiga.	103
Figura 4.43	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.	104
Figura 4.44	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® y Ansys®; Análisis de Deformación Total.	105
Figura 4.45	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® y Ansys®; Factor de Seguridad Estático.	106
Figura 4.46	Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® y Ansys®; Factor De Seguridad para Fatiga.	107
Figura 4.47	Momentos Producidos por el Frenado del Trolley.	111
Figura 4.48	Momentos Producidos por El Frenado de la Estructura.	112
Figura 4.49	Momentos Generados por El Levantamiento de la Carga.	114
Figura 4.50	Dimensiones de la Estructura.	116
Figura 4.51	Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas Principales	116
Figura 4.52	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.	117
Figura 4.53	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Deformación Total.	118
Figura 4.54	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad Estático.	119
Figura 4.55	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga.	120

Figura 4.56	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Deformación Total (1ra Alternativa).	121
Figura 4.57	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses (1ra Alternativa).	122
Figura 4.58	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad Estático (1ra Alternativa).	123
Figura 4.59	Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad Para Fatiga (1ra Alternativa).	124
Figura 4.60	Diagrama de Fuerzas de la Rueda.	129
Figura 4.61	Tabla de Selección de Motores Eléctricos	135
Figura 4.62	Selección de la Caja Reductora	137
Figura 4.63	Escala para El Factor de Cálculo de la Vida Básica de los Rodamientos.	141
Figura 4.64	Selección de Rodamiento para Trolley	142
Figura 4.65	Diagrama de Fuerzas del Eje Z – X Para El Eje de Soporte del Trolley.	143
Figura 4.66	Diagrama de Fuerzas del Eje Z - Y para el Eje de Soporte del Trolley.	143
Figura 4.67	Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano Z-Y.	146
Figura 4.68	Diagrama de Momento en el Plano Z - Y.	146
Figura 4.69	Diagrama de la Fuerza Cortante En El Plano Z-X.	146
Figura 4.70	Diagrama de Momento en el Plano Z-X.	147
Figura 4.71	Factores de Sensibilidad.	148
Figura 4.72	Factores de Sensibilidad.	149
Figura 4.73	Diagrama de Fuerzas de la Rueda.	153
Figura 4.74	Diagrama de Fuerzas del Eje.	159
Figura 4.75	Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano X-Y.	161
Figura 4.76	Diagrama de Momento en el Plano X-Y.	161
Figura 4.77	Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano X-Z.	161
Figura 4.78	Diagrama de Momento en el Plano X-Z.	162



## ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Composición De La Colada Y Propiedades Mecánicas Del Acero ASTM A36.	35
Tabla 2	Composición De La Colada Y Propiedades Mecánicas Del Acero AISI/SAE 4340.	36
Tabla 3	Velocidades Recomendadas Para El Movimiento de las Diferentes partes del Puente Grúa.	37
Tabla 4	Cargas Muertas, Requeridas para el Cálculo de las Placas Soporte de Eje	47
Tabla 5	Cargas Vivas, Requeridas para el Cálculo de las Placas Soporte de Eje	47
Tabla 6	Cargas Muertas, Requeridas para el Diseño de la Viga 1.	55
Tabla 7	Cargas Vivas, Requeridas para el Diseño de la Viga 1.	56
Tabla 8	Esfuerzos Permitidos, Según la Norma CMAA 70.	60
Tabla 9	Coeficientes para la Ecuación de Factor de Seguridad Superficial.	62
Tabla 10	Factores de Confiabilidad	72
Tabla 11	Cargas Muertas, Requeridas para el Cálculo de la Viga Carrilera.	85
Tabla 12	Cargas Vivas, Requeridas para el Cálculo de la Viga	86
Tabla 13	Propuestas para la Selección de la Viga Carrilera.	95
Tabla 14	Propiedades de Las Vigas Propuestas.	95
Tabla 15	Verificación de Deformaciones Máximas.	100
Tabla 16	Dimensiones de Las Columnas.	109
Tabla 17	Cargas Muertas Requeridas para la Selección de las Ruedas Del Trolley.	125
Tabla 18.	Cargas Vivas Requeridas para la Selección de las Ruedas del Trolley.	125
Tabla 19	Tabla De Selección de Ruedas.	126
Tabla 20	Factores Recomendados Según El Tipo de Servicio.	131
Tabla 21	Valores Sugeridos para El Factor de Fricción en Rodadura.	132
Tabla 22	Aceleraciones Típicas de los Arranques de Motores.	132
Tabla 23	Valores Recomendados para el Factor de Aceleración-Torque.	133
Tabla 24	Pasos Diametrales Estándares para Piñones.	139
Tabla 25	Vida del Rodamiento Dependiendo del Tipo de Grúa	140

Tabla 26	Cargas Muertas Requeridas para La Selección de las Ruedas de la grúa.	151
Tabla 27	Cargas Vivas Requeridas para la Selección de las Ruedas de la grúa.	152
Tabla 28	Tabla de Selección de Motor Eléctrico	156
Tabla 29	Comparación de datos de los estudios realizados	165
Tabla 30	Tabla de Costos de Equipos Y Accesorios.	167
Tabla 31	Tabla de Costos de Materiales	168
Tabla 32	Tabla de Costos de Consumibles	168
Tabla 33	Personal Requerido para el Proyecto.	169
Tabla 34	Análisis de Costo de Personal	169
Tabla 35	Costo Total del Proyecto.	170
Tabla 36	Diagrama de Grant Para La Construcción de la Grúa.	171

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Ensamble total. (PR-PG-00)
PLANO 2	Ensamblaje general del Trolley (PR-TR-00)
PLANO 3	Partes del Trolley (PR-TR-01)
PLANO 4	Partes del Trolley (PR-TR-02)
PLANO 5	Partes del Trolley (PR-TR-03)
PLANO 6	Vistas de Trolley (PR-TR-04)
PLANO 7	Ensamblaje general de la columna. (PR-COL-00)
PLANO 8	Partes de la columna (PR-COL-01)
PLANO 9	Partes de la columna (PR-COL-02)
PLANO 10	Vistas de columna. (PR-COL-03)
PLANO 11	Detalle de soldadura de columna. (PR-COL-04)
PLANO 12	Ensamblaje general de la viga carrilera. (PR-VIGA-00)
PLANO 13	Partes de la viga carrilera (PR-VIGA-01)
PLANO 14	Detalle de soldadura de viga carrilera. (PR-VIGA-02)
PLANO 15	Ensamblaje de rueda delantera. (PR-RUE-00)
PLANO 16	Partes de la rueda delantera. (PR-RUE-01)
PLANO 17	Detalle de soldadura de rueda. (PR-RUE-02)

# INTRODUCCIÓN

El desarrollo del siguiente TFG abarca principalmente lo siguiente

En el capítulo 1 se describe el objetivo general y los objetivos específicos, que durante la TFG se tratará de alcanzar. Este proyecto de gradación tiene como objetivo principal el diseño y simulación de una grúa tipo pórtico de 20t. En este capítulo se detalla el alcance que tendrá este proyecto. También se da una breve justificación del proyecto.

En el capítulo 2 se dará una breve descripción de los fundamentos teóricos, tales como la definición de grúa, las partes, movimientos característicos generados por una grúa durante su periodo de trabajo y las clasificaciones que dan las diferentes normas y libros, de acuerdo a la forma de la grúa, su uso, etc.

En el capítulo 3 se darán los parámetros que se seguirá durante el diseño de la grúa, siendo estos obtenidos por las necesidades de la planta, y el uso que se le va a dar al equipo. Se decidirán estos parámetros de acuerdo a las normas que se detalla. Se realiza además una descripción de las fuerzas que actuarán sobre la grúa durante el trabajo rutinario de la misma. Se seleccionará un Tecele de cadena en base a los requerimientos y necesidades requeridos en la planta.

Con estos antecedentes, en el capítulo 4 se realizará el diseño de la grúa tipo pórtico. Se diseñará el trolley, utilizando perfiles de fácil adquisición en el medio local, se diseñarán los diferentes componentes que contará este equipo para realizar sus movimientos característicos. De similar manera se diseñarán las vigas carrileras, las columnas que soportarán las fuerzas y momentos producidos en las vigas durante el movimiento del carro principal o trolley. Se realizarán varios análisis como: esfuerzos, deformaciones, factor de seguridad tanto estático como fatiga, para poder comprobar la fiabilidad y seguridad del proyecto.

En el capítulo 5 se realiza un análisis económico, basándose en los actuales precios del medio.

Finalmente en el capítulo 6 se darán las respectivas conclusiones y recomendaciones del sistema propuesto.

# CAPÍTULO 1

## 1. GENERALIDADES.

En este capítulo se detalla los objetivos generales y específicos que se deberán seguir en el desarrollo de este proyecto.

### **Antecedentes.**

Las locomotoras de vapor han representado históricamente un símbolo de unión nacional que ayudo al progreso del país, siendo el precursor de esta magnífica obra el presidente Gabriel García Moreno, quien después de que la Asamblea Constituyente de 1861 autorizó la contratación de empresas de origen nacional y extranjero para la construcción de las líneas férreas. Ya para los años de 1873, Gabriel García Moreno pone al servicio km 91 de vía en la región costa desde Yaguachi hasta Milagro.

Tras la muerte del presidente García Moreno, el presidente liberal General Eloy Alfaro retoma el proyecto y delegó el estudio de un trazado

que permitiese continuar con la construcción de las vías del ferrocarril al ingeniero norteamericano Sigwald Muller, quien después de 2 años de estudios llamo al proyecto “el ferrocarril más difícil del mundo” debido a los obstáculos que se presentan en la geografía del Ecuador. Luego de varios estudios se resolvió la construcción de la línea férrea que uniría la costa con la sierra ecuatoriana, siendo su constructor el norteamericano Archer Harman, quien pudo iniciar la obra. El implacable clima, las mordeduras de serpientes, enfermedades y el dengue cobró una gran cantidad de vidas durante la construcción de la línea férrea.

Dando por terminada la obra el 25 de junio de 1908, arribó a la estación de Quito la primera locomotora a vapor del Ecuador, inaugurándose con una gran fiesta cívica nacional.

Las locomotoras a vapor siendo han constituido un gran logro ingenieril e histórico en el Ecuador, sin embargo en los últimos años se han visto en un continuo deterioro, por la llegada de los trenes eléctricos, siendo de esta forma desplazados y arrumados en las estaciones ferroviarias.

Actualmente con el gobierno del Presidente Rafael Correa en la necesidad de impulsar el sector turístico ha visto a las locomotoras a vapor como un gran atractivo turístico para turistas nacionales y extranjeros, por lo que propuso la rehabilitación de 3 locomotoras para poder darle vida a las líneas férreas y a las poblaciones aledañas.

El proyecto de la rehabilitación de tales locomotoras ha sido asignado a la empresa METALCO; empresa metal-mecánica dedicada a la construcción de calderos, intercambiadores de calor, torres de enfriamiento etc., vio como un gran reto la rehabilitación de las mismas. Esta empresa viéndose en la necesidad de la movilización de cargas durante la rehabilitación de las locomotoras en un volumen de trabajo, propuso la construcción de una grúa tipo pórtico, basándose en las necesidades presentadas, en las dimensiones del galpón, y la infraestructura con la que contaban.

### **1.1. Objetivos Generales y Específicos**

#### **Objetivos Generales.**

Diseñar una grúa tipo pórtico con una capacidad de 20 toneladas, de nueve metros de luz, con una altura de seis metros, y con un recorrido de cuarenta metros.

#### **Objetivos específicos.**

Diseñar la estructura de un Trolley que resista el peso de los objetos a elevar y permita el movimiento transversal del mismo.

Diseñar la viga principal tipo cajón, y, de tal manera que no fallen ya sea por flexión, torsión, y de ninguna manera por flexo-torsión. Los diseños serán probados por los programas computacionales para



poder dar certeza de los resultados, asegurando que la estructura no fallará y no se sobredimensionará.

Diseñar las columnas que soportarán todas las cargas generadas por la viga principal con la ayuda del software ANSYS® y SOLIDWORKS®.

## 1.2. Ubicación del proyecto.

El proyecto se encuentra ubicado en el interior de un galpón de una metalmecánica. Este galpón es propiedad de la empresa METALCO y se encuentra ubicado en el km. 4.5 vía a Durán Tambo, Zona Industrial Feria de Durán, calle 2 da # 21 Durán Ecuador. Empresa metalmecánica dedicada a la construcción e instalación de calderas, intercambiadores de calor, torres de enfriamiento, plantas de procesos etc.



**Figura 1.1 Vista satelital de la Ubicación de Galpón. [1]**

### **1.3. Planteamiento del Problema.**

Actualmente el gobierno del Presidente Rafael Correa, en su iniciativa en impulsar el turismo, propuso la reconstrucción de las locomotoras a vapor que en años posteriores se encontraban deshabilitadas, con la finalidad de fomentar el turismo en el país. La empresa METALCO por su capacidad de trabajo requiere continuamente mover grandes cargas, las cuales poseen grandes volúmenes que dificulta su traslado. En esta planta se manejó el proyecto de la reconstrucción de las locomotoras, las mismas que desmontando sus partes llegan a pesar hasta un total de 18t por lo que se requiere un sistema para levantar y movilizar dichas cargas a lo largo y ancho del área de trabajo, mejorando de manera eficiente y segura el traslado tales cargas, aminorando costos de mano de obra y alquiler de grúas.



**FIGURA 1.2 DESCARGA DE LA LOCOMOTORA N°18 EN TALLER**

En la Figura 1.2 se puede observar la descarga de la locomotora N°18 en el taller de la empresa METALCO. El proyecto consiste en la rehabilitación de 3 locomotoras pertenecientes a la empresa FEEP ubicada en el cantón Durán. Las locomotoras tienen un peso superior a las 15t, por lo tanto para maniobrar sus partes durante la reconstrucción se requerirá un sistema de elevación que supere el peso de estos equipos.

#### **1.4 Alcances.**

- Presentación de alternativas para el transporte y elevación de cargas.

- Diseño de mecanismos y elementos estructurales más adecuados para el movimiento de la carga.
- Modelado estructural y comparación de resultados.
- Elaboración de planos estructurales y mecanismos.

### **1.5 Justificación**

Este proyecto es de vital importancia para las empresas metalmecánicas ya que un puente grúa ayuda a la reducción de tiempo y de esfuerzo en el traslado de grandes cargas.

Por otro lado, se aplican de forma práctica todos los conceptos enseñados en el área de diseño mecánico durante el periodo de estudios de la carrera de ingeniería mecánica. De esta forma, este estudio demuestra la importancia y la utilidad de la aplicación de los conocimientos impartidos en el desarrollo profesional de los estudiantes.

# **CAPÍTULO 2**

## **2. MARCO TEÓRICO.**

### **2.1 Definición de grúa**

Siendo definida de manera técnica, es un equipo que se utiliza para el izaje y transporte de un punto a otro de cargas pesadas que no pueden ser manipulados por el ser humano, en un volumen de trabajo específico, tanto en el interior de edificaciones como fuera de las mismas. El movimiento de estos elementos se realiza de manera vertical u horizontal a lo largo y ancho de las áreas de trabajo.

### **2.2. Partes de una Grúa**

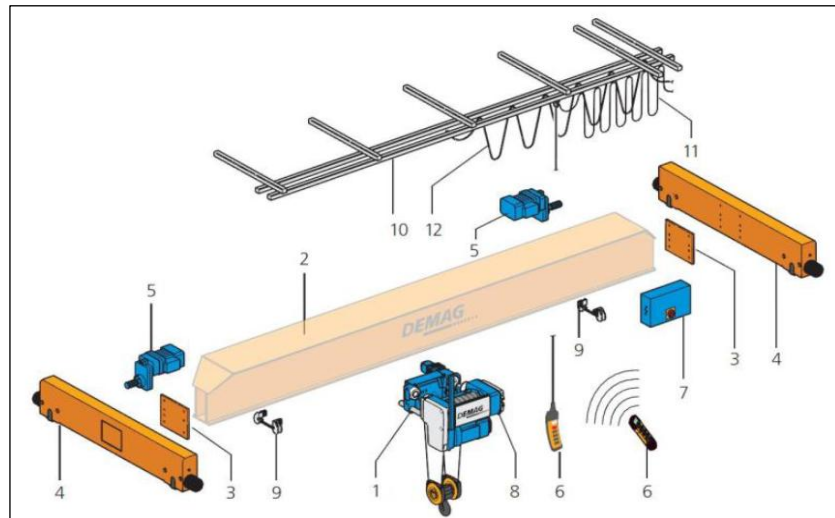
Las partes de un puente grúa se clasifican en dos grandes grupos:

- Estructuras
- Mecanismos

### **Estructura.**

Consiste en los elementos estructurales, los cuales no generan movimiento alguno, y sirven para distribuir la carga generada por el levantamiento de la carga. Los elementos que son los que generalmente posee la estructura son los siguientes:

- 1 Trolley carro móvil principal.
- 2 Viga principal de la grúa.
- 3 Chapas de unión.
- 4 Vigas testeras o testeros.
- 5 Motor de traslación del puente.
- 6 Mando de control cableado o radio control.
- 7 Equipamiento eléctrico de la grúa.
- 8 Equipamiento eléctrico del carro principal.
- 9 Gancho de amortiguación.
- 10 Montaje del riel C.
- 11 Fuente de alimentación eléctrica.
- 12 Cable alimentación eléctrica.



**Figura 2.1 Partes Generales del Punto Grúa [2].**

### **Trolley (carro principal).**

Es un sistema compuesto por una estructura que consta de mecanismo de elevación, desplazamiento y transporte de carga. Esta unidad consta del marco estructural que sirve como estructura de apoyo, para soportar los mecanismos de elevación y desplazamiento del Trolley. Será construida de acero estructural, diseñado para transmitir las cargas a los carriles, sin ninguna desviación indebida.



**Figura 2.2 Trolley [3].**

### **Viga principal de la grúa.**

Esta es una de las partes fundamentales de la estructura, ya que sobre esta se mueve el carro principal o Trolley, mediante ruedas, montado sobre rieles.



**Figura 2.3 Viga Principal. [4]**



**Chapas de unión.**

Son bridas las cuales se encargarán de unir a la viga principal de la grúa con las columnas, mediante pernos.

**Vigas testeras o testeros.**

Son las vigas donde descansa la estructura del puente grúa.

**Motor de traslación del puente.**

Equipo generalmente conectado a una caja reducción que es utilizado para convertir la energía eléctrica en energía mecánica de rotación.

**Mando de control cableado o radio control.**

Son utilizados para el manejo del puente, están conformados por un conjunto de botones que cumplen la función de dar la orden para permitir el traslado adecuado de la carga, ya sea de manera transversal, longitudinal y de elevación.

**Montaje del riel C**

Estructura que tiene la finalidad de permitir el desplazamiento del cable de alimentación eléctrica.

### **Cable alimentación eléctrica.**

Los diferentes mecanismos de traslación y elevación del puente requieren una alimentación eléctrica, se adopta diferentes métodos para alimentar eléctricamente al puente grúa en su totalidad.

Entre los sistemas de alimentación eléctrica del puente es el que se realiza con la ayuda de alambres desnudos, los cuales se encuentran ubicados en la parte posterior a lo largo del recorrido de puente, que tomará la energía mediante colectores de ruedas, que al hacer contacto proporciona la energía del puente.

Otro de los sistemas de alimentación muy utilizados en la actualidad para el polipasto, es el cable flexible plano aislado, el cual se encuentra suspendido, sostenidos por carritos que se desplazan sobre el rail C.



**Figura 2.4 Cable flexible aislado. [5]**

**Mecanismos.**

Son los elementos que producen el movimiento a la estructura, del carro y de la carga a elevar. Se clasifican en:

- Mecanismo de elevación.
- Mecanismo de translación del carro principal o trolley.
- Mecanismo de translación del puente.

**Mecanismos de elevación.**

Consiste en un conjunto de motores y aparejos (sistemas de poleas y cables destinados a variar la fuerza y velocidades) que se aplican al movimiento de ascenso de la carga, para los mecanismos encargados de la elevación de carga.

**Mecanismos de translación del carro principal o Trolley**

Conjunto de elementos mecánicos tales como motores, cajas reductoras que proporcionan el movimiento longitudinal del carro en dirección del movimiento del Trolley.

**Mecanismo de translación del puente.**

Consiste en el conjunto de motores que incluye tanto los testeros como la estructura en la cual se incorpora este mecanismo, para el movimiento longitudinal de la grúa.

### **2.3. Movimientos característicos.**

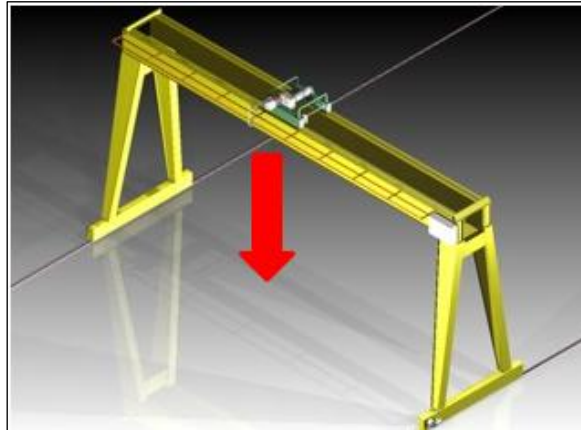
Los puentes grúa por lo general cuentan con 3 movimientos característicos independientes, si no se limitan según las disposiciones constructivas. Estos tres movimientos generan un rango del movimiento volumétrico, estos quieren decir que son capaces de mover una carga en un espacio de operación, limitado por las dimensiones de la grúa y las condiciones limitadas de espacio de trabajo.

Para referir el movimiento de la grúa se utiliza dos términos que deben ser bien referenciados para evitar equivocaciones.

El movimiento longitudinal se lo definirá como un movimiento perpendicular al movimiento del Trolley, mientras que para el movimiento longitudinal se lo definirá como el movimiento realizado paralelo al movimiento del carro.

#### **Movimiento de ascenso/ descenso de carga**

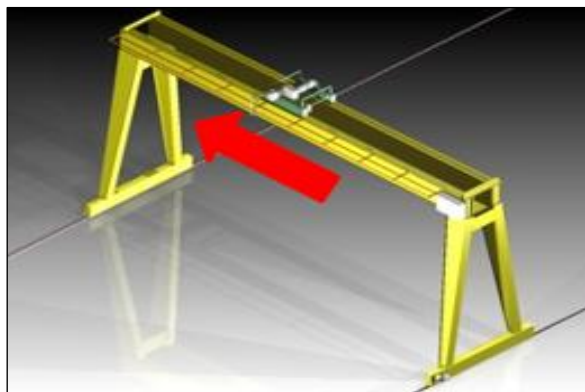
Este movimiento es realizado de manera vertical, perpendicular al plano el piso.



**Figura 2.5 Movimiento de ascenso de la carga. [6]**

#### **Movimiento del Trolley o carro principal.**

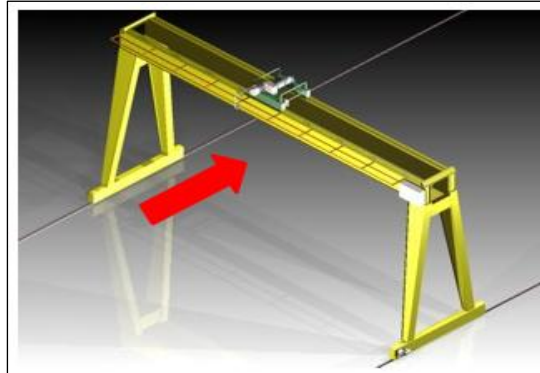
Este movimiento realizado por el Trolley, se realiza paralelamente a las vigas principales.



**Figura 2.6 Movimiento transversal del Trolley. [6]**

### **Movimiento de la estructura.**

Este movimiento es realizado por la estructura, de manera longitudinal, perpendicular al movimiento del Trolley.



**Figura 2.7 Movimiento longitudinal del puente grúa.**

[6]

### **2.4. Clasificación de las grúas.**

Los puentes grúas se pueden clasificar según las condiciones y el tipo de trabajo a que están destinados, según el número de vigas principales, según su forma.

#### **Clasificación según su uso.**

Para la norma CMAA 70 [11], las grúas se clasifican según su uso de la siguiente manera:

**Clase A. Servicio en espera.**

Este tipo de grúas son utilizadas para el montaje de maquinarias, y su posterior uso, se limita solamente durante el servicio de la máquina. Una vez cumplido su labor estas grúas pueden permanecer inactivas por grandes periodos de tiempo y pueden nunca volver a cargar la carga nominal. Para este tipo de grúas se recomienda un movimiento muy lento por lo que para el diseño se utiliza controles de velocidad variable para asegurar una velocidad muy lenta, lo que permite un manejo de la carga preciso. Las velocidades lentas permiten el uso de motores más pequeños, equipos eléctricos, y las partes mecánicas que reducen la inversión en equipos que se utilizan rara vez.

**Clase B. Servicio de luz.**

Este tipo de servicio cubre las grúas operadas que no tienen un uso regular y no poseen una persona específica para el manejo del mismo. Esta clase de grúas pueden estar inactivas durante grandes periodos de tiempo y pueden entrar en funcionamiento constante en ocasiones. La aplicación las cuales entran este tipo de servicio incluyen talleres de reparación, edificios de servicios, y el servicio de almacenes de grandes luces. Las velocidades deben ser lentas y no se requieren localizaciones precisas.

**Clase C. Servicio Moderado.**

Este servicio cubre las grúas operadas a control remoto, como las utilizadas en los talleres mecánicos, plantas de ensamblajes, fundiciones, talleres de fabricación, sala de máquinas de fábricas de papel, etc., donde los requisitos de servicio son moderados. Esta clase es capaz de realizar de 5 a 15 ascensos por hora. Las especificaciones permiten la vida de diseño y construcción en función del uso intermitente en el manejo de cargas medianas de 50% o menos de la carga nominal.

**Clase D. Servicio de ciclo severo.**

Para este tipo de servicio las grúas serán diseñadas para grandes velocidades, robustas, con partes para grandes ciclos de vida y con motores con freno seleccionado de acuerdo al ciclo de trabajo implicado. Este tipo de servicio requerirá una capacidad de 20 a 40 ascensiones por hora. Entre las aplicaciones en las cuales se puede encontrar este tipo de trabajo se encuentran los depósitos de chatarra, manipulación de carbón cemento, piedra, arena, etc. El ciclo de operación requerido para cada movimiento debe ser claramente definido según la aplicación.

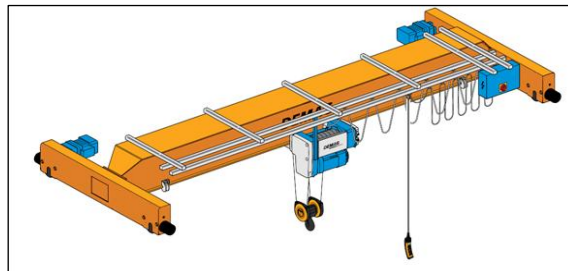


### **Clasificación según el número de vigas principales.**

Este tipo de clasificación se da por la capacidad de carga y por las luces requeridas.

#### **Monorraíl**

Este tipo de puente grúa está formado por un solo riel de donde se suspende el polipasto. Surge de la necesidad de estructuras más económicas con pequeñas luces y ya sea para cargas grandes o pequeñas.



**Figura 2.8 Puente grúa monorraíl. [7]**

#### **Birraíl.**

Este tipo de puente grúa cuenta con dos vigas principales, son utilizados para cubrir grandes luces, ya que el esfuerzo admisible soportado por las vigas requiere que se divida la fuerza en dos partes.

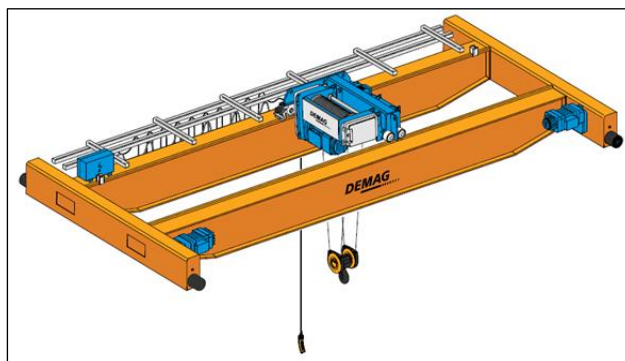


Figura 2.9 Grúa Birrail. [8]

## 2.5 Clasificación de las Grúas Tipo Pórtico.

La norma FEM

### Grúa Puente.

Esta grúa consta de un elemento portador formado por una o dos vigas móviles, apoyadas o suspendidas, sobre las que se desplaza el carro con los mecanismos de elevación.

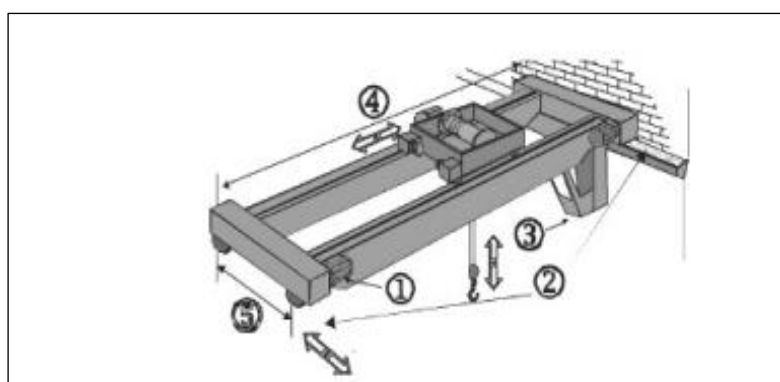
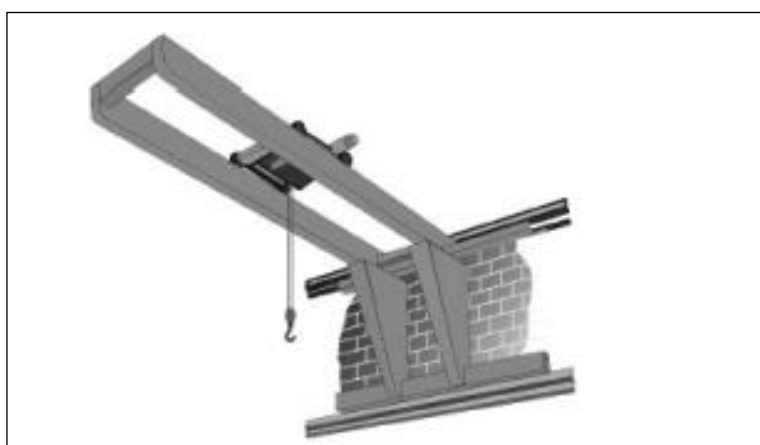


Figura 2.10 Grúa puente. [9]

**Grúa ménsula.**

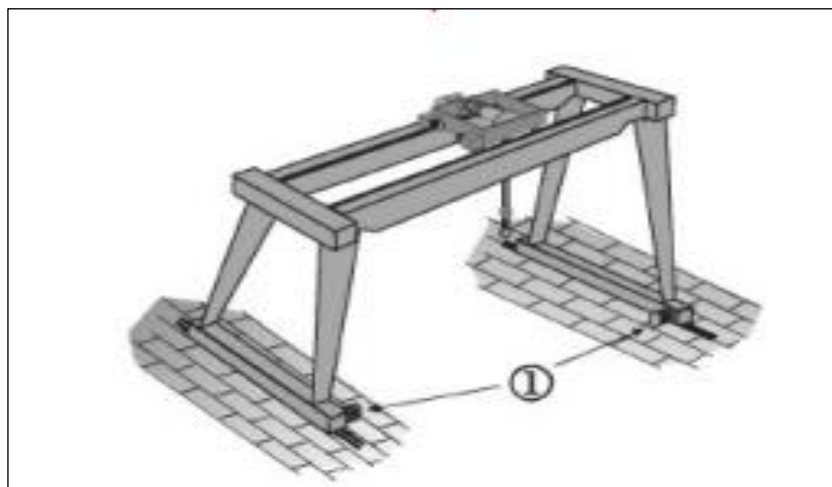
Grúa que de un lado se encuentra fijada a un muro, o susceptible a moverse a lo largo de un camino de rodadura fijado a un muro. Se diferencia de la grúa puente en que los apoyos se encuentran sobre un mismo plano vertical.



**Figura 2.11 Grúa ménsula. [9]**

**Grúa Pórtico.**

Grúa en que la estructura portadora se apoya sobre un camino de rodadura por medio de columnas de apoyo y el Trolley se mueve sobre la viga principal. Se diferencia de la grúa puente en que los rieles de desplazamiento están en un plano horizontal muy inferior al del carro (normalmente apoyados en el suelo).



**Figura 2.12 Grúa pórtico. [9]**

Para las grúas tipo pórtico el libro de Whiting Crane Handbook las clasifica de la siguiente manera:

**Grúa pórtico de una sola columna (Semi-Pórtico).**

Este tipo de grúa proporciona soluciones para el manejo de materiales dentro de una planta, maximizando la utilización del espacio. En este diseño un extremo de las piernas rueda sobre el suelo, mientras que el otro extremo se mueve sobre una guía empotrada a la pared.



**Figura 2.13 Grúa pórtico con una sola columna monorraíl. [10]**



**Figura 2.14 Grúa pórtico con una sola columna birraíl. [10]**

### **Grúa pórtico con dos columnas.**

Los pilares de la estructura ruedan sobre pistas a nivel del suelo. El trolley viaja entre ambas piernas. Entre las ventajas para este tipo de puentes se puede decir que son de fácil construcción, y se pueden desplazar grandes distancias en el plano horizontal,

mientras que entre las desventajas se puede decir que no pueden tener gran altura ya que perdería su estabilidad, y pueden producirse efecto de pandeo en las columnas.



**Figura 2.15 Grúa pórtico con dos columnas, monorriel. [10]**



**Figura 2.16 Grúa pórtico con dos columnas, monorriel. [10]**

**Grúa con doble columna, con voladizo.**

Este tipo de puente posee ambos rieles para el movimiento de la estructura a nivel del suelo. El carro se mueve sobre las vigas en voladizo que pueden estar en un extremo o en ambos extremos del puente



**Figura 2.17 Grúa pórtico con dos columnas, birriel y voladizo lateral. [10]**



**Figura 2.18 Grúa pórtico con dos columnas, birriel y doble voladizo. [10]**

**Grúa con una columna y con viga en voladizo.**

Este tipo de puente se parece mucho a la grúa tipo pórtico de una sola pierna, con la diferencia de que en el Trolley puede viajar a través de la columna.



**Figura 2.19 Grúa pórtico con una columna, monorraíl y voladizo.**

**[10]**



# CAPÍTULO 3

## 3. SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO.

En este capítulo se procede a plantear los parámetros para el diseño y selección de los componentes que conforman la grúa tipo pórtico, basándose en la norma CMAA 70 y en manuales de diseño de grúas.

### 3.1. Análisis y especificaciones técnicas aplicadas.

Las normas y especificaciones técnicas a utilizar para la realización de este proyecto de graduación se muestran a continuación:

- **CMAA Specification 70 [11]** Specifications for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.

- **CMAA Specification 74 [12]** Specifications for Top Running and Under Running Single Girder Electric Overhead Cranes Utilizing Under Running Trolley Hoist.
- **CMAA Specification 78 [13]** Standards and Guidelines for Professional Services Performed on Overhead Traveling Cranes and Associated Hoisting Equipment
- **ASME A36 [14]** Standard Specification for Carbon Structural Steel.
- **AWS D1.1 [15]** Structural Welding Code-Steel.

### **3.2. Material a utilizar para la construcción de la estructura y los componentes de los diferentes sistemas.**

Para la estructura con el acero seleccionado deberá cumplir con la norma ASTM-A7, A36 [14] o puede ser un tipo de material aceptado para el propósito al cual vaya a ser destinado y para las operaciones que se le vaya a realizar, como por ejemplo el maquinado o el soldado que se le vaya a realizar. Se pueden fabricar partes con otros materiales adecuados, teniendo en cuenta que pueden dar factores de diseño que serán comparables a los anteriormente citados.

Para las piezas que requieran ser fabricadas con fundición de hierro, se utiliza un hierro gris, libre de golpes perjudiciales y

cristalizaciones. Se utilizará ejes de acero de la mejor calidad, como es el acero AISI/SAE 4340. Para las piezas que requieran de un material distinto a los citados anteriormente ya que no lo especifica la norma, se escogerán los materiales de mejor calidad que cumpla con las características mecánicas que requieran de acuerdo al diseño aplicado.

En la tabla 1 y 2 se muestra las propiedades de los materiales que se va a utilizar para la fabricación de la estructura y mecanismos del puente grúa.

- **ASTM A36**

**TABLA 1**  
**COMPOCISION DE LA COLADA Y PROPIEDADES MECANICAS**  
**DEL ACERO A36. [14]**

Composicion de colada	Carbono (c)	0,26% máx.			
	Manganeso (Mn)	No hay requisito			
	Fosforo (P)	0,04% máx.			
	Azufre (S)	0,05% máx.			
	Silicio (Si)	0,40% máx.			
	Cobre (Cu)	0,20% máx.			
Propiedades mecanica	Densidad	7850 $Kg/m^3$		0,28 $lb/in^3$	
	Límite de fluencia mínimo	250 $MPa$		36000 $Psi$	
	Resistencia a la tracción	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
		400 $MPa$	550 $MPa$	58000 $Psi$	80000 $Psi$
	Módulo de cortante (G)	77 $GPa$		12200 $Ksi$	
Módulo de Elásticidad (E)	200 $GPa$		29000 $Ksi$		

- **AISI/SAE 4340**

**TABLA 2**  
**COMPOCISION DE LA COLADA Y PROPIEDADES MECANICAS**  
**DEL ACERO AISI/SAE 4340. [16]**

Composicion de colada	Carbono (c)	0,43% máx.			
	Manganeso (Mn)	0,80% máx.			
	Fosforo (P)	0,035% máx.			
	Azufre (S)	0,04% máx.			
	Silicio (Si)	0,30% máx.			
	Cromo (Cr)	0,90% máx.			
	Molibeno (Mo)	0,30% máx.			
Propiedades mecanica	Densidad	7850 $Kg/m^3$		0,28 $lb/in^3$	
	Límite de fluencia mínimo	470 $MPa$		68200 $Psi$	
	Resistencia a la tracción	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
		745 $MPa$	800 $MPa$	108000 $Psi$	116030 $Psi$
	Módulo de cortante (G)	77 $GPa$		12200 $Ksi$	
Módulo de Elásticidad (E)	200 $GPa$		29000 $Ksi$		

### 3.3. Velocidad de movimiento de los diferentes componentes de la grúa.

Para obtener el dato de la velocidad recomendada en la norma para el movimiento del trolley de puente y del tecele, se toma como referencia la tabla #3 mostrada a continuación, la cual pertenece a la norma CMAA 70. Esta tabla presenta parámetros para la selección de velocidades mas eficientes para el movimiento del puente y sus componentes. Teniendo en cuenta que las velocidades de operación para cada movimiento son factores

principales en la determinación de los costos iniciales y de operación de la grúa, ya que si sus velocidades son mayores a las requeridas, el costo de la grúa y posteriormente el costo de la energía es mayor debido a la selección de motores más grandes, controles para mayor amperaje, engranes más robustos, etc. Por otra parte si las velocidades que se seleccionaron son insuficientes para una producción, es posible que la grúa pueda causar pérdidas económicas. Para seleccionar las velocidades es requerido analizar los ciclos de trabajo.

**TABLA 3**  
**VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA EL MOVIMIENTO DE LAS**  
**DIFERENTES PARTES DEL PUENTE GRÚA. [11]**

Fig. 6.2  
**SUGGESTED OPERATING SPEEDS**  
**FEET PER MINUTE**  
**FLOOR CONTROLLED CRANES**

CAPACITY IN TONS	HOIST			TROLLEY			BRIDGE		
	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST
3	14	35	45	50	80	125	50	115	175
5	14	27	40	50	80	125	50	115	175
7.5	13	27	38	50	80	125	50	115	175
10	13	21	35	50	80	125	50	115	175
15	13	19	31	50	80	125	50	115	175
20	10	17	30	50	80	125	50	115	175
25	8	14	29	50	80	125	50	115	175
30	7	14	28	50	80	125	50	115	150
35	7	12	25	50	80	125	50	115	150
40	7	12	25	40	70	100	40	100	150
50	5	11	20	40	70	100	40	100	150
60	5	9	18	40	70	100	40	75	125
75	4	9	15	40	70	100	30	75	125
100	4	8	13	30	60	80	25	50	100
150	3	6	11	25	60	80	25	50	100

NOTE: Consideration must be given to length of runway for the bridge speed, span of bridge for the trolley speed, distance average travel, and spotting characteristics required.

