

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de un Puente Grúa Curvo para Optimización de Espacio en
Lugares Abovedados."

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Richard Jairo Villón Barona

Natali Elizabeth Naranjo Ortiz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, mis padres, hermanos y compañeros de curso, por haberme brindado cada uno su apoyo incondicional en el desarrollo y en la culminación de mi carrera universitaria.

Richard Jairo Villón Barona

Agradezco a Dios por dejarme llegar a este lugar. A mi madre, a mi padre y a mis hermanos, que siempre estuvieron pendientes del desarrollo de mi vida universitaria y me mostraron su apoyo en cada etapa de mis estudios.

Natali Elizabeth Naranjo Ortiz

Al Ing. Federico Camacho, tutor de este proyecto, por su invaluable ayuda y colaboración en el desarrollo de este trabajo.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Richard Jairo Villón Barona

Natali Elizabeth Naranjo Ortiz

Ing. Federico Camacho Brausendorff

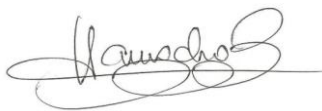
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Richard Jairo Villón B.



Natali Elizabeth Naranjo O.



Ing. Federico Camacho B.

RESUMEN

La optimización de espacio en estructuras subterráneas abovedadas tales como centrales hidroeléctricas, representa un ahorro monetario significativo en la obra civil de dichas construcciones. La práctica más común para el mantenimiento de las turbinas en estas centrales es la instalación de puentes grúas rectos, que desaprovechan la altura de elevación de sus arcos.

El presente trabajo consiste en el Diseño y Simulación de un puente grúa birriel curvo, para una capacidad de 10 t, un claro de 15 m y una altura de elevación de 4m. Este diseño fue seleccionado con el objetivo de aprovechar al máximo el espacio limitado que existe en estructuras abovedadas, y que opere tal y como lo haría un diseño con vigas principales rectas.

El procedimiento de análisis de los elementos estructurales consistió en la obtención de los esfuerzos críticos, deformaciones y factores de seguridad, también se seleccionaron los elementos mecánicos estándares bajo la normativa CMAA #70. Se realizó un análisis estático para cada viga, considerando todas las fuerzas que se producen al estar el puente en movimiento, incluyendo las fuerzas inerciales que aparecen al acelerar o desacelerar el carro polipasto.

Para asegurar el movimiento transversal, se realizó un diseño de un sistema corona-piñón bajo la normativa AGMA, que asegure la sujeción del carro al trasladarse a lo largo de las vigas principales. Este diseño consistió en un arco de corona dentada que será acoplado en la parte superior del ala de las vigas principales. Por esta corona se desplaza en cada lado un piñón, diseñado para soportar la fuerza tangencial al estar actuando la carga nominal.

Los resultados se presentan en el Capítulo 3, se validan y analizan los resultados analíticos de los elementos estructurales, y del sistema piñón-corona, con los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos usando el software ANSYS.

Palabras Clave: Optimización de Espacio, Puente Grúa, Viga Principal Curva, Elementos Finitos, Diseño Estructural,

ABSTRACT

The optimization of space in vaulted underground structures, such as hydropower plants, represents a significant momentary gain saving in its civil work and construction. The most common method for the plant's turbine maintenance, is the use of standard overhead bridge cranes. These cranes do not take advantage of the arc in the vaulted infrastructure.

This project consists in the design and simulation of a curved double girder overhead crane, with a capacity of 10 t, a span of 15m and a arch height of 4m. This design was selected in order to maximize the limited space in domed structures, and to operate just like a standard crane would.

The analysis of the structural elements consisted in calculating it's critical stress, deformation and safety factors. Standard mechanical elements were also selected under the considerations of the CMAA # 70 manual. Each beam was studied under a static analysis, considering all the reactions that appear in a moving bridge, including the inertial forces when the trolley is accelerated or deaccelerated.

To ensure a correct transverse movement of the trolley along the curved bridge girders, a system of pinion and crown gear was designed under the AGMA manual. This design consisted of a segment of a crown gear, located at the top flange of the bridge girder. Two pinions will be located at each girder, which were designed to withstand the tangential force of the system.

The results are presented in Chapter 3; the analytical results from the structural elements and the crown and pinion system, were validated with the ones obtained with the finite element analysis using the software ANSYS.

Keywords: *Space Optimization, Overhead Bridge Crane, Curved Bridge Girder, Finite Element Analysis, Structural Design.*

ÍNDICE GENERAL

Contenido

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	III
ÍNDICE GENERAL	IV
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
ABREVIATURAS.....	XII
SIMBOLOGÍA.....	XIII
CAPÍTULO 1	2
1. INTRODUCCIÓN	2
1.1 Descripción del problema.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	3
1.3 Marco Teórico	3
1.3.1 Características Generales	3
1.3.2 Clasificación de los puentes grúas.....	4
1.3.3 Componentes Fundamentales de los Puentes Grúas.....	7
1.3.4 Estructuras Abovedadas y Elementos Curvos	10
CAPÍTULO 2.....	12
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO	12
2.1 Factores de Influencia	13
2.2 Especificaciones del diseño	14
2.3 Alternativas Propuestas	14
2.3.1 Propuesta de la Geometría de la Viga Principal.....	15

2.3.2	Propuesta del Sistema de Movimiento Transversal	16
2.4	Selección de la Mejor Alternativa	18
2.5	Diseño de Forma.....	23
2.5.1	Descripción de los Componentes Estructurales.....	23
2.5.2	Descripción de los Sistemas de Desplazamientos	26
2.5.3	Descripción de los Elementos de Fijación.....	30
2.6	Diseño Detallado.....	31
2.6.1	Diseño Detallado de Componentes Estructurales.....	38
2.6.2	Diseño Detallado de los Sistemas de Movimientos.....	74
2.6.3	Diseño de Elementos de Fijación.....	98
CAPÍTULO 3	113
3.	RESULTADOS.....	113
3.1	Método de Elementos Finitos	113
3.2	Análisis de Resultados Elementos Estructurales.....	115
3.2.1	Simulación Mediante FEM de Viga Principal	115
3.2.2	Simulación Mediante FEM de Viga Testera	119
3.2.3	Simulación Mediante FEM de Viga Carril.....	124
3.2.4	Análisis de la Estructura del Carro.....	129
3.2.5	Análisis Piñón- Corona	132
3.3	Análisis de Costos del Puente Grúa	138
3.3.1	Costos Estructurales.....	138
3.3.2	Costos Equipos Eléctricos y Elementos de Sujeción	138
3.3.3	Costo de Construcción	139
3.3.4	Mecanizado de la cremallera	139
3.3.5	Costo Total Puente Grúa	139
CAPÍTULO 4	140
4.	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	140

4.1	Conclusiones.....	140
4.2	Recomendaciones	141
	BIBLIOGRAFÍA	143
	APÉNDICES	145
	APÉNDICE A.....	146
	APÉNDICE B.....	148
	APÉNDICE C.....	161
	APÉNDICE D.....	181
	APÉNDICE E.....	187
	APÉNDICE F	191

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Puente Grúa Monorriel	5
Figura 1.2 Puente Grúa Monorriel	5
Figura 1.3 Puente Grúa Pórtico	6
Figura 1.4 Puente Grúa Semipórtico	7
Figura 1.5 Componentes de un Puente Grúa Birriel	7
Figura 1. 6 Vigas Principales de un Puente Grúa Birriel	8
Figura 1.7 Vigas Testeras de un Puente Grúa.....	9
Figura 1.8 Viga Carrilera y Riel de un Puente Grúa	9
Figura 1.9 Clasificación Estructuras Abovedadas	10
Figura 1.10 Esquema Vigas Curvas	11
Figura 2.1 Metodología Empleada en el Diseño	12
Figura 2.2 Secciones Huecas Laminada (izq.) y Soldada (der.)	15
Figura 2.3 Secciones I Laminada (izq.) y Soldada (der.)	16
Figura 2.4 Diseño de forma de Puente Grúa Birriel Curvo	23
Figura 2.5 Diseño de Forma de la Viga Principal.....	24
Figura 2.6 Diseño de Forma de Viga Carrilera y Testera.....	25
Figura 2.7 Diseño de Forma de Movimiento Transversal; Vista Superior	28
Figura 2.8 Tipos de Ruedas Estándares para Testeras.....	28
Figura 2.9 Diseño Forma Sistema Longitudinal, Componentes Rodadura	29
Figura 2.10 Polipasto Modelo Para Puente Grúa Birriel Demag	30
Figura 2.11 Diagrama Factor de Descarrilamiento	34
Figura 2.12 DCL Viga Curva con Carga Principal en el Centro.....	36
Figura 2.13 DCL Viga Curva con la Carga Principal a un Extremo	37
Figura 2.14 DCL Viga Principal Curva en Movimiento	38
Figura 2.15 Diagrama de Fuerza Cortante a la Viga curva	39
Figura 2.16 Diagrama de Momento de la Viga Curva	40
Figura 2.17 DCL Viga Principal Plano XZ.....	41
Figura 2.18 Diagrama de Cortante y Momento en Plano XZ	42
Figura 2.19 Sección de Viga Puente con Momentos Flectores Actuantes	43
Figura 2.20 Punto de Análisis Para Sección Central de Viga Curva	45
Figura 2.21 Dimensiones Sección Viga Testera	54
Figura 2.22 DCL Viga Testera en Movimiento	55
Figura 2.23 DCL Viga Testera Plano XY	56

Figura 2.24 Diagrama Cortante y Momento Viga Testera Plano XY	57
Figura 2.25 DCL Viga Testera Plano XZ	58
Figura 2.26 Diagrama Cortante y Momento Viga Testera Plano XZ	59
Figura 2.27 Punto de Análisis de Esfuerzos Para Viga Testera.....	60
Figura 2.28 Distribución Longitudinal de la Carga Ejercida por una Rueda.	65
Figura 2.29 DCL Viga Carril Puente Grúa en Movimiento.....	67
Figura 2.30 DCL Viga Carril para Análisis de Flexión Máxima.....	68
Figura 2.31 Diagrama de Cortante y Momento Análisis de Flexión Máxima	69
Figura 2. 32 Punto de Análisis de Esfuerzos Viga Carril.....	71
Figura 2.33 DCL Viga Carril para Análisis de Deflexión Máxima	72
Figura 2.34 Vista Superior Estructura del Carro.	75
Figura 2.35 Propiedades Vigas Cajón para Estructura del Carro.....	76
Figura 2.36 DCL, Cortante y Momento Viga Longitudinal	77
Figura 2.37 DCL, Cortante y Momento Viga Transversal.....	78
Figura 2.38 DCL Diseño Sistema Engrane-Corona	81
Figura 2.39 Arreglo Usado para Ubicación del Motor	86
Figura 2.40 Diseño Eje Conectado a Piñones	89
Figura 2.41 DCL Selección de Rodamientos	94
Figura 2.42 Geometría Junta Sometida a Momento con Placa Extendida	99
Figura 2.43 Esquema de Placa Extendida Junta Central.....	101
Figura 2.44 Diseño de Unión Viga Principal con Viga Testera.....	102
Figura 2.45 DCL Cortante y Momento para Fuerza Máxima y Mínima Pin	104
Figura 2.46 DCL de Pin en Cortante.....	106
Figura 2.47 Esquema Oreja Usada en Junta.....	107
Figura 2.48 Diseño de Junta Usada entre Viga Principal y Testera	108
Figura 2.49 Diseño de Oreja por Desgarramiento	110
Figura 3.1 Mallado de Viga Principal.	115
Figura 3.2 Cargas Aplicadas en la viga principal	116
Figura 3.3 Esfuerzos de Von Mises Viga Principal	116
Figura 3.4 Deformación Total Viga Curva Principal	117
Figura 3.5 Factor de Seguridad Viga Principal	118
Figura 3.6 Aplicación de Cargas y Mallado Viga Testera.....	120
Figura 3.7 Esfuerzos Combinados de Von Mises Viga Testera	121
Figura 3.8 Deformación Total Viga Testera	122
Figura 3.9 Factor de Seguridad Viga Testera	123

Figura 3.10 Cargas Aplicadas en Viga Carril (Plano XY)	125
Figura 3.11 Cargas Aplicadas Viga Carril (Plano XZ)	125
Figura 3.12 Esfuerzos Combinados de Von Mises Viga Carril.....	126
Figura 3.13 Deformación Total Viga Testera	126
Figura 3.14 Factor de Seguridad Viga Carril.....	127
Figura 3.15 Aplicación de Cargas y Mallado Estructura del Trolley	129
Figura 3.16 Esfuerzos de Von Mises del Trolley	130
Figura 3.17 Deformaciones de la Estructura del Trolley	131
Figura 3.18 Factores de Seguridad del Trolley	131
Figura 3.19 Mallado del piñón y cremallera	132
Figura 3.20 Restricciones y cargas del piñón y cremallera	133
Figura 3.21 Esfuerzos de Von Mises del piñón y cremallera	134
Figura 3.22 Deformación del piñón y cremallera.....	135
Figura 3.23 Factores de Seguridad Estáticos del Piñón y Corona	136
Figura 3. 24 Factores de Seguridad en Fatiga y Vida del Piñón-Cremallera.....	137

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Parámetros de Diseño	14
Tabla 2.2 Matriz de Decisión - Sección de Viga Principal	19
Tabla 2.3 Matriz de Decisión – Sistema de Movimiento Transversal	22
Tabla 2.4 Velocidades Recomendadas por CMAA (fpm).....	26
Tabla 2.5 Cargas Principales del Puente Grúa	32
Tabla 2.6 Factores de Fuerza Inerciales	32
Tabla 2.7 Aceleración de cada Sistema de Movimiento.....	33
Tabla 2.8 Fuerzas Inerciales por Viga Principal.....	34
Tabla 2.9 Reacciones en Viga Principal para Carga Centrada	36
Tabla 2.10 Reacciones en Viga Principal para Carga a un Extremo.....	37
Tabla 2.11 Propiedades del Material para Viga Curva.....	44
Tabla 2.12 Geometría Viga Principal Sección Mayor y Menor	44
Tabla 2.13 Propiedades para Cálculo de Pandeo Viga Principal Sección Menor.....	48
Tabla 2.14 Propiedades para Cálculo de Pandeo Viga Principal Sección Mayor.....	53
Tabla 2.15 Propiedades Geométricas y Físicas de Viga Testera.....	54
Tabla 2.16 Geometría Riel ASCE Seleccionada.....	63
Tabla 2.17 Datos de Entrada para Dimensionamiento Viga Carril	66
Tabla 2.18 Geometría y Propiedades Perfil HEB 320.....	67
Tabla 2.19 Datos Geométricos para Análisis de Pandeo Viga Carril	74
Tabla 2.20 Parámetros Polipasto Seleccionado	80
Tabla 2.21 Dimensiones de Rueda y Riel Recomendadas Donati.....	80
Tabla 2.22 Geometría Piñón-Engrane Sistema Dentado	82
Tabla 2.23 Factores para Cálculo de Esfuerzos de Flexión Sistema Dentado	83
Tabla 2. 24 Factores para Cálculo de Esfuerzos Superficiales	83
Tabla 2.25 Tabla de Resultados de Esfuerzos en Sistema de Engranajes	84
Tabla 2.26 Geometría y Propiedades Eje Conector.....	86
Tabla 2.27 Deformación Angular Recomendada para Ejes Según Arreglo del Motor	88
Tabla 2.28 Geometría Rueda DEMAG Seleccionada	92
Tabla 3.1 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Principal.....	118
Tabla 3.2 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Testera	123
Tabla 3. 3 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Carrilera.....	128
Tabla 3. 4 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación del sistema de movimiento.....	137

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Ensamble Puente Grúa
- PLANO 2 Ensamble Viga Principal
- PLANO 3 Viga Puente Curva
- PLANO 4 Corona
- PLANO 5 Ensamble Viga Testera
- PLANO 6 Caja del Testero
- PLANO 7 Rueda y Eje del Testero
- PLANO 8 Ensamble Viga Carrilera
- PLANO 9 Estructura Carro Superior
- PLANO 10 Rueda y Riel
- PLANO 10.1 Rueda y Riel
- PLANO 11 Sistema Traslación Carro Superior

ABREVIATURAS

ESPOL	<i>Escuela Superior Politécnica del Litoral</i>
FIMCP	<i>Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción</i>
CMAA	<i>Crane Manufacturers Association of America</i>
AISC	<i>American Institute of Steel Construction</i>
AWS	<i>Arc Welding Society</i>
LRFD	<i>Load Resistance Factor Design</i>
CAD	<i>Computer Aided Engineering</i>
AREMA	<i>American Railway Engineering and Maintenance of Way Association</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
BSI	<i>British Standards</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ASCE	<i>American Society of Civil Engineers</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
AGMA	<i>American Gear Manufacturers Associations</i>
NEMA	<i>National Electrical Manufacturers Association</i>

SIMBOLOGÍA

DL	Carga muerta
TL	Carga del carro
LL	Carga nominal
DLF_B	Factor de Carga Muerta de la Viga
DLF_T	Factor de Carga Muerta del Trolley
HLF	Factor de carga nominal
IFD_B	Fuerzas de Inercia de la Viga
IFD_T	Fuerzas de Inercia del Trolley
A	Área
I_{xx}	Inercia en el eje X
I_{yy}	Inercia en el eje Y
h	Altura de la Viga
b	Ancho de la Viga
t_w	Espesor del Ala de la Viga
t_f	Espesor del Alma de la Viga
e	Espesor Orejas de Sujeción
S_{xx}	Módulo de Resistencia en el eje X
S_{yy}	Módulo de Resistencia en el eje Y
S_{sk}	Factor de Descarrilamiento
F_{ssk}	Fuerza de Descarrilamiento
σ_{fxy}	Esfuerzo de Flexión en el Plano XY
σ_{fxz}	Esfuerzo de Flexión en el Plano XZ
τ_{xz}	Esfuerzo de Torsión en el Plano XY
σ'	Esfuerzo Equivalente de Von Mises
σ_y	Esfuerzo de Fluencia
V_{max}	Cortante Máximo
M_{max}	Momento Máximo

δ_{max}	Deformación Máxima
L_b	Longitud Arriostrada Lateral
L_p	Longitud Arriostrada Limite
G	Módulo de Corte
S_y, F_y	Resistencia a la Fluencia
S_{ut}	Resistencia Ultima a la Tracción
F_{yf}	Resistencia del Ala
F_{yw}	Resistencia del Alma
J	Inercia Torsional
Z_x	Módulo Plástico en X
Z_y	Módulo Plástico en Y
C_w	Constante de alabeo
C_b	Factor de Corrección Análisis de Pandeo
η	Factor de Seguridad
Vol	Volumen
W	Peso
T	Torque
C_{conf}	Coeficiente de Confiabilidad
C_T	Coeficiente de Temperatura
C_{tam}	Coeficiente de Tamaño
C_{sup}	Coeficiente de Superficie
C_c	Coeficiente de Carga
S_e	Resistencia a la Fatiga
σ_a	Esfuerzo Alternante Nominal
σ_m	Esfuerzo Medio Nominal
σ_a'	Esfuerzo Alternante con Concentrador de Esfuerzos
σ_m'	Esfuerzo Medio con Concentrador de Esfuerzos
L_t	Longitud Total
L_{ext}	Distancia entre Centro de Ruedas
L_{int}	Distancia entre Vigas Principales

F_a	Fuerza Axial
F_r	Fuerza Radial
P_r	Carga Equivalente en Rodamiento
C_{or}	Carga Estática del Rodamiento
S_o	Factor de Seguridad del Rodamiento
K_{bw}	Factor de Carga
C_s	Factor de Velocidad
S_m	Factor de Servicio de la Rueda
K_{wlmin}	Factor de Servicio de Carga Mínimo
K_a	Factor de Aceleración
K_s	Factor de Servicio para Motores
f	Factor de Fricción de Rodadura
a	Tasa de Aceleración Equivalente
C_r	Factor de Inercia Rotacional
E	Eficiencia Mecánica
K_t	Factor de Aceleración del Torque
ω	Velocidad Angular
$t_{p,req}$	Espesor de Placa Requerido
b_p	Ancho de Placa de Unión
g	Distancia entre Columnas de Pernos
p_{fo}	Distancia del Ala al Centro del Perno Exterior
p_{fi}	Distancia del Ala al Centro del Perno Interno
p_{ext}	Altura Externa al Peralte de la Viga
ϕM_{np}	Momento Crítico de la Junta
$Q_{max.o,i}$	Fuerzas de Distorsión al Interior y Exterior de la Junta
A_{tear}	Área de Desgarre
σ_{aplast}	Esfuerzo de Aplastamiento
ϕ_{pin}	Diámetro del Pin de Junta

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Los puentes grúas son sistemas de elevación de cargas, que permiten el movimiento de objetos de gran volumen y peso, facilitan y optimizan los recursos en la industria, pues ahorran tiempo y movimientos y consecuentemente colabora con el incremento de la producción. Es una estructura versátil que posibilita el desarrollo de las actividades productivas en distintos contextos.

Existe una gran variedad de puentes grúas y en su construcción convergen principios de diseño mecánico, mecánica de sólidos, materiales de ingeniería y elementos finitos, los cuales posibilitan diseños idóneos que responden a los requerimientos de casos particulares, de acuerdo a la infraestructura en las que operan.

Con el fin de proponer una innovación relacionada con el contexto físico curvado del área de trabajo, se realiza el análisis de las diversas estructuras de grúas y escenarios donde operan, a esta propuesta se incorporan vigas principales curvas que permitan la maximización de la altura del espacio abovedado.

Para el diseño de los componentes estructurales y mecánicos, se estudian las diferentes normas vigentes aplicables, tales como: American Institute of Steel Construction (AISC A360-2010), BSI British Standards BS5950, Crane Manufacturers Association of America, Inc (CMAA Specification #70), entre otros. Estas normas incluyen el método de diseño de vigas con secciones huecas y perfiles laminados o soldados en secciones I, que resistan los efectos de las fuerzas en la curvatura que dispondrá la viga principal.

En relación con los efectos de la curvatura que deben ser considerados en este caso particular, serán objeto de análisis y estudio comparativo, así mismo se aplicará un software de Elementos Finitos (FEM) para simular los esfuerzos, deformaciones y

factores de seguridad. Además se procederá con la selección de los elementos estándares aplicados en la construcción de puentes grúas tradicionales.

1.1 Descripción del problema

Los puentes grúas instalados en lugares abovedados han sido tradicionalmente contruidos con vigas principales rectas, lo que ha desaprovechado el espacio disponible de trabajo. La falta de optimización de espacio exige obras civiles de gran costo, lo que tiene como efecto el encarecimiento del proyecto y prolongación de los tiempos de construcción.

Para ilustrar mejor el caso de los puentes grúas instalados, ubicamos su funcionamiento en las casas de máquinas de las hidroeléctricas, cuyas cubiertas son abovedadas y requieren de estos puentes para la instalación y mantenimiento de cada uno de los componentes de las turbinas.

Sin embargo, la problemática se genera debido a que las infraestructuras de las casas de máquinas son desaprovechadas al construir puentes rectos y no explotar la curvatura que estas poseen, lo que incide en el costo debido a: mayor movimiento de tierra, volúmenes de concreto utilizados, apuntalamientos, entre otros.

Con el propósito de dar solución a esta problemática, se propone un diseño en el cual las vigas principales sigan la curvatura del lugar abovedado y estas deberán soportar las mismas condiciones y cargas como lo hacen los puentes grúas convencionales instalados.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseño de un puente grúa curvo para optimización de espacio en lugares abovedados.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar un diseño de forma de un puente grúa curvo en base a las normas aplicables vigentes.
- Diseñar los componentes estructurales del sistema, tales como viga principal curva, vigas testeras y vigas carrileras.
- Seleccionar los componentes estándares del sistema y materiales, utilizando factores de seguridad dados por recomendaciones ingenieriles.
- Elaborar planos de los componentes estructurales mediante el uso de un software CAD.
- Simular y analizar los resultados obtenidos de los componentes estructurales con la ayuda de un software de elementos finitos.
- Analizar la relación de costos entre un Puente Grúa Curvo y convencional

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Características Generales

Los puentes grúas son mecanismos de elevación de carga de gran importancia en la industria debido a su versatilidad en movimientos para trasladar cargas pesadas a diferentes puntos a donde se requiera.

Generalmente, estos sistemas mecánicos son diseñados con materiales de acuerdo a los requerimientos estructurales descritos en las normas, entre los más comunes tenemos ASTM A36, ASTM A572 Gr 50, para el caso de las ruedas Hierro nodular GGG70, entre otros.

Estos puentes grúas pueden contar con un sistema de control mediante cabina o por control manejado por un operador a una distancia prudente desde el piso, que son los más comunes en el mercado.

En nuestro diseño se considera un claro de 15 m, con una altura de izaje base de 8 m y una altura elevación adicional de 4 m. La clase de servicio

considerada para nuestro puente grúa según la CMAA es Clase B- (Uso Ligero) usado en instalaciones como casa de máquinas, salas de turbinas, estaciones de transformadores y operaciones de ensamblaje ligero, donde los requerimientos de servicio son livianos y de baja a mediana velocidad.

La capacidad nominal es 10t, la cual será levantada con la ayuda de un polipasto que se encuentra en el carro transversal el mismo que está apoyado sobre dos vigas principales. Las velocidades del sistema, tales como la velocidad del polipasto, del carro transversal, y la del puente son seleccionadas de acuerdo a la norma de diseño. (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)

1.3.2 Clasificación de los puentes grúas

Los puentes grúas riel normalmente se clasifican en monorraíl, birriel, pórtico y grúa semipórtico.

Puente Grúa Monorraíl

Este es un tipo de puente grúa ideal para lugares donde exista restricción de espacio. Se aplican principalmente en líneas de procesos de producción que cuenten con una ruta fija, tal como procesos de pintado o translación de materia prima hacia estaciones de trabajo varias.

Son diseñadas para transportar materiales con una carga de hasta 7.5t, valiendo al máximo la altura que se disponga. (Industria Gruasa, 2016)



Figura 1.1 Puente Grúa Monorriel

Fuente: Sitio Web Diselev

Puente Grúa Birriel

Los puentes grúas birriel son preferibles para servicios continuos y cargas nominales mayores. Cuentan con doble viga donde se apoya el carro que sustenta al polipasto ubicado en la parte superior del puente, esto permite alcanzar mayor altura del gancho lo que es una ventaja propia de este tipo de puente.

En este diseño las cargas están mejor distribuidas entre las dos vigas principales, lo que es ideal para grandes luces y altas potencias.



Figura 1.2 Puente Grúa Monorriel

Fuente: Sitio Web Pimeg puentes grúas

Puente Grúa Pórtico

Este tipo de puentes grúa son diseñados para trabajar en exteriores en montajes de estructuras de alto nivel. Además, estos constan con columnas auto-soportadas sobre ruedas que se desplazan longitudinalmente en railes sobre el suelo.

Son usados principalmente para mantenimiento en astilleros y papelerías, entre otros. Su capacidad generalmente varía desde 20t a 200t. (Industrias Electromecánicas GH, S.A., 2016)



Figura 1.3 Puente Grúa Pórtico

Fuente: Sitio Web GH Cranes and Components

Puente Grúa Semipórtico

Este tipo difiere del anterior debido a que no consta de dos columnas, solamente un extremo se encuentra apoyado en una estructura fija que puede ser estructuras industriales o auxiliares. Sus aplicaciones se asemejan a las de un puente grúa pórtico, pero restringidas a la resistencia de la estructura auxiliar del extremo apoyado.



Figura 1.4 Puente Grúa Semipórtico

Fuente: GH Cranes and Components

1.3.3 Componentes Fundamentales de los Puentes Grúas.

A continuación, se describe brevemente los componentes fundamentales de un puente grúa birriel:

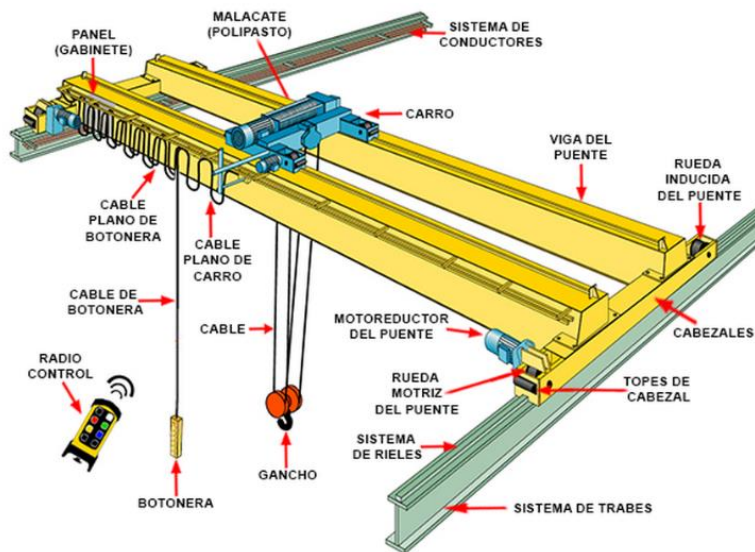


Figura 1.5 Componentes de un Puente Grúa Birriel

Fuente: Sitio Web Munck Crane Systems S.A. de C.V

Componentes Estructurales

Viga principal

La viga principal es el elemento de mayor jerarquía de un puente grúa, debido a que de éste depende los elementos de elevación de carga. Estas vigas son generalmente perfiles I o secciones huecas, de acuerdo a los requerimientos dados en el diseño.

Una variante del diseño del puente grúa en este proyecto es que su viga principal será curva con sección variable, la que debe cumplir con las mismas condiciones que las rectas. Para su diseño se deberá considerar que, debido a su curvatura, la carga se dividirá en cargas axiales y verticales.

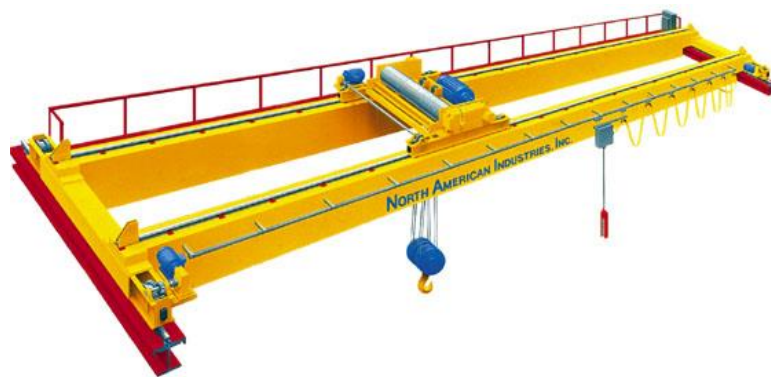


Figura 1. 6 Vigas Principales de un Puente Grúa Birriel

Fuente: North American Industries Inc.

Vigas Testeras

Son vigas dispuestas de manera perpendicular a la viga principal. Por lo general son diseñados de perfiles estructurales en secciones huecas soldadas. En estas vigas se encuentran las ruedas, que deberán estar perfectamente alineadas y montadas sobre las vigas carrileras.

En cada extremo de la viga se colocan absorbedores de energía para reducir el impacto cada vez que alcance su recorrido permitido, estos dispositivos se los conoce como bumpers.



Figura 1.7 Vigas Testeras de un Puente Grúa

Fuente: North American Industries Inc.

Viga Carrilera

Esta viga soporta las cargas dinámicas producidas por el movimiento longitudinal del sistema. Por esta razón su correcto dimensionamiento es primordial para garantizar la seguridad estructural de los puentes grúas.

A esta viga se la acopla con un riel en su ala superior que permita el desplazamiento de las ruedas, estos rieles son generalmente perfiles ASCE laminados en caliente de alta resistencia.

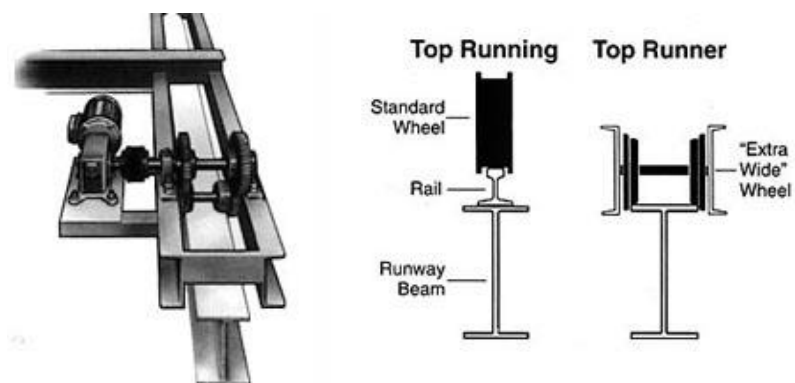


Figura 1.8 Viga Carrilera y Riel de un Puente Grúa

Fuente: North American Industries Inc.

1.3.4 Estructuras Abovedadas y Elementos Curvos

Estas estructuras son todas aquellas en las que se emplean bóvedas, cúpulas y arcos para repartir y equilibrar el peso de la estructura. Estos elementos son capaces de soportar fuertes esfuerzos de compresión. El peso de estos elementos recae sobre los muros laterales, por lo que es necesario reforzarlos con contrafuertes o arbotantes. Ejemplos de estos tenemos las minas, acueductos, casas de máquinas de las Hidroeléctricas, etc.

La ventaja principal de estas edificaciones es que debido al peso combinado del acero y concreto, se convierten en una estructura sólida, naturalmente fuerte y difícilmente influenciados por fuerzas externas.

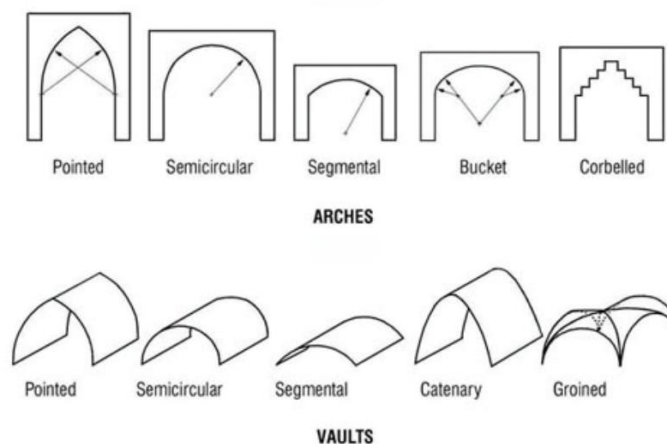


Figura 1.9 Clasificación Estructuras Abovedadas

Fuente: Sitio Web; Auroville Earth Institute, UNESCO Chair Earthen Architecture

Elementos Curvos

Una viga curva se define como aquella donde su eje neutro de su sección transversal no coincide con su eje centroidal, pero se encuentra desplazado hacia el centro de curvatura de la viga. (Massa, Giro, & A.Giudici, 2015). Un elemento curvo presenta características distintas en su desarrollo de los esfuerzos y deformaciones.

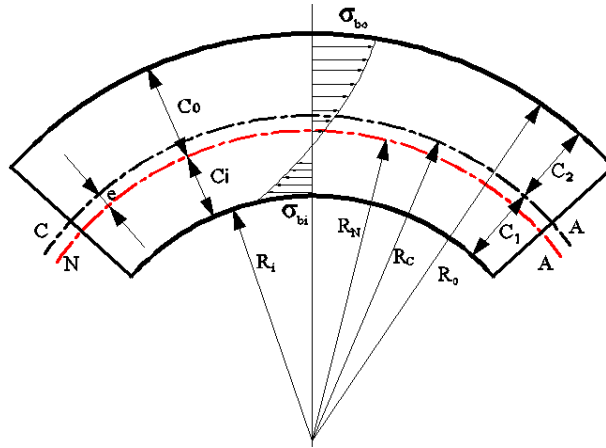


Figura 1.10 Esquema Vigas Curvas

Fuente: Massa, Giro, & A.Giudici, 2015

Estas presentan diferencias importantes en los esfuerzos de tensión cuando el radio de curvatura es pequeño respecto a la altura de la sección a utilizar. Estos casos se conocen como vigas de gran curvatura, la cual presenta una relación general de $r/h < 5$. Para el análisis de vigas curvas que poseen una relación de $r/h > 5$ la utilización de las ecuaciones de viga recta resulta conveniente para facilitar los cálculos lo cual genera un error de 7% aproximadamente. Si la relación r/h crece el error decrece prácticamente a un valor menor 1%, siendo ambos resultados aceptables.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

A continuación, se presenta el diagrama de bloques de la metodología usada en el proceso de diseño.

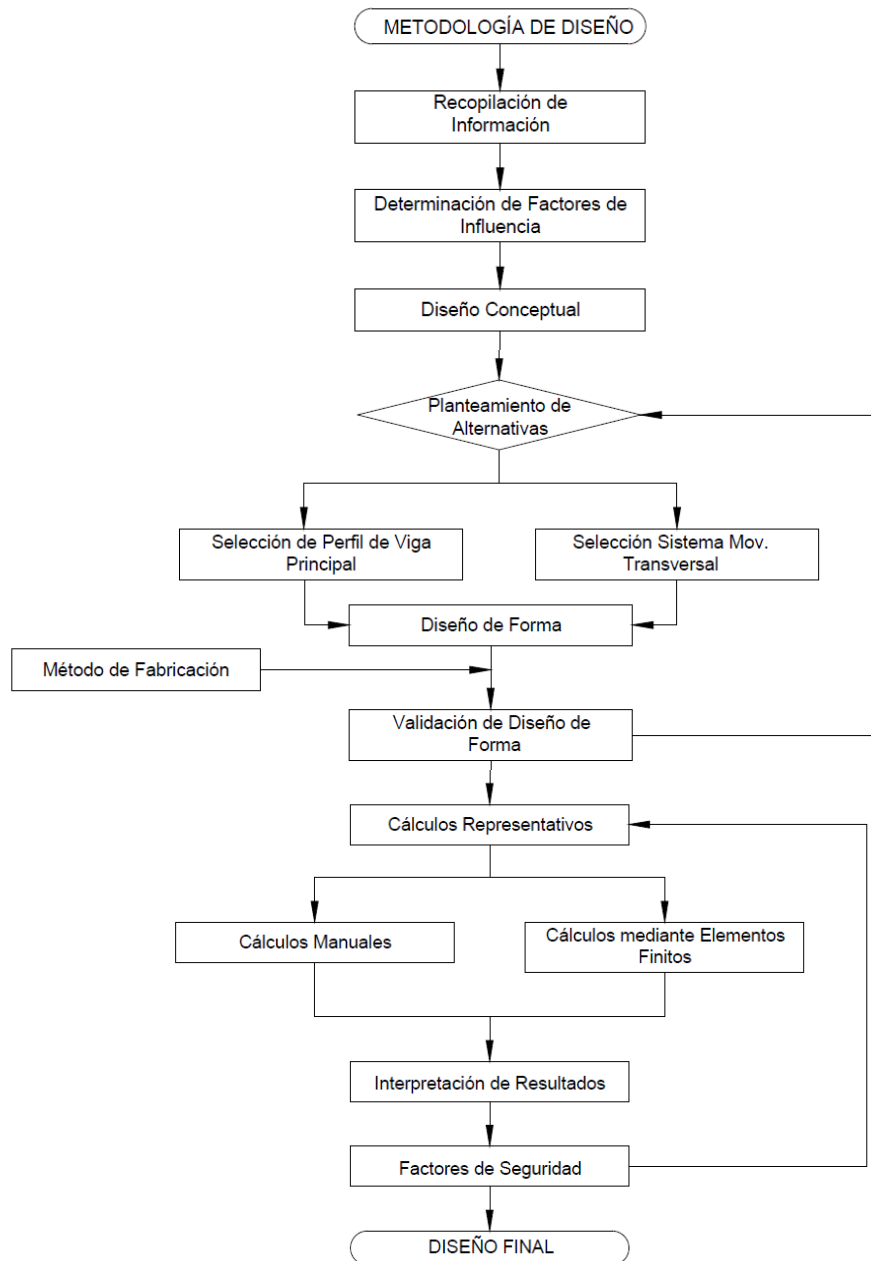


Figura 2.1 Metodología Empleada en el Diseño

Fuente: Elaboración Propia

2.1 Factores de Influencia

En esta sección se define cada uno de los factores que influyen en el diseño del puente grúa:

- Entorno

Es uno de los factores más influyentes para el diseño de un puente grúa independientemente de su aplicación, ya que de éste factor dependen las dimensiones básicas como el claro, la altura del ápice y la elevación de izaje.

- Cargas

Las cargas a las que va a estar sometido un puente grúa serán principalmente las cargas muertas y dinámicas. Por lo común, este factor influye en la clase de trabajo del puente grúa.

- Costos

Los costos de fabricación dependen primordialmente de la geometría, materiales, peso de cada uno de los componentes e instalación. Estos pueden ser estándares o especiales, dependiendo de los requerimientos del diseño y la disponibilidad en el mercado.

- Mantenimiento

Los componentes a diseñar deberán facilitar el mantenimiento del sistema, evitar el desgaste prematuro y posibles fallas de sus elementos.

- Seguridad

Para garantizar la seguridad de las personas y del sistema, deberán incluirse dispositivos de seguridad tales como: Dispositivo Anti-choque, limitador de altura y carga, y paro de emergencia.

2.2 Especificaciones del diseño

A continuación, se presentan las especificaciones del diseño del puente grúa a considerar:

Tabla 2.1 Parámetros de Diseño

Datos de Diseño	
Capacidad	10t.
Claro	15m
Altura del Arco	4m
Servicio	Clase B/ Ligerero
Izaje máximo	12m
Velocidades de Operación	
Polipasto	21 fpm
Carro	50 fpm
Puente	115 fpm
Suggested Operating Speeds (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)	

Fuente: Elaboración Propia, 2016.

2.3 Alternativas Propuestas

En esta sección se despliegan dos puntos importantes que influirán en el diseño del puente grúa de principal curvo, tales como la geometría de la viga curva principal y el sistema de movimiento transversal.

Para cada uno de los puntos, se describe brevemente las diferentes propuestas planteadas, junto con su respectivo análisis de alternativas, indicando cada una de sus ventajas y desventajas. Se procederá a contrastarlas en una matriz de decisión y así determinar la mejor opción para el diseño propuesto.

2.3.1 Propuesta de la Geometría de la Viga Principal

Las secciones más comunes para el diseño de la viga principal son las secciones huecas o cajón y las vigas I.

Secciones Huecas o Cajón

Las secciones con este tipo de configuración poseen mayor resistencia, pero a su vez son más pesadas. Estas son usadas comunes en puentes grúas de gran capacidad.

Para miembros curvos, las estructuras huecas o cajones son las más adecuadas debido a que tienen alta resistencia a la torsión y poco propensas al pandeo torsional lateral.

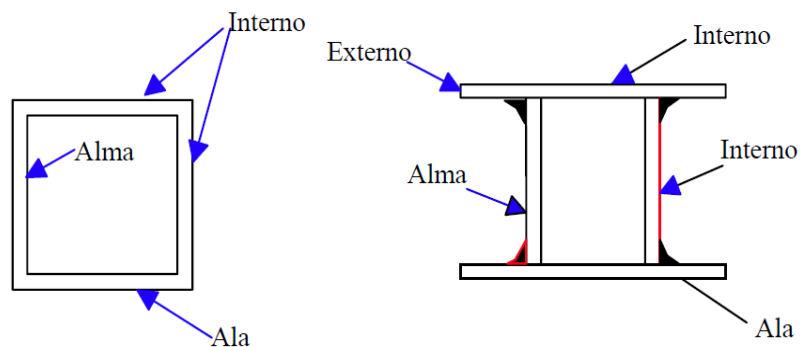


Figura 2.2 Secciones Huecas Laminada (izq.) y Soldada (der.)

Fuente: Documento de Sitio Web Dr. Miguel A. Serrano López, 2000

Secciones I

Estas secciones pueden llegar a tener la misma resistencia que una sección hueca o cajón, siempre que se respeten las relaciones ancho-espesor, para evitar pandeo local o torsional lateral. (American Institute of Steel Construction, 2010)

Además, presentan una gran ventaja debido a que son más livianas en comparación con las vigas cajón, lo que implica menores costos de construcción e instalación. Por esta razón son muy utilizadas en puentes grúa de carga ligera. (Dr. Miguel A. Serrano López, 2000)

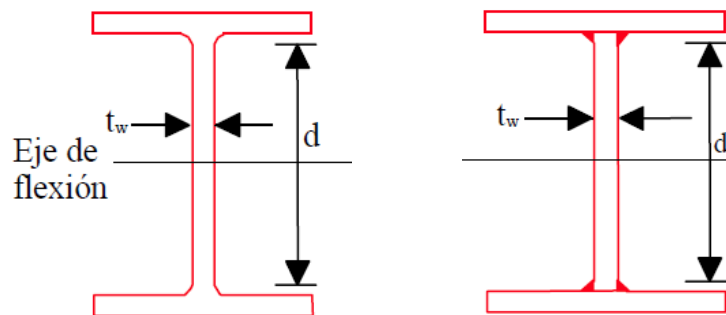


Figura 2.3 Secciones I Laminada (izq.) y Soldada (der.).

Fuente: Documento de Sitio Web Dr. Miguel A. Serrano López, 2000

2.3.2 Propuesta del Sistema de Movimiento Transversal

El diseño de este sistema de movimiento es una parte fundamental para la validación del proyecto, ya que se debe asegurar su correcto funcionamiento y brindar la misma confiabilidad que un puente grúa convencional.

Para el diseño del movimiento del carro superior, se proponen dos alternativas basadas en mecanismos de cierta similitud encontrados en la industria. La primera consiste en adaptar un sistema dentado con piñón-corona y la segunda acoplando una cinta antideslizante, y a ambos dotarlos con un sistema de frenos de gran potencia.

Sistema Dentado

El sistema dentado es uno de los más usados para la transmisión de movimiento. Este sistema se constituirá de una corona dentada con radio muy grande a lo largo de las vigas curvas y un engrane, así proporcionará la potencia necesaria para lograr el movimiento a lo largo de las vigas principales. El sistema será diseñado bajo la normativa AGMA para garantizar su confiabilidad y además debe ser de fácil mantenimiento.

El sistema dentado ayudará en el frenado y en el instante de elevar la carga ya que se generará una resistencia al deslizamiento debido a los dientes, lo cual asegura que el carro transversal no se desplace. Para cerciorar que el sistema de frenado sea efectivo podemos realizar una selección de un motor con un sistema de frenado incorporado.

Una ventaja visible de este sistema será su confiabilidad debido a que los dientes evitan el descarrilamiento del carro al desplazarse a lo largo de la curvatura de la corona, en cambio su mayor desventaja será su alto costo de construcción.

Sistema con Cinta Antideslizante con Frenado Magnético

Una cinta antideslizante entra en consideración, debido a su popular uso en sistemas antifricción como rampas, elevadores, entre otros, para aumentar los coeficientes de fricción y así mejorar la rodadura de las ruedas en el sistema de elevación.

Se considera colocar una cinta antideslizante sobre cada riel que se encuentra sobre las vigas principales curvas, con lo cual se busca mejorar la resistencia al deslizamiento de las ruedas, y así desplazarse sin problema alguno sobre la superficie curva.

El sistema de frenado en esta propuesta deberá ser con frenos electromagnéticos ya que son los más seguros en este tipo de aplicaciones industriales.

Una gran desventaja de este sistema sería el desgaste que sufriría la cinta cada vez que este trabaje, ya que las cargas de trabajo son elevadas; con lo cual este sistema necesitaría mantenimiento y cambio continuo.

2.4 Selección de la Mejor Alternativa

Se evalúan las dos propuestas utilizando una matriz de selección para cada una. En esta se calificarán los criterios de selección que influirán en la toma de decisión para cada una.

Geometría de la Viga Curva Principal

En la **Tabla 2.2** se muestra la matriz de decisión usada para la selección de la sección de la viga principal. Para la realización de esta matriz se consideran dos entradas A y B, la primera corresponde a la sección hueca soldada y la segunda a una sección I soldada.

Los criterios de selección que se evaluaron para esta matriz fueron; resistencia, peso, mantenimiento y costo.

Resistencia, con una ponderación del 35% ya que la viga curva deberá soportar las cargas principales a las que estará sometido el puente grúa, y su resistencia dependerá de la Inercia que ambas secciones ofrezcan.

El peso, con una ponderación del 30% debido a que es la mayor carga muerta a la que va a estar sometido el puente grúa, es un parámetro que se vuelve crítico en su instalación.

Los parámetros de costo de construcción y mantenimiento fueron menos ponderados con un 20% y 15%, respectivamente. Los costos de construcción tienen dicha ponderación debido a que la viga principal es el componente más voluminoso del puente grúa y pesara el costo total del proyecto. El mantenimiento influirá directamente en su funcionamiento adecuado y vida útil.

Tabla 2.2 Matriz de Decisión - Sección de Viga Principal

	A		B		Valor Ponderado
	Sección Cajón		Sección I		
	Calificación	Valor Ponderado	Calificación	Valor Ponderado	
Resistencia	10	0.35	7.5	0.26	35%
Peso	7	0.21	10	0.3	30%
Mantenimiento	8	0.12	10	0.15	15%
Costo de Construcción	6	0.13	10	0.2	20%
TOTAL		8.1		9.1	100%

Fuente: Elaboración Propia, 2016.

Al decidir qué tipo de sección es la más adecuada, se deberá fijar algún parámetro para poder evaluar de manera imparcial a ambas propuestas. En este caso se compararán dos vigas con las mismas dimensiones geométricas, es decir la altura, ancho, espesor, y longitud serán constantes para ambas secciones.

Para la ponderación de la resistencia, se calculará la inercia de cada sección con los parámetros fijados. Sabemos que, a mayor inercia mecánica, más difícil es un cambio de estado físico, lo que evitará que la sección sufra deformaciones al estar sometida a cargas. Este cálculo se encontrará en (**ANEXOS A**). Como se observa en estos resultados la inercia de una viga I es aproximadamente el 75% de la inercia de una viga cajón, por lo que la viga I lleva una ponderación de 7.5 mientras que la sección cajón un valor de 10.

El peso es fundamental en una estructura, las secciones cajón al poseer mayor área poseen mayor peso, esta relación es aproximadamente un 30% más que las vigas de secciones I, por lo que una sección I es más liviana, lo que es conveniente a la hora de su instalación. Por esta razón la sección I recibe un valor de 10 mientras que su par un valor de 7.

Para la fabricación de las vigas, ambas se construirán por un proceso de soldado debido a su curvatura, indagando en el mercado ecuatoriano la construcción de la sección cajón costaría aproximadamente un 35 a 40% más que la sección I; y así la sección I logra una calificación de 10 y su par una calificación de 6.