Dentro de la sugerencia dada anteriormente por el cliente, el cual indica que el movimiento del cuerpo a elevar tenga la menor velocidad de traslación posible, se requieren maniobras de gran precisión, por lo que se procederá a escoger las velocidades más bajas, tratadas con anterioridad con el cliente.

Para la velocidad de elevación de la carga la norma recomienda  $30.48 [m/min]$  ( $10 [ft/min]$ ), mientras que para el movimiento del

Trolley se recomienda una velocidad de  $15.24[m/min]$  ( $50 [ft/min]$ ) y para la velocidad del movimiento del puente se recomienda  $24.384 [m/min]$  ( $80 [ft/min]$ ).

### **3.4. Factor de seguridad.**

El factor de seguridad es un término engañoso ya que implica un grado mayor de seguridad del que realmente existe, por ejemplo un factor de seguridad de 5 no significa que una máquina o estructura pueda soportar 5 veces la carga nominal para la que fue diseñada. El término factor de seguridad es una relación entre la resistencia de la rotura del material y las tensiones admisibles para las diferentes partes de la grúa.

### **3.5. Cargas aplicadas.**

Debido a que la estructura del puente grúa es sometida a cargas de servicio repetitivas que varían en el tiempo, se generan tensiones variables en los miembros y conexiones a través de la interacción del sistema y la estructura y las formas de la sección transversal. Para las cargas que se deben considerar en el análisis estructural, se tiene:

- Fuerzas Verticales.
- Fuerzas Laterales.

- Fuerzas de Torsión.

### **Fuerzas Verticales.**

Estas cargas actúan sobre el eje vertical, paralelo al eje de elevación de la carga. De las cuales se cita las siguientes:

#### **Cargas muertas ( $W_D$ ).**

El peso de todas las partes efectivas, las partes mecánicas y equipo fijo soportado por los apoyos de la estructura. Para poder calcular el momento de la carga muerta hay que tener en cuenta las cargas por unidad de longitud, entre ellas: la carga producida por la viga principal, el riel por donde se moverá el Trolley, las barandillas, eje transversal, voladizo para el movimiento de las personas. Si existen cabinas ubicadas en el centro del vano, se añadirá la carga como fuerza puntual, mientras que no se considerará para el cálculo el peso de la cabina si este se encuentra ubicado en uno de los extremos de la viga principal.

#### **Carga viva ( $W_L$ ).**

Consiste en las cargas producidas por el trolley y de la carga levantada (Capacidad nominal), estas cargas serán consideradas como cargas puntuales ubicadas en las ruedas en movimiento, por lo que se analizará el momento y cortante máximo con respecto a estas posiciones.



### **Fuerzas verticales de inercia.**

Estas fuerzas son las que se generan debido al movimiento de la grúa o componentes de la misma y las fuerzas debidas a la elevación o descenso de la carga del polipasto o tecla. Estas cargas adicionales se las puede incluir de forma simplificada mediante la aplicación de un factor independiente para la carga muerta ( $f_D$ ). Este factor cubre solamente a las cargas muertas de la grúa, el Trolley, y sus equipos asociados y debe estar acorde con:

$$f_D = 1.1 \leq 1.05 + \frac{V[FPM]}{2000} \geq 1.02 \quad \text{Ec. 1}$$

La carga del polipasto usa el factor ( $f_L$ ) que aplica el movimiento de la carga nominal en la dirección vertical, y cubre las fuerzas de inercia, fuerzas de masa debido a la elevación súbita del polipasto y las incertidumbres en lo que permite otras influencias.

$$f_L = 0.15 \leq 0.005V_{Tecla} \leq 5 \quad \text{Ec. 2}$$

$f_L$ : Es el factor por el cual las cargas verticales, las fuerzas en los miembros o las tensiones debido a ellas, deberán multiplicarse.

### **Fuerzas laterales.**

#### **Carga lateral debido a la aceleración o desaceleración.**

Se considerará como 5% de la carga viva más la carga producida por la estructura del puente grúa, exclusivamente en los truck traseros. El momento lateral se lo dividirá por igual entre las dos vigas y se utilizará el momento de inercia de toda la sección de la viga sobre su sección en el eje vertical para determinar las tensiones debido a las fuerzas laterales.

### **Fuerzas de torsión**

Es el momento de torsión producido al arrancar y parar el motor del puente. Se considerará como el par de arranque del motor en 200% del par a plena carga multiplicada por la relación de transición entre el motor y el eje transversal.

Las fuerzas de torsión debido a las cargas que sobresalen en uno de los lados laterales de la viga, se tomarán como el peso de la respectiva carga multiplicada por la distancia horizontal entre los respectivos centros de gravedad y el centro de gravedad de la sección de la viga.

Los momentos de torsión debido a las fuerzas laterales que actúan de manera excéntrica con respecto al eje neutro horizontal de la viga se consideran aquellas fuerzas multiplicadas por la distancia vertical entre la línea central de la fuerza y el centro de gravedad de la viga.

### 3.6. Selección del tecle o polipasto

Para la selección del polipasto eléctrico de cadena en lugar del polipasto eléctrico por cable se consideró el espacio existente entre la cercha y el Trolley, Debido a que el espacio donde se va a colocar el puente grúa no cuenta con la altura necesaria para colocar todo el mecanismo requerido por el polipasto eléctrico de cable.

Para esta selección se observó el catálogo de ProWinch, empresa dedicada al diseño y fabricación de polipastos y tecles. ProWinch consta con una sede en Estados Unidos, lo que hará que el envío sea más sencillo evitando posibles demoras en el traslado.

El tecle que se seleccionó fue el tecle eléctrico de cadena NER/ER de gran capacidad con suspensión agarradera. Entre las características y beneficios que ofrece esta serie se encuentran:

- Conexiones para enchufe.
- Seguros para gancho de uso industrial.
- Interruptor de límite.
- Cadena de mayor vida útil.
- Contactares.
- Flujo de aire superior.
- Polea de carga única.
- Freno de carga y embrague de fricción.

- Medidor de cuenta horas estándar.
- Cadena de carga resistente a la corrosión, al deterioro y de mayor resistencia.
- VFD de velocidad doble.
- Botoneras.

Se muestra las especificaciones básicas dadas por el fabricante en la sección de anexos Figura #A2.

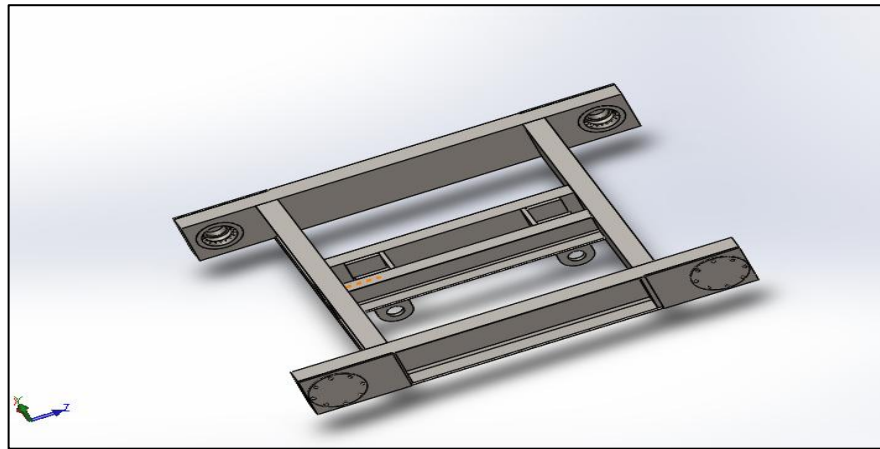
# CAPÍTULO 4

## 4. ANÁLISIS Y DISEÑO MEDIANTE ANSYS® Y SOLIDWORKS®.

En esta sección se darán las dimensiones de vigas y columnas con la que consta la estructura que soporta el trolley. Se considerarán las recomendaciones propuestas por la norma CMAA 70 para el cálculo de las mismas y se utiliza tales recomendaciones para realizar el diseño en los utilitarios ANSYS® y SOLIDWORKS®. Se procederá a diseñar o seleccionar los diferentes componentes con los que consta el trolley, entre ellos las ruedas, ejes de las ruedas, la estructura; y los rodamientos que soporten las cargas repetitivas generadas por el descenso y ascenso de la carga a levantar. También se pretende, seleccionar los motores necesarios para generar el movimiento descrito por el trolley y el puente grúa, seleccionando los piñones y engranes necesarios para generar las velocidades anteriormente recomendadas.

#### 4.1 Diseño del trolley.

Para comenzar con el diseño del trolley se realizó un diseño de forma (figura 4.1) que posteriormente se irá modificando, de acuerdo a las necesidades propias del diseño.



**Figura 4.1 Diseño de Forma de Trolley**

Como se vio en el capítulo anterior se deben obtener los factores de carga viva o factor del polipasto, y el factor de la carga muerta aplicando la Ec. 1 y la Ec. 2

$$f_D = 1.1 \leq 1.05 + \frac{50[FPM]}{2000} \geq 1.02$$

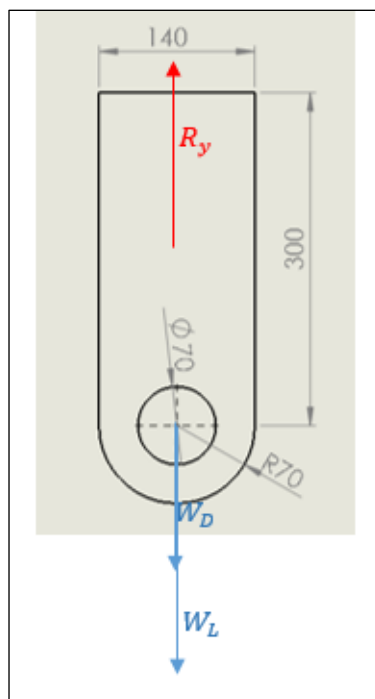
$$f_D = 1.075$$

$$f_L = 1.15 \leq 1 + 0.005(4) \leq 1.5$$

$$f_L = 1.15$$

### Diseño de las placas de soporte para el eje

Para poder hacer el respectivo cálculo, se realiza el diagrama de cuerpo libre.



**Figura 4.2 Diagrama de Cuerpo Libre de la Placa de Soporte.**

Ya conociendo como se van a distribuir las cargas en el cuerpo, se pone en consideración, el valor numérico de las cargas aplicadas:

**TABLA 4**  
**CARGAS MUERTAS, REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO DE**  
**LAS PLACAS SOPORTE DE EJE**

Cargas muertas	$W_D$ [Kg]
Peso del tecle	482
Peso del eje de soporte del tecle	14.5
Total	496.5

**TABLA 5**  
**CARGAS VIVAS, REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO DE LAS**  
**PLACAS SOPORTE DE EJE**

Cargas vivas	$W_L$ [Kg]
Peso del bloque a cargar	20000
Total	20000

Se aplica la ecuación para el equilibrio de fuerzas con respecto al eje y de la placa, teniendo en cuenta que la carga muerta y carga viva se distribuyen entre las 4 placas:

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. 3}$$

$$R_y = \frac{f_D W_D g + f_L W_L g}{4}$$

$$R_y = \frac{(1.075)(496.5[Kg]) \left(9.87 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + (1.15)(20000[Kg]) \left(9.87 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}{4}$$



$$R_y = 58.07[kN]$$

Obteniendo la fuerza y reacciones que actúan sobre la placa, se calcula los esfuerzos cortantes y de tensión. Se realiza un análisis de la fuerza cortante que va a actuar sobre el área donde descansa el eje de soporte del tecla.

$$\tau_{xy} = \frac{P_{max} [N]}{A_{cortante} [m^2]} \quad \text{Ec. 4}$$

Dónde:

$P_{max}$  = Es la carga aplicada.

$A_{cortante}$  = Área transversal del corte.

Para calcular esta área de corte se utiliza el producto entre el espesor total de la placa y la dimensión desde el borde del orificio hacia la parte exterior. El área de cortante se lo puede calcular de la siguiente manera.

$$A_{cortante} = t \cdot b \quad \text{Ec. 5}$$

Dónde:

$t$  =Espesor de la placa

$b$  =Distancia entre el borde del orificio hasta la parte exterior.

Al unir las Ec. 4 y Ec. 5 se obtiene la siguiente expresión:

$$\tau_{xy} = \frac{P_{max}}{t \cdot b} \quad \text{Ec. 6}$$

Conociendo que para cortante la norma CMAA 70 recomienda que el esfuerzo máximo por cortante sea  $0.35S_y$  (Ver tabla 8) y que el

acero estructural A36 tiene un esfuerzo de fluencia de  $S_y = 250[MPa]$ , se calcula el correspondiente espesor de placa:

$$\frac{P_{max}}{t \cdot b} [Pa] = 0.35S_y [Pa] \quad \text{Ec. 7}$$

$$\frac{57.89[kN]}{(0.035[m])t} = 0.35(250[MPa])$$

$$t = 0.0189[m] \approx 20[mm]$$

Para poder tener la seguridad de que no existirá ningún tipo de falla, se recomienda verificar ese cuerpo por tracción, por lo tanto se realiza el cálculo por tracción correspondiente.

Al hacer un análisis del esfuerzo de tracción en la placa se calcula el área transversal al nivel del agujero, donde el área de la sección es menor, existe mayor probabilidad a rotura por lo que:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{A} \quad \text{Ec. 8}$$

$$\sigma_{max} = \frac{58.07[kN]}{(0.140 - 0.07[m])(0.02[m])}$$

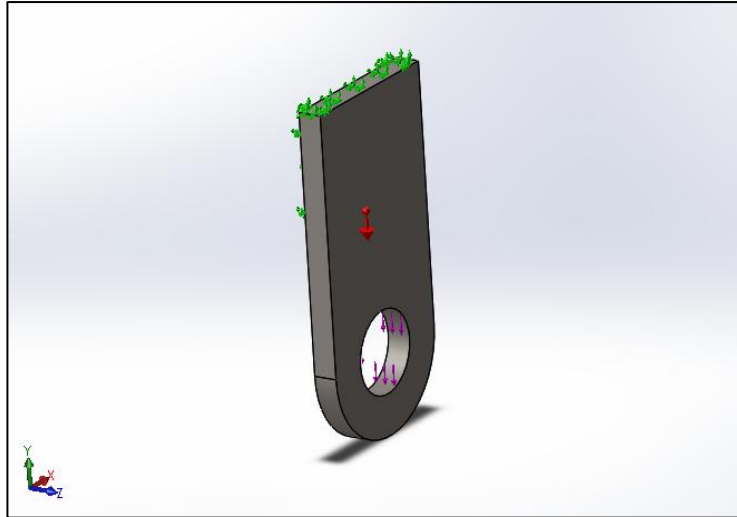
$$\sigma_{max} = 41.48[MPa]$$

Para verificar que no existirá rotura se procede a calcular el factor de seguridad donde:

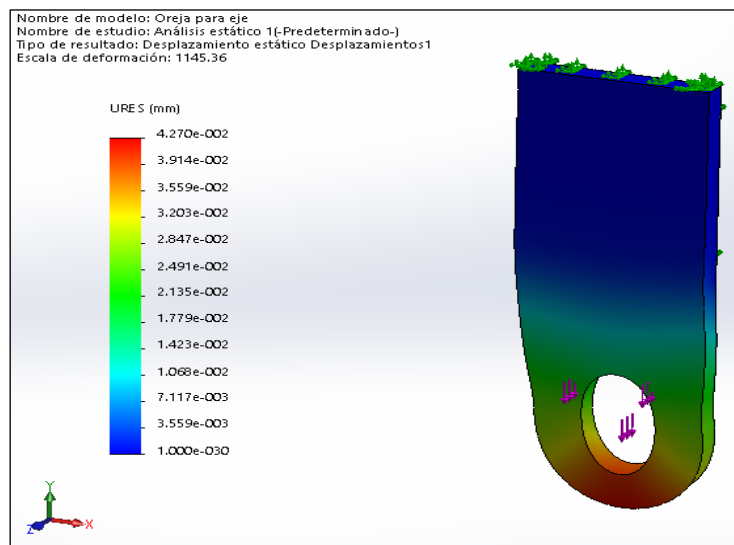
$$n = \frac{S_y[Pa]}{\sigma_{max}[Pa]} \quad \text{Ec. 9}$$

$$n = \frac{250[MPa]}{41.48[MPa]} = 6$$

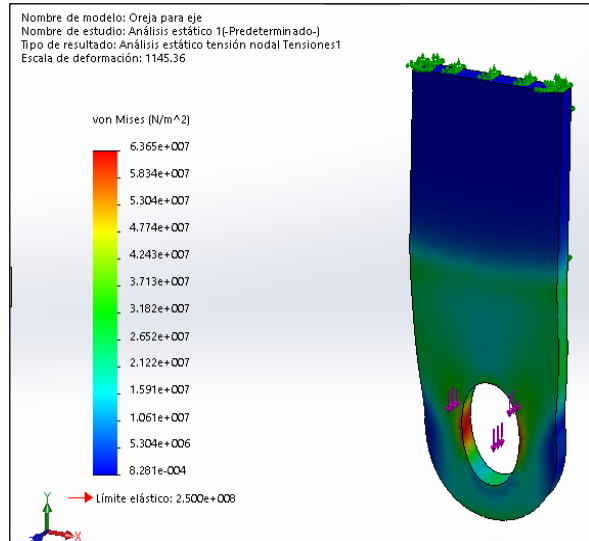
Para poder verificar estos resultados, se probará esta placa mediante los programas ANSYS® y el programa SOLIDWORKS®.



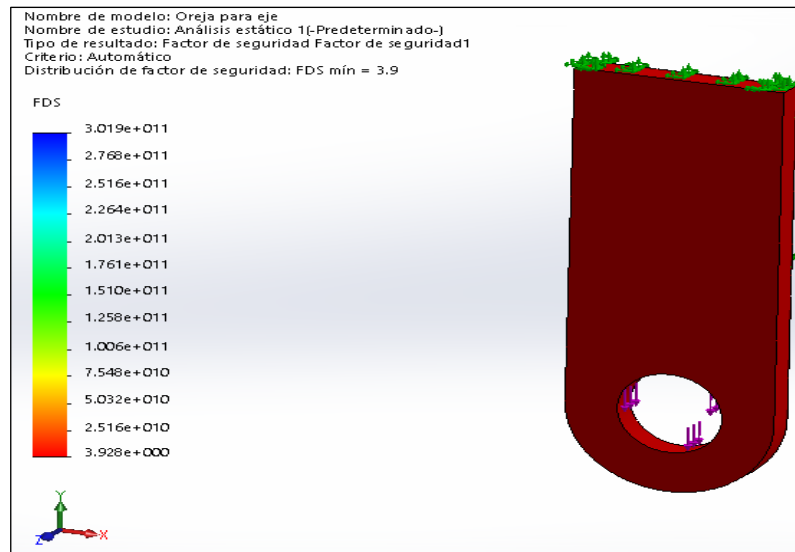
**Figura 4.3 Restricciones y Fuerzas que actúan en la Placa de Soporte.**



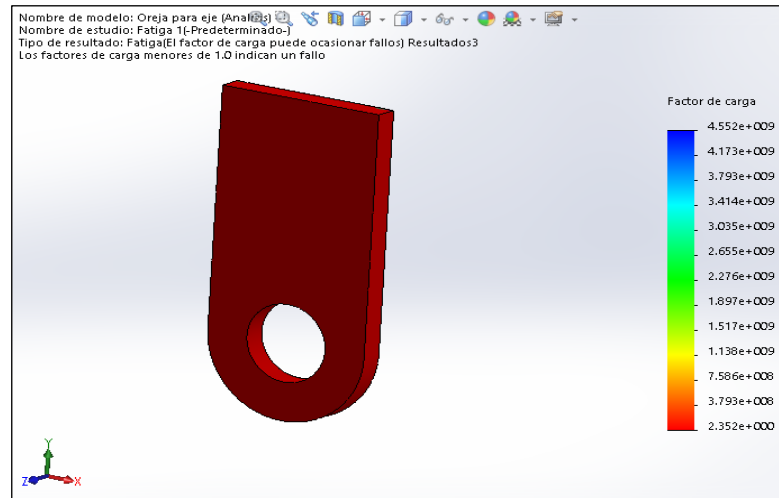
**Figura 4.4 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Deformaciones.**



**Figura 4.5 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Análisis de Esfuerzos de Von Mises.**

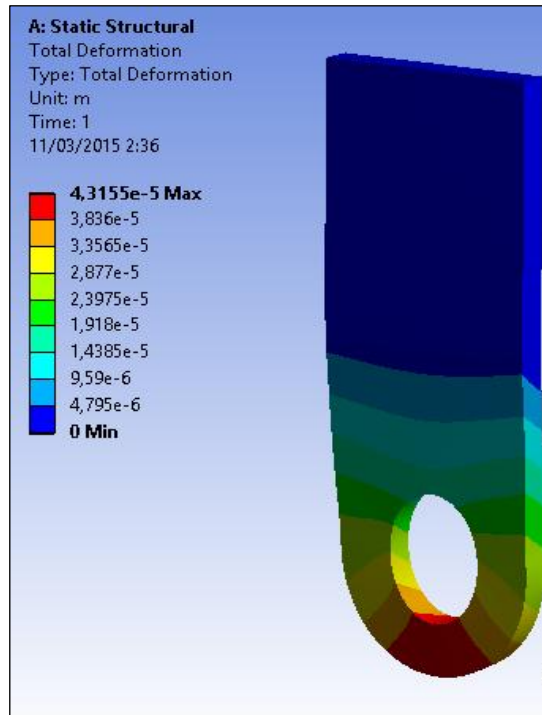


**Figura 4.6 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad Estático.**

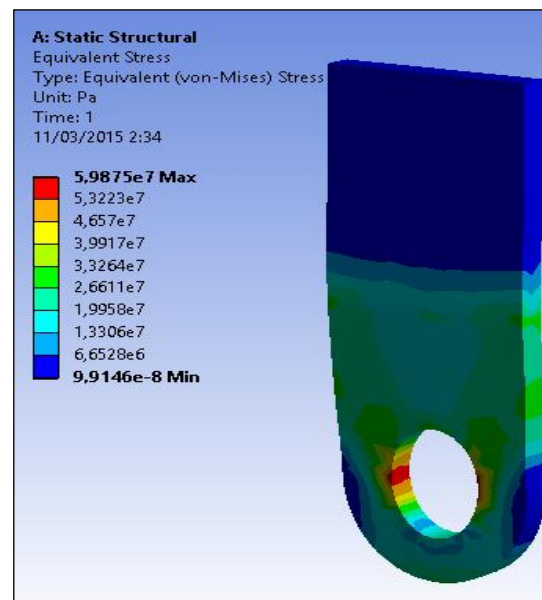


**Figura 4.7 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor de Seguridad de Fatiga.**

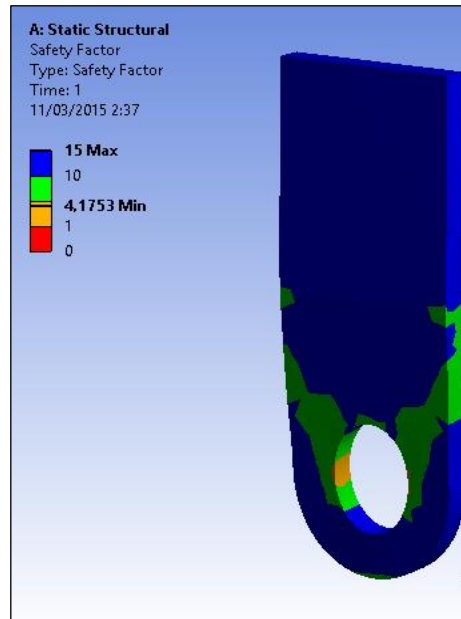
En las gráficas anteriormente mostradas, se puede ver los resultados obtenidos por el software SOLIDWORKS®. En la figura 4.5 el valor máximo de esfuerzos de Von Misses es de  $6.365 \times 10^7 [Pa]$ , otro de los valores a notar es el factor de seguridad estático el cual da un valor mínimo de 3.9 como se observa en la figura 4.6, demostrando de esta manera que el diseño es fiable para las cargas a soportar.



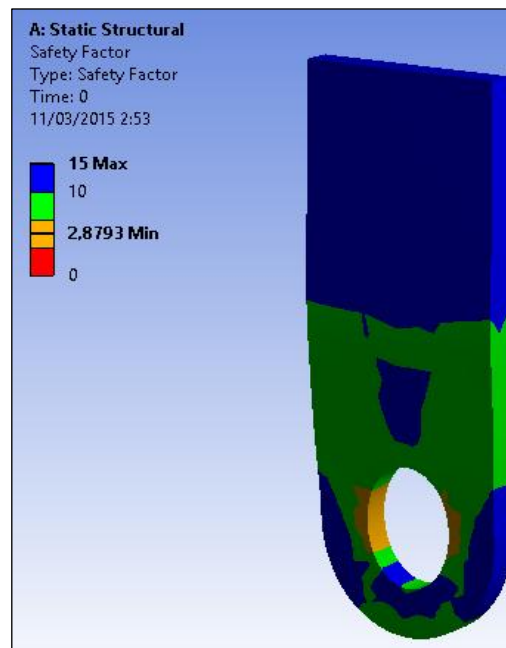
**Figura 4.8 Resultados Obtenidos Mediante el Software Ansys®;  
 Análisis de Deformación Total.**



**Figura 4.9 Resultados Obtenidos Mediante El Software Ansys®;  
 Análisis de Esfuerzos de Von Misses.**



**Figura 4.10 Resultados Obtenidos Mediante el Software Ansys®;  
Factor de Seguridad Estático.**



**Figura 4.11 Resultados Obtenidos Mediante el Software Ansys®;  
Factor de Seguridad para Fatiga.**

Se observa que para el software ANSY®, en la figura 4.10 el factor de seguridad estático es de 4.17 en comparación con el factor de seguridad presentado por el programa SOLIDWORKS®, el cual fue de 3.9. Esto muestra que existe una diferencia del 5% aproximadamente, esta diferencia se debe a la calidad de mallado presentado para cada uno. De similar manera para el esfuerzo de Von Misses el presentado en la figura 4.9 es de  $5.98 \times 10^7 Pa$  mientras que el presentado en la figura 4.5 es de  $6.365 \times 10^7 [Pa]$ , esta similitud de valores se puede comprobar la veracidad de los resultados.

### Diseño de la viga 1

Para el diseño de la viga se considerará las siguientes cargas a soportar:

**TABLA 6**  
**CARGAS MUERTAS, REQUERIDAS PARA EL DISEÑO DE**  
**LA VIGA 1.**

Cargas muertas	$W_D [Kg]$
Peso del tecla	482
Peso del eje de soporte del tecla	14.5
Peso de las placas de soporte	21.76
Total	518.26



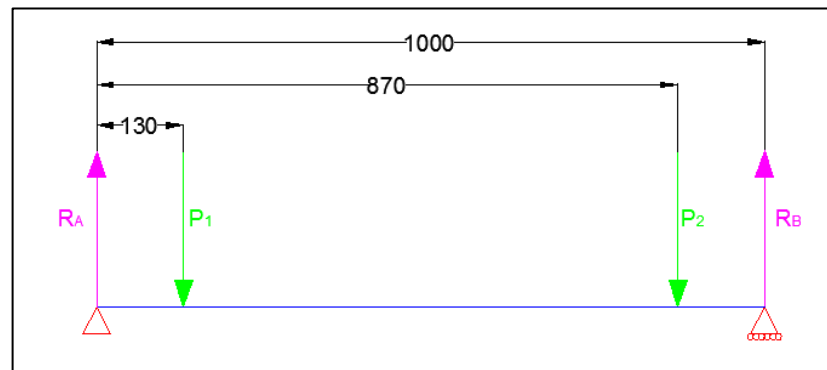
**TABLA 7**  
**CARGAS VIVAS, REQUERIDAS PARA EL DISEÑO**  
**DE LA VIGA 1.**

Cargas vivas	$W_L$ [Kg]
Peso del bloque a cargar	20000
Total	20000

### **Pre-diseño de la viga 1**

Inicialmente se realiza un pre diseño para poder seleccionar una viga con la cual se empieza a diseñar. Para ello solo se considera las cargas mostradas anteriormente, el peso propio de la viga (carga muerta) es considerado una vez seleccionado el perfil.

Se considerará una viga simplemente apoyada, ya que la viga tendrá desplazamientos laterales ya que se encontrará soldada en las vigas 2 del trolley. Ver Plano 2.



**Figura 4.12 Diagrama de Fuerzas de la Viga 1.**

Se realiza la respectiva sumatoria de fuerzas, obteniendo de esa manera las reacciones a cada uno de los lados de la viga:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = P_1 + P_2$$

Ya que las fuerzas se encuentra en posiciones simétricas  $R_A =$

$R_B = R$  y  $P_1 = P_2 = P$  por lo tanto:

$$2R = 2P$$

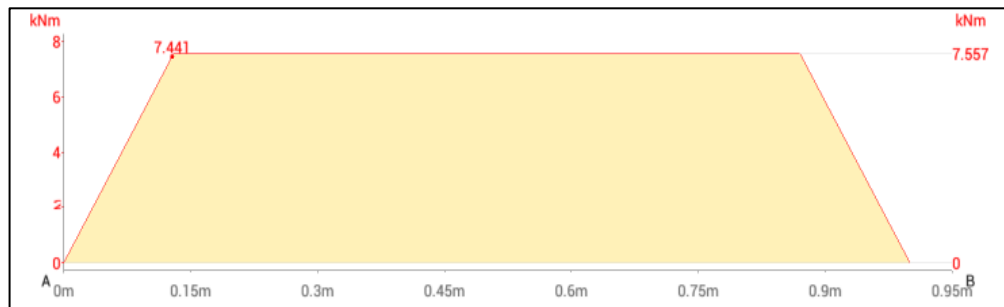
$$R = P = \frac{f_D W_D g + f_L W_L g}{4}$$

$$P = \frac{1.15(20000[Kg]) \left(9,87 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + 1.075(518.26[Kg]) \left(9,87 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}{4}$$

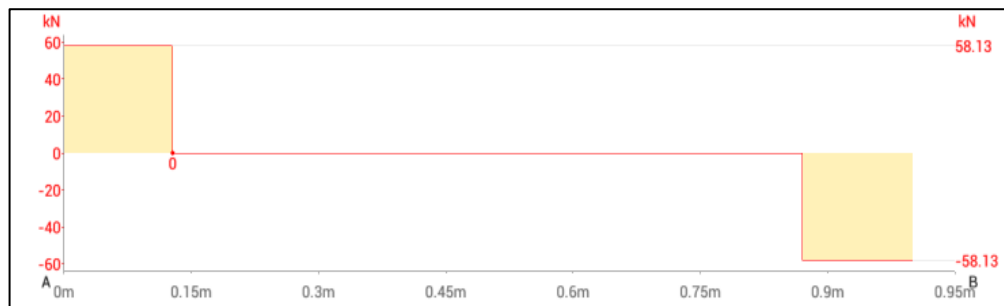
$$P = 58.13[kN]$$

Ya obtenidas las fuerzas principales que actúan sobre el diseño, se calcula el respectivo momento flector y fuerzas cortantes máximas.

Se realiza los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector:



**Figura 4.13 Diagrama de Momento de la Viga 1 (Pre Diseño).**



**Figura 4.14 Diagrama de Cortante de la Viga 1 (Pre Diseño).**

De esta manera ya obtenida los valores de momento flector máximo y fuerza cortante máxima, (Figura 4.13 y Figura 4.14) se calcula el esfuerzo cortante y esfuerzo de flexión máximo de la viga en el empotramiento de la viga.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{z-z}} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde

$\sigma_{max}$  = Esfuerzo máximo de flexión,  $[N/m^2]$ .

$M_{max}$  = Momento flector máximo,  $[N - m]$ .

$W_{z-z}$  = Módulo de la sección,  $[m^3]$ .

$$W_{z-z} = \frac{I}{c}$$

$I$  = Inercia de la viga en el eje perpendicular a la dirección de la fuerza,  $[m^3]$ .

$c$  = Distancia desde el centro el eje central de la viga, hasta el borde más alejado  $[m]$ .

Ya que para flexión que según la norma CMAA 70, en la Tabla #8, indica que para flexión, en el caso estático, el valor de esfuerzo mínimo es de  $0.8\sigma_y$  por lo tanto:

$$0.8\sigma_y = \frac{M_{max}}{W_{x-x'}}$$

$$0.8(250[MPa]) = \frac{7.56[kN - m]}{W_{x-x'}}$$

$$W_{x-x'} = (3.79 \times 10^{-5} [m^3]) \left( \frac{100 [cm]}{1 [m]} \right)^3$$

$$W_{x-x'} = 37.9 [cm^3]$$

La norma CMAA 70 [11], en la Tabla 8, dice que para el esfuerzo cortante el valor de esfuerzo mínimo es de  $0.36\sigma_y$  por lo tanto:

**TABLA 8**  
**ESFUERZOS PERMITIDOS, SEGÚN LA NORMA CMAA 70. [11]**

STRESS LEVEL AND CASE	ALLOWABLE COMPRESSION STRESS*	ALLOWABLE TENSION STRESS	ALLOWABLE SHEAR STRESS	ALLOWABLE BEARING STRESS
1	$0.60\sigma_{yp}$	$0.60\sigma_{yp}$	$0.35\sigma_{yp}$	$0.75\sigma_{yp}$
2	$0.66\sigma_{yp}$	$0.66\sigma_{yp}$	$0.375\sigma_{yp}$	$0.80\sigma_{yp}$
3	$0.75\sigma_{yp}$	$0.75\sigma_{yp}$	$0.43\sigma_{yp}$	$0.90\sigma_{yp}$

$$0.36\sigma_y = \frac{V_{max} [N]}{A_{cortante} [m^2]}$$

$$0.36(250[MPa]) = \frac{58.13[kN]}{A_{cortante}}$$

$$A_{cortante} = (6.46 \times 10^{-4} [m^2]) \left( \frac{100 [cm]}{1 [m]} \right)^2$$

$$A_{cortante} = 6.46 [cm^2]$$

Una vez realizado el pre-diseño, se procede a seleccionar un perfil basado en el módulo de sección anteriormente obtenido con el esfuerzo de flexión y el área obtenida con el esfuerzo cortante, estos valores son los que se ingresará a la tabla de perfiles mostrada en la sección de anexos Tabla A.1, siendo la viga UPN 100 el perfil más recomendable a seleccionar.

Ya habiendo seleccionado la primera propuesta, se verifica la deflexión máxima, situada en la sección intermedia de la viga. Con la siguiente formula, se puede encontrar la deflexión máxima para

vigas, sometidas a dos cargas iguales, situadas de forma simétrica en la viga:

$$y_{max} = \frac{-Pa}{24EI} (3L^2 - 4a^2) \quad \text{Ec. 11}$$

Donde

$P$  = Fuerza aplicada,  $[N]$ .

$E$  = Módulo de elasticidad,  $[Pa]$ .

$I$  = Momento de Inercia,  $[m^4]$ .

$a$  = Distancia desde el apoyo hasta la fuerza aplicada,  $[m]$ .

$L$  = Longitud total de la viga,  $[m]$ .

Se considera que el material de la viga es acero A36 con un módulo elástico de  $E = 200[GPa]$  (Tabla 1); que el perfil es una UPN 100 con una inercia de  $I_{x-x'} = 206 [cm^4]$  (Tabla A1); que la longitud total de la viga es de  $L = 1[m]$  y  $a = 0.13[m]$ , (Figura 4.12), se utiliza la Ec. 12.

$$y_{max} = \frac{-(58.13[kN])(0.13[m])}{24(200[GPa])(206 [cm^4]) \left(\frac{1[m]}{100[cm]}\right)^4} (3(1[m])^2 - 4(0.13[m])^2)$$

$$y_{max} = -0.00224[m]$$

La norma CMAA 70 (Tabla A2), dice que la máxima deflexión producida en las vigas no debe exceder de  $\frac{L}{888} > y_{max}$  por lo que:

$$\frac{1[m]}{888} > y_{max}$$

$$0.00112 < 0.00224[m]$$

Se verifica que la sección no cumple con esta condición, por lo que se genera la Tabla 9, en la cual se verificara dentro de un grupo de secciones cual es la que cumple esta relación:

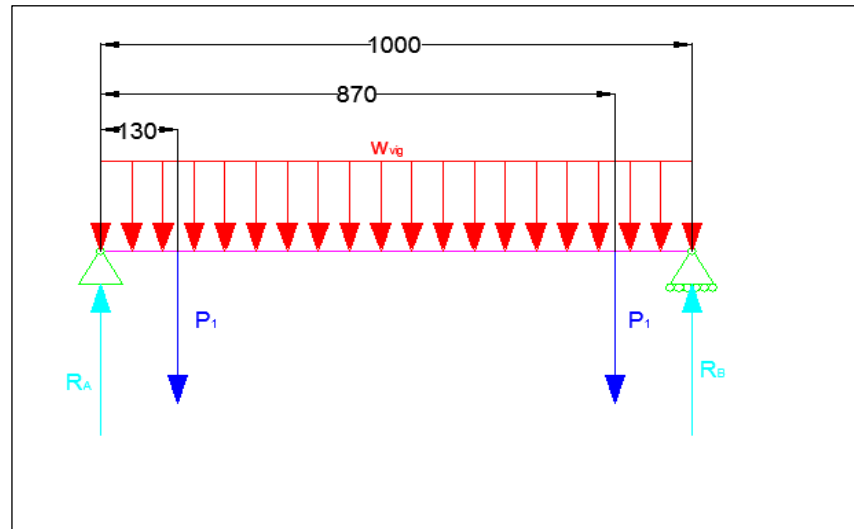
**TABLA 9**  
**DEFORMACION MAXIMA DE LAS SECCIONES UPN APLICANDO**  
**EC. 11.**

Viga	$I_{x-x'}$	$y_{max}$
UPN 100	206	0,002241
UPN 120	384	0,001202
<b>UPN 140</b>	<b>605</b>	<b>0,000763</b>
UPN 160	905	0,000510
UPN 180	1350	0,000342
UPN 200	1910	0,000242
UPN 220	2690	0,000172
UPN 240	3600	0,000128
UPN 260	4820	0,000096
UPN 300	8030	0,000057

En la Tabla 9 se observa que la viga UPN 140 Cumple con la relación de  $\frac{L}{888} > y_{max}$ , por lo que se utilizara este perfil para los cálculos posteriores.

### **Verificación del diseño de la viga 1**

Sabiendo que la viga UPN 140 posee las características mostradas a en la tabla A.1, se procede con la verificación del estado estático y de fatiga de la viga.



**Figura 4.15 Diagrama de Fuerzas de la Viga 1.**

En la figura 4.15 se muestra la carga distribuida  $w_{v1}$  debido al peso propio de la viga (Tabla A1).