Analizando el criterio mantenimiento, se busca una sección que permita simplificar los mantenimientos requeridos a la misma. Lo que se debe evitar para ambas secciones es su corrosión prematura que acorte la vida útil del puente grúa. En las secciones huecas un foco de corrosión podría ser más probable debido a que en su construcción el material no recibe ninguna limpieza superficial, y toda el área interna no es protegida con pintura o algún proceso similar, las secciones I son totalmente pintadas en su exterior. Por la sencillez de mantenimiento para una sección I, esta recibe el más alto puntaje, mientras que la sección cajón recibe un valor de 8.

Después de realizar la calificación a cada una de las alternativas, la alternativa A alcanza una ponderación de 8.1 siendo superada por la alternativa B que logra un valor de 9,1. Lo cual nos indica que la mejor alternativa corresponde para nuestros requerimientos es la sección I.

Sistema de Movimiento Transversal

En la **Tabla 2.3**, se encuentra la Matriz de Decisión del Sistema de Movimiento Transversal, que plantea dos opciones, la opción A corresponde al sistema dentado y la opción B, al sistema de camino de rodadura con cinta antideslizante. Estas dos propuestas deberán cumplir con las velocidades sugeridas en la norma técnica.

Los factores más importantes a analizar en esta decisión fueron la confiabilidad del sistema, costo, vida útil y el mantenimiento.

Al factor confiabilidad se le asigna una ponderación del 30%, puesto que de éste dependerá la seguridad integral del puente grúa y su correcto funcionamiento. Su ponderación se basó en la oposición total al deslizamiento que puede presentar cada sistema en caso de que ocurra algún daño o avería. El sistema dentado obtiene una calificación de 10, ya que, al existir algún percance, presentará un trabamamiento que inmovilizara el carro y evitará que la carga se deslice. Para la cinta, el deslizamiento dependerá de su coeficiente fricción. Se asume un coeficiente de 0.3 para contacto de acero con acero, es decir la fuerza que se oponga será la tercera parte que el sistema dentado presente en caso de atascamiento.

El criterio de costo incluirá la fabricación, montaje y accesorios requeridos, por lo que tendrá una ponderación del 30%. Se sabe que la corona será maquinada, por lo que esto elevará sus costos en comparación con la cinta antideslizante que será seleccionada de catálogos de fabricantes. El sistema dentado incluirá un piñón y corona de radio muy grande que será maquinada usando plantillas y herramientas especiales, lo que hará costosa su fabricación debido a su complejidad. De acuerdo a los precios obtenidos en el mercado, se sabe que el maquinado de una pieza estaría en \$12/pulgada, lo que nos daría que el precio de la corona será un 73% más caro que el sistema antideslizante (incluye la cinta y frenos electromagnéticos de gran potencia), lo que le da una ponderación de 3 en la matriz.

La vida útil del sistema toma en cuenta la durabilidad de cada opción, al cual se le asigna una ponderación del 20%; en la opción A debido al poco desgaste que puede presentarse y a la mayor confiabilidad del sistema, le asegura una larga vida útil, mientras para la opción B, el desgaste de la cinta puede presentarse de manera no uniforme en algún tramo de esta, además presentan una vida útil de 12 a 24 meses.

Debido a este razonamiento también se asigna una ponderación del 15% al criterio de mantenimiento, ya que la cinta requerirá de frecuentes inspecciones

y reemplazos, mientras que la corona-piñón asegura una larga vida útil sin necesidad de continuos mantenimientos. Por esto la corona tiene una ponderación de 10 mientras que la cinta lleva una calificación de 5.

Tabla 2.3 Matriz de Decisión – Sistema de Movimiento Transversal

	A		B		Valor Ponderado
	Corona		Cinta Antideslizante		
	Calificación	Valor Ponderado	Calificación	Valor Ponderado	
Confiabilidad	10	0,3	3	0,09	30%
Costos	3	0,09	10	0,3	30%
Vida Útil	10	0,2	5	0,1	20%
Mantenimiento	10	0,2	5	0,1	20%
TOTAL PONDERADO		7,9		5,9	100%

Fuente: Elaboración Propia, 2016.

Finalmente, se escogió la opción A, el sistema dentado, que alcanzó un valor de 7,9 en la matriz de decisión, y el más adecuado para funcionar correctamente con la geometría curva de las vigas principales a diseñar.

2.5 Diseño de Forma

A continuación se presenta una esquematización general del puente grúa a diseñar.

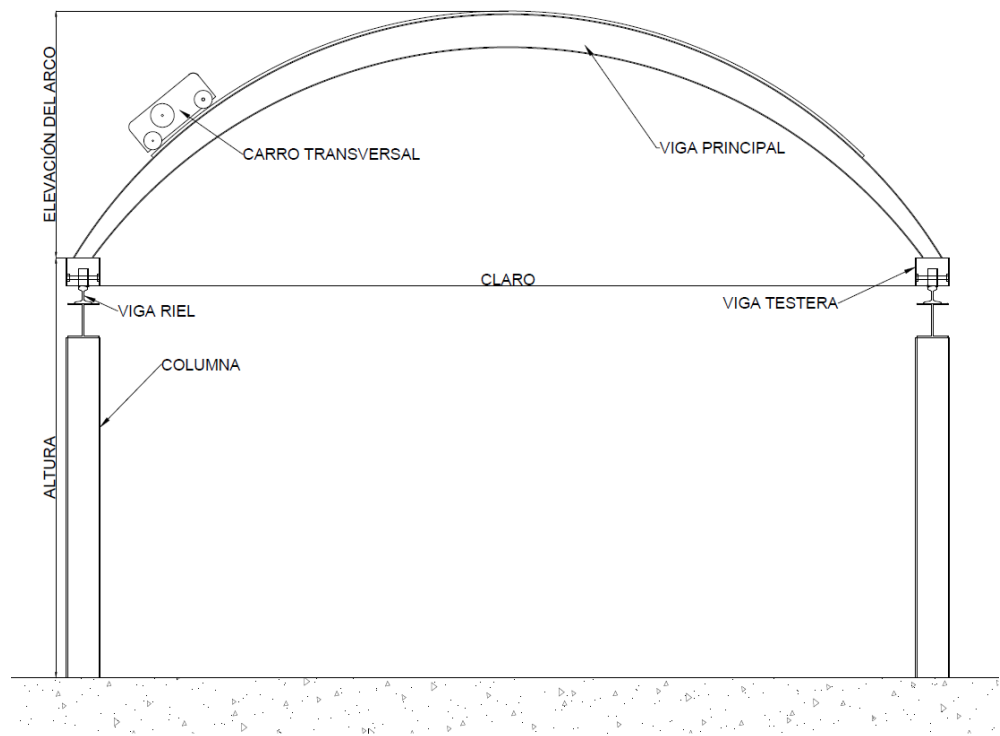


Figura 2.4 Diseño de forma de Puente Grúa Birriel Curvo

Fuente: Elaboración Propia

2.5.1 Descripción de los Componentes Estructurales

Los componentes estructurales principales serán las vigas curvas, vigas carrileras y vigas testeras.

Para el diseño adecuado de los componentes estructurales se deberá analizar la sensibilidad al pandeo de la sección que limita la capacidad de dicha sección a soportar cargas axiales y resistir la flexión. Se analizará usando la normativa AISC (American Institute of Steel Construction, 2010) para pandeo en elementos sometidos a flexión.

2.5.1.1 Viga Principal

Como se tiene previsto, la viga principal del presente diseño tiene una geometría curva en elevación. Tendrá sección variable debido a que en el centro soporta los mayores esfuerzos.

Luego del análisis realizado anteriormente se selecciona una sección I para nuestro diseño, debido a su peso ligero y gran resistencia a cargas no tan elevadas, para nuestro caso cada viga soporta 5t. El material a usar será acero ASTM A572 Gr50, uno de los más usado para estructuras metálicas.

Con las especificaciones de diseño dadas, esta viga tendrá un radio de curvatura de 9m aproximadamente, con una longitud de arco de 17.8m y así logrando una altura de su cúspide de 4m.

La distancia entre las dos vigas principales dependerá del carro transversal que se describe a detalle en la **sección 2.5.2.1**.

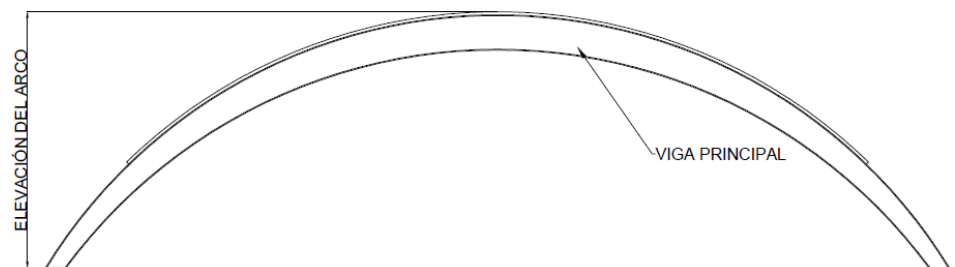


Figura 2.5 Diseño de Forma de la Viga Principal

Fuente: Elaboración Propia

2.5.1.2 Viga Testera y Carrilera

Estas forman parte fundamental del sistema de movimiento longitudinal ya que sobre estas se apoyan cada uno de los mecanismos de movimiento del puente grúa.

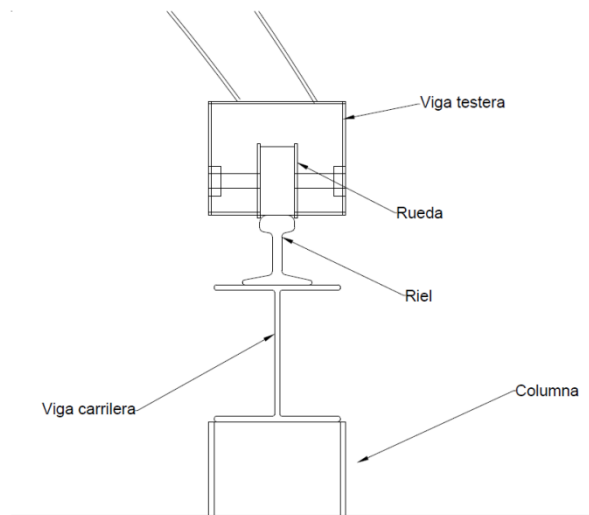


Figura 2.6 Diseño de Forma de Viga Carrilera y Testera

Fuente: Elaboración Propia

Según la Manual de Grúas de Whiting, el método de fabricación más común de la viga testera son perfiles con placas soldadas en forma de cajón, ya que en su interior contiene el mecanismo de movimiento que involucran los ejes, los rodamientos y las ruedas; todo el conjunto estará conectado al motorreductor de manera externa (Whiting Corporation , 1967). Deberá tener una distancia mínima entre ruedas de $1/7$ de la luz del puente grúa. (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010).

La viga carrilera tendrá sección I con un riel acoplada en la parte superior. Este riel permitirá una fácil rodadura del elemento rodante. Se trata de perfiles diseñados específicamente para permitir el desplazamiento del puente grúa, donde los requerimientos de velocidades son bajos, pero deben soportan altas cargas. Estas

conforman un perfil equilibrado y presentan una inercia adecuada.
(American Society of Civil ASCE 7-10, 2010)

Este riel será seleccionada de los catálogos de rieles entandares cumpliendo con los requerimientos del sistema.

Ambas vigas serán diseñadas con acero ASTM A36, y el riel deberá ser de acero de calidad Q55 o Q235, según la normativa ASCE 7-93.

2.5.2 Descripción de los Sistemas de Desplazamientos

Cada uno de los sistemas descritos a continuación presentan velocidades seleccionadas de acuerdo al tipo de clase de nuestro puente grúa, velocidades recomendadas en normas para un puente grúa Clase B. (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)

Las velocidades de elevación (21fpm) y del carro (50 fpm) fueron seleccionadas del rango de velocidad baja, como consecuencia de que estas requieren de precisión, para evitar accidentes al momento de manipular la carga a trasladar. La velocidad de traslación (115 fpm) fue tomada en el rango de velocidad media, puesto que la estructura permite una velocidad más elevada y una vez sujeta la carga, esta permite mayor aceleración.

Tabla 2.4 Velocidades Recomendadas por CMAA (fpm)

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

Fuente: Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)

2.5.2.1 Descripción del Sistema Desplazamiento Transversal

Este sistema se encuentra ubicado sobre las vigas principales curvas, es el encargado de trasladar el carro y sus componentes a lo largo de estas. En base a los resultados obtenidos de la matriz de decisión, se seleccionó un sistema de corona-piñón, ya que debido a la curvatura de las vigas principales este se presta para trasladar la carga con una alta confiabilidad.

La longitud de arco efectiva para el sistema es de 12m, calculado en base al espacio muerto en cada lado del claro. Este espacio muerto asegura que no exista colisión del gancho o de la carga a trasladar con las columnas de la estructura que soporta el puente grúa.

El diseño del piñón-engrane se lo realizará bajo la norma AGMA, calculando los esfuerzos de flexión y superficiales tanto para el piñón como para la corona. La fuerza principal para el diseño será la fuerza tangencial que se genera al descomponer la carga principal.

El material a usarse en la construcción del sistema será un acero aleado que será sometido a un tratamiento térmico de carburado y con recubrimiento endurecido. (Norton, 2011). La corona será acoplada en el extremo interno del ala de la viga principal sujeta mediante pernos. Los dos piñones estarán unidos mediante un eje, su longitud dependerá de la distancia entre vigas principales. Esta distancia dependerá del carro seleccionado y oscila entre 1m a 1.4m.

Este sistema estará accionado con un motor con freno electromagnético y reductor de ejes paralelos, para asegurar un frenado seguro. (Siemens, 2008)

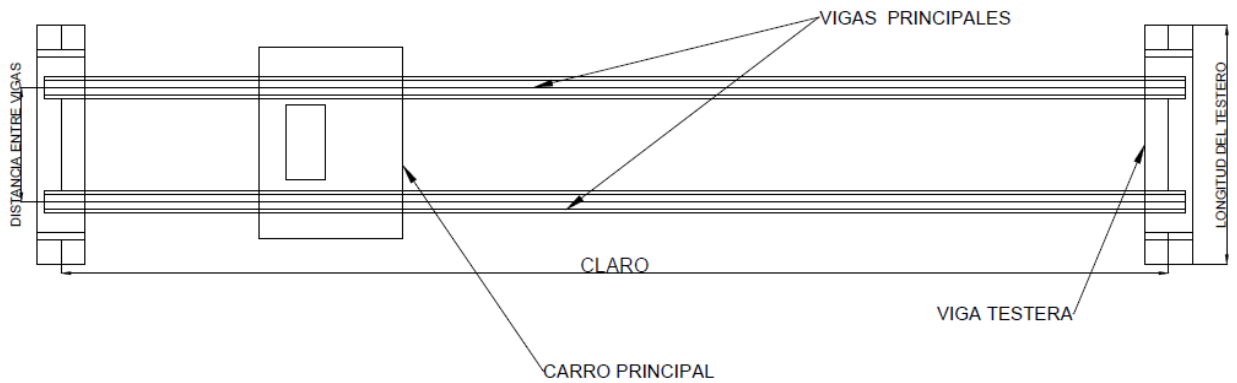


Figura 2.7 Diseño de Forma de Movimiento Transversal; Vista Superior

Fuente: Elaboracion Propia

2.5.2.2 Descripción del Sistema Desplazamiento Longitudinal

Los principales elementos de este sistema son las ruedas conductoras colocadas en el interior de la viga testera, por lo cual se ha seleccionado un arreglo de 2 ruedas para cada una, debido a que nuestro diseño corresponde a un puente grúa de baja capacidad. (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)

Por tanto, las ruedas son el elemento más relevante en el sistema de desplazamiento longitudinal, puesto que soportan la carga de translación del conjunto. El tipo de rueda a utilizar será cilíndrico con pestañas las que suelen ser más anchas que el riel, en 19 mm a 25 mm para que exista juego necesario para ser guiado. Los materiales más comunes suelen ser de aleaciones de acero o hierro fundido, además deberán tener un tratamiento térmico si se lo especifica.

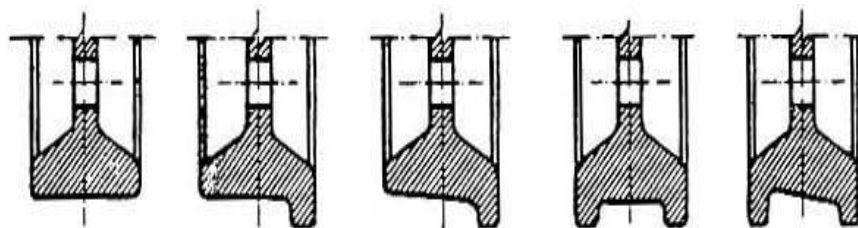


Figura 2.8 Tipos de Ruedas Estándares para Testeras

Fuente: Ferrocarriles: Ingeniería e infraestructura de los Transportes

Las ruedas se acoplarán mediante ejes y rodamientos, los cuales deberán ser diseñados y seleccionados respectivamente, de acuerdo a las cargas a soportar cada uno de ellos.

Este sistema será impulsado por motorreductores en cada extremo de las vigas testeras, conectados al eje de las ruedas conductoras. Será diseñado en base al torque requerido para trasladar las cargas.

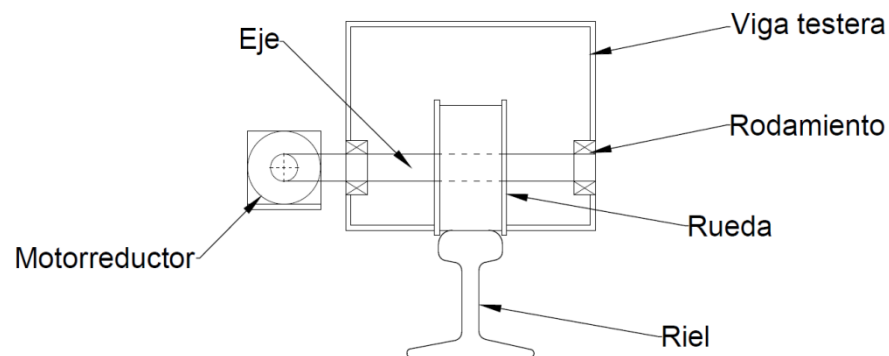


Figura 2.9 Diseño Forma Sistema Longitudinal, Componentes Rodadura

Fuente: Elaboración Propia

2.5.2.3 Descripción del Sistema Desplazamiento Vertical

Este sistema se basa en la selección del polipasto, el cual es el encargado de elevar la carga. En este se encuentra el tambor de elevación, los cables, el gancho, las poleas y accesorios adicionales. El sistema tendrá un diseño compacto para garantizar la máxima elevación.

Los parámetros para seleccionar el polipasto son:

- Velocidad de elevación
- Número de ramales
- Altura de izaje
- Capacidad nominal



Figura 2.10 Polipasto Modelo Para Puente Grúa Birriel Demag

Fuente: Sitio Web: Demag Cranes

2.5.3 Descripción de los Elementos de Fijación

Juntas Soldadas y Pernadas

Todos los procesos de soldadura están bajo las especificaciones de acuerdo a la AWS D14.1 “Specification for Welding Industrial and Mill Cranes.” Lo cual proporcionará el diseño y preparación de las juntas de soldadura a considerarse. (American Welding Society, 2005).

Las uniones pernadas son el método de fijación preferible debido a su gran resistencia, facilidad de reemplazo y mantenimiento. Estas juntas pernadas serán diseñadas en base a la normativa de la AISC 2010 LRFD. (American Institute of Steel Construction, 2010)

En este proyecto se describe en detalle dos uniones importantes que son claves para la instalación del puente grúa curvo y que difieren de las uniones en puentes estándares.

- Unión Viga Central

La primera corresponde a la unión entre vigas principales, ya que estas vigas se construirán en dos tramos para facilitar su montaje y transporte a la hora de su instalación. Para esta unión se usará el procedimiento de la Guía de Diseño de la AISC XVI “Flush and Extended Multiple-Row Moment

End-Plate Conections.” (Design, 2003). Esta guía nos indica un proceso de diseño obteniendo el momento crítico en la junta.

- Unión Viga Central con Viga Testera

La segunda será la unión de las vigas principales con las vigas testeras. Esta unión es de gran importancia ya que, debido a su curvatura, se deberá diseñar un sistema de fijación que soporte las cargas y el momento que se produce debido a la descomposición de sus fuerzas. Se seleccionará un sistema que consistirá en orejas unidas mediante un bulón.

2.6 Diseño Detallado

Modelo Matemático

En el planteamiento del modelo matemático del sistema, se inicia identificando claramente cada una de las cargas principales, donde estas son aplicadas y la influencia en el elemento a diseñar.

Cargas Principales

Son las cargas más relevantes para el diseño del puente grúa las cuales se especifican a continuación:

Carga Muerta (DL): Esta carga corresponde al peso de toda la estructura de la grúa, maquinaria y equipo fijado en ella.

Carga del Carro (TL): Peso del carretillo con sus accesorios.

Carga Nominal (LL): Carga de trabajo y peso de los mecanismos para levantar la misma.

A continuación, presentamos las cargas consideradas:

Tabla 2.5 Cargas Principales del Punte Grúa

Cargas Verticales Principales	
Carga Muerta (DL)	45.01 kN
Carga del carro (TL)	9.62 kN
Carga Nominal (LL)	98.10 kN

Fuente: Elaboración Propia

Fuerzas Verticales de Inercia: Se conocen como la carga que se produce por el movimiento al levantar y bajar la carga, esta fuerza se incluye de manera simplificada, al aplicar factores a la carga muerta y a la carga levantada, estos factores toman en cuenta los esfuerzos producidos por estos movimientos.

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 + \text{Hoist Speed (FPM)} \leq 0.5 \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Al reemplazar cada una de las velocidades seleccionadas de acuerdo a la clase del puente grúa (**Sección 2.5.2**), se obtiene que los factores de fuerza inerciales son los siguientes:

Tabla 2.6 Factores de Fuerza Inerciales

Factores de Fuerzas Inerciales	
DLF(B)	1,11
DLF(T)	1,10
HLF	0,15

Fuente: Elaboración Propia

Fuerzas de Inercia de Unidades Motrices (IFD): Estas fuerzas se producen por la aceleración o desaceleración de la grúa. Es calculado como 7.8 veces la tasa de aceleración o desaceleración, pero no menos a 2.5% de la carga vertical.

Este porcentaje debe ser multiplicado por las cargas muertas y cargas vivas. La carga nominal será localizada en la misma posición como cuando se calcula el momento vertical. La carga lateral debe ser dividida igual entre las dos vigas, y el momento de inercia de toda la viga sobre su eje vertical, se puede utilizar para determinar los esfuerzos debido a la fuerza lateral.

En el análisis de este componente de fuerza, se considera la aceleración de cada uno de los movimientos, dicha aceleración se la encuentra en función de la velocidad del mecanismo; la cual se encuentra en la Tabla 5.2.9.1.2.1-A Guide for Travel Motion Typical Acceleration Rates Range.(Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010).

Tabla 2.7 Aceleración de cada Sistema de Movimiento

Sistema	Aceleración (<i>fps</i>²)
Bridge	0.80
Trolley	0.25
Hoist	0.25

Fuente: Elaboración Propia

Con las aceleraciones de cada uno de los mecanismos procedemos a calcular el porcentaje de %IFD, para estimar la carga que este provoca.

$$\%IFD_x = \text{aceleración} \times 7.8 \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Como se lo dijo anteriormente el valor de %IFD debe ser por lo menos de 2.5%, así tenemos que:

$$\%IFD_H = 0.25 \times 7.8 = 1.95 < 2.5, \text{ entonces el } \%IFD_H = 2.5\%$$

$$\%IFD_T = 0.25 \times 7.8 = 1.95 < 2.5, \text{ entonces el } \%IFD_T = 2.5\%$$

$$\%IFD_B = 0.8 \times 7.8 = 6.24 > 2.5, \text{ entonces el } \%IFD_B = 6.24\%$$

Para hallar cada una de las magnitudes de las fuerzas inerciales de la conducción (IFD), se debe tener claro cuál es la carga vertical que actúa sobre cada sistema de movimiento.

Y así tenemos que los valores de las fuerzas inerciales (IFD).

$$IFD = F_{\text{vertical}} \times \%IFD_x \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Tabla 2.8 Fuerzas Inerciales por Viga Principal

Fuerza Inerciales de Unidades Motrices	
IFDT	1.346 kN
IFDB	4.765 kN
IFDH	1.226 kN

Fuente: Elaboración Propia

Fuerzas de Descarrilamiento: Es la fuerza horizontal, que actúan perpendicularmente al riel, y son generadas por el desgaste de la estructura. Se la obtiene multiplicando la carga vertical ejercida en cada rueda por el coeficiente S_{sk} , coeficiente que depende de la relación entre el claro y la distancia entre ruedas y se lo obtiene del siguiente gráfico:

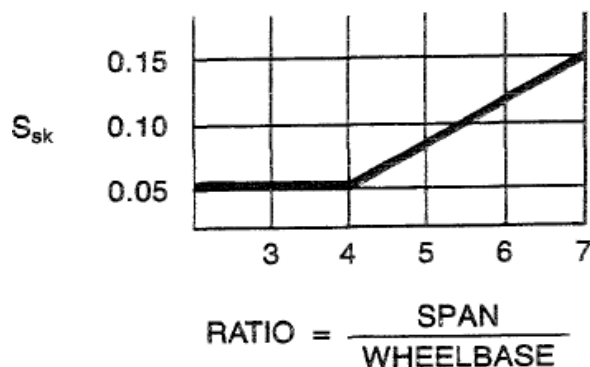


Figura 2.11 Diagrama Factor de Descarrilamiento

Fuente: Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010

La distancia entre ruedas estimada es de 2.25m, la relación entre el claro y la distancia entre ruedas es 6.66; por lo tanto, $S_{sk} = 0.14$. La Fuerza de descarrilamiento será determinada posteriormente una vez establezcamos la combinación de cargas crítica (Sección 2.6.1)

Combinaciones de Cargas

Las combinaciones de cargas tienen como objetivo evaluar todos los efectos producidos por las cargas que actúan en el sistema de manera simultánea y con diferentes grados de participación.

Según la CMAA Specification #70, se considera cuatro tipos de combinaciones, la primera para uso normal, la segunda analiza la estructura

en uso regular bajo las cargas principales y una carga adicional, y finalmente la tercera y cuarta combinación analizan los efectos de cargas especiales como el impacto de choque y fuerzas producidas por el viento.

A continuación, se presentan las combinaciones de carga consideradas para nuestro análisis. Solamente se usarán las dos primeras combinaciones, debido a que no se considerarán fuerzas externas en nuestro análisis, tales como las fuerzas de viento, entre otras.

$$\text{Caso 1} = \text{DL}(\text{DLF}_B) + \text{TL}(\text{DLF}_T) + \text{LL}(1 + \text{HLF}) + \text{IFD}$$

Ecuación 2.4

$$\text{Caso 2} = \text{DL}(\text{DLF}_B) + \text{TL}(\text{DLF}_T) + \text{LL}(1 + \text{HLF}) + \text{IFD} + \text{WLO} + \text{SK}$$

Ecuación 2.5

De acuerdo a las combinaciones de cargas se selecciona el caso 2; por ser el más crítico, por la aplicación de las cargas de viento y descarrilamiento. Para nuestro diseño la carga viento será despreciable.

Después de determinada la combinación de carga crítica y con el fin de facilitar los cálculos analíticos se procede a calcular una carga equivalente P_1' , la cual engloba a la carga nominal y el peso del carro transversal (polipasto, gancho, motores, etc) y las fuerzas inerciales del polipasto. Donde la carga P_1' :

$$P_1' = \text{TL}(\text{DLF}_T) + \text{LL}(1 + \text{HLF}) + \text{IFD}_H \quad \text{Ecuación 2.6}$$

$$P_1' = \frac{124.286kN}{2} = 62143N$$

Una vez determinada la carga P_1' , que actúa en el plano XY. Se calcula la fuerza de descarrilamiento con la reacción crítica que provoca la carga P_1' , en las ruedas. Para encontrar esta reacción crítica se realiza el siguiente análisis: Se colocará la carga en el centro y a un extremo de la viga curva; se determinará las reacciones en cada uno de los arreglos para así comprobar

en qué caso se genera la máxima reacción en los apoyos. Esta máxima reacción servirá para el diseño de las vigas testeras.

Las reacciones generadas por el peso muerto de las vigas principales (representada como carga distribuida en las **Figura 2.12 y 2.13** son iguales en ambos puntos por simetría, con una magnitud de $R_a=R_b=12.53\text{kN}$.

Análisis de la Carga en el Centro

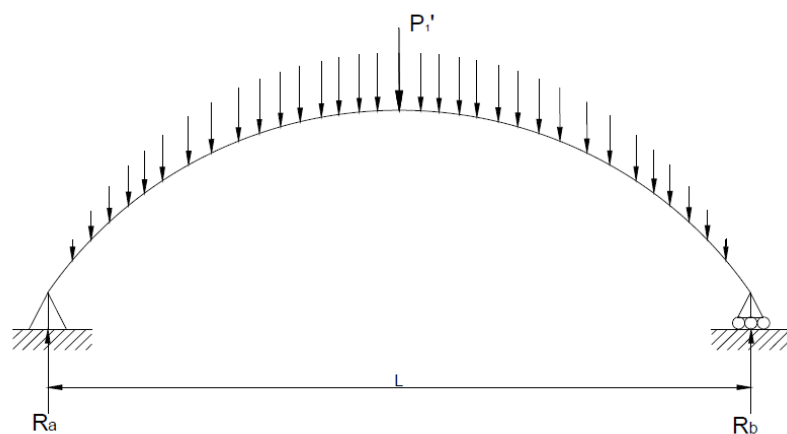


Figura 2.12 DCL Viga Curva con Carga Principal en el Centro

Fuente: Elaboración Propia

Con la carga P_1' , ubicada en el centro, y adicionando el peso de la viga tenemos como resultado reacciones iguales debido a la simetría del sistema. Estos valores se encuentran en la **Tabla 2.9**.

Tabla 2.9 Reacciones en Viga Principal para Carga Centrada

Reacciones Totales en la Viga Principal Carga Centrada	
Ra	43.6kN
Rb	43.6kN

Fuente: Elaboración Propia

Análisis de la carga en un Extremo

Cuando la carga se encuentra en un extremo, la reacción del apoyo más próximo a la carga será la crítica, como se observa en la **Tabla 2.10**. Debido a que P_1' se encuentra hacia la derecha, la reacción (R_b) es mayor a la reacción (R_a), y a la vez mayor que $P_1'/2$, dado cuando la carga P se encuentra en el centro.

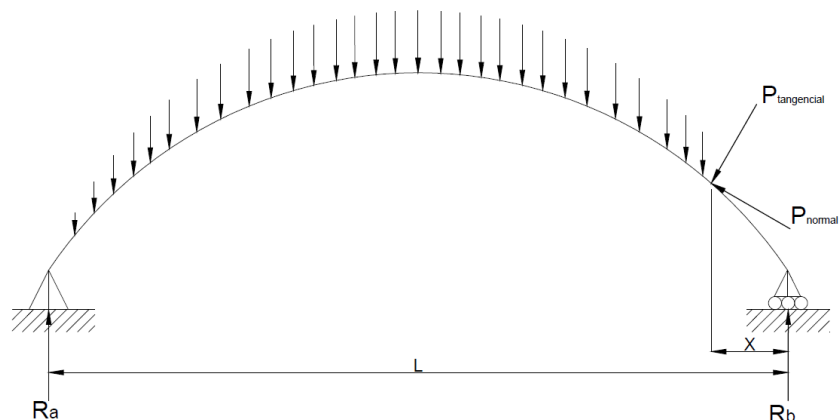


Figura 2.13 DCL Viga Curva con la Carga Principal a un Extremo

Fuente: Elaboración Propia

Como se esperaba la reacción en el punto B (R_b) es mucho mayor que en el punto A (R_a), con este resultado se realizará el análisis de selección de rodamientos, del eje, y las ruedas de la viga testera.

Tabla 2.10 Reacciones en Viga Principal para Carga a un Extremo

Reacciones Totales en la Viga Principal Carga a un Extremo	
Ra	28.37kN
Rb	58.81kN

Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto, la carga máxima de reacción en la viga principal, es cuando el carro transversal se encuentra en un extremo, con un valor de 58.81kN.

Entonces la fuerza de descarrilamiento descrita en la Sección 2.6 es:

$$F_{ssk} = S_{sk} * R_{\text{max por rueda}} = 8.23\text{kN}$$

Ecuación 2.7

2.6.1 Diseño Detallado de Componentes Estructurales

2.6.1.1 Dimensionamiento de la Viga Principal Curva

A continuación, se presenta un diagrama de cuerpo libre de la viga principal a estar ésta en movimiento, por lo que se presentan todas las cargas descritas a continuación:

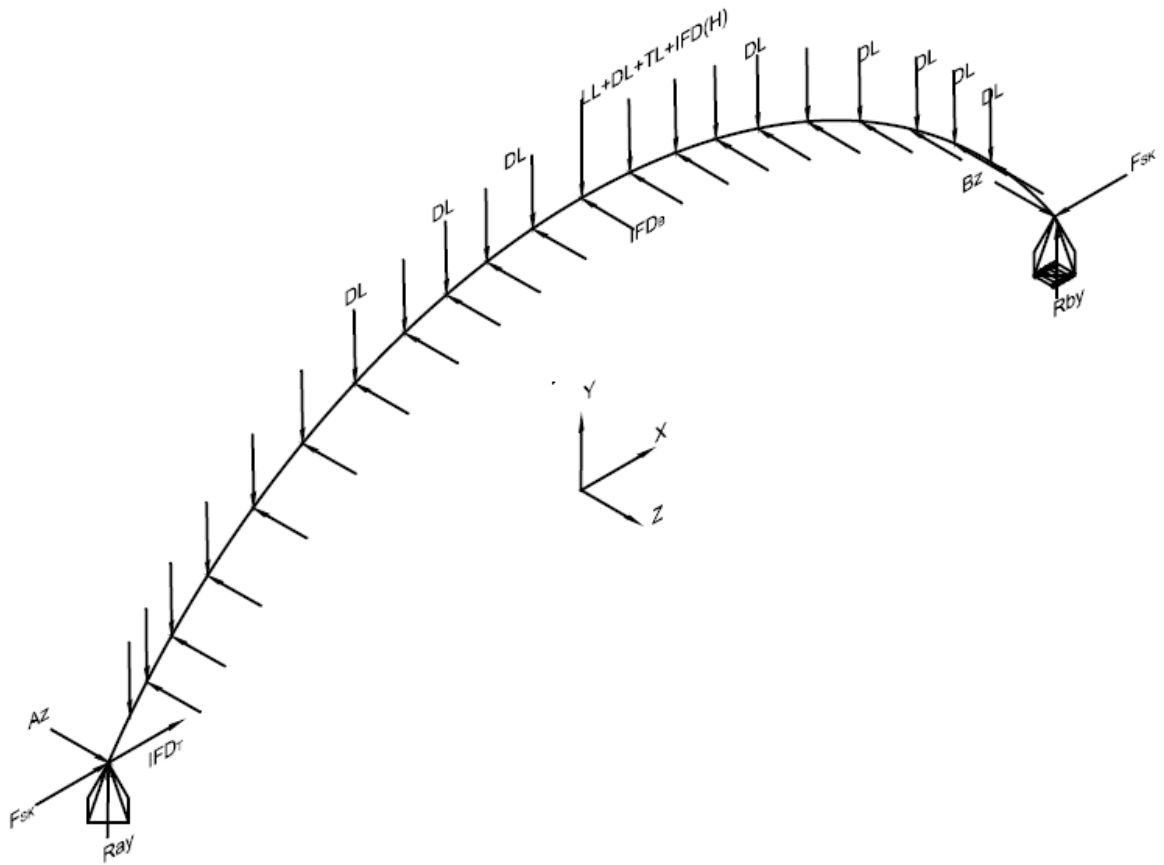


Figura 2.14 DCL Viga Principal Curva en Movimiento

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

R_{Ay} : Reacción en y en el punto A.

R_{By} : Reacción en y en el punto B

IFD : Fuerzas Inerciales

Análisis Plano X-Y

Con el cálculo de P_1' , que se convierte en la carga principal para el diseño de la viga curva, se procede con el cálculo de las reacciones debido a esta:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{ay} + R_{by} &= P_1' \\ R_{ay} = R_{by} &= \frac{P_1'}{2}\end{aligned}$$

La reacción en los puntos de apoyo es la siguiente: $R_{ay} = R_{by} = 31.07 \text{ kN}$

Cálculo de Cortante Plano XY

$$\begin{aligned}\sum F_v &= 0 \\ -V + R_{ay} \sin \theta &= 0 \\ V &= \frac{P_1'}{2} \sin \theta\end{aligned}$$

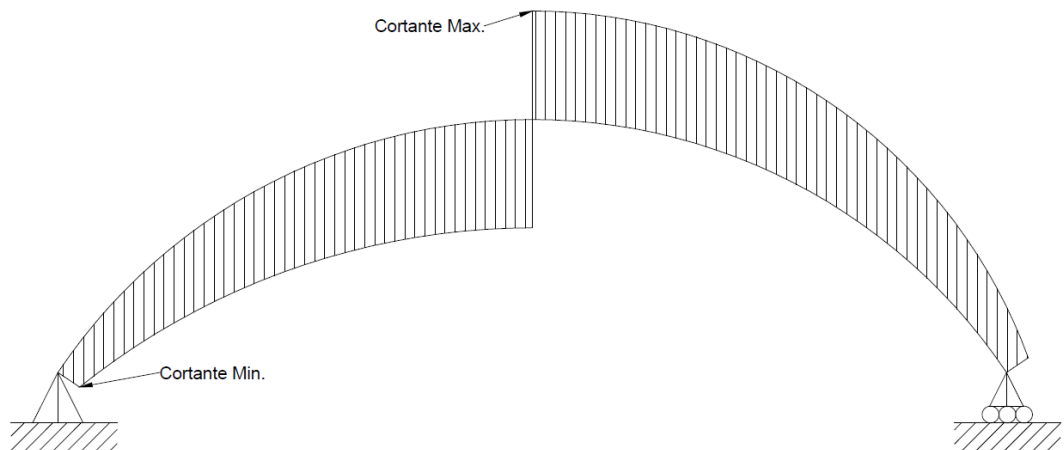


Figura 2.15 Diagrama de Fuerza Cortante a la Viga curva

Fuente: Elaboración Propia

$$\theta = 90^\circ; V_{max} = 31071.5 \text{ N}$$

$$\theta = 34^\circ; V_{min} = 17374.96 \text{ N}$$

Cálculo de Momentos Plano XY

Momento debido a P_1'

$$\sum M = 0$$
$$M - (R_{ay} \sin \theta) = 0$$
$$M = \frac{P_1' R}{2} (1 - \cos \theta)$$

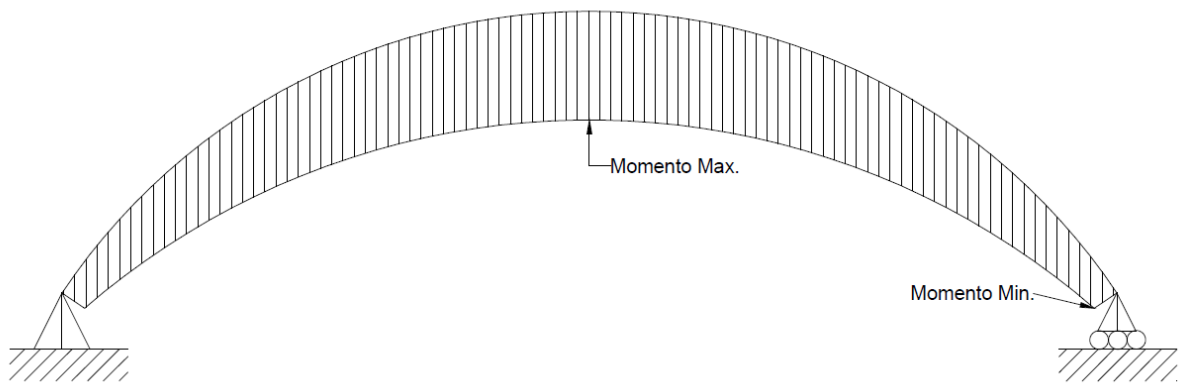


Figura 2.16 Diagrama de Momento de la Viga Curva

Fuente: Elaboración Propia

$$\theta = 90^\circ; M_{max} = 279.643 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\theta = 34^\circ; M_{min} = 47.80 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Cálculo de Momento debido al Peso Propio de la Viga Principal

$$M_{peso} = \frac{wL^2}{64}$$

$$w = \text{peso de la viga principal por metro (aproximado)} = 1.32 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$L = \text{Claro} = 15\text{m}$$

$$M_{peso} = \frac{1.32 \frac{\text{kN}}{\text{m}} * (15\text{m})^2}{64}$$

$$M_{peso} = 4.64 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Cálculo de Momento debido a IFD_T y F_{ssk}

Se asume que estas fuerzas actúan en el plano XY, para que genere el mayor momento posible en la viga.

$$M_{xy} = (IFD_T * \cos \theta) + F_{ssk} * (h)$$

$$M_{xy} = (1.34 \text{ KN} * \cos(34) + 8.2)(4)$$

$$M_{xy} = 37.24 \text{ kN} * \text{m}$$

Momento Total en Plano XY

Basta analizar cómo actúa cada uno de los momentos que se producen para considerar qué tipo de esfuerzos se generan siendo estos de tensión o de compresión, se tiene:

$$M_{xy} = (-37.24 + 279.643 + 4.66) \text{ kN} * \text{m}$$

$$M_{xy} = 247.063 \text{ kN} * \text{m}$$

Análisis Plano X-Z

En este plano se considera únicamente la fuerza IFD_B , por lo que el diagrama de cuerpo libre para este plano es el siguiente:

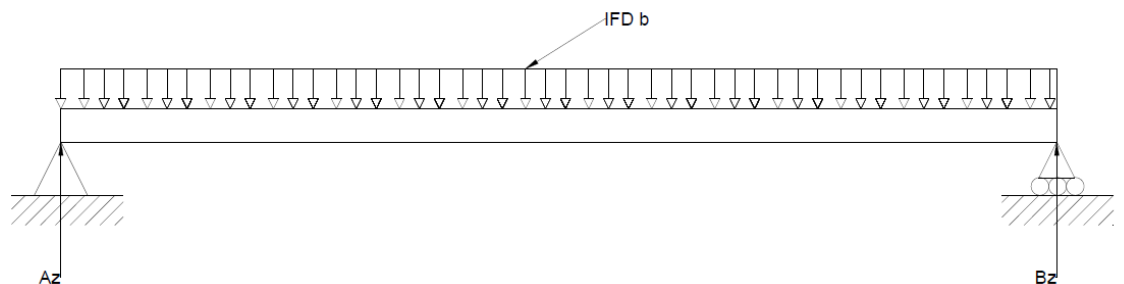


Figura 2.17 DCL Viga Principal Plano XZ

Fuente: Elaboración Propia

Se puede asumir que la viga curva se comporta como una viga recta en el Plano XZ de acuerdo a lo establecido por **DIN18800 Parte II**, se procede a calcular los diagramas de cortante y momento para el cálculo de esfuerzos de la viga principal en el plano XZ.

Con lo cual procedemos al cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_z + B_z = IFD_b$$

$$A_z + B_z = 0.280 \frac{\text{kN}}{\text{m}} * 15 \text{ m}$$

$$A_z = B_z = 2.1 \text{ kN}$$

Cálculo de Cortante Plano XZ

$$V_{xz} = 2.125 \text{ kN}$$

$$M_{xz} = V_{max} * L$$

$$M_{xz} = 2.12 * 7.5 / 2$$

$$M_{xz} = 7.96 \text{ kN} * \text{m}$$

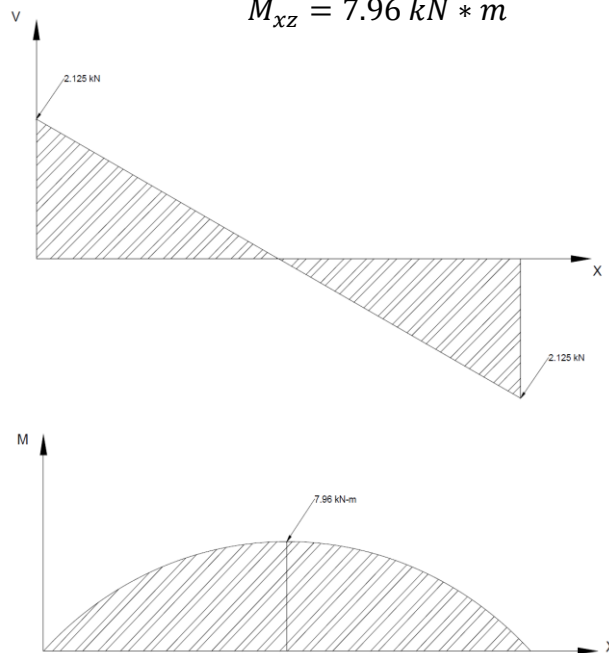


Figura 2.18 Diagrama de Cortante y Momento en Plano XZ

Fuente: Elaboración Propia

Después de analizar cada uno de los planos donde actúan las fuerzas, se han obtenido los momentos flectores que actúan en los dos ejes principales de la viga puente como se observa a continuación:

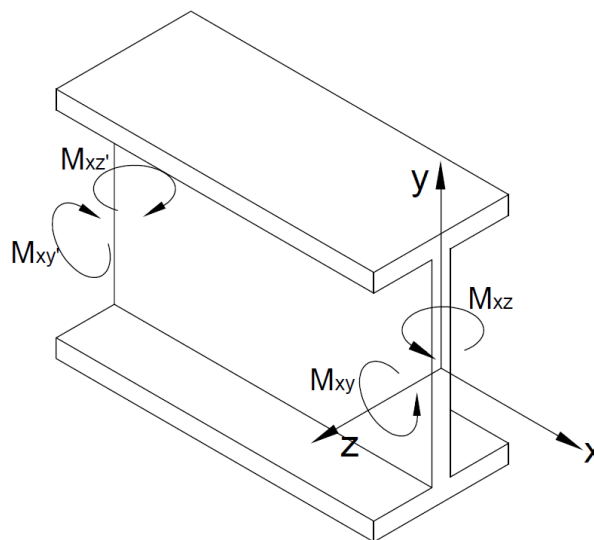


Figura 2.19 Sección de Viga Puente con Momentos Flectores Actuantes

Fuente: Elaboración Propia

Antes de calcular los esfuerzos, se selecciona los perfiles de la sección mayor y menor de la viga, con la ayuda de las relaciones ancho-espesor sugeridas por la norma (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010), para vigas principales tipo cajón. Realizando un análisis previo con SAP 2000, se comprobó que las secciones soportan las cargas a las que va a estar sometido en el puente grúa.

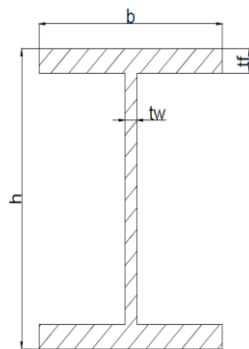
A continuación, se presenta las propiedades y la geometría de la sección mayor y menor de la viga principal.

Tabla 2.11 Propiedades del Material para Viga Curva

Propiedades del Material ASTM 572 Gr 50		
Sy	350	MPa
E	200	GPa
G	77	GPa

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 2.12 Geometría Viga Principal Sección Mayor y Menor



Propiedades Geométricas		
	Mayor Sección	Menor Sección
h (mm)	600	295
b (mm)	230	230
tw (mm)	15	15
tf (mm)	25	25
lxx (mm⁴)	1,16E+09	2,30E+08
lyy (mm⁴)	5,09E+07	5,08E+10
Sx (mm³)	3,87E+08	8,89E+08
A (mm²)	1,98E+04	1,52E+04

Fuente: Elaboración Propia

Cálculo de Esfuerzos en Viga Principal Curva

En base a la teoría de vigas curvas, se sabe que las ecuaciones de esfuerzo de flexión para vigas rectas, dan resultados aproximados cuando el radio de curvatura es 5 veces mayor que el peralte de la viga, los cuales no presentan un error mayor de 1%.

Esfuerzo de Flexión debido a M_{xy}

$$\sigma_f = \frac{M_{xy}}{S_x}$$

$$\sigma_{f,xy} = \frac{247.063 \text{ kN} \cdot \text{m}}{3863.69 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{f,xy} = 63.95 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Flexión debido a M_{xz}

$$\sigma_{f,xz} = \frac{M_{xz}}{S_y}$$
$$\sigma_{f,xz} = \frac{7.896 \text{ kN} \cdot \text{m}}{442.60 \times 10^{-8} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{f,xz} = 17.83 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Cortante

No se considera torsión debido a que la carga se encuentra en la línea de acción del centroide de la viga.

Esfuerzos en el Punto Crítico

Para determinar el punto de análisis crítico se observa la **Figura 2.20**, en la cual se ilustra cómo actúan los momentos flectores. Se dice que dicho punto estará ubicado en el ala inferior lateral de la viga, el cual se muestra en la siguiente figura.

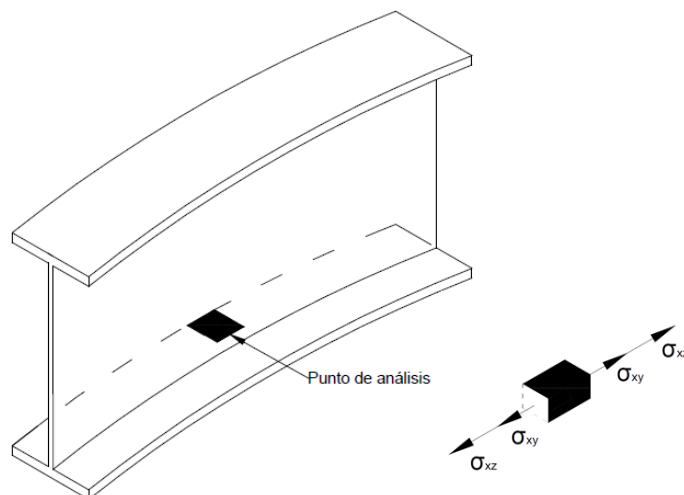


Figura 2.20 Punto de Análisis Para Sección Central de Viga Curva

Fuente: Elaboración Propia

En este punto el esfuerzo total será:

$$\sigma_{f_x} = \sigma_{xy} + \sigma_{xz}$$

$$\sigma_{f_x} = 81.78 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{350}{81.78}$$

$$\eta = 4.2$$

Como se puede observar el factor de seguridad estático es elevado y es el recomendado por el Manual para Diseño de Puentes Grúas Whiting, (Whiting Corporation , 1967) el cual nos indica que usando factores de seguridad mayores a 4 analizando cargas verticales, se puede descartar el cálculo de fatiga.

Cálculos de Deformación de una Viga Curva

Para el cálculo de la deformación no se toma en consideración ningún parámetro de las fuerzas verticales de inercia. La máxima deformación permisible se calcula solamente con el peso del polipasto, del carro transversal y la carga nominal.

Esta deformación no deberá exceder los L/888 (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010).

Para el cálculo de deformación en las vigas curvas, se aplica el método de la energía y el Teorema de Castigliano. Para proceder con este cálculo, es necesario plantear correctamente la energía de deformación para el elemento infinitesimal de la viga correspondiente a un $d\theta$, bajo la

acción de la fuerza cortante radial, axial y el momento flector en el eje neutro.

$$W = \int \frac{Q^2}{2A_c G} R d\theta + \int \frac{N^2}{2AE} R d\theta + \int \frac{A_m (M_z)^2}{2AE(RA_m - A)} d\theta - \int \frac{M_z N}{AE} d\theta$$

Ecuación 2.8

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial P}$$

Ecuación 2.9

En la sección **ANEXOS B1.1** se describe cada uno de los términos de la ecuación de la energía y el procedimiento para el cálculo la deformación.

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial P} = 11.33 \text{ mm}$$

Este resultado es bastante aproximado debido a que para utilizar la ecuación se asume que la viga como sección constante, y esto disminuye su deformación, comparado con el valor dado en la simulación de 15.805mm, la cual se lo haya con una sección transversal variable.

$$\delta = 15.805\text{mm} \leq 16.89\text{mm}$$

Esta cumple con la deformación mínima requerida en la norma CMAA Specification #70, y además dentro del rango establecido en el manual de diseño de elementos curvos.

Análisis de Pandeo de la Viga Principal

Para analizar si la viga sufre o no pandeo, se procede a verificar la sección mediante el método LRFD de la AISC, el cual está basado en el criterio de estados límites, que define la condición ante la cual un elemento bajo carga se ve afectado a tal grado que deja de ser seguro o deja de desarrollar su función. (American Institute of Steel Construction)

Este método analiza tres estados límites de fluencia, conocidos como:

- Pandeo lateral torsional
- Pandeo local del ala
- Pandeo local del alma.

La resistencia nominal de flexión M_n deberá ser el menor valor obtenido de acuerdo a los estados límites de fluencia y pandeo torsional.

Se mostrará el cálculo para el análisis de pandeo asumiendo que la viga tendrá sección constante. El caso más crítico detallado a continuación será el análisis con la sección menor.

Análisis de Pandeo para Menor Sección

Se obtuvieron las propiedades geometrías para la menor sección que se presentan en la **Tabla 2.13**.

Tabla 2.13 Propiedades para Cálculo de Pandeo Viga Principal Sección Menor

Longitud arriostrada lateral	Lb	55,77	ft	Corte torsional	J	10,9	in ⁴
Módulo de corte	G	11165	ksi	Módulo plástico x	Zx	77	in ³
Resistencia acero	Fy	50	ksi	Módulo plástico y	Zy	10,3	in ³
Módulo de Young	E	2900	ksi	Módulo sección elástica X	Sx	64,7	in ³
Distancia desde ala a centroide	ho	14,4	in	Módulo sección elástica Y	Sy	5,69	in ³
Radio de giro Y	ry	1,03	in	Constante de alabeo	Cw	805	in ⁶
Radio de giro del ala en compresión	rts	1,32	in	Factor de corrección	Cb	1	

Fuente: Elaboración Propia

Ala Superior de la Viga (Elemento No Rigidizado)

Caso XI la Tabla B4.1b (**ANEXOS B 1.2**)

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = \frac{b}{t}$$

Ecuación 2.10

$$\lambda = 4.6$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Ecuación 2.11

$$\lambda_p = 9.15$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 1 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Ecuación 2.12

$$\lambda_r = 24.08$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la sección del ala es compacta

Alma de la Viga (Elemento Rigidizado)

Caso XVIa Tabla B4.1b

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = \frac{h}{t_w}$$

Ecuación 2.13

$$\lambda = 16.33$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Ecuación 2.14

$$\lambda_p = 90.55$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 5.7 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Ecuación 2.15

$$\lambda_r = 137.27$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la seccion del alma es compacta

Flexión Axial Alrededor de X

Pandeo Lateral Torsional (LTB)

Este estado limite es aplicable para miembros sujetos a flexión, el esfuerzo de flexión es determinado por el estado limite torsional dado por $\phi_b M_n$.

$$L_p = 1.76 r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Ecuación 2.16

$$L_p = 43.66 \text{ in}$$

$$L_r = 1.95 * r_{ts} * \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{Jc}{S_x h_0} + \sqrt{\left(\frac{Jc}{S_x h_0}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7F_y}{E}\right)^2}}$$

Ecuación 2.17

$$L_r = 180.32 \text{ in}$$

$$L_b = 669.24 \text{ in}$$

$$L_b > L_r$$

Por lo que el momento para este caso viene dado por:

$$M_n = F_{cr} S_x \leq M_p$$

$$F_{cr} = \frac{C_b \pi^2 E}{\left(\frac{L_b}{r_{ts}}\right)^2} \sqrt{1 + 0.078 \frac{Jc}{S_x h_0} \left(\frac{L_b}{r_{ts}}\right)^2}$$

Ecuación 2.18

$$M_n = 491.91 \text{ kips} - \text{in}$$

$$M_p = \text{Momento plástico} = \min(F_y Z_x; 1.5M_y)$$

$$M_p = F_y Z_x = 3850 \text{ kips} - \text{in}$$

Pandeo local en el ala (LTF)

$$\lambda < \lambda_p$$

$$\lambda_p = 10.78$$

$$\lambda_r = 19.98$$

$$\lambda = 4.6$$

$$M_n = M_p = 3850 \text{ kips} - \text{in}$$

Pandeo local en el alma (LTW)

$$\lambda < \lambda_p$$

$$\lambda_p = 87.9$$

$$\lambda_r = 137.37$$

$$\lambda = 36.67$$

$$M_n = M_p = 3850 \text{ kips} - \text{in}$$

Momento nominal aplicado en la sección en eje X

$$M_{nx} = \min(M_{LTW}; M_{LTF}; M_{LTB})$$

$$M_{nx} = 491.91 \text{ kips} - \text{in}$$

Flexión Axial Alrededor de Y

Para ala compacta tenemos:

$$M_{ny} = F_y Z_y$$

Ecuación 2.19

F_y = Resistencia del material

Z_y = Constante plástica del material eje y = 22.4 in³

$$M_{ny} = 1120 \text{ kips} - \text{in}$$

Flexión biaxial en ala superior

$$\frac{M_y}{\phi M_{ny}} + \frac{M_x}{\phi M_{nx}} \leq 1$$

Ecuación 2.20

ϕ = Factor de resistencia para flexión = 0.9 (Método LRFD)

$$M_x = 423.05 \text{ kip} - \text{in}$$

$$M_y = 0$$

$$\frac{423.04}{0.9 * 491.91} \leq 1$$

$$0.95 \leq 1$$

Por lo tanto, la sección central de la viga, no sufrirá pandeo.

Análisis de Pandeo para Mayor Sección

Para el cálculo se usa el mismo procedimiento descrito anteriormente, que se lo encontrará en la sección **(ANEXOS B 1.3)**.

Los datos geométricos para el análisis se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 2.14 Propiedades para Cálculo de Pandeo Viga Principal Sección Mayor

Longitud arriostrada lateral	Lb	55,77	ft	Corte torsional	J	6,02	in ⁴
Módulo de corte	G	11165	ksi	Módulo plástico x	Zx	222	in
Resistencia acero	Fy	50	ksi	Módulo plástico y	Zy	22,4	in ³
Módulo de Young	E	2900	ksi	Módulo sección elástica X	Sx	187	in ³
Distancia desde ala a centroide	ho	23,1	in	Constante de alabeo	Cw	5980	in ⁶
Radio de giro Y	ry	1,3	in	Factor de corrección	Cb	1	
Radio de giro del ala en compresión	rts	1,66	in				

Fuente: Elaboración Propia

El coeficiente de pandeo resultante con esta sección fue 0.39, valor menor a la unidad por lo que la viga no sufrirá pandeo con esta sección

$$0.39 \leq 1$$

2.6.1.2 Dimensionamiento de las Viga Testera

Para el dimensionamiento de la viga testera se debe tener en cuenta cada uno de los detalles que esta conlleva, la norma CMAA Specification #70, nos indica que la longitud no debe ser menor que 1/7 del claro, luego para determinar el ancho y la altura de la sección, se debe considerar las dimensiones de los componentes que llevará en su interior tales como ruedas, ejes y rodamientos.

Además, esta deberá soportar los esfuerzos producidos por la viga curva sin sobrepasar la deflexión máxima recomendada.

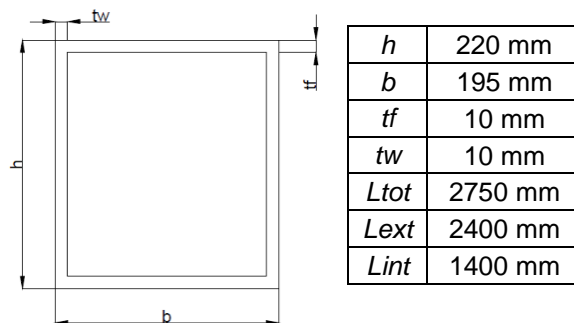


Figura 2.21 Dimensiones Sección Viga Testera

Fuente: Elaboración Propia

Así que analizando cada uno de los factores mencionados anteriormente, se propone un perfil cajón, con las dimensiones indicadas en la **Figura 2.21**

Donde:

L_{tot} = Longitud total de la viga

L_{ext} = Distancia entre centros de ruedas

L_{int} = Distancia entre vigas principales

A continuación, se presenta una tabla con las propiedades geométricas y físicas de la viga testera propuesta.

Tabla 2.15 Propiedades Geométricas y Físicas de Viga Testera

Área	7900 mm ²	I_{yy}	46.61x10 ⁶ mm ⁴
Peso	170.54 kg	Material	Acero A – 36
I_{xx}	56.36x10 ⁶ mm ⁴	Resistencia a la Fluencia	248 MPa

Fuente: Elaboración Propia

Modelo Matemático para Viga Testera

Las reacciones de la viga principal que se tomarán en cuenta para el modelo matemático serán las reacciones críticas, cuando el carro se encuentre al extremo de su carrera.

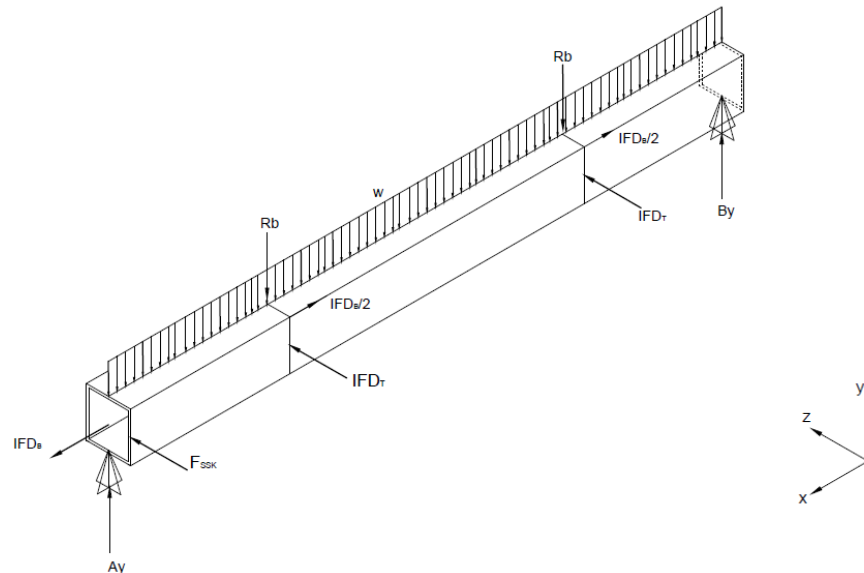


Figura 2.22 DCL Viga Testera en Movimiento

Fuente: Elaboración Propia

Fuerzas que actúan en el DCL de una Viga Testera en movimiento:

- Reacciones máximas generada por las vigas principales $R_b = 58.81 \text{ KN}$
- Peso de viga testera $W_t = 608.36 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
- Reacción generada por las ruedas $A_y = B_y$
- Fuerza Vertical de Inercia del trolley. $IFD_t = \frac{1.34}{2} = 0.67 \text{ kN}$
- Fuerza Vertical de Inercia del bridge. $IFD_b = 4.765 \text{ kN}$
- Carga de desgaste. $F_{ssk} = 8.23 \text{ kN}$

Para analizar con facilidad las cargas que actúan en la viga testera el análisis se subdivide en dos planos principales como el plano XY y el plano XZ.

Análisis en Plano XY

Las fuerzas que actúan en el plano XY son el peso de la testera, las reacciones máximas generadas por la viga principal y las reacciones generadas por las ruedas, como se ilustra en el siguiente diagrama:

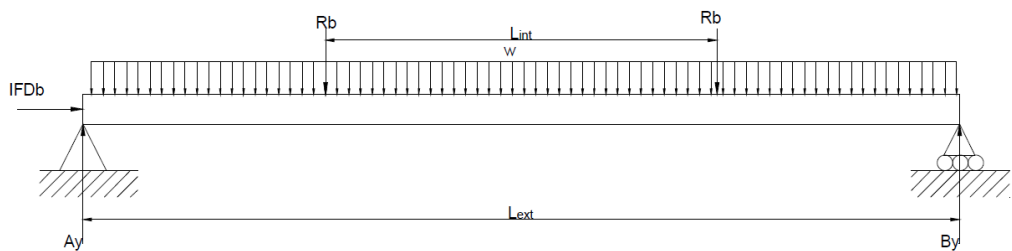


Figura 2.23 DCL Viga Testera Plano XY

Fuente: Elaboración Propia

Con lo cual procedemos al cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 2R_b + Wt * L$$

$$A_y + B_y = (2 * 58.81 \text{ kN}) + (608.36 \frac{\text{kN}}{\text{m}} * 7.5 \text{ m})$$

$$A_y = B_y = 59.64 \text{ kN}$$

Cálculo de Cortante y Momento

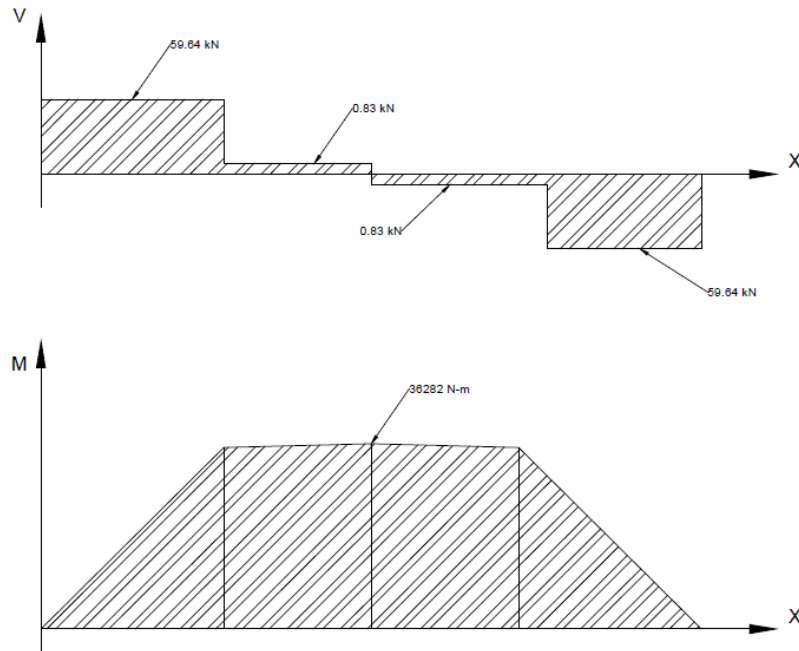


Figura 2.24 Diagrama Cortante y Momento Viga Testera Plano XY

Fuente: Elaboración Propia

$$V_{max} = 59.69 \text{ kN}$$

$$M_{max} = V_1 * L_1 + V_2 * L_2$$

$$M_{max} = 59.69 \text{ kN} * 0.5 + 0.83 \text{ kN} * 0.7$$

$$M_{max} = 30.426 \text{ kN} - m$$

Cálculo de Esfuerzo de Flexión Plano XY

$$\sigma_{xy} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{30.426 \text{ kN} - m * 0.11m}{56.36 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\sigma_{xy} = 59.38 \text{ MPa}$$

Análisis en plano XZ

Las fuerzas que actúan en el plano XZ son la Fuerza de Inercia del trolley IFD_t , Fuerza de Inercia del puente IFD_b y la fuerza de descarrilamiento F_{ssk}

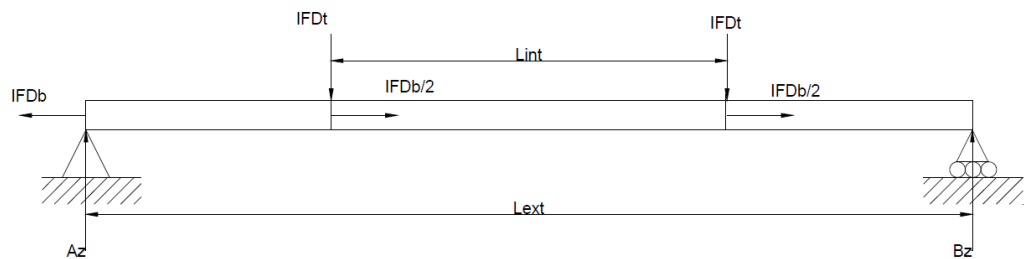


Figura 2.25 DCL Viga Testera Plano XZ

Fuente: Elaboración Propia

Con lo cual procedemos al cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_z + B_z = 2IFD_t + 2F_{ssk}$$

$$A_z + B_z = 2 * 0.67 \text{ kN} + 2 * 8.23 \text{ kN}$$

$$A_z = B_z = 8.9 \text{ kN}$$

Cálculo de Cortante y Momento

$$V_{max} = 670 \text{ N}$$

$$M_{max} = V_1 * L_1$$

$$M_{max} = 670 \text{ N} * 0.5 \text{ m}$$

$$M_{max} = 335 \text{ N} * \text{ m}$$

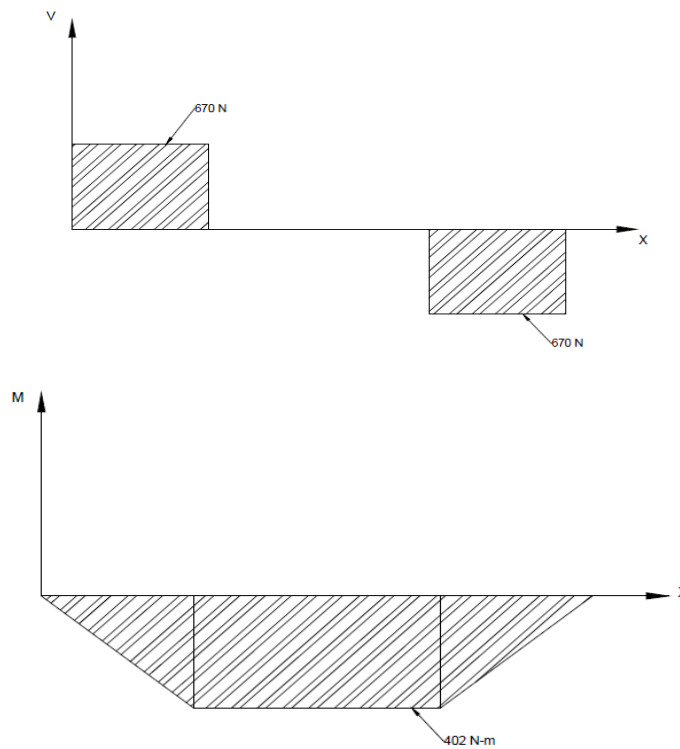


Figura 2.26 Diagrama Cortante y Momento Viga Testera Plano XZ

Fuente: Elaboración Propia

Cálculo de Esfuerzo de Flexión Plano XZ

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_f = \frac{335 \text{ Nm} * 0.0975\text{m}}{46.61 \times 10^{-6} \text{m}^4}$$

$$\sigma_f = 0.7 \text{ MPa}$$

Cálculo de Esfuerzo Axial Plano XZ

$$\sigma_{axial} = \frac{\frac{IFD_b}{2}}{A}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{2382.585 \text{ N}}{7900 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{axial} = 0.301 \text{ MPa}$$

Cálculo de Esfuerzos Viga Testera

En este punto B, actuarán los esfuerzos de flexión de los planos XY y XZ, además del esfuerzo axial, por lo que se considera como punto crítico y el que se analizará por esfuerzos combinados.

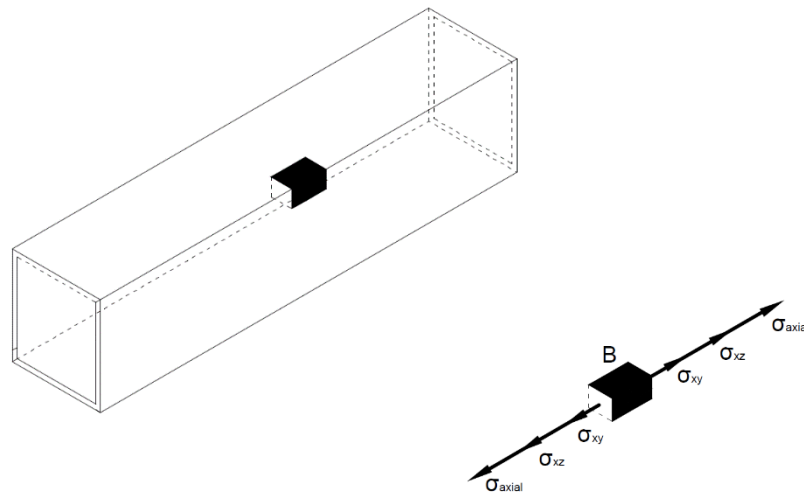


Figura 2.27 Punto de Análisis de Esfuerzos Para Viga Testera

Fuente: Elaboración Propia

$$\begin{aligned}\sigma_B' &= \sigma_{xy} + \sigma_{xz} + \sigma_{axial} \\ \sigma_B' &= 59.38 \text{ MPa} + 0.7 \text{ MPa} + 0.301 \text{ MPa} \\ \sigma_B &= 60.38 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Factor de Seguridad

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{S_y}{\sigma_B'} \\ \eta &= \frac{248}{60.38} \\ \eta &= 4.1\end{aligned}$$

Deformación Viga Testera

- Deflexión debido a las reacciones de la viga principal:

$$\delta_1 = \frac{Pa}{24EI} (3L^2 - 4a^2) \quad \text{Ecuación 2.21}$$

$$a = 0.5 \text{ m}$$

$$\delta_1 = 1.77 \text{ mm}$$

Como se ilustra en la **Figura 2.23**, el valor de “a” es la distancia desde el apoyo a la fuerza aplicada sobre la viga testera.

- Deflexión debido al peso propio de la viga:

$$\delta_2 = \frac{5\omega L^4}{384EI} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

$$\delta_2 = 0.023 \text{ mm}$$

- Deflexión total

$$\delta_{\max} = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_{\max} = 1.79 \text{ mm}$$

2.6.1.3 Dimensionamiento de las Viga Carrilera

El diseño comienza con la selección del riel que será ubicado en la parte superior de la viga carril, en la cual se desplaza a través de la viga testera del puente grúa.

Selección de Riel Guía

El riel guía se lo selecciona con la ayuda del **Catálogo Aulasa, Fábrica de Carril Ligero y Perfiles** (AULASA).

El procedimiento de selección es el descrito por la norma AREMA, que permite calcular el peso por metro del riel necesario. (The American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association, 2016).

Se procede a calcular el esfuerzo al que va a estar sometido el riel y se lo compara con la resistencia permisible dado por el catalogo.

La ecuación dada por la norma **AREMA** para el peso por metro está dado por la siguiente ecuación:

$$q = 9 * \left(\frac{P}{2} + 0.00003861 * \frac{PV^2}{2} \right)^2 \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Dónde:

q = Peso en $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$ de riel

P = Peso por eje en t = 4.393 t

V = Velocidad en $\frac{\text{km}}{\text{h}} = \frac{2.1 \text{ Km}}{\text{h}} = (115\text{pfm})$

El peso del riel requerido:

$$q = 15.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Con este peso, seleccionamos el riel de los perfiles europeos estándares descritos en el catálogo.

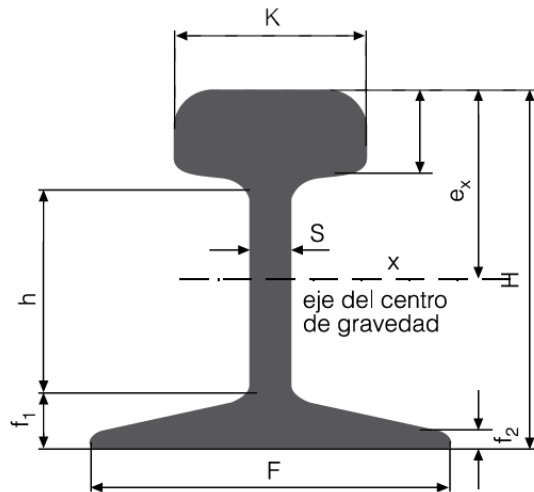


Tabla 2.16 Geometría Riel ASCE Seleccionada

	Peso	Altura (H)	Base (F)	Cabeza (K)	Alma (S)
Tipo	kg/m	mm	mm	mm	mm
S20	19.84	100	82	44	10

Fuente: Catálogo Aulasa, Fabrica de Carril Ligero y Perfiles

Para comprobar que la sección es la adecuada, se debe cumplir:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_i + \sigma_t + \sigma_p \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Donde:

σ_p = esfuerzo permisible

σ_t = esfuerzo cortante

σ_i = esfuerzo de aplastamiento

Se calcula el esfuerzo permisible al que va a estar sometido el riel con la siguiente ecuación:

$$\sigma_p = \frac{M_{max}}{W} \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Donde

$$W = \text{Módulo de sección riel (cm}^3\text{)} = 66.8 \text{ cm}^3$$

$$M_{\max} = \frac{Q}{4} \sqrt{\frac{4EI}{fC}} \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Donde:

$I =$ Momento de inercia riel (cm^4) 346cm^4

$f =$ Ancho patín riel (cm) $= 82\text{mm}$

$C =$ Coeficiente balasto $\approx 15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$

$Q =$ Carga por rueda (Kg) $= 6014.27 \text{ kg}$

$M_{\max} = 104.83 \times 10^3 \text{ kg} - \text{cm}$

Por lo que el esfuerzo al que va a estar sometido es:

$$\sigma_p = 1569.31 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo de aplastamiento se lo obtiene:

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

Donde A será el área de contacto de la rueda, que según la norma CMAA 70, su ancho está dado por la siguiente geometría:

$$S = 2(R + C) + 2 \text{ in} \quad \text{Ecuación 2.27}$$

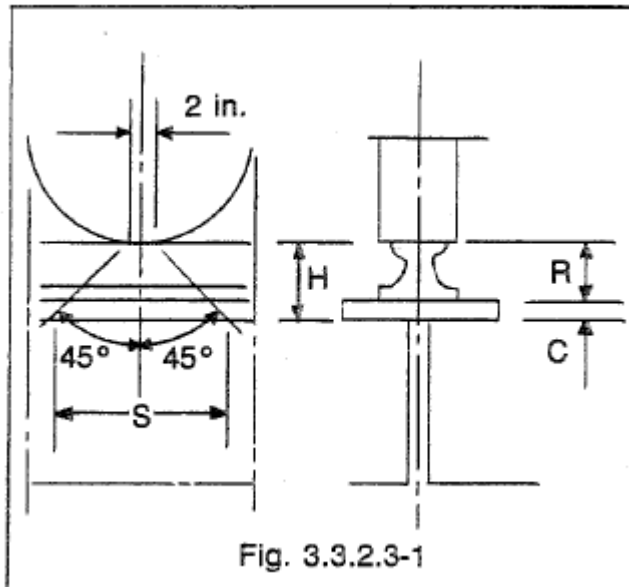


Figura 2.28 Distribución Longitudinal de la Carga Ejercida por una Rueda.

Fuente: (Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010)

Donde:

$$R = \text{Altura de la riel} = 100 \text{ mm}$$

$$C = \text{ancho del ala superior viga carril} = 20.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_i = 10.31 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo cortante se lo obtiene:

$$\sigma_t = \frac{V}{A_{\text{alma}}}$$

Donde:

$$A = K * H$$

$$A = 44 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_t = 136.69 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{TOTAL}} = 1569.31 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} + 10.31 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} + 136.69 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{TOTAL}} = 1716.31 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo admisible según el catálogo es:

$$\sigma_{adm} = 5506,47 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Como el esfuerzo total calculado es menor, se concluye que el riel seleccionado es el adecuado para nuestra aplicación.

Dimensionamiento Viga Carril

Para el diseño de la viga carrilera nos apoyamos en el procedimiento descrito en la **Guía de Diseño AISC #07 “Industrial Buildings Roofs to Column Anchorage”** (American Institute of Steel Construction), en la cual se analizan dos ubicaciones de cargas críticas, tanto para hallar el momento de flexión crítico y el segundo para hallar la deformación máxima permisible.

Tabla 2.17 Datos de Entrada para Dimensionamiento Viga Carril

Max Carga por Ruedas (P)	59.64	kN
Fuerza Horizontal F_h*	4.890	kN
Fuerza Inercial del Trolley	1.346	kN
Espaciamiento entre Ruedas (Lr)	2.4	m
Claro Viga Carril (L)	6	m

Fuente: Elaboración Propia

*Esta fuerza está calculada en la pág. 87

Modelo Matemático para Viga Carrilera

Para el diseño de esta viga, la fuerza transmitida por los testers (P), se convierte en la carga de diseño principal para nuestro análisis y además se incluye la carga horizontal F_h , que nos sugiera la guía de diseño.

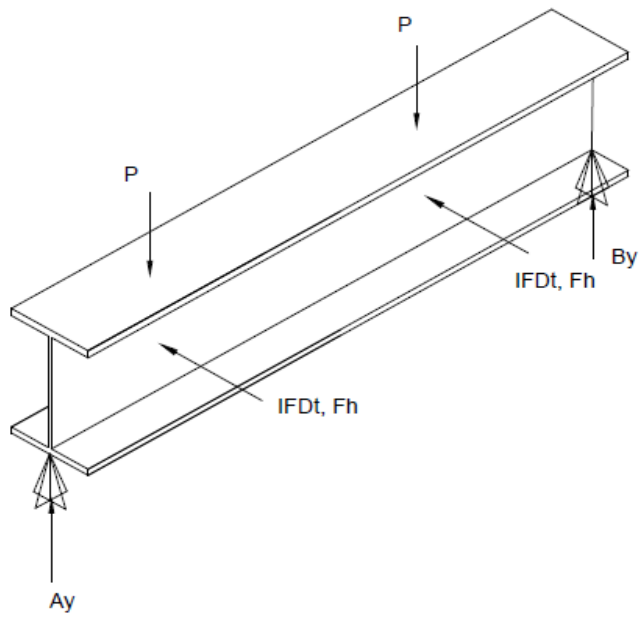


Figura 2.29 DCL Viga Carril Puesto Grúa en Movimiento

Fuente: Elaboración Propia

Se empieza asumiendo una viga estándar HEB 320 (Catalogo DIPAC), fabricada de acero ASTM A572 Gr 50, según los requerimientos de la geometría necesitada.

Tabla 2.18 Geometría y Propiedades Perfil HEB 320

b	300	mm
h	320	mm
tf	20.5	mm
tw	11.5	mm
lxx	30820	cm ⁴
lyy	9240	cm ⁴
Sx	1930	cm ³
Sy	616	cm ³
w	127	Kg/m

Fuente: Elaboración Propia

Análisis Viga Carril Según el Momento Máximo de Flexión

Plano XY

Después de un análisis iterativo, el mayor momento de flexión está ubicado en la posición que se muestra en la Figura 2.30

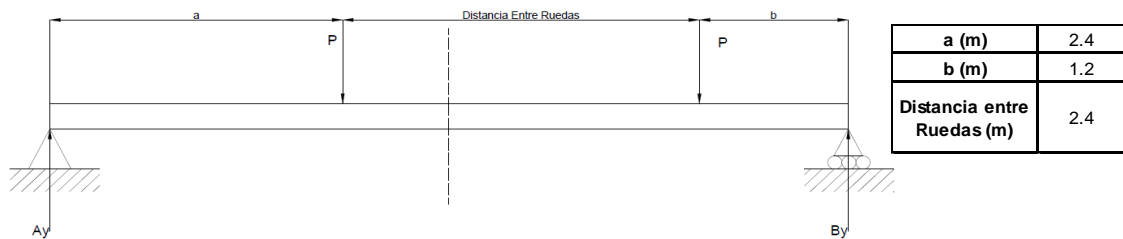


Figura 2.30 DCL Viga Carril para Análisis de Flexión Máxima

Fuente: Elaboración Propia

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 59.64 \text{ kN} * 2$$

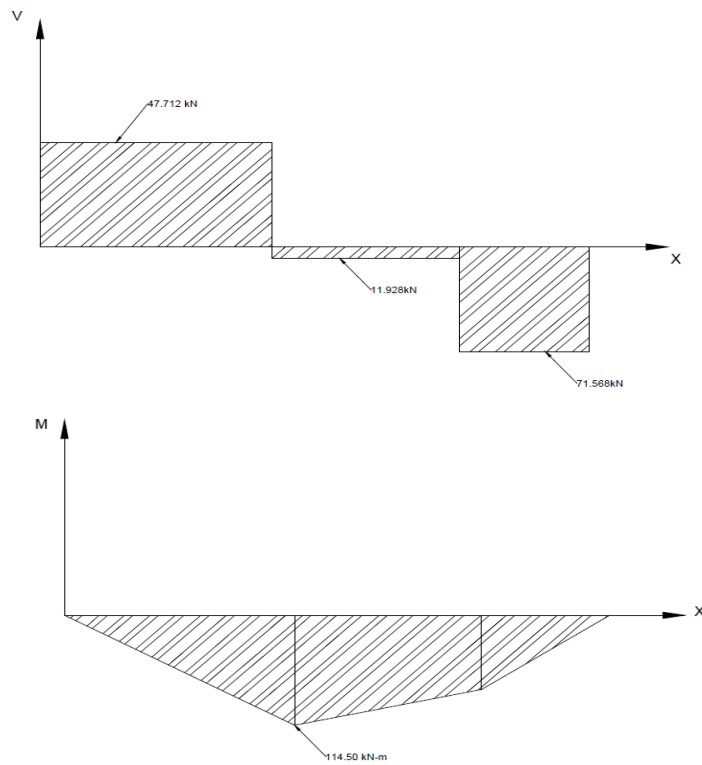
$$\sum M_{xy} = 0$$

$$B_y L + 59.64 \text{ kN} * a + 59.64 \text{ kN} (a + 2.4) = 0$$

$$B_y = 71.568 \text{ kN}$$

$$A_y = 47.712 \text{ kN}$$

$$M_{xy} = 114.5 \text{ kN} - \text{m}$$



**Figura 2.31 Diagrama de Cortante y Momento Análisis de Flexión
Máxima**

Fuente: Elaboración Propia

Cálculo de Esfuerzo σ_x

$$\sigma_x = \frac{M_x}{S_x}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{114.5 \text{ kN} - \text{m}}{1.93 \times 10^{-3} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{xy} = 59.33 \text{ MPa}$$

Plano XZ

Fuerza horizontal de viga carril. (American Institute of Steel Construction), actúa en el plano XZ ubicada a la misma distancia que la carga P.

$$F_h = \frac{0.2(\text{Cap. Nominal} + \text{Peso Combinado Carro Polipasto})}{4}$$

Ecuación 2.28

$$F_h = \frac{0.2(98.1 \text{ kN} + 8.83 \text{ kN})}{4}$$

$$F_h = 4.89 \text{ kN}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z + B_z = 4.89 \text{ kN} * 2$$

$$\sum M_{xy} = 0$$

$$B_z L + 4.89 \text{ kN} * a + 4.89 \text{ kN}(a + 2.4) = 0$$

$$B_z = 5.39 \text{ kN}$$

$$A_z = 4.39 \text{ kN}$$

$$M_{xz} = 14.08 \text{ kN} - \text{m}$$

Cálculo de Esfuerzo σ_{xz}

$$\sigma_{xz} = \frac{M_{xz} * c}{I_{y-y}}$$

$$\sigma_{xz} = \frac{14.08 \text{ kNm} * 0.15 \text{ m}}{92.40 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{xz} = 22.86 \text{ MPa}$$

Cálculo de Esfuerzos Combinados en Punto Crítico

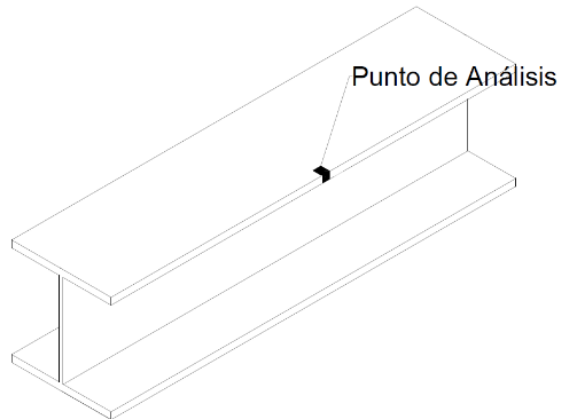


Figura 2. 32 Punto de Análisis de Esfuerzos Viga Carril

Fuente: Elaboración Propia

En este punto, actuarán los esfuerzos de flexión de los planos XY y XZ, por lo que se considera como punto crítico y el que se analizará por esfuerzos combinados.

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{total}} &= \sigma_{xy} + \sigma_{xz} \\ \sigma_{\text{total}} &= 59.33 \text{ MPa} + 22.86 \text{ MPa} \\ \sigma_{\text{total}} &= 82.19 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Cálculo de Factor de Seguridad

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{S_y}{\sigma_{\text{total}}} \\ \eta &= \frac{350 \text{ MPa}}{82.19 \text{ MPa}} \\ \eta &= 4.2\end{aligned}$$

Análisis Viga Carril Según su Deflexión Máxima

La deflexión permisible según el CMAA viene dada por las siguientes relaciones

Deflexión permisible en Y

$$\Delta_{\text{perm-Y}} = \frac{L}{600}$$

Ecuación 2.29

$$\Delta_{\text{perm-Y}} = 0.3936 \text{ in} = 10\text{mm}$$

Deflexión permisible en X

$$\Delta_{\text{perm-X}} = \frac{L}{400} \text{ (Ecuación 34)}$$

$$\Delta_{\text{perm-X}} = 0.5904 \text{ in} = 15\text{mm}$$

La deflexión máxima se dará cuando el carro este centrado.

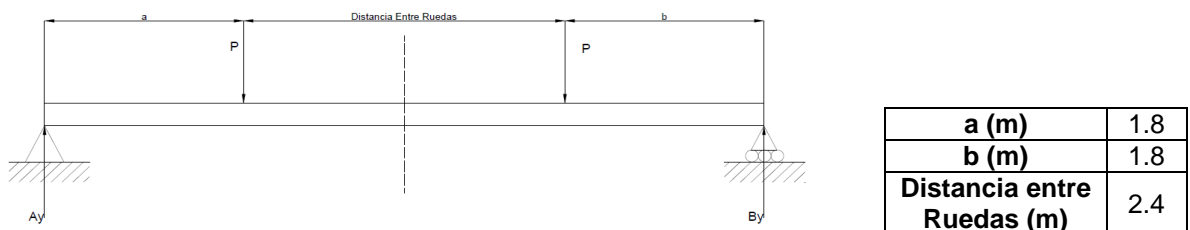


Figura 2.33 DCL Viga Carril para Análisis de Deflexión Máxima

Fuente: Elaboración Propia

$$V_x = 13.49 \text{ kips} = 60 \text{ kN}$$

$$M_x = 79.64 \text{ kips} - \text{ft} = 108 \text{ kN} - \text{m}$$

Deflexión de Viga Carril

Deflexión debido a las reacciones de las ruedas:

$$\delta_1 = \frac{Pa}{24EI} (3L^2 - 4a^2) \quad \text{Ecuación 2.30}$$

$$\delta_1 = 6.9 \text{ mm}$$

Deflexión debido al peso propio de la viga:

$$\delta_2 = \frac{5\omega L^4}{384EI}$$

$$\delta_2 = 0.34 \text{ mm}$$

Deflexión total

$$\delta_{\max} = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_{\max} = 7.24 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} < \delta_{\text{perm-Y}}$$

$$7.24\text{mm} < 10\text{mm}$$

Por lo que la deformación de la viga es menor que la deformación recomendada por la norma.

Análisis de Pandeo de la Viga Carril

Las propiedades de la viga seleccionada HEB 320 se muestran en la **Tabla 2.17**. Para este caso los únicos momentos que se consideran debido a la geometría y longitud arriostrada, son el momento debido al pandeo lateral torsional y el momento de flexión.

Tabla 2.19 Datos Geométricos para Análisis de Pandeo Viga Carril

Longitud arriostrada lateral	Lb	19,685	ft	Corte torsional	J	2,1	in ⁴
Módulo de corte	G	11165	ksi	Módulo plástico x	Zx	86,5	in ³
Resistencia acero	Fy	50	ksi	Módulo plástico y	Zy	32,5	in ³
Módulo de Young	E	2900	ksi	Módulo sección elástica X	Sx	78	in ³
Distancia desde ala a centroide	ho	11,6	in	Constante de alabeo	Cw	3570	in ⁶
Radio de giro Y	ry	2,51	in	Factor de corrección	Cb	1	
Radio de giro del ala en compresión	r _{ts}	2,81	in				

Fuente: Elaboración Propia

El procedimiento se lo encontrará en **(ANEXOS B 2.1)**. El coeficiente de pandeo resultante fue de 0.37, valor menor a 1 por lo que la viga carril no sufrirá pandeo.

2.6.2 Diseño Detallado de los Sistemas de Movimientos

2.6.2.1 Diseño y Selección del Sistema de Desplazamiento Transversal

El diseño adecuado de este sistema se convierte en el más significativo para nuestro proyecto, debido a la singularidad representada en la curvatura de sus vigas principales.

Dada la curvatura de las vigas, y el requerimiento de un sistema piñón-corona acoplado en las alas de sus vigas principales, la opción de seleccionar un carro transversal completamente de fabricantes no es válida para nuestro caso.

La mayoría de carros transversales disponibles en el mercado constan de vigas testeras ubicadas al mismo nivel de sus ruedas. Esta característica de los carros transversales causaría interferencia al momento de acoplar el eje que conectará los dos engranes.

Por esta razón, la estructura del carro transversal se modificará, ubicando a las vigas testeras encima de las ruedas, para permitir el acople del eje del piñón.

El procedimiento que se siguió para el diseño de este sistema consto de los siguientes pasos:

- Diseño de la estructura del carro transversal
- Selección de componentes estándares (polipasto, tambor, gancho, etc.)
- Diseño del sistema engrane-corona.
- Selección del motor y reductor.

Diseño de la Estructura del Carro Transversal

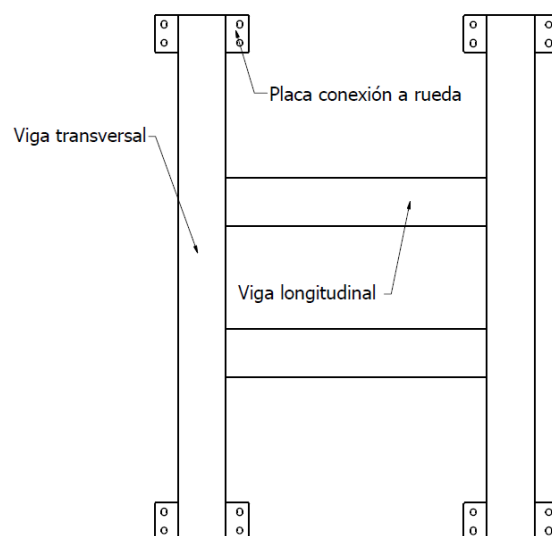


Figura 2.34 Vista Superior Estructura del Carro.

Fuente: Elaboración Propia

Sección de Vigas Transversales y Longitudinales del Carro

Ambas vigas tendrán sección cajón, similares a las vigas testeras. Sus datos geométricos se presentan a continuación:

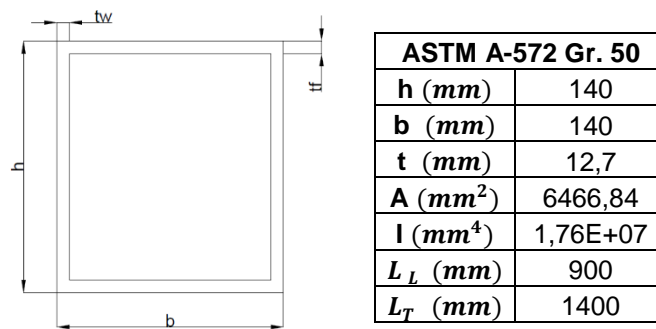


Figura 2.35 Propiedades Vigas Cajón para Estructura del Carro.

Fuente: Elaboración Propia

Análisis para Viga Longitudinal

Estas dos vigas tendrán una longitud de 900mm, sobre una de estas actuará una carga P que corresponde a la mitad del peso nominal a levantar multiplicado por el valor de fuerza inercial del Trolley.

Datos de Entrada:

$$\text{Carga Nominal} = 98100\text{N}$$

$$\text{IFD}_T = 1.15$$

$$P = 56407.5 \text{ N}$$

$$a = 470\text{mm}$$

$$b = 290\text{mm}$$

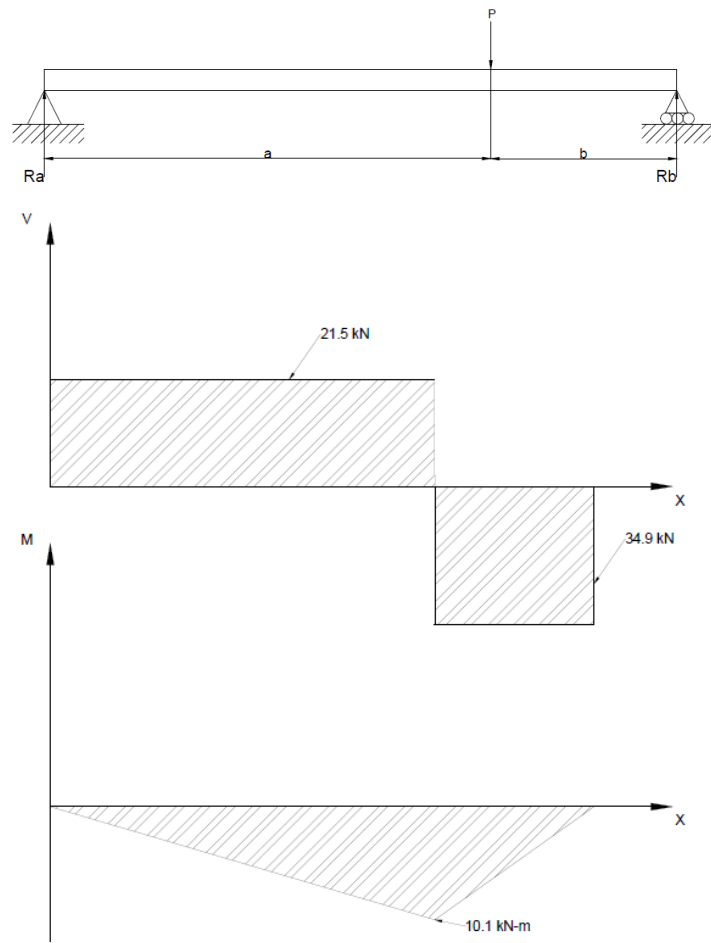


Figura 2.36 DCL, Cortante y Momento Viga Longitudinal

Fuente: Elaboración Propia

Reacciones y Momento Máximo:

$$R_A = 21.5\text{ kN}$$

$$R_B = 34.9\text{ kN}$$

$$M_{max} = 10.1\text{ kN}\cdot\text{m}$$

Esfuerzo de Flexión:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_f = \frac{10100\text{Nm} * 70 \times 10^{-3}\text{m}}{17.6397 \times 10^{-6}\text{m}^4}$$

$$\sigma_f = 40.08\text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_f}$$
$$\eta = \frac{350 \text{ MPa}}{40.08 \text{ MPa}}$$
$$\eta = 8.7$$

Análisis para Viga Transversal

La longitud de las vigas transversales corresponde a la distancia entre dos vigas principales. En cada extremo se acoplará las ruedas seleccionadas DRT 2 mediante pernos. La carga de diseño para estas vigas será la máxima reacción calculadas anteriormente. El modelo matemático para su análisis se presenta a continuación:

$$P = R_B = 34.9 \text{ kN}$$

$$a = 490 \text{ mm}$$

$$b = 440 \text{ mm}$$

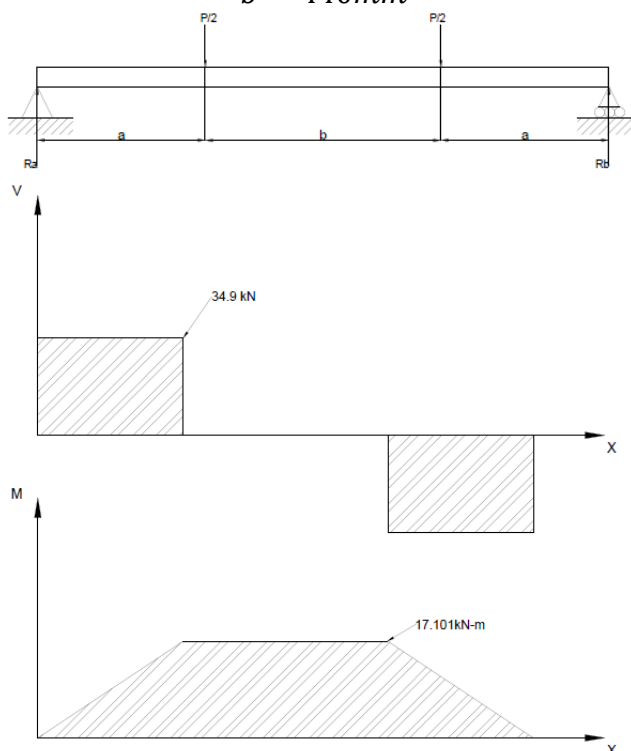


Figura 2.37 DCL, Cortante y Momento Viga Transversal

Fuente: Elaboración Propia

Reacciones y Momento Máximo:

$$R_A = R_B = 34.9 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = 17,101 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Esfuerzo de Flexión:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_f = \frac{17,101 \text{ Nm} * 70 \times 10^{-3} \text{ m}}{17.6397 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_f = 67.8 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

$$\eta = \frac{350 \text{ MPa}}{67.8 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 5.1$$

Por lo tanto, se diseñarán dos vigas longitudinales de 900 mm y dos transversales de 1400mm, ambas de sección cajón con la geometría establecida en la **Figura 2.37**. Estas vigas están diseñadas para soportar la carga nominal en translación del puente grúa.