Se realiza la correspondiente sumatoria de fuerzas, como se muestra a continuación:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - P_1 - P_2 - f_D w_{v1} L = 0$$

Las fuerzas se encuentran en posiciones simétricas  $R_A = R_B = R$  y se sabe que  $P_1 = P_2 = P$  por lo tanto:

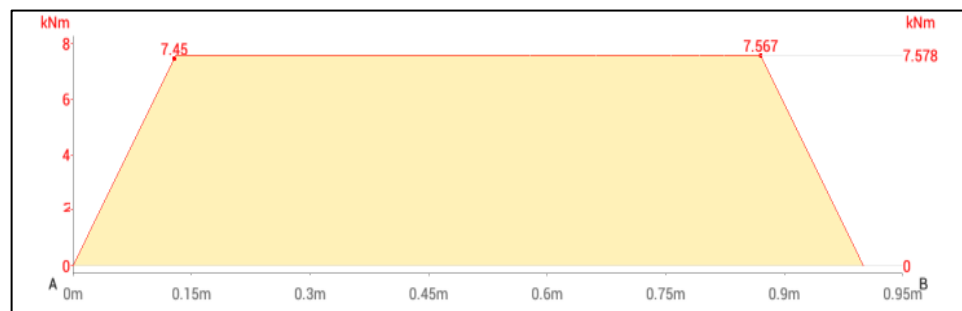
$$2R = 2P + f_D w_{v1} L$$

$$R = \frac{2(58.13[kN]) + 1.07 \left( 16.00 \left[ \frac{Kg}{m} \right] \right) (1[m]) \left( 9.87 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \right)}{2}$$

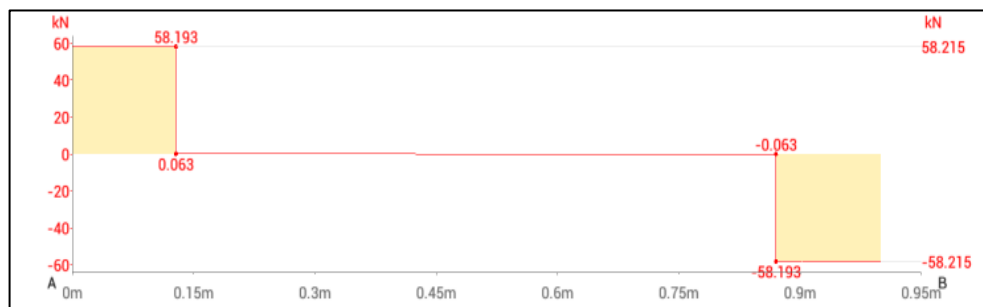


$$R = 58.21[kN]$$

Conociendo el valor de las reacciones, se realiza los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector:



**Figura 4.16 Diagrama de Momento, para la Viga 1 (Diseño).**



**Figura 4.17 Diagrama de Fuerza Cortante, para la Viga 1 (Diseño).**

Se obtiene el esfuerzo de flexión y el esfuerzo de cortante para la sección de la viga que recibe los esfuerzos más críticos, este valor se encuentra a :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{z-z}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}c}{I_{x-x'}}$$

De la Tabla A1 se obtiene el valor de  $c = 0.07[m]$ , el valor de la inercia de la sección UPN 140  $I_{x-x'} = 605 [cm^4]$  y el valor del  $A_{cortante} = 20.40 [cm^2]$  que equivale al área de la sección. Se considera que la sección más crítica se encuentra a una distancia de  $0.87[m]$  del borde de la viga.

$$\sigma_x = \frac{(7.567[kNm])(0.07[m])}{(605 [cm^4]) \left(\frac{1[m]}{100[cm]}\right)^4}$$

$$\sigma_x = 87.68[MPa]$$

$$\tau_{xy} = \frac{V_{max} [N]}{A_{cortante} [m^2]} = \frac{58.19[kN]}{(20.40 [cm^2]) \left(\frac{1[m]}{100[cm]}\right)^2}$$

$$\tau_{xy} = 28.52[MPa]$$

Ya obteniendo los valores de esfuerzos cortantes y esfuerzo de flexión, se procede a analizarlo mediante la teoría de análisis de falla estático y de fatiga.

Para el análisis estático se va a aplicar la teoría del esfuerzo efectivo de Von Mises que se define como el esfuerzo de tensión un-axial que crearía la misma energía de distorsión para la combinación real de los esfuerzos aplicados. Por lo que la ecuación para el caso bidimensional viene dado de la siguiente manera:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.12}$$

Se aplicara este análisis en el punto más crítico. Para una viga doblemente empotrada el punto más crítico se encuentra en los empotramientos.

$$\sigma' = \sqrt{(87.68[MPa])^2 + (0)^2 - (87.68[MPa])(0) + 3(28.52[Mpa])^2}$$

$$\sigma' = 100.64[MPa]$$

Aplicando la Ec.9 se obtiene el factor de seguridad estático de la viga:

$$n = \frac{250[MPa]}{100.64[MPa]}$$

$$n = 2.48$$

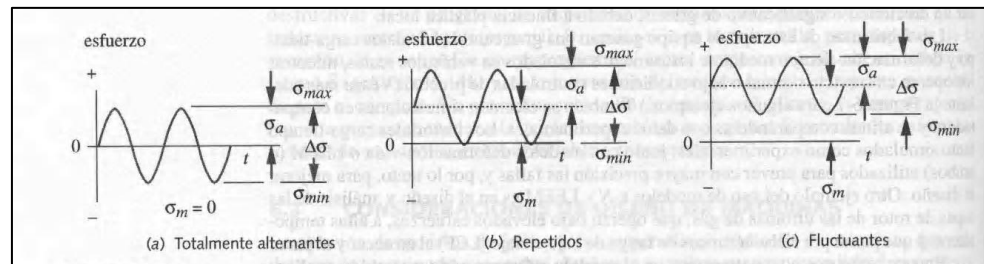
Por lo tanto se puede decir que la estructura si podrá trabajar estáticamente ya que el factor de seguridad es mayor a 1.

Las cargas que varían con el tiempo pueden causar fallas por fatiga.

El tipo de carga varía sustancialmente de una aplicación a otra.

Como es el ejemplo de máquinas rotatorias las cuales las cargas tiende a ser consistentes en amplitud con el transcurso del tiempo y a repetirse con cierta frecuencia. Mientras que en equipos de servicio como es el caso de la grúa, las cargas suelen ser totalmente variables en amplitud y frecuencia. Las funciones

comunes de tiempo esfuerzo, experimentadas en máquinas rotatorias, se modelan como se indica en la Figura 4.18.



**Figura 4.18 Valores Alterativo, Medio y del Intervalo del Ciclo de Esfuerzo Invertido, Repetido y Fluctuante. [18]**

Para el diseño de este miembro se considerará como un esfuerzo repetitivo ya que  $\sigma_{min} = 0[MPa]$ , y  $\sigma_{max} = \sigma' = 100.64[MPa]$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 13}$$

$$\sigma_m = \frac{100.64[MPa] + 0[MPa]}{2} = 50.32[MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 14}$$

$$\sigma_a = \frac{100.64[MPa] - 0[MPa]}{2} = 50.32.14[MPa]$$

Dónde:

$\sigma_m$  =Esfuerzo medio.

$\sigma_a$  =Esfuerzo alternante.

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga para aceros por medio de la Ec. 15:

$$\begin{cases} S'_e \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (700MPa)} \\ S'_e \cong 100 \text{Kpsi (700MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (700MPa)} \end{cases} \quad \text{Ec. 15}$$

Debido a que el esfuerzo último de tensión es (Tabla 1)  $400 \text{MPa} < 700 \text{MPa}$

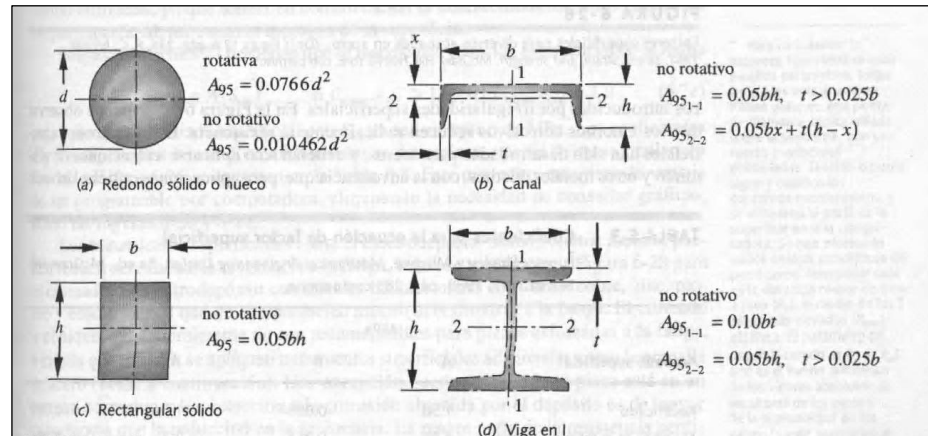
$$S'_e \cong 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e \cong 0.5(400 \text{MPa})$$

$$S'_e \cong 200 \text{MPa}$$

Se debe corregir el límite de resistencia para fatiga, aplicándole varios factores que se detallan a continuación:

El factor de tamaño para la sección se determina calculando el área de la sección transversal esforzada arriba del 95% de su esfuerzo máximo (Figura 4.19 Fórmulas Para Áreas Esforzadas Al 95% De Diversas Secciones, Cargadas a Flexión.), de modo que se obteniendo esta área, se aplica la Ec. 17, teniendo como resultado un diámetro equivalente de la se sección, y por último se utiliza la Ec. 16 y así obtener  $C_{\text{tamaño}}$



**Figura 4.19 Fórmulas Para Áreas Esforzadas Al 95% De Diversas Secciones, Cargadas a Flexión. [18]**

Para  $d \leq 0.3 [in](8[mm])$   $C_{tamaño} = 1$

Para  $0.3 [in] < d \leq 10 [in]$   $C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$  **Ec. 16**

Para  $8 [mm] < d \leq 250 [mm]$   $C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$

Por lo tanto se aplica:

$$A_{95_{x-x'}} = 0.05bh \text{ para } t > 0.025b \quad \text{Ec. 17}$$

Se verifica si el perfil cumple con la condición establecida para el uso de la ecuación:

$$8.5mm > 0.025(140mm) = 3.5mm$$

Ya que si se cumple la condición se procede a calcular el  $A_{95_{x-x'}}$ :

$$A_{95_{x-x'}} = 0.05bh = 0.05(140mm)(60mm)$$

$$A_{95_{x-x'}} = 420[mm^2]$$

El diámetro equivalente de la muestra de la viga giratoria para cualquier sección transversal es, entonces:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad \text{Ec. 18}$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{420[mm^2]}{0.0766}}$$

$$d_{equiv} = 74.04 [mm]$$

Ya que  $8mm \leq d_{equiv} \leq 250mm$  se utiliza la **Ec. 16**

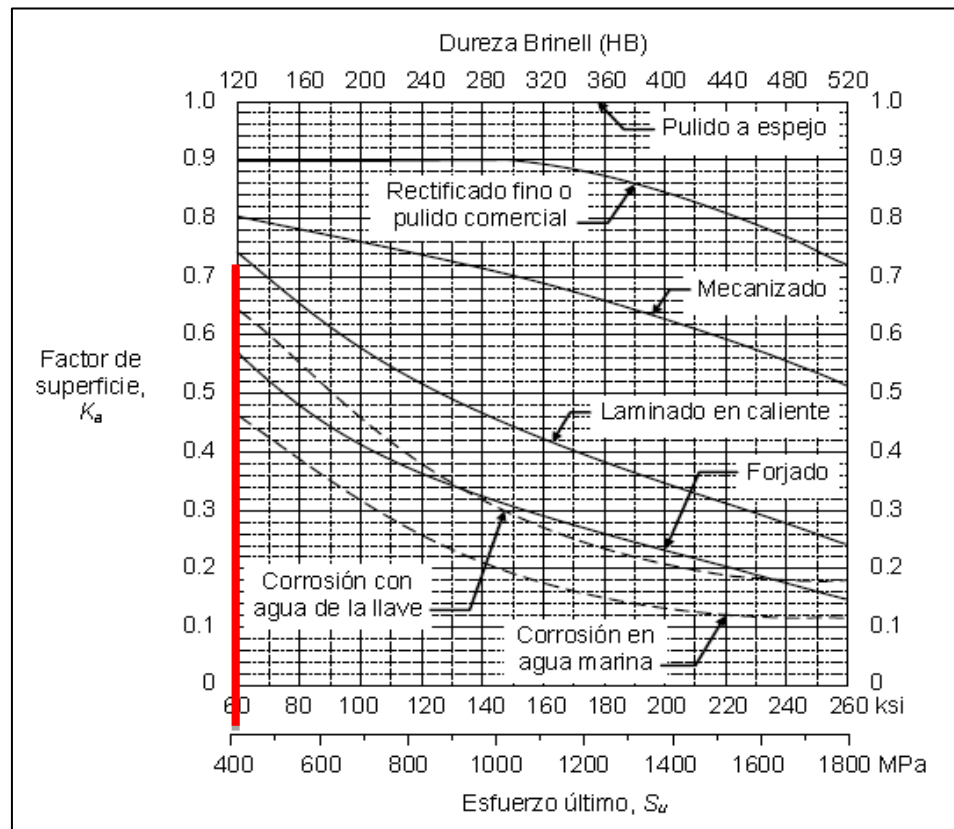
$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 1.189(74.04)^{-0.097} = 0.78$$

El factor de carga por flexión, recomendado por el libro de Norton

[18] es de  $C_{carga} = 1$

Para poder definir el factor de superficie se utilizara la figura 4.20



**Figura 4.20 Factores de superficie para el acero. [19]**

De la figura 4.20 se puede obtener el factor superficial que es de aproximadamente  $C_{sup} = 0.74$

Ya que la temperatura a la cual va a ser sometido el elemento no aumente arriba de la ambiental, se procede a seleccionar un factor por temperatura de  $C_{temp} = 1.0$  de la **Ec. 19**

Para  $T \leq 450$  [°C](840[°F])  $C_{tamaño} = 1$

Para  $450$  [°C] <  $T \leq 550$  [°C]  $C_{temperatura} = 1 - 0.0058(T - 450)$  **Ec. 19**



Para  $840[^\circ\text{F}] < T \leq 1020 [^\circ\text{F}]$   $C_{temperatura} = 1.189d^{-0.097}$

Para obtener los coeficientes de confiabilidad para la aplicación se selecciona de la tabla 10

**TABLA 10**  
**FACTORES DE CONFIABILIDAD. [18]**

Confiabilidad %	$C_{confiabilidad}$
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Por lo tanto se procede a seleccionar una confiabilidad del 99.999% que corresponde a un factor de  $C_{conf} = 0.659$ . Una vez ya obtenidos todos los factores para el límite de resistencia real, se aplica la **Ec.20**

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad \text{Ec. 20}$$

$$S_e = (1.0)(0.783)(0.74)(1.0)(0.659)(200[\text{MPa}])$$

$$S_e = 76.37[\text{MPa}]$$

Ya corregido el límite de resistencia debido a la fatiga, se obtiene los debidos factores de seguridad. Para obtener estos factores de seguridad, se aplicará el diagrama de Goodman modificado, para 4 posible escenarios.

Para el caso 1, el esfuerzo alternativo, permanece básicamente constante durante la vida de la pieza, sin embargo, el esfuerzo medio llega a incrementarse en condiciones de servicio.

$$N_f = \frac{\sigma'_{m@Q}}{\sigma'_{m@Z}} = \frac{S_y}{\sigma'_m} \left( 1 - \frac{\sigma'_a}{S_y} \right) \quad \text{Ec. 21}$$

$$N_f = \frac{250[MPa]}{50.32[MPa]} \left( 1 - \frac{50.32[MPa]}{250[MPa]} \right) = 3.96$$

Para el caso 2, el esfuerzo medio permanece básicamente constante durante la vida de la pieza, sin embargo, el esfuerzo alternativo llega a incrementarse en condiciones de servicio.

$$N_e = \frac{\sigma'_{a@P}}{\sigma'_{a@Z}} = \frac{S_e}{\sigma'_a} \left( 1 - \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \right) \quad \text{Ec. 22}$$

$$N_f = \frac{76.37[MPa]}{50.32[MPa]} \left( 1 - \frac{50.32[MPa]}{400[MPa]} \right) = 1.32$$

Para el caso 3, ambas componentes de esfuerzos alternativos y medio se incrementan en condiciones de servicio; sin embargo, su razón permanecerá constante.

$$N_e = \frac{\sigma'_{m@R}}{\sigma'_{m@Z}} = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} \quad \text{Ec. 23}$$

$$N_f = \frac{(76.37[MPa])(400[MPa])}{(50.32[MPa])(400[MPa]) + (50.32[MPa])(76.37[MPa])} = 1.27$$

Para el caso 4, ambos componentes de esfuerzo alternativo y medio se incrementan en condiciones de servicio; sin embargo, se desconoce la relación entre sus incrementos.

$$\sigma'_{m@S} = \frac{S_{ut}(S_e^2 - S_e \sigma'_a + S_{ut} \sigma'_m)}{S_e^2 + S_{ut}^2} \quad \text{Ec. 24}$$

$\sigma'_{m@S}$

$$= \frac{(400[MPa])((76.37[MPa])^2 - (76.37[MPa])(50.32[MPa]) + (400[MPa])(50.32[MPa]))}{(76.37[MPa])^2 + (400[MPa])^2}$$

$$\sigma'_{m@S} = 53.35[MPa]$$

$$\sigma'_{a@S} = -\frac{S_e}{S_{ut}}(\sigma'_{m@S}) + S_e \quad \text{Ec. 25}$$

$$\sigma'_{a@S} = -\frac{76.37[MPa]}{400[MPa]}(53.35[MPa]) + 76.37[MPa]$$

$$\sigma'_{a@S} = 66.18[MPa]$$

$$ZS = \sqrt{(\sigma'_m - \sigma'_{m@S})^2 + (\sigma'_a - \sigma'_{a@S})^2} \quad \text{Ec. 26}$$

$$ZS = \sqrt{(50.32[MPa] - 53.35[MPa])^2 + (50.32[MPa] - 66.18[MPa])^2}$$

$$ZS = 16.14[MPa]$$

$$OZ = \sqrt{(\sigma'_m)^2 + (\sigma'_a)^2} \quad \text{Ec. 27}$$

$$OZ = \sqrt{(50.32[MPa])^2 + (50.32[MPa])^2}$$

$$OZ = 72.59[MPa]$$

$$N_e = \frac{OZ+ZS}{OZ} \quad \text{Ec. 28}$$

$$N_e = \frac{72.59[MPa] + 16.14[MPa]}{72.59[MPa]}$$

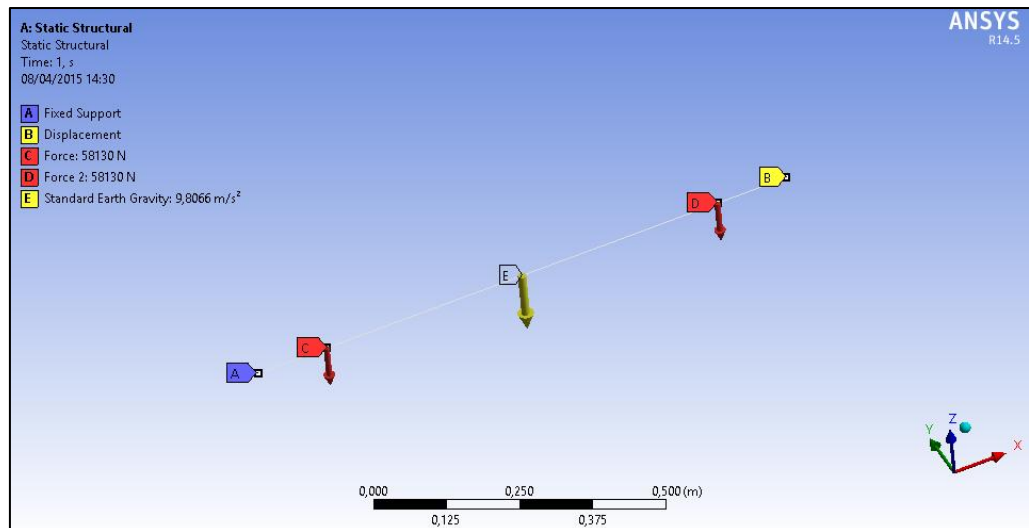
$$N_e = 1.22$$

Ya que la viga seleccionada cumple con los factores de seguridad de fatiga. Por lo que se realiza las correspondientes verificaciones en ANSYS® y en SOLIDWORKS®.

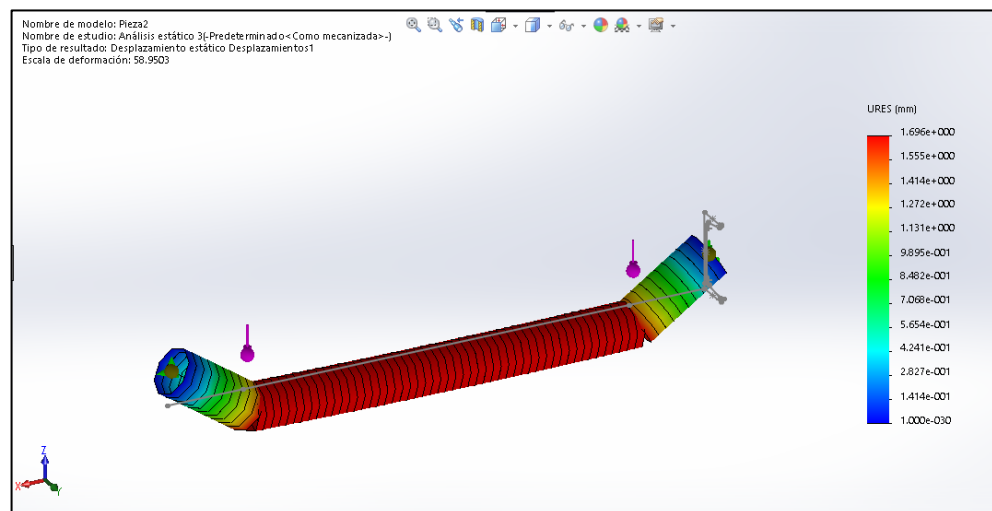
Como se puede observar en la tabla A1, la selección de la viga UPN 120 es la más recomendable para esta aplicación ya que cumple con los factores de seguridad estática y de fatiga, y además es la solución más económica para esta aplicación, teniendo el menor peso por metro lineal.

Se verificará tales resultados con la ayuda del software ANSYS® y SOLIDWORKS®. Para la verificación de resultados, se realizará un ensamblaje en el cual se coloque placas rigidizados entre las vigas, para evitar los efectos de la torsión que no se tomaron en cuenta en

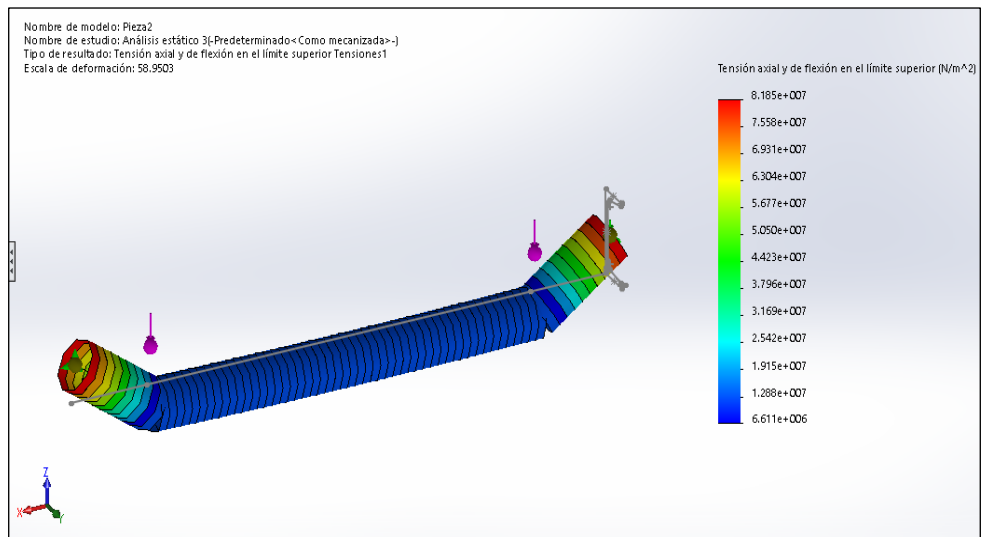
los cálculos citados ya que el programa permite establecer dichos valores de forma directa.



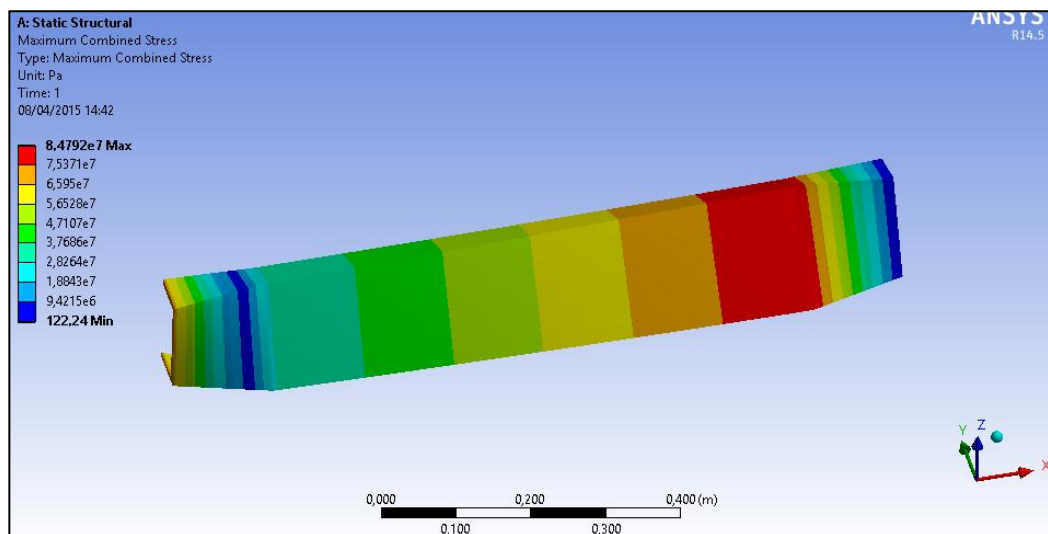
**Figura 4.21 Estricciones y Fuerzas que Actúan en las Vigas 1.**



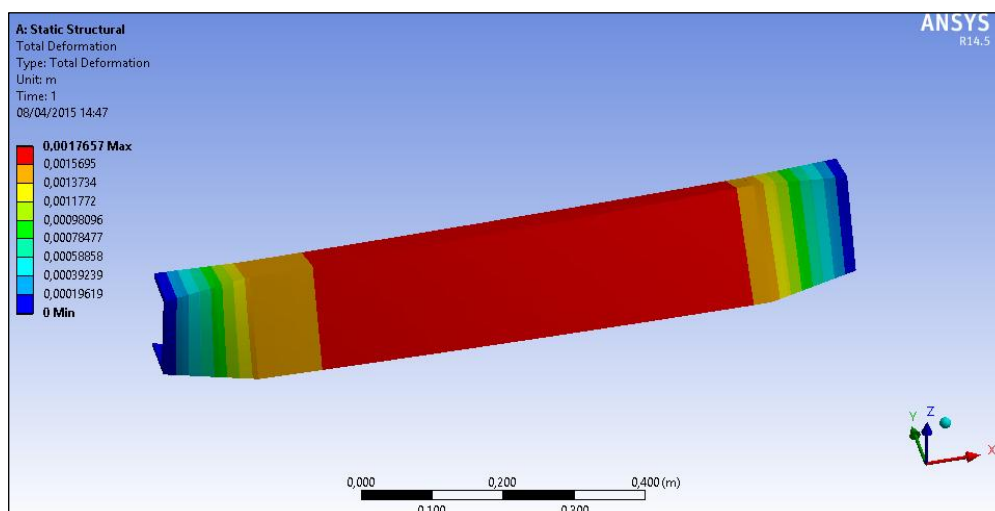
**Figura 4.22 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®;  
Análisis de Deformación Total.**



**Figura 4.23 Resultados Obtenidos Solidworks®; Análisis de Esfuerzos.**



**Figura 4.24 Resultados Obtenidos Mediante ANSYS®; Análisis de Esfuerzos.**



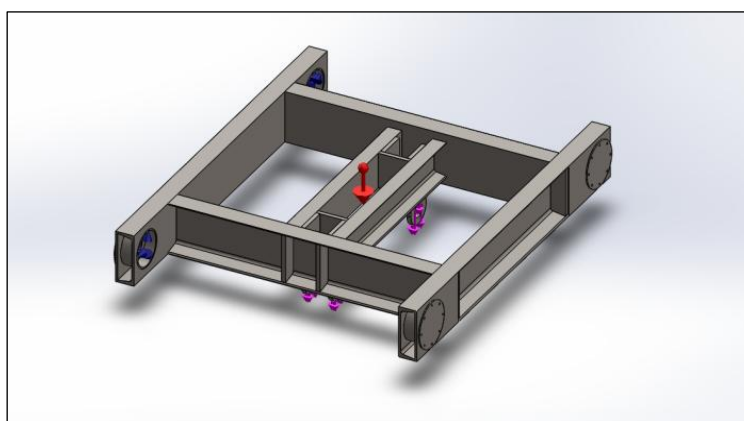
**Figura 4.25 Resultados Obtenidos Mediante ANSYS®; Análisis de Deformación Total.**

En las gráficas anteriormente mostradas, se pueden ver los resultados obtenidos por el software SOLIDWORKS® y ANSYS®. En la figura 4.23 se muestra que el valor del esfuerzo máximo es de  $8.18 \times 10^7 [Pa]$ , que al ser comparado con el valor de esfuerzo en la figura 4.24, el cual tiene un valor de  $8.47 \times 10^7 [Pa]$ , existe un porcentaje de error del 4% aproximadamente. En la figura 4.22 y en la figura 4.25 se muestra las deformaciones máximas, para el análisis hecho en ANSYS® la deformación es de  $1.76 [mm]$  mientras que para el análisis hecho en SOLIDWORKS® es de  $1.69 [mm]$ , ya que la deformación máxima para la viga es superior a  $1.1 [mm] = \frac{L}{888}$ , se selecciona un perfil superior. El perfil que se

selecciona es el perfil UPN 180, el cual se lo analizara con el ensamble total del trolley.

Para el diseño completo del trolley, se aplicaran vigas de UPN 260 que forman el marco del trolley, resultado de varias interacciones realizadas.

En la figura 4.26 se muestran las restricciones, que en este caso serán sujeciones mediante rodamientos. Las fuerzas que actúan sobre la estructura serán el peso de elevación y el peso de la propia estructura.



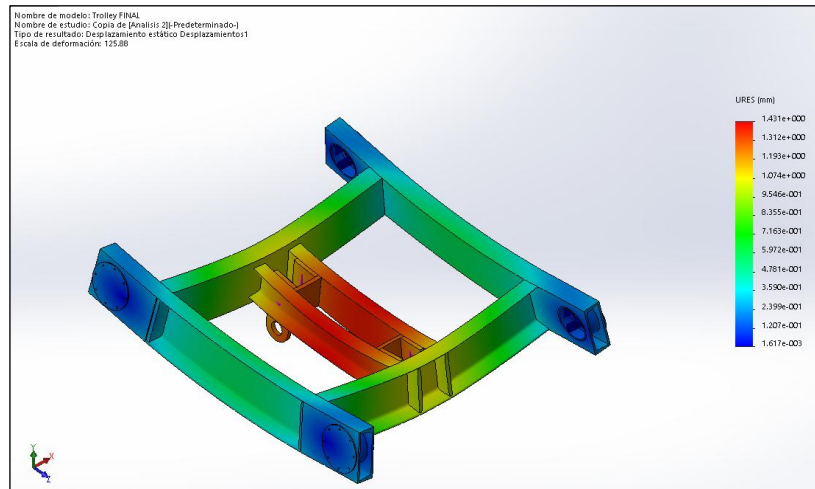
**Figura 4.26 Restricciones y Fuerzas que Actúan en la Estructura del Trolley.**

#### **Análisis de las vigas principales y secundarias del Trolley.**

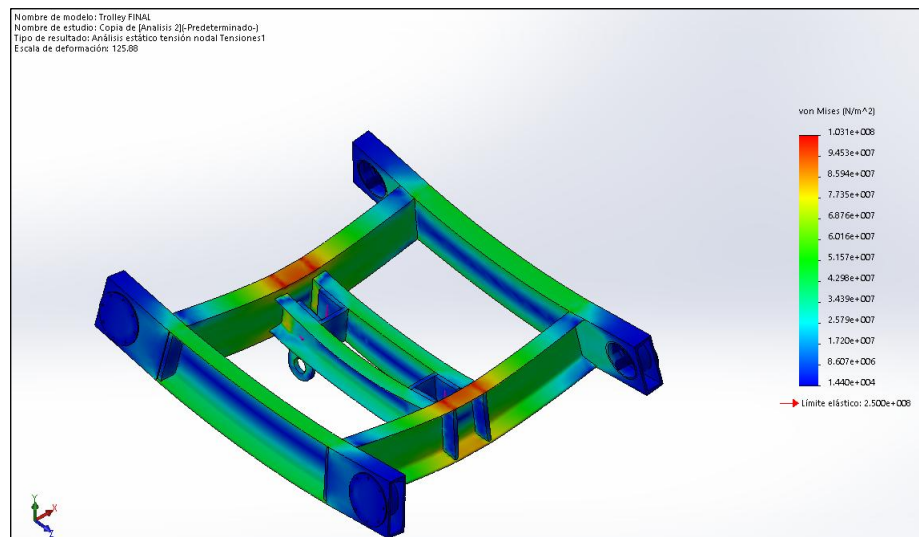
Se aplicó las cargas combinadas (Ver tabla 4 y 5) obteniendo un valor de:

$$R_y = 58.07[kN]$$

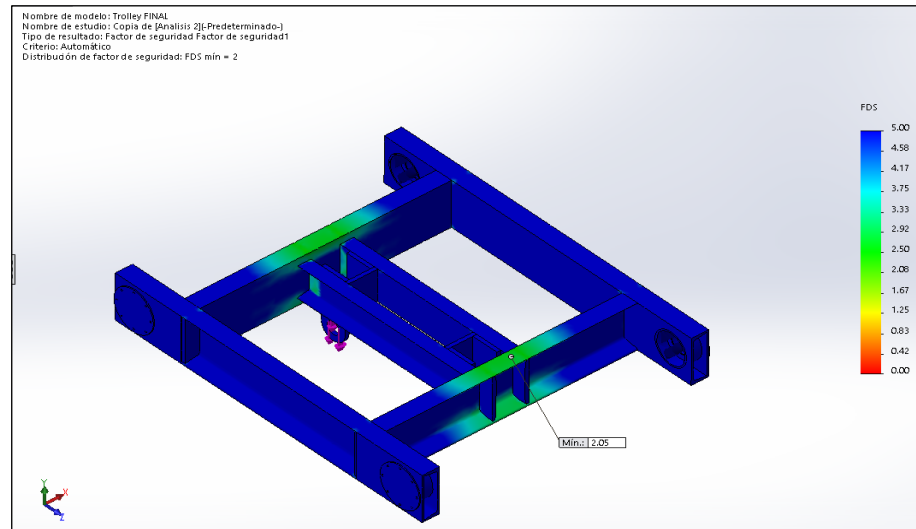




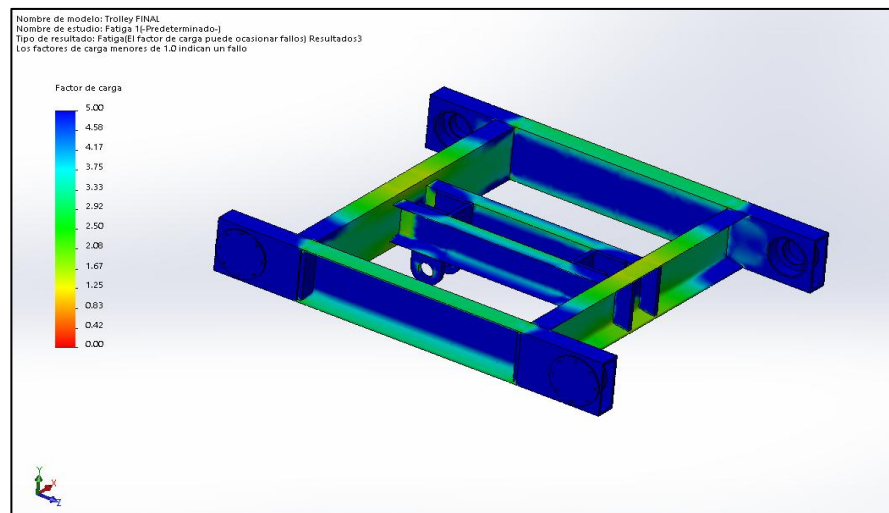
**Figura 4.27 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®;  
 Análisis de Deformación Total.**



**Figura 4.28 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®;  
 Análisis De Esfuerzos De Von Misses.**



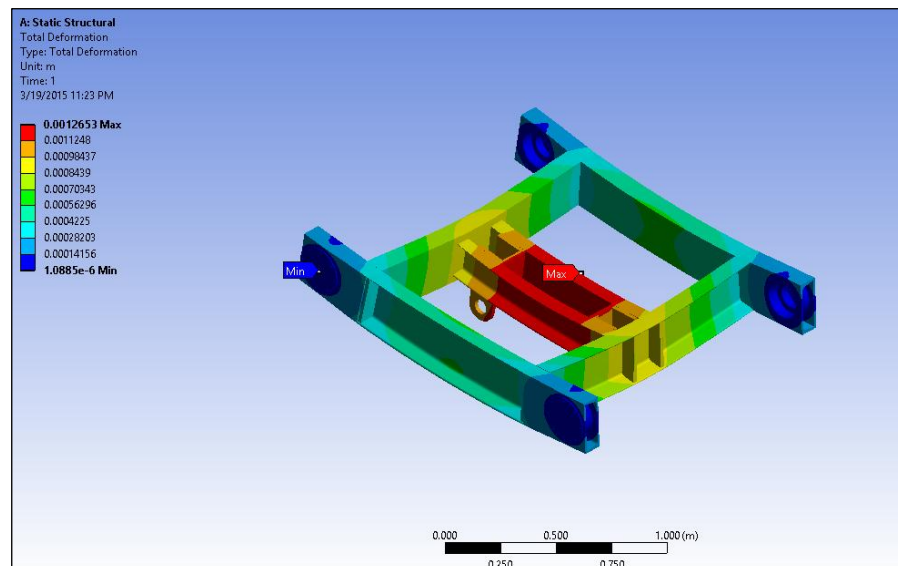
**Figura 4.29 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor De Seguridad Estático.**



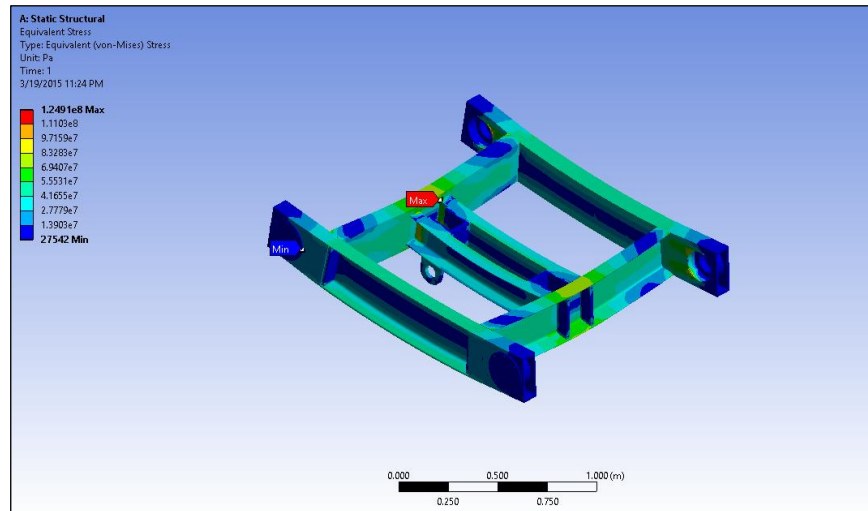
**Figura 4.30 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks®; Factor De Seguridad Para Fatiga.**

En las gráficas anteriormente mostradas, se pueden ver los resultados obtenidos por el software SOLIDWORKS®. En la figura 4.28 valor máximo de esfuerzos de Von Misses es de

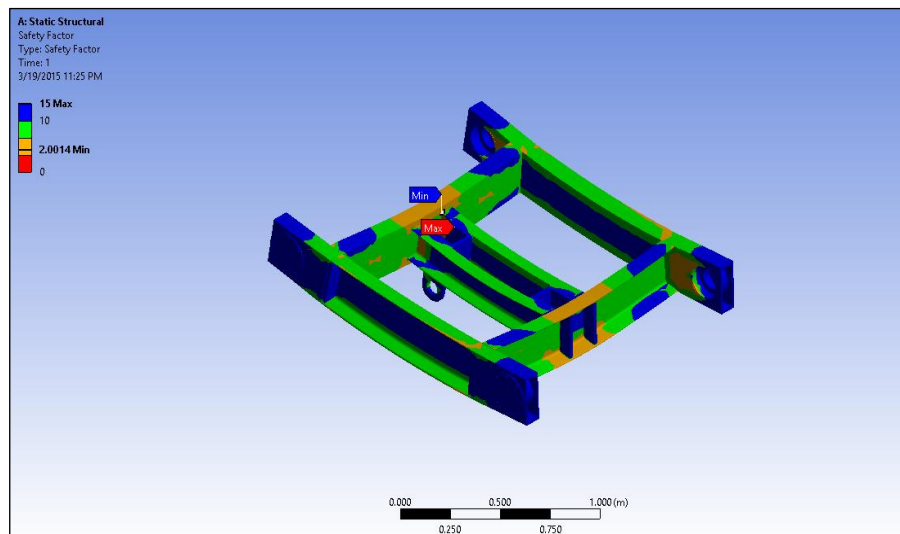
$1.031 \times 10^8 [Pa]$ , otro de los valores a notar es el factor de seguridad estático, el cual da un valor mínimo de 2.05 como se observa en la figura 4.29, demostrando de esta manera que el diseño es fiable para las cargas a soportar. Se tiene en cuenta que la deformación máxima del trolley es de  $1.41 [mm]$ , mientras que el valor recomendado por la norma es de  $1.1 [mm]$  se puede considerar como aceptable esta diferencia.