Selección de Componentes

En esta sección se seleccionará el tambor, la potencia del motor, y el diámetro de las ruedas. El proceso de sección se basará en el descrito en el **Catálogo de DONATI** (DONATI). La selección dependerá de los parámetros de condiciones de servicio del puente grúa.

Como se ha establecido en los requerimientos de diseño, se tendrá un servicio normal, el cual establece que la carga va a oscilar desde 90% a 0%, con ciclos de carga no mayor de 10 ciclos por hora.

Con la ayuda de la tabla “**Classification and limits of use of the lifting equipment electromechanisms**” (ANEXO C1.1) se selecciona la categoría media con un tiempo promedio de uso menor a 2 horas diarias, lo que nos da un trolley con polipasto con 4 caídas.

Datos de Entrada:

$$\text{Carga Nominal} = 10000\text{kg}$$

$$\text{Velocidad de Elevacion} = 4 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Con estos datos ingresamos a la tabla “**Identification of the Hoist and Relative Trolley**” ANEXO C1.2 del catálogo, para seleccionar primero el polipasto.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 2.20 Parámetros Polipasto Seleccionado

Trolley	
Modelo Polipasto	34L1-0
# Ramales	4 caídas
Pot. Motor	10 kW
Recorrido Gancho	10m

Fuente: Catálogo Ligting Equipment Donati

Tabla 2.21 Dimensiones de Rueda y Riel Recomendadas Donati

Ruedas/Riel	
Modelo Ruedas	DRT 2
Diámetro	160mm
Riel	30x30 mm
Recorrido Gancho	10m

Fuente: Catálogo Ligting Equipment Donati

Diseño del Sistema Engrane-Corona

Se realiza el Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre el sistema de engranaje.

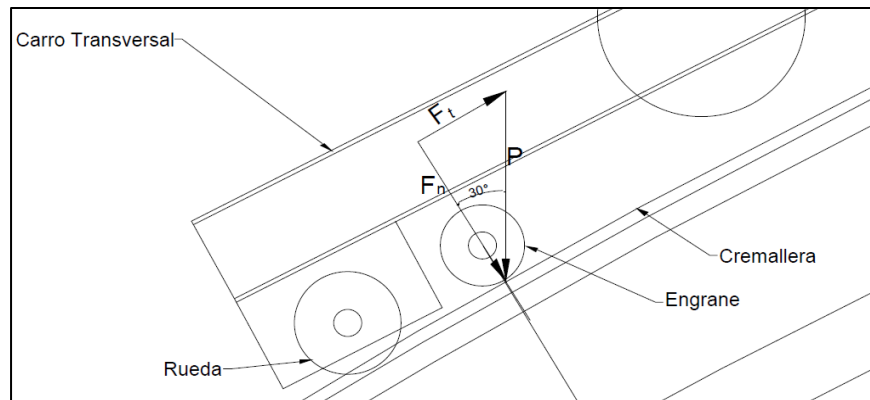


Figura 2.38 DCL Diseño Sistema Engrane-Corona

Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar la fuerza tangencial (F_t) es la que actúa directamente en el piñón en el momento el carro transversal superior realiza el recorrido sobre las vigas puentes, y las fuerzas normales actúan en las ruedas del carro.

Si colocamos el carro en la posición crítica, es decir, la rueda que se observa en la izquierda está en el punto más bajo permisible en el recorrido del puente grúa, si analizamos el puente grúa con la máxima carga (carga nominal). Entonces la Fuerza tangencial y la Fuerza normal tienen los siguientes valores.

$$P = \frac{10000\text{kg} + 900\text{kg}}{2} = 5450 \text{ kg}$$

$$F_t = P * \text{sen}(30) = 2725 \text{ kg}$$

$$F_n = P * \text{Cos}(30) = 4719.84 \text{ kg}$$

La carga nominal P , es la suma de la carga nominal y el peso del carro dividido para la cantidad de ruedas que este posea, en este caso será un número de 2 ruedas dentadas.

Para el diseño de los engranes, la carga principal será la fuerza tangencial (F_t) ya que esta es la que se necesita superar que el sistema entre en movimiento.

Mediante un análisis básico se procede a pre dimensionar el piñón, seleccionar el número de dientes y el modulo, para luego obtener los esfuerzos de flexión y superficiales y los factores de seguridad.

Tabla 2.22 Geometría Piñón-Engrane Sistema Dentado

	Piñón	Corona
Módulo (mm)	5	5
# Dientes	24	618*
Diámetro Primitivo (mm)	120	18,553
Diámetro Exterior (mm)	130	18,563
Diámetro Interno (mm)	107.5	18,541
Ancho de Cara (mm)	80	80

Fuente: Elaboración propia

*Número de dientes en cremallera tramo de 60°

Con los parámetros calculados anteriormente y la fuerza tangencial procedemos a calcular los esfuerzos en los engranajes.

Empezamos analizando los esfuerzos de flexión en los dientes de los engranes:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F_m J} \left(\frac{K_a K_m}{K_v} \right) K_s K_B K_I \quad \text{Ecuación 2.31}$$

En el cual depende de los factores geométricos, dinámicos, distribución de carga, etc.

Las obtenciones de todos estos factores se encontrarán en **(ANEXOS C1.1)**

Tabla 2.23 Factores para Cálculo de Esfuerzos de Flexión Sistema Dentado

Resumen de factores de diseño de engranes		
Factores para diseño a flexión	Piñón	Corona
Factor geométrico (J)	0.40	0.55
Factor dinámico (K_v)	0.9453	0.9453*
Factor de distribución de cargas (K_m)	1.63	1.63
Factor de tamaño (K_s)	1	1
Factor de ampliación de esfuerzos (K_a)	1	1
Factor de espesor de aro (K_B)	1	1.4
Factor de engrane loco (K_I)	1	1

*Como crítico debido a que no rota.

Fuente: Elaboración propia

Esfuerzos Superficiales:

Procedemos al análisis de esfuerzos superficiales

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Debido a que todos los factores como: $C_a = K_a$; $C_s = K_s$; $C_m = K_m$; $C_v = K_v$

Tabla 2. 24 Factores para Cálculo de Esfuerzos Superficiales

Factores para Diseño a Flexión	Piñón	Corona
Coefficiente Elástico	191 Mpa	191 Mpa
Factor Geométrico Superficial (Ip)	0.1239	0.14
Factor de acabado de superficial	1	1

Fuente: Elaboración propia

Luego de evaluar cada uno de los parámetros, los esfuerzos calculados se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2.25 Tabla de Resultados de Esfuerzos en Sistema de Engranajes

Esfuerzos:	Piñón (MPa)	Corona (MPa)
A flexión	288.0	294.98
Superficiales	804.87	1077.77

Fuente: Elaboración propia

Factores de Seguridad

Se empieza seleccionando el tipo de tratamiento térmico y dureza darle al sistema de engranajes. Para esto consultamos el listado de materiales del **AGMA 2001-B88, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.** (Norton, 2011)

En el cual seleccionamos el material acero AISI/SAE 4340, carburado y con recubrimiento endurecido, el que posee propiedades mecánicas de resistencia a la fatiga debido a la flexión S_{fb}' y resistencia a la fatiga superficial S_{fc}' , de 450 MPa y 1250 MPa, respectivamente.

Resistencia a la fatiga por flexión

$$S_{fb}' = 450 \text{ [MPa]}$$

Para obtener S_{fb} corregida se utiliza

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad \text{Ecuación 2.33}$$

Se diseña tanto al piñón como a la corona para una vida de 40 años, funcionando 2 horas al día, basado en el tipo de servicio del puente grúa, como se discutió anteriormente. El cálculo se encontrará en **(ANEXOS) C1.2**

$$S_{fb} = 444.39 \text{ [MPa]}$$

Resistencia a la fatiga superficial

$$S_{fc'} = 1250 \text{ [MPa]}$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad \text{Ecuación 2.34}$$

$$S_{fc} = 1202.375 \text{ [MPa]}$$

Cálculo Factores de Seguridad

Por falla de flexión

$$N_{b\text{-piñon}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b\text{piñon}}} \quad \text{Ecuación 2.35}$$

$$N_{b\text{-piñon}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b\text{piñon}}} = \frac{444.4 \text{ [MPa]}}{288 \text{ [MPa]}} = 1.54$$

$$N_{b\text{-engrane}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b\text{engrane}}} = \frac{444.4 \text{ [MPa]}}{294.98 \text{ [MPa]}} = 1.506$$

Por falla superficial

$$N_{c\text{-piñon}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c\text{piñon}}} \right)^2 \quad \text{Ecuación 2.36}$$

$$N_{c\text{-piñon}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c\text{piñon}}} \right)^2 = \left(\frac{1202.375 \text{ [MPa]}}{804.87 \text{ [MPa]}} \right)^2 = 2.23$$

$$N_{c\text{-engranaje}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c\text{engrane}}} \right)^2 = \left(\frac{1202.375 \text{ [MPa]}}{1077.77 \text{ [MPa]}} \right)^2 = 1.244$$

Los factores de seguridad son aceptables ante cada uno de los criterios AGMA, después de analizados, se garantiza una vida de 40 años de los engranes con una confiabilidad del 99%.

Por lo tanto, las medidas de nuestro piñón y corona, serán los que fueron presentados en la **Tabla 2.22**. En la sección ANEXOS se encontrarán los planos del piñón y corona diseñados.

Eje de Conexión

Para la selección del eje se escogió el arreglo #1 “**Arrangement of Crane Bridge Drive**” recomendado por la CMAA 70, que se ilustra a continuación.

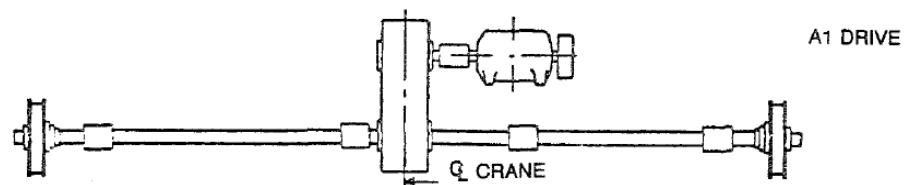


Figura 2.39 Arreglo Usado para Ubicación del Motor

Fuente: Elaboración propia

Por lo que el eje consta de dos tramos de diferentes longitudes cada uno, el primer tramo con diámetro de 45 mm y el segundo con diámetro de 60mm. Su geometría y propiedades se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2.26 Geometría y Propiedades Eje Conector

L1 (mm)	300
L2 (mm)	1100
Diám. 1 (mm)	45
Diám. 2 (mm)	60
Torque (Nm)	1737
Material	AIS 705
J1 (m4)	402.578E-09
J2 (m4)	1272.34E-09
Sy (MPa)	686.7 MPa

Fuente: Elaboración propia

Análisis de Torsión del Eje

Para calcular el esfuerzo de torsión que sufrirá el eje conector, se usa la siguiente ecuación, donde T es el torque producido por el motor del sistema de movimiento transversal, c el radio del tramo mayor para analizar el caso más crítico y finalmente J, la inercia rotacional del eje calculada con el mismo diámetro. Se analizará el tramo de mayor longitud (tramo 2) ya que a mayor longitud mayor deformación sufrirá el eje.

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad \text{Ecuación 2.37}$$

$$\tau = \frac{1737 \text{ Nm} * \left(\frac{60 \times 10^{-3}}{2} \text{ m}\right)}{1272.34 \times 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\tau = 40.97 \text{ MPa}$$

$$S_{ssy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$$

$$S_{ssy} = \frac{686.7 \text{ MPa}}{\sqrt{3}}$$

$$S_{ssy} = 396.46 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad

$$\eta = \frac{S_{ssy}}{\tau}$$

$$\eta = 9.6$$

Deformación del Eje

Se calcula también cuánto se deformará el eje y se compara con la deformación permisible dado por la norma CMAA 70.

$$\phi = \frac{TL}{JG} \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Donde:

L = Longitud total del eje

$$\phi = \frac{1737 \text{ Nm} * 1.1\text{m}}{1272.34 \times 10^{-9} \text{m}^4 * 77 \times 10^9 \text{Pa}}$$
$$\phi = 19.5 \times 10^{-3} \text{ rad}$$
$$\phi = 0.122 \text{ grados}$$

Deformación Permisible

La deformación angular total producida por el torque del motor dado en la siguiente tabla, debe resultar en una deformación menor al 1% de la circunferencia.

Tabla 2.27 Deformación Angular Recomendada para Ejes Según Arreglo del Motor

Maximun Angular Deflection Degrees per Foot		
Type of Drive	Cab Controlled Cranes	Floor & Remote Controlled Cranes
A1	0,08	0,1
A2	0,08	0,1
A3	0,08	0,1
A4	0,07	0,1
A5	0,08	0,1
A6	0,07	0,1

Fuente: Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA), 2010

Lo que indica que para una configuración A1 como la seleccionada anteriormente, la deformación permisible del eje será de:

$$\delta_{\text{perm}} = 0.1 \frac{\text{grados}}{\text{ft}}$$
$$\delta_{\text{perm}} = 0.1 \frac{\text{grados}}{\text{ft}} * 3.608\text{ft}$$
$$\delta_{\text{perm}} = 0.36 \text{ grados}$$

Por lo que la deformación obtenida en el segundo tramo es menor a la deformación permisible recomendado por la norma.

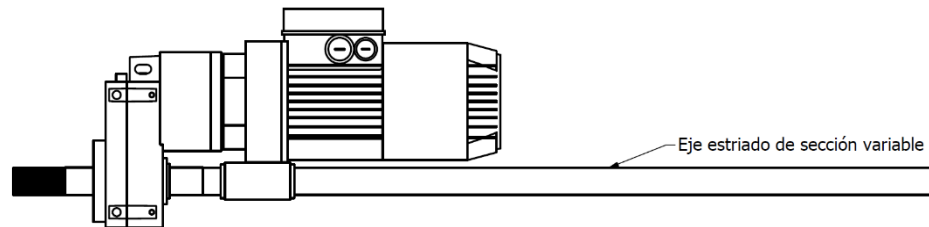


Figura 2.40 Diseño Eje Conectado a Piñones

Fuente: Demag Cranes & Components (Terex Brand)

Selección del Motor Sistema Transversal

Como se ha discutido anteriormente, el movimiento de este sistema estará conectado al eje de los engranes, por lo que el brazo usado para el cálculo del torque será el radio del piñón diseñado.

Los datos de entrada:

$$\text{Velocidad (V)} = 50 \text{ fpm} = 0.254 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$R_{\text{engrane}} = 65\text{mm}$$

$$\omega = \frac{V}{R}$$

$$\omega = 3.907 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Cálculo de Torque

$$T = F_t * R_{\text{engrane}}$$

$$T = 26732.25 \text{ N} * 65 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$T = 1737.59 \text{ Nm}$$

Cálculo de Potencia

$$P = T * \omega$$

$$P = 1737.59 \text{ Nm} * 3.907 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 6.78 \text{ kW} = 9 \text{ HP}$$

$$P_{\text{real}} = \frac{P}{\eta} = \frac{9}{0.9}$$

$$P = 10 \text{ HP}$$

Esta potencia se la multiplicara por el 150% recomendado por la norma CMAA 70 para asegurar su correcto funcionamiento.

$$P = 10 \text{ HP} * 150\%$$

$$P = 15 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor eléctrico de 15 HP del catálogo SIEMENS Motores Eléctricos (SIEMENS, 2007), Modelo A7B10001006557, velocidad de salida 1800 rpm, armazón de 254T y eficiencia del 91%.

Selección del Reductor Sistema Transversal

$$\text{Velocidad (V)} = 50 \text{ fpm} = 0.254 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\omega_{\text{entreda}} = 1800 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{salidaa}} = 38 \text{ rpm}$$

$$i_{\text{reduccion}} = \frac{1800}{38} = 47.37$$

Con estos datos, usamos el catálogo SIEMENS para seleccionar el reductor deseado. FZ. 148B-LA160MB4, índice de reducción 50.54, factor de servicio de 2.2, con torque máximo de 3636 N-m.

2.6.2.2 Selección del Sistema de Desplazamiento Longitudinal

Para el diseño detallado de este sistema de movimiento se procede a:

- Selección y Comprobación de las ruedas seleccionadas bajo normativa CAA
- Selección rodamientos
- Selección de motorreductor

Selección de Ruedas Motrices

Los tipos de ruedas disponibles en el mercado se clasifican según la capacidad nominal del puente grúa y el material con los que serán diseñados. Estas ruedas deben ser de fácil montaje y alineación para garantizar su vida útil. Una rueda motora presenta numerosas posibilidades de conexión y adaptación según los requerimientos del cliente.

Rueda DRS DEMAG

Es una rueda ASCE #40 con dureza de 320 BHN con dos pestañas, útil para una amplia gama de capacidades que varía desde 2.75 t hasta 40t. Este modelo se puede acoplar con motorreductores planos o angulares.

Carga Máxima por rueda = 59 kN = 6014.27 kg

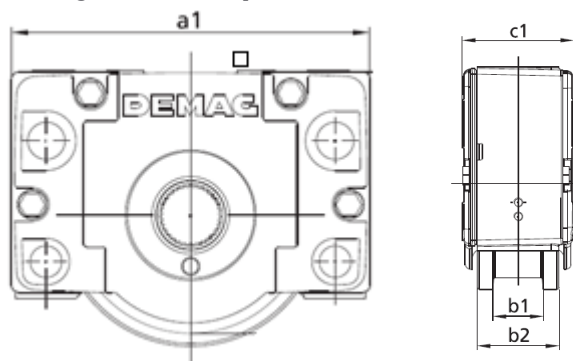


Tabla 2.28 Geometría Rueda DEMAG Seleccionada

Bloques de rueda DRS Tamaño	Rueda Φ mm	Peso (kg)	Dimensiones (mm)			
			a1	b1	b2	c1
DRS 125	200	35,7	340	65	101	130

Fuente: Catalogo Ruedas Motrices Demag

Comprobación de las Ruedas Seleccionadas bajo normativa CMAA

Las ruedas DEMAG seleccionadas deberán soportar la carga máxima de operación, por lo que se procede a comprobar que el diámetro seleccionado cumpla con el procedimiento de dimensionamiento dado por la norma CMAA.

Los datos de entrada para la comprobación serán:

La reacción máxima calculada a la que va a estar sometida la rueda:

$$R_{max} = 59 \text{ kN}$$

Velocidad del puente:

$$V_{bridge} = 115 \frac{ft}{min}$$

Diámetro seleccionado:

$$\emptyset = 200mm \approx 8 \text{ in}$$

Se empieza determinando el coeficiente de servicio del puente dado por los siguientes factores:

$$K_{wl} = K_{bw} * C_s * S_m \quad \text{Ecuación 2.39}$$

Donde K_{wl} no podrá ser menor a K_{wlmin} dado por la **Tabla 4.13.3-3 (ANEXOS C2.1)**

El factor de carga K_{bw} que se seleccionará de la **tabla 4.13.3-1 (ANEXOS C2.1)**, dada en función de la capacidad nominal y la luz del puente grúa.

$$K_{bw} = 0.771$$

El factor de velocidad C_s de la tabla **4.13.2-2 (ANEXOS C2.1)**.

Los valores se tuvieron que interpolar debido a que no se encuentra nuestro diámetro ni velocidad. Una vez interpolado el valor da:

$$C_s = 1.068$$

El factor de servicio de la rueda S_m y factor de servicio de carga mínimo K_{wlmin} esta dado por la tabla **4.13.3-2 (ANEXOS C2.1)** para un puente grúa tipo B.

$$S_m = 0.9$$

$$K_{wlmin} = 0.75$$

$$K_{wl} = 0.771 * 1.068 * 0.9$$

$$K_{wl} = 0.741$$

Por lo que el factor de carga será $K_{wl} = 0.75$

La carga equivalente de la rueda se determina:

$$P_e = \text{Reacción max} * K_{wl}$$

$$P_e = 59 \text{ kN} * 0.75$$

$$P_e = 44.25 \text{ kN}$$

Se comprueba que la carga equivalente no supere la carga permisible de una rueda ASCE #40 con dureza de 320 BHN dado por la **Tabla 4.13.3-4 (ANEXOS C2.1)**, este valor también fue interpolado para el diámetro seleccionado.

$$P_e \text{ permisible} = 13900 \text{ lbf} = 61.83 \text{ kN}$$

$$P_e > P_e \text{ permisible}$$

Relación de Cargas para Rueda

$$r = \frac{P_{e\text{-permisible}}}{P_e}$$

$$r = \frac{61.83}{44.25}$$

$$r = 1.4$$

Por lo que se comprueba que la rueda no fallará debido a la carga aplicada.

Selección del Rodamientos

Se seleccionarán rodamientos que soporten tanto carga axial como radial. Para su selección se usará el procedimiento del catálogo NTN de Rodamientos de Bolas y de Rodillos (NTN Corporation, 2004).

Los datos requeridos para la selección son la fuerza axial y radial que actuara en cada eje de la viga testera.

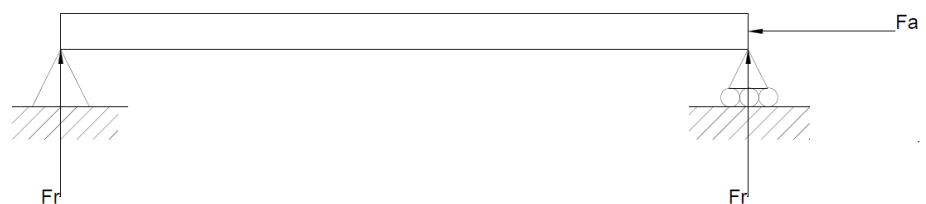


Figura 2.41 DCL Selección de Rodamientos

Fuente: Elaboración Propia

$$F_a = F_{ssk} = 8.23 \text{ kN}$$

$$F_r = R = 29.85 \text{ kN}$$

$R =$ Reacción máxima (no considera peso de viga testera)

$$e = \frac{F_a}{F_r} \quad \text{Ecuación 2.40}$$

$$P_r = xF_r + Y_1 F_a \quad \text{Ecuación 2.41}$$

$$C_r = \left(\frac{L_{10} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * P \quad \text{Ecuación 2.42}$$

Donde:

$$n = \text{Velocidad del sistema} = 70 \text{ rpm}$$

$$L_{10} = \text{Vida nominal AFBMA(horas)}$$

El procedimiento de selección se encontrará en **(ANEXOS C2.2)**. La norma CMAA nos indica una vida de 2500 para puentes grúas tipo B.

Los rodamientos seleccionados son **NTN 22308C** de cilindros esféricos. Se obtiene un factor de seguridad $S_o = 2.72$ por lo que los rodamientos seleccionados son los adecuados para la aplicación.

Selección del Motor

Para la selección del motor se procede a calcular la potencia requerida según la norma **CMAA 70 sección 5.2.91.2.1 Indoor Cranes: Bridge and Trolley**, que establece que la potencia del motor no deberá ser menor a la dada por:

$$HP = K_a * W_t * V * K_s \quad \text{Ecuación 2.43}$$

Donde:

K_a = factor de aceleración según el motor a seleccionar

W = Peso total a ser movido, incluye cargas muertas y cargas vivas (t)

V = velocidad de salida del motor (fpm)

K_s = factor de servicio para motores.

Factor de Aceleración K_a

$$K_a = \frac{f + \frac{2000a \cdot C_r}{g \cdot E}}{33,000 \cdot K_t} * \frac{N_r}{N_f} \quad \text{Ecuación 2.44}$$

f = factor de fricción de rodadura $\left(\frac{lb}{t}\right)$ (Tabla 5.2.9.1.2.1-D)

ANEXOS C2.3

$$f = 16 \frac{lb}{t}$$

a = tasa de aceleración equivalente $\left(\frac{ft}{s^2}\right)$ (Tabla 5.2.9.1.2.1-A)

ANEXOS C2.3

$$a = 0.8 \frac{ft}{s^2}$$

C_r = factor de inercia rotacional

$$C_r = 1.05 + \left(\frac{a}{7.5}\right) \quad \text{Ecuación 2.45}$$

$$C_r = 1.16$$

$$g = 32.2 \frac{ft}{s^2}$$

E = eficiencia mecánica

$E = 0.9$ valor recomendada por CMAA 70

$$\frac{N_r}{N_f} = \text{relación de velocidades del motor} = 0.9$$

K_t = factor de aceleración de torque

Para un motor A/C tipo contactor-resistor, el valor de K_t viene dado por la (Tabla 5.2.9.1.2.1-c) **ANEXOS C2.3**

$$K_t = 1.4$$

$$K_a = \frac{16 + \frac{2000 \cdot 0.8 \cdot 1.16}{32.2 \cdot 0.9}}{33,000 \cdot 1.4} * 0.9$$

$$K_a = 1.73 \times 10^{-3}$$

Factor de Servicio K_s

Este tipo de motor considera el tipo de motor y sus ciclos de carga. Se lo selecciona de la **Tabla 5.2.9.1.2.1-E. (ANEXOS C2.3)**

$$K_s = 1.2$$

Peso total W_t

Para calcular el peso total se sumará el peso de las dos vigas principales (2.3 t) y testeras (1.41t), del carro (0.95 t) y la carga nominal (10t) a levantar.

$$W_t = 10 \text{ t} + 2(2.3) + 2(1.41) + 0.95$$

$$W_t = 15.832 \text{ t}$$

Por lo que la potencia requerida del motor será:

$$HP = 1.73 \times 10^{-3} * 15.832 * 115 * 1.2$$

$$HP = 3.78 \text{ HP} \approx 4\text{HP}$$

Por lo que usaran dos motores de 2 HP cada uno.

Se seleccionan dos motores eléctricos del catálogo SIEMENS Motores Eléctricos (SIEMENS, 2007), modelo *A7B10001006541*, con las siguientes características: 3A, 84% eficiencia nominal y velocidad de entrada de 1800 rpm., sus datos técnicos se encontrarán en **ANEXOS C2.3**.

Selección del Reductor

Para calcular el reductor requerido se tendrán en cuenta los siguientes datos de entrada:

$$V = \text{Velocidad de salida} = 115 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$\emptyset = \text{diámetro de la rueda} = 160\text{mm}$$

$$\omega_{\text{in}} = 1800 \text{ rpm (del motor seleccionado)}$$

$$\omega_{\text{out}} = 70 \text{ rpm}$$

$$T_{out} = \frac{P}{\omega_{out}}$$

$$T_{out} = 204 \text{ Nm}$$

Por lo que se selecciona un Motorreductor de ejes coaxiales SIEMENS Z38220T1 del Catálogo Motorreductores MOTOX (Siemens, 2008), que cumple con nuestro par motor, la velocidad angular y relación de reducción requerida. Sus datos técnicos se encontrarán en **(ANEXOS C2.4)**.

2.6.3 Diseño de Elementos de Fijación

Las principales juntas que se diseñarán en nuestro proyecto serán:

- Junta central de la viga principal
- Unión entre viga principal y viga testera

Diseño de Junta Central de Viga Principal

El procedimiento para el diseño de esta junta se conoce como “Diseño de Juntas Sometidas a Momentos” y es tomada de la AISC Design Guide XVI Flush and Extended Multiple-Row Moment End-Plate Connections. (Design, 2003)

El procedimiento empieza asumiendo un diámetro de pernos, se calcula con este dato el espesor de la placa y el momento al que va a estar sometida la junta, usando ecuaciones descritas en la guía de diseño.

Se comprueba si este momento no supera al momento crítico, que se escoge de las cuatro combinaciones de cargas que presenta la norma. Si el momento de la junta es inferior, se asume que el diámetro de perno y espesor de la placa son los adecuados.

Todas las ecuaciones y procedimiento se encuentran en **(ANEXOS D)**.

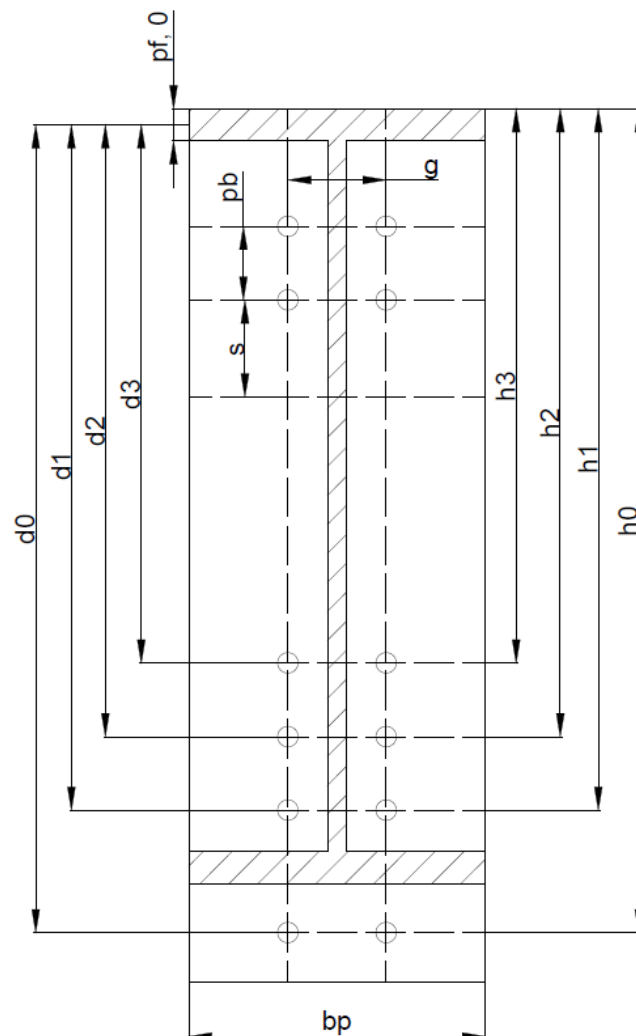


Figura 2.42 Geometría Junta Sometida a Momento con Placa Extendida

Fuente: AISC Design Guide # 16 Flush and Extended Connections.

Para empezar el procedimiento, los datos de entrada son:

$$F_t = 90\text{Ksi} = 620.5\text{ MPa (Resistencia del Perno A325)}$$

$$M_u = \text{Momento Máximo} = 400 \times 10^3\text{ N} - \text{m} = 3541.61\text{ Kip} - \text{in}$$

$$\gamma_r = 1 \text{ (para placa extendida)}$$

Se asumira pernos de 3/4"

Datos Geométricos

$$h = 600\text{mm} = 23.622 \text{ in}$$

$$b_p = 230\text{mm} = 9.06 \text{ in}$$

$$t_w = 15\text{mm} = 0.59 \text{ in}$$

$$t_f = 25\text{mm} = 0.98 \text{ in}$$

$$g = 76.2\text{mm} = 3 \text{ in}$$

$$p_{f0} = 38.1\text{mm} = 1.5 \text{ in}$$

$$p_{fi} = 31.75\text{mm} = 1.25 \text{ in}$$

$$p_{ext} = 76.2\text{mm} = 3 \text{ in}$$

Resultados obtenidos

Después del cálculo, los resultados obtenidos asumiendo un diámetro de pernos de 3/4 “de espesor de placa y momento de la junta son:

$$t_{p,req} = 15\text{mm}$$

$$\phi M_{np} = 4806.38 \text{ kips} - \text{in}$$

Se comprueba que el momento de la junta sea menor al momento crítico, el cual será el mayor de las cuatro combinaciones de fuerzas descritas a continuaciones:

Momento Crítico de la Junta

El momento crítico será el mayor de las cuatro combinaciones siguientes:

$$1) \quad \phi [2(P_t - Q_{\max,o})d_0 + 2(P_t - Q_{\max,i})(d_1 + d_3) + 2T_b d_2] \quad \text{Ecuación 2.46}$$

$$2) \quad \phi [2(P_t - Q_{\max,o})d_0 + 2T_b(d_2 + d_1 + d_3)] \quad \text{Ecuación 2.47}$$

$$3) \quad \phi [2(P_t - Q_{\max,i})(d_1 + d_3) + 2T_b(d_2 + d_0)] \quad \text{Ecuación 2.48}$$

$$4) \quad \phi [2T_b(d_3 + d_2 + d_1 + d_0)] \quad \text{Ecuación 2.49}$$

Donde:

P_t = Resistencia del perno A325

$Q_{\max.o,i}$ = Fuerzas de distorsión al interior y exterior de la junta

El caso crítico viene dado por el caso I, que da un momento crítico de junta de $\phi M_q = 3621.98 \text{ kip} - \text{in}$.

$M_u = 400000 \text{ N} - \text{m} = 3541.7 \text{ kip} - \text{in}$

$\phi M_q > M_u$,

Con estos resultados tenemos que se seleccionan pernos de $\frac{3}{4}$ y una placa de espesor de 15.875mm, una ilustración de la junta se muestra a continuación.

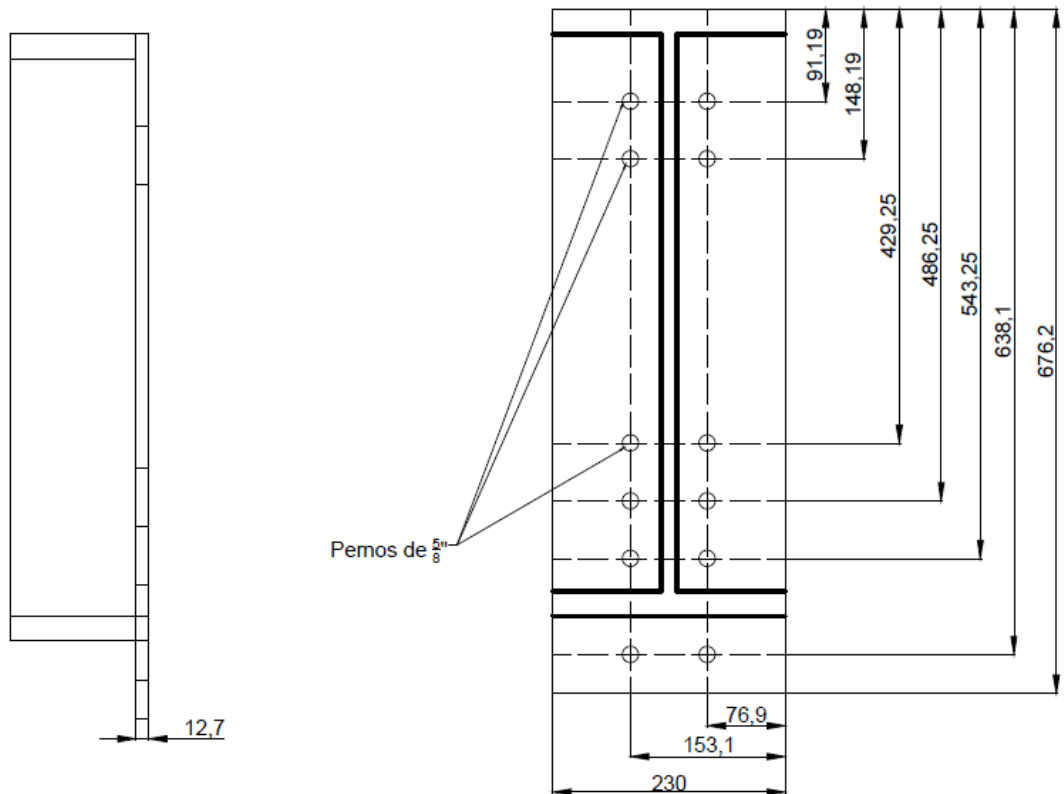


Figura 2.43 Esquema de Placa Extendida Junta Central

Fuente: Elaboración Propia

Unión entre Viga Principal y Viga Testera

Para diseñar la configuración de la unión entre la viga principal y la viga testera se procedió con un diseño de forma preliminar para analizar las fuerzas que actúan. En la **Figura 2.44**, se muestra el diseño de forma final seleccionado. Para el diseño detallado de la junta se empieza con el dimensionamiento del pin, el cual se encuentra en fatiga, cortante y aplastamiento, para luego continuar con el diseño de las orejas de la junta las cuales se encuentran en aplastamiento y desgarre.

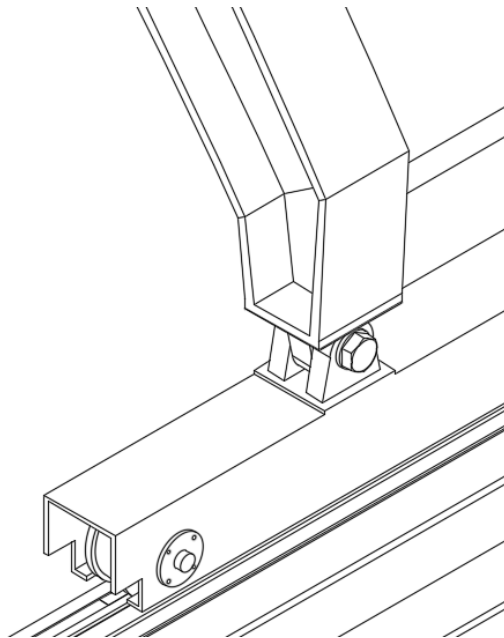


Figura 2.44 Diseño de Unión Viga Principal con Viga Testera

Fuente: Elaboración Propia

Análisis por Fatiga del Pin

Procedemos con un análisis en fatiga del eje, considerando a la reacción que se genera al estar el puente grúa cargado totalmente como reacción máxima y la reacción generada por el peso propio de la estructura como reacción mínima. Después de un análisis estático definimos dimensiones iniciales de 45mm de diámetro con un acero AISI SAE 1018.

Datos de Entrada:

$$\phi_{pin} = 45 \text{ mm}$$

$L_{pin} = 105 \text{ mm}$; Esta longitud está tomada entre los centros de apoyo del eje

$$P_{m\acute{a}x} = 58.81 \text{ kN}$$

$$P_{m\acute{i}n} = 12.53 \text{ kN}$$

Se selecciona un material AISI SAE 1018 con las siguientes propiedades:

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = 201.28 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$J = 402.58 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

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

$$A = 1590.43 \text{ mm}^2$$

El pin será diseñado bajo el criterio de fatiga del tipo tensión-tensión, por lo que será del modelo de esfuerzo fluctuante. Presenta las siguientes características y diagrama de cuerpo libre en los cuales se muestra el momento mínimo y máximo.

Donde:

$$M_{max} = 1543.76 \text{ Nm}$$

$$c = 22.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = 172.56 \text{ MPa}$$

$$M_{min} = 328.91 \text{ Nm}$$

$$c = 22.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma_{min} = 36.77 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo alternante y esfuerzo medio, con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2.50}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2.51}$$

$$\sigma_a = 67.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 104.66 \text{ MPa}$$

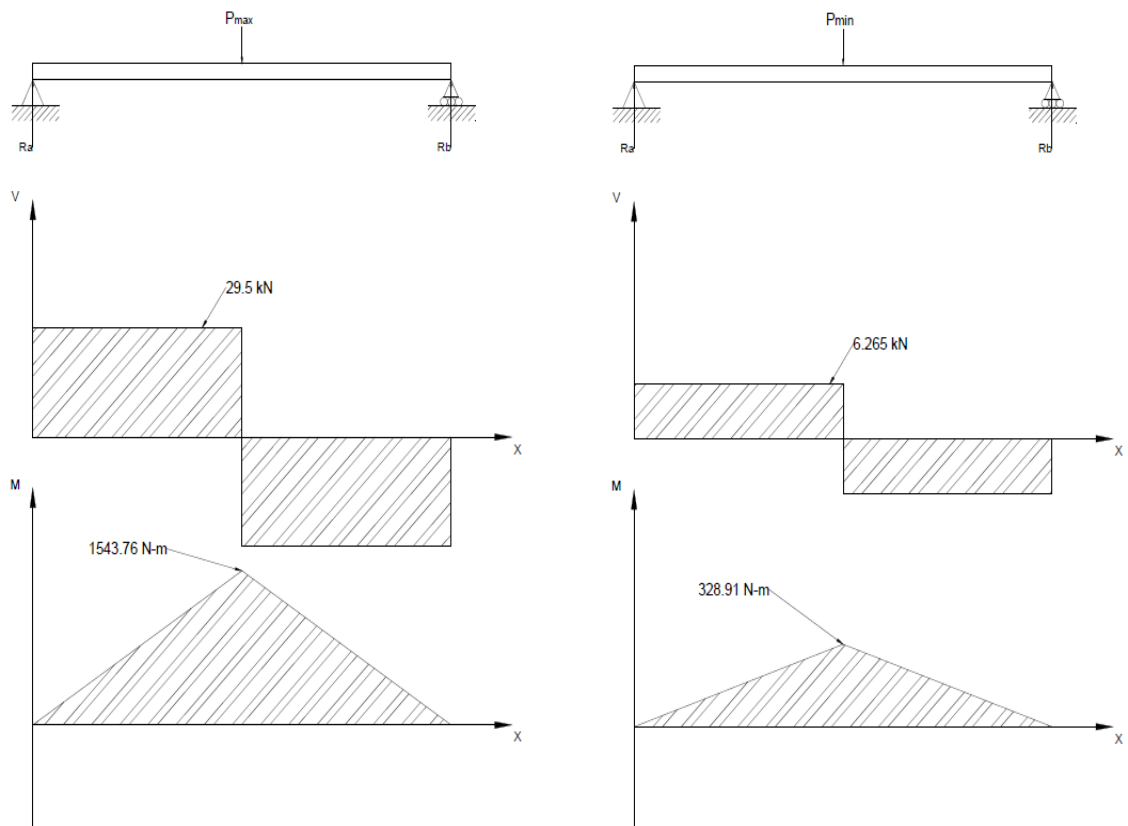


Figura 2.45 DCL Cortante y Momento para Fuerza Máxima y Mínima Pin

Fuente: Elaboración Propia

Al no existir concentradores de esfuerzos:

$$\sigma_a = \sigma_a'$$

$$\sigma_m = \sigma_m'$$

Aplicando la teoría de Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$S_y = 686.7 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1079.1 \text{ MPa}$$

Resistencia a la Fatiga (S_e):

$$S_e = 0.5S_{ut} * C_{confiabilidad} * C_{tamaño} * C_{temp} * C_{carga} * C_{superficie}$$

Ecuación 2.52

Coefficientes

Coefficiente de temperatura $T < 450^\circ\text{C}$:

$$C_T = 1$$

Coefficiente de confiabilidad $R=99.99\%$:

$$C_R = 0.702$$

Coefficiente de tamaño

$$C_{Tamaño} = 0.9052$$

Coefficiente de carga tomando carga flexión

$$C_{carga} = 1$$

Coefficiente de superficie maquinado:

$$C_{sup} = 0.8987$$

$$S_e = 125.637 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en fatiga:

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

$$\eta = \frac{440 * 125.637}{(125.637 * 104.66) + (440 * 67.9)}$$

$$\eta = 1.28$$

Como se puede observar el factor de seguridad a fatiga es mayor a 1, por lo tanto, el eje desarrollará una vida infinita.

Análisis por Cortante del Pin

Ahora analizamos el eje en cortante, el cual presenta el siguiente diagrama de cuerpo libre

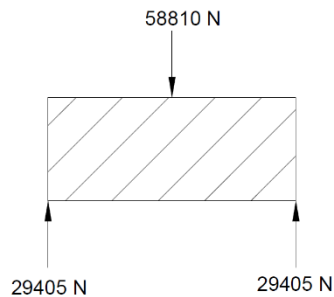


Figura 2.46 DCL de Pin en Cortante

Fuente: Elaboración Propia

Para determinar el esfuerzo a cortante en el pin se calcula su área transversal que corresponde a 1590.43 mm^2 .

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{29405 \text{ N}}{1590.43 \text{ mm}^2} = 18.5 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 213.61 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$\eta = 11.5$$

Por lo tanto, el factor seguridad en cortante es de 11.5 y esto indica que el pin no fallará por cortante.

Análisis por Aplastamiento del Pin

Para realizar el análisis es necesario tener en cuenta la geometría base de las orejas, la cual se ilustra en la **Figura 2.47**.

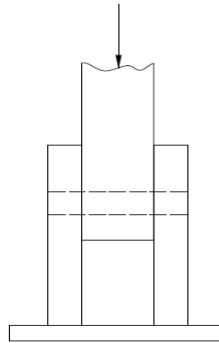


Figura 2.47 Esquema Oreja Usada en Junta

Fuente: Elaboración Propia

Datos de entrada:

$$e_{1,2} = \text{espesor (de las orejas en la testera)} = 45 \text{ mm}$$

$$e_3 = \text{espesor (de la oreja de la viga curva)} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del eje (d)} = 45 \text{ mm}$$

Procedemos a determinar el área de aplastamiento del pin. El pin posee 3 áreas de aplastamiento (A_a) las cuales son las dadas por las orejas del testero y por la oreja de la viga curva principal.

$$A_{a,\text{testero}} = e_{1,2} * \phi_{\text{pin}}$$

$$A_{a,\text{testero}} = 45 * 45 = 2025 \text{ mm}^2$$

$$A_{a,v.\text{principal}} = e_3 * \phi_{\text{pin}}$$

$$A_{a,v.\text{principal}} = 60 * 45 = 2700 \text{ mm}^2$$

Se procede a calcular los esfuerzos de aplastamiento sobre cada sección del pin.

$$\sigma_{\text{aplast,viga curva}} = \frac{58810}{2700} = 21.78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aplast, testero} = \frac{29405}{2025} = 14.52 \text{ MPa}$$

Como se puede observar los esfuerzos de aplastamiento dados sobre el pin son bajos comparados con la fluencia del material del que está fabricado, por lo que se puede decir que no existirá falla por aplastamiento.

Diseño de las Orejas

Para el diseño de las orejas, estas se analizarán de dos maneras, la primera el aplastamiento del metal base y el segundo el desgarramiento en la distancia del agujero al borde de la oreja.

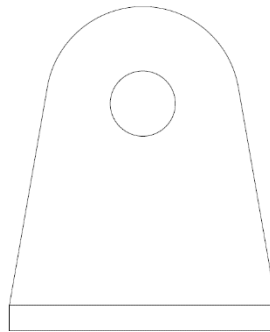


Figura 2.48 Diseño de Junta Usada entre Viga Principal y Testera

Fuente: Elaboración Propia

Diseño por Aplastamiento de Orejas del Testero

El material de los testeros es acero ASTM A36

Área proyectada

$$A = \phi_{pin} * e_{1,2}$$

$$A = 45 * 45$$

$$A = 2025 \text{ mm}^2$$

La fuerza se dividirá igualmente para las dos orejas.

$$F = 29.5 \text{ kN}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{29.5 \text{ kN}}{2025 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = 14.52 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\text{aplastamiento}}}$$

$$\eta = \frac{250}{14.52}$$

$$\eta = 17.21$$

Este resultado indica que las orejas del testero no sufrirán aplastamiento alguno.

Diseño por Aplastamiento de Oreja de la Viga Curva

El material de la viga curva es acero ASTM A572 Gr. 50

Área proyectada

$$A = \phi_{pin} * e_3$$

$$A = 45 * 60$$

$$A = 2700 \text{ mm}^2$$

La carga en esta oreja será la carga total:

$$F = 59 \text{ kN}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{59 \text{ kN}}{2700 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 21.85 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\text{aplastamiento}}}$$

$$\eta = \frac{350}{21.85}$$

$$\eta = 16$$

Por lo que la oreja de la viga curva no fallara por aplastamiento.

Diseño de Oreja por Desgarramiento

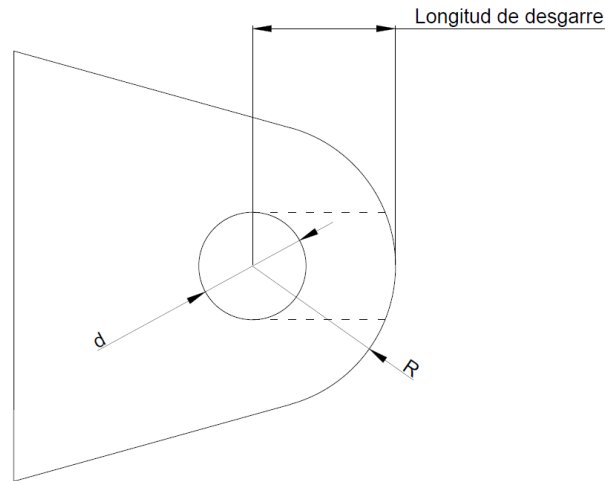


Figura 2.49 Diseño de Oreja por Desgarramiento

Fuente: Elaboración Propia

Para analizar el desgarramiento de la oreja, se calcula el área de desgarramiento de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$A_{tear} = 2 * e * \sqrt{R^2 - (0.5d)^2} \quad \text{Ecuación 2.53}$$

Donde:

e : es el espesor de la oreja

R : el radio de curvatura de la oreja

d : el diámetro del agujero de la oreja

De acuerdo, al diseño de forma, ambas orejas tanto de la testera y la viga curva poseen la misma geometría, excepto el espesor el cual esta descrito con anterioridad.

Siendo:

$$R = 60\text{mm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

Área de corte de la oreja de la viga curva

$$A_{tear, viga\ curva} = 2 * e_3 * \sqrt{R^2 - (0.5d)^2}$$
$$A_{tear, viga\ curva} = 2 * 60 * \sqrt{60^2 - (0.5(45))^2}$$
$$A_{tear, viga\ curva} = 6674.57\ mm^2$$

Esfuerzo Cortante en la Oreja

$$\tau = \frac{F}{A_{tear, viga\ curva}}$$
$$\tau = \frac{58810}{6674.57} = 8.81\ MPa$$
$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$
$$S_{sy} = \frac{350}{\sqrt{3}} = 202.07$$
$$\eta = 202.07/8.81$$
$$\eta = 22.93$$

Se observa que el factor de seguridad es elevado, lo que nos indica que la oreja de la viga curva no se desgarrará.

Área de corte de la oreja del testero

$$A_{tear, testero} = 2 * e_{1,2} * \sqrt{R^2 - (0.5d)^2}$$
$$A_{tear, testero} = 2 * 45 * \sqrt{60^2 - (0.5 * 45)^2}$$
$$A_{tear, testero} = 5005.93\ mm^2$$

Esfuerzo cortante en la oreja

$$\tau = \frac{F}{A_{tear, testero}}$$
$$\tau = \frac{58810}{5005.93} = 11.74\ MPa$$
$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$S_{sy} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144.33$$
$$\eta = 12.3$$

Se observa que el factor de seguridad de las orejas en el testero sigue siendo elevado, lo cual nos indica que la junta no fallará en ningún sentido.

Además, estos factores de seguridad elevados nos indican que la junta podría ser menos robusta, pero por cuestiones de diseño de forma no se disminuirá sus dimensiones. La unión diseñada deberá ser soldada cumpliendo los requisitos básicos de la norma de soldadura **AWS D14.1** (American Welding Society, 2005).

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Para validar cada uno de los resultados obtenidos analíticamente y presentados en el capítulo anterior, se realiza un análisis mediante el método de elementos finitos (FEM) el cual se describe a continuación:

3.1 Método de Elementos Finitos

El Método de Elementos Finitos es una herramienta importante aplicable en el análisis de estructuras sometidas a cargas mecánicas tanto estacionarias como transitorias. Tiene como base general la representación de un cuerpo discretizado en subdivisiones equivalentes conocidas como elementos, que se interconectan a través de puntos llamando nodos.

La solución que se obtiene por cada unidad se combina para obtener la solución total, por lo que esta consiste en encontrar los desplazamientos de cada punto, y a partir de estos las tensiones del sistema. A estos elementos analizados se consideran sus propiedades, cargas y restricciones, todos estos parámetros dan un conjunto de ecuaciones que se aproximan al elemento continuo.

El tipo de aplicación para nuestro análisis será el método estructural simulado por medio del software ANSYS WORKBENCH ACADEMIC 2017®.

Procedimiento de Simulación Usando ANSYS®

- I. *Geometría.* - Para iniciar la simulación, se importa la geometría con formato IGS, el cual es compatible con el software.
- II. *Selección del Material.* - Se asignan las propiedades del material con la opción de “Engineering Data,” el cual es la biblioteca de las propiedades mecánicas de los materiales.
- III. *Creación del Mallado.* - Se genera el modelo CAD con la opción “Generate” y se procede con el mallado del modelo. Se realiza un mallado global del modelo para luego mejorar su calidad aumentando su densidad para obtener resultados más precisos. Para esto se usaron herramientas como el SIZING, MAPPED FACE, que permite mejorar la calidad del mallado en zonas de interés, sean estos agujeros, concentradores, etc. El mallado es verificado mediante la asimetría de la malla la cual debe ser menor a 0.25; y la calidad de la mallado mayor 0.75, con estos valores se garantiza la validez de los resultados obtenidos en las simulaciones.
- IV. *Condiciones de borde.* - Debido a que el modelado debe ser lo más preciso, deben colocarse las restricciones, apoyos y cargas en las posiciones correcta para lograr esto, las cargas fueron colocadas en las caras usando la herramienta SPLIT FACE, que crea un corte sobre estas, que permite colocar las fuerzas sobre la arista del corte que se crea. Este procedimiento es considerado como una aproximación y sus resultados son muy buenos.
- V. *Simulación y Resultados.* – el software ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos.

3.2 Análisis de Resultados Elementos Estructurales

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones usando el Software ANSYS® para los diferentes elementos estructurales del puente grúa curvo. Para las simulaciones se aplicaron todas las cargas que se generan al estar en puente grúa en movimiento, las mismas que se usaron para los cálculos analíticos.

Los modelos CAD fueron creados en AUTODESK INVENTOR 2016® e importados al software de elementos finitos. Los resultados relevantes en las simulaciones son los Esfuerzos Equivalentes de Von Mises, Deformación y Factor de Seguridad, los cuales son presentados mediante una escala de colores y se consideran los valores críticos para cada elemento.

3.2.1 Simulación Mediante FEM de Viga Principal

La viga esta dibujada con sección variable de perfil I, con las dimensiones ya establecidas en la **Tabla 2.12**. La **Figura 3.1** y **Figura 3.2** presenta el mallado realizado y las cargas que actúan en el análisis de la viga curva principal respectivamente, descritas anteriormente en el diseño detallado de la misma.

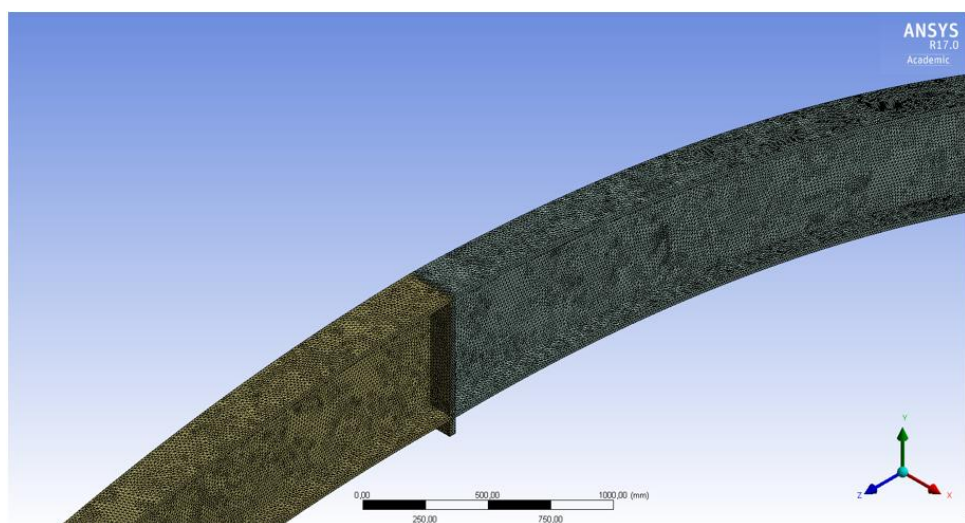


Figura 3.1 Mallado de Viga Principal.

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural

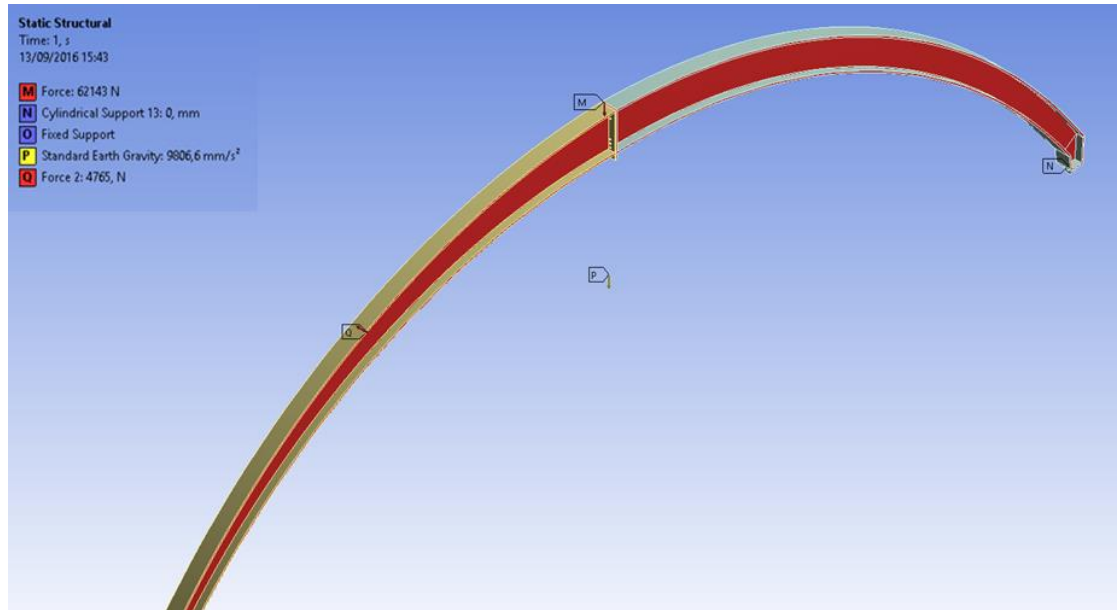


Figura 3.2 Cargas Aplicadas en la viga principal

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural

Esfuerzos de Von Mises Viga Principal

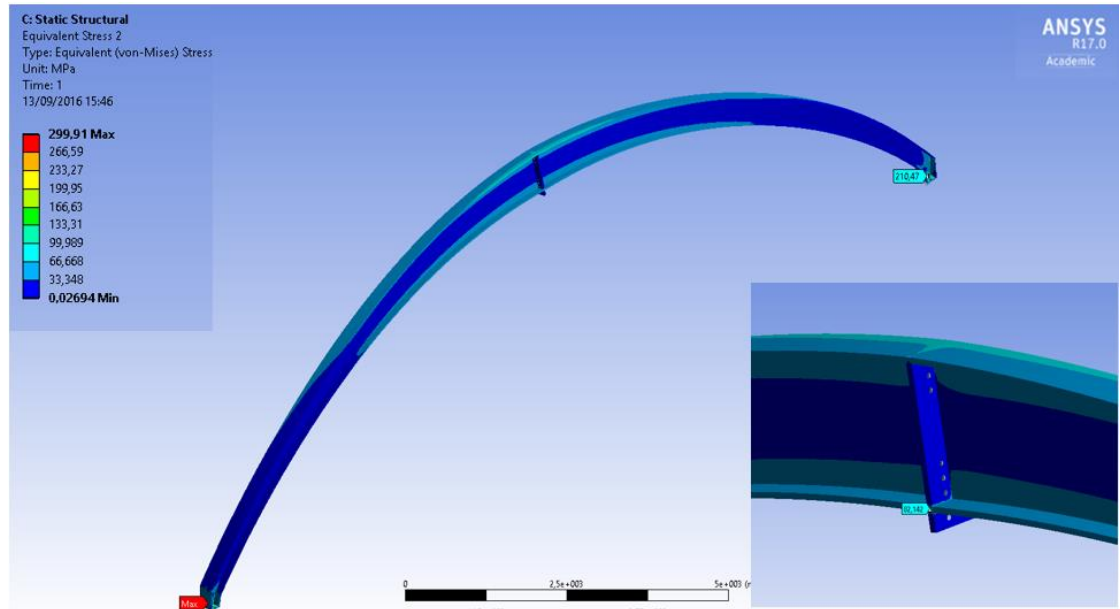


Figura 3.3 Esfuerzos de Von Mises Viga Principal

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

En la **Figura 3.3** se muestra el esfuerzo de Von Mises en la Viga Puente con valor 82.14MPa en el ala inferior lateral de la viga, como se tenía previsto. Se presentan concentradores de esfuerzos en laterales debido a la existencia de un cambio de dirección que lo reconoce de esta manera.

Deformación Viga Principal

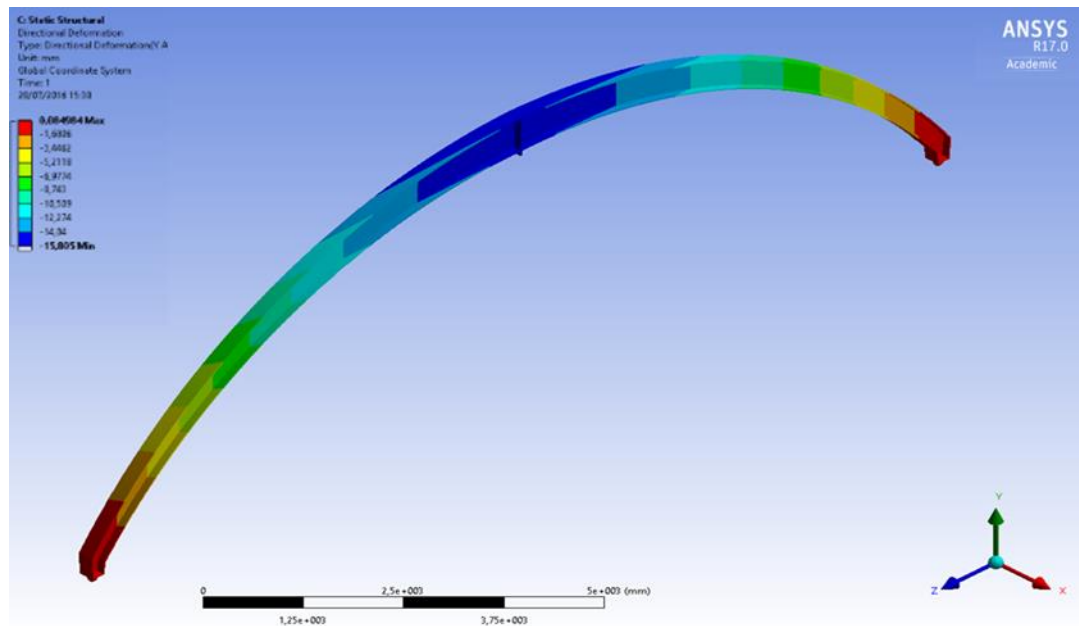


Figura 3.4 Deformación Total Viga Curva Principal

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

En la **Figura 3.4** se observa que la deformación en el centro del claro de la viga principal en el eje Y de la viga curva tiene un valor máximo de 15.33mm considerando la geometría real de sección variable de la viga principal, en los extremos se observa que la deformación es menor que en el centro como se esperaba.

Factor de Seguridad Viga Principal

Finalmente, en la **Figura 3.5** se encuentra el factor de seguridad en el punto de análisis establecido como punto crítico en la viga. Tenemos un valor de 4.275, considerando como material el acero ASTM A572 Gr50.

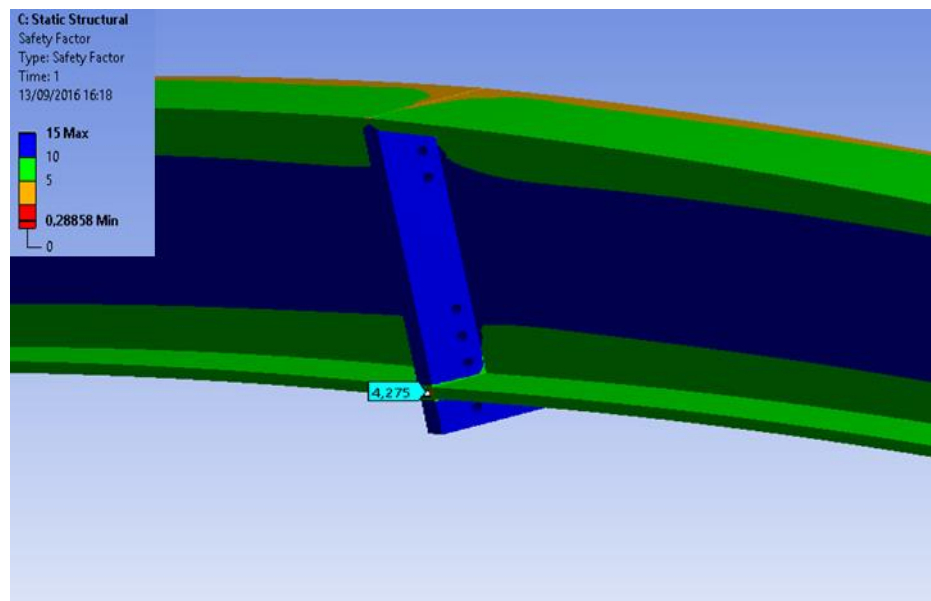


Figura 3.5 Factor de Seguridad Viga Principal

Fuente: ANSYS® Workbench, Modulo Static Structural.

La **Tabla 3.1** presenta una comparación de los resultados obtenidos mediante el análisis teórico y el de la simulación.

Tabla 3.1 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Principal

Viga Principal Curva	Teórico	Simulación	% Error
Deformación total (mm)	11.33 (Sección constante)	15.33	11.19
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	81.78	82.14	0.44
Factor de Seguridad Estático	4.28	4.275	0.14

Fuente: Elaboración Propia

Como se observa en la **Tabla 3.1**, podemos observar que los porcentajes de error entre los cálculos analíticos y los resultados de la simulación no presentan una dispersión alta, por lo tanto, el diseño de la viga curva puente queda totalmente validado.

El elevado error que existe entre la deformación teórica y simulada, se debe a que la sección en el análisis analítico considera sección constante con una sección de 600mm de peralte, y en la simulación se considera una viga de sección variable. Además, las deformaciones son menores a la permisible dada por la norma CMAA #70 que considera un valor de 16.89mm como máxima.

Analizando los factores de seguridad, se observa que supera un valor de 4; de acuerdo al Manual de Puentes Grúas de Whiting, si la viga presenta un factor de seguridad estático mayor a 4, el análisis en fatiga puede ser obviado. (Whiting Corporation , 1967)

3.2.2 Simulación Mediante FEM de Viga Testera

El CAD importado para la simulación de la viga testera es el de una viga con sección cajón, con los agujeros ubicados donde se alojarán los ejes que unirán la rueda, los rodamientos y el acople con el motor. Se ingresó las propiedades del acero ASTM A36 para este componente estructural.

En la Figura 3.6 se observa el mallado, las cargas y restricciones asignadas al diseño realizado en CAD.

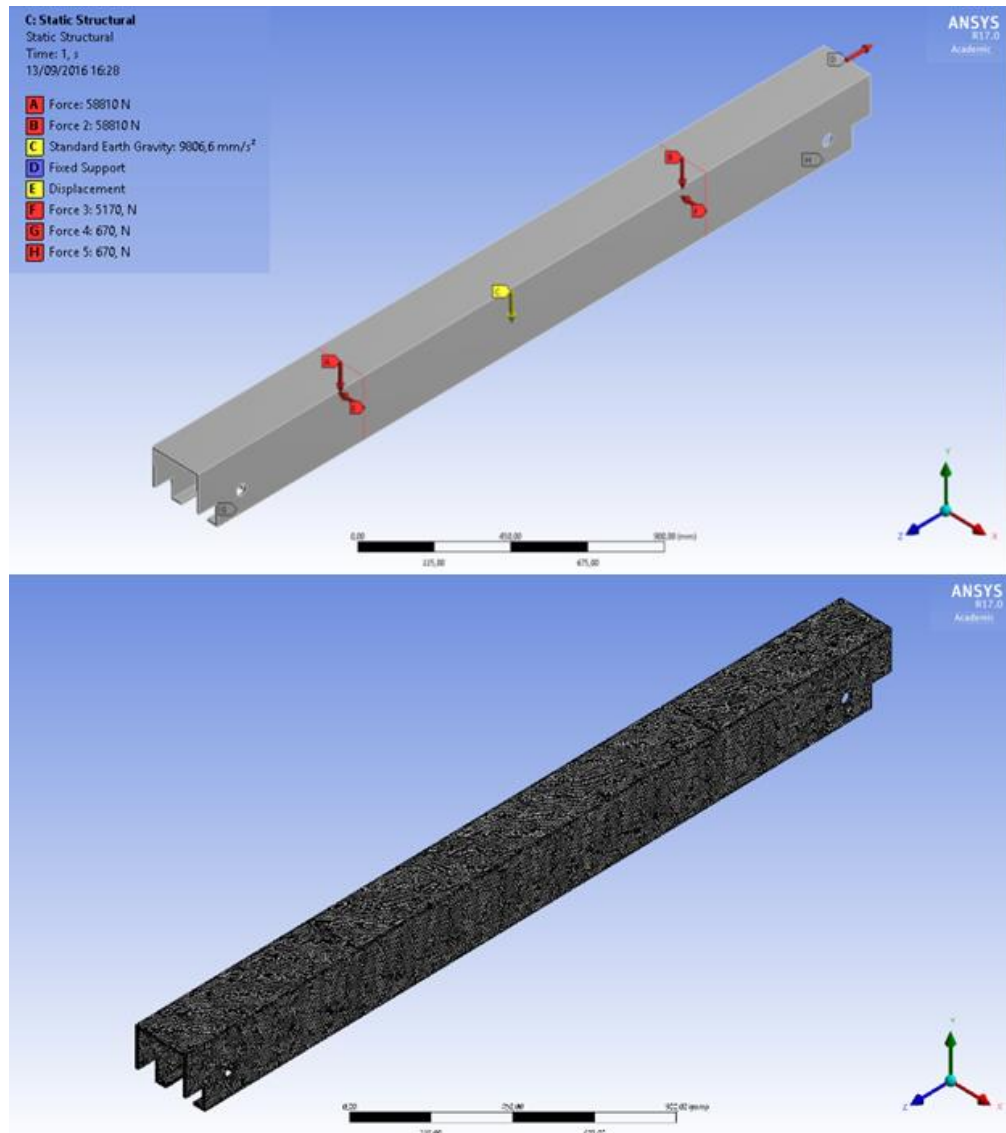


Figura 3.6 Aplicación de Cargas y Mallado Viga Testera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Esfuerzos de Von Mises Viga Testera

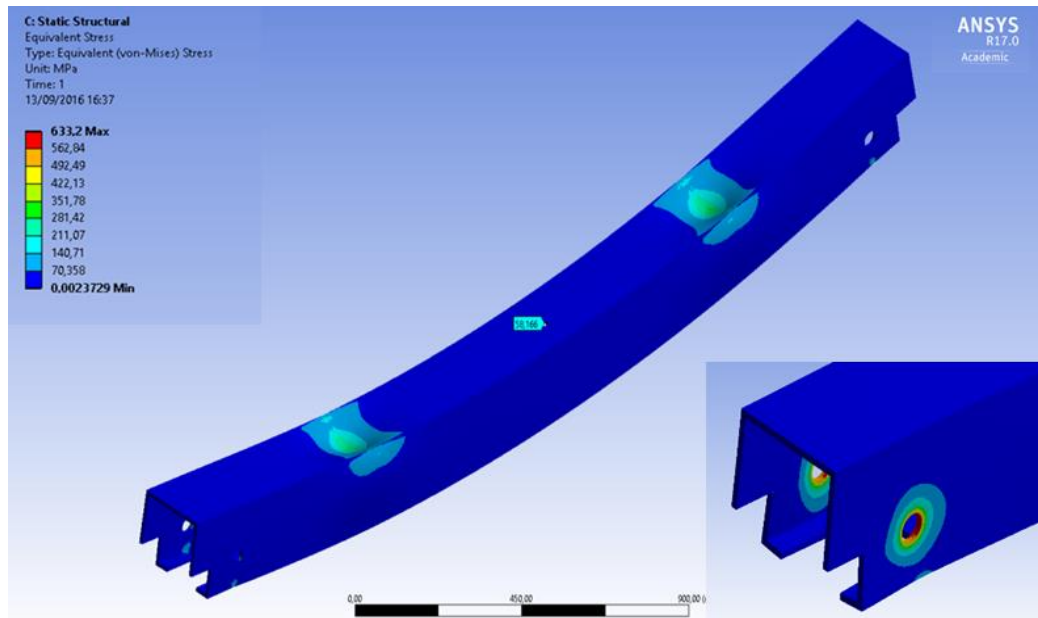


Figura 3.7 Esfuerzos Combinados de Von Mises Viga Testera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Como se puede observar en la **Figura 3.7**, el esfuerzo en el centro de la viga es de 58.16 MPa, los máximos esfuerzos se encuentran en el centro de la viga, debido a la simetría de las cargas. Tenemos otras dos zonas donde los esfuerzos son máximos, la primera de estas es donde se asientan los extremos de la viga principal y la segunda los agujeros. Estas dos zonas irán reforzadas con placas soldadas por lo que estos puntos no son de interés para el análisis.

Deformación Viga Testera

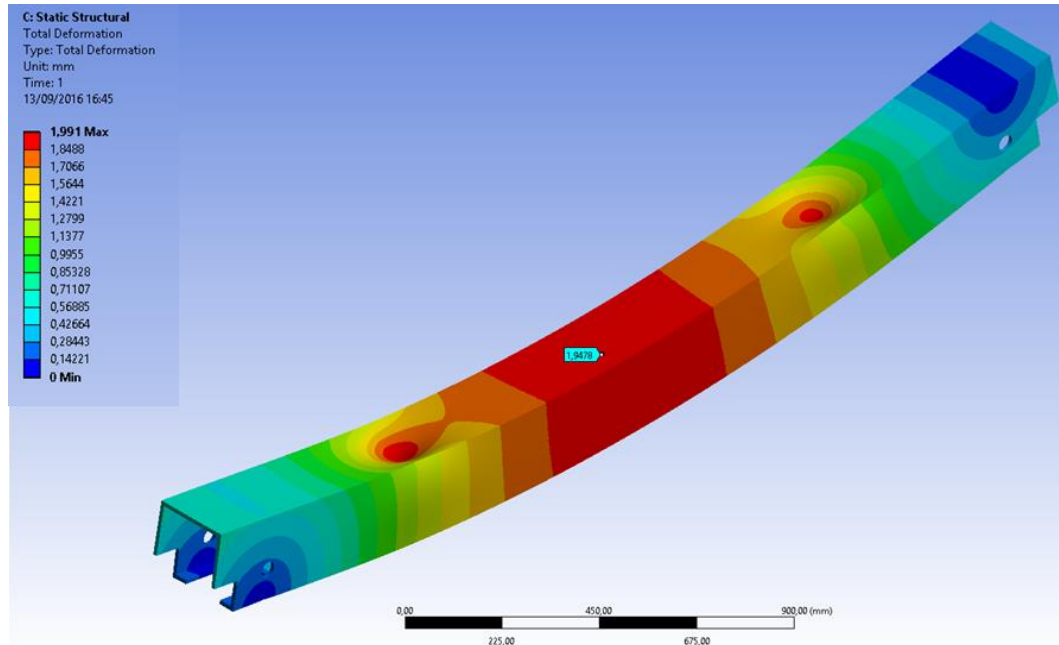


Figura 3.8 Deformación Total Viga Testera

Fuente: ANSYS® Workbench, Modulo Static Structural.

La máxima deformación de la **Figura 3.8** se da en el centro de la viga, cuyo valor es de 1.94mm. Como se observa, el modelo analizado presenta cortes en la parte frontal e inferior para el ingreso adecuado de las ruedas, lo que provoca que la viga pierda una pequeña parte de inercia. Por esta razón la simulación presenta una mayor deformación en comparación con el resultado analítico obtenido.

Factor de Seguridad Viga Testera

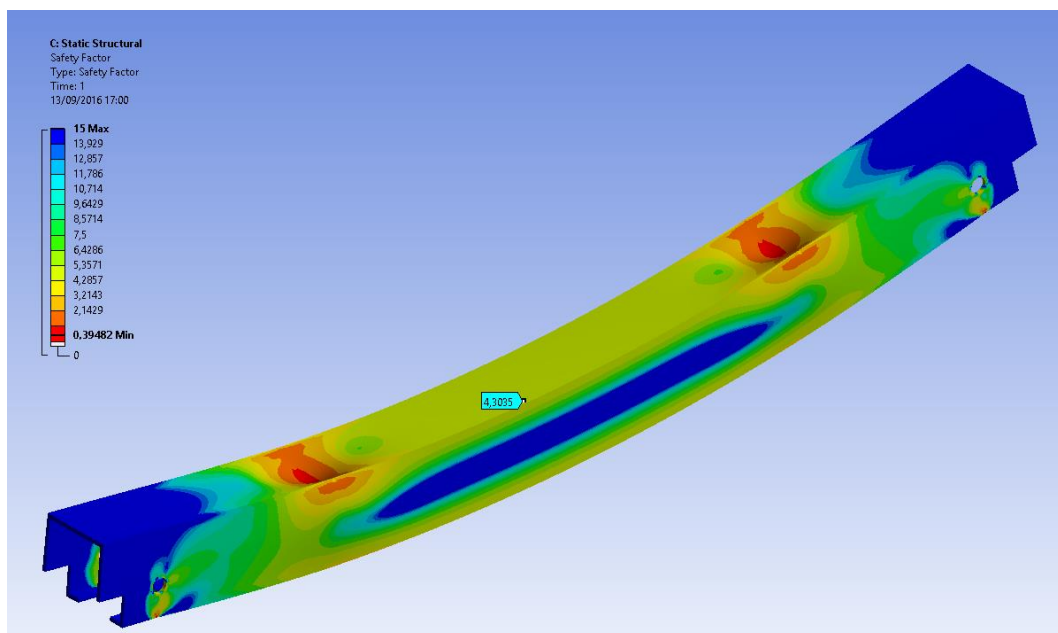


Figura 3.9 Factor de Seguridad Viga Testera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Nuestro punto de interés para el factor de seguridad será en el centro de la viga el cual presenta un valor de 4.30. En la **Tabla 3.2** se presenta una comparación de los resultados obtenidos mediante el análisis teórico y la simulación realizada.

Tabla 3.2 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Testera

Viga testera	Teórico	Simulación	% Error
Deformación total (mm)	1.793	1.9458	8.3
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	60.38	58.16	3.67
Factor de Seguridad Estático	4.14	4.30	3.81

Fuente: Elaboración Propia

Se calcula el error porcentual entre resultados, estando entre 4% y 8%, siendo un rango de valores aceptables. Las pequeñas diferencias en los valores teóricos contra los de la simulación, se originan por las 3 mismas razones discutidas en la viga principal. El modelo matemático usado para en el análisis matemático, varía ligeramente al modelo CAD usado en la simulación, que es más cercano a la realidad.

3.2.3 Simulación Mediante FEM de Viga Carril

La geometría importada corresponde a una viga I de longitud de 6m, con las dimensiones dadas en la **Tabla 2.20**. La ubicación de cargas que se generan en la viga carril al estar el puente grúa en movimiento se observan en la **Figura 3.10 y 3.11**.

Para la obtención de los esfuerzos de Von Mises y el factor de seguridad, se realizaron dos cortes en la superficie del ala superior, en las mismas posiciones descritas en la **Figura 2.41 (Sección 2.6.1.3)**. En estos cortes se ubican las cargas P y en el centro la fuerza de la gravedad.

Para la simulación de la deformación se realizó el corte a las distancias dadas en la **Figura 2.43 (Sección 2.6.1.3)**, en las cuales las cargas están distanciadas simétricamente.

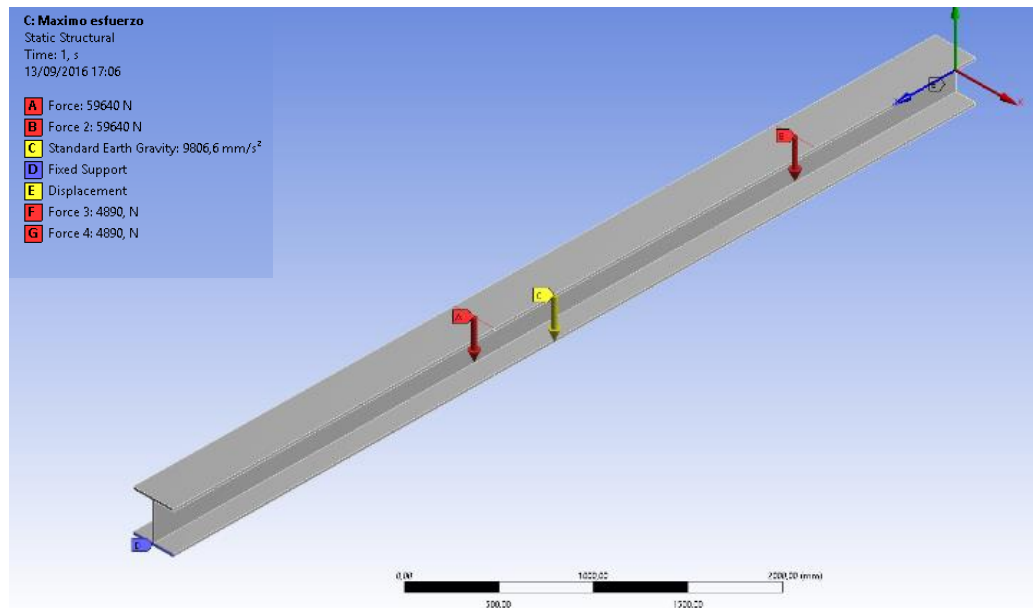


Figura 3.10 Cargas Aplicadas en Viga Carril (Plano XY)

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

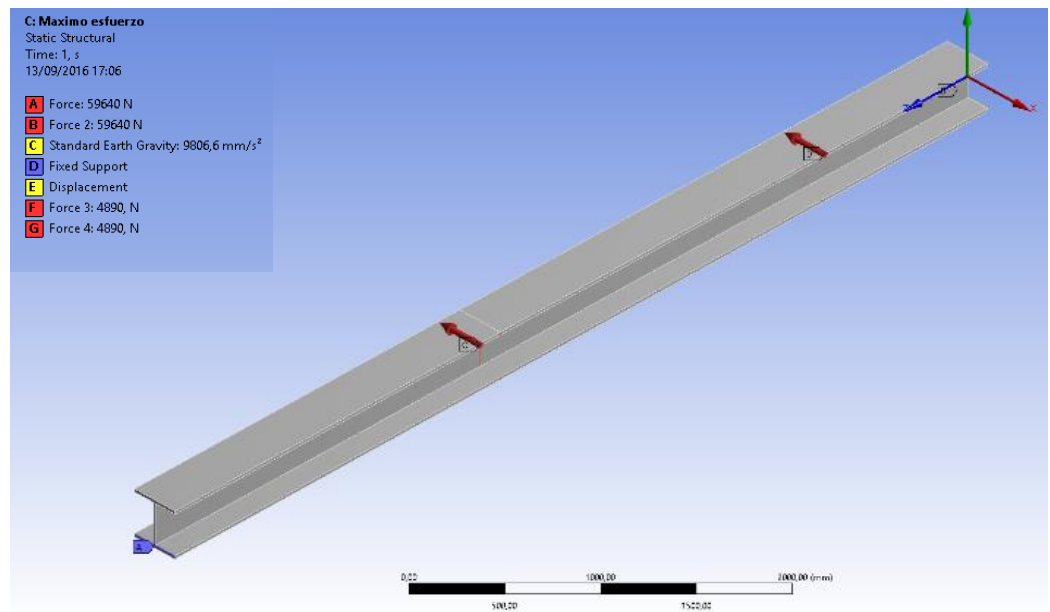


Figura 3.11 Cargas Aplicadas Viga Carril (Plano XZ)

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Esfuerzos de Von Mises Viga Carril

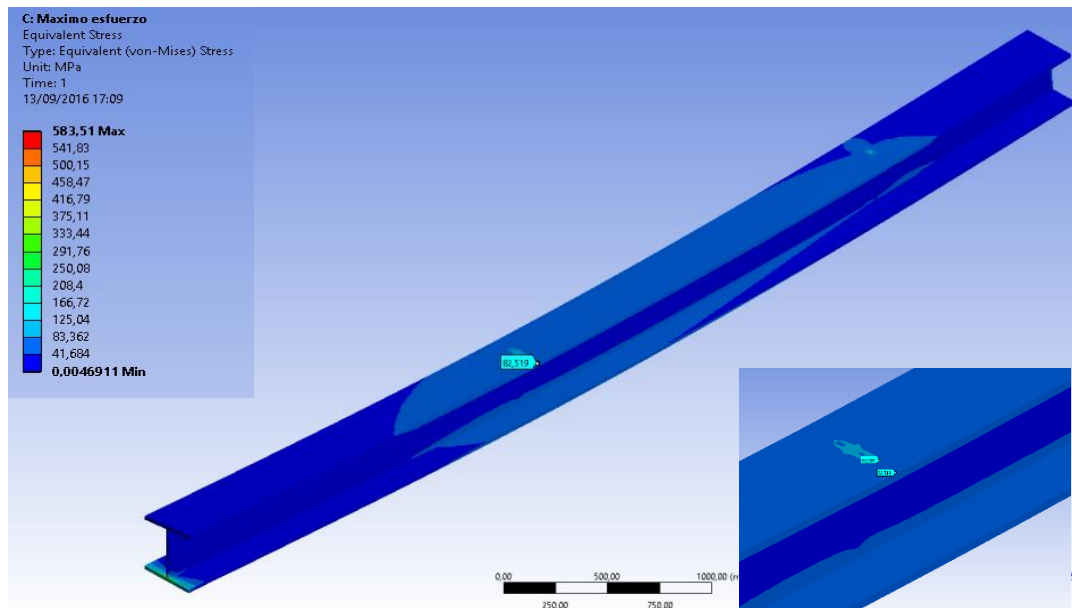


Figura 3.12 Esfuerzos Combinados de Von Mises Viga Carril

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

El máximo esfuerzo de Von Mises se encuentra a 2.4m del extremo de la viga con un valor 85.519 MPa. Se analiza un borde de la viga carrilera ya que en este punto se encuentra los esfuerzos tanto en el plano XY y el plano XZ.

Deformación Viga Carril

La deformación máxima obtenida fue de 7.78 mm en dirección -Y, y se encuentra en el centro de la viga, se puede observar esta zona de color rojo indicando los máximos valores en la **Figura 3.13**.

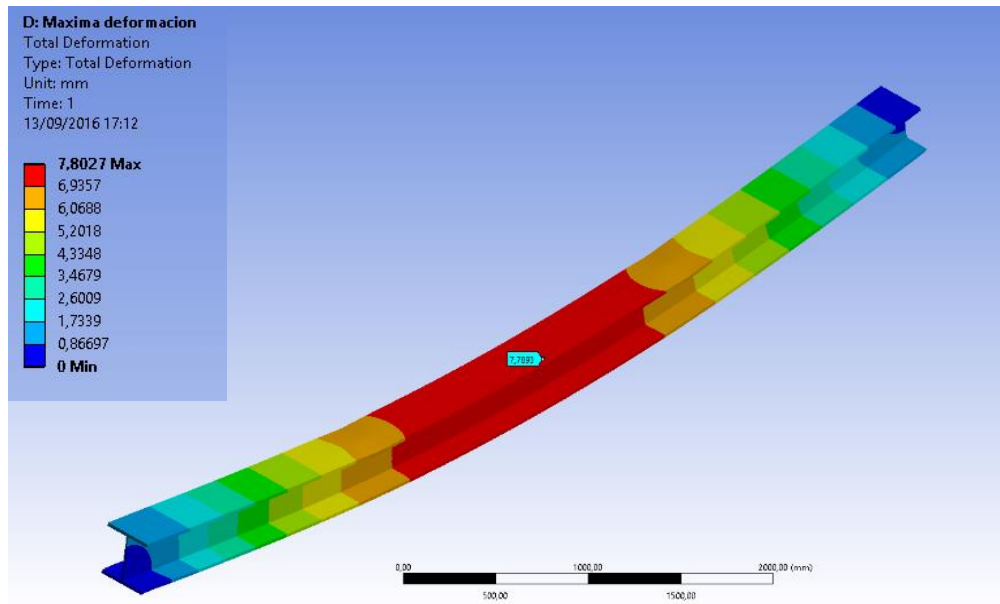


Figura 3.13 Deformación Total Viga Testera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Factor de Seguridad Viga Carril

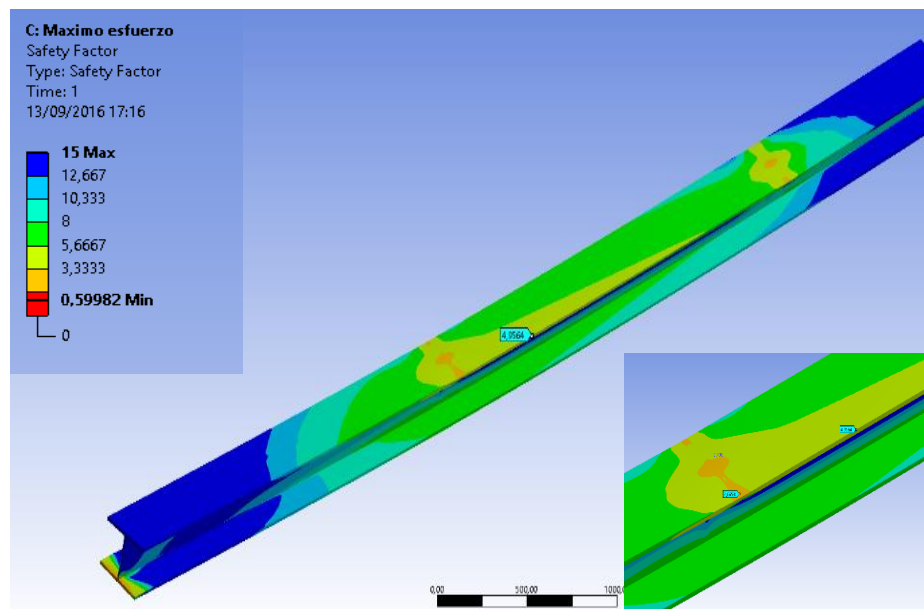


Figura 3.14 Factor de Seguridad Viga Carril

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

La **Figura 3.14** indica un factor mínimo de seguridad estático de 4.095 mostrado de color amarillo, localizado en el mismo punto donde se genera el mayor esfuerzo de Von Mises.

Tenemos otras dos zonas en las cuales la gráfica indica menores valores que deben ser analizados. Una de estas zonas se encuentra en el punto aplicación de la carga, en el centro del ala. La segunda zona se encuentra en el extremo de la sección, en la parte inferior representada con un color rojo en la figura. Debido a que ambas zonas son puntos de aplicación de los apoyos, sus valores no son considerados reales.

Tabla 3. 3 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación Viga Carrilera

Viga carrilera	Teórico	Simulación	% Error
Deformación total (mm)	7.24	7.78	7.45
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	82.19	85.519	4.05
Factor de Seguridad Estático	4.258	4.095	3.82

Fuente: Elaboración Propia

Como se observa en la **Tabla 3.3**, los errores porcentuales que se presentan son bajos y oscilan entre 2% a 7.5%, por lo tanto, el diseño de la viga carril también queda validado por la simulación, aunque también se deben comprobar las deflexiones permisibles en el eje X y Y, las cuales son de 10mm y 15mm, respectivamente.

3.2.4 Análisis de la Estructura del Carro

La carga para el análisis de la estructura estará dada por el polipasto, el cual se encuentra desfasado del centro de las vigas longitudinales y actúa como carga distribuida debido al apoyo del tambor. Las restricciones serán apoyos simples colocados donde estarán ubicadas las ruedas.

Se realiza un mallado de esta estructura teniendo en cuenta de que, en las uniones, el mallado converja entre sí, como se lo muestra en el detalle de la **Figura 3.15**.

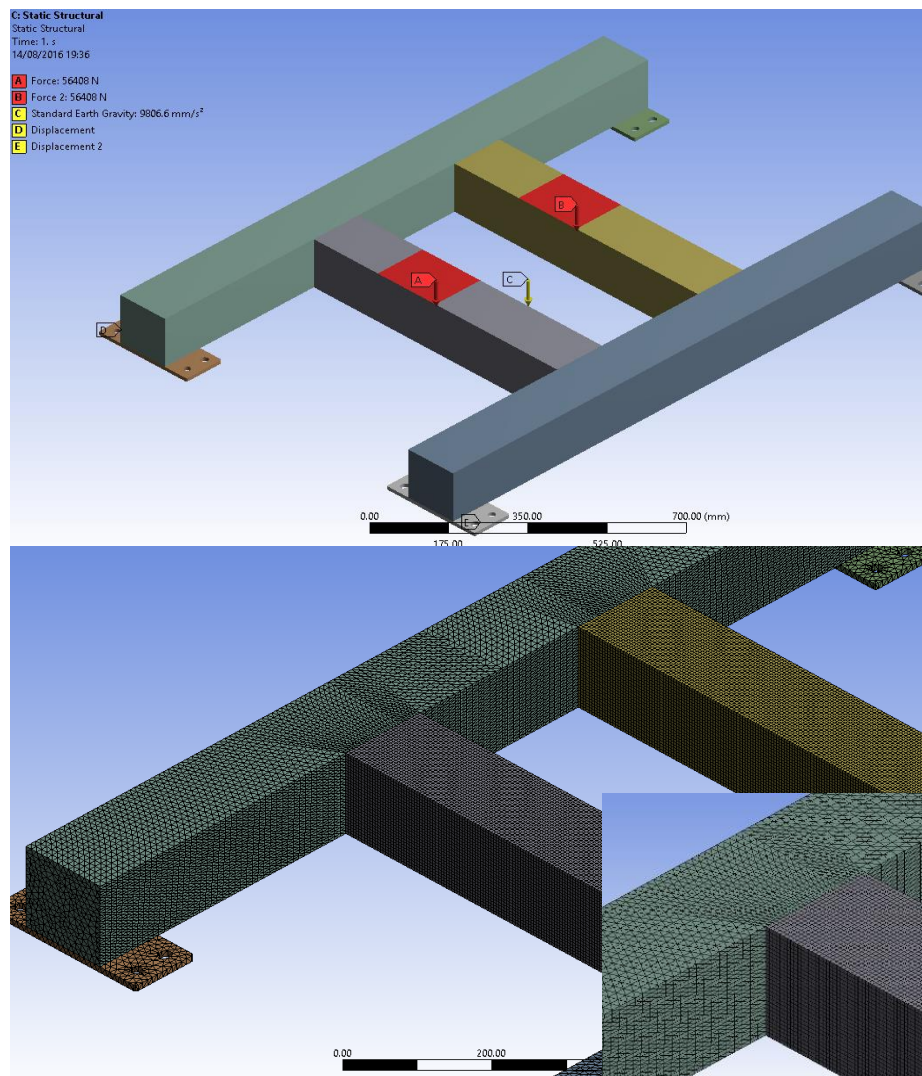


Figura 3.15 Aplicación de Cargas y Mallado Estructura del Trolley

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Esfuerzos de Von Mises Estructura del Carro

Los puntos de análisis estarán en la parte inferior de las vigas con valores de 38.42MPa en las vigas longitudinales y 25.141MPa en las vigas transversales que conectan las ruedas. Se observa que existe un punto de concentración de esfuerzos en la unión de la placa de la rueda y la viga longitudinal, pero será despreciable ya que también será absorbido por la soldadura en este punto.

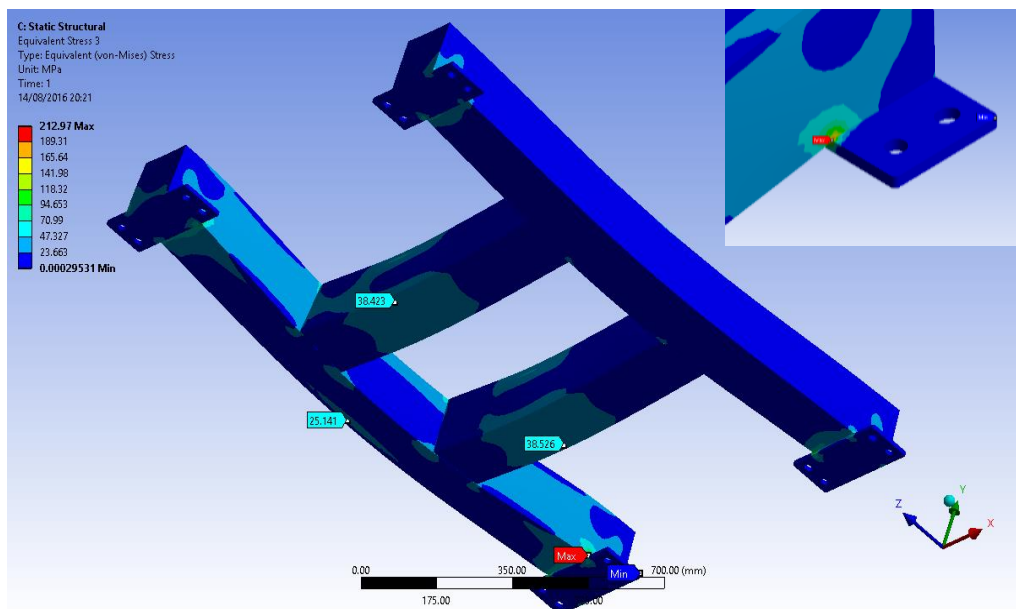


Figura 3.16 Esfuerzos de Von Mises del Trolley

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Deformación y Factor Seguridad Estructura del Carro

El valor determinante de deformación presente en la **Figura 3.17** está dado en la parte inferior de la viga transversal y es de 0.457mm, ya que debe ser lo menor posible para que no exista interferencia en el sistema. Los factores de seguridad de la **Figura 3.18** oscilan entre 8 a 10, con lo que garantizamos que el carrito no presente ninguna falla por flexión o fatiga.

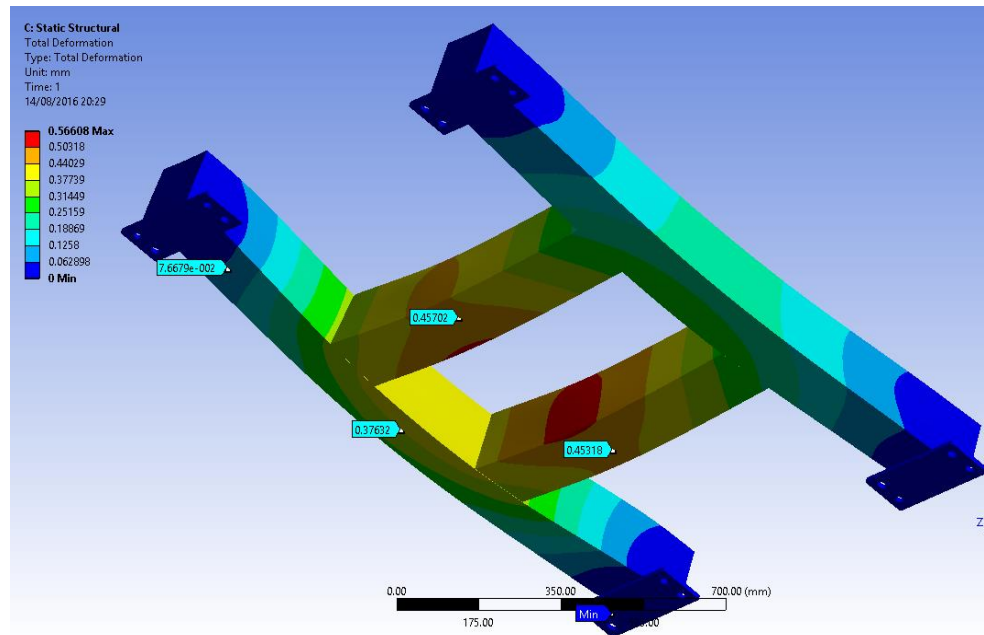


Figura 3.17 Deformaciones de la Estructura del Trolley

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

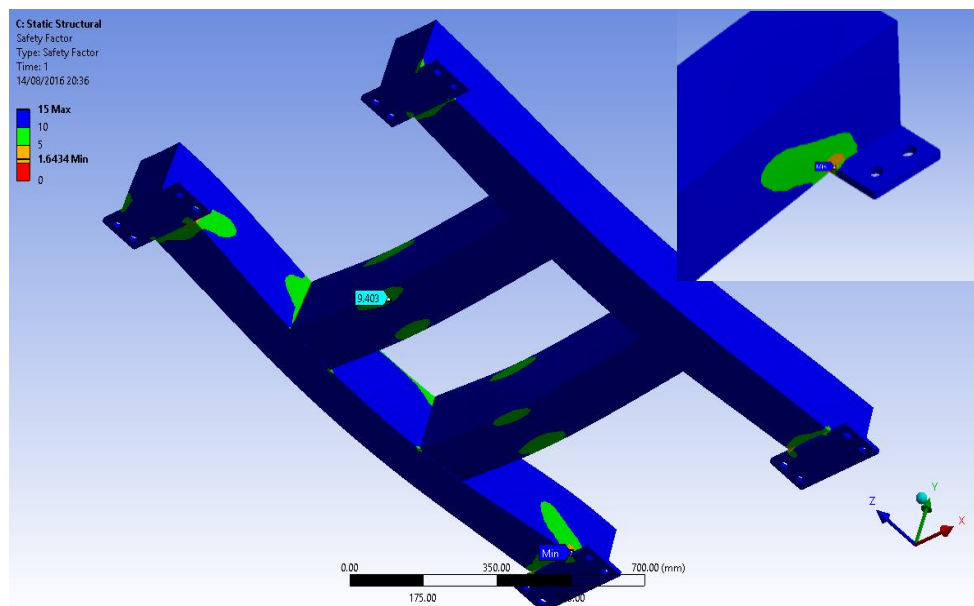


Figura 3.18 Factores de Seguridad del Trolley

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Comparando la simulación con los resultados analíticos de esfuerzos en las vigas de la estructura, la viga longitudinal presenta un valor de 38.42MPa que se aproxima al valor obtenido analítico de 40.08MPa.