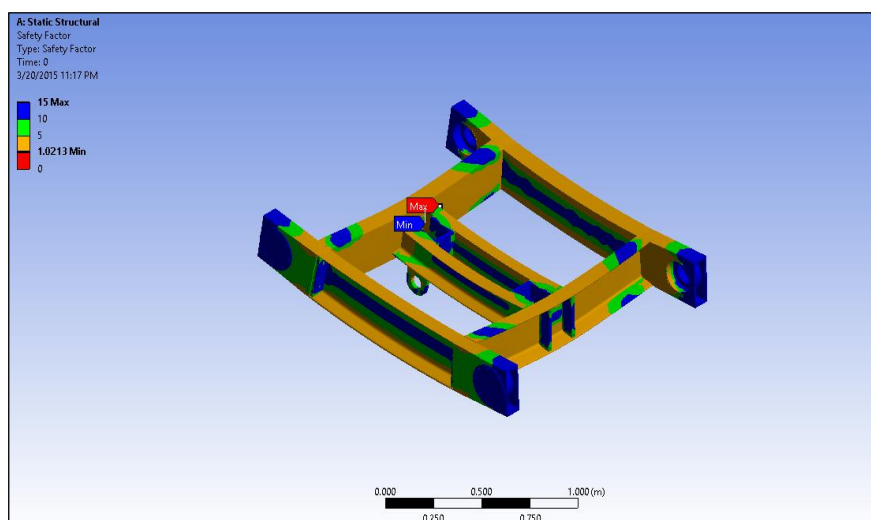
**Figura 4.31 Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de Deformación Total.**



**Figura 4.32 Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Mises.**



**Figura 4.33 Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Factor de Seguridad Estático.**



**Figura 4.34 Resultados Obtenidos Mediante Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga.**

Se observa que para el software ANSYS®, el factor de seguridad (Figura 4.33) estático es de 2.00 en comparación con el factor de seguridad presentado por el programa SOLIDWORKS® (Figura 4.29) el cual fue de 2.05, muestra que existe una diferencia del 5% aproximadamente, esta diferencia se debe a la calidad de mallado presentado para cada uno. De similar manera para el esfuerzo de Von Misses el presentado en la figura 4.32 es de  $1.24 \times 10^8 [Pa]$  mientras que el presentado en la figura 4.21 es de  $1.032 \times 10^8 [Pa]$ , en esta similitud de valores se puede comprobar la veracidad de los resultados.

## 4.2 Diseño de viga carrilera.

Para el diseño de las vigas carrileras se considerarán las siguientes cargas:

**TABLA 11**  
**CARGAS MUERTAS, REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO DE**  
**LA VIGA CARRILERA.**

Cargas muertas	$W_D$ [Kg]
Peso de la estructura del trolley	863
Peso del tecle	482
<b>Total</b>	<b>1345</b>

**TABLA 12**  
**CARGAS VIVAS, REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO DE LA**  
**VIGA CARRILERA.**

Cargas vivas	$W_L$ [Kg]
Peso del bloque a cargar	20000
<b>Total</b>	<b>20000</b>

La carga que es producida por el trolley sobre las vigas carrileras, es una carga vertical móvil que produce además de un momento

flector en la viga, un momento de flexión y de compresión en los soportes o patas.

Los momentos que se originan en un pórtico articulado con una carga concentrada son los que se muestran en la Figura 4.35

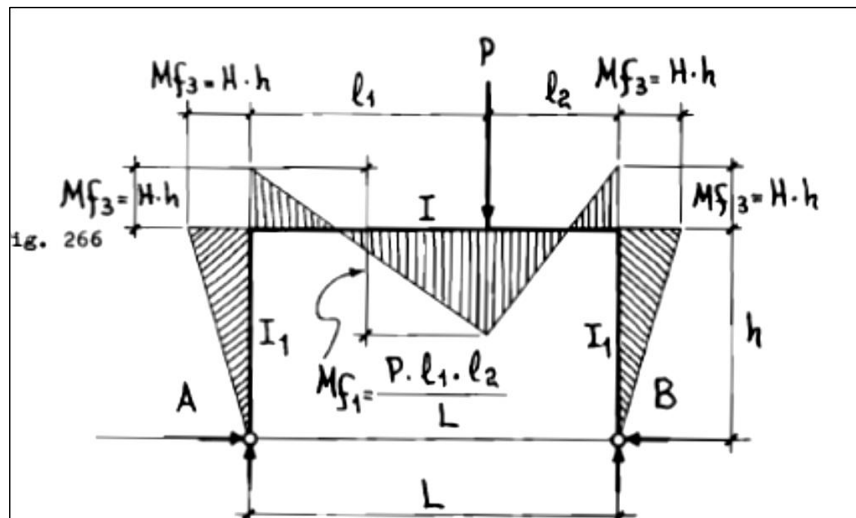


Figura 4.35 Diagrama de Momentos de un Pórtico Articulado. [20]

Haciendo referencia a la Figura 4.35:

Dónde:

$I_1$  = Momento de inercia de las columnas o soportes

$I$  = Momento de inercia de la viga

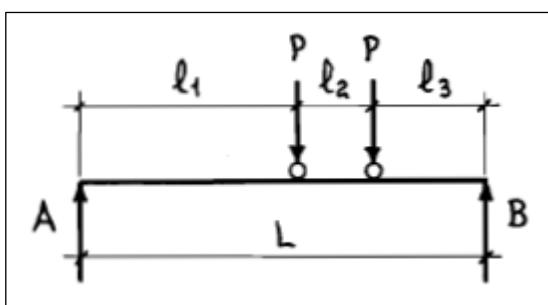
$$H = \frac{3Pl_1l_2}{2h(2h+3L)} \quad \text{si } I_1 = I \quad \text{Ec. 29}$$

$$H = \frac{3Pl_1l_2I_1}{2h(2h+3L)} \quad \text{si } I_1 \neq I \quad \text{Ec. 30}$$

Al encontrarse cargados este tipo de pórticos articulados, se producen en la unión articulada del suelo una fuerza que tiende a abrirlo. Para las grúas pórtico que llevar ruedas en su parte inferior, se recomienda disminuir esta fuerza, ya que esta fuerza tenderá a aprisionar las ruedas sobre los rieles evitando un correcto funcionamiento de las mismas.

En las grúas tipo pórtico poseen dos cargas móviles iguales o diferentes, y por lo tanto se halla el momento flector máximo situando la carga en los sitios más críticos de la viga, por lo tanto en el libro de R. Nonnast se propone las ecuaciones mostradas más adelante.

Debido a que las reacciones generadas por el trolley sobre las ruedas tanto delanteras como traseras son iguales entre sí, se encontrará el sitio más desfavorable para la viga, cuando  $l_1$  tiene el valor de  $4,21[m]$  (Ec. 31).



**Figura 4.36 Longitudes Requeridas Para El Análisis De Las Fuerzas. [20]**



Para poder utilizar la Ec.31 se debe cumplir la siguiente relación:

$$l_2 < 0,586L$$

$$1.57[m] < 0,586(9.2[m])$$

$$1.57[m] < 5.39[m]$$

Ya que se cumple la inecuación anterior se procede a calcular la longitud  $l_1$ .

$$l_1 = \frac{1}{2} \left( L - \frac{l_2}{2} \right) \quad \text{Ec. 31}$$

$$l_1 = \frac{1}{2} \left( 9.2[m] - \frac{1.56[m]}{2} \right) = 4,21[m]$$

Por lo tanto el momento flector máximo en la viga, será entonces:

$$Mf_{1max} = \frac{P}{2L} \left( L - \frac{l_2}{2} \right)^2 \quad \text{Ec. 32}$$

$$Mf_{1max} = \frac{60.30[kN]}{2(9.2[m])} \left( 9.2[m] - \frac{1.57[m]}{2} \right)^2 = 232.063[kNm]$$

Dónde:

$$P = \frac{f_D W_D + f_L W_L}{4} = \frac{1.07 \left( \frac{9.87 \frac{m}{s^2} \right) (1345[Kg]) + 1.15 \left( \frac{9.87 \frac{m}{s^2} \right) (20000[Kg])}{4} = 60.30[kN]$$

Ya que para este diseño se propone la utilización de vigas tipo cajón, se aplicarán las correspondientes limitaciones para este diseño según la norma CMAA 70.

$$\frac{L}{d} < 25 \quad \text{Ec. 33}$$

$$\frac{L}{b} < 65 \quad \text{Ec. 34}$$

Donde

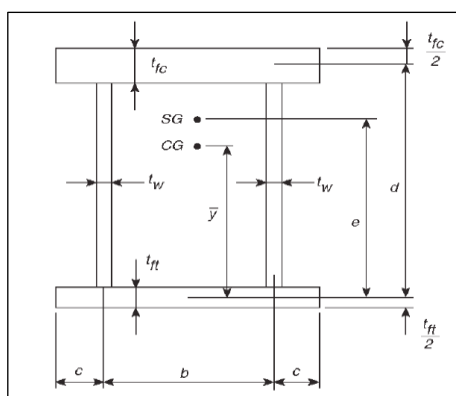
$L$ : Longitud total de la viga.

$d$ : Ancho del alma de la viga cajón (Figura 4.37)

$b$ : Ancho del ala de la viga cajón. (Figura 4.37)

Para este diseño se dimensionará las planchas en el ala superior e inferior sean de 305[mm] de ancho, mientras que para la altura de las planchas utilizadas para el alma de la viga se considerarán un valor de 610[mm], debido a que las dimensiones comunes para una plancha comercial son de 2440[mm]x6000[mm] y de esta manera se reduce el desperdicio de material.

Para el primer diseño se utilizará, planchas de 8 mm de espesor para el alma y alas de la viga.



**Figura 4.37 Dimensiones Básicas de Viga Tipo Cajón. [20]**

Para los rebordes se dará un espaciado de 30 [mm], por consideraciones de facilidad de soldabilidad. Ya conociendo las dimensiones preliminares de la viga como se muestra en la Figura 38 Se verifica los valores de sus dimensiones con respecto a las relaciones anteriormente vistas utilizando las ecuaciones Ec. 33 y Ec. 34.

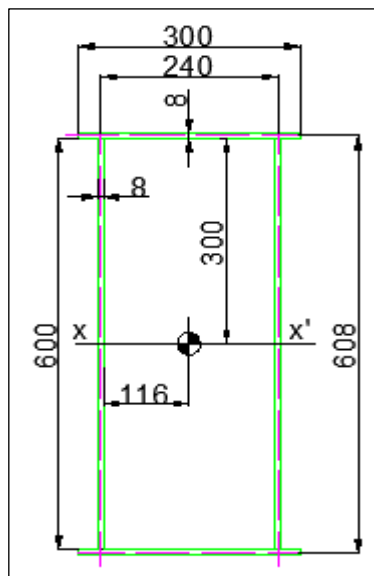


Figura 4.38 Dimensiones de Viga Cajón.

$$\frac{L}{d} < 25$$

$$\frac{9.2}{0.69} < 25$$

$$13.33 < 25 \text{ Ok}$$

$$\frac{L}{b} < 65$$

$$\frac{9.2}{0.29} < 65$$

$$31.72 < 65 \text{ Ok}$$

Verificando que se cumpla las relaciones dimensionales de la viga, se procede a realizar los cálculos de los momentos de inercia para los ejes  $x-x'$  y para el eje  $y-y'$ .

Para un rectángulo el momento de inercia es:

$$I_{rec} = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ec. 35}$$

Dónde:

$h$  = Longitud del lado perpendicular al eje de inercia.

$b$  = Longitud del lado paralelo al eje de inercia.

Y para estos cálculos también se utilizará el teorema de los ejes paralelos, que se presenta en la siguiente ecuación:

$$I_{eje} = I_{eje}^{CM} + Ad^2 \quad \text{Ec. 36}$$

Donde

$I_{eje}^{CM}$  = Inercia del cuerpo referente al centro de masa del mismo.

$A$  = Área de la figura a encontrar la inercia.

$d$  = Distancia desde el eje a trasladar al eje del centro de masa.

Por lo tanto se procede a obtener el momento de inercia con respecto al eje  $x-x'$ . Teniendo en cuenta que por la forma geométrica del área, el centro de masa se encuentra ubicado en el

centro del cuerpo, se obtiene la inercia con respecto al centro de gravedad del rectángulo del ala superior:

$$I_A = \frac{bh^3}{12} = \frac{(305[mm])(8[mm])^3}{12} = 13.1 \times 10^3 [mm^4]$$

Ya que la línea de centro de eje del ala superior se encuentra desfasada con respecto al eje de la figura en cuestión, se aplica el teorema de ejes paralelos (Ec. 36):

$$I_{A_{x-x'}} = I_A + Ad^2$$

$$I_{A_{x-x'}} = 13 \times 10^3 [mm^4] + (8[mm])(305[mm]) \left( 305[mm] + \frac{8[mm]}{2} \right)^2$$

$$I_{A_{x-x'}} = 232.98 \times 10^6 [mm^4] = 232.98 \times 10^{-6} [m^4]$$

Se obtiene el momento de inercia con respecto al centro de gravedad para una de las placas del alma de la viga:

$$I_B = \frac{bh^3}{12} = \frac{(8[mm])(610[mm])^3}{12} = 151 \times 10^6 [mm^4] = 151 \times 10^{-6} [m^4]$$

Puesto que el eje x del centro de gravedad del área de alma se encuentra sobre la línea x-x' de la línea del centro de gravedad del cuerpo, se tiene que:

$$I_{B \ x-x'} = I_B$$

Ya teniendo el momento de inercia del alma y del ala del cuerpo, se calcula el momento de inercia total:

$$I_{x-x'} = 2I_{A \ x-x'} + 2I_{B \ x-x'}$$

$$I_{x-x'} = 2(232.98 \times 10^{-6} [m^4]) + 2(151 \times 10^{-6} [m^4])$$

$$I_{x-x'} = 7.67 \times 10^{-4} [m^4]$$

De similar manera se obtiene el momento de inercia con respecto al eje  $y-y'$  de la sección, obteniendo como resultado  $I_{y-y'} = 1.74 \times 10^{-4} [m^4]$ .

En la tabla 13 se muestra las dimensiones de varias vigas, las cuales mantienen las dimensiones propuestas para su construcción, pero varían los espesores de planchas, utilizados en el alma y en las alas de la viga, variando de esta manera la inercia de la viga.

**TABLA 13**  
**PROPUESTAS PARA LA SELECCIÓN DE LA VIGA CARRILERA.**

Propiedades						
	$I_{xx}$ [m <sup>4</sup> ]	$I_{yy}$ [m <sup>4</sup> ]	$I_{xx}/c$ [m <sup>3</sup> ]	Área [mm <sup>2</sup> ]	$r_x$ [m]	$r_y$ [m]
<b>Viga 1</b>	7,67E-04	1,74E-04	2,38E-03	14400	0,23	0,11
<b>Viga 2</b>	8,46E-04	1,83E-04	2,73E-03	15600	0,23	0,11
<b>Viga 3</b>	1,03E-03	2,27E-04	3,31E-03	19200	0,23	0,11
<b>Viga 4</b>	1,15E-03	2,36E-04	3,67E-03	20400	0,24	0,11
<b>Viga 5</b>	1,34E-03	2,80E-04	4,25E-03	24000	0,24	0,11

**TABLA 14**  
**PROPIEDADES DE LAS VIGAS PROPUESTAS.**

Dimensiones de vigas propuestas							
	b [mm]	tfc [mm]	d [mm]	tft [mm]	tw [mm]	wc [mm]	C[mm]
Viga 1	245	8	618	8	8	232	30
Viga 2	245	10	620	10	8	232	30
Vig a 3	245	12	622	12	10	230	30
Viga 4	245	14	624	14	10	230	30
Viga 5	245	16	626	16	12	228	30

En la Tabla 14 se muestran los valores de las propiedades de las vigas anteriormente citadas.

Conociendo respectivamente el momento flector máximo, se puede ver que utilizando el valor de máxima flexión recomendado por la

norma en la Tabla 8 se verifica el valor del módulo de sección requerido para soportar las cargas generadas por el trolley:

$$0.8\sigma_y = \frac{M_{max}}{W_{x-x'}}$$

$$0.8(250[MPa]) = \frac{232.063[kNm]}{W_{x-x'}}$$

$$W_{x-x'} = 1.16 \times 10^{-3} [m^3]$$

Se puede observar que todas las secciones propuestas pueden soportar el momento flector producido por la máxima carga, por lo que se escogerá para el análisis estático y de fatiga la sección que tenga la menor área, la cual es la Viga. 1.

La deformación aproximada de la viga, con las dos cargas iguales será la siguiente:

$$fl_1 = \frac{Pl_1^2(l_2+l_3)^2}{3EIL} + \frac{P(l_1+l_2)^2l_3^2}{3EIL} \quad \text{Ec. 37}$$

Donde:

P: Es la carga soportada por la viga.

E: Modulo de elasticidad (Tabla 1).

I: Inercia de la viga (Tabla 14).

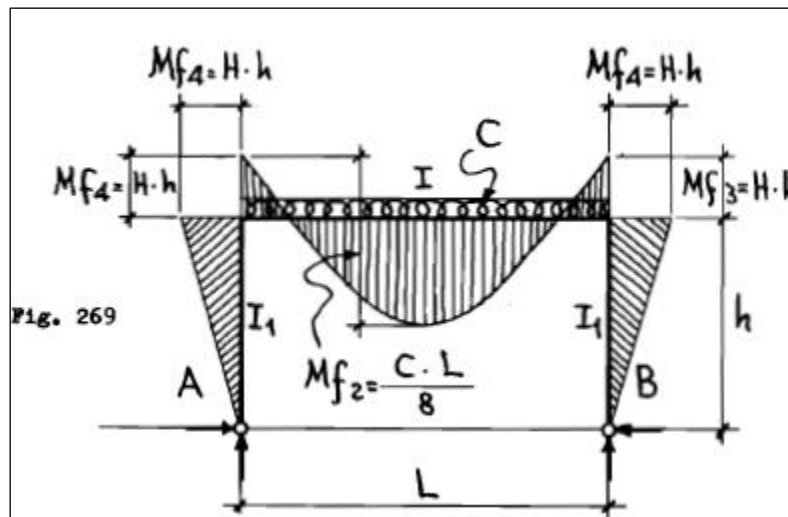
$l_1$ ,  $l_2$  y  $l_3$ : Longitudes (Figura 4.36)



$$f_{l_1} = \frac{(60.30[kN])(4,20[m])^2(1,57[m] + 3,42[m])^2}{3(2 \times 10^{11})(7,67 \times 10^{-4}[m^4])(9.2[m])} + \frac{(60.30[kN])(4,20[m] + 1,57[m])^2(3,42[m])^2}{3(2 \times 10^{11})(7,67 \times 10^{-4}[m^4])(9.2[m])}$$

$$f_{l_1} = 0.01234[m]$$

Para el diseño de las vigas, se tendrá en cuenta también el peso propio de las vigas, puesto que estas fuerzas distribuidas, producen un momento de flexión y compresión en los soportes o columnas de apoyo de la grúa. Los momentos que se originan en el pórtico articulado, por una carga uniformemente repartida son los siguientes:



**Figura 4.39 Momentos Generados en el Pórtico Articulado a Causa de la Carga Distribuida. [20]**

Dónde:

$$H = \frac{CL^2}{4h(2h+3L)} \quad \text{si } I_1 = I \quad \text{Ec. 38}$$

$$H = \frac{CL^2I_1}{4h(2hI+3LI_1)} \quad \text{si } I_1 \neq I \quad \text{Ec. 39}$$

C: Carga repartida o peso propio de la viga.

$$C = A\rho_{Fe}gL$$

$\rho_{Fe}$ : Densidad del acero A36 (Tabla 1).

A: Área de la sección (Tabla A1).

g: Gravedad  $9,87 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

L: Longitud de la Viga

Para este caso de carga uniformemente repartida, se asumirá como que se encuentra simplemente apoyada, y los soporte o columnas como si fuese un pórtico articulado.

Por lo tanto el momento flector máximo de la viga debido al propio peso será:

$$Mf_2 = \frac{CL}{8} \quad \text{Ec. 40}$$

$$Mf_2 = \frac{A\rho_{Fe}gL^2}{8} = \frac{(14400[mm^2]) \left( \frac{1[m]}{1000[mm]} \right)^2 (9.87[m/s^2]) \left( 7850 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \right) (9.2[m])^2}{8}$$

$$Mf_2 = 11804.16[Nm]$$

La deformación que produce este tipo de carga, en una simplemente apoyada, será la siguiente:

$$fl_2 = \frac{5CL^3}{384EI} \quad \text{Ec. 41}$$

$$fl_2 = \frac{5(14400[\text{mm}^2]) \left(\frac{1[\text{m}]}{1000[\text{mm}]}\right)^2 (9.87[\text{m/s}^2]) \left(7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]\right) (9.2[\text{m}])^3}{384(2 \times 10^{11})(7,67 \times 10^{-4}[\text{m}^4])}$$

$$fl_2 = 0.0767 \times 10^{-3}[\text{m}]$$

Esta deformación se sumará a la deformación causada por la carga concentrada anteriormente citada. Según la norma CMAA 70 se recomienda que la deformación admisible para grúas tipo pórtico movidas eléctricamente serán  $f \leq \frac{L}{888}$ , mientras que para las movidas a mano se recomienda que  $f \leq \frac{L}{500}$ . Para el cálculo de esta deformación, se tendrá en cuenta la carga producida por las cargas distribuidas que se encuentran sobre la estructura. Por lo que:

$$fl_1 + fl_2 \leq \frac{L}{888}$$

$$0.01234[\text{m}] + 0.0767 \times 10^{-3}[\text{m}] \leq \frac{9.2}{888}$$

$$0.0124[\text{m}] \leq 0.01[\text{m}]$$

Se observa que la deformación máxima producida por la viga no se cumple la igualdad, por lo que en la tabla mostrada a continuación, se mostrará los valores de las diferentes vigas, con sus respectivas deformaciones máximas. Con respecto a eso, se elegirá una viga que cumpla con la desigualdad.

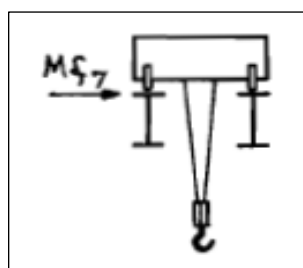
TABLA 15

## VERIFICACIÓN DE DEFORMACIONES MÁXIMAS

Vigas Propuestas	fl eje y[m]	fl max [m]	Verificación {fejey<fmax}
Viga 1	0,012	0,010	No
Viga 2	0,011	0,010	No
Viga 3	0,009	0,010	Ok
Viga 4	0,008	0,010	Ok
Viga 5	0,007	0,010	Ok

Por lo tanto de las vigas que se propusieron a analizar, la viga que cumple con la desigualdad es la Viga 3. Por lo que los posteriores cálculos se basarán en esta viga.

Al frenar la grúa sobre los carriles del suelo, también se producirá un momento de flexión en las vigas, el cual tendrá un valor de:



**Figura 4.40 Momento Generado por el Frenado de la Estructura. [20]**

$$Mf_7 = \frac{Mf_1}{14} + \frac{Mf_2}{7} \quad \text{Ec. 42}$$

Ya que se varió la sección de la viga, se calcula nuevamente el valor del momento flector máximo, producido por la carga distribuida.

$$Mf_2 = \frac{A\rho Fe g L^2}{8} \text{ Ec. 43}$$

$$Mf_2 = \frac{(19200[mm^2]) \left(\frac{1[m]}{1000[mm]}\right)^2 (9.87[m/s^2]) \left(7850 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) (9.2[m])^2}{8}$$

$$Mf_2 = 15.738[kNm]$$

Ya rectificando este valor del momento máximo, se calcula el momento producido por el frenado de la grúa.

$$Mf_7 = \frac{232.063[kNm]}{14} + \frac{15.738[kNm]}{7}$$

$$Mf_7 = 18.82[kNm]$$

Con este valor, se verifica la resistencia producida sobre la viga con respecto al eje y-y':

$$0.8\sigma_y > \sigma_y = \frac{M_{max}}{W_{y-y'}} = \frac{M_{max}c}{I_{y-y'}}$$

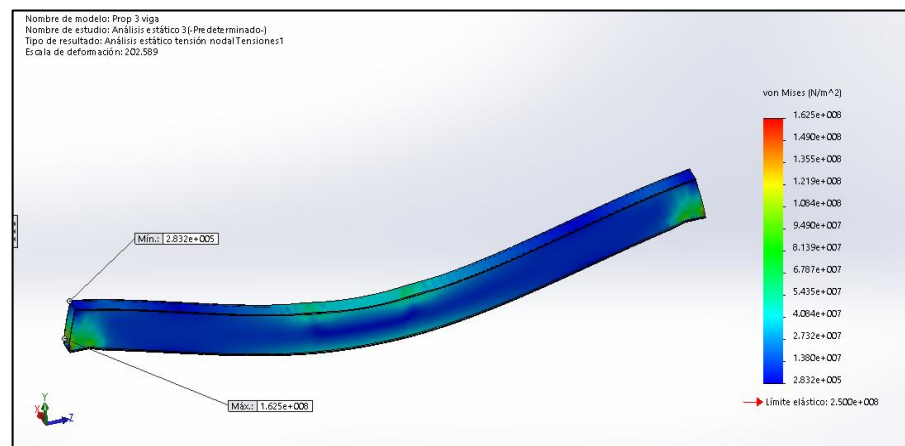
$$0.8(250[MPa]) > \sigma_y = \frac{M_{max}}{W_{y-y'}} = \frac{18.82[kNm] \left(\frac{0.610[m] + 0.010[m]}{2}\right)}{2,27E - 04[m^4]}$$

$$200[MPa] > 25.70[MPa]$$

Por lo que se puede decir que la viga cumple con los esfuerzos máximos laterales.

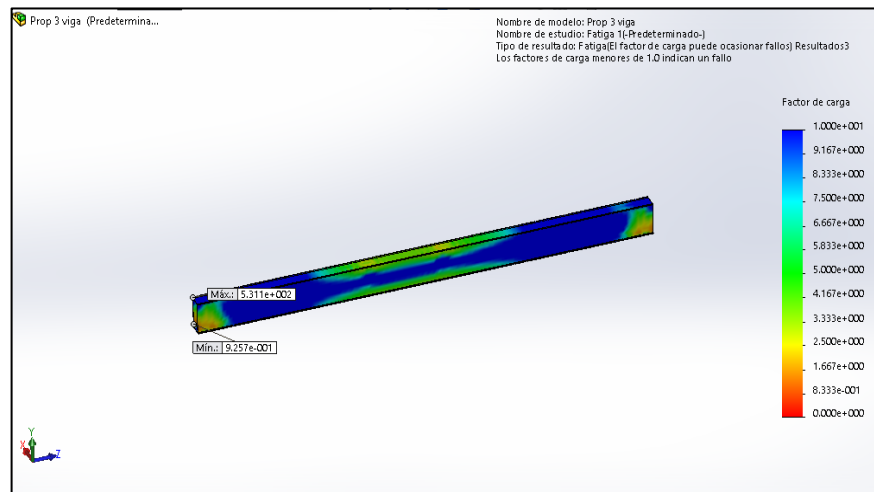
Ya teniendo seleccionada la viga, se realizarán los correspondientes análisis en SOLIDWORK® y ANSYS®.

Para el pre diseño se consideró a los soportes como nodos, mientras que dentro del análisis se aplicará estas restricciones como áreas, en las cuales van a ir apoyadas las columnas soporte, para esta área se considerará un área de 300 mm x 300 mm como primera prueba.



**Figura 4.41 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork®;  
 Análisis de Esfuerzos De Von Misses.**

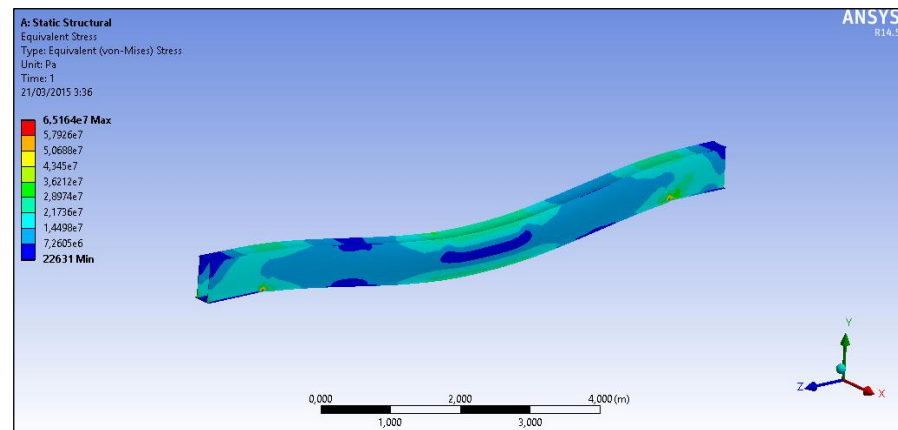
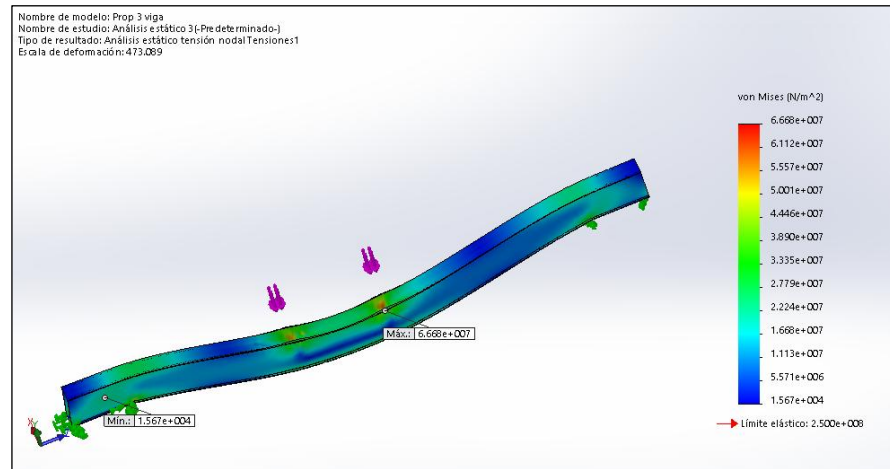
En la Figura 4.41 se puede observar que la tensión máxima en columna es de  $1.625 \times 10^8 [Pa]$ , este valor es menor por el recomendado por la norma para flexión, que es de  $0.75\sigma_y = 1.87 \times 10^8 [Pa]$ . Por lo que se puede decir que el diseño cumple con lo recomendado.



**Figura 4.42 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork®; Factor de Seguridad para Fatiga.**

Se puede apreciar claramente en la figura 4.42 que al analizar por fatiga este mismo perfil, que falla es los extremos.

Para poder mejorar la resistencia a la fatiga de esta sección, se decide aumentar el área de contacto en los soportes que se montarán sobre las columnas. Mediante varias interacciones realizadas, se aumentará esta área a 1000mm x305mm, por facilidades de construcción y siendo la mejor opción.

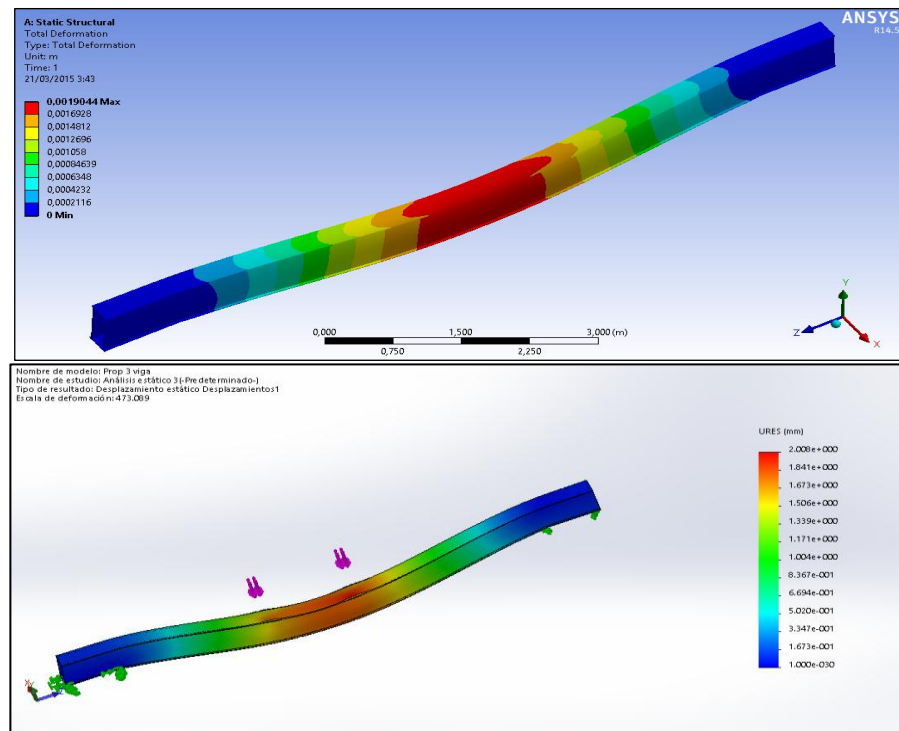


**Figura 4.43 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® Y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Mises.**

En la figura 4.43 se observa la comparación entre el esfuerzo máximo de Von Mises para la misma viga, teniendo en cuenta que hay un área para cada soporte de 1000 mm x 305 mm. En este caso el esfuerzo máximo de Von Mises para el programa de Solidworks® es de  $6.688 \times 10^7$  mientras que para ANSYS® es de  $6.51 \times 10^7$ , de esta forma se puede decir que este cambio en el

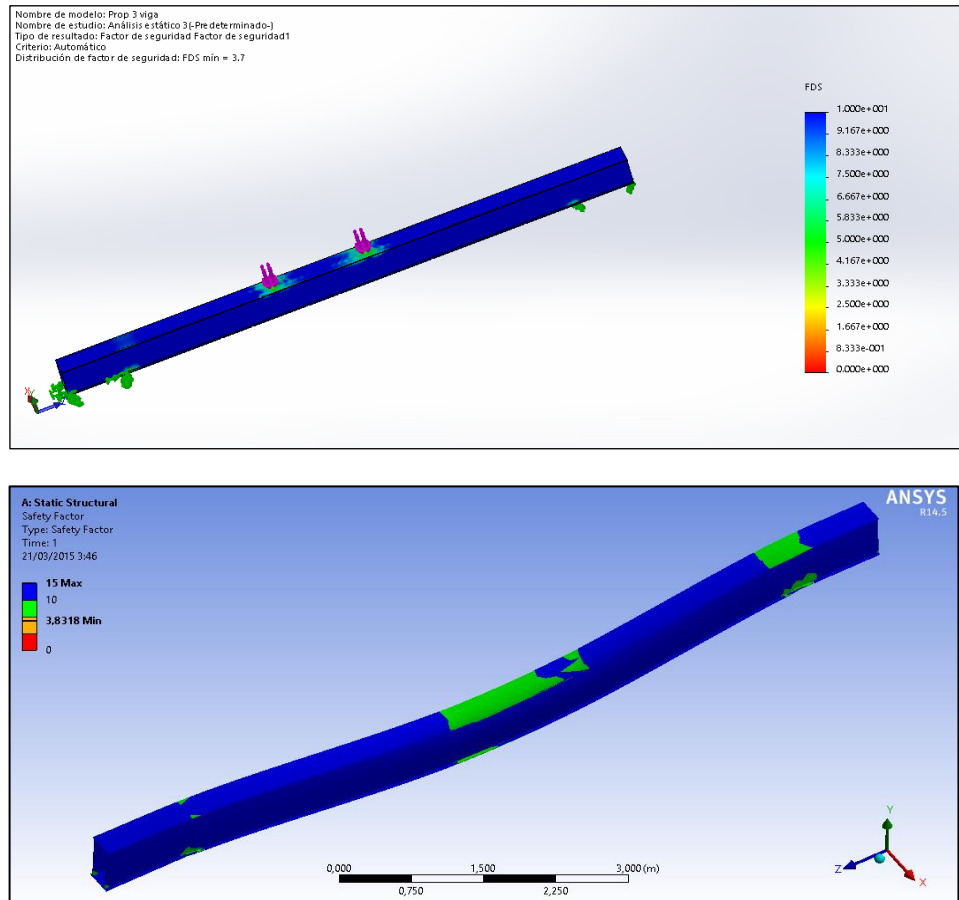


área de contacto produjo un gran cambio en los esfuerzos máximos producidos por la viga.



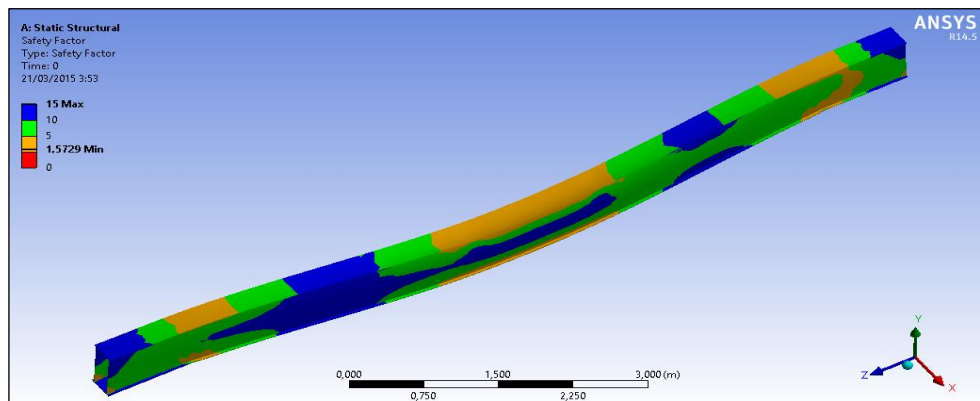
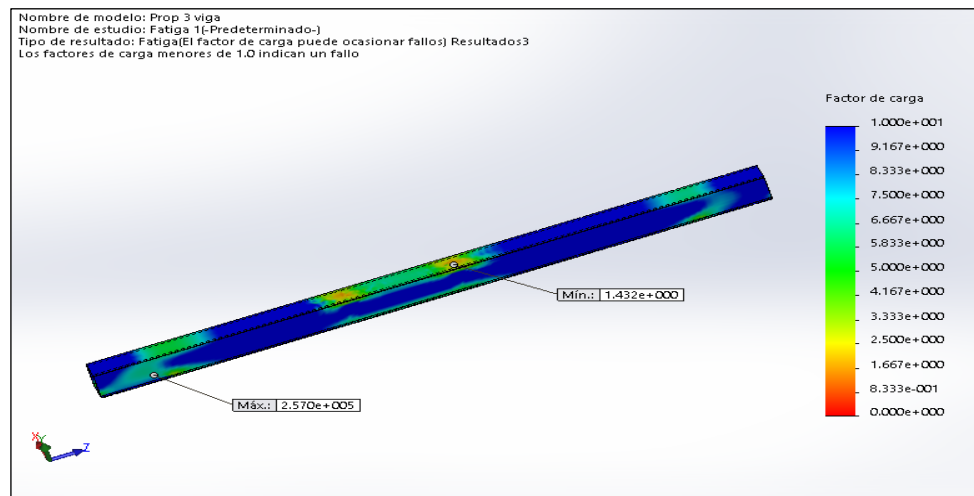
**Figura 4.44 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® Y Ansys®; Análisis de Deformación Total.**

De similar manera se verifica en la figura 4.44, que para Solidworks®, la deformación máxima es de 1.99 mm, mientras que para ANSYS® la deformación de la estructura bajo las mismas condiciones es de 2mm., valores que son efectivamente mucho menores al valor máximo de deformación recomendado por la norma que equivale a 9 mm.



**Figura 4.45 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® Y Ansys®; Factor De Seguridad Estático.**

Viendo la figura 4.45 se puede concluir que la viga no fallará estáticamente, siendo que el factor de seguridad estático mínimo para ANSYS® es de 3.8, mientras que para Solidworks® es de 3.7.