Para el caso de la viga transversal los valores difieren debido a que el modelo usado en el análisis analítico la considera como una viga simplemente apoyada, mientras que en la simulación la transmisión de cargas es totalmente diferente. Se obtienen valores de esfuerzos máximos de 25.14MPa en la simulación en comparación con los 67.8MPa que se determinó en el cálculo analítico.

Al no tener un valor permisible de deformación, se determina que la deformación del sistema de movimiento transversal no exceda 0.5mm, lo cual generaría una interferencia entre los dientes. Nuestro valor máximo de deformación es de 0.45 mm, cuando está completamente cargado.

3.2.5 Análisis Piñón- Corona

En la **Figura 3.19** se muestra el mallado del piñón y corona, cada elemento de la malla tiene un tamaño de 3mm, con la ayuda del comando Sizing.

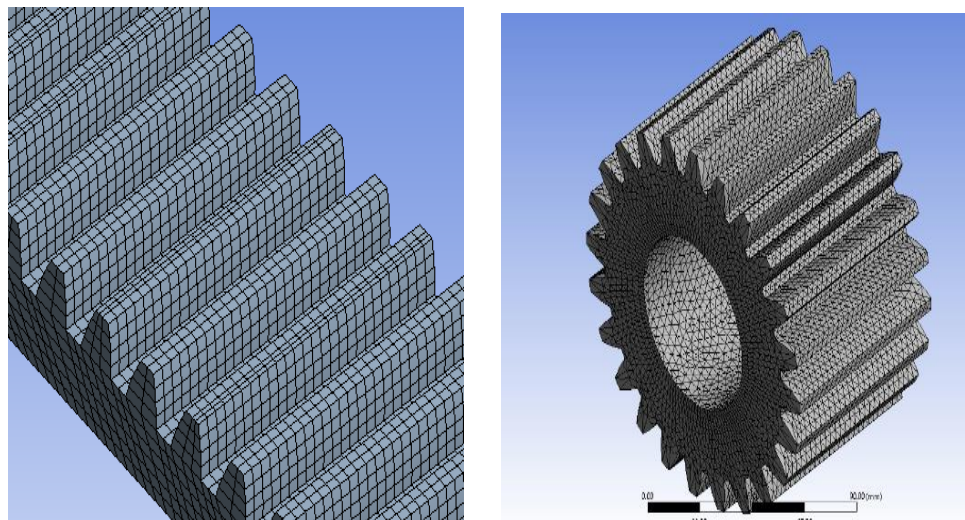


Figura 3.19 Mallado del piñón y cremallera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Aplicando la teoría de engranes, la carga se aplica en la punta, ya que se los modela como una viga en cantiléver. Las restricciones de movimiento

se colocan en el agujero del piñón y en la parte inferior de la cremallera, como se muestra en la **Figura 3.20**.

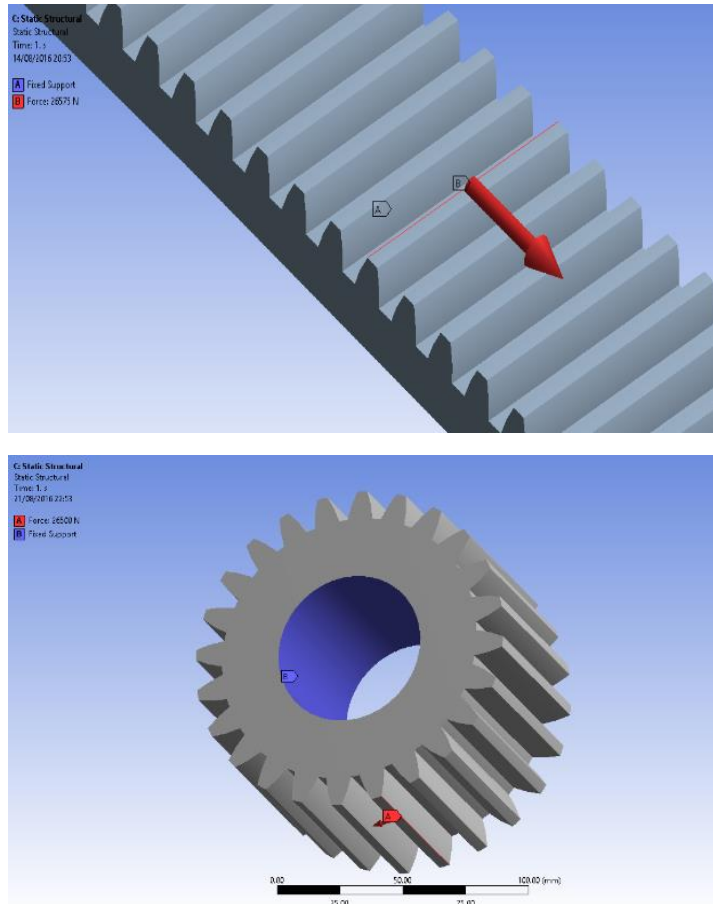


Figura 3.20 Restricciones y cargas del piñón y cremallera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Esfuerzos de Von Mises

Se puede analizar estáticamente al piñón y a la corona, ambos presentan un esfuerzo máximo en 162.78 a 167.8MPa respectivamente, los cuales podemos comparar con el resultado analítico del valor del esfuerzo sin tomar en cuenta ningún factor de fatiga, lo cual presenta un valor de 166.9MPa y de esta manera validando los resultados en estado estático.

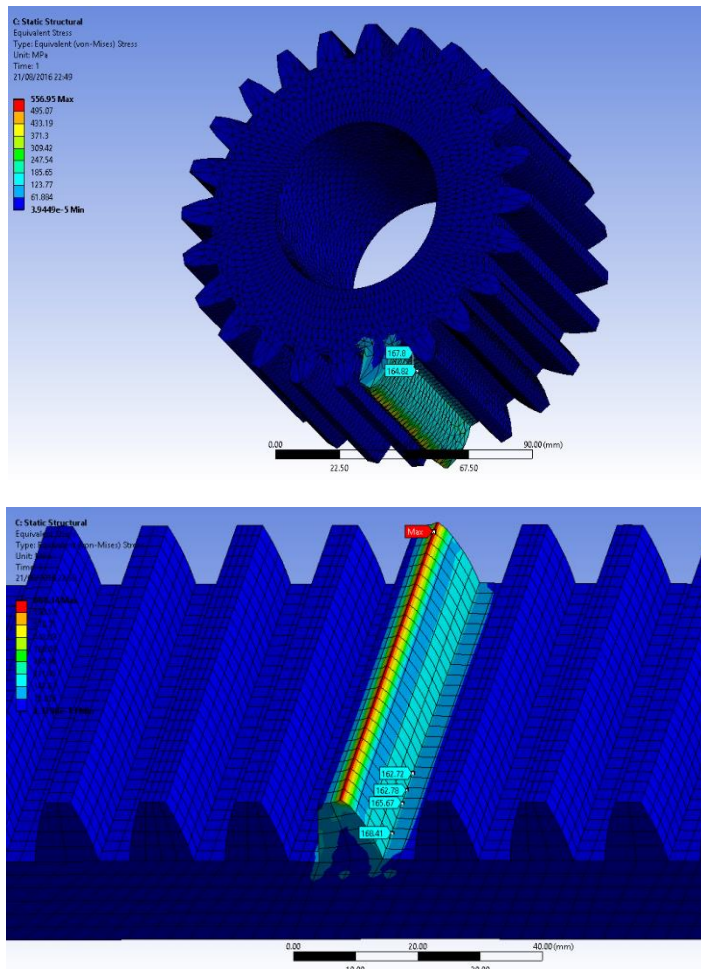


Figura 3.21 Esfuerzos de Von Mises del piñón y cremallera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Deformación

Se observa que la deformación que se presentan en los elementos es de 0.036 mm como máximo y se presenta en la punta del diente y; esta no afecta en el movimiento del sistema transversal debido a que la holgura que existe entre los dientes de la cremallera y el piñón es mayor que la deformación máxima con un valor 0.13 mm.

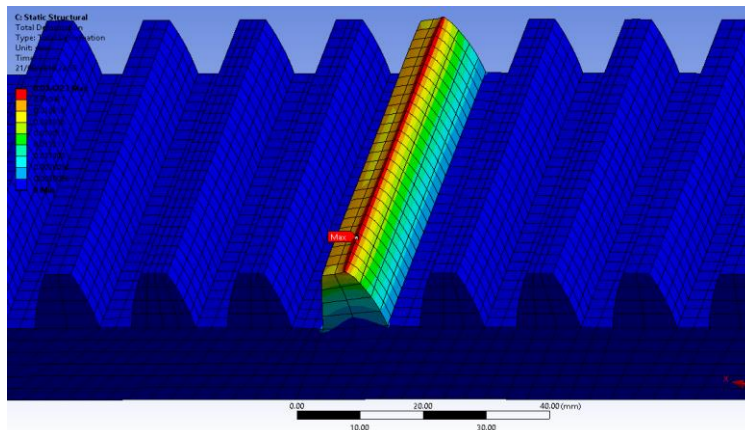
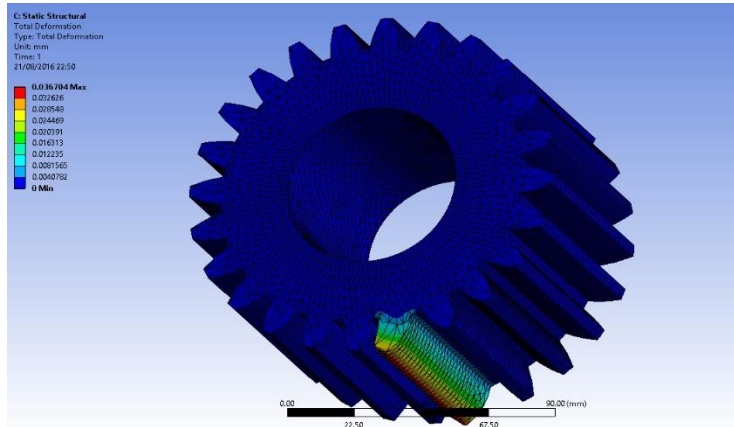


Figura 3.22 Deformación del piñón y cremallera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Factores de Seguridad

En la **Figura 3.23**, se observa que el valor de factor de seguridad estático en la raíz del diente oscila entre 2.44, siendo valores conservadores para un posterior análisis en fatiga, además se sabe que al actuar la carga de los engranes en los dientes, estas actúan en por lo menos dos dientes con lo cual fácilmente estos factores de seguridad podrían resultar mayores.

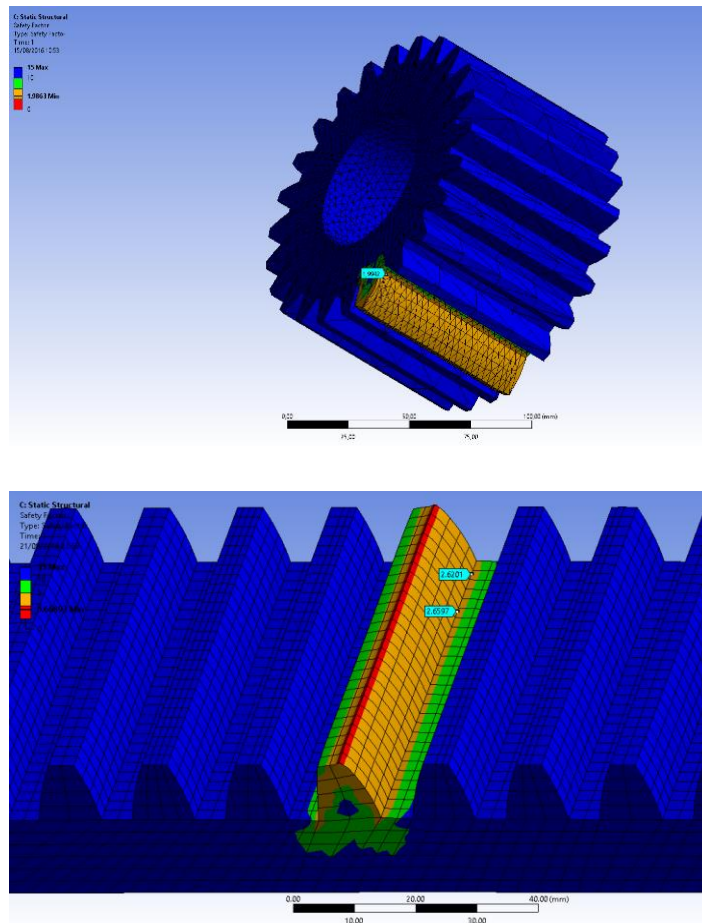


Figura 3.23 Factores de Seguridad Estáticos del Piñón y Corona

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Se realiza un análisis de fatiga en la interacción de los elementos, mediante la teoría de Goodman, como se muestra en la **Figura 3.24**. Se muestra un factor de seguridad a fatiga de 1.59 y vida infinita tanto para el piñón y la corona. Además, en la imagen se muestra como se comparte la carga entre los dientes y esto ayuda a que los esfuerzos que se ejercen en cada uno sean menores a los estimados.

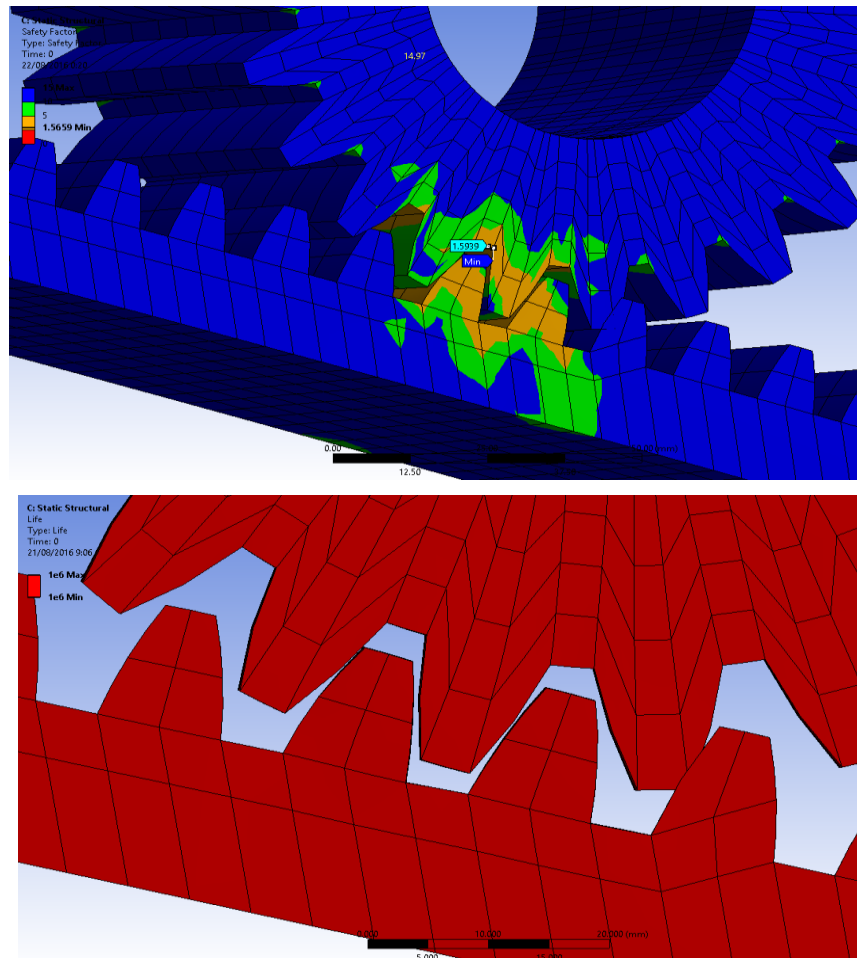


Figura 3. 24 Factores de Seguridad en Fatiga y Vida del Piñón-Cremallera

Fuente: ANSYS® Workbench, Módulo Static Structural.

Tabla 3. 4 Comparación Resultados Teóricos vs Simulación del sistema de movimiento

Sistema de movimiento (Piñón-Cremallera)	Teórico	Simulación	% Error
Deformación total (mm)	---	0.036	---
Esfuerzo de Von Mises Estático (MPa)	166.9*	162.7*	2.5
Factor de Seguridad Estático	2.7*	2.6*	1.5
Factor de Seguridad Fatiga	1.5*	1.6*	3.3

Fuente: Elaboración Propia

*En esta tabla se toman los valores del piñón para realizar la comparación

3.3 Análisis de Costos del Puente Grúa

La lista de materiales para la fabricación del puente grúa diseñado es la siguiente:

3.3.1 Costos Estructurales

Componente	kg	Material	Cant.	Costo Unit. (US\$/kg)	Costo total (USD)
Viga I Variable Curva	2300.00	ASTM A572 GR50	2	1.98	9,108.00
Viga Testera	200.00	ASTM A572 GR50	2	1.40	560.00
Viga Carril	381.00	ASTM A572 GR50	2	1.40	1066.80
Estructura Carro	243.00	ASTM A572 GR50	1	1.40	341.00
Cremallera	141	AISI 4140	1	2.00	282.00
Sub-total de elementos estructurales (USD)					11,357.80

3.3.2 Costos Equipos Eléctricos y Elementos de Sujeción

Componente	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Polipasto de 10t capacidad	1	27925.00	27,925.00
Rodamientos NTN 22308C	4	150.00	600.00
Motor 2 HP 1800 rpm M-SM.BR	2	244.00	488.00
Motor 15 HP 1750 rpm brid. c/freno	1	2052.00	4,104.00
Reductor/línea MNHL30/2	2	503.935	1,007.87
Reductor/línea MNHL60/2	1	2182.15	4,364.29
Pernos HN 3/4	12	0.22	2.64
Tuercas HN 3/4	12	0.18	2.16
Anillos HN 3/4	12	0.18	2.16
Sub-total de adicionales (USD)			38,496.12

3.3.3 Costo de Construcción

Operación	Costo por tonelada (USD/t)	Total de ton (t)	Costo total (USD)
Taladrado	70.87	2	141.74
Soldadura	145.00	5	725.00
Corte por plasma	195.00	6	1170.00
Pintura	90.00	7	630.00
Montaje	700.00	7	4900.00
Armado	160.00	7	1120
Sub-total (USD) A			8686.74

3.3.4 Mecanizado de la cremallera

Operación	Costo por hora (USD/h)	Total hora (h)	Costo total (USD)
Fresado	18	300	5400
Sub-total de mecanizado (USD) B			5400
Total A+B			14086.74

3.3.5 Costo Total Puente Grúa

Estructura	11,357.8
Costo de equipos eléctricos y elementos de sujeción	38,496.12
Costos de Construcción	14086.74
Sub-total (USD)	63,940.66
IVA (14%)	8951.69
Costo Total (USD)	72,892.35

CAPÍTULO 4

4.DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- Se logró diseñar un Puente Grúa Curvo Birriel para la optimización del espacio en los abovedados, con una capacidad nominal de 10t, con sus respectivos sistemas movimiento transversal, vertical y longitudinal.
- En el diseño de los elementos estructurales fueron validados con las simulaciones realizadas en el software de elementos finitos las cuales presentan un error máximo de 7.45% en comparación con los resultados analíticos, siendo los cálculos analíticos más conservadores.
- Cada uno de los elementos estructurales que fueron diseñados constan de un factor de estático superior a 4, por lo cual el análisis en fatiga es obviado, de acuerdo a los manuales y recomendaciones ingenieriles que aseguran vida infinita.
- Para el movimiento transversal del sistema se requirió la construcción de un sistema piñón-corona para que este se desplace adecuadamente sobre las vigas principales curvas.
- Mediante análisis de Elementos Finitos en fatiga se pudo verificar que el sistema de movimiento de piñón-corona soporta las cargas que se generan al moverlo completamente cargado con un factor de seguridad en fatiga 1.52, lo cual garantiza su diseño.
- La principal desventaja del Puente Grúa Curvo Birriel se da esencialmente en la potencia requerida del motor del carro transversal ya que esta se eleva a 15HP, debido a la descomposición de la carga nominal en normal y tangencial.
- Para complementar el diseño del Puente Grúa Curvo Birriel, se seleccionaron diferentes elementos estándares que se detallan en este documento tales como:
Motores.

Reductores.

Rieles de la viga carrilera

Ruedas del sistema transversal y longitudinal

El polipasto de levantamiento

4.2 Recomendaciones

- Al construir cada uno de los elementos estructurales se deberá realizar un análisis de soldadura bajo la normativa AWS D14.1 “Specification for Welding of Industrial and Mill Cranes and Other Material Handling Equipment” la cual especifica la junta soldada, el electrodo a utilizar, los procedimientos de soldadura, las calificaciones de soldadores y además los ensayos no destructivos a realizarse.
- Se deberán realizar los ensayos destructivos para el análisis de las propiedades de los materiales a emplearse en la construcción del puente grúa, para asegurar un diseño correcto.
- La unión de la cremallera con la viga principal se recomienda que sea pernada y normada según la AISC 2010, debido a que una junta soldada podría ocasionar distorsión en la corona causada por las elevadas temperaturas.
- Las instalaciones de los equipos eléctricos deberán ser instalados de acuerdo a la norma CMAA #70 la cual hace referencia NEMA MG1, además se debe tener claro el sentido de giro de los motores, sus cables de entrada y la sincronización de estos.
- Al momento de montar el sistema, se deberá seguir el orden adecuado de montaje de acuerdo a la norma del Instituto Ecuatoriano de Normalización NTE INEN 037:2009, Diseño, Fabricación y Montaje de Estructura de Acero, Quito INEN.
- Para el diseño adecuado del puente grúa, se usaron como referencias diferentes normas de origen americano y europeo, para lo cual se recomienda analizar sus alcances y consideraciones de cada una para una posible mejora.

- Se deberán instalar dispositivos de seguridad en el sistema transversal y longitudinal, tal como se recomienda en la norma CMAA #70.
- Se recomienda implementar un sistema de limpieza superficial y de pintura para todos los elementos estructurales, con el fin de evitar los efectos de la corrosión que puedan presentarse.

BIBLIOGRAFÍA

1. AGMA 2001-B88. (s.f.).
2. American Institute of Steel Construction. (2010). *Load & Resistance Factor Design*. Chicago, Illinois.
3. American Institute of Steel Construction. (s.f.). *Industrial Buildings-Roofs to Anchor Rods*.
4. American Society of Civil ASCE 7-10. (2010). *Minimum design loads for buildings and other structures*. USA.
5. American Welding Society. (2005). *Specification for Welding Industrial and Mill Cranes and Other Material Handling Equipment* (4ta. Edición. ed.). Miami, FLorida.
6. AULASA. (s.f.). *Fabrica de Carril Ligero* .
7. Canadian Institute of Steel Construction. (2009). *Guide for the Design of Crane-Supporting Steel Structures*. Niagara Falls, Ontario: R.A. MacCrimmon .
8. Crane Manufacturer's Association of America, INC (CMAA). (2010). *Specifications for Top Running Bridge and Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes*. New York City.
9. Design, A. I. (2003). *Steel Design Guide Series XVI*.
10. DONATI. (s.f.). *Lifting Equipment*.
11. Dr. Miguel A. Serrano López, D. C.-C. (2000). Estructuras Metalicas. En *Pandeo local y clasificación de secciones* (pág. Capítulo 5;). Oviedo, España.
12. Fernandez, C. R. (2011). *Diseño y Cálculo de Grua para Almacen con Capacidad de 5 Ton*. Proyecto de Graduación , Universidad Carlos III de Madrid, Madrid.
13. GH Cranes & Components . (s.f.). *Cat'alogo de Polipastos*.
14. Industria Gruasa. (13 de Mayo de 2016). *Industria Gruasa Equipos de Elevación Argentina*. Obtenido de <http://www.industriasgruasa.com>
15. Industrias Electromecánicas GH, S.A. (13 de Mayo de 2016). *GH Cranes and Components*. Obtenido de <https://www.ghcranes.com/es/>
16. Massa, J., Giro, J., & A.Giudici. (2015). *Compendio de Cálculo Estructural II*.
17. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales España. (s.f.). *Notas Tecnicas de Prevención (NTP 736)*.
18. Munck Crane Systems S.A. de C.V. (s.f.). *Munck Cranes*. Obtenido de <http://www.munckcranes.com.mx/>
19. Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas* .
20. NTN Corporation. (2004). *Catálogo Rodamiento de Bolas y de Rodillos*.

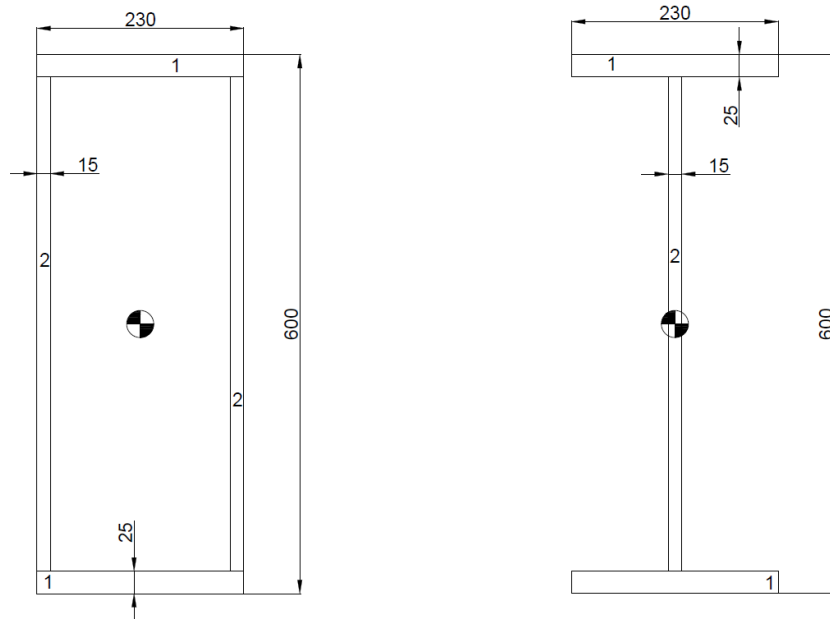
21. Pimeg. (13 de Mayo de 2016). *Pimeg Puente Grua*. Obtenido de <http://www.puentegrúa.es/>
22. SIEMENS. (2007). Motores Electricos Catálogo General SDO3 2007.
23. Siemens. (2008). Motorreductores MOTOX Catálogo D 87.1.2008.
24. The American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association. (2016). Manual for Railway Engineering.
25. The Steel Construction Institute. (2001). Design of Curved Steel. En K. C. MStructE, & B. D. MICE. Ascot, Berkshire, Inglaterra: The Steel Construction Institute.
26. Thomas M. Murray, P. P., & Sumner A., E. P. (2011). *Fundamentos de Diseño de Conexiones*. Instituto Mexicano de la Construcción en Acero, Ingeniería UNAM, Ciudad de Mexico .
27. Universidad de los Andes. (2010). *Diseño Mecánico de Engranés*. Merida-Venezuela. Obtenido de www.ula.ve/profesor: www.ula.ve/profesor
28. Whiting Corporation . (1967). *Crane Handbook, Desig Data and Engineering Information used in the Manufacture and Application of Cranes* . Illinois.

APÉNDICES

APÉNDICE A

SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Comparación de Inercia de Viga con Sección I vs Sección Cajón



Inercia del Área 1

$$A_1 = 230 * 25 = 5750 \text{ mm}^2$$

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{230 * 25^3}{12} = 299.479 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

d = distancia del centroide de la sección a centro de gravedad de la viga armada

$$d_1 = 287.5 \text{ mm}$$

$$I_{\text{centroidal}_1} = I_1 + A_1 d_1^2 = 299.479 \times 10^3 + (5750 * 287.5^2) \\ = 475.57 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{centroidal}_1} = 475.57 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Inercia del Área 22

$$A_2 = 550 * 15 = 8250 \text{ mm}^2$$

$$I_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{15 * 550^3}{12} = 207.97 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$d_2 = 107.5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 I_{centroidal_2} &= I_2 + A_2 d_2^2 = 207.97 \times 10^6 + (8250 * 107.5^2) \\
 &= 303.3 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\
 I_{centroidal_2} &= 303.3 \times 10^6 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

Una vez determinadas las Inercias de las partes que componen cada una de las secciones principales, procedemos a la comparación:

En la figura que se observa que la sección cajón de la izquierda se compone de las Inercias centroidales 1 y 2 dadas por:

$$\begin{aligned}
 I_{cajón} &= 2 * I_{centroidal_1} + 2 * I_{centroidal_2} \\
 I_{cajón} &= 2 * 475.57 \times 10^6 \text{ mm}^4 + 2 * 303.3 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\
 I_{cajón} &= 1557.74 \times 10^6 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

La inercia total de la sección I, se compone de 2 veces la Inercia centroidal 1 y una vez de la inercia del centro gravedad 2.

$$\begin{aligned}
 I_{Sección I} &= 2 * I_{centroidal_1} + I_2 \\
 I_{Sección I} &= 2 * 475.57 \times 10^6 \text{ mm}^4 + 207.96 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\
 I_{Sección I} &= 1159.1 \times 10^6 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

Comparando las inercias, con un modo porcentual:

$$\begin{aligned}
 \%relación &= \frac{I_{Sección I}}{I_{cajón}} * 100\% \\
 \%relación &= \frac{1159.1}{1557.74} * 100\% = 75\%
 \end{aligned}$$

Comparando las inercias de cada uno de las secciones se puede decir que la inercia de la sección de la Viga I es un 75% de la sección cajón.

APÉNDICE B

DISEÑO DETALLADO DE COMPONENTES ESTRUCTURALES

B1 Dimensionamiento de la Viga Principal Curva

B 1.1 Cálculo de Deformación Viga Curva Principal

Calculo de Energía de Deformación mediante Método de Castigliano

A continuación, se analiza cada término de la ecuación de la energía para calcular la deformación en cada punto.

$$W = \int \frac{Q^2}{2A_c G} R d\theta + \int \frac{N^2}{2AE} R d\theta + \int \frac{A_m (M_z)^2}{2AE (RA_m - A)} d\theta - \int \frac{M_z N}{AE} d\theta =$$

El primer término es energía por corte, la cual involucra el modulo del cortante, el área de corte, el radio de curvatura y la fuerza cortante en el punto a evaluar la deformación:

$$\int \frac{Q^2}{2A_c G} R d\theta$$

El segundo es energía por sollicitación axial, la cual involucra la fuerza axial, el área de la sección, el módulo de Young y el radio de curvatura.

$$\int \frac{N^2}{2AE} R d\theta$$

El tercero corresponde a la flexión y,

$$\int \frac{A_m (M_z)^2}{2AE (RA_m - A)} d\theta$$

El cuarto se debe al acoplamiento entre M_z y N . Este último término se explica porque al girar la sección alrededor del eje neutro produce un desplazamiento del eje baricéntrico donde actúa N .

$$\int \frac{M_z N}{AE} d\theta$$

Debe tenerse cuidado al asignar los signos de M_z y N en el término de acoplamiento: N es positivo si es de tracción y M_z es positivo si trata de disminuir la curvatura de la viga. Para secciones té y doblété debe considerarse la sección reducida por el efecto Bleich

Donde:

A_m = Área modificada

E = el Modulo de Young del Acero

ν = el coeficiente de Poisson

A = el área de la sección

M = Ecuación del momento en el punto a evaluar la deformación

Q = Ecuación de la Fuerza Cortante en el punto a evaluar la deformación

N = Ecuación de la Fuerza Axial en el punto a evaluar la deformación

A_c = Porcentaje del A

G = Módulo Cortante del Acero

Desplazamiento de un punto de una viga curva

Para calcular la componente del desplazamiento de un punto de una viga curva en una dirección dada se puede aplicar el Teorema de Castigliano.

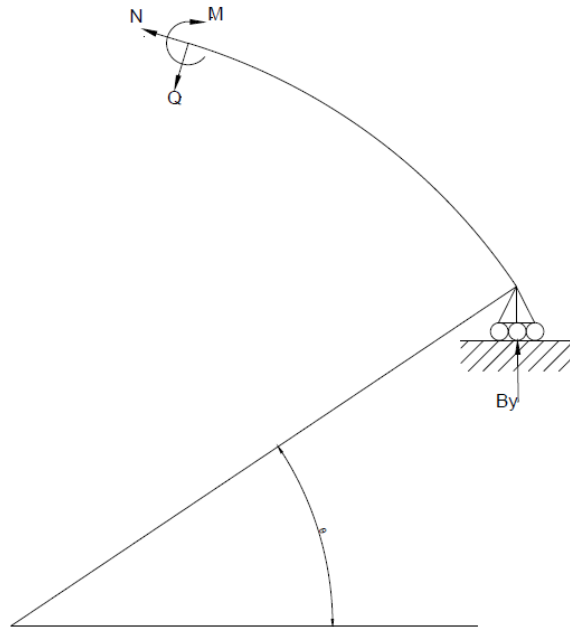
Para ello:

Se aplica una fuerza ficticia "X" en el punto donde se quiere calcular el desplazamiento y en la dirección deseada,

Se determinan los esfuerzos N , Q y M_z causados por todas las fuerzas aplicadas (incluyendo la fuerza ficticia X),

Se computa la energía de deformación $W(X)$ usando la ecuación (9),

Se calcula la derivada de la energía de deformación respecto de X :



Para analizar la deformación en el punto deseado, se aplica una sumatoria de Fuerzas y Momentos, hayamos las ecuaciones de Q , N Y M .

$$M = PR * (1 + \text{Cos}(\theta));$$

Es positivo ya que intenta disminuir la curvatura de la viga

$$Q = P * \text{Sen}(\theta);$$

$$N = P * \text{Cos}(\theta);$$

Es negativa es debido a que está en compresión

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = 0.385E$$

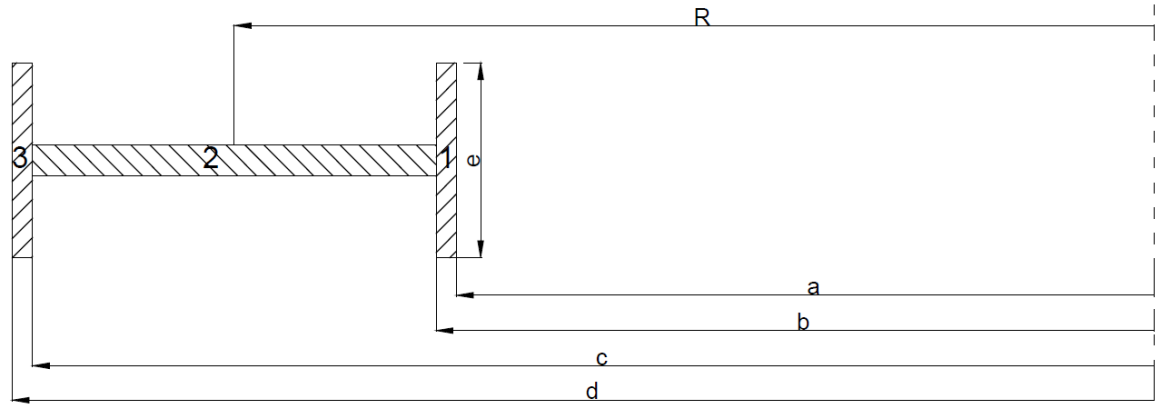
$A = 19750 \text{ mm}^2$; el Área de la sección central de la viga curva

$A_c = 0.85A = 16787.5 \text{ mm}^2$, Área de corte

$$G = 0.385E$$

$E = 200 \times 10^9 \text{ N/mm}^2$; Para el acero

Para calcular el Área modificada (A_m) de la Sección Central de la Viga Curva



$$A_{m1} = e_1 * \ln\left(\frac{b}{a}\right) = 230\text{mm} * \ln\left(\frac{8725}{8700}\right) = 0.660$$

$$A_{m2} = e_2 * \ln\left(\frac{c}{b}\right) = 15\text{mm} * \ln\left(\frac{9275}{8725}\right) = 0.916$$

$$A_{m3} = e_3 * \ln\left(\frac{d}{c}\right) = 230\text{mm} * \ln\left(\frac{9300}{9275}\right) = 0.619$$

$$A_m = A_{m1} + A_{m2} + A_{m3}$$

$$A_m = 2.195\text{mm}$$

Volviendo al cálculo de la energía de deformación:

$$\begin{aligned} W/100 &= \int \frac{(P * \text{Sen}(\theta))^2}{2A_c G} R d\theta + \int \frac{(P * \text{Cos}(\theta))^2}{2AE} R d\theta \\ &+ \int \frac{A_m * (PR * (1 + \text{Cos}(\theta)))^2}{2AE(RA_m - A)} d\theta \\ &- \int \frac{(PR * (1 + \text{Cos}(\theta))) * (P * \text{Sen}(\theta))}{AE} d\theta = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W &= \frac{P^2 R}{AE} \int_0^{\pi} \left[\left(\frac{\text{Sen}^2(\theta)}{2 * 0.85 * 0.385} \right) + \left(-\frac{\text{Cos}^2(\theta)}{2} \right) + \left(\frac{A_m * R * (1 + \text{Cos}(\theta))^2}{2 * (R * A_m - A)} \right) \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{(1 + \text{Cos}(\theta)) * (P * \text{Sen}(\theta))}{AE} \right) \right] d\theta = \end{aligned}$$

Dado que:

$$\int_{\pi/6}^{\pi/2} \text{Sen}^2(\theta) d\theta = 0.7401$$

$$\int_{\pi/6}^{\pi/2} \cos^2(\theta) = 0.3070$$

$$\int_{\pi/6}^{\pi/2} (1 + \cos(\theta))^2 d\theta = 2.3542$$

$$\int_{\pi/6}^{\pi/2} (1 + \cos(\theta)) * \sin(\theta) d\theta = 0.9571$$

Entonces:

$$W = \frac{P^2 R}{AE} \left[\left(\frac{\pi}{2 * 2 * 0.85 * 0.385} \right) - \left(\frac{\pi}{2 * 2} \right) + (1975.5) * \frac{3\pi}{2} - 2 \right]$$

$$W = \frac{P^2 R}{AE} [4651.77]$$

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial P} = \frac{2PR}{AE} [4651.77]$$

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial P} = 11.33 \text{ mm}$$

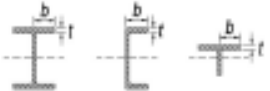
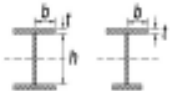
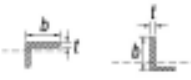


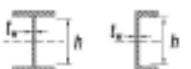
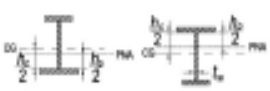



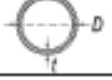
Este resultado es bastante aproximado debido a que para utilizar la ecuación se asume que la viga como sección constante, y esto disminuye su deformación, comparado el valor dado en la simulación de 16.14mm, la cual se lo haya con una sección transversal variable.

$$\delta = 16.89 \geq 16.14 \text{ mm, la deflexion permisible OK}$$

Esta cumple con la deformación mínima requerida en la norma CMMA 70, y además dentro del rango establecido en el manual de diseño de elementos curvos.

B1.2 Análisis de Pandeo

Razones Ancho-Espesor Elementos en Compresión de Miembros en Flexión. (American Institute of Steel Construction, 2010)

TABLA B4.1b Razones Ancho-Espesor: Elementos en Compresión de miembros en flexión					
Caso	Descripción del elemento	Razón Ancho-Espesor	Razones Ancho-Espesor Límite		Ejemplos
			λ (compacto-no compacto)	λ (no compacto-no esbelto)	
Elementos No-Alisados	10 Flexión en alas de perfiles laminados, canales y tes.	b/t	$0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.0 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	11 Alas de secciones I soldadas con doble y simple simetría.	b/t	$0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$0.96 \sqrt{\frac{K_c E}{F_y}}$ (a) (b)	
	12 Alas de ángulos simples	b/t	$0.54 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$0.91 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	13 Alas de toda doble T y canal en torno a su eje más débil.	b/t	$0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.0 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	14 Alas de tes	d/t	$0.84 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.03 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
Elementos Alisados	15 Alas de doble T simétricas y canales.	h/t_w	$3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$5.70 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	16 Alas de secciones doble T con un solo eje de simetría.	h/t_w	$\frac{h_c \sqrt{E}}{0.54 \frac{M_x}{M_y} - 0.09} \leq \lambda$ (a)	$5.70 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	17 Alas de secciones tubulares y secciones cajón de espesor uniforme.	b/t	$1.12 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	18 Alas de sobre planchas y planchas diafragma entre líneas de conectores y soldadura.	b/t	$1.12 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	19 Alas de tubos rectangulares y secciones cajón.	h/t	$2.42 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$5.70 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
20 Tubos redondos.	D/t	$0.07 \frac{E}{F_y}$	$0.31 \frac{E}{F_y}$		

B 1.3 Análisis de Pandeo para Mayor Sección

Se obtuvieron las propiedades geométricas para la mayor sección que se presentan en la **Tabla 2.13a**.

Tabla 2.1 a. Propiedades para Cálculo de Pandeo Viga Principal

Longitud arriostrada lateral	Lb	55,77	ft	Corte torsional	J	6,02	in ⁴
Módulo de corte	G	11165	ksi	Módulo plástico x	Zx	222	in
Resistencia acero	Fy	50	ksi	Módulo plástico y	Zy	22,4	in ³
Módulo de Young	E	2900	ksi	Módulo sección elástica X	Sx	187	in ³
Distancia desde ala a centroide	ho	23,1	in	Constante de alabeo	Cw	5980	in ⁶
Radio de giro Y	ry	1,3	in	Factor de corrección	Cb	1	
Radio de giro del ala en compresión	rts	1,66	in				

Fuente: Elaboración Propia

Ala Superior de la Viga (Elemento No Rigidizado)

Caso XI la Tabla B4.1b

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = \frac{b}{t} = \frac{115}{25}$$

$$\lambda = 4.6$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 9.15$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 1 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_r = 24.08$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la sección del ala es compacta

Alma de la Viga (Elemento Rigidizado)

Caso XVIa Tabla B4.1b

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = \frac{h}{t_w}$$

$$\lambda = \frac{550}{15}$$

$$\lambda = 36.67$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 90.55$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 5.7 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_r = 137.27$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la seccion del alma es compacta

Flexión Axial Alrededor de X

Pandeo Lateral Torsional (LTB)

Este estado limite es aplicable para miembros sujetos a flexión, el esfuerzo de flexión es determinado por el estado limite torsional dado por $\varphi_b M_n$.

$$L_p = 1.76 r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$L_p = 55.1 \text{ in}$$

$$L_r = 1.95 * r_{ts} * \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{J_c}{S_x h_0} + \sqrt{\left(\frac{J_c}{S_x h_0}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7F_y}{E}\right)^2}}$$

$$L_r = 3116.27 \text{ in}$$

$$L_b = 669.24 \text{ in}$$

$$L_p < L_b \leq L_r$$

Por lo que el momento para este caso viene dado por:

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0.7F_y S_y) * \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \leq M_p$$

$$M_p = \text{Momento pl\u00e1stico} = \min(F_y Z_x; 1.5M_y)$$

$$M_p = F_y Z_x = 11100 \text{ kips} - \text{in}$$

$$M_n = 10186.7 \text{ kip} - \text{in}$$

Pandeo local en el ala (LTF)

$$\lambda < \lambda_p$$

$$\lambda_p = 10.78$$

$$\lambda_r = 19.98$$

$$\lambda = 4.6$$

$$M_n = M_p = 11100 \text{ kips} - \text{in}$$

Pandeo local en el alma (LTW)

$$\lambda < \lambda_p$$

$$\lambda_p = 87.9$$

$$\lambda_r = 137.37$$

$$\lambda = 36.67$$

$$M_n = M_p = 11100 \text{ kips} - \text{in}$$

Momento nominal aplicado en la secci\u00f3n en eje X

$$M_{nx} = \min(M_{LTW}; M_{LTF}; M_{LTB})$$

$$M_{nx} = 10186.7 \text{ kip} - \text{in}$$

Flexión Axial Alrededor de Y

Para ala compacta tenemos:

$$M_{ny} = F_y Z_y$$

$$F_y = \text{Resistencia del material}$$

$$Z_y = \text{Constante plástica del material eje } y = 22.4 \text{ in}^3$$

$$M_{ny} = 1120 \text{ kips} - \text{in}$$

Flexión biaxial en ala superior

$$\frac{M_y}{\phi M_{ny}} + \frac{M_x}{\phi M_{nx}} \leq 1$$

ϕ = Factor de resistencia para flexión = 0.9 (Método LRFD)

$$M_x = 2845.75 \text{ kip} - \text{in}$$

$$M_y = 75.67 \text{ kip} - \text{in}$$

$$\frac{75.67}{0.9 * 1120} + \frac{2845.75}{0.9 * 10186.17} \leq 1$$
$$0.39 \leq 1$$

Por lo tanto, la sección central de la viga, no sufrirá pandeo asumiendo una como sección constante a la mayor sección

B2 Dimensionamiento de la Viga Carril

B 2.1 Análisis de Pandeo Viga Carril

Comprobación Razón de Esbeltez (AISC LRFD)

Ala Superior de la Viga (Elemento No Rigidizado)

Caso XI la Tabla B4.1b

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = 7.31$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 9.15$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 24.08$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la seccion del ala es compacta

Alma de la Viga (Elemento Rigidizado)

Caso XVIa Tabla B4.1b

Razón de Esbeltez de la Sección

$$\lambda = 27.83$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_p = 90.55$$

Razón de Esbeltez, Limite Para Sección Compacta

$$\lambda_r = 137.27$$

$\lambda < \lambda_p$ Por lo tanto la seccion del alma es compacta

Flexión Axial Alrededor de X

Pandeo Lateral Torsional (LTB)

$$L_p = 106.39 \text{ in}$$

$$L_r = 386.65 \text{ in}$$

$$L_r = 236.22 \text{ in}$$

$$L_p < L_b \leq L_r$$

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0.7F_y S_y) * \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \leq M_p$$

$$M_n = 3583.44 \text{ kip} - \text{in}$$

$$M_p = \text{Momento plástico} = \min(F_y Z_x; 1.5M_y)$$

$$M_p = F_y Z_x = 4320 \text{ kips} - \text{in}$$

Momento nominal aplicado en la sección en eje X

$$M_x = \min(M_{LTW}; M_{LTF}; M_{LTB})$$

$$M_x = 3583.44 \text{ kip} - \text{in}$$

Momento nominal aplicado en la sección en eje X

$$M_{nx} = \min(M_{LTW}; M_{LTF}; M_{LTB})$$

$$M_{nx} = 3583.44 \text{ kip} - \text{in}$$

Flexión Axial Alrededor de Y

Para ala compacta tenemos:

$$M_{ny} = F_y Z_y \text{ (Ecuación 29)}$$

$$F_y = \text{Resistencia del material}$$

$$Z_y = \text{Constante plástica del material eje y}$$

$$M_{ny} = 1625 \text{ kips} - \text{in}$$

Flexión biaxial en ala superior

$$\frac{M_y}{\phi M_{ny}} + \frac{M_x}{\phi M_{nx}} \leq 1$$

ϕ = Factor de resistencia para flexión = 0.9 (Método LRFD)

$$\frac{83.016}{0.9 * 1625} + \frac{1013.36}{0.9 * 3583.44} \leq 1$$
$$0.37 \leq 1$$

APÉNDICE C

DISEÑO Y SELECCIÓN SISTEMAS DE MOVIMIENTO

C1 Sistema de Movimiento Transversal

C1.1 Selección De Componentes del Carro Transversal

Tabla C1.1 Classification and limits of use of the lifting equipment electromechanisms

Classification and limits of use of the lifting equipment electromechanisms							
Use based on the stress level (type of duty)	T _m = Average duration of daily operation (hours)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
		Life span of the mechanisms in 10 years of operation (hours)	3200	6300	12500	25000	50000
1) Light	N° max of operating cycles in 10 years of operation (Σ cycles)	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴	> 4x10 ⁵
	T _m = Average duration of daily operation (hours)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
	Life span of the mechanisms in 10 years of operation (hours)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
2) Medium	N° max of operating cycles in 10 years of operation (Σ cycles)	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴
	T _m = Average duration of daily operation (hours)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
	Life span of the mechanisms in 10 years of operation (hours)	800	1600	3200	6300	12500	25000
3) Heavy	N° max of operating cycles in 10 years of operation (Σ cycles)	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴
	T _m = Average duration of daily operation (hours)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
	Life span of the mechanisms in 10 years of operation (hours)	400	800	1600	3200	6300	12500
4) Heavy	N° max of operating cycles in 10 years of operation (Σ cycles)	32x10 ³	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴
Service group of lifting and travelling mechanisms	as per ISO standard 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8
	as per FEM rule 9.511	18m	1Am	2m	3m	4m	5m
Intermittent use as per FEM rule 9.683/06	Ratio of intermittence (Rf%)	25	30	40	50	60	60
	Maximum n° of start-ups per hour (A/h)	150	180	240	300	360	360
	Maximum n° of cycles per hour (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Ratio of intermittence (Rf%)	20	25	30	40	50	60
Temporary use	Maximum n° of start-ups per hour (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
	Maximum n° of cycles per hour (C/h)	20	25	30	40	50	> 60
Two speed double planetary motors	Operation time at main speed (min)	15	15	30	30	60	> 60
	Operation time at low speed (min)	2,5	3	3,5	4	5	6
	Maximum n° of start-ups per hour (A/h)	10	10	10	10	10	10
Max n° of start-ups per hour (A/h)	Main speed	1/3 (33,3% of the total n° of start-ups per hour)					
	Low speed	2/3 (66,7% of the total n° of start-ups per hour)					
	T _m = Average duration of daily operation (hours)	Main speed 2/3 (66,7% of the average duration of daily operation)					
	Low speed	1/3 (33,3% of the average duration of daily operation)					

Tabla C1.2 Identification of the Hoist and Relative Trolley

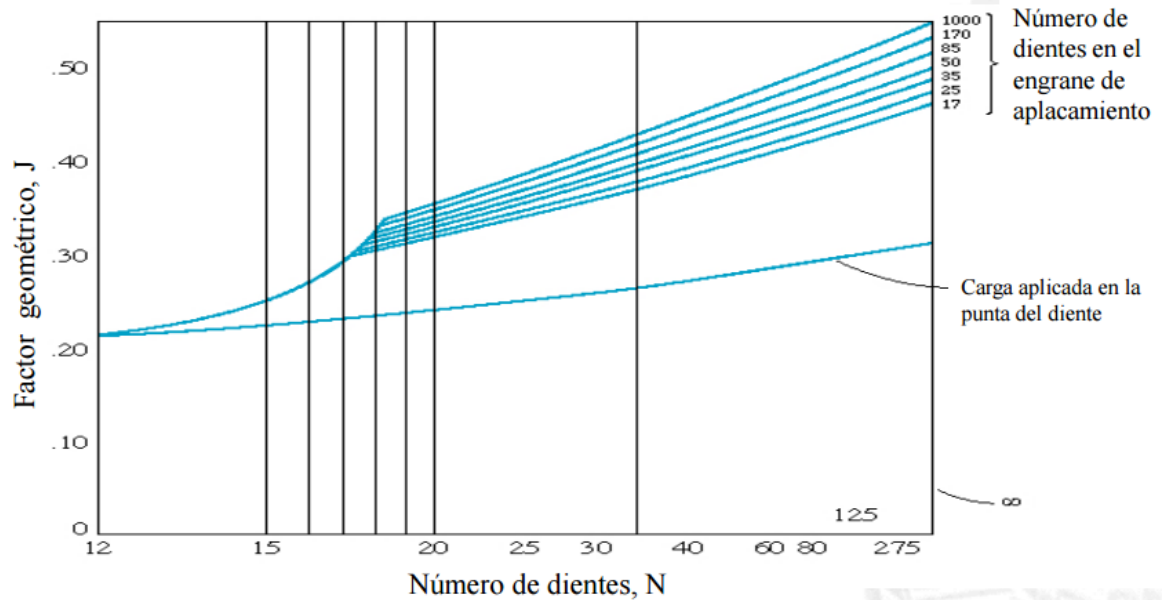
Capacity (kg)	Hoist FEM group	DHR type	Data of DRH electric wire rope hoists										Type of trolley on the hoist			
			Speed at 50 Hz (m/min)		Motor power (kW)		Hook run (m) with drum (1)				Rope (1)		monorail DST - N/R	double girder DRT		
			1 Speed	2 Speed	1 Speed	2 Speed	C	N	L	X1	X2	N° of falls			Ø / Type (mm)	
6300	1Am	24L1-M	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	19	4/1	9A (9A)	2	1	
	2m	34L2-M	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2	
	3m	34L3-M	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2	
	2m	34V2-M	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2	
	3m	44V3-M	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3	
	1Am	32L1-M	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13A (13A)	2	2	
	2m	42L2-M	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3	
	3m	42L3-M	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15A (15A)	3	3	
	1Am	42V1-M	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3	
	8000	1Am	34L1-N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
2m		34L2-N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13B)	3	2	
3m		34L3-N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12A (12A)	3	2	
1Am		34V1-N	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2	
2m		44V2-N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3	
3m		44V3-N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3	
1Am		42L1-N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3	
2m		42L2-N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3	
10000		1Am	34L1-O	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
		16m	34V0-O	6	6/2	11	11/3,6	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
	2m	34L2-O	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13B)	3	2	
	3m	44L3-O	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3	
	2m	44V2-O	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3	
	3m	44S3-O	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3	
	1Am	42L1-O	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16A (16A)	3	3	
	1Am	42S1-O	12	12/4	24	24/7,8	12	16	32	45	58	2/1	16A (16A)	3	3	

C1.2 Diseño del Sistema Engrane-Corona

Calculo Esfuerzos a Flexión

Factor geométrico J

El factor geométrico se encuentra definido en la Norma AGMA 908-B89. Para la selección del parámetro se procederá a una simple interpolación del factor geométrico de la tabla **Factor Geométrico J para Flexión de la AGMA ANEXOS ()**



Se utiliza los valores HPSTC, debido a que la calidad a tallar los dientes es de $Q_v=8$, y la razón de contacto es mayor a 1.