**Figura 4.46 Resultados Obtenidos Mediante Solidwork® Y Ansys®; Factor De Seguridad Para Fatiga.**

Por último se verifica el factor de seguridad para fatiga, siendo el mínimo para ANSYS® de 1.57, mientras que para Solidworks® es de 1.43.

Se puede concluir finalmente que esta selección de la viga carrilera cumple con el factor de seguridad estático y de fatiga, asegurando la fiabilidad de este diseño.

### 4.3 Diseño de las columnas

Los soportes están sometidos a flexión, debido a la carga móvil, al peso propio de la viga, al frenado en el sentido de las vigas, y al frenado de la grúa en sentido de las vías, Para el diseño de las columnas se irán exponiendo y calculando todos los esfuerzos y momentos flectores, con los cuales se obtiene el perfil adecuado.

Se tendrá en cuenta que para las dimensiones de largo y ancho de las planchas a utilizar, se tratará de que exista la menor cantidad de desperdicio, por lo que se utilizarán planchas de 305mm de ancho y se irán variando los espesores.

Para la primera iteración se utilizará un espesor de plancha de 8 mm y se colocará el lado que posea mayor inercia en dirección de las vías carrileras.

**TABLA 16**  
**DIMENSIONES DE LAS COLUMNAS.**

Dimensiones de columnas propuestas							
	b [mm]	tfc [mm]	d [mm]	tft [mm]	tw [mm]	wc [mm]	C[mm]
Col 1	245	8	308	8	8	232	30
Col 2	245	8	308	8	10	230	30
Col 3	245	8	308	8	12	228	30
Col 4	245	10	310	10	8	232	30
Col 5	245	10	310	10	10	230	30
Col 6	245	10	310	10	12	228	30
Col 7	245	12	312	12	10	230	30

Como se vio en la sección anterior la carga la colocará en el sitio más desfavorable que es a  $4.21[m]$ . Utilizando el método anteriormente propuesto se obtiene las inercias de la sección para la col 1 (Tabla 16) que tienen un valor de  $I_{x-x'} = 1.50 \times 10^{-4} [m^4]$  y  $I_{y-y'} = 1.05 \times 10^{-4} [m^4]$ , calculará los momentos generados por tal fuerza.

El momento generado por la carga, como se mostró en anteriormente en la Figura 4.34, es de:

$$M_{f3} = Hh$$

Ya que son dos fuerzas las que actúan sobre la viga carrilera, se tendrá que  $H = H_1 + H_2$

$$H_1 = \frac{3Pl_1l_2I_1}{2h(2hI + 3LI_1)}$$

$$H_1 = \frac{3(60.30[kN])(4.21[m])(9.2[m] - 4.21[m])(1.50 \times 10^{-4}[m^4])}{2(6m)(2(6[m])(1,03 \times 10^{-3}[m^4]) + 3(9.2[m])(1.50 \times 10^{-4})[m^4])}$$

$$H_1 = 2879[N]$$

$$H_2$$

$$= \frac{3(60.30[kN])(4.21[m] + 1.57[m])(9.2[m] - (4.21[m] + 1.57[m]))(1.50 \times 10^{-4}[m^4])}{2(6m)(2(6[m])(1,03 \times 10^{-3}[m^4]) + 3(9.2[m])(1.50 \times 10^{-4})[m^4])}$$

$$H_2 = 2709[N]$$

De esta manera se tiene que el momento producido es igual a:

$$M_{f3} = (2879[N] + 2709[N])(6[m])$$

$$M_{f3} = 33.52[kNm]$$

De similar forma se obtiene el momento causado por el peso propio de la viga mediante la ecuación de la Figura 4.38:

$$M_{f4} = Hh$$

$$H = \frac{CL^2I_1}{4h(2hI + 3LI_1)} = \frac{A\rho_{Fe}gL^2I_1}{4h(2hI + 3LI_1)}$$

$$H$$

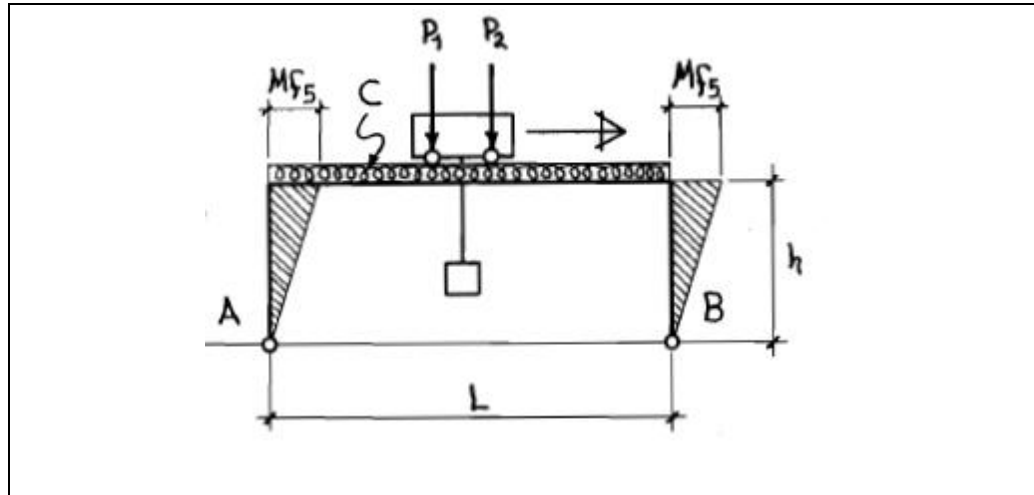
$$= \frac{(9600[mm^2]) \left(\frac{1[m]}{1000[mm]}\right)^2 (9.87[m/s^2]) \left(7850 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) (9.2[m])^2 (1.50 \times 10^{-4})[m^4]}{4(6m)(2(6[m])(1,03 \times 10^{-3}[m^4]) + 3(9.2[m])(1.50 \times 10^{-4})[m^4])}$$

$$= 23.84[N]$$

$$H = 23.84[N]$$

$$M_{f4} = (23.84[N])(6[m]) = 143.08[Nm]$$

El frenado de carro se produce cuando el trolley frena sobre las columnas, el cual tiene un valor de:



**Figura 4.47 Momentos Producidos por el Frenado del Trolley. [20]**

$$Mf_5 = \frac{R+R'}{20} \cdot h \quad \text{Ec. 44}$$

Dónde

$R$  = Reacción Máxima por carga móvil.

Para calcular esta carga se considerará como si la carga producida por las ruedas delanteras del Trolley se encuentra sobre la columna:

$$R = \frac{2P}{L} \left( L - \frac{l_2}{2} \right) = \frac{2(60.30[kN])}{9.2} \left( 9.2[m] - \frac{1.57[m]}{2} \right)$$

$$R = 110.3[kN]$$

$R'$  =Reaccion máxima por carga uniformemente repartida.

Esta carga es producida por el peso de la viga sobre los apoyos o columnas.

$$R' = \frac{C}{2} \quad \text{Ec. 45}$$

$$R' = \frac{A\rho Fe g L}{2}$$

$$R' = \frac{(9600[\text{mm}^2]) \left(\frac{1[\text{m}]}{1000[\text{mm}]}\right)^2 (9.87[\text{m}/\text{s}^2]) \left(7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]\right) (9.2[\text{m}])}{2}$$

$$R' = 342[\text{N}]$$

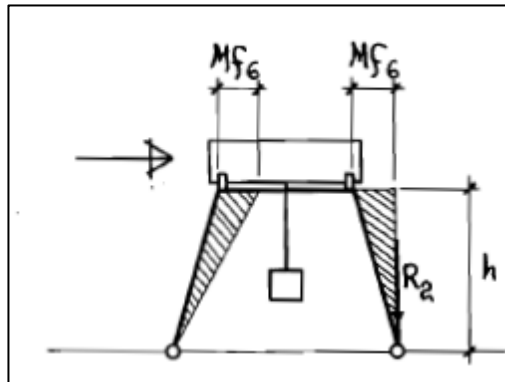
De esta manera se puede calcular el momento flector causa por el frenado del carro (Ec. 44):

$$Mf_5 = \frac{110.3[\text{kN}] + 342[\text{N}]}{20} (6[\text{m}]) = 33.19[\text{kNm}]$$

Se deberá poner topes mecánicos o eléctricos, que accionen el freno del carro, para evitar que en algún descuido, el carro puede dar contra al final de la vía, y se produzcan golpes bruscos.

También las columnas o soportes reciben al frenar, un empuje que produce el momento siguiente:





**Figura 4.48 Momentos Producidos por el Frenado de la Estructura. [20]**

$$M_{f6} = \frac{R_2}{14} h \quad \text{Ec. 46}$$

$R_2 =$  Presión de rueda más cargada

Por razones de pre-diseño de esta reacción como  $R_2 = R + R'$

$$R_2 = 110.64[kN]$$

$$M_{f6} = \frac{(110.64[kN])(6[m])}{14} = 47.41[kNm]$$

Para calcular el momento total en dirección perpendicular a las vigas carrileras, asumiendo la posición más crítica:

$$M_{x-x'} = M_{f3} + M_{f4} + M_{f5}$$

$$M_{x-x'} = 33.52[kNm] + 143.08[Nm] + 33.19[kNm]$$

$$M_{x-x'} = 66.85[kNm]$$

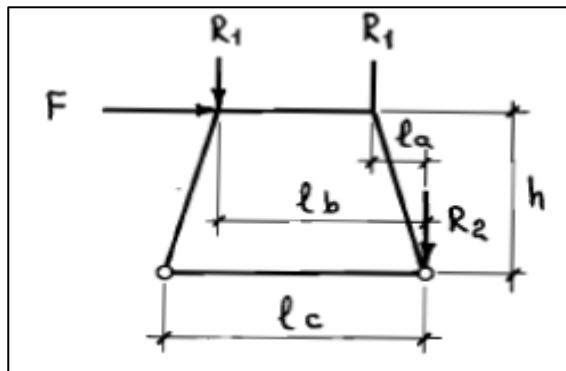
$$M_{z-z'} = Mf_6$$

$$M_{z-z'} = 47.41[kNm]$$

### Seguridad contra el vuelco

Teniendo en cuenta, que la carga al levantarse puede producir un momento que genere el vuelco de la estructura se deberá calcular la seguridad contra este fenómeno que no deberá ser inferior a 3. Su cálculo se lo realizará de la siguiente manera:

$$R_1 = R + R'$$



**Figura 4.49 Momentos Generados Por El Levantamiento De La Carga. [20]**

$$F = \frac{R_2}{7} \text{ Ec. 47}$$

$$\eta_{vuelco} = \frac{R_1 l_b + R_1 l_a}{F h} \text{ Ec.48}$$

$$R_2 = \text{Reacción mayor}$$

La seguridad contra el vuelco deberá ser en sentido de las vías, y en el de las vigas.

Para poder obtener un valor de  $l_a$  que permita tener un factor de seguridad contra el vuelco mayor a 3, se despeja la Ec. 48 conociendo que  $l_b - l_a = l_c$  siendo  $l_c =$  Separación entre las ruedas del trolley. (Ver figura 4.48)

$$\frac{\eta_{vuelco} F h}{R_1} = l_b + l_a$$

$$\frac{\eta_{vuelco} F h}{R_1} - l_c = 2l_a$$

$$0.5 \left( \frac{\eta_{vuelco} F h}{R_1} - l_c \right) = l_a$$

$$0.5 \left( \frac{3 \left( \frac{110.64[kN]}{7} \right) (6[m])}{110.64[kN]} - (1.407[m] - 0.105[m]) \right) = l_a$$

$$l_a = 0.6357[m]$$

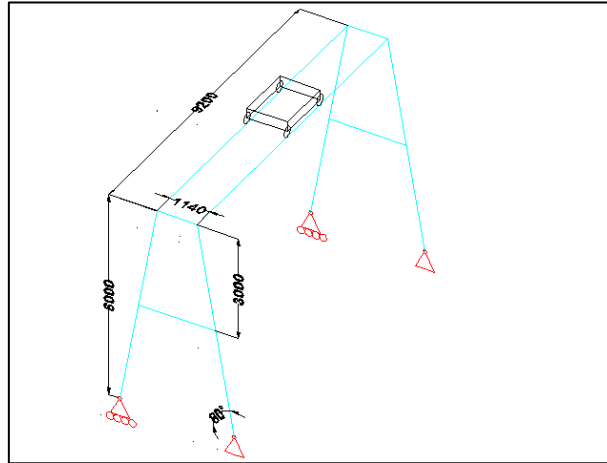
Por lo que  $l_a$  representa a distancia mínima que debe estar inclinada a columna para evitar el vuelco. Teniendo en cuenta que

$$\theta = \text{tang}^{-1} \left( \frac{l_a}{h} \right)$$

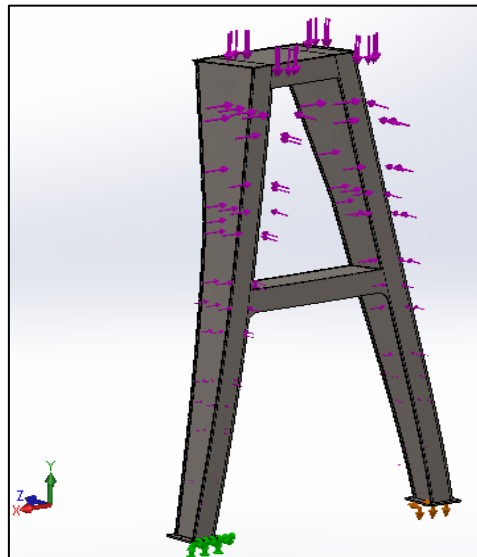
$$\theta = \text{tang}^{-1} \left( \frac{0.637[m]}{6[m]} \right)$$

$$\theta = 6.1^\circ$$

Se decide por razones de diseño aumentar el valor de este ángulo a  $\theta = 10^\circ$ . Por lo tanto las dimensiones de la estructura quedarían de la siguiente manera:

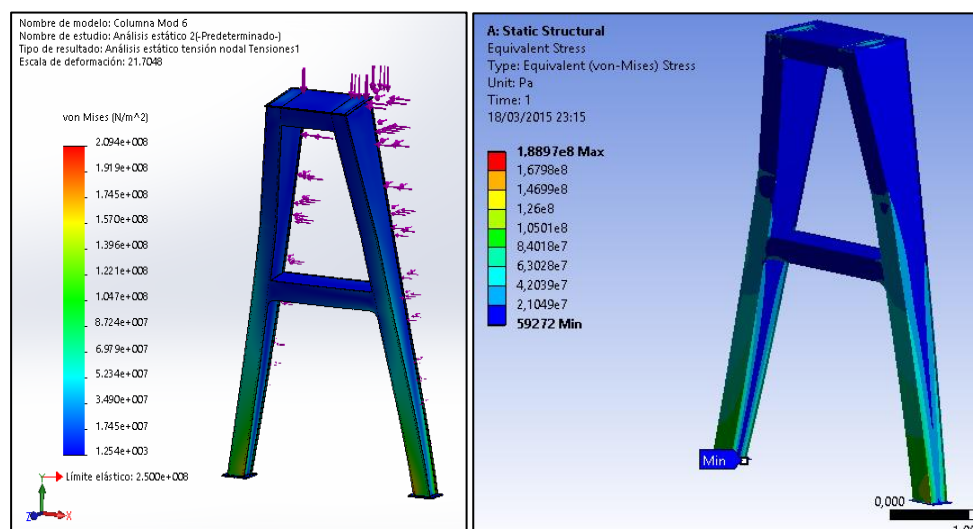


**Figura 4.50 Dimensiones De La Estructura y Restricciones.**



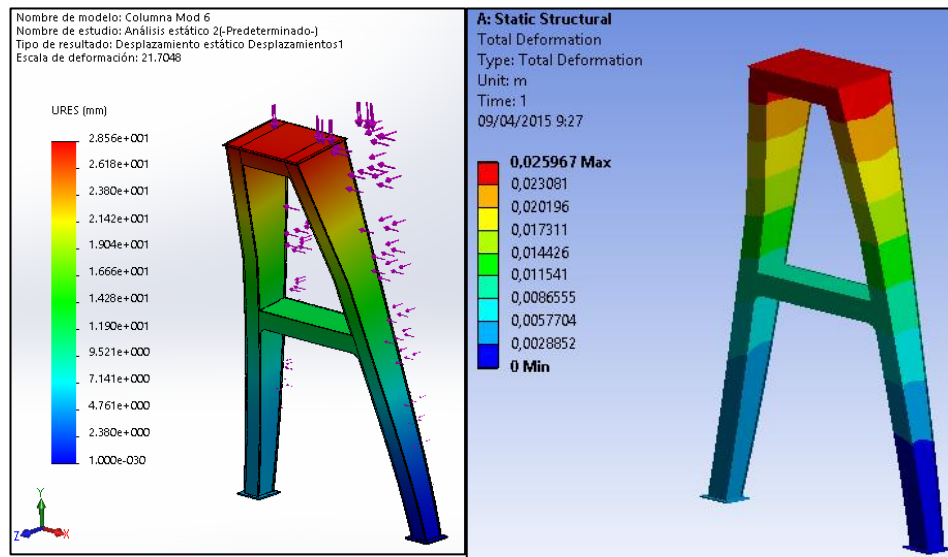
**Figura 4.51 Diagrama De Cuerpo Libre De Las Columnas Principales**

Se consideró para este pre diseño que el área de contacto entre las columnas del pórtico y las vigas principales debe ser de 1000mm x 300mm en los apoyos. Los espesores con los que se iniciará el análisis serán de 6[mm] en el alma y 8[mm] en el ala de las columnas.



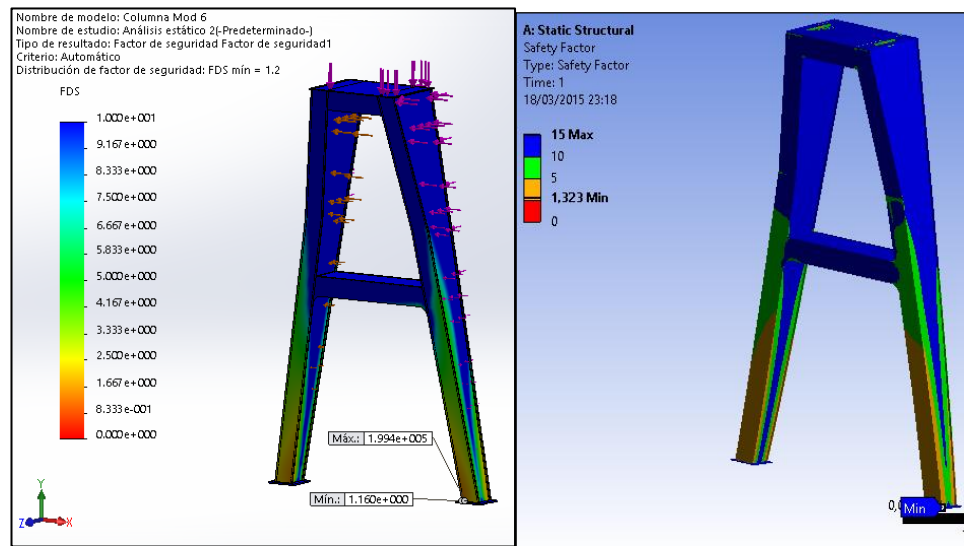
**Figura 4.52 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Misses.**

Con la columna sujeta a los momentos y cargas aplicadas se obtuvo el valor del esfuerzo máximo de Von Mises de  $2.094 \times 10^8 [Pa]$  para el análisis con Solidworks®, mientras que para ANSYS® es de  $1.889 \times 10^8 [Pa]$ , este esfuerzo máximo se muestra en la parte superior de las columnas, mientras que para la sección uniforme de las columnas los esfuerzos son mucho menores.



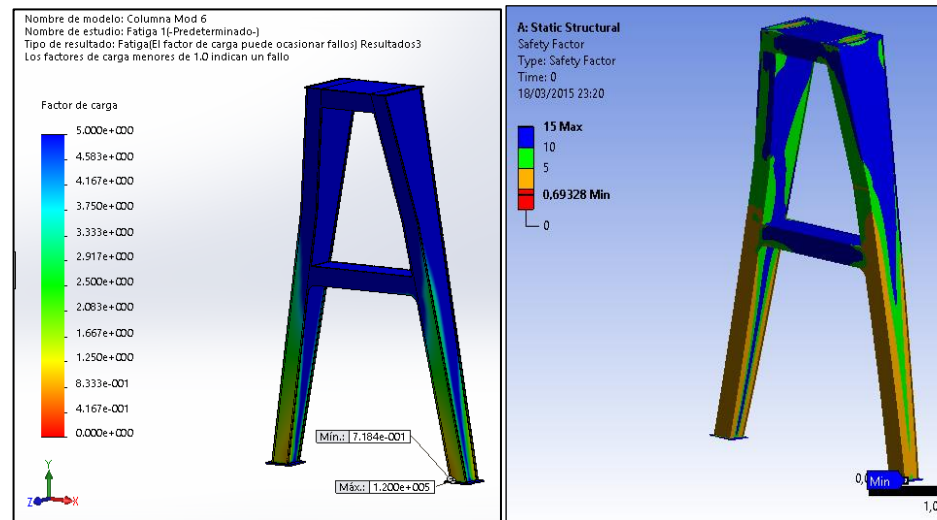
**Figura 4.53 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Deformación TOTAL.**

En figura 4.53 la deformación máxima producida en la columna mediante SOLIDWORKS® es de  $28.85[mm]$ , mientras que el resultado dado por ANSYS® es de  $25.96[mm]$ . Se observa que la deformación máxima ocurrirá en la parte superior de las columnas.



**Figura 4.54 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad Estático.**

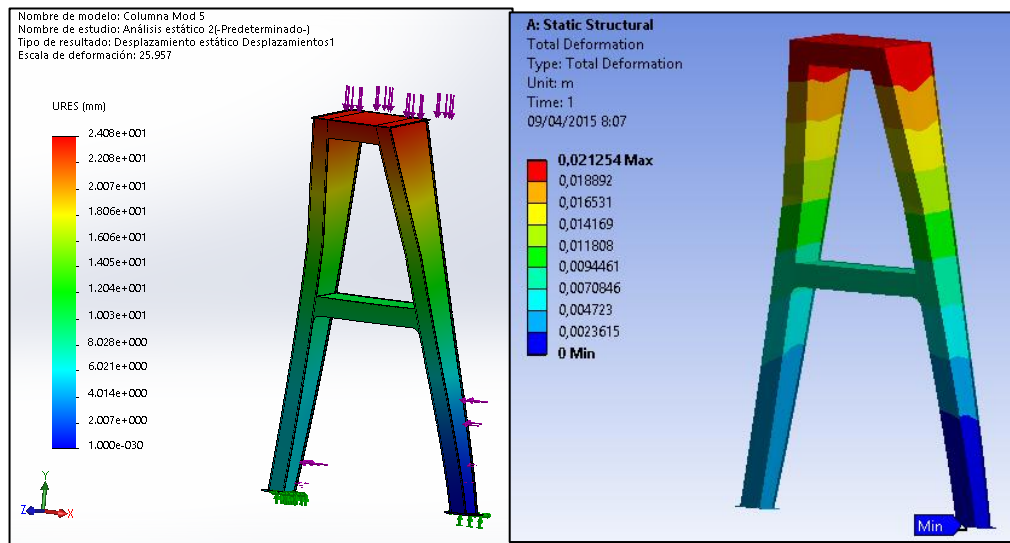
Las figuras 4.54 muestran los factores de seguridad estáticos mínimos, estos valores aparecen en las áreas de contacto de las columnas con las vigas principales. Para el análisis del factor de seguridad propuesto por SOLIDWORKS® es de 1.16 mientras que para ANSYS® el factor mínimo es de 1.32.



**Figura 4.55 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga.**

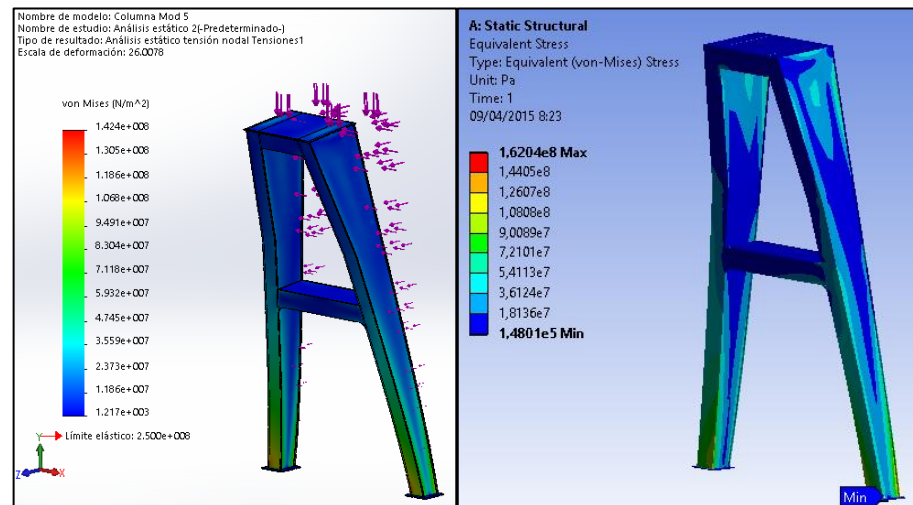
En las figuras 4.55 se observa que el factor de seguridad por fatiga es de 0.78 y 0.69 para SOLIDWORKS® y ANSYS® respectivamente, estos factores se observa que fueron obtenidos en las bases de las columnas. Se aprecia que donde existe la mayor área de fallas es en las alas de las columnas, por lo que se aumentará el espesor de las alas a 10 [mm].





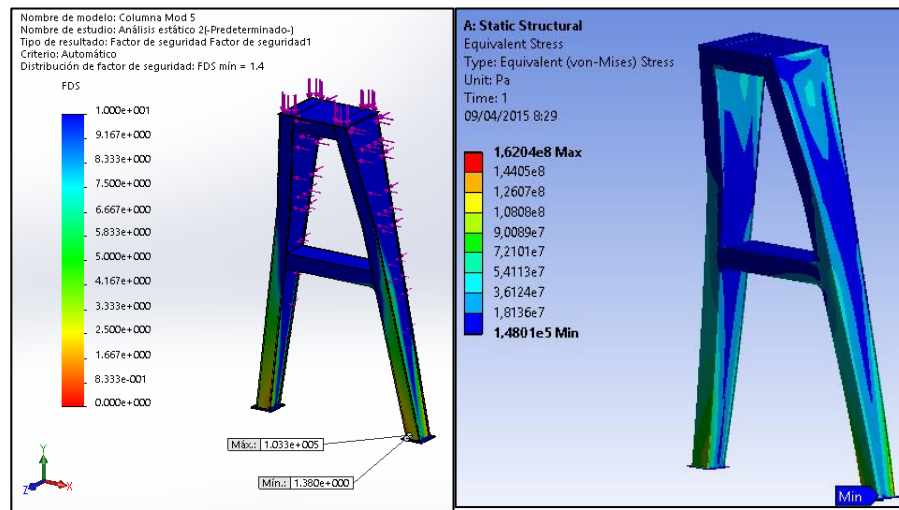
**Figura 4.56 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Deformación Total (1ra Alternativa).**

En la figura 4.56, muestra el análisis de deformación máximo para la columna, a la cual se le cambió el espesor de las alas a 10 [mm], lo cual redujo la deformación máxima de la viga a 24[mm] en comparación a los 28[mm] mostrados en las columnas analizadas anteriormente.



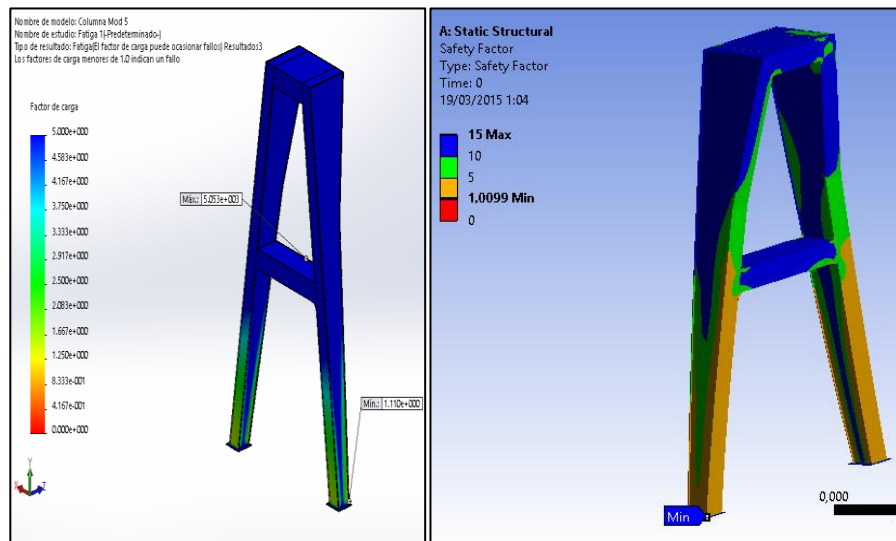
**Figura 4.57 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Análisis de Esfuerzos de Von Mises (1ra Alternativa).**

Para el análisis de esfuerzos de Von Mises mostrado en la figura 4.57 se tiene que el valor máximo de esfuerzo es de  $1.42 \times 10^8 [Pa]$  para Solidworks® y  $1.60 \times 10^8 [Pa]$  para ANSYS®. En comparación con el análisis realizado a las columnas anteriores, los esfuerzos máximos tienen una menor área de influencia en las secciones de la columna.



**Figura 4.58 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad Estático (1ra Alternativa).**

Para este diseño, se puede apreciar que los factores de seguridad estático (Figura 4.58) son de 1.38 para SOLIDWORKS®, mientras que para ANSYS® es de 1.62, lo cual demuestra que el diseño es estáticamente fiable.



**Figura 4.59 Resultados Obtenidos Mediante Solidworks® y Ansys®; Factor de Seguridad para Fatiga (1ra Alternativa).**

Para el diseño de fatiga se concluye que no fallará, debido a que para el programa ANSYS® y el programa SOLIDWORKS® son superiores a 1, y el área de la viga donde se muestra ese factor es en los soportes, a los cuales se recomienda poner rigidizadores para reducir estos efectos.

#### **4.4 Diseño y/o selección del sistema de movimiento transversal del trolley.**

Para poder generar el movimiento transversal del trolley, se tendrá en cuenta la selección de velocidades anteriormente dispuesta, la cual tenía un valor de  $V_t = 50 [ft/min]$ . Para poder obtener esta

velocidad, se seleccionarán las ruedas, los piñones, engranes y moto reductores necesarios para la necesidad establecida.

### **Selección de las ruedas.**

Para la selección de las ruedas se toma del catálogo de Karl Georg, y se basa en la carga total que va a soportar cada rueda del trolley. La fuerza total a soportar sobre las ruedas se detalla en las tablas 17 y 18:

**TABLA 17**  
**CARGAS MUERTAS REQUERIDAS PARA LA SELECCIÓN DE LAS**  
**RUEDAS DEL TROLLEY.**

<b>Cargas muertas</b>	<b><math>W_D</math> [Kg]</b>
Peso del teclé	<b>482</b>
Peso de la estructura del Trolley	<b>509.62</b>
<b>Total</b>	<b>991.62</b>

**TABLA 18.**  
**CARGAS VIVAS REQUERIDAS PARA LA SELECCIÓN DE**  
**LAS RUEDAS DEL TROLLEY.**

<b>Cargas vivas</b>	<b><math>W_L</math> [Kg]</b>
Peso del bloque a cargar	<b>20000</b>
<b>Total</b>	<b>20000</b>

De esta manera se calcula la fuerza máxima que soporta cada rueda:

$$P = \frac{f_D W_D + f_L W_L}{4}$$

$$P = \frac{1.07(991.62[Kg]) + 1.15(20000[Kg])}{4} = 6015.25[Kg]$$

**TABLA 19**

**TABLA DE SELECCIÓN DE RUEDAS [21].**

Form A with gear ring

Form B without gear ring

wheel-Ø d <sub>1</sub>	b <sub>1</sub> <sup>(1)</sup>	b <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub> <sup>(1)</sup>	d <sub>5</sub>	l	l <sub>1</sub>	gear ring <sup>(2)</sup> (Form A)				unit weight ~[kg]		wheel load [kg] <sup>(3)</sup>
								mo- dule	number of teeth	d <sub>6</sub>	d <sub>7</sub>	Form A	Form B	
160	30-60	80	186	30-65	85	95	40	2,5	72	180	185	10	8,5	3 300
								3	60	186	186			
200	30-60	80	232	30-90	117	95	40	3	75	225	231	17,5	16	4 300
								4	56	224	232			
250	30-60	80	274	40-110	142	120	40	3	88	264	270	30	25	5 600
								4	66	264	272			
300	35-65	90	336	40-120	152	120	45	3	110	330	336	43	37	7 250
								4	82	328	328			
315	40-75	100	348	50-130	167	140	50	4	85	340	348	54	48	9 000
400	40-75	100	432	50-160	197	140	50	4	106	424	432	86	71	11 900
500	50-85	110	540	60-180	230	170	55	6	88	528	540	156	125	17 000
630	55-95	120	680	80-130	180	200	60	8	83	664	680	235	181	22 100

De esta manera se selecciona una rueda de 300 [mm] de diámetro, la cual puede soportar hasta una carga de 7250 [Kg].

### **Selección del motor reductor.**

En este punto, se seleccionará el motor y el reductor a utilizar.

### **Selección del motor.**

Por requerimientos de la empresa, se requiere que el trolley alcance una velocidad de translación de 50 [ft/min] en un tiempo de 3[s] por lo que se halla la aceleración rotacional a la cual se va a someter al trolley:

$$\omega_f = \omega_o + \alpha t \quad \text{Ec. 49}$$

Dónde:

$\omega_o$  =Velocidad rotacional al inicio del movimiento [rad/s].

$\omega_f$  =Velocidad rotacional al final del movimiento. [rad/s].

$\alpha$  =Aceleracion rotacional [rad/s<sup>2</sup> ].

$t$  =Tiempo del desplazamiento [s].

Para obtener la velocidad rotacional de las ruedas se aplica la siguiente ecuación:

$$\omega_f = \frac{V_r}{R} \quad \text{Ec. 50}$$

Dónde

$\omega_f$  =Velocidad rotacional de las ruedas del trolley [ $rad/s$ ].

$V_r$  =Velocidad tangencial de las ruedas [ $m/s$ ].

$R$  =Radio de rueda [ $m$ ].

$$\omega_f = \frac{\left(50 \left[\frac{ft}{s}\right]\right) \left(\frac{0.3048[m]}{1[ft]}\right)}{0.15[m]}$$

$$\omega_f = 101.6 [rad/min] = 1.69[rad/s]$$

Por lo que despejando la Ec. 49

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t}$$

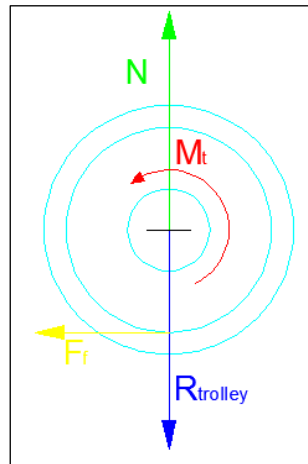
Ya que el trolley parte desde el reposo se considera  $w_o = 0[rad/s]$

$$\alpha = \frac{(101.6[RPM]) \left(\frac{1[min]}{60[seg]}\right) - 0[rad/min]}{(3[s])}$$

$$\alpha = 0,56 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{V_f - V_o}{t} = \frac{(50 [ft/min]) \left(\frac{1[min]}{60[s]}\right)}{(3[s])} = 0.28 [ft/s^2] \\ &= 0.085[m/s^2] \end{aligned}$$





**Figura 4.60 Diagrama de Fuerzas de la Rueda.**

Teniendo el diagrama de fuerza, se realiza la correspondiente sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_y = 0$$

$$N - R_{\text{trolley}} = 0$$

$$N = R_{\text{trolley}} = \frac{f_D W_D + f_L W_L}{4}$$

$$N = \frac{1.07(991.62[\text{kg}]) \left(9.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\right) + 1.15(20000[\text{kg}]) \left(9.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\right)}{4}$$

$$N = 59.37[\text{kN}]$$

La fuerza de fricción se la puede definir de la siguiente manera:

$$\sum F_x = ma_x \quad \text{Ec. 51}$$

$$F - F_f = ma_{\text{tro}}$$

$$F = ma_{\text{tro}} - NC_{rr}$$

Donde el factor de fricción por rodadura en rieles es de  $C_{rr} = 0.005$

$$F = (991.62[kg] + 20000[kg])(0.085[m/s^2]) - (59.37[kN])(0.005)$$

$$F = 2252.35[Nm]$$

Por lo tanto el momento requerido para poder mover la carga es de:

$$T_t = F_f \frac{d_1}{2} = (2252.35[Nm]) \left( \frac{0.30[m]}{2} \right)$$

$$T_t = 337.85[Nm]$$

Una vez obtenido el torque se procede a sacar la potencia nominal requerida por el motor para el movimiento de la carga.

$$P_{Trolley} = \frac{T_t \omega_f}{N_m} \quad \text{Ec.52}$$

$$P_{Trolley} = \frac{(337.85[Nm])(1.69[rad/s])}{0.86}$$

$$P_{Trolley} = (663.91[Watt]) \left( \frac{1[HP]}{745.69[Watt]} \right) = 0.89[HP]$$

### **Selección de potencia del motor según la norma CMAA 70**

Según la norma CMAA 70, da la siguiente ecuación para el cálculo de la potencia del motor requerido para la translación del carro de una grúa que trabaja protegida en el interior de galpones en [HP]:

$$Pot_{trolley} = K_a W_t V_r K_s \quad \text{Ec. 53}$$

Dónde

$K_a$  =Factor de aceleración dependiendo del tipo de motor a utilizar.

$K_s$  =Factor del tipo de servicio. (Ver Tabla 21).

**TABLA 20**  
**FACTORES RECOMENDADOS SEGÚN EL TIPO DE SERVICIO.**

[11]

CMAA Service Class	DC Constant Potential w/AISE Series Mill Mtrs <sup>4</sup>		AC Inverter AC Magnetic	AC Static with fixed Secondary Resistance (Permanent Slip)
	60 Minutes	30 Minutes	Adjustable Voltage with DC Shunt Motors	
A	.75	1.0	1.0	1.2
B	.75	1.0	1.0	1.2
C	.75	1.0	1.0	1.2
D	.85	1.15	1.1	1.3
E <sup>1</sup>	1.0	N/A	1.2	1.4
F <sup>2</sup>	1.4	N/A	1.4	1.6

$W_t$  =Peso total de la carga a mover incluyendo la carga viva y muerta [t].

$V_r$  =Velocidad de translacion del trolley [ft/min].

Para casos generales se aplica la siguiente ecuación para obtener

$K_a$

$$K_a = \frac{f + \frac{2000aC_r}{gE}}{33000K_t} \left( \frac{N_r}{N_f} \right) \quad \text{Ec. 54}$$

$f$  =Friccion de rodadura en  $\left[ \frac{Lbs}{in} \right]$ . Ver la Tabla 21.

**TABLA 21**  
**VALORES SUGERIDOS PARA EL FACTOR DE FRICCIÓN**  
**EN RODADURA. [11]**

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

Notes:

- For cranes equipped with sleeve bearings of normal proportions, a friction factor of 24 pounds per ton may be used.
- The above friction factors may require modifications for other variables such as low efficiency worm gearing, non-metallic wheels, special bearings, and unusual rail conditions.

$a$  = Aceleración uniforme promedio del inicio de movimiento del trolley  $\left[\frac{ft}{s^2}\right]$  (Ver la tabla 22).

**TABLA 22**  
**ACELERACIONES TÍPICAS DE LOS**  
**ARRANQUE DE MOTORES. [11]**

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

$C_r$  = Factor de inercia

$$C_r = 1.05 + \frac{a}{7.5} \text{ Ec. 55}$$

$g$  = Gravedad (32.2[ft/s])

$E$  =Eficiencia mecánica del mecanismo de movimiento. Se recomienda 0.9

$N_r$  =Velocidad rotacional a plena carga del motor[RPM].

$N_f$  =Velocidad rotacional sin carga del motor[RPM].

Se recomienda que la velocidad rotacional a plena carga es el 10 % de la velocidad rotacional sin carga.

$K_t$  =Constante equivalente a la relación entre el torque requerido por el motor con respecto al torque necesario para obtener la aceleración del trolley (Ver tabla 23).

**Tabla 23**

**VALORES RECOMENDADOS PARA EL FACTOR DE ACCELERACION-TORQUE. [11]**

Type of Motor	Type of Control	$^3K_t$
AC Wound Rotor	Contactor-Resistor	1.3-1.5 <sup>4</sup>
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 <sup>4</sup>
AC Wound Rotor, Mill	Contactor-Resistor	1.5-1.7 <sup>4</sup>
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contactor-Resistor	2.0

<sup>3</sup> $K_t$  is a function of control and/or resistor design.  
<sup>4</sup>Low end of range is recommended when permanent slip resistance is used.

$$K_a = \frac{15 \left[ \frac{lbs}{Ton} \right] + \frac{2000(0.28 [ft/s^2])(1.08)}{(32.2 [ft/seg^2])(0.9)}}{33000(1.3)} (0.9) = 8.36 \times 10^{-4}$$

$$C_r = 1.05 + \frac{0.28}{7.5} = 1.08$$

$$Pot_{trolley} = (8.36 \times 10^{-4})(23.64[tn])(50[ft/min])(1)$$

$$Pot_{trolley} = 0.988 [HP]$$

Por lo tanto se escogerá un motor de 1.5[HP] para el movimiento del trolley, para prevenir en cuestiones de operación, tales como sobre carga.

HP	RPM síncrona	RPM asíncrona	Armazón	Corriente (A)			Letra de código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
				en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq. %	Máx. %	
1	3600	3490	143T	0.8	1.4	12	K	73.7	78.3	80.0	77	86	90	1.5	280	340	Y
	1800	1745	143T	1.2	1.6	12	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290	320	Y
	1200	1140	145T	1.4	1.9	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	62	4.6	230	290	Y
	900	860	182T	1.3	2.0	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220	260	Y
	3600	3485	143T	0.9	2.1	17	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85	2.3	270	320	Y
1.5	1800	1740	145T	1.5	2.3	18	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290	320	Y
	1200	1160	182T	1.6	2.4	17	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71	6.8	280	320	Y
	900	855	184T	1.9	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y
	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270	320	Y
	1800	1735	145T	2.0	3.0	22	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290	310	Y
2	1200	1160	184T	2.0	3.1	23	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220	300	Y
	900	865	213T	2.3	3.5	18	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69	12	200	290	Y
	3600	3510	182T	1.8	3.8	33	K	83.8	86.2	86.5	75	84	90	4.5	230	320	Y
	1800	1718	182T	1.9	4.1	31	K	87.5	86.8	87.5	69	79	82	3.1	260	300	Y
	1200	1165	213T	2.4	4.2	33	K	85.8	87.6	87.5	58	73	80	14	210	300	Y
3	900	865	215T	3.2	4.9	27	H	82.5	84.2	84.0	48	62	71	18	190	280	Y
	3600	3490	184T	1.9	6.1	48	J	86.5	87.8	87.5	82	89	92	7.5	260	320	Y
	1800	1730	184T	3.3	6.8	48	J	87.5	88.2	87.5	63	75	82	15	260	300	Y
	1200	1160	215T	3.5	7.1	48	J	89.0	89.7	88.5	59	71	78	23	210	300	Y
	900	865	254T	4.3	7.8	42	H	86.0	87.0	86.5	53	66	72	30	180	260	Y
5	3600	3515	213T	3.6	9.2	67	H	87.0	88.0	88.5	77	86	90	11	190	280	Y
	1800	1750	213T	4.4	9.9	67	H	89.0	90.0	89.5	66	77	93	23	210	270	Y
	1200	1170	254T	4.7	10	63	H	90.6	90.9	90.2	59	72	78	34	180	250	Y
	900	865	256T	6.9	13	67	H	87.0	88.0	87.5	49	61	69	46	190	260	Y

Figura 4.61 Tabla de Selección de Motores Eléctricos [22]

### Selección del reductor.

Para la selección del reductor requerido para este motor se calcula la relación entre la velocidad angular producida por el motor y la velocidad de salida al eje.

$$i = \frac{\omega_0}{\omega_f} = \frac{1800[RPM]}{(1.69[rad/s]) \left( \frac{1 [rev]}{2\pi[rad]} \right) \left( \frac{60[s]}{1[min]} \right)} = \frac{1800[rev/min]}{16.13[rev/min]}$$

$$i = 111.53$$

Debido a que el índice de reducción es muy elevado para la selección de un reductor, se procederá a utilizar una reducción piñon-engrane a la salida del reductor.

AGMA recomienda

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{N_1}{N_2} \leq 20 \quad \text{Ec.56}$$

A continuación se procederá a dar diferentes valores de reducciones para cumplir con los estándares AGMA, por lo que para la primera iteración, se va a utilizar un relación de 4.

$$\omega_1 = 4(16.13[RPM])$$

$$\omega_1 = 64.52[RPM]$$

$$i = \frac{1800[RPM]}{64.52[RPM]} = 27.89$$

Se busca en el catálogo una relación que pueda acercarse a ese valor, para recalcular.


No. de Depósito	Descripción					Precio Lista Unit. US \$
	 Reductor de ejes coaxiales					
Tipo	Torque Nominal(T2) (Nm)	Referencia Flender	Índice de reducción (i)	Diámetro de eje (mm)		
<b>Reductores Helicoidales (Ejes coaxiales)</b>						
100161669	2KJ1102 - 2CA00 - 0AU1-Z	220	Z38-K4-71	27.97	30	800,00
100161670	2KJ1102 - 2DA00 - 0AA2-Z	220	Z38-K4-80	44.12	30	837,00
100161632	2KJ1102 - 2DA00 - 0AU1-Z	220	Z38-K4-80	27.97	30	837,00
100161631	2KJ1102 - 2DA00 - 0AS1-Z	220	Z38-K4-80	21.67	30	837,00
100161630	2KJ1102 - 2DA00 - 0AN1-Z	220	Z38-K4-80	14.18	30	837,00
100161671	2KJ1102 - 2DA00 - 0AK1-Z	210	Z38-K4-80	10.57	30	837,00
100161636	2KJ1102 - 2EA00 - 0AU1-Z	220	Z38-K4-90	27.97	30	844,00
100161635	2KJ1102 - 2EA00 - 0AS1-Z	220	Z38-K4-90	21.67	30	844,00
100161634	2KJ1102 - 2EA00 - 0AN1-Z	220	Z38-K4-90	14.18	30	844,00
100161633	2KJ1102 - 2EA00 - 0AK1-Z	210	Z38-K4-90	10.57	30	844,00
100161675	2KJ1103 - 2EA00 - 0AX1-Z	450	Z48-K4-90	45.38	40	955,00
100161674	2KJ1103 - 2EA00 - 0AT1-Z	450	Z48-K4-90	28.74	40	955,00
100161680	2KJ1103 - 2GA00 - 0AT1-Z	450	Z48-K4-112	28.74	40	1.073,00
100161679	2KJ1103 - 2GA00 - 0AL1-Z	420	Z48-K4-112	14.68	40	1.073,00
100161684	2KJ1103 - 2HA00 - 0AH1-Z	390	Z48-K4-132	10.93	40	1.260,00
100161685	2KJ1104 - 2EA00 - 0AX1-Z	535	Z68-K4-90	48.09	50	1.565,00
100161688	2KJ1104 - 2GA00 - 0AP1-Z	800	Z68-K4-112	21.76	50	1.650,00
100161638	2KJ1104 - 2GA00 - 0AS1-Z	800	Z68-K4-112	28.25	50	1.650,00
100161641	2KJ1104 - 2HA00 - 0AQ1-Z	800	Z68-K4-132	23.53	50	1.838,00
100161640	2KJ1104 - 2HA00 - 0AK1-Z	800	Z68-K4-132	14.74	50	1.838,00
100161690	2KJ1105 - 2HA00 - 0AV1-Z	1680	Z88-K4-132	34.07	60	2.468,00
100161716	2KJ1105 - 2HA00 - 0AU1-Z	1680	Z88-K4-132	31.32	60	2.468,00
100161715	2KJ1105 - 2HA00 - 0AT1-Z	1680	Z88-K4-132	28.93	60	2.468,00
100161689	2KJ1105 - 2HA00 - 0AS1-Z	1680	Z88-K4-132	26.85	60	2.468,00
100161644	2KJ1105 - 2HA00 - 0AL1-Z	1620	Z88-K4-132	14.63	60	2.468,00
100161691	2KJ1105 - 2JA00 - 0AL1-Z	1620	Z88-K4-160	14.63	60	2.758,00
100161697	2KJ1106 - 2JA00 - 0AU1-Z	3100	Z108-K4-160	29.35	70	3.964,00
100161700	2KJ1106 - 2KA00 - 0AU1-Z	3100	Z108-K4-180	29.35	70	4.346,00

Figura 4.62 Selección de la Caja Reductora. [22]

Ya habiendo seleccionado un reductor que cumpla con las especificaciones del torque necesario para poder mover al eje, se recalcula los valores de velocidades.

$$i = \frac{\omega_0}{\omega_f}$$



$$28.74 = \frac{1800[RPM]}{\omega_f}$$

$$\omega_f = 62.63[RPM]$$

$$i = \frac{62.63[RPM]}{16.13[RPM]}$$

$$i = 3.88$$

Para comenzar la iteración con respecto al número de dientes, AGMA recomienda que el número de dientes mínimo para un ángulo de presión de 20 grados es de 18.

$$3.88 = \frac{N_1}{18}$$

$$N_1 = 69.84 \cong 70$$

Por lo que recalculando el valor del índice de reducción se tiene

$$i = \frac{70}{18} = 3.89$$

Por lo tanto se calcula el diámetro primitivo, utilizando un paso diametral estándar que se muestra en la siguiente tabla:

**TABLA 24**  
**PASOS DIAMETRALES ESTÁNDARES PARA PIÑONES. [18]**

<b>Table 11-2</b>	
<b>Standard Diametral Pitches</b>	
<b>Coarse</b>	<b>Fine</b>
<b>(<math>p_d &lt; 20</math>)</b>	<b>(<math>p_d \geq 20</math>)</b>
1	20
1.25	24
1.5	32
1.75	48
2	64
2.5	72
3	80
4	96
5	120
6	
8	
10	
12	
14	
16	
18	

$$P_d = \frac{N_{dientes}}{d_p} \quad \text{Ec. 57}$$

Para el engrane:

$$4[in^{-1}] = \frac{70}{d_p}$$

$$d_{ext} = 17.5[in] = 444.5[mm]$$

Para el piñón:

$$4[in^{-1}] = \frac{18}{d_p}$$

$$d_p = 4.5[in] = 114.3[mm]$$

### Selección de los rodamientos.

Para la selección de los rodamientos se utilizará la reacción sobre las ruedas  $R_{\text{trolley}} = 59.37[kN]$ . Los valores recomendados por el libro Whiting Crane Handbook para los ciclos de carga para grúas con operación intermitente y uso regular (Grúas clase A y B) es de 5000 horas (Ver tabla 26)

**TABLA 25**

### VIDA DEL RODAMIENTO DEPENDIENDO DEL TIPO DE GRÚA. [23]

	B-10 Life	B-50 (Average) Life
Classes A & B	1,000 hours	5,000 hours
Class C	2,000 hours	10,000 hours
Class D	5,000 hours	25,000 hours
Class E	10,000 hours or 10 years for the service specified, whichever is greater.	50,000 hours or 50 years for the service specified, whichever is greater.

Por lo que se utilizará el anagrama de selección del catálogo NTN, como se muestra en la figura 4.65, conociendo la velocidad angular producida por el eje  $\omega = 16.13[RPM]$ .

Con este anagrama se obtiene el valor de factor de vida y el valor de factor de velocidad recomendados, los cuales tiene un valor de  $f_n = 1.23$  y  $f_h = 2$ , por lo que obtiene de esta manera la capacidad básica de carga dinámica requerida utilizando la ecuación dada por el catalogo:

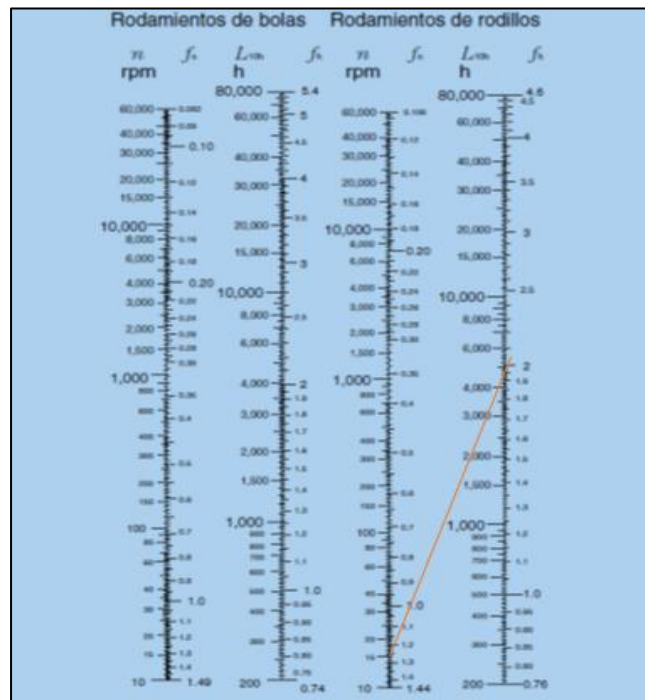


Figura 4.63 Escala Para El Factor De Cálculo De La Vida Básica De Los Rodamientos. [24]

$$C_r = \frac{f_h}{f_n} P_r \quad \text{Ec. 58}$$

$$C_r = \frac{2}{1.23} (59.37[kN])$$

$$C_r = 96.53[kN]$$

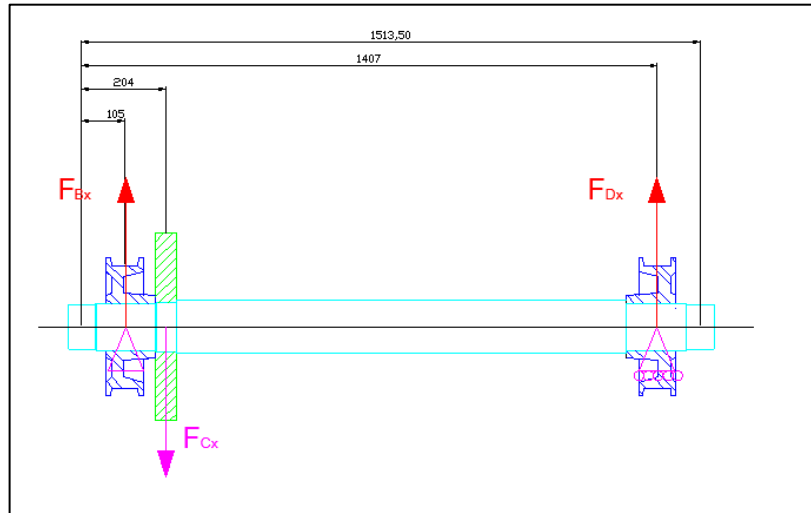
d 75~95mm														
d	Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límites <sup>1)</sup>		Números de rodamientos <sup>2)</sup>			
	mm				dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		tipo	tipo	tipo	tipo
	D	B	r <sub>3</sub> min <sup>(3)</sup>	r <sub>15</sub> min <sup>(3)</sup>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	grasa	aceite	NU	NJ	NUP	N
75	160	55	2.1	2.1	330	395	33 500	40 000	3 500	4 100	NU2315E	NJ	NUP	—
	190	45	3	3	262	274	26 800	27 900	3 200	3 700	NU415	NJ	NUP	N
80	125	22	1.1	1	72.5	90.5	7 400	9 250	5 700	6 700	NU1016	NJ	NUP	N
	140	26	2	2	106	122	10 800	12 500	4 800	5 700	NU216	NJ	NUP	N
	140	26	2	2	139	167	14 200	17 000	4 400	5 100	NU216E	NJ	NUP	—
	140	33	2	2	147	186	15 000	19 000	4 400	5 100	NU2216	NJ	NUP	N
	140	33	2	2	186	243	19 000	24 800	3 900	4 600	NU2216E	NJ	NUP	—
	170	39	2.1	2.1	190	207	19 400	21 100	4 100	4 800	NU316	NJ	NUP	N
	170	39	2.1	2.1	256	282	26 100	28 800	3 700	4 400	NU316E	NJ	NUP	—
	170	58	2.1	2.1	274	330	27 900	34 000	3 600	4 200	NU2316	NJ	NUP	N
	170	58	2.1	2.1	355	430	36 500	44 000	3 300	3 900	NU2316E	NJ	NUP	—
	200	48	3	3	299	315	30 500	32 000	3 000	3 500	NU416	NJ	NUP	N

**Figura 4.64 Selección de Rodamiento para Trolley. [24]**

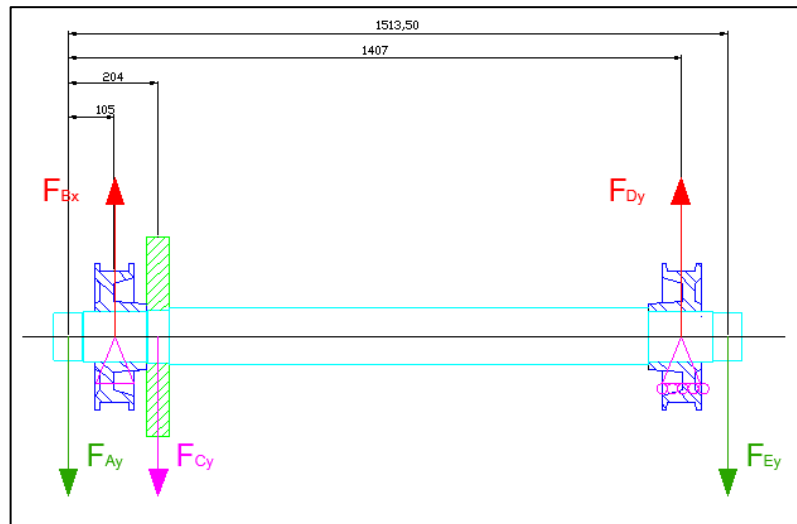
Se escogió el rodamiento de rodillo, ya que este tipo de rodamientos puede soportar grandes cargas radiales.

#### **Cálculo del eje soporte de las ruedas.**

Para obtener el diámetro del eje a usar para soportar las ruedas se realiza los diagramas de fuerzas para cada uno de los ejes:



**Figura 4.65 Diagrama de Fuerzas del Eje Z – X para el Eje de Soporte del Trolley.**



**Figura 4.66 Diagrama de Fuerzas del Eje Z - Y Para El Eje de Soporte del Trolley.**

Para sacar el torque producido por el motor sobre el eje se hace el siguiente cálculo:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{(1.5[HP]) \left( \frac{745.69[Watt]}{1[HP]} \right)}{(1.69[rad/s])} = 661.85[Nm]$$

Se obtiene la fuerza tangencial generada por el engrane sobre el piñón

$$F_{g \text{ tang}} = F_{Cx} = \frac{T}{\frac{d_p}{2}} = \frac{661.85[Nm]}{\frac{0.4445[m]}{2}}$$

$$F_{Cx} = 2.97[kN]$$

Por lo tanto la fuerza radial producida sobre el diente del engrane

$$F_{g \text{ rad}} = F_{Cy} = F_{g \text{ tang}} \tan(\alpha) = 2.97[kN] \tan(20^\circ) = 1.08[kN]$$

Se conoce que  $F_{Ay} = F_{Dy} = R_{trolley} = 59.37[kN]$  por lo que procede a realizar la respectiva sumatoria de fuerzas en el eje zy y él en eje zx:

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Ay} + F_{Dy} + F_{By} - F_{Cy} - F_{Ey} = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Dx} - F_{Bx} + F_{Cx} = 0$$

Y se realiza la sumatoria de momentos

$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} -F_{Ay}(0.105[m]) + F_{Cy}(0.204[m] - 0.105[m]) - F_{Dy}(1.407[m] - 0.105[m]) \\ + F_{Ey}(1.511[m] - 0.105[m]) = 0 \\ -(59.37[kN])(0.105[m]) + (1.08[kN])(0.204[m] - 0.105[m]) \\ - F_{Dy}(1.407[m] - 0.105[m]) + (59.37[kN])(1.511[m] - 0.105[m]) \\ = 0 \end{aligned}$$

$$F_{Dy} = 59.52[kN]$$

$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} -F_{Ax}(0.105[m]) + F_{Cx}(0.204[m] - 0.105[m]) - F_{Dx}(1.407[m] - 0.105[m]) \\ + F_{Ex}(1.513[m] - 0.105[m]) = 0 \\ +(2.97[kN])(0.204[m] - 0.105[m]) - F_{Dx}(1.407[m] - 0.105[m]) = 0 \end{aligned}$$

$$F_{Dx} = 0.226[kN]$$

Remplazando estos valores en las ecuaciones de a sumatoria de fuerza se obtiene:

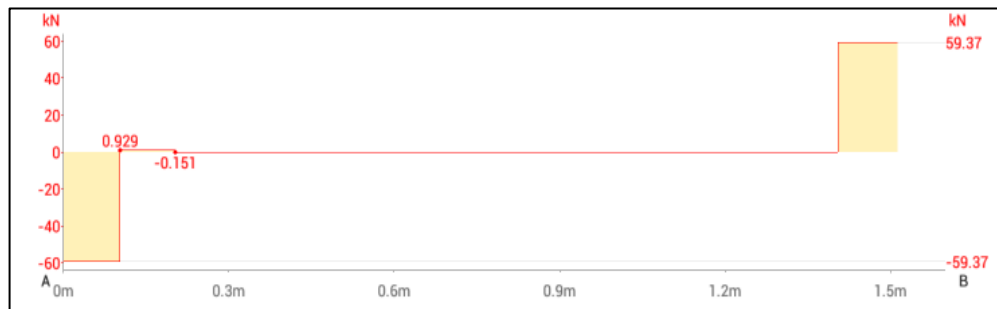
$$-59.37[kN] + 59.4[kN] + F_{By} - 1.08[kN] - 59.37[kN] = 0$$

$$F_{By} = 60.29[kN]$$

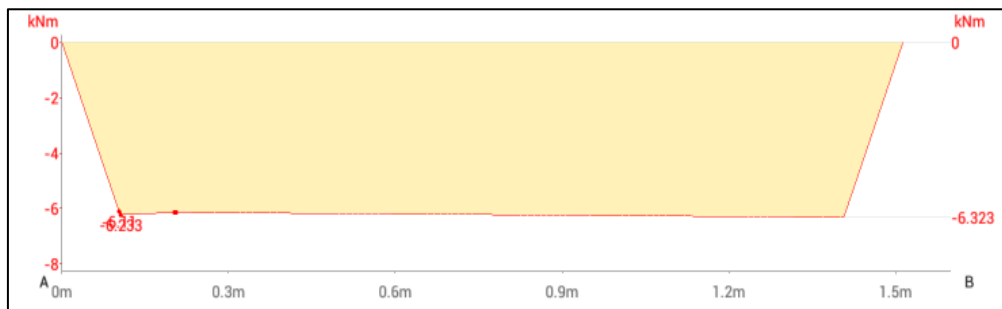
$$-F_{Bx} - 0.225[kN] + 2.97[kN] = 0$$

$$F_{Bx} = 2.74[kN]$$

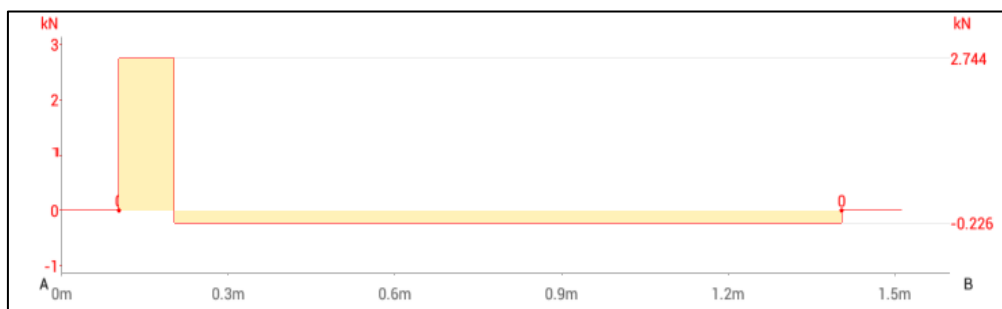




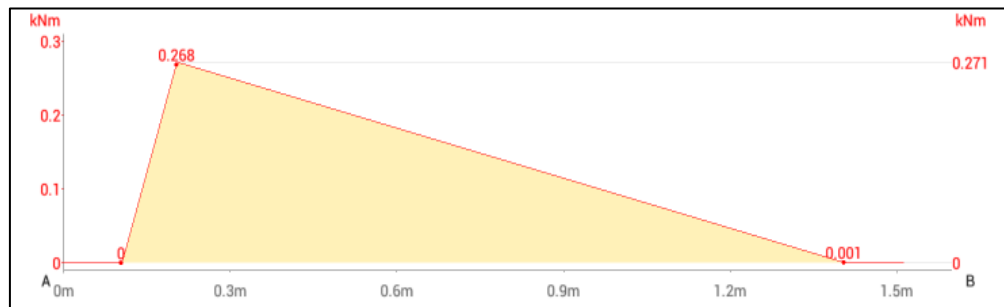
**Figura 4.67 Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano Z-Y.**



**Figura 4.68 Diagrama de Momento en el Plano Z - Y.**



**Figura 4.69 Diagrama De La Fuerza Cortante En El Plano Z-X.**



**Figura 4.70 Diagrama De Momento En El Plano Z-X.**

Ya obtenidos los valores máximos de momentos y fuerzas cortantes, para los dos planos donde actúan, se procede a buscar el máximo momento, el cual se encuentra a 1.404 m.

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{Ec.59}$$

$$M_{max} = \sqrt{(0[kNm])^2 + (6.32[kNm])^2}$$

$$M_{max} = 6.32[kNm]$$

Para diseñar el eje se utilizará un acero SAE 4340 con un  $S_{ut} = 745[MPa]$  y un  $S_y = 745[MPa]$ .

Ya elegido el material se calcula la resistencia sin corregir:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(745[MPa]) = 372.5[MPa]$$

La carga es de flexión y de torsión por lo que  $C_{carga} = 1$ . Como todavía no se conoce el diámetro del eje se pone  $C_{tamaño} = 1$ , pero se lo ajustará más adelante. Se elige  $C_{sup} = 4.51(746)^{-0.265} = 0.78$  para un acabado maquinado. La temperatura no es elevada, de

modo que  $C_{temp} = 1$ , para una confiabilidad del 99.99% se utilizará

un  $C_{conf} = 0.702$ , por lo que:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e$$

$$S_e = (1)(1)(0.78)(1)(0.702)(372.5[MPa])$$

$$S_e = 204[MPa]$$

La sensibilidad a la muesca del material se obtiene de la figura 4.71

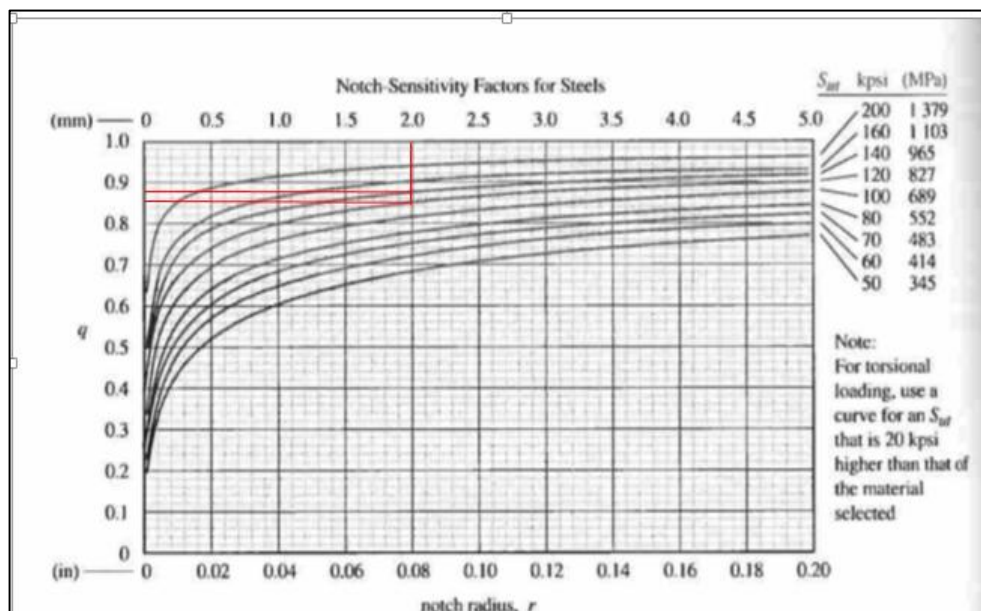
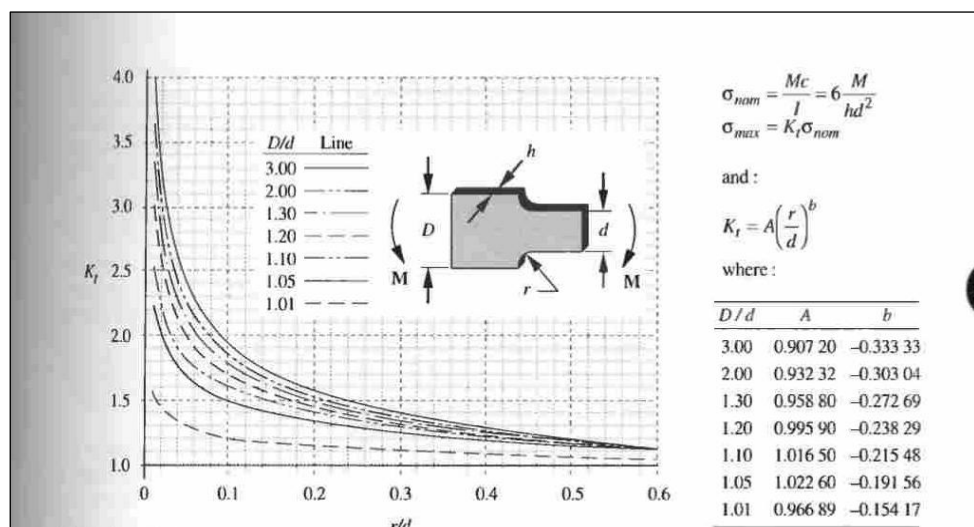


Figura 4.71 Factores de Sensibilidad. [18]

Por lo tanto los valores de sensibilidad a la muesca son  $q_{flexion} = 0.86$  y  $q_{torcion} = 0.88$ , suponiendo un radio de la muesca de 1.5 [mm].

Obteniendo estos valores, se puede calcular el factor de concentración de esfuerzos geométricos. Para el esfuerzo de flexión en el punto más crítico, siendo este un escalón en la geometría de la sección de la barra.



**Figura 4.72 Factores de Sensibilidad. [18]**

Se asumirá para la interacción una relación de  $\frac{D}{d} = 1.05$ , por lo que los factores  $A = 1.02260$  y  $b = -0.19156$  por lo que:

$$K_t = A \left( \frac{D}{d} \right)^b = 1.02260(1.05)^{-0.19156} = 1.02$$

Con los valores ya anteriormente citados se obtiene el factor de sensibilidad a la muesca para flexión:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec.60}$$

$$K_f = 1 + (0.86)(1.02 - 1) = 1.02$$

Y el factor de sensibilidad a la muesca por torsión:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + (0.88)(1.02 - 1) = 1.02$$

Para la aplicación de efectos de concentración de esfuerzos con esfuerzos fluctuantes, se tiene que utilizar las siguientes relaciones:

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}}| < S_y \text{ entonces: } K_{fm} = K_f$$

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}}| > S_y \text{ entonces: } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{|\sigma_{a_{nom}}|} \quad \text{Ec. 61}$$

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}} - \sigma_{min_{nom}}| > 2S_y \text{ entonces: } K_{fm} = 0$$

Por lo que conociendo que  $K_f |\sigma_{max_{nom}}| < S_y$  entonces se encuentra que se deberá usar el mismo factor sobre la componente del esfuerzo medio por torsión:

$$d_1 = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec.62}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{32(5)}{\pi} \left[ \left( (1.02) \frac{(6.32[kNm])}{204[MPa]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( (1.02) \frac{661.85[Nm]}{470[MPa]} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 0.08[m]$$

#### 4.5 Diseño y/o selección del sistema de movimiento longitudinal de la grúa.

Para poder generar el movimiento longitudinal de la grúa, se tendrá en cuenta la selección de velocidades anteriormente dispuesta  $V_g = 80[ft/min]$ , para poder obtener esta velocidad, se seleccionarán las ruedas, los piñones, engranes y moto reductores necesarios.

##### Selección de las ruedas.

Para la selección de las ruedas se toma del catálogo de Karl Georg. La selección se basa en carga total que va a soportar cada rueda del puente grúa. La fuerza total a soportar sobre las ruedas se detalla a continuación:

**TABLA 26**  
**CARGAS MUERTAS REQUERIDAS PARA LA SELECCIÓN**  
**DE LAS RUEDAS DE LA GRUA.**

Cargas muertas	$W_D [Kg]$
Peso del tecele	482
Peso de la estructura del trolley	509.62
Peso de la estructura	7547.96
<b>Total</b>	<b>8540</b>

**TABLA 27**  
**CARGAS VIVAS REQUERIDAS PARA LA SELECCIÓN DE**  
**LAS RUEDAS DE LA GRUA.**

Cargas vivas	$W_L$ [Kg]
Peso del bloque a cargar	20000
Total	20000

Se conoce que la máxima carga a soportar, sucederá cuando las ruedas delanteras del trolley se encuentren sobre las columnas, por lo que se utilizará el valor de  $R = 110.3[kN]$  y se considerará que el 25% del peso total de la estructura actúa sobre una de las ruedas.

$$R = \frac{110.3[kN]}{9.87 \left[ \frac{m}{s^2} \right]} = 11175[Kg]$$

$$R_2 = \frac{f_D(W_D)}{4}$$

$$R_2 = \frac{1.07(7547.96[Kg])}{4} = 1609.07[Kg]$$

$$R_T = R + R_2 = 11175[Kg] + 1609.07[Kg] = 12784[Kg]$$

Por lo que se selecciona la rueda de 500 [mm] de diámetro, ya que esta rueda puede soportar hasta un valor de 17000[Kg].

#### **Selección del motor.**

Por requerimientos de la empresa, se requiere que la estructura alcance una velocidad de translación de 80 [ft/min] en un tiempo

de 3[s]. Para obtener a velocidad rotacional de las ruedas se aplica la siguiente ecuación:

$$w_f = \frac{V_r}{R}$$

$$\omega_f = \frac{\left(80 \left[\frac{ft}{s}\right]\right) \left(\frac{0.3048[m]}{1[ft]}\right)}{0.25[m]}$$

$$\omega_f = 97.54 [rad/min] = 1.62[rad/s]$$

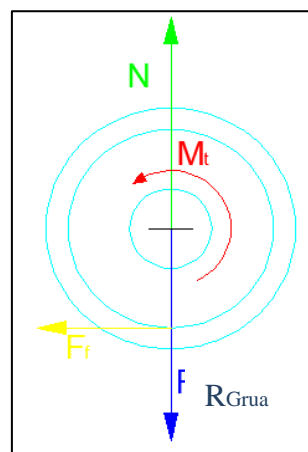
Puesto que la estructura parte desde el reposo se considera  $w_o = 0[rad/s]$

$$\alpha = \frac{w_f - w_o}{t}$$

$$\alpha = \frac{(97.54[RPM]) \left(\frac{1[min]}{60[seg]}\right) - 0[RPM]}{(3[s])}$$

$$\alpha = 0,54 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

$$a = \frac{V_f - V_o}{t} = \frac{(80 [ft/min]) \left(\frac{1[min]}{60[s]}\right)}{(3[s])} = 0.44 [ft/s^2] = 0.1353[m/s^2]$$



**Figura 4.73 Diagrama de Fuerzas de la Rueda.**



Teniendo el diagrama de fuerza, se realiza la correspondiente sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_y = 0$$

$$N - R_{\text{Grua}_{max}} = 0$$

$$N = R_T = (12784[kg]) \left( 9.87 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \right)$$

$$N = 126.178[kN]$$

La fuerza de fricción se la puede definir de la siguiente manera:

$$\sum F_x = ma_x$$

$$F - F_f = ma_{grua}$$

$$F = ma_{tro} - NC_{rr}$$

Donde el factor de fricción por rodadura en rieles es de  $C_{rr} = 0.005$

$$F = (8540[kg] + 20000[kg])(0.1353[m/s^2]) - (126.178[kN])(0.005)$$

$$F = 3230.57[Nm]$$

Por lo tanto el momento requerido para poder mover la carga es de:

$$T_t = F_f \frac{d_1}{2} = (3230.57[Nm]) \left( \frac{0.50[m]}{2} \right)$$

$$T_t = 807.64[Nm]$$

Ya teniendo el torque se procede a sacar la potencia nominal requerida por el motor para el movimiento de la carga.

$$P_{grua} = \frac{M_t w_f}{N_m}$$

$$P_{grua} = \frac{(807.64[Nm])(1.62[rad/s])}{0.86}$$

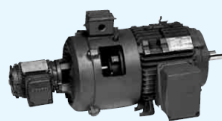
$$P_{grua} = (663.91[Watt]) \left( \frac{1[HP]}{745.69[Watt]} \right) = 2[HP]$$

Por lo tanto se escoge dos motores de 2 HP por cada una de las ruedas. Al ver el catálogo de Siemens se ve que el motor que se requiere para esta aplicación es de

**TABLA 28**

**TABLA DE SELECCIÓN DE MOTOR ELECTRICO. [22]**

Motores trifásicos																			
Datos característicos típicos en 440V Alta eficiencia, totalmente cerrados (TCVE) Tipos RGZE, RGZESD, RGZZESD 220/440V 60 Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente																			
HP	RPM sincrona	RPM asíncrona	Armazón	Corriente (A)			Letra de código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión		
				en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq. %	Máx. %			
1	3600	3490	143T	0.8	1.4	12	K	73.7	78.3	80.0	77	86	90	1.5	280	340	Y		
	1800	1745	143T	1.2	1.6	12	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290	320	Y		
	1200	1140	145T	1.4	1.9	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	62	4.6	230	290	Y		
	900	860	182T	1.3	2.0	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220	260	Y		
1.5	3600	3485	143T	0.9	2.1	17	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85	2.3	270	320	Y		
	1800	1740	145T	1.5	2.3	18	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290	320	Y		
	1200	1160	182T	1.6	2.4	17	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71	6.8	280	320	Y		
	900	855	184T	1.9	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y		
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270	320	Y		
	1800	1735	145T	2.0	3.0	22	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290	310	Y		
	1200	1160	184T	2.0	3.1	23	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220	300	Y		
	900	865	213T	2.3	3.5	18	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69	12	200	290	Y		
3	3600	3510	182T	1.8	3.8	33	K	83.8	86.2	86.5	75	84	90	4.5	230	320	Y		
	1800	1740	182T	1.9	4.1	31	K	87.5	88.0	87.5	65	76	82	9.1	260	300	Y		
	1200	1165	213T	2.4	4.2	33	K	85.8	87.6	87.5	58	73	80	14	210	300	Y		
	900	865	215T	3.2	4.9	27	H	82.5	84.2	84.0	48	62	71	18	190	280	Y		
5	3600	3490	184T	1.9	6.1	48	J	86.5	87.8	87.5	82	89	92	7.5	260	320	Y		
	1800	1730	184T	3.3	6.8	48	J	87.5	88.2	87.5	63	75	82	15	260	300	Y		
	1200	1160	215T	3.5	7.1	48	J	89.0	89.7	88.5	59	71	78	23	210	300	Y		
	900	865	254T	4.3	7.8	42	H	86.0	87.0	86.5	53	66	72	30	180	260	Y		
7.5	3600	3515	213T	3.6	9.2	67	H	87.0	88.0	88.5	77	86	90	11	190	280	Y		
	1800	1750	213T	4.4	9.9	67	H	89.0	90.0	89.5	66	77	93	23	210	270	Y		
	1200	1170	254T	4.7	10	63	H	90.6	90.9	90.2	59	72	78	34	180	250	Y		
	900	865	256T	6.9	13	67	H	87.0	88.0	87.5	49	61	69	46	190	260	Y		
10	3600	3505	215T	4.2	13	85	H	89.0	89.8	89.5	80	89	87	15	190	260	Y		
	1800	1750	215T	5.6	14	85	H	89.5	90.0	89.5	68	79	84	30	210	270	Y		
	1200	1165	256T	5.2	14	78	G	91.7	91.5	90.2	65	75	80	45	170	250	Y		
	900	875	284T	9.5	16	85	H	89.4	90.9	91.0	50	61	69	60	150	220	D		
15	3600	3530	254T	5.2	18	121	G	88.5	90.0	90.2	84	98	92	22	190	260	Y		
	1800	1760	254T	7.6	20	121	G	91.7	92.1	91.7	68	78	82	45	190	260	Y		
	1200	1175	284T	10	21	121	G	91.0	91.7	91.0	57	71	77	67	160	270	D		
	900	875	286T	15	24	121	G	90.1	91.4	91.0	50	60	67	90	150	220	D		
20	3600	3525	256T	7.7	24	152	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30	180	260	Y		
	1800	1755	256T	9.5	27	152	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60	190	270	Y		
	1200	1175	286T	13	27	152	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89	160	250	D		
	900	880	324T	19	32	152	G	90.0	91.2	91.0	50	61	67	119	140	200	D		
25	3600	3525	284TS	8.4	30	191	G	92.0	92.2	91.7	80	85	88	37	160	250	D		
	1800	1765	284T	14	30	191	G	93.3	93.6	93.0	72	82	87	74	220	280	D		
	1200	1180	324T	26	35	191	G	92.2	92.7	92.4	57	69	77	111	170	240	D		
	900	880	326T	23	40	191	G	89.2	90.5	90.2	50	61	68	149	150	200	D		
30	3600	3525	286TS	9.9	36	228	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45	160	250	D		
	1800	1765	286T	16	37	228	G	93.2	93.6	93.0	71	82	86	89	220	280	D		
	1200	1180	326T	20	41	228	G	92.6	92.9	92.4	58	70	78	134	170	240	D		
	900	885	364T	27	49	228	G	89.9	91.3	91.0	50	62	68	178	150	200	D		



Datos sujetos a cambio sin previo aviso



**Selección de la caja reductora.**

Teniendo la velocidad rotacional a la salida del eje del motor se calcula su relación con respecto a la velocidad requerida por el eje.

$$i = \frac{\omega_0}{\omega_f}$$

$$i = \frac{1200[RPM]}{(1.62[rad/s]) \left(\frac{1 [rev]}{2\pi[rad]}\right) \left(\frac{60[s]}{1[min]}\right)} = \frac{1200[RPM]}{15.47[RPM]}$$

$$i = 77.57$$

$$\omega_1 = 4(15,47[RPM])$$

$$\omega_1 = 61.88[RPM]$$

$$i = \frac{1200[RPM]}{61.88[RPM]} = 19.39$$

Se busca en el catálogo una relación que pueda acercarse a ese valor, para recalcularlo.