Después de Interpolación los valores de J para nuestro análisis, se tiene que:

$$J_p=0.4$$

$$J_g=0.55$$

Factor dinámico (K_v)

Para el piñón

Dada la velocidad angular del piñón.

$$V_t = \frac{d_p}{2} \omega_p = \frac{0.12[m]}{2} * 4.53 \left[\frac{rad}{s} \right] = 0.2718 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} = \frac{(12 - 8)^{\frac{2}{3}}}{4} = 0.6299$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.6299) = 70.72$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B = \left(\frac{70.72}{70.72 + \sqrt{200(0.2718)}} \right)^{0.6299} = 0.94$$

$$K_v = 0.94$$

Comprobando

$$V_{tmax} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{[70.72 + (8 - 3)]^2}{200} = 21.59 \text{ m/s}$$

Debido a que $V_t < V_{tmax}$, se acepta el análisis

Factor de distribución de cargas (K_m)

Asumiendo un ancho de diente según AGMA:

$$F \cong \frac{16}{P_d} = \frac{16}{5.08} = 3.1496 \text{ in} = 80 \text{ [mm]}$$

$$F = 80\text{mm}$$

Tabla 8-16

Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Interpolando los valores se obtiene:

Interpolando:

$$K_m = 1.63$$

Factor de ampliación de esfuerzos (K_a)

Este factor se aplica debido a que no existe información definitiva acerca de las cargas dinámicas, en la maquinas impulsoras e impulsadas se aplica el factor de K_a para incrementar el esfuerzo en el diente.

Para el factor K_a , se utiliza la siguiente tabla:

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

$$K_a = 1$$

Se selecciona Maquina impulsora motor eléctrico, y maquina impulsada es uniforme.

Factor tamaño (K_s)

Este factor de tamaño, se lo calcula de la misma manera que se estuviese calculado el factor de tamaño en fatiga, dando valores aproximados. Aunque la AGMA no establecido valores del factor de tamaño en función del diámetro y módulo, recomienda que $K_s = 1$, sin embargo si el diseñador toma en cuenta diversos factores como largo del diente. En dichos casos un valor conservador seria de 1.25 y 1.5.

Por lo tanto, el valor:

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro (K_B)

Para el piñón, es sólido entonces el $K_B = 1$.

Para el engranaje, o cremallera se procede a calcular la razón de respaldo debido a que estos pueden fallar por fractura radial.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Donde t_R , es espesor del aro del diámetro de la raíz del diente al diámetro interior del aro y h_t es la profundidad completa del diente.

$$K_B = -2m_B + 3.4; \quad 0.5 \leq m_B \leq 1.2$$

Asumimos que $t_R = h_t$, como un valor conservador por lo tanto el valor de $m_B = 1$.

Entonces,

$$K_B = -2(1) + 3.4 = 1.4$$

$$K_B = 1.4$$

Factor de Engrane Loco K_I

Este factor no interviene en sistema, por lo tanto:

$$K_I = 1$$

A continuación, se presenta una tabla de resumen de cada uno de los factores para el diseño del sistema de engranes en flexión.

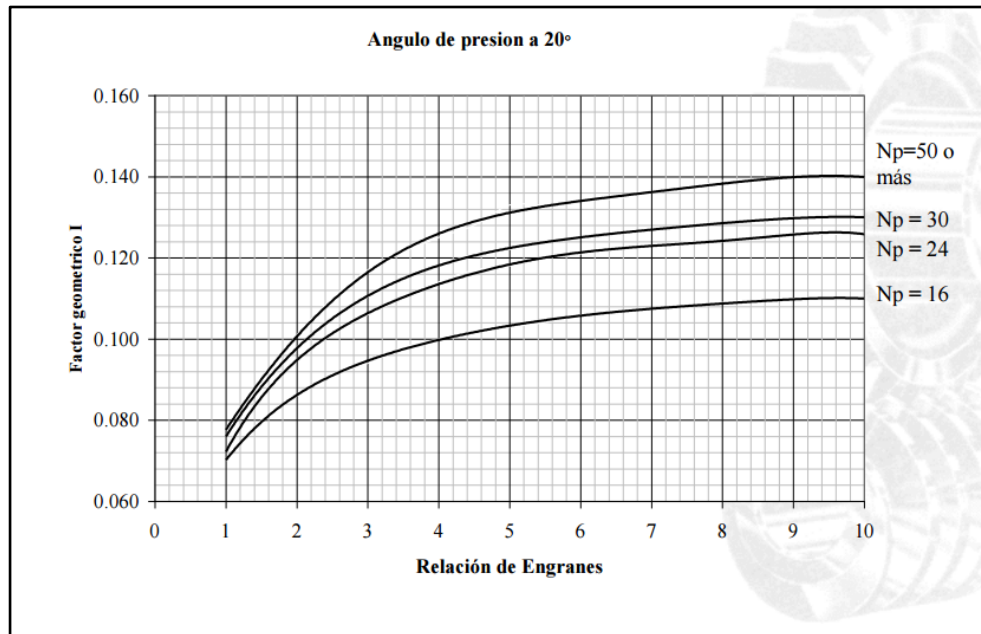
Calculo Esfuerzos Superficiales

El factor Coeficiente elástico (C_p) depende de los materiales que interactúan en el sistema de engranajes tanto el engranaje y el piñón son de acero, se obtiene para un contacto acero-acero;

$$C_p = 191 \text{ MPa}^{0.5}$$

“Tomado del estándar AGMA 2001-B88, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth”

Factor Geométrico Superficial I_g



Factor geométrico superficial I_p

$$\phi = 20^\circ$$

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos\phi$$

$$\rho_g = C \sin\phi - \rho_p$$

Calculando

$$r_p = d_p/2, x_p = 0; C = r_p + r_g$$

$$r_p = 50 \text{ mm}$$

$$r_g = 9300 \text{ mm}$$

$$\rho_p = \sqrt{((50 \text{ mm}) + 5 \text{ mm})^2 - (50 \text{ mm} \cos 20^\circ)^2} - \frac{\pi}{5.08} \cos 20^\circ = 11.92 \text{ mm}$$

$$\rho_g = (9350 \text{ mm}) \sin(20^\circ) - 11.92 \text{ mm} = 3184.259 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ}{\left(\frac{1}{11.92} + \frac{1}{3184.259}\right) (90)} = 0.1239$$

$$I_p = 0.1239$$

Factor Geométrico Superficial I_g

Para determinar el factor geométrico superficial, se usó la **Gráfica I vs Relación de Engrane para un Angulo de Presión de 20° ANEXOS** tomado de la **Guía de Diseño Mecánico de Engranajes de la Universidad de los Andes** (Universidad de los Andes, 2010)

Como se puede observar el límite máximo de los valores de Factor geométrico (I) es un valor de 0.14

Dado el número de dientes y la relación de engranajes.

$$I_g = 0.14$$

Luego. $C_f = 1$ Factor de acabado de superficial.

Debido a que todos los factores como: $C_a = K_a$; $C_s = K_s$; $C_m = K_m$; $C_v = K_v$

$$\sigma_{cp} = 191 \sqrt{\frac{13366.125[N]}{80 \text{ mm} * (0.1239) * 90 \text{ mm}} \frac{1(1.63)}{(0.9453)}} (1)(1) = 970.83 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{cp} = 191 \sqrt{\frac{13366.125[N]}{80 \text{ mm} * (0.14) * 90 \text{ mm}} \frac{1(1.63)}{(0.9453)}} (1)(1) = 913.30 \text{ [MPa]}$$

Factores de Seguridad

Resistencia a la fatiga por flexión

$$S_{fb'} = 450 \text{ [MPa]}$$

Para obtener S_{fb} corregida se utiliza

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$$

Para K_L

$$N = 43.3 [RPM] \left(\frac{60 [min]}{[hr]} \right) \left(\frac{2 [h]}{[dia]} \right) \left(\frac{260 [días]}{[año]} \right) (40 [años])$$

$$= 5.4 \times 10^7 \text{ ciclos}$$

$$K_L = 1.3558 N^{-0.0178} = 1.3558 (5.4 \times 10^7)^{-0.0178} = 0.9875$$

$K_T = 1$; temperatura ambiente y $K_R = 1$ con un 99% de confiabilidad

Entonces

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$$

$$S_{fb} = \frac{0.9875}{(1)(1)} (450) [MPa] = 444.39 [MPa]$$

Resistencia a la fatiga superficial

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'}$$

$$S_{fc'} = 1250 [MPa]$$

Factor de vida superficial

Este dado a la siguiente ecuación, la cual es usada para aplicación comercial:

$$C_L = 1.4488 N^{-0.023} = 1.4488 (1.054E9)^{-0.023} = 0.9619$$

Al ser piñón y engrane del mismo material $C_H = 1$, también $C_T = C_R = 1$

Finalmente

$$S_{fc} = \frac{0.9619(1)}{(1)(1)} (1250) [MPa] = 1202.375 [MPa]$$

C1.3 Datos Técnicos Motor y Reductor Sistema Movimiento Transversal

Motores tipo GP10A (uso general carcasa de aluminio)

- Totalmente cerrados con ventilación exterior
- Montaje: Horizontal con patas (F-1)
- Aislamiento clase F
- Diseño NEMA B según Norma MG-1
- 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm
- 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm
- Factor de servicio: 1.15

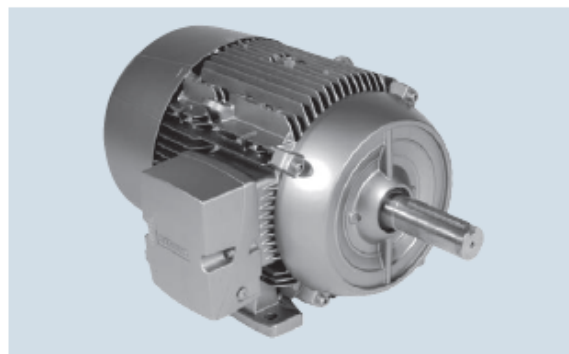


Tabla de selección

Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
10	3600	208-230/460	215T	A7810000012658	11,5	89,5	52
	1800	208-230/460	215T	A7810000012660	12,5	89,5	52
	1200	208-230/460	256T	A7810000012669	13,5	89,5	80
15	3600	208-230/460	254T	A7810000012664	18,0	90,2	77
	1800	208-230/460	254T	A7810000012666	19,0	91,0	76
20	3600	208-230/460	256T	A7810000012665	23,5	90,2	82
	1800	208-230/460	256T	A7810000012667	25,0	91,0	84

HP	Velocidad		armazón	Corriente A			kVA/ Letra de Código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Torque			Conexión
	Síncrona RPM	A plena carga RPM		en vacío	plena carga	Arranque		%	%	plena carga	%	%	plena carga	plena carga [Lb-Ft]	Arranque %	Torque Máx. %	
5	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	72	82	85	7.5	190	400	Y
	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	64	75	79	15.1	190	320	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	62	74	79	22.5	200	340	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	43	54	62	30.0	190	200	Y
7.5	3600	3520	213T	3.5	9.0	63	H	86.5	88.5	88.5	75	84	89	11.2	190	360	Y
	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	66	77	82	22.5	200	340	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	55	68	78	33.5	160	280	Y
	900	875	256T	7.9	13.0	50	G	87.0	88.0	87.5	44	55	62	45.0	190	200	Y
10	3600	3515	215T	4.0	11.5	81	H	90.0	90.5	89.5	79	86	89	14.9	190	380	Y
	1800	1750	215T	5.7	12.5	81	H	89.5	90.0	89.5	66	77	82	30.0	210	360	Y
	1200	1175	256T	7.0	13.5	81	H	89.0	90.0	89.5	58	69	75	44.7	170	260	Y
	900	875	284T	4.0	12.0	81	H	89.4	90.9	91.0	50	61	60	60.0	150	220	Δ
15	3600	3530	254T	5.6	18.0	116	G	88.0	89.5	91.0	78	85	87	22.3	210	290	Y
	1800	1760	254T	8.8	19.0	116	G	90.0	91.0	91.7	64	75	81	44.8	230	260	Y
	1200	1175	284T	10.0	20.0	116	G	90.2	90.9	90.2	57	71	78	67.0	180	270	Δ
	900	875	286T	14.0	23.0	116	G	90.1	91.4	91.0	50	60	67	90.0	150	220	Δ

Motorreductores

Motorreductores de ejes paralelos

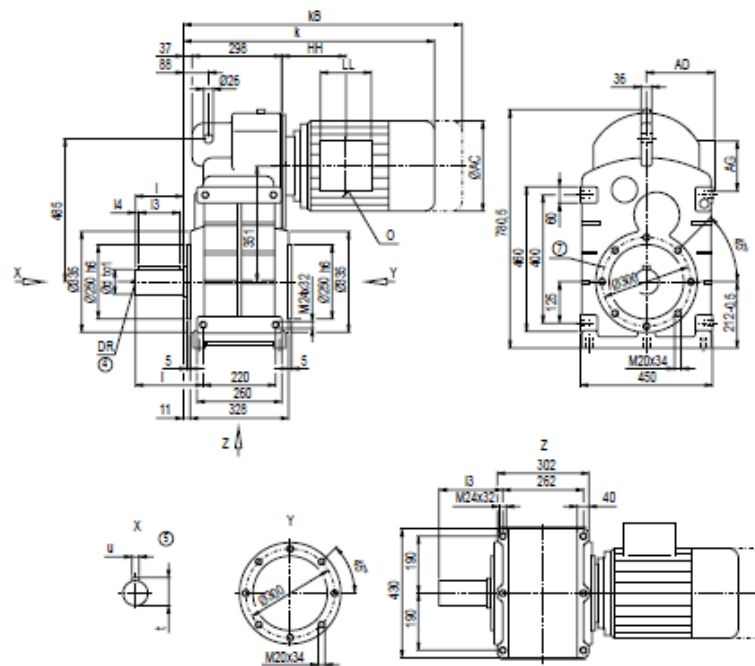
Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^{*)} kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹						
FZ.148B-LA160MB4								
23	26	4 632	1,4	64,37	★	2KJ1307 - ■JP13 - ■■U1		357
24	29	4 332	1,6	60,21		2KJ1307 - ■JP13 - ■■T1		357
27	32	3 852	2,1	53,53	★	2KJ1307 - ■JP13 - ■■S1		357
29	35	3 636	2,2	50,54		2KJ1307 - ■JP13 - ■■R1		357

Reductores FDZ/FZZ148B (dos/tres etapas), carcasa con centraje (tipo C)

FZ012



d	to1	l	i3	i4	t	u	i	i3	DR
90	m6	170	140	15	95	25	235	214	M24x50
100 ^{*)}	m6	210	180	15	106	28	275	254	M24x50

^{*)} Serie preferente

Motor	FZ148B								Peso	
	k	kB	AC	AD	AG	LL	HH	O	FDZ148B	FZZ148B
LA100L	657,0	738,0	195,0	168,0	120	120	104,0	2xM32x1,5	311	-
LA112M	682,5	763,5	219,0	181,0	120	120	105,5	2xM32x1,5	322	-
LA132S	741,5	843,5	259,0	195,0	140	140	145,0	2xM32x1,5	331	327
LA132M	741,5	843,5	259,0	195,0	140	140	145,0	2xM32x1,5	331	327
LA132ZM	787,5	889,5	259,0	195,0	140	140	145,0	2xM32x1,5	340	336
LA160M	841,0	959,5	313,5	227,0	165	165	167,5	2xM40x1,5	371	366

C2 Sistema de Movimiento Longitudinal

C2.1 Comprobación de las Ruedas Seleccionadas bajo normativa CMAA

TABLE 4.13.3-1

TYPICAL BRIDGE LOAD FACTORS K_{bw}

BRIDGE SPAN FT.	CAPACITY IN TONS						
	3	5	7½	10	15	20	25
20	.812	.782	.762	.747	.732	.722	.716
30	.817	.785	.767	.750	.736	.725	.718
40	.827	.794	.777	.760	.744	.732	.723
50	.842	.809	.791	.771	.758	.740	.738
60	.861	.830	.807	.790	.773	.754	.747
70	.877	.844	.825	.807	.789	.768	.760
80	.888	.857	.835	.818	.802	.779	.770
90	.898	.869	.850	.832	.815	.792	.782
100	.912	.883	.867	.848	.826	.806	.796
110	.926	.890	.882	.863	.844	.823	.812
120	.934	.909	.894	.879	.860	.834	.827

TABLE 4.13.3-2

SPEED FACTOR C_s

WHEEL DIA. IN INCHES	SPEED IN FEET PER MINUTE											
	30	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400
8	.907	.958	1.013	1.049	1.086	1.122	1.158	1.195	1.267	1.340	1.413	1.485
9	.898	.944	1.001	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163	1.227	1.292	1.356	1.421
10	.892	.932	.984	1.020	1.049	1.079	1.108	1.137	1.195	1.253	1.311	1.369
12	.882	.915	.958	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098	1.146	1.195	1.243	1.292
15	.872	.898	.932	.967	1.001	1.020	1.040	1.059	1.098	1.137	1.175	1.214
18	.865	.887	.915	.944	.973	1.001	1.017	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163
21	.860	.879	.903	.927	.952	.977	1.001	1.015	1.043	1.070	1.098	1.126
24	.857	.873	.894	.915	.937	.958	.980	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098
27	.854	.869	.887	.906	.925	.944	.963	.982	1.012	1.033	1.055	1.076
30	.852	.865	.882	.898	.915	.932	.949	.967	1.001	1.020	1.040	1.059
36	.849	.860	.873	.887	.901	.915	.929	.944	.973	1.001	1.017	1.033

TABLE 4.13.3-3
WHEEL SERVICE FACTOR S_m AND MINIMUM LOAD SERVICE FACTOR K_w MINIMUM

CLASS OF CRANE SERVICE	A	B	C	D	E	F
K_w MIN	.75	.75	.8	.85	.9	.95
S_m	.8	.9	1.	1.12	1.25	1.45

TABLE 4.13.3-4
MAXIMUM PERMISSIBLE BRIDGE AND TROLLEY WHEEL LOADING (POUNDS)

Wheel Hardness	Wheel dia. (D) inches	ASCE 20#	ASCE 25#	ASCE 30#	ASCE 40#	ARA-A 90#	ASCE 60 & 70# ARA-B 100#	ASCE 80 & 85# ARA-A 100# BETH 104 USS 105#	ASCE 100#	BETH & USS 135#	BETH & USS 175#	BETH 171#
320 BHN	8	9400	11150	11850	13900							
	9	10550	12550	13300	15650	20750	21950					
	10	11750	13900	14800	17400	23050	24350					
	12		16700	17750	20900	27650	29250	31300	35500			
	15			22200	26100	34600	36550	39150	44400			
	18			26650	31300	41500	43850	47000	53250	56400		
	21				36550	48400	51150	54800	62150	65800	91350	102300
	24					55350	58450	62650	71000	75200	104400	116950
	27							70500	79900	84550	117450	131550
	30							78300	88750	93950	130500	146200
	36								106500	112750	156600	175400

C2.2 Selección de Rodamientos

Se empezará asumiendo que la carga total $F_a = P$ con el fin de preseleccionado un rodamiento de rodillos esféricos, ya que estos soportan cargas radiales como axiales a la vez con menor diámetro que los rodillos de bolas.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8.23}{29.85} = 0.275$$

$$P_r = xF_r + Y_1F_a$$

$$C_r = \left(\frac{L_{10} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * P$$

Donde:

$$n = \text{Velocidad del sistema} = 70 \text{ rpm}$$

$$L_{10} = \text{Vida nominal AFBMA (horas)}$$

Se selecciona de la **Tabla 4.8.2-1** la vida para nuestro rodamiento según el tipo de servicio del puente grúa.

**TABLE 4.8.2-1
AFBMA L_{10} BEARING LIFE**

Class A	1250 Hours
Class B	2500 Hours
Class C	5000 Hours
Class D	10000 Hours
Class E	20000 Hours
Class F	40000 Hours

$$L_{10} = 2500 \text{ horas}$$

$$C_r = \left(\frac{2500 * 60 * 70}{10^6} \right)^{1/3} * 29.85 \text{ kN}$$

$$C_r = 65.36 \text{ kN}$$

Se selecciona un rodamiento con rodillos esféricos con $\phi 35\text{mm}$ y $C_r = 69.5 \text{ kN}$, $e = 0.33$

Se tiene que:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Por lo que

$$X=1$$

$$Y=Y_1 = 2.07$$

$$P_r = (1) * 29.85\text{kN} + (2.07) * 8.23\text{kN}$$

$$P_r = 46.88 \text{ kN}$$

Se vuelve a calcular C_r con el nuevo valor de P_r

$$C_r = \left(\frac{2500 * 60 * 70}{10^6} \right)^{1/3} * 46.88 \text{ kN}$$

$$C_r = 102.65 \text{ kN}$$

Se regresa a seleccionar un nuevo rodamiento de mayor diámetro con este valor de C_r y calcular la nueva fuerza P_r , que se obtiene con los nuevos valores de X y Y.

$$\phi 40 \text{ mm}$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$e = 0.32$$

$$X=1$$

$$Y=Y_1 = 2.09$$

$$P_r = (1) * 29.85 \text{ kN} + (2.09) * 8.23 \text{ kN}$$

$$P_r = 47.05 \text{ kN}$$

$$C_r = \left(\frac{2500 * 60 * 70}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * 47.05 \text{ kN}$$

$$C_r = 103.03$$

Este valor no sobrepasa el valor de C_r dado en el catálogo, por lo que se considera adecuado para nuestra aplicación.

$$C_{or} = 128 \text{ kN}$$

Factor de Seguridad para Rodamiento

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \text{ (Ecuación 54)}$$

$$S_o = \frac{128 \text{ kN}}{47.05 \text{ kN}}$$

$$S_o = 2.72$$

C2.3 Selección del Motor y Reductor

TABLE 5.2.9.1.2.1-D

SUGGESTED VALUES FOR F (FRICTION FACTOR) FOR BRIDGES & TROLLEYS WITH METALLIC WHEELS & ANTI-FRICTION BEARINGS

Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb/Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

TABLE 5.2.9.1.2.1-C
RECOMMENDED VALUES OF K_1 (ACCELERATING TORQUE FACTOR)

Type of Motor	Type of Control	3K_1
AC Wound Rotor	Contacto-Resistor	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor, Mill	Contacto-Resistor	1.5-1.7 ⁴
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contacto-Resistor	2.0

³ K_1 is a function of control and/or resistor design.

⁴Low end of range is recommended when permanent slip resistance is used.

TABLE 5.2.9.1.2.1-E
RECOMMENDED VALUES OF TRAVEL DRIVE SERVICE CLASS FACTOR 3K_2

CMAA Service Class	DC Constant Potential w/AISE Series Mill Mtrs ⁴		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 ¹	1.0	N/A	1.2	1.4
F ²	1.4	N/A	1.4	1.6

C2.4 Datos Técnicos Motor y Reductor Sistema Movimiento Longitudinal

Motores trifásicos

Tabla de selección

Totalmente cerrados con ventilación exterior

Montaje: Horizontal con patas (F-1)

Aislamiento clase F

Diseño NEMA B según Norma MG-1

33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm

40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm

Factor de servicio:

1.15 Motores GP10 y SD10

Potencia en HP	Velocidad en RPM	Descripción		Modelo	
		Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	SD10 Uso Severo Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143T	A7810000048458	no disponible
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810000048472	A7810000048469
	1200	208-230/460	143T	A7810000048459	A7810000048474
	900	208-230/460	145T	A7810000048490	A7810000048475
1	3600	208-230/460	143T	A7810000012670	A7810000047493
	1800	208-230/460	143T	A7810000012675	A7810000047514
	1200	208-230/460	145T	A7810000012678	A7810000047515
	900	208-230/460	182T	A7810000048088	A7810000048042
1.5	3600	208-230/460	143T	A7810000012671	A7810000048041
	1800	208-230/460	145T	A7810000012676	A7810000047516
	1200	208-230/460	182T	A7810000012683	A7810000048043
	900	208-230/460	184T	A7810000048499	A7810000048044
2	3600	208-230/460	145T	A7810000012672	A7810000048045
	1800	208-230/460	145T	A7810000012677	A7810000047517
	1200	208-230/460	184T	A7810000012684	A7810000048046
	900	208-230/460	213T	A7810000048089	A7810000048047
3	3600	208-230/460	182T	A7810000012679	A7810000048048
	1800	208-230/460	182T	A7810000012681	A7810000047518
	1200	208-230/460	213T	A7810000012689	A7810000048049
	900	208-230/460	215T	A7810000048090	A7810000048050
5	3600	208-230/460	184T	A7810000012680	A7810000048051
	1800	208-230/460	184T	A7810000012682	A7810000047519
	1200	208-230/460	215T	A7810000012690	A7810000048052
	900	208-230/460	254T	A7810000048091	A7810000048054
7.5	3600	208-230/460	213T	A7810000012685	A7810000048055
	1800	208-230/460	213T	A7810000012687	A7810000047520
	1200	208-230/460	254T	A7810000012697	A7810000048066
	900	208-230/460	256T	A7810000048092	A7810000048067
10	3600	208-230/460	215T	A7810000012686	A7810000048068
	1800	208-230/460	215T	A7810000012688	A7810000048030
	1200	208-230/460	256T	A7810000012699	A7810000048069
15	3600	208-230/460	254T	A7810000012692	A7810000048071
	1800	208-230/460	254T	A7810000012695	A7810000048031
20	3600	208-230/460	256T	A7810000012694	A7810000048072
	1800	208-230/460	256T	A7810000012696	A7810000048032

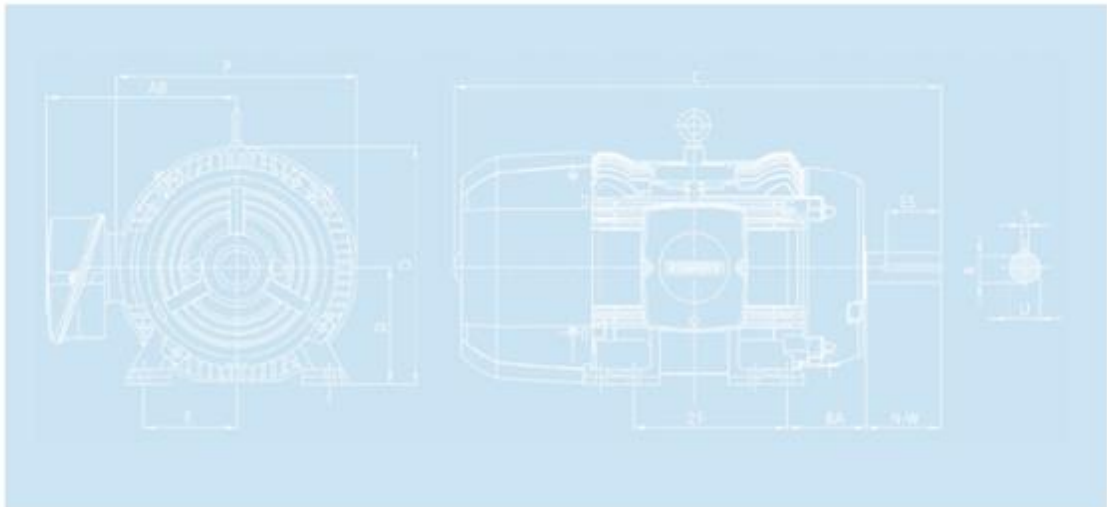


Motores Totalmente Cerrados Con Ventilación Exterior (TCCVE) GP10 (Uso General carcasa en fundición gris)

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	4.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
145T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	5.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
182T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	4.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
184T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	5.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
213T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	5.5	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
215T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	7.0	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
254T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	8.25	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625
256T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	10.0	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625

Datos sujetos a cambios sin previo aviso



Motorreductores

Motorreductores de ejes coaxiales

Reducciones y pares máximos

Datos para selección y pedidos (continuación)

Tamaño de reductor	Cód. de reduc. Referencia	Índ. de reduc. i_{tot}	Velocidad de salida		Par nom. $T_{2N}(f_5=1)$ Nm	Par de entrada admisible T_1 [Nm]														
			n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹		Brevemente se admite este valor x 2,5 (p. ej., par de arranque del motor)														
Par máximo del reductor Nm	15. ^a y 16. ^a posición					Tamaño para motor														
						3	3	5	10	20	26	61	98	198	198	291	356	580	1290	
						63	71	80	90	100	112	132	160	180	200	225	250	280	315	
D38 220	S1	191,75 ★	7,6	9,1	220	*	*	*												
	R1	170,24	8,5	10,3	220	*	*	*												
	Q1	149,26 ★	9,7	11,7	220	*	*	*	*											
	P1	133,57	10,9	13,1	220	*	*	*	*	*										
	N1	118,55 ★	12,2	14,8	220	*	*	*	*	*	*									
	M1	103,89	14,0	16,8	220	*	*	*	*	*	*	*								
	L1	91,34 ★	15,9	19,2	220	*	*	*	*	*	*	*	*							
	K1	82,52	17,6	21,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*						
	J1	71,91 ★	20,0	24,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*					
	H1	64,58	22,0	27,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
	G1	58,30 ★	25,0	30,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
	F1	52,86	27,0	33,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
	E1	48,10 ★	30,0	36,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	D1	42,53	34,0	41,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	C1	39,28 ★	37,0	45,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	B1	33,82	43,0	52,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
A1	30,74 ★	47,0	57,0	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
Z38 160 ... 220	A2	44,12 ★	33	40	220	*	*	*												
	X1	39,24	37	45	208	*	*	*												
	W1	34,04 ★	43	51	220	*	*	*	*											
	V1	31,80	46	55	220	*	*	*	*	*										
	U1	27,97 ★	52	63	220	*	*	*	*	*	*									
	T1	24,50	59	71	220	*	*	*	*	*	*	*								
	S1	21,67 ★	67	81	220	*	*	*	*	*	*	*	*							
	R1	19,64	74	89	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*						
	Q1	17,33 ★	84	101	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*					
	P1	15,64	93	112	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
	N1	14,18 ★	102	123	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
	M1	12,92	112	135	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
	L1	11,82 ★	123	148	220	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	K1	10,57	137	166	210	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	J1	9,70 ★	149	180	200	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	H1	8,75	166	200	195	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	G1	7,52 ★	193	233	190	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	F1	7,50 ★	193	233	185	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	D1	6,71	216	261	180	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
	C1	6,16 ★	235	284	170	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
B1	5,55	261	315	165	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
A1	4,77 ★	304	367	160	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		

★ Reducción preferente

1) Sólo es posible con el motor integrado o adosado.

En reductores de tamaño 18 y 28 sólo es posible con el motor o grupo de entrada KQ y KQS integrado o adosado.

Cálculo del par de salida máximo T_{2max} en reductores con grupos de entrada:

$$T_{2max} = T_1 \times i_{tot}, \text{ si } T_{2max} \leq T_2$$

Si $T_{2max} \geq T_2$, es determinante el par de salida máx. T_2 del reductor.

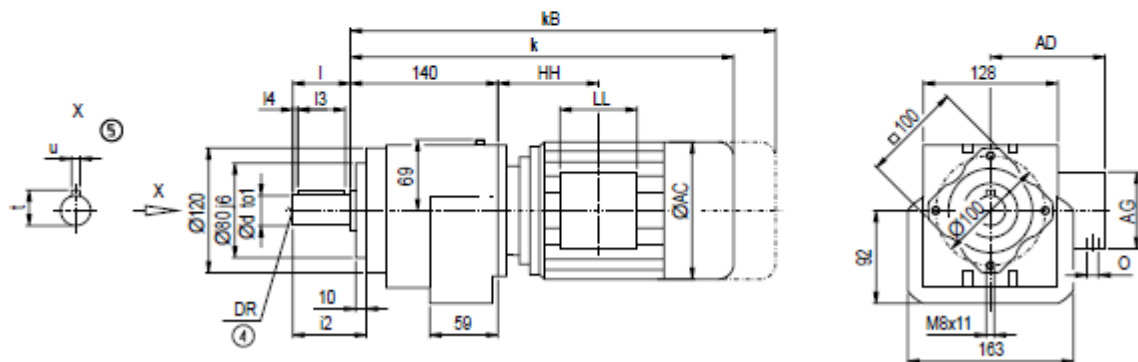
Motorreductores

Motorreductores de ejes coaxiales

Dimensiones

Reductores DZ/ZZ38 (dos/tres etapas), carcasa con centraje (tipo C)

DZZ011



d	to1	I	I4	I3	t	u	i2	DR
25	k6	50	7	40	28	8	63	M10x22
30 ^{*)}	k6	60	7	50	33	8	73	M10x22

*) Serie preferente

Motor	ZZ38		DZ38		AC	AD	AG	LL	ZZ38		DZ38		Peso	
	k	kB	k	kB					HH	HH	O	ZZ38	DZ38	
LA71	398,5	453,5	413,5	468,5	139,0	146	90	90	114,5	129,5	M20x1,5/M25x2,5	15	16	
LA71Z	417,5	472,5	432,5	487,5	139,0	146	90	90	114,5	129,5	M20x1,5/M25x2,5	15	16	
LA80	435,5	499,0	450,5	514,0	156,5	155	90	90	114,0	129,0	M20x1,5/M25x2,5	20	21	
LA90S	466,5	537,5	481,5	552,5	174,0	163	90	90	114,0	129,0	M20x1,5/M25x2,5	24	25	
LA90L	466,5	537,5	481,5	552,5	174,0	163	90	90	114,0	129,0	M20x1,5/M25x2,5	24	25	
LA100L	512,5	593,5	-	-	196,0	168	120	120	154,5	-	2xM32x1,5	33	-	
LA112M	542,0	623,0	-	-	219,0	181	120	120	160,0	-	2xM32x1,5	44	-	

⊗ DIN 332

⊗ Chaveta/chavetero DIN 6885

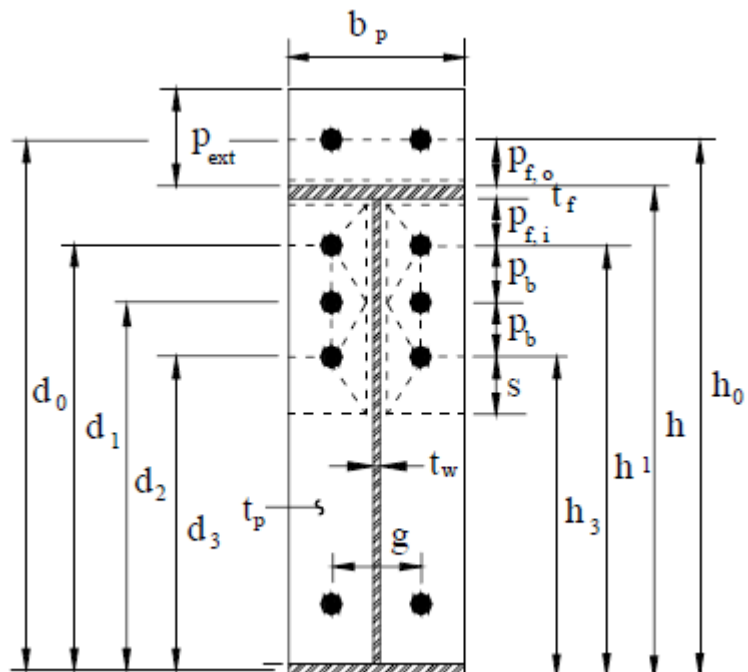
APÉNDICE D

DISEÑO DETALLADO DE JUNTAS Y UNIONES

C3 Diseño de Juntas

Diseño Junta Pernada de la Viga Central

Datos Geométricos de Entrada



$$h = 600\text{mm} = 23.622 \text{ in}$$

$$b_p = 230\text{mm} = 9.06 \text{ in}$$

$$t_w = 15\text{mm} = 0.59 \text{ in}$$

$$t_f = 25\text{mm} = 0.98 \text{ in}$$

$$g = 76.2\text{mm} = 3 \text{ in}$$

$$p_{f0} = 38.1\text{mm} = 1.5 \text{ in}$$

$$p_{fi} = 31.75\text{mm} = 1.25 \text{ in}$$

$$p_{ext} = 76.2\text{mm} = 3 \text{ in}$$

Datos Geométricos Calculados

$$\gamma_r = 1 \text{ (para placa extendida)}$$

$$p_b = 3d = 57\text{mm} = 2.24 \text{ in (asumiendo pernos de 3/4")}$$

$$M_u = \text{Momento Maximo} = 400 \times 10^3 \text{ N} - \text{m} = 3541.61 \text{ Kip} - \text{in}$$

$$F_t = 90\text{Ksi} = 620.5 \text{ MPa (Resistencia del Perno A325)}$$

$$d_0 = h + p_{f0} - \frac{t_f}{2}$$

$$d_0 = 625.6\text{mm} = 24.63 \text{ in}$$

$$d_1 = h - \frac{3t_f}{2} - p_{fi}$$

$$d_1 = 530.75\text{mm} = 20.9 \text{ in}$$

$$d_2 = d_1 - p_b$$

$$d_2 = 473.65\text{mm} = 18.65 \text{ in}$$

$$d_3 = d_2 - p_b$$

$$d_3 = 416.75 \text{ mm} = 16.41 \text{ in}$$

$$h_0 = h + p_{f0}$$

$$h_0 = 638.1\text{mm} = 25.12 \text{ in}$$

$$h_1 = h - (p_{f0} + t_f)$$

$$h_1 = 536.9 \text{ mm} = 21.14 \text{ in}$$

$$h_3 = h_1 - 2p_b$$

$$h_3 = 422.9 \text{ mm} = 16.65 \text{ in}$$

$$s = \frac{1}{2} \sqrt{b_p g}$$

$$s = 66.19\text{mm} = 2.6 \text{ ''}$$

Diámetro del Perno

$$d_b = \sqrt{\frac{2M_u}{\pi \phi F_t (\sum d_n)}}$$

$$d_b = \sqrt{\frac{2(3541.61 \text{ kip} - \text{in})}{\pi(0.75)90\text{ksi}(80.59\text{in})}}$$

$$d_b = 0.6437 \text{ in}$$

$d_b = \text{Se asumira pernos de } 3/4''$

Espesor de la placa

$$Y = \frac{b_p}{2} \left[h_1 \left(\frac{1}{p_{f,i}} \right) + h_3 \left(\frac{1}{s} \right) + h_0 \left(\frac{1}{p_{f,o}} + \frac{1}{2s} \right) \right] + \frac{2}{g} \left[h_1 (p_{f,i} + 1.5p_b) + h_3 (s + 0.5p_b) + h_0 (d_e + p_{f,o}) \right] + \frac{g}{2}$$

$$Y = \frac{230}{2} \left[536.9 \left(\frac{1}{31.75} \right) + 422.9 \left(\frac{1}{66.19} \right) + 638 \left(\frac{1}{38.1} + \frac{1}{2 * 66.19} \right) \right] \\ + \frac{2}{76.2} [536.9(31.75 + 1.5 * 57) + 422.9(66.19 + 1.5 * 57) \\ + 638.1(38.1 + 38.1)] + \frac{76.2}{2}$$

$$Y = 9236.23 \text{ mm} = 363.63 \text{ in}$$

Resistencia del Perno A325

$$P_t = \frac{\pi d_b^2 F_t}{4}$$

$$P_t = 39.76 \text{ kips}$$

$$\phi M_{np} = \phi [2P_t * (\sum d_n)]$$

$$\phi M_{np} = 0.75 [2 * 39.76 * (80.59)]$$

$$\phi M_{np} = 4806.38 \text{ kips} - \text{in}$$

Calculo del espesor de placa requerido

$$t_{p,req} = \sqrt{\frac{1.11 * \gamma_r * \phi M_{np}}{\phi_b * F_{py} * Y}}$$

$$t_{p,req} = \sqrt{\frac{1.11 * 1 * 4806.38 \text{ kips} - \text{in}}{0.9 * 90 \text{ ksi} * 363.63 \text{ in}}}$$

$$t_{p,req} = 0.5709 \text{ in}$$

Datos de entrada para cálculo

$$t_{p,req} = 15mm$$

$$d_b = 3/4" = 19.05mm$$

Después de la selección del perno, se procede a calcular las fuerzas de distorsión (prying forces)

$$w' = \frac{b_p}{2} - \left(d_b + \frac{1}{16}\right)$$

$$w' = 3.7175 \text{ in}$$

$$a_i = 3.682 * \left(\frac{t_p}{d_b}\right)^3 - 0.085$$

$$a_i = 1.726 \text{ in}$$

$$F_i' = \frac{t_p^2 F_{py} \left[0.85 \left(\frac{b_p}{2}\right) + 0.8w'\right] + \frac{\pi d_b^3 F_t}{8}}{4p_{fi}}$$

$$F_i' = \frac{(0.59055)^2 * 50 \left[0.85 \left(\frac{9.06}{2}\right) + 0.8 * 3.7175\right] + \frac{\pi * (3/4")^3 * (90)}{8}}{4 * 1.25}$$

$$F_i' = 26.78 \text{ kips}$$

$$Q_{max,i} = \frac{w' t_p^2}{4a_i} \sqrt{F_{py}^2 - 3 \left(\frac{F_i'}{w' t_p}\right)^2}$$

$$Q_{max,i} = \frac{3.7175 * 0.59055^2}{4 * 1.726} \sqrt{50^2 - 3 \left(\frac{26.78}{3.7175 * 0.59055}\right)^2}$$

$$Q_{max,i} = 8.509 \text{ kips}$$

$$a_0 = p_{ext} - p_{f0}$$

$$a_0 = 3' - 1.5' = 1.5'$$

$$Q_{max,0} = \frac{w' t_p^2}{4a_0} \sqrt{F_{py}^2 - 3 \left(\frac{F_0'}{w' t_p}\right)^2}$$

$$F_0' = F_i' \left(\frac{p_{fi}}{p_{f0}}\right)$$

$$F_0' = 22.31 \text{ kips}$$

$$Q_{max,0} = 10.11 \text{ kips}$$

$$P_t = \frac{\pi d_b^2 F_t}{4}$$

$$P_t = \frac{\pi(3/4)^2(90)}{4} = 39.76 \text{ kips}$$

Calculamos el momento crítico mediante las posibles combinaciones de fuerzas:

$$\phi M_q =$$

- 1) $\phi[2(P_t - Q_{max.o})d_0 + 2(P_t - Q_{max.i})(d_1 + d_3) + 2T_b d_2]$
- 2) $\phi[2(P_t - Q_{max.o})d_0 + 2T_b(d_2 + d_1 + d_3)]$
- 3) $\phi[2(P_t - Q_{max.i})(d_1 + d_3) + 2T_b(d_2 + d_0)]$
- 4) $\phi[2T_b(d_3 + d_2 + d_1 + d_0)]$

Entre las ecuaciones anteriores se elige el máximo de estas:

$$T_b \approx 0.7P_t = 0.7(39.76) = 27.83 \text{ kips}$$

$$\phi M_q =$$

- 1) $0.75 * [2(39.76 - 10.11)24.63 + 2(39.76 - 8.509)(20.88 + 16.41) + 2(27.83) * 18.65]$
- 2) $\phi[2(P_t - Q_{max.o})d_0 + 2T_b(d_2 + d_1 + d_3)]$
- 3) $0.75 * [2(27.61 - 6.55)(20.88 + 16.41) + 2(19.327)(24.63 + 18.65)]$
- 4) $\phi[2T_b(d_3 + d_2 + d_1 + d_0)]$

Se chequea que $\phi M_q > M_u$, Si es necesario ajustar el diámetro de perno hasta que ϕM_q sea más grande que M_u

$$M_u = 400000N - m = 3541.7 \text{ kip} - in$$

Un Newton-metro es igual a 8.8507lbf-in

$$\phi M_q = 3621.98 \text{ kip} - \text{in}$$

$$M_u = 3541.7 \text{ kip} - \text{in}$$

$\phi M_q > M_u$, Entonces el perno ensayado de 3/4" es correcto con una placa de 15.875mm.

APÉNDICE E

TOLERANCIAS Y PARÁMETROS DE FABRICACIÓN

DESCRIPCIÓN DE UNA VIGACERO®

COMPONENTES DE VIGAS SOLDADAS:

- 1: Alma
- 2: Patín inferior
- 3: Rigidizador (**)
- 4: Patín superior
- 5: Placas de anclaje con perforaciones (**)

NOMENCLATURA :

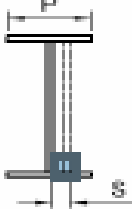
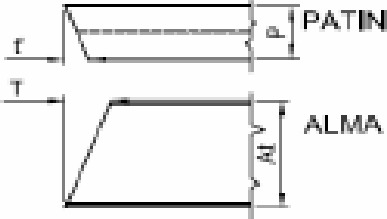

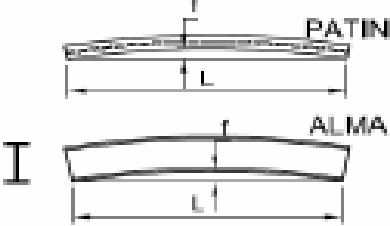
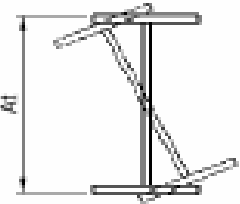
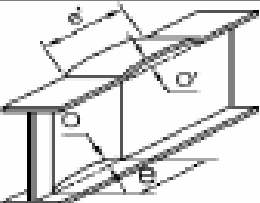
P: Patín
Aa: Ancho de alma
L: Longitud
At: Altura total de la Viga
Ea: Espesor de alma
Eps: Espesor de patín superior
Epi: Espesor de patín inferior

Notas

- 1.- Las vigas soldadas no incluyen cortes especiales en sus extremos, estos cortes deberán ser consultados por el Depto. de Ingeniería y Programación de la producción, para coordinación de tiempos de entrega y costos adicionales.
- 2.- (**) Las vigas que contengan elementos estructurales como rigidizadores, placas de anclaje perforadas, o perforaciones o tolerancias especiales en sus componentes principales no indicadas en este manual deberán ser consultadas con los Deptos. de Ingeniería y Programación de KUBIEC, para coordinación de tiempos de entrega y costos adicionales.
- 3.- Perforadores mayores o iguales a 30mm se realizarán por corte o plasma con su correspondiente acabado.
- 4.- En vigas que sean fabricadas bajo pedido especial con espesores menores a los indicados en esta tabla, podrán presentar desvíos en sus componentes, esto no será motivo de rechazo o no conformidad.

Variables para Vigacero Todas las medidas en mm		Parámetros	Tolerancias (mm)	Referencia	
Sección transversal		Altura total de viga	At ≤ 300	+4, -3	ASTM A6 /A-6M TABLA A1.16
			At > 300	+At/100 (Máx 12) -3	NORMA INTERNA KUBIEC
		Ancho de Patín	P	±3.0	ASTM A6 /A-6M TABLA A1.16
		Longitud	L ≤ 6000	≤ 2 + 1mm/m	NORMA INTERNA KUBIEC
			L > 6000	At ≤ 600 At > 600	
		Ea y Ep Espesor de alma y patín		Ver Pag 6/6	
Inclinación o Alabeo de patines		C	P ≤ 200	≤ 3.0	AWS D1.1 SECCIÓN C Fig. C 5.7. Párrafo C 5.23.8
			P ≥ 200	3 < C ≤ 6	

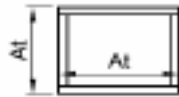
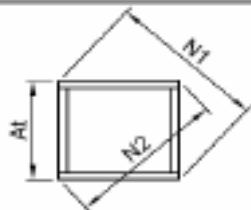
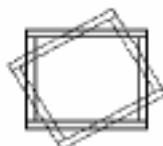
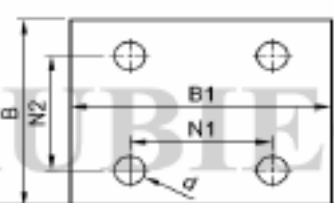
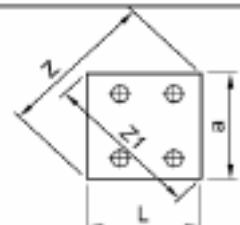
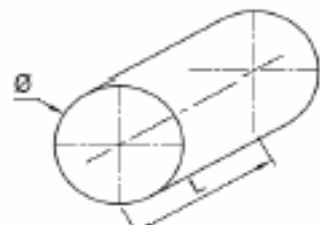
Espesor mínimo para fabricación de vigas: 4mm

Variables para Vigacero Todas las medidas en mm		Parámetros		Tolerancias (mm)		Referencia	
Excentricidad del alma		S		≤ 6.0		AWS D1.1 SECCIÓN 5 Párrafo C 5.23.7	
Descuadre en extremos		t'	$P \leq 200$	≤ 3.0		NORMA INTERNA KUBIEC	
			$P > 200$	≤ 4.0			
	T	$A_t \leq 600$	≤ 5.0				
		$A_t > 600$	$\leq 3 + 1 \text{ mm}/100 \text{ mm}$				
Pandeo local del alma		fa		$A_t \leq 600$	≤ 5.0		
			$A_t > 600$	≤ 6.0			
Camber y deflexión		f		$f \leq (L/1000)$		AWS D1.1 SECCIÓN 5 Párrafo 5.23.2 5.23.5	
Torsión en el perfil		La torsión de las vigas soldadas no es especificada en el código de soldadura AWS D1.1. sección 5, párrafo 5.23.8, debido que esta se eliminará cuando sea conectada con otros elementos estructurales en el montaje. Ver comentarios C 5.23.8 de AWS D1.1. 2004					
Ondulaciones longitudinales de alma y patín		Alma	O	$e \leq 600$	≤ 5.0		NORMA INTERNA KUBIEC
				$e > 600$	≤ 6.0		
		Patín	O'	$e' \leq 400$	≤ 5.0		
				$e' > 400$	≤ 6.0		

SOLDADURA EN VIGAS

Preparación de juntas, tipos procesos de soldadura, procedimientos de soldadura, Calificaciones de soldadores así como parámetros de inspección, criterios de aceptación y rechazo, de acuerdo a código de soldadura AWS D1.1. 2004

VIGAS CAJÓN

Variables para Vigas tipo cajón Todas las medidas en mm		Parámetros	Tolerancias (mm)	Referencia	
Desv. en vigas cajón		At	±4.0	NORMA INTERNA KUBIEC	
		At	±4.0		
Perpend. entre flejes		At < 1000	N1-N2	≤6.0	NORMA INTERNA KUBIEC
		At ≥ 1000	N1-N2	≤8.0	
Torsión en viga cajón		La torsión al igual que en las vigas soldadas no es especificada en el código de soldadura AWS D1.1, sección 5, párrafo 5.23.8, debido que esta se eliminará cuando sea conectada con otros elementos estructurales en el montaje. Ver comentarios C 5.23.8 de AWS D1.1, 2004		NORMA INTERNA KUBIEC	
Concentricidad		B&B1	±4.0	NORMA INTERNA KUBIEC	
		N1&N2	±2.0		
		d < 20	+2, -0		
		20 < d ≤ 30	+3, -0		
Cuadratura		a < 300 L < 300	Z-Z1 ≤ 5 Zy Z1 diagonales	NORMA INTERNA KUBIEC	
		300 ≤ a ≤ 500 300 ≤ L ≤ 500	Z-Z1 ≤ 8		
TUBERÍA Y PLANCHAS BAROLADAS					
Díametro		Ø	±1% del Diámetro	NORMA INTERNA KUBIEC	
Longitud		L	+6, -4		

RANGOS MÍNIMOS DE CORTE			
Proceso de corte	Espesores	Ancho	Longitud
CEJALLA	0 - 12	≥ 100	≥ 6000
DISECORTE	≥ 8	> 120	≥ 10000

TOLERANCIA PARA FLEJES Y PLACAS								Referencia
Proceso de corte	ANCHO				LONGITUD			
	Espesores	Céjalla	>900	Diseño	Céjalla	Diseño	Diseño	
	100 - 300	300 - 500	>900	>150	L < 1000	1000 al 2000	2000 al 4000	4000 al 6000
e=0	± 3		± 3	± 3	± 1	± 2	-3, +4	± 3
0 ≤ e ≤ 4/2	-3, +4	-3, +4	-3, +4	-3, +4	± 2	± 3	-4, +5	-3 +5
e=12			± 4	± 4	± 3	-3, +5	-4, +5	-4 +5
Camber y deformación en flejes					Ata200 ancho de fleje	De	$\leq 3 + \left(\frac{L}{1525} \right)$	
						Ca		
					At > 200	De	$\leq 3 + \left(\frac{L}{3050} \right)$	
						Ca		

RANGOS MÍNIMOS DE DOBLADO				
Espesor (e)	Radio Inter. (R)	Pestaña Min. (G)	Longitud mín. m	Angulo de doblado
3	3	15	6	>45°
4	4,5	20		
5	5	30		
6	6,5	35		
8	10	55		
10	15	75		
12	20	90	5	
15				

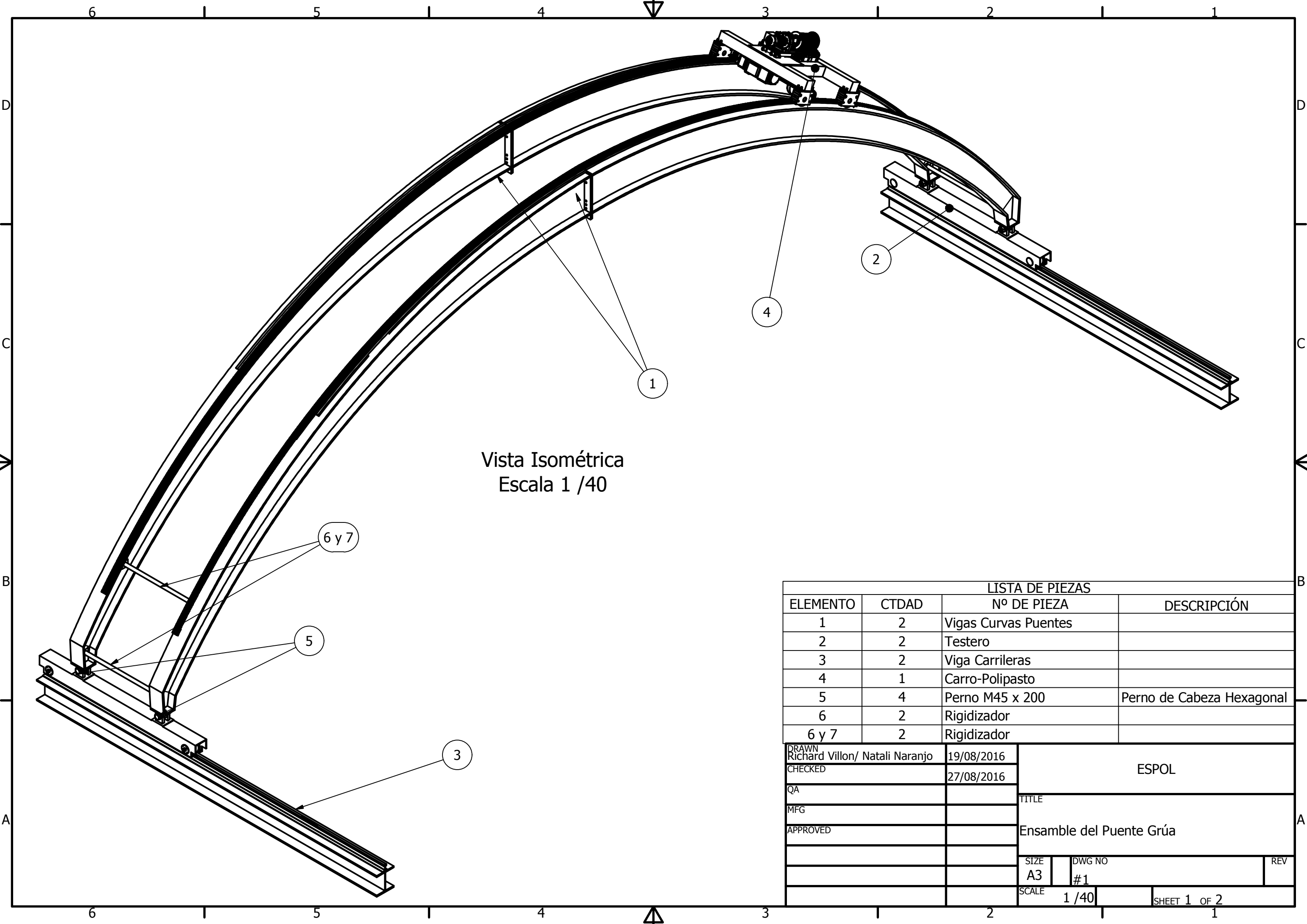
Para materiales similares al acero A-20 se puede doblar hasta 18mm.
Doblado de materiales similares al A-200 en espesores desde 8 hasta 10mm.



TOLERANCIAS DE PERFILES DOBLADOS				
Variables para perfiles doblados Todas las medidas en mm		Parámetros	Tolerancias (mm)	Referencia
Alma		100 ≤ l ≤ 150	± 3	
		l > 150	+4, -3	
Alo		H	3 se ≤ 6	± 3
Pestaña		G	3 se ≤ 6	± 3
Ángulo		α	± 1°	
Camber y deflexión		f	$f \leq 3 + (L/1000)$	

NTC INCH 1 603/2003, Acero, perfiles estructurales conformados en frío, requisitos de Inspección

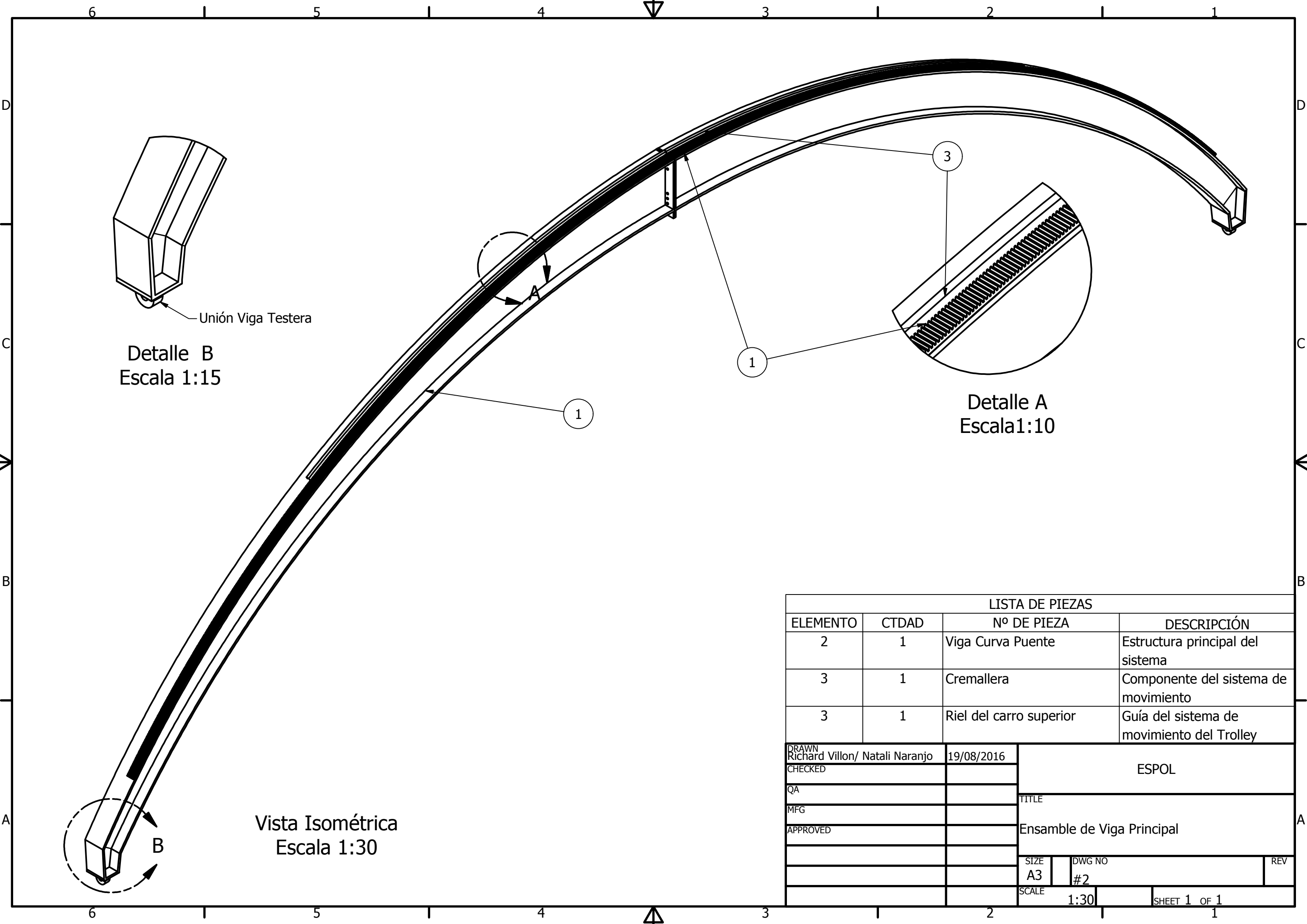
APÉNDICE F
PLANOS ESTRUCTURALES



Vista Isométrica
Escala 1 / 40

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	Vigas Curvas Puentes	
2	2	Testero	
3	2	Viga Carrileras	
4	1	Carro-Polipasto	
5	4	Perno M45 x 200	Perno de Cabeza Hexagonal
6	2	Rigidizador	
6 y 7	2	Rigidizador	

DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo	19/08/2016	ESPOL		
CHECKED	27/08/2016			
QA		TITLE Ensamble del Puente Grúa		
MFG				
APPROVED				
		SIZE A3	DWG NO #1	REV
		SCALE 1 / 40	SHEET 1 OF 2	

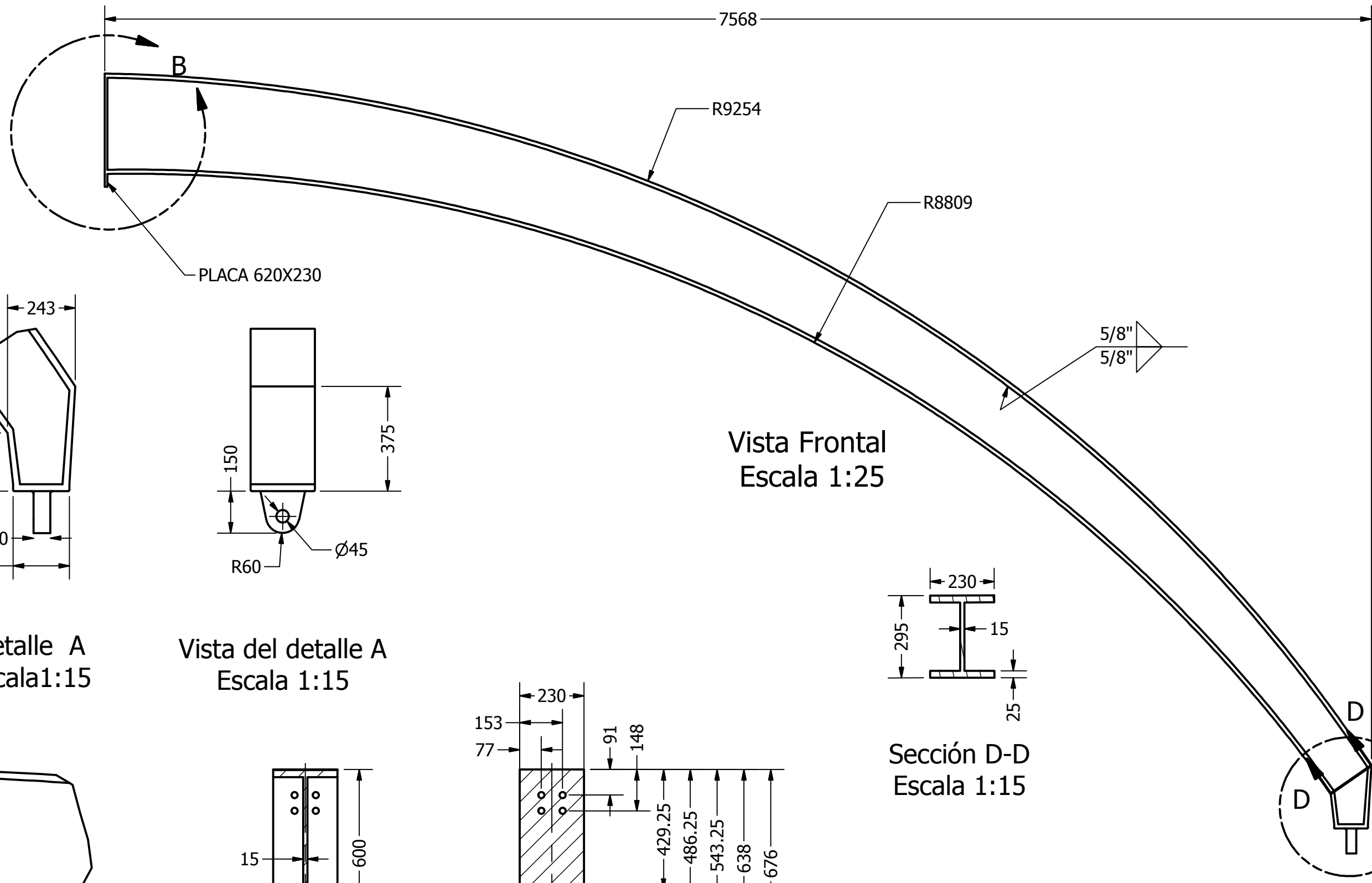


Detalle B
Escala 1:15

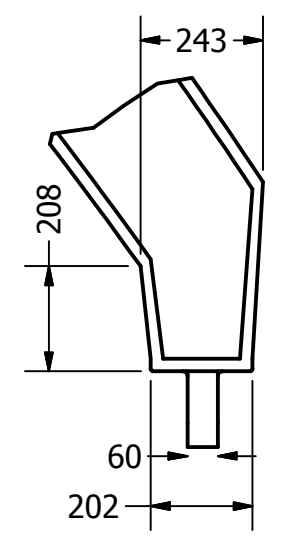
Detalle A
Escala 1:10

Vista Isométrica
Escala 1:30

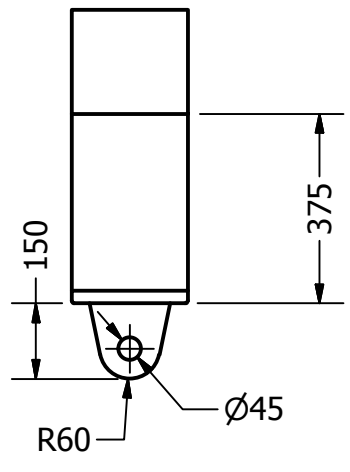
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	
2	1	Viga Curva Puente	Estructura principal del sistema	
3	1	Cremallera	Componente del sistema de movimiento	
3	1	Riel del carro superior	Guía del sistema de movimiento del Trolley	
DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo		19/08/2016	ESPOL	
CHECKED				
QA			TITLE Ensamble de Viga Principal	
MFG				
APPROVED				
		SIZE A3	DWG NO #2	REV
		SCALE 1:30	SHEET 1 OF 1	



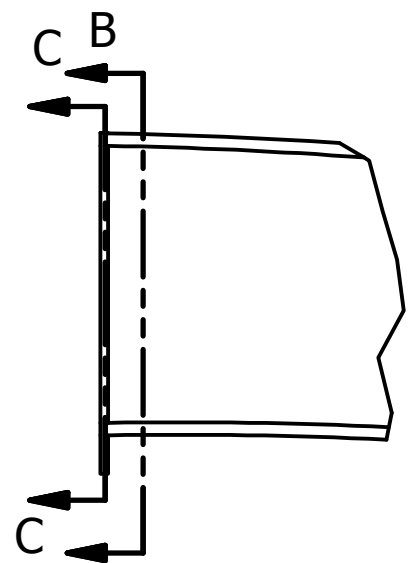
Vista Frontal
Escala 1:25



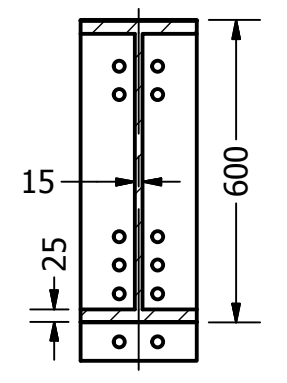
Detalle A
Escala 1:15



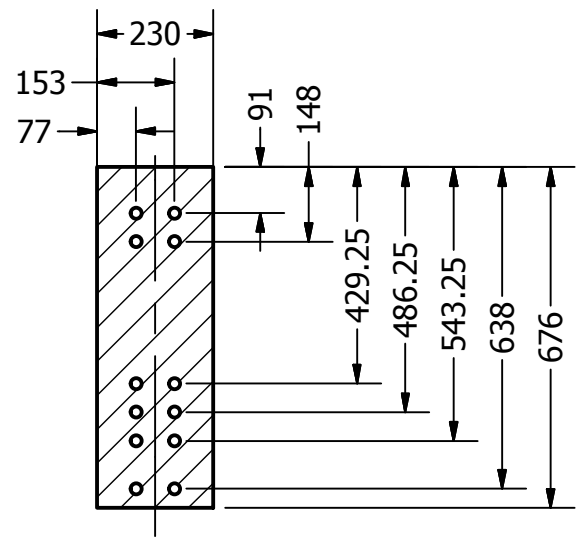
Vista del detalle A
Escala 1:15



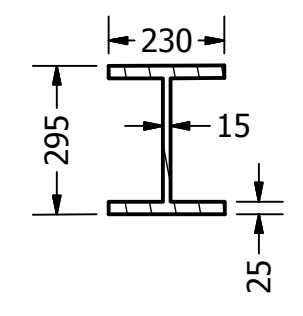
Detalle B
Escala 1:15



Sección B-B
Escala 1:15

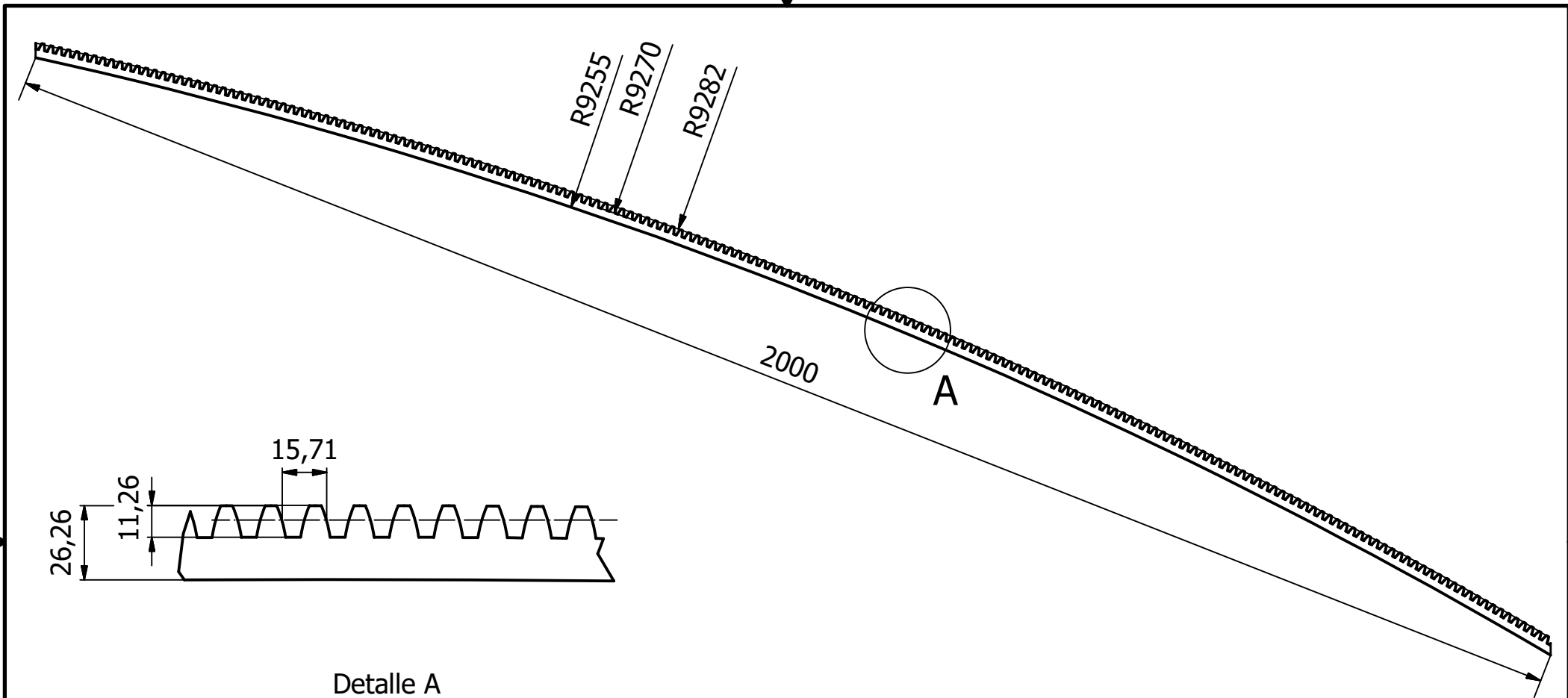


Placa de unión
Sección C-C
Escala 1:15



Sección D-D
Escala 1:15

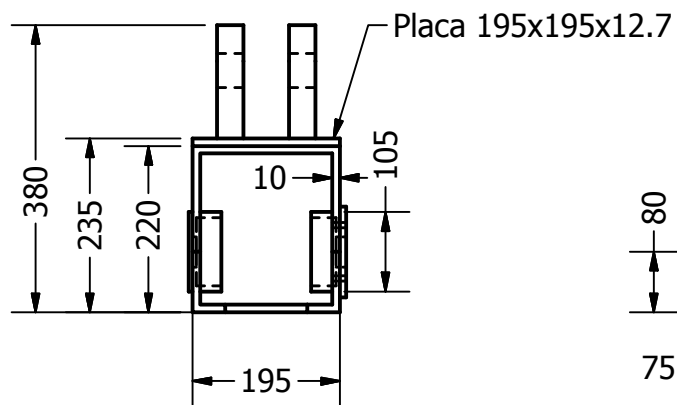
DRAWN R. Villon/ N. Naranjo 19/08/2016		ESPOL	
CHECKED		TITLE	
QA		Viga Puente Curva	
MFG		SIZE A3	
APPROVED		DWG NO #3	
SCALE 1 / 25		REV	
SHEET 1 OF 1			



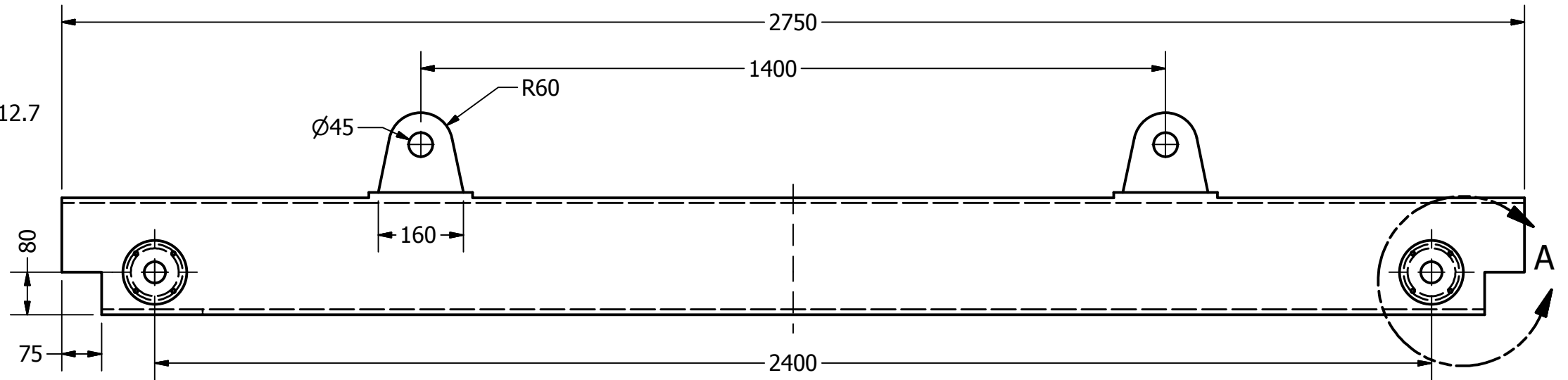
Detalle A
Escala 1:2

Se construirá 5 tramos de 2m
con las dimensiones
especificadas

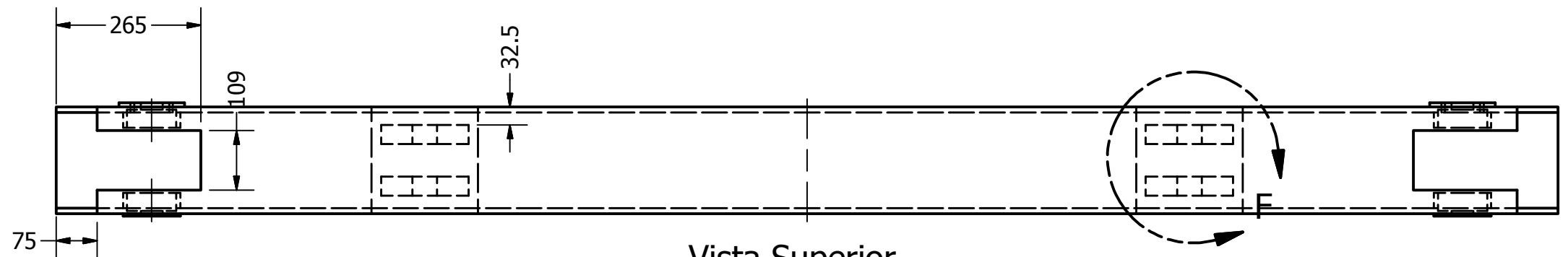
DRAWN R. Villón/ N. Naranjo		8/23/2016		ESPOL	
CHECKED				TITLE	
QA				Corona	
MFG				SIZE	
APPROVED				A4	
				DWG NO	
				#4	
				REV	
				SCALE	
				1 : 10	
				SHEET 1 OF 1	



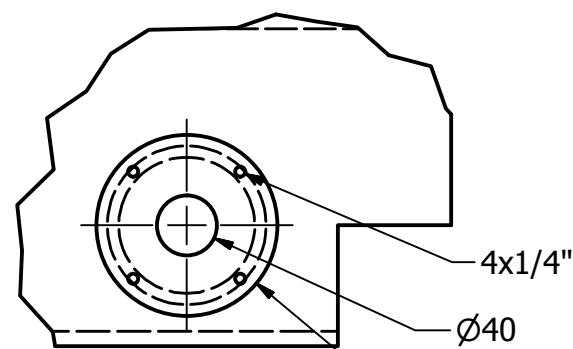
Vista Lateral
Escala 1:10



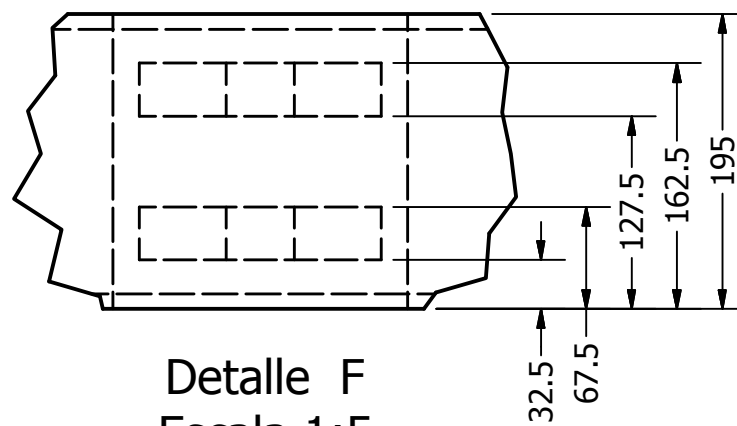
Vista Frontal
Escala 1:10



Vista Superior
Escala 1:10



Detalle A
Escala 1:5



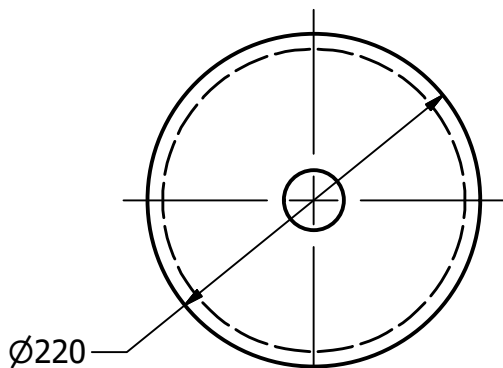
Detalle F
Escala 1:5

DRAWN	R. Villon/ N. Naranjo	19/08/2016	ESPOL	
CHECKED		27/08/2016	TITLE	
QA			Caja Testero	
MFG			SIZE	DWG NO
APPROVED			A3	#6
			SCALE	1 / 10
			SHEET 1 OF 1	

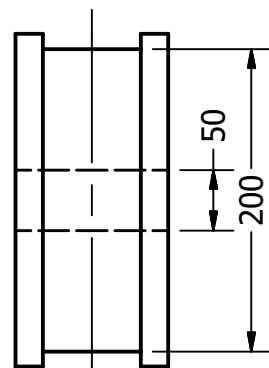


PARTS LIST

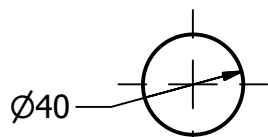
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje	AISI A705
2	1	Rueda	Hierro Fundido Nodular



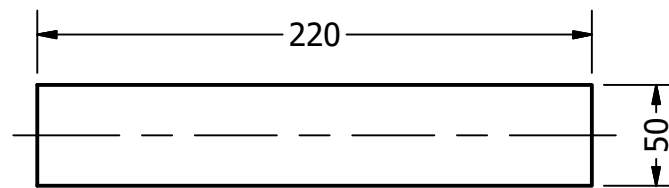
Vista lateral (Rueda)
Escala 1:5



Vista Frontal (Rueda)
Escala 1:5



V. Frontal (EJE)
Escala 1:3

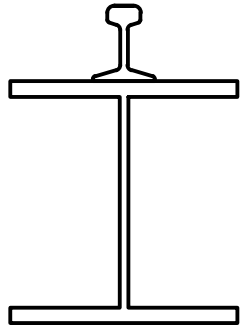


Vista lateral (EJE)
Escala 1:3

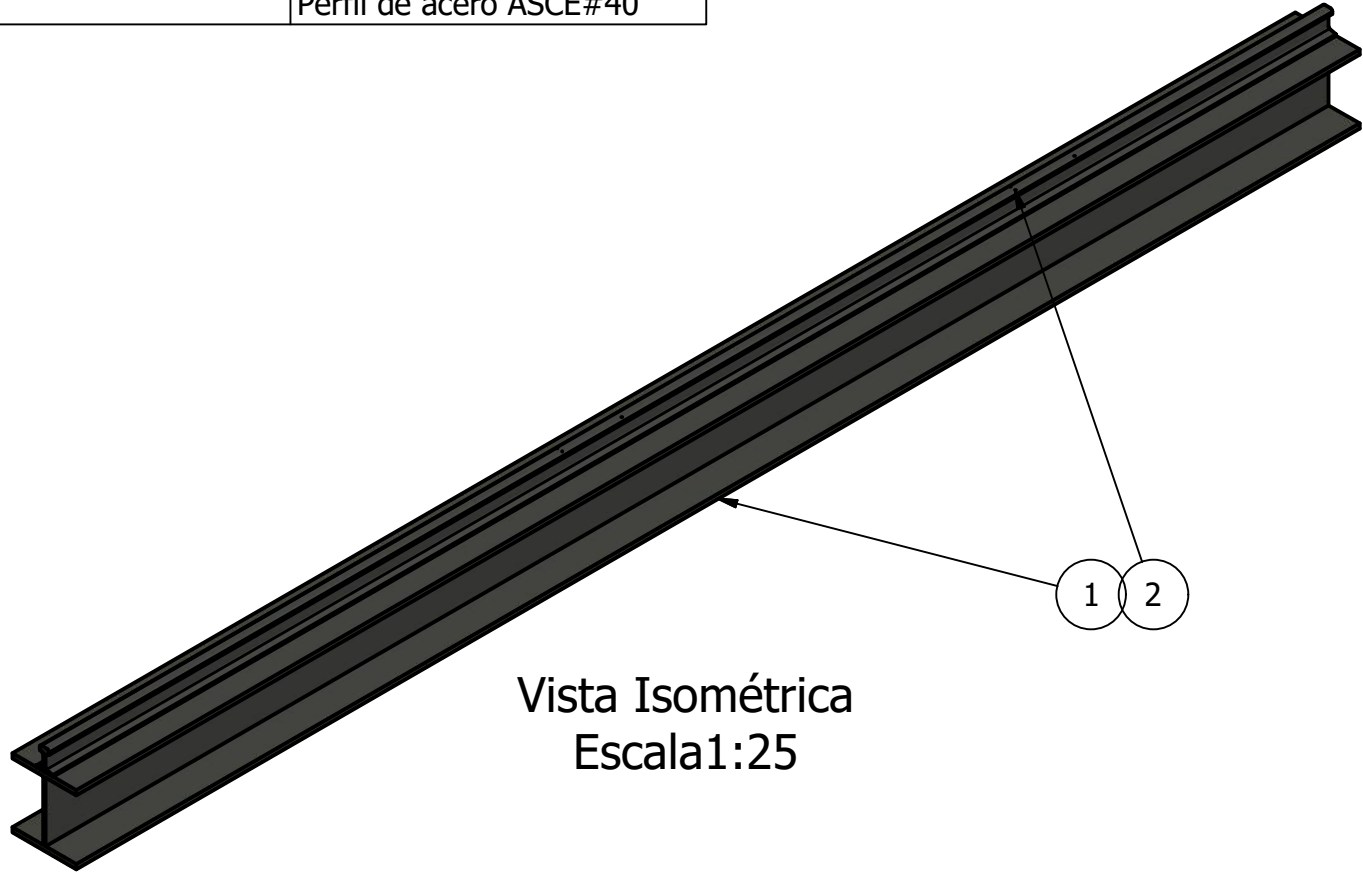
DRAWN R. Villon/ N. Naranjo 8/19/2016		ESPOL	
CHECKED			
QA		TITLE	
MFG		Rueda y Eje Testero	
APPROVED		SIZE	DWG NO
		A4	#7
		SCALE	REV
		1:3	
		SHEET 1 OF 1	



PARTS LIST			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	HEB 320	
2	1	Viga riel	Perfil de acero ASCE#40



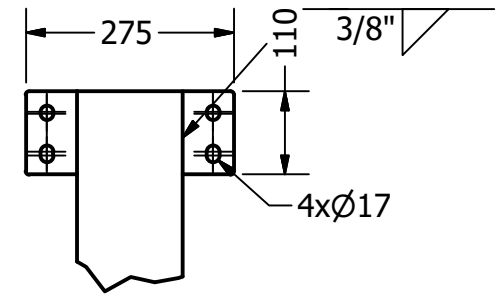
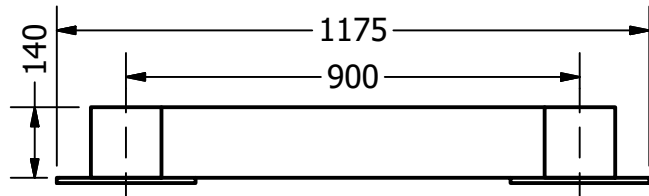
Vista Frontal
Escala 1:10



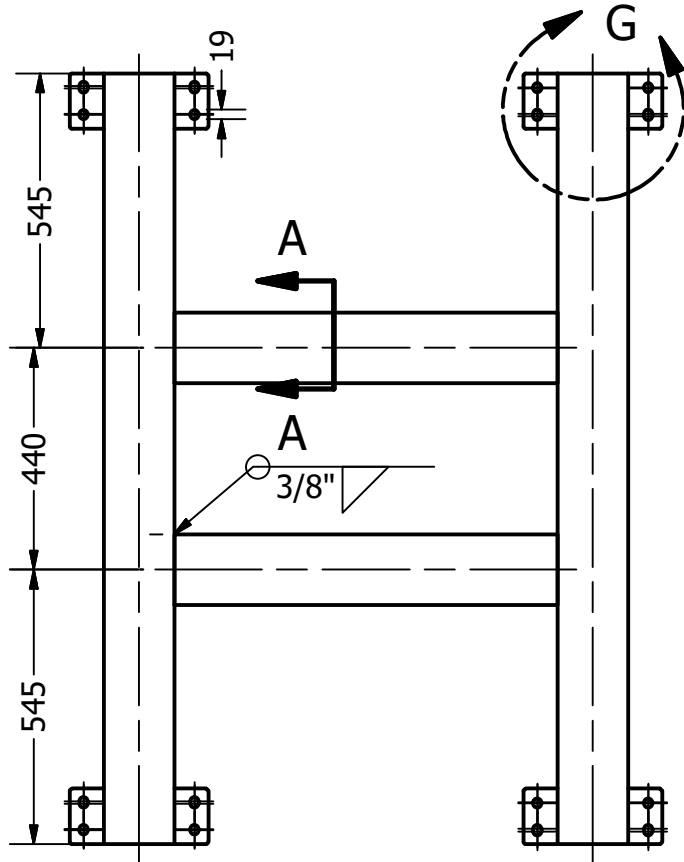
Vista Isométrica
Escala 1:25

DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo		19/08/2016		ESPOL	
CHECKED				TITLE	
QA				Ensamble Viga Carrilera	
MFG				SIZE	
APPROVED				A4	
				DWG NO	
				#8	
				REV	
				SCALE	
				1:25	
				SHEET 1 OF 1	

Vista Frontal
Escala 1:10

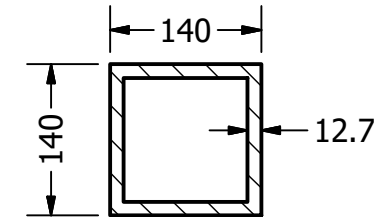


Detalle G
Escala 1:10



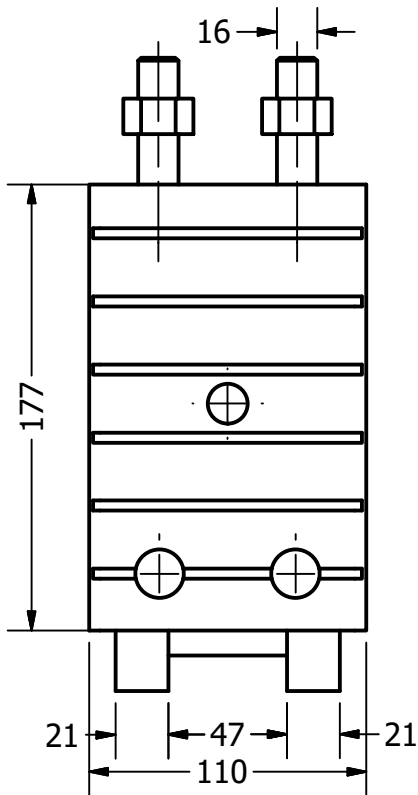
Placa de unión con las ruedas

Sección A-A
Escala 1:7

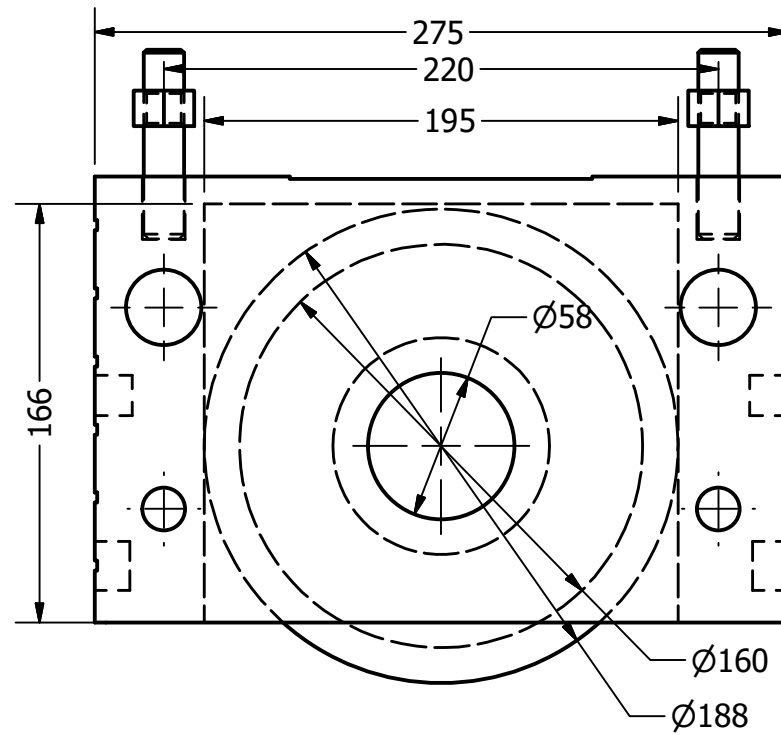


Vista Superior
Escala 1:10

DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo		19/08/2016		ESPOL		
CHECKED						
QA				TITLE		
MFG				Estructura Carro Superior		
APPROVED				SIZE	DWG NO	REV
				A4	#9	
				SCALE	1 / 15	SHEET 1 OF 1

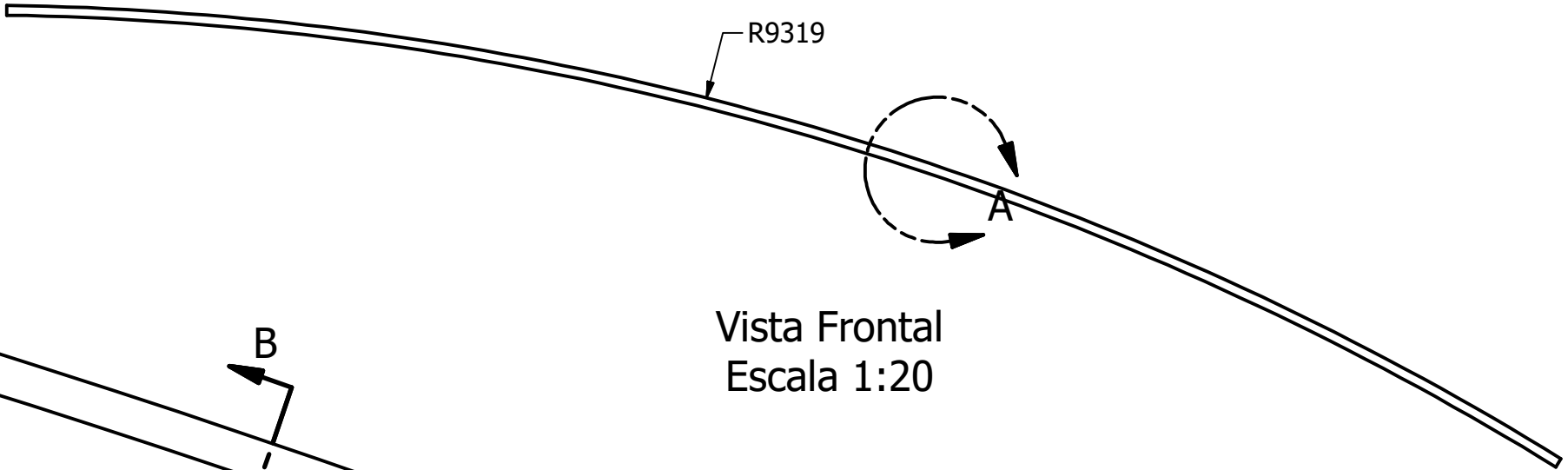


Vista frontal
Escala 1:3

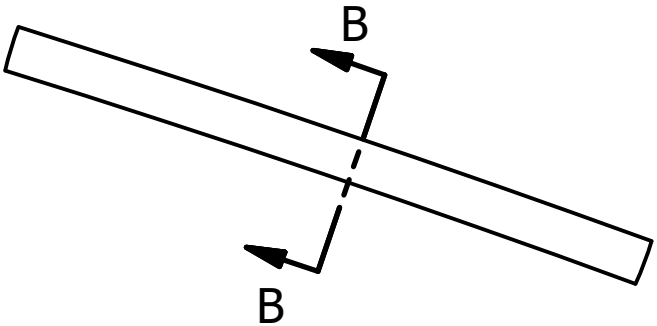


Vista lateral
Escala 1:3

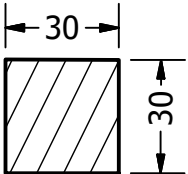
DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo		19/08/2016		ESPOL	
CHECKED					
QA				TITLE	
MFG				Rueda y Riel	
APPROVED				SIZE	
				A4	
				DWG NO	
				#10	
				SCALE	
				1:3	
				REV	
				SHEET 1 OF 2	



Vista Frontal
Escala 1:20