Ya habiendo seleccionado un reductor que cumpla con las especificaciones de torque, necesario para poder mover al eje y el índice de reducción, se recalculan los valores de velocidades.

$$i = \frac{\omega_0}{\omega_f}$$

$$21.76 = \frac{1200[RPM]}{\omega_f}$$

$$\omega_f = 55.14[RPM]$$

$$i = \frac{55.14[RPM]}{15.47[RPM]}$$

$$i = 3.56$$

Para comenzar la interacción con respecto al número de dientes, AGMA recomienda que el número de dientes mínimo para un ángulo de presión de 20 grados es de 18.

$$3.56 = \frac{N_1}{18}$$

$$N_1 = 64.08 \cong 64$$

Por lo que obteniendo el valor del índice de reducción se tiene

$$i = \frac{64}{18} = 3.56$$

$$P_d = \frac{N_{dientes}}{d_p}$$

Para el engrane:

$$4[in^{-1}] = \frac{64}{d_p}$$

$$d_{ext} = 16[in] = 40.64[mm]$$

Para el piñón:

$$4[in^{-1}] = \frac{18}{d_p}$$

$$d_p = 4.5[in] = 11.43[mm]$$

### **Diseño de eje soporte de las ruedas de la estructura.**

Se observará los diagramas de fuerza para el eje

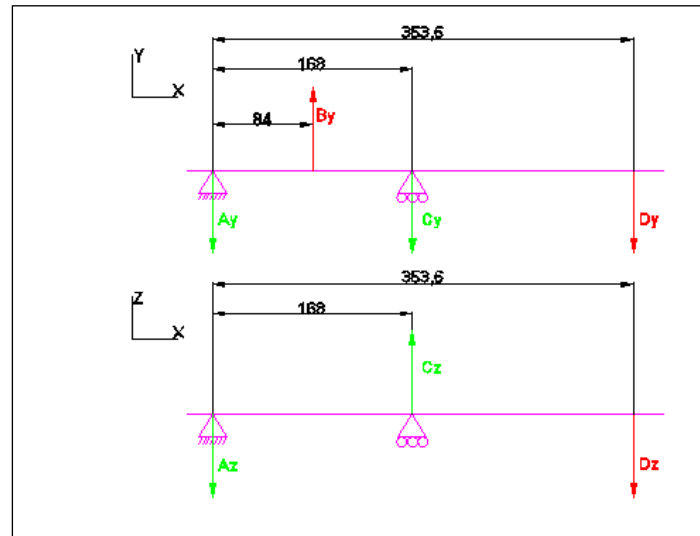


Figura 4.74 Diagrama de fuerzas del eje.

Para sacar el torque producido por el motor sobre el eje se hace el siguiente cálculo

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{(2[HP]) \left( \frac{745.69[Watt]}{1[HP]} \right)}{(1.62[rad/s])} = 920.60[Nm]$$

Se obtiene la fuerza tangencial generada por el engrane sobre el piñón

$$F_{g \text{ tang}} = D_z = \frac{T}{\frac{d_p}{2}} = \frac{920.6[Nm]}{\frac{0.4064[m]}{2}}$$

$$D_z = 4.53[kN]$$

Por lo tanto la fuerza radial producida sobre el diente del engrane

$$F_{g \text{ rad}} = D_y = F_{g \text{ tang}} \tan(\alpha) = 4.53[kN] \tan(20^\circ) = 1.65[kN]$$

Se realiza las respectivas sumatorias de fuerzas en el eje xy y él en eje xz:

$$\sum F_y = 0$$

$$-A_y + B_y - C_y - D_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z + C_z - D_z = 0$$

Se realiza la sumatoria de momentos

$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$-B_y(0.084[m]) + C_y(0.168[m]) + D_y(0.354[m]) = 0$$

$$-(126.18[kN])(0.084[m]) + C_y(0.168[m]) + (1.65[kN])(0.354[m]) = 0$$

$$C_y = 59.61[kN]$$

Por lo tanto de la sumatoria de fuerzas en el eje y se obtiene que

$$A_y = 64.94[kN]$$

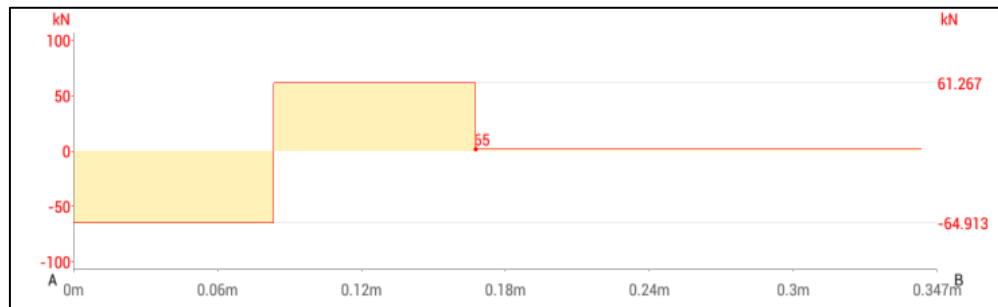
$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$+C_z(0.168[m]) + D_z(0.354[m]) = 0$$

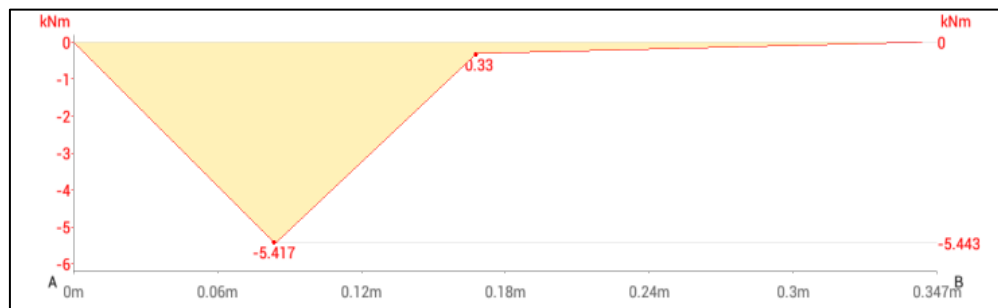
$$-C_z(0.168[m]) + (4.53[kN])(0.354[m]) = 0$$

$$C_z = 9.54[kN]$$

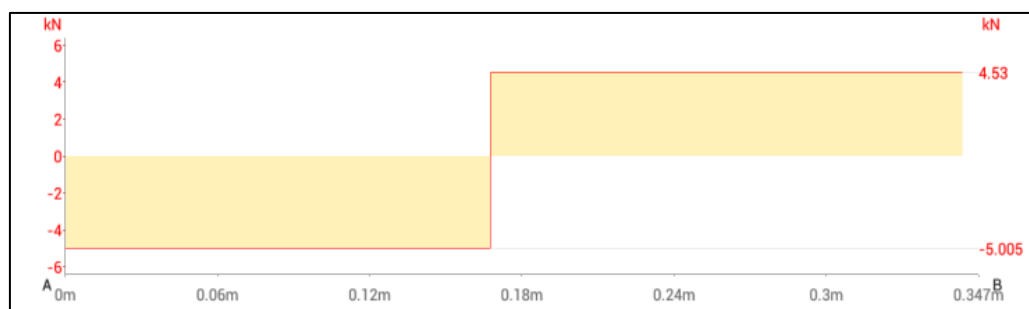
De esta manera en la sumatoria de fuerzas en el eje z se obtiene que  $A_z = 5.01[kN]$



**Figura 4.75 Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano X-Y.**

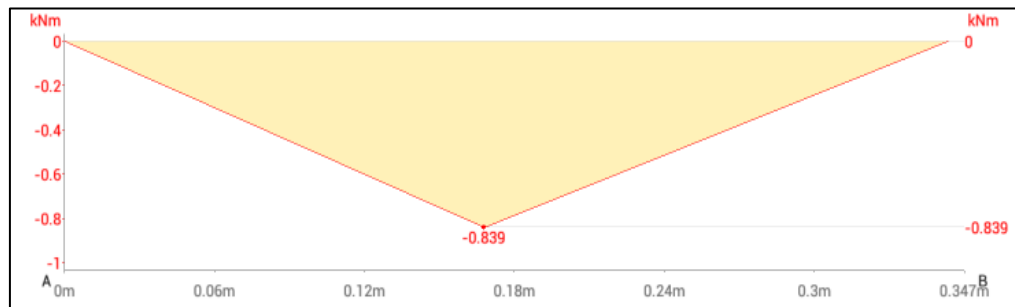


**Figura 4.76 Diagrama de Momento En El Plano X-Y.**



**Figura 4.77 Diagrama de la Fuerza Cortante en el Plano X-Z.**





**FIGURA 4.78 Diagrama de Momento en el Plano X-Z.**

Ya obtenidos los valores máximos de momentos y fuerzas cortantes, para los dos planos donde actúan, se procede a buscar el máximo momento, el cual se encuentra a 0.084 m.

$$M_{max} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{(5.443[kNm])^2 + (0.4[kNm])^2}$$

$$M_{max} = 5.457[kNm]$$

Para diseñar el eje se utilizará un acero SAE 4340 con un  $S_{ut} = 745[MPa]$  y un  $S_y = 745[MPa]$ .

Ya elegido el material se calcula la resistencia sin corregir:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(745[MPa]) = 372.5[MPa]$$

La carga es de flexión y de torsión por lo que  $C_{carga} = 1$ . Como todavía no se conoce el diámetro del eje se pone  $C_{tamaño} = 1$ . Se elige  $C_{sup} = 4.51(746)^{-0.265} = 0.78$  para un acabado maquinado. La

temperatura no es elevada, de modo que  $C_{temp} = 1$ , para una confiabilidad del 99.99% se utilizará un  $C_{conf} = 0.702$ , por lo que:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e$$

$$S_e = (1)(1)(0.78)(1)(0.702)(372.5[MPa])$$

$$S_e = 204[MPa]$$

Ya que en esta sección no existe un cambio de sección, los valores de  $K_f = K_{fm} = 1$

Para el caso de este eje se calculará como si fuese un eje con un ciclo de esfuerzos completamente invertido.

$$d_1 = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{32(2)}{\pi} \left[ \left( (1) \frac{(5.457[kNm])}{204[MPa]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( (1) \frac{920.60[Nm]}{470[MPa]} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 0.08[m]$$

### **Selección de los rodamientos.**

Ya teniendo las fuerzas aplicadas en el nodo A y en el nodo D de la barra, se procede a seleccionar los rodamientos. Por lo que para la selección se utilizará el nodo que tenga mayor carga, siendo este el nodo A, por lo tanto se obtiene la carga total aplicada sobre tal nodo.

$$A = \sqrt{(A_z)^2 + (A_y)^2}$$

$$A = \sqrt{(5.01[kN])^2 + (64.94[kN])^2}$$

$$A = 65.13[kN]$$

Como se vio anterior se selecciona los rodamientos para una vida de 5000 horas, las velocidad rotacional que va a tener estos rodamientos son de  $15.47[rev/min]$ , por lo que llevando estos valores a la figura 4.66 se obtiene un  $f_n = 1.27$  y un  $f_h = 2$ . Se aplica la Ec. 58 para obtener la capacidad básica de carga dinámica.

$$C_r = \frac{f_h}{f_n} P_r$$

$$C_r = \frac{2}{1.27} (65.13[kN])$$

$$C_r = 102.57[kN]$$

Para las placas soporte del eje, se utilizará un espesor de 20mm, ya que, para la carga calculada, estas placas pueden soportar y de esta manera se evitará el desperdicio. Para la selección de las cuñas en los ejes, se tomará la Figura 4.67, sus dimensiones.

#### 4.6 Comparación de resultados.

Para dar una correcta comparación de resultados, se utilizará los valores obtenidos en las simulaciones anteriormente propuestas.

Desde la simulación del trolley, hasta le diseño de las columnas.

Por lo que se resumirá los resultados en la Tabla 29.

**TABLA 29**  
**COMPARACIÓN DE DATOS DE LOS ESTUDIOS**  
**REALIZADOS.**

Parte analizada	Estudio Realizado	Solidworks®	ANSYS®	% ERROR
Placas de soporte de ejes de tecla	Esfuerzo de Von Mises.	$6.365 \times 10^7 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	$5.9875 \times 10^7 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	6%
	Deformación.	$4.27 \times 10^{-2} [mm]$	$4.315 \times 10^{-2} [mm]$	1%
	Factor de seguridad estático.	3.928	4.1753	6%
	Factor de seguridad por fatiga.	2.852	2.8793	1%
Estructura del trolley	Deformación.	1.4[mm]	1.35[mm]	4%
	Esfuerzo de Von Mises.	$1.31 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	$1.24 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	5%
	Factor de seguridad estático.	2.05	2.0014	2%
	Factor de seguridad por fatiga.	1.25	1,20	4%
Viga Carrilera	Deformación.	2[mm]	1.9[mm]	5%
	Esfuerzo de Von Mises.	$6.688 \times 10^7 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	$6.516 \times 10^7 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	3%
	Factor de seguridad estático.	3.7	3.83	3%
	Factor de seguridad por fatiga.	1.43	1.51	5%
Columna	Deformación.	0.69[mm]	0.68[mm]	2%

	Esfuerzo de Von Mises.	$1.29 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	$1.29 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$	0%
	Factor de seguridad estático.	1.666	1.7963	6%
	Factor de seguridad por fatiga.	1.110	1.099	1%

En la tabla 29 se observa que la máxima porcentaje de diferencia entre los resultados mostrados por los programas es del 6 %. Este porcentaje de error se debe a los diferentes modelados de mallas que se presentan para cada programa, siendo que ANSYS® al utilizar diferentes modelos de elementos para la creación de la malla en el modelado de elementos finitos difiere en precisión con respecto a SOLIDWORKS® ya que este programa solo posee un elemento para los modelados.

# CAPÍTULO 5

## 5. ANÁLISIS DE COSTOS

Los costos de materiales, accesorios, fabricación son basados en los precios del medio.

### 5.1 Costos de materiales y accesorios.

TABLA 30

TABLA DE COSTOS DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Tecele eléctrico de cadena de 20 Tn	1	48500	48500.00
Cable eléctrico.	1	48	48.00
Moto reductor de 2 HP.	2	1970	3940.00
Moto reductor de 1.5 HP.	1	1830	1830.00
Llantas torneadas de 300 mm.	4	200	800.00
Engrane y piñon de trolley.	1	120	120.00
Engrane y piñon de la estructura.	2	250	500.00
Ruedas torneadas de 500 mm.	4	250	1000.00
		Total	56738.00

**TABLA 31**  
**TABLA DE COSTOS DE MATERIALES**

Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Plancha de 12000x2440x10	2	1012.6	1014.60
Plancha de 12000x1200x12	1	1267.44	1264.44
Plancha de 6000x2440x6	3	623.86	1871.58
Plancha de 2440x1200x20	3	429.03	1287.11
Viga UPN 260	2	455	910.00
Pernos Gr. 8 de $\varnothing \frac{3}{8}$ in x 1 in	96	0.6	57.60
Rodamientos TNT modelo NU216 NJ NUP	12	137.00	1644.00
Pernos Gr. 8 de $\varnothing \frac{3}{4}$ in x 2 in completos	32	1.8	57.60
Eje de transmisión $\varnothing 85$ [mm] x 3000 [mm]	1	225.28	225.28
Eje de transmisión $\varnothing 110$ [mm] x 2000 [mm]	1	340.00	340.00
		Total	8672.21

**TABLA 32**  
**TABLA DE COSTOS DE CONSUMIBLES**

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Electrodo E6010 1/8	Kg.	255	2.86	729.30
Disco de corte	UNIDAD	60	1.70	102.00
Disco de pulir	UNIDAD	30	2.70	81.00
Oxigeno	m <sup>3</sup>	120	5,5	660.00
Acetileno	Kg.	120	13	1560.00
Pintura de fondo	Galón	8	16	128.00
Pintura anticorrosiva	Galón	12	12	144.00
Catalizador	Galón	4	10	40.00
Desoxidante	Galón	4	12	48.00
			Total	3492.30

## 5.2 Costos de fabricación.

Para el costo de fabricación se tendrán en cuenta el siguiente personal:

**TABLA 33**  
**PERSONAL REQUERIDO PARA EL PROYECTO.**

Descripción	Cantidad
Soldadores	2
Armador	2
Ayudante	2
Tornero	1
Supervisor	1

Total de costos de personal es de:

**TABLA 34**  
**ANLISIS DE COSTO DE PERSONAL**

<b>Días laborables</b>	17,9
<b>Horas de trabajo</b>	142
<b>Total de costo de personal (\$)</b>	26670.00



### 5.3 Costo total de la grúa tipo pórtico.

TABLA 35

**COSTO TOTAL DEL PROYECTO**

<b>Costo de personal (\$)</b>	26670.00
<b>Costo de consumibles</b>	3492.30
<b>Costo de equipos</b>	56738.00
<b>Costo de materiales</b>	8672.21
<b>Total</b>	<b>95572.51</b>

### 5.4 Cronograma de fabricación.

Las actividades para la construcción de la grúa tipo pórtico, una vez obtenido el diseño definitivo arrancará el 6 de julio del 2015.



# CAPÍTULO 6

## 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones

- Se logró diseñar un una grúa tipo pórtico con una capacidad de 20 toneladas, de nueve metros de luz, con una altura de seis metros, y con un recorrido de cuarenta metros.
- Se pudo diseñar la estructura de un Trolley que resista el peso de los objetos a elevar y permita el movimiento transversal del mismo.
- Se diseñó la viga principal tipo cajón, y se seleccionaron los rieles por donde se va a desplazar el trolley, de tal manera que no fallen. Esta viga se logró diseñar mediante el criterio de fluencia, siendo verificados por medio de programas computacionales como ANSYS® y SOLIDWORKS®. De tal manera que como punto final para la comprobación del punto más crítico se obtiene un factor de

- seguridad de fatiga del 1.4 y un factor de seguridad estático de 3.5 validando el diseño.
- Se obtuvo el diseño de las columnas que soportarán todas las cargas generadas por la viga principal y se las analizó mediante varios análisis con la ayuda del software ANSYS® y SOLIDWORKS®. Obteniendo de esta manera un factor de seguridad contra fatiga de 1.1 y un factor de seguridad estático de 1.79.

### **Recomendaciones**

- Utilizar rigidizadores para las bases de las columnas.
- Se deberá asegurar que las ruedas del trolley se encuentre completamente alineadas, para que la carga se encuentre uniformemente distribuida y no exista una desviación el mismo.
- Para las uniones empernadas en la base de las columnas se los realizará bajo la norma ASTM A325, la cual describe el material del perno, y los elementos que se requiere para la junta del puente grúa.
- Para el montaje del puente grúa sobre los carriles se deberá utilizar todas las normas de seguridad, ya que se estará una

estructura de aproximadamente 8 Ton que puede traer consigo si no existe la debida seguridad, consecuencias fatales.

- Es recomendable que para una buena organización del proyecto, cumplir con el cronograma, anteriormente previsto, ya que el aumento de días causará un aumento en los costos del proyecto que traerán consigo, la falta de rentabilidad del proyecto.

# APÉNDICES

## PERFILES LAMINADOS UPN

### Especificaciones Generales

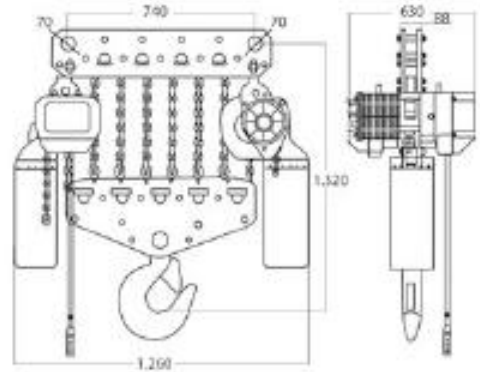
<b>Calidad</b>	ASTM A36
<b>Otras calidades</b>	Previa Consulta
<b>Largo normal</b>	6.00m y 12.00m
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 cm4	SECCION cm2	PESOS kg/mt	Ix cm4	Iy cm4	Wx cm3	Wy cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80

Figura # A1Tabla de perfiles UPN. [25]

Tabla # A1 Fórmulas para obtención de momentos máximos.



Dimensiones in mm / Dimensiones en mm

**TECHNICAL PARAMETERS / PARÁMETROS TÉCNICOS**

Code / Código	PWR20
Capacity:	44,092 lb
Capacidad:	20,000 kg
Lifting Speed:	4 ft/min
Velocidad de izaje:	1,4 m/min
Lifting Height:	30 ft
Alcance de izaje:	12 m
Motor Power:	2 x 3 kW
Potencia Motor:	
HP Motor:	1,440
Insulation Grade:	F
Grado de Aislación:	
Voltage:	220V/440V 60 HZ 3 Phases
Voltaje:	380V 50 HZ 3 fases
Control Voltage:	24V
Voltaje Control:	
Chain Number:	8
Nº de Cadenas:	
Chain:	ø 7/16" x 315 ft
Cadena:	ø 11,2 mm x 96 m
Total Weight Approx.:	1,062 lb
Peso Total Aprox.:	482 kg
Standard:	ASME B30.16
Norma:	
Japan Chain FEC:	Grado 80
Cadena Japonesa FEC:	Grado 80
Bearings:	
Rodamientos:	SNK
Warranty:	
1 Year Included.	
2 Years Extended.	
10 Years Parts and Service Availability	
Garantía:	
1 Año Incluido.	
2 Años Extendida.	
10 Años Disponibilidad de Repuestos y Servicio.	



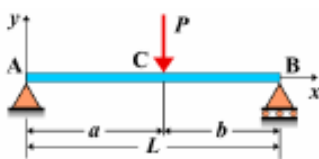
**VOLTAGES AVAILABLE/ VOLTAJES DISPONIBLES**

Country / País	TRIPHASE / TRIFÁSICO
Argentina	380V 50Hz
Chile	380V 50Hz
Colombia	220V60Hz / 440V60Hz
Costa Rica	220V60Hz / 440V60Hz
Mexico	220V60Hz / 440V60Hz
Peru	220V60Hz / 440V60Hz
USA	220V60Hz / 440V60Hz
Resto A.L.	220V60Hz / 440V60Hz

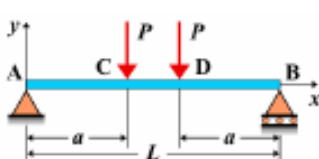
\* Check for options / Consulte por opciones

Figura # A2 Características del tecla a utilizar. [26]

Viga simple apoyada - Carga puntual en cualquier punto

	Deflexión $y_{AC} = \frac{-Pbx}{6LEI}(L^2 - b^2 - x^2)$
	$y_{CB} = \frac{-Pa(L-x)}{6LEI}[L^2 - a^2 - (L-x)^2]$
	Pendiente:
	$\theta_{AC} = \frac{-Pb}{6LEI}(L^2 - b^2 - 3x^2)$ $\theta_{CB} = \frac{Pa}{6LEI}[L^2 - a^2 - 3(L-x)^2]$
	$\theta_A = \frac{-Pb(L-b^2)}{6LEI}$ $\theta_B = \frac{Pa}{6LEI}(L^2 - a^2)$
	Momento $M_{AC} = \frac{Pbx}{L}$ $M_{CB} = \frac{Pa(L-x)}{L}$
Cortante $V_{AC} = V_A = \frac{Pb}{L}$ $V_{CB} = V_B = -\frac{Pa}{L}$	
Reacciones $R_A = \frac{Pb}{L}$ $R_B = \frac{Pa}{L}$	

Viga simple apoyada - Dos cargas puntuales iguales situadas simétricamente

	Deflexión $y_{AC} = \frac{-Px}{6EI}(3aL - 3a^2 - x^2)$
	$y_{CD} = \frac{-Pa}{6EI}(3Lx - 3x^2 - a^2)$
	$y_{DB} = \frac{-P(L-x)}{6EI}[3aL - 3a^2 - (L-x)^2]$
	$y_{Máx} = \frac{-Pa}{24EI}(3L^2 - 4a^2)$ para $x = \frac{L}{2}$
	Pendiente $\theta_{AC} = \frac{-P}{2EI}(aL - a^2 - x^2)$ $\theta_{CD} = \frac{-Pa}{2EI}(L - 2x)$
	$\theta_{DB} = \frac{P}{2EI}[aL - a^2 - (L-x)^2]$
$\theta_A = -\theta_B = \frac{-P(aL - a^2)}{2EI}$	
Momento $M_{AC} = Px$ $M_{CD} = Pa$ $M_{DB} = P(L-x)$	
Cortante $V_{AC} = P$ $V_{CD} = 0$ $V_{DB} = -P$	
Reacciones $R_A = R_B = P$	

Viga simple apoyada - Dos cargas puntuales iguales situadas asimétricamente

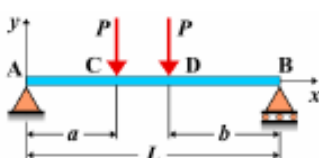
	Momento $M_{AC} = R_A x$ $M_{CD} = R_A x - P(x-a)$
	$M_{DB} = R_B(L-x)$
	Cortante $V_{AC} = R_A$ $V_{CD} = R_A - P$ $V_{DB} = -R_B$
Reacciones $R_A = \frac{P(L-a+b)}{L}$ $R_B = \frac{P(L-b+a)}{L}$	

Tabla # A2 tabla para el cálculo de los diagramas de momentos, fuerzas cortantes y deformaciones de las vigas. [17]

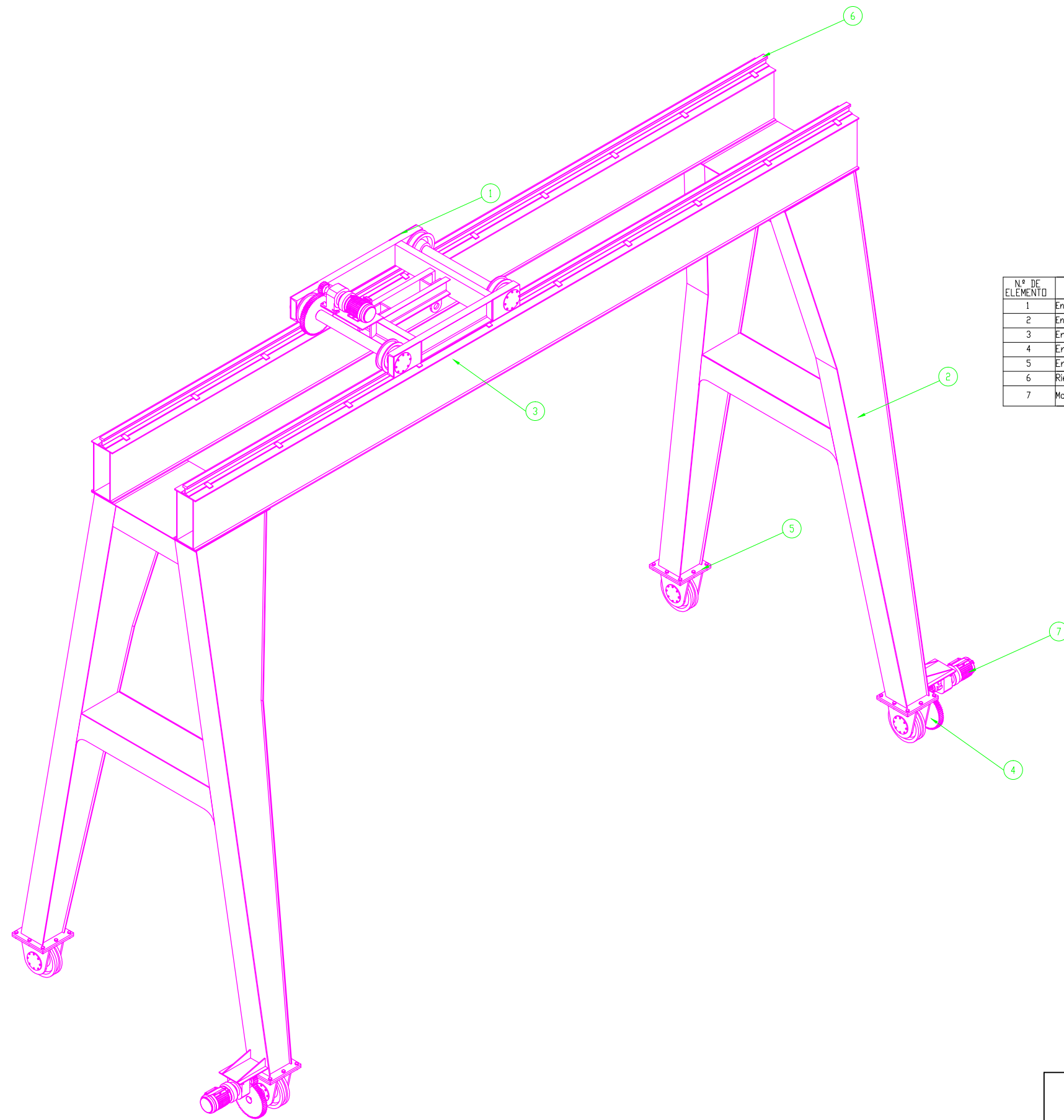


## BIBLIOGRAFÍA

1. Google Maps
2. <http://mecaser.ec/?productos=producto->
3. <http://www.cranewerks.com/low-headroom-bridges.html>
4. <http://www.cranewerks.com/low-headroom-bridges.html>
5. <https://media.licdn.com/media/p/5/000/1ac/3c7/35e3caa.png>
6. <http://imksas.com/images/Productos/puentegruportico.jpg>
7. <http://mecaser.ec/?productos=producto->
8. <http://mecaser.ec/?productos=producto-5>
9. Norma NTP 706
10. <http://www.emhcranes.com/gantry-cranes/gantry-cranes-typical-configurations/>
11. CMAA Specification 70 Specifications for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.
12. CMAA Specification 74 Specifications for Top Running and Under Running Single Girder Electric Overhead Cranes Utilizing Under Running Trolley Hoist.

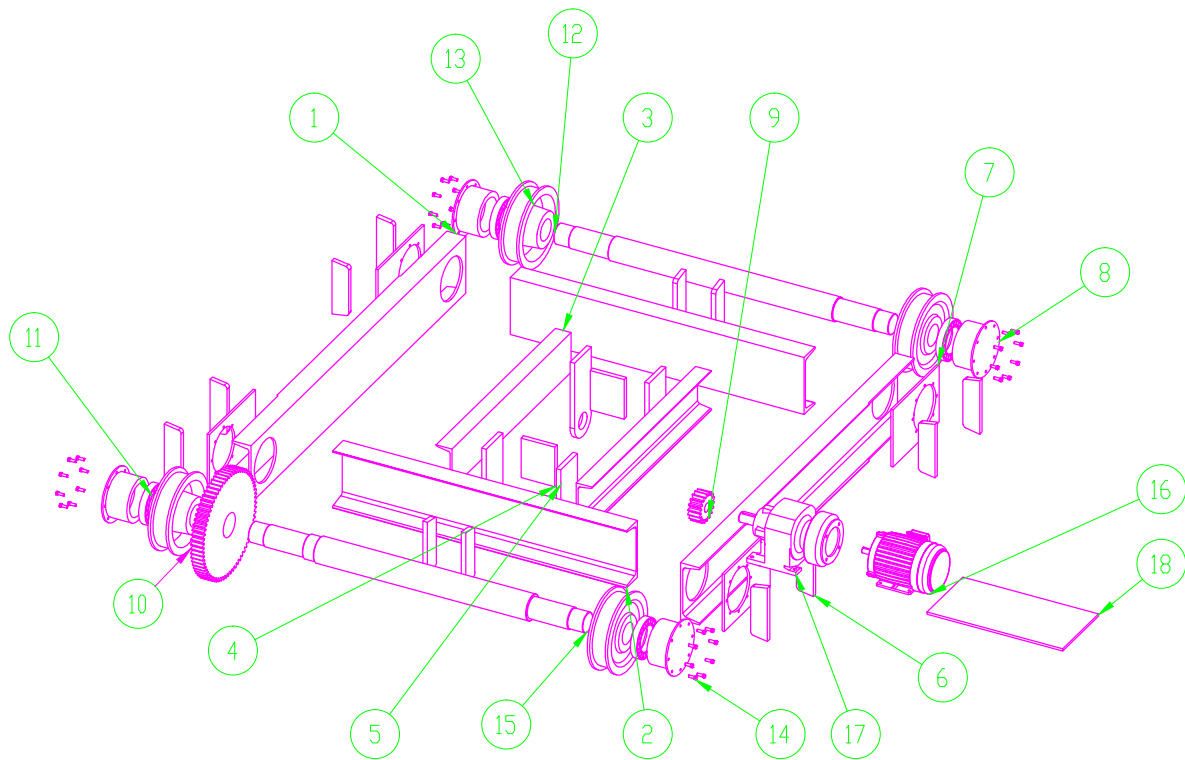
13. CMAA Specification 78 Standards and Guidelines for Professional Services Performed on Overhead Traveling Cranes and Associated Hoisting Equipment
14. ASME A36 Standard Specification for Carbon Structural Steel.
15. AWS D1.1 Structural Welding Code-Steel.
16. Catalogo Dipac
17. [www.vaxasoftware.com](http://www.vaxasoftware.com)
18. Diseño de máquinas Un enfoque integrado/ Cuarta edición / Robert L. Norton.
19. JUVINALL, R. C.. Stress, Strain and Strength. Nueva York: McGraw-HILL, 1967.
20. El proyectista de estructuras metálicas, R. Nonnast, primer tomo, Décima edición.
21. Catálogo de Karl Georg.
22. Catálogo de Siemens.
23. WHITING CRANE HANDBOOK, H. G. GREINER, Crane Engineer  
WHITING CORPORATION, Harvey, Illinois.
24. Catálogo de rodamientos NTN.
25. Catalogo DIPAC.
26. Catálogo de WinchPro.
27. Diseño de Ingeniería Mecánica, Shyglyy, Octava Edición Richard G, Budynas.

28. Resistencia de materiales, Pytel Singer. Tercera Edición.
29. Mecánica de solidos de P. Popov, Segunda edición.



Nº DE ELEMENTO	Nº DE PIEZA	CANTIDAD	PLAND
1	Ensamble de trolley	1	PR-TR-00
2	Ensamble de Columna	2	PR-CDL-00
3	Ensamble de viga carrilera	2	PR-VIGA-00
4	Ensamble de ruedas delanteras	2	PR-RUE-00
5	Ensamble de ruedas posteriores	2	
6	Rieles	2	
7	Motorductor de 2HP	2	

<h1>ESPOL</h1>			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 9/13



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	PLANO
1	Viga 3. Trolley	2	PR-TR-01
2	Viga 2. Trolley	2	PR-TR-01
3	Viga 1. Trolley	2	PR-TR-01
4	Placa Rig 1. Trolley	2	PR-TR-01
5	Placa Soporte. Trolley	4	PR-TR-03
6	Placa Rig. 2. Trolley	12	PR-TR-03
7	Placa Rig. 3. Trolley	4	PR-TR-02
8	Sop. Rodamiento	4	PR-TR-03
9	Piñón dientes rectos M=4; Z=18; De=114.3mm. e= 2in.	1	
10	Piñón dientes rectos M=4; Z=70; De=444.7mm; e= 2in.	1	
11	Rodamiento NU216	4	
12	Eje 2. Trolley	1	PR-TR-02
13	Rueda de Trolley	4	
14	Pernos Gr8 $\varnothing \frac{3}{8}$ in, 1in.	32	
15	Eje 1. Trolley	1	PR-TR-02
16	Motor electrico con freno magnetico de 1.5 HP	1	
17	Caja reductora	1	
18	Placa soporte de moto-reductor	1	PR-TR-03

# ESPOL

Facultad:

**FIMCP**

Carrera:

**INGENIERÍA MECÁNICA**

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

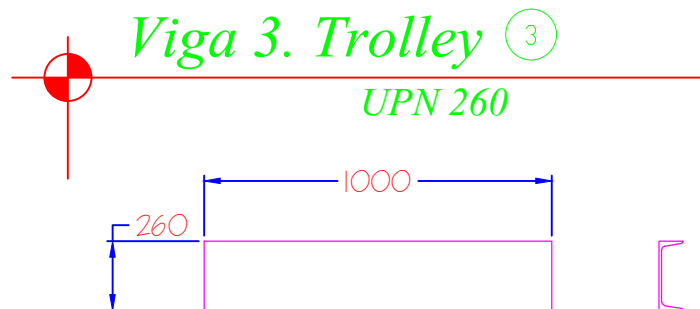
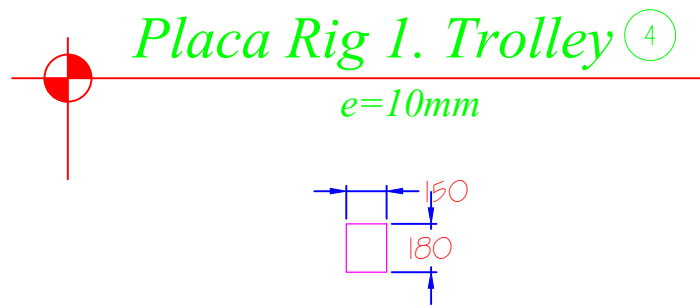
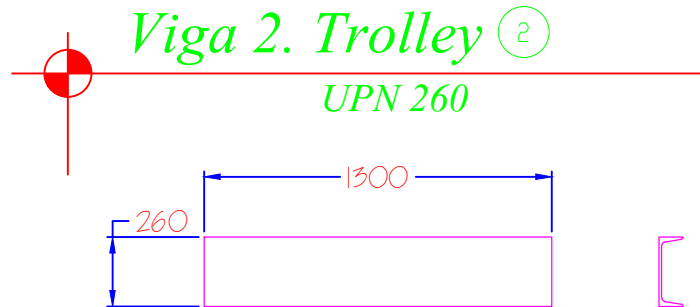
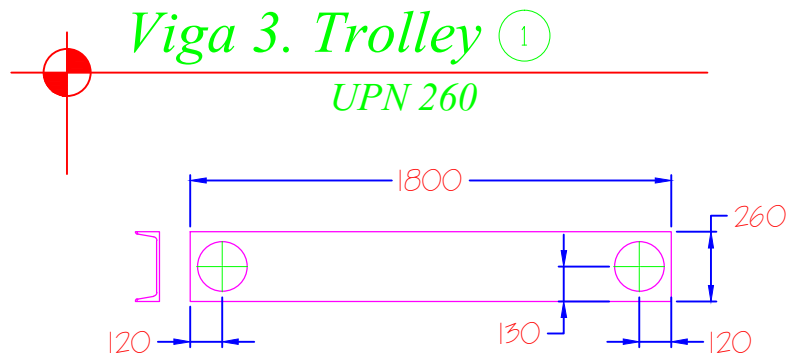
Título: "Ensamble general del Trolley"  
(PR-TR-00)

Dibujado por:

Aprobado por:

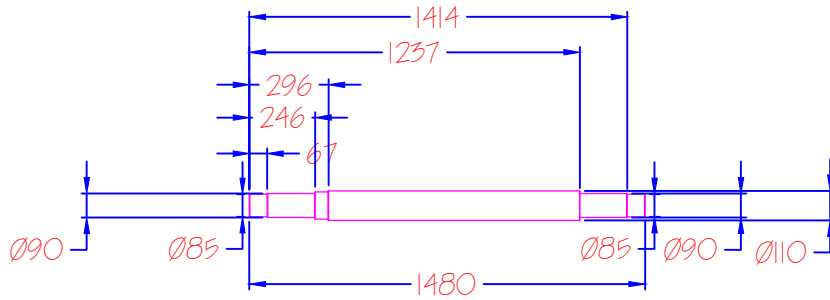
Escala: S/N

Lamina 2/13



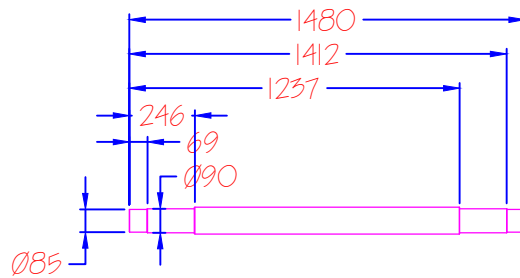
<h1>ESPOL</h1>			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Partes del Trolley" (PR-TR-01)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 3/13

### Eje 1. Trolley (15)



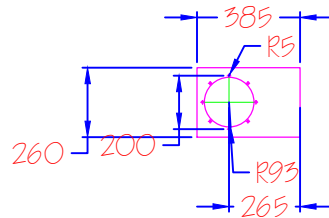
### Eje 2. Trolley (12)

$e=10\text{mm}$



### Placa Rig 3. Trolley (7)

$e=10\text{mm}$



# ESPOL

Facultad:

FIMCP

Carrera:

INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

Título: "Plano de partes del Trolley" (PR-TR-02)

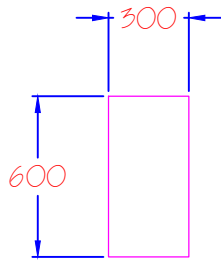
Dibujado por:

Aprobado por:

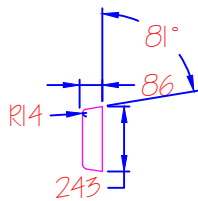
Escala: S/N

Lamina 4/13

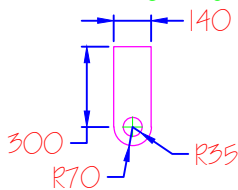
**Placa Sop Mot. Trolley** (18)  
 $e=10mm$



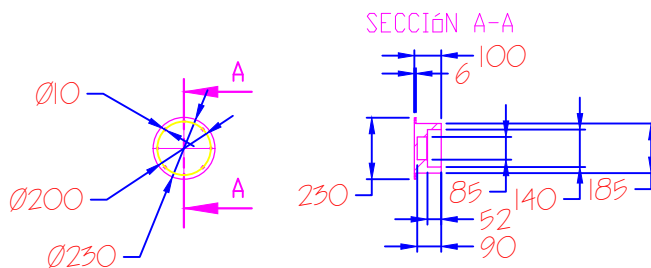
**Placa Rig 2. Trolley** (6)  
 $e=10mm$



**Placa soporte. Trolley** (5)  
 $e=20mm$



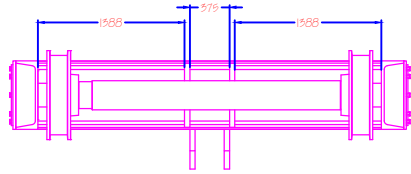
**Sop Rodamiento. Trolley** (8)



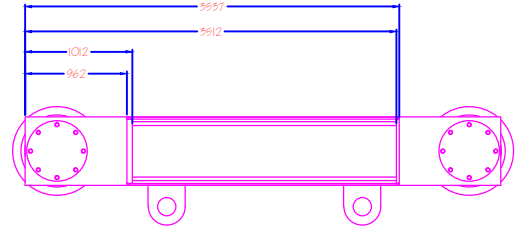
<h1>ESPOL</h1>			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Plano de partes del Trolley" (PR-TR-03)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 5/13



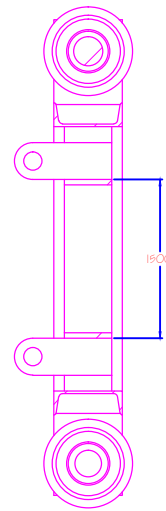
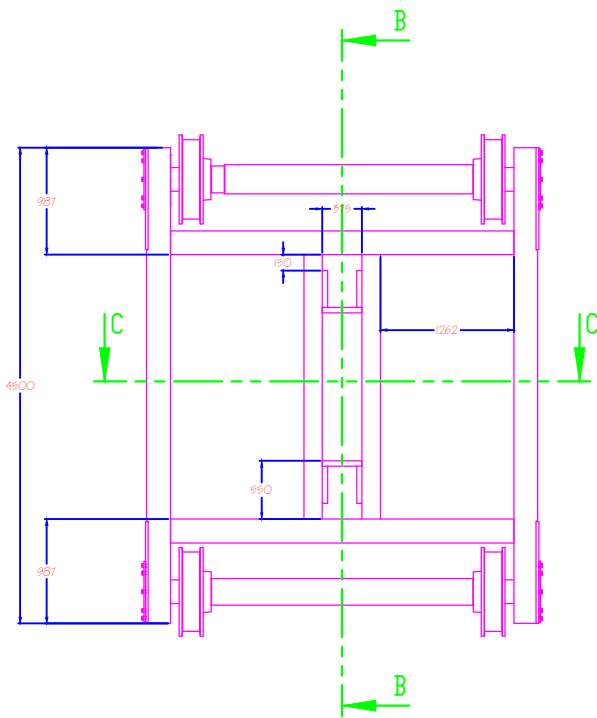
### Vista Frontal. Trolley



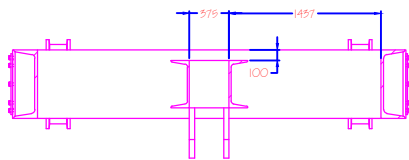
### Vista Lateral. Trolley



### Vista Superior. Trolley



SECCIÓN B-B



SECCIÓN C-C

# ESPOL

Facultad:

FIMCP

Carrera:

INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

Título: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)

Dibujado por:

Aprobado por:

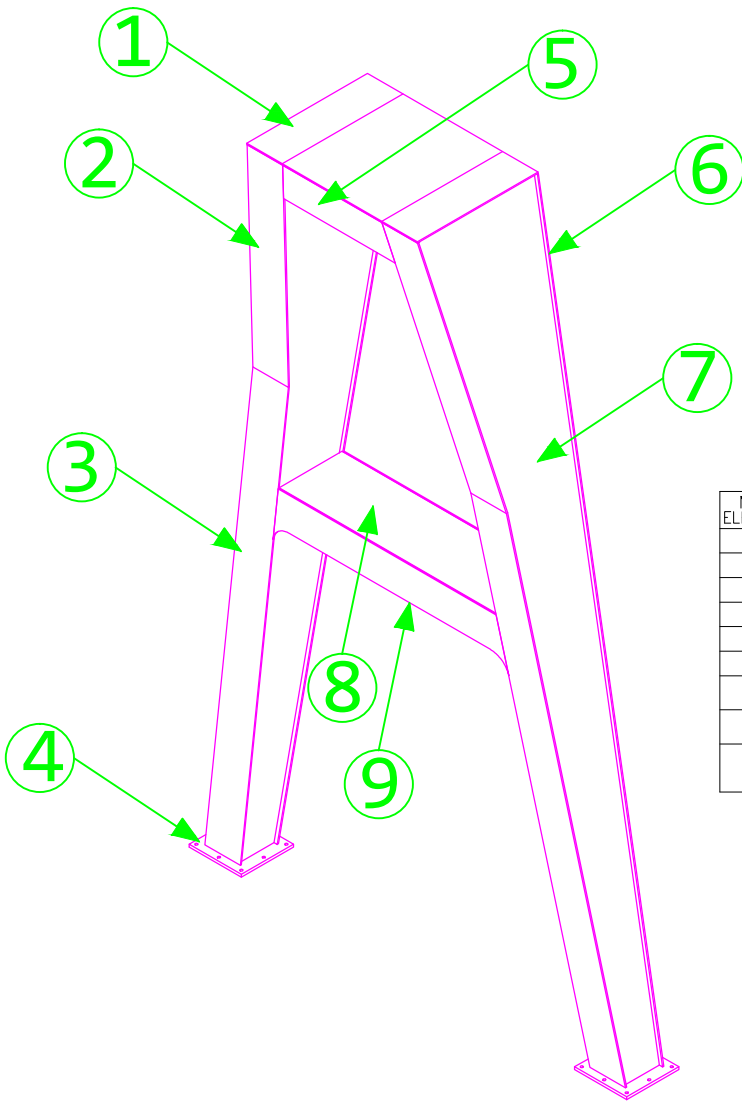
Escala: S/N

Lamina 9/13



# Ensamble. Columna

Sin escala



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	PLANO
1	Placa Rig. 3. Columna	1	PR-COL-01
2	Placa Ala 3. Columna	2	PR-COL-01
3	Placa Ala 2. Columna	2	PR-COL-01
4	Placa 2. Rueda Grúa	2	PR-COL-01
5	Placa Rig. 4. Columna	2	PR-COL-01
6	Placa Ala 1. Columna	2	PR-COL-02
7	Placa Alma 1. Columna	4	PR-COL-02
8	Placa Rig. 2. Columna	1	PR-COL-02
9	Placa Rig. 1. Columna	2	PR-COL-02

# ESPOL

Facultad: **FIMCP**

Carrera: **INGENIERÍA MECÁNICA**

FECHA      31/03/2015      31/03/2015

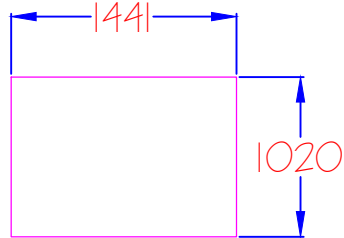
Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE      J. Jurado      Ing. Martinez

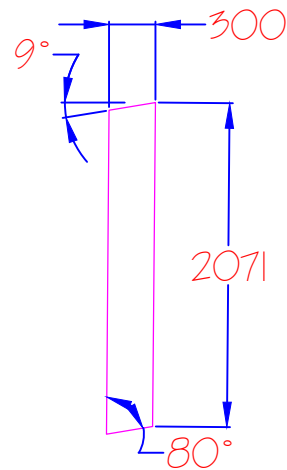
Título: "Ensamble de Columna " (PR-COL-00)

Dibujado por:      Aprobado por:      Escala: S/N      Lamina 5/13

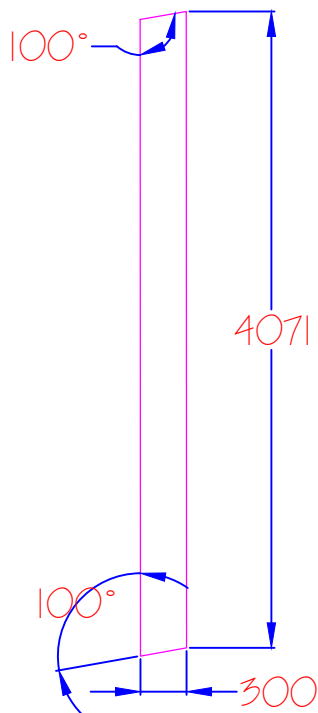
**Placa Rig 3. Columna** ①  
e=10mm



**Placa Ala 3. Columna** ②  
e=10mm

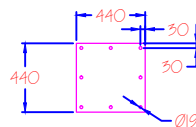


**Placa Ala 2. Columna** ③  
e=10mm



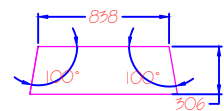
④

**Placa 2. Rueda grúa**  
Escala 1-1 e=20mm



⑤

**Placa Rig 4. Columna**  
Escala 1-1 e=10mm



**ESPOL**

Facultad: **FIMCP**

Carrera: **INGENIERÍA MECÁNICA**

FECHA 31/03/2015 31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

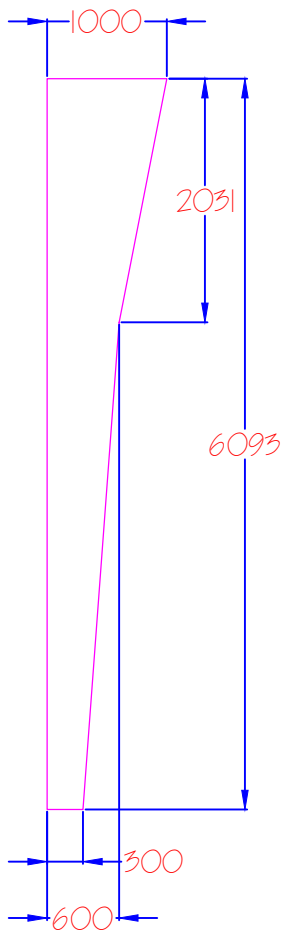
NOMBRE J. Jurado Ing. Martinez

Título: "Partes de Columna" (PR-COL-01)

Dibujado por: Aprobado por: Escala: S/N Lamina 6/13

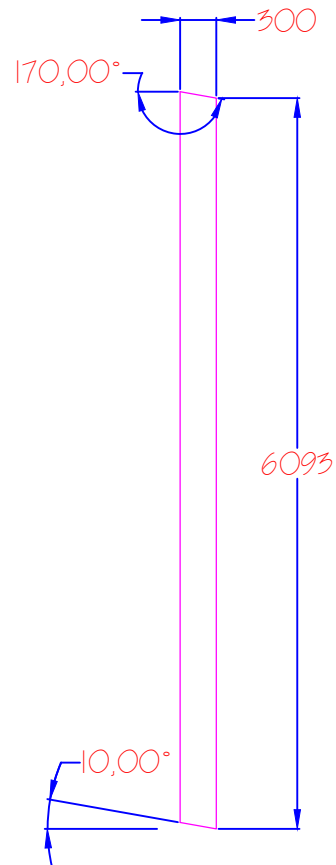
### Placa Alma 1. Columna ⑦

$e=6mm$



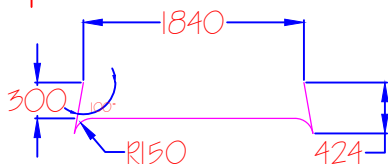
### Placa Ala 1. Columna ⑥

$e=10mm$



### Placa Rig 1. Columna ⑨

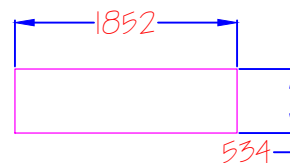
$e=10mm$



⑧

### Placa Rig 2. Columna

$e=10mm$



# ESPOL

Facultad:

FIMCP

Carrera:

INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

Título: "Partes de Columna " (PR-COL-02)

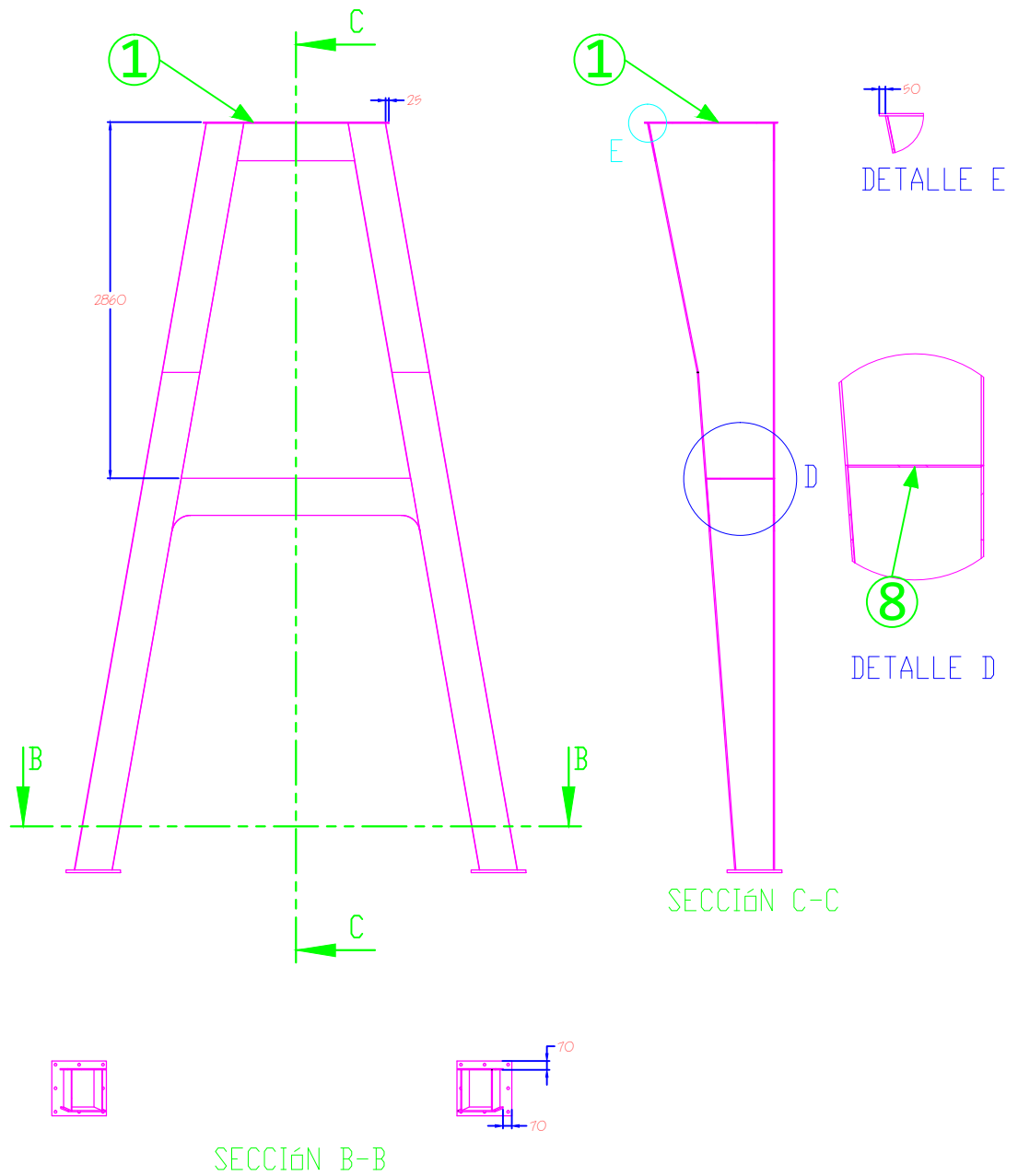
Dibujado por:

Aprobado por:

Escala: S/N

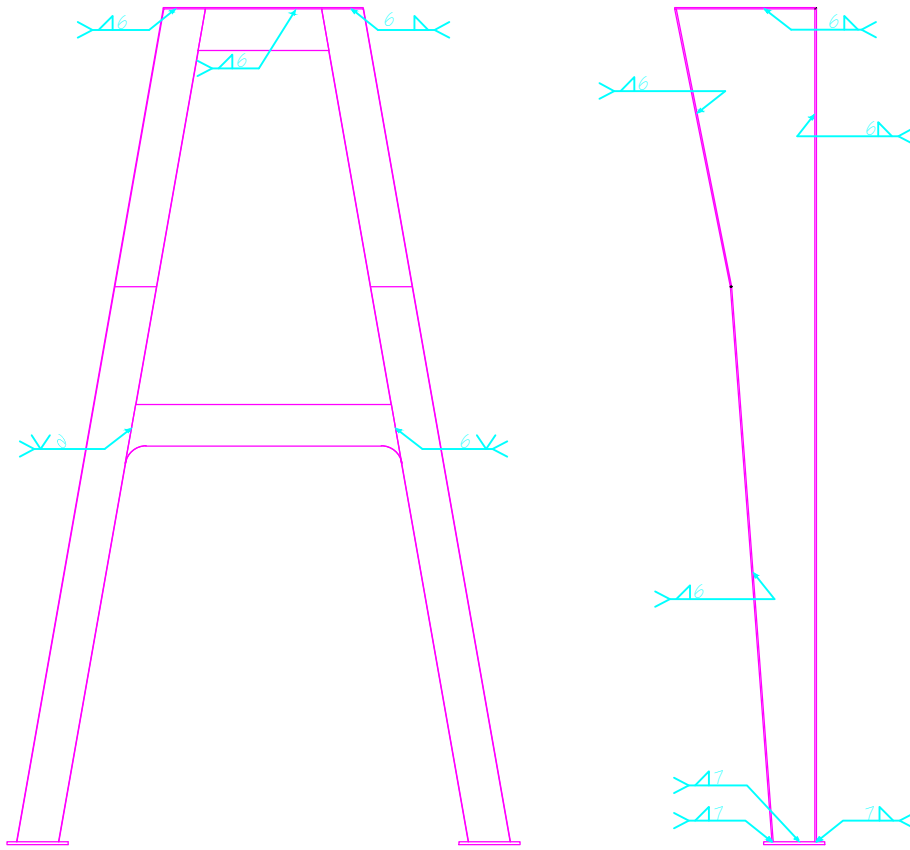
Lamina 7/13

# Vista Frontal. Columna

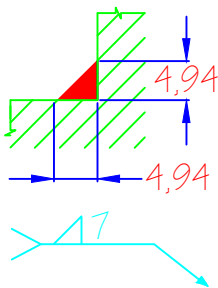


<h1>ESPOL</h1>			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 9/13

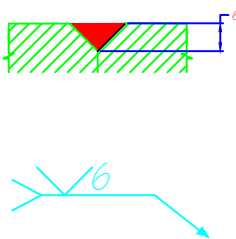
# Detalle soldadura. Columna



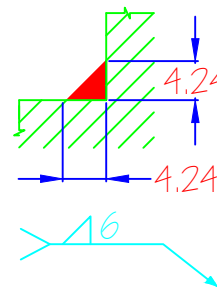
**Detalle de soldadura (A)**  
Sin escala



**Detalle de soldadura (B)**  
Sin escala



**Detalle de soldadura (C)**  
Sin escala

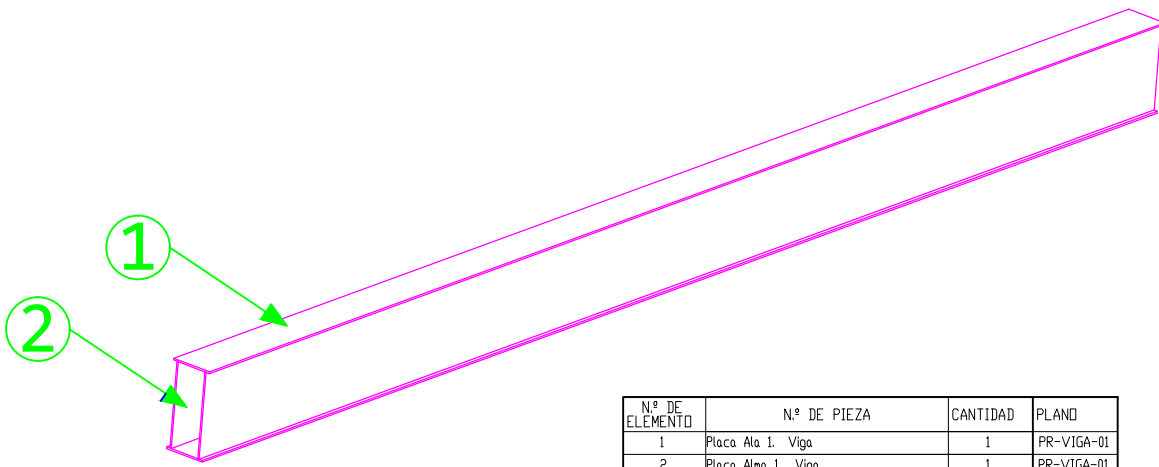


# ESPOL

Facultad:	<b>FIMCP</b>		
Carrera:	<b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
Tema:	"Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"		
Título:	"Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)		
Dibujado por:	Aprobado por:	Escala:	Lamina 9/13

FECHA	31/03/2015	31/03/2015
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez

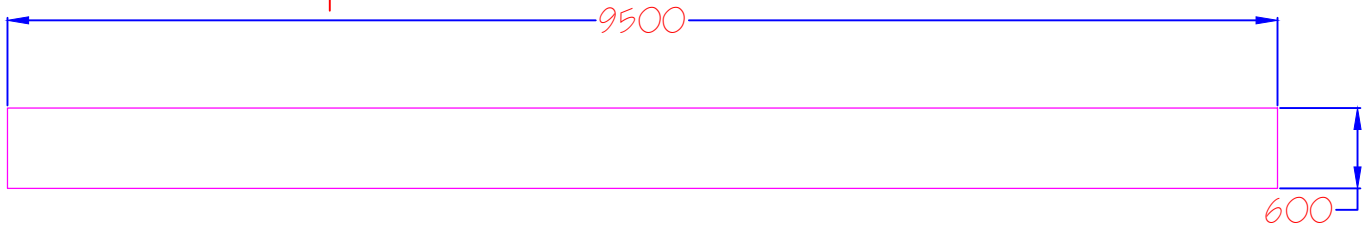

*Ensamble. Viga*  
*Sin escala*



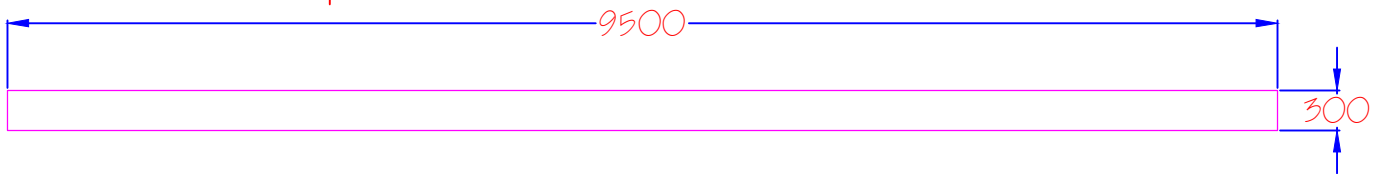
Nº DE ELEMENTO	Nº DE PIEZA	CANTIDAD	PLANO
1	Placa Ala 1. Viga	1	PR-VIGA-01
2	Placa Alma 1. Viga	1	PR-VIGA-01

ESPOL			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Ensamble General de la viga carrilera" (PR-VIGA-00)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 8/13

*Placa alma 1. Viga ②*  
*Escala 1-1* *e=10mm*



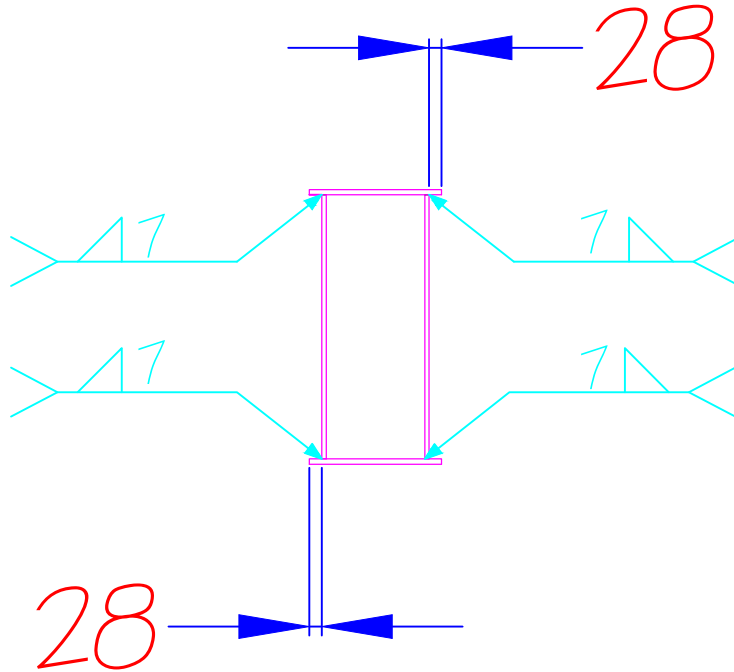
*Placa ala 1. Viga ①*  
*Escala 1-1* *e=12mm*



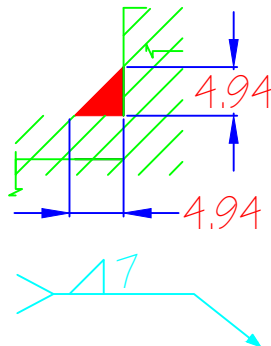
<h1>ESPOL</h1>			Facultad: <b>FIMCP</b>	
			Carrera: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
FECHA	31/03/2015	31/03/2015	Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez	Titulo: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)	
	Dibujado por:	Aprobado por:	Escala: S/N	Lamina 9/13



# Detalle de soldadura. Viga



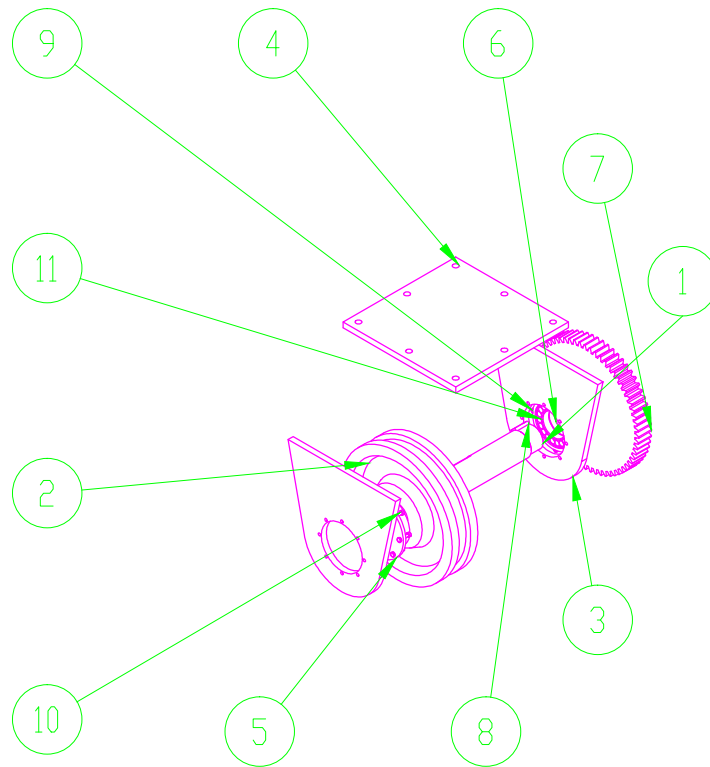
## Detalle de soldadura (A) Sin escala



# ESPOL

Facultad:	FIMCP		
Carrera:	INGENIERÍA MECÁNICA		
Tema:	"Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"		
Título:	"Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)		
Escala:	S/N	Lamina 9/13	

FECHA	31/03/2015	31/03/2015
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez
Dibujado por:	Aprobado por:	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	PLANO
1	Eje. Rueda	1	PR-RUE-01
2	Rueda de puente grúa	1	
3	Soporte de eje. Rueda	2	PR-RUE-01
4	Placa Base. Rueda	1	PR-RUE-01
5	Soporte de rodamiento 1. Ruedas	1	PR-RUE-01
6	Soporte de rodamiento 2. Ruedas	1	PR-RUE-01
7	Piñón dientes rectos M=4; Z=70; De=444.7mm; e= 2in.	1	
8	Cuña de engranaje	1	
9	Pernos Gr8 $\phi \frac{3}{8}$ in, 2in.	16	
10	Tuercas hexagonal de $\frac{3}{8}$ in	16	
11	Rodamiento 2	2	

# ESPOL

Facultad:

**FIMCP**

Carrera:

**INGENIERÍA MECÁNICA**

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

Título: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)

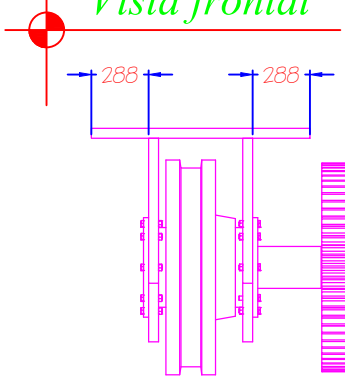
Dibujado por:

Aprobado por:

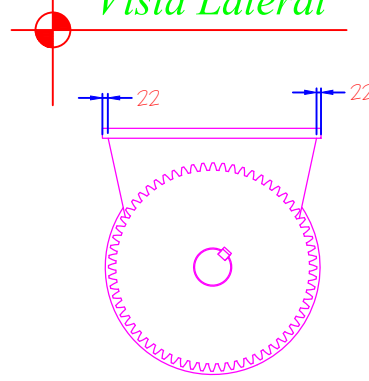
Escala: S/N

Lamina 9/13

Vista frontal

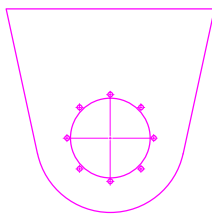


Vista Lateral

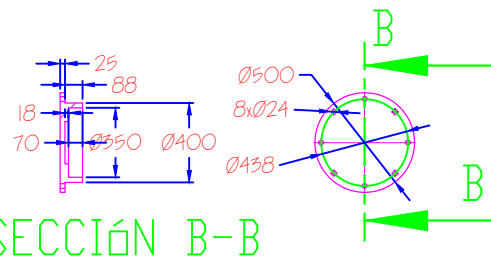


Soporte de eje. Rueda ①

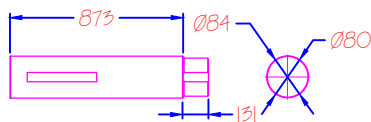
$e=10mm$



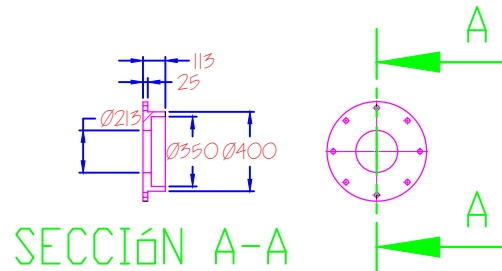
Soporte de rodamiento 1. Rueda ⑥



Eje. Rueda ⑤



Soporte de rodamiento 2. Rueda ⑤



**ESPOL**

Facultad:

**FIMCP**

Carrera:

**INGENIERÍA MECÁNICA**

FECHA

31/03/2015

31/03/2015

Tema: "Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"

NOMBRE

J. Jurado

Ing. Martinez

Título: "Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)

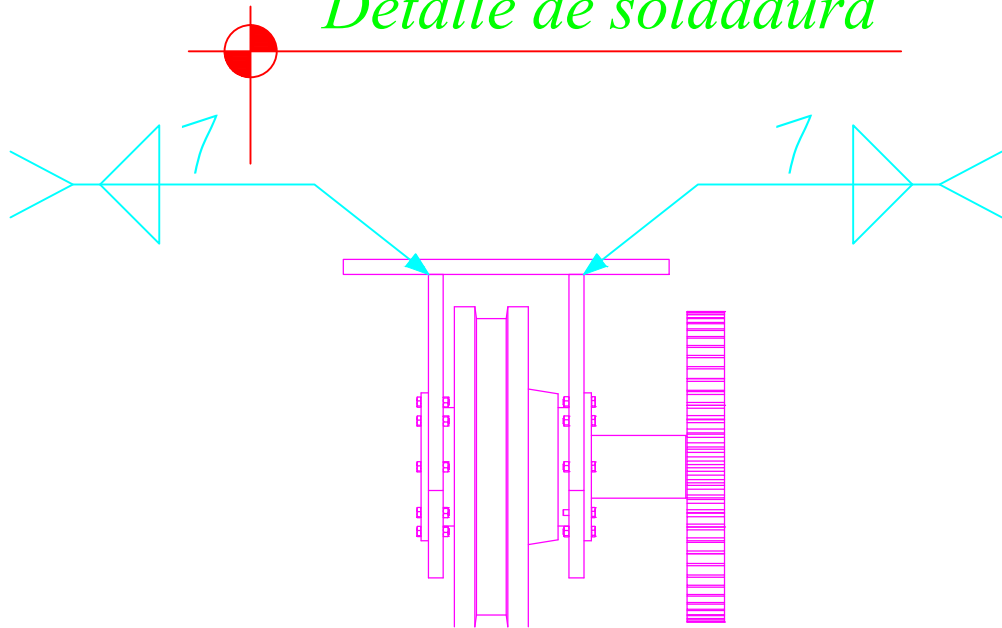
Dibujado por:

Aprobado por:

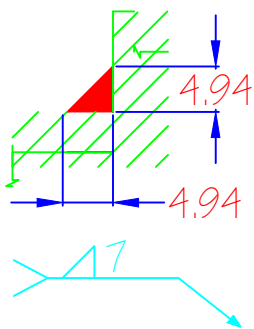
Escala: S/N

Lamina 9/13

## Detalle de soldadura



Detalle de soldadura (A)  
Sin escala

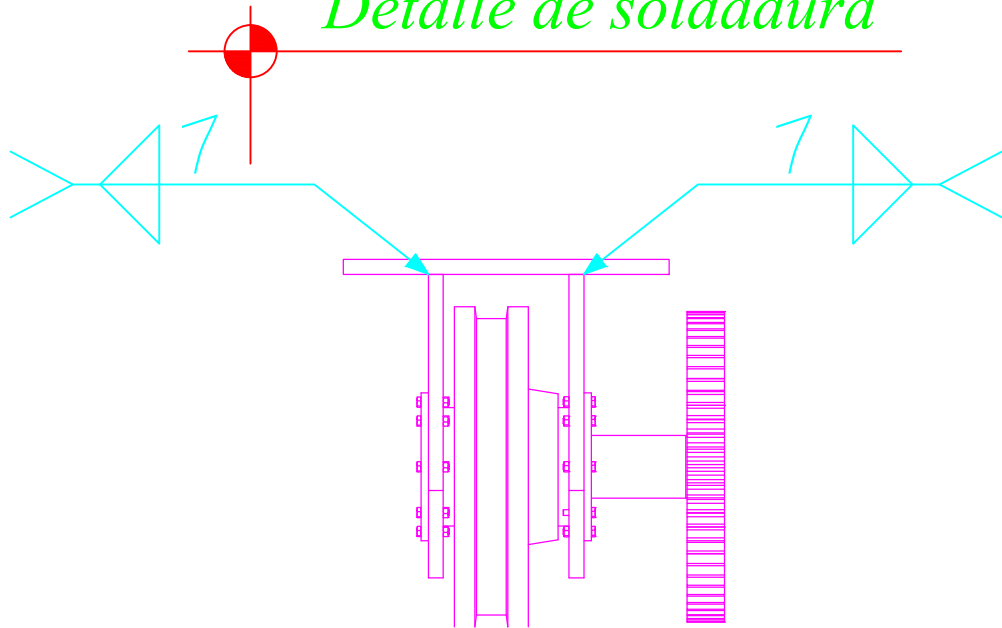


# ESPOL

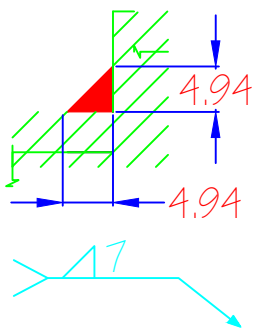
Facultad:		<b>FIMCP</b>	
Carrera:		<b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
Tema:		"Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
Titulo:		"Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)	
Escala: S/N		Lamina 9/13	

FECHA	31/03/2015	31/03/2015
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez
	Dibujado por:	Aprobado por:

## Detalle de soldadura



Detalle de soldadura (A)  
Sin escala



# ESPOL

Facultad:		<b>FIMCP</b>	
Carrera:		<b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
Tema:		"Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas"	
Titulo:		"Partes de la viga carrilera" (PR-VIGA-01)	
Escala: S/N		Lamina 9/13	

FECHA	31/03/2015	31/03/2015
NOMBRE	J. Jurado	Ing. Martinez
	Dibujado por:	Aprobado por: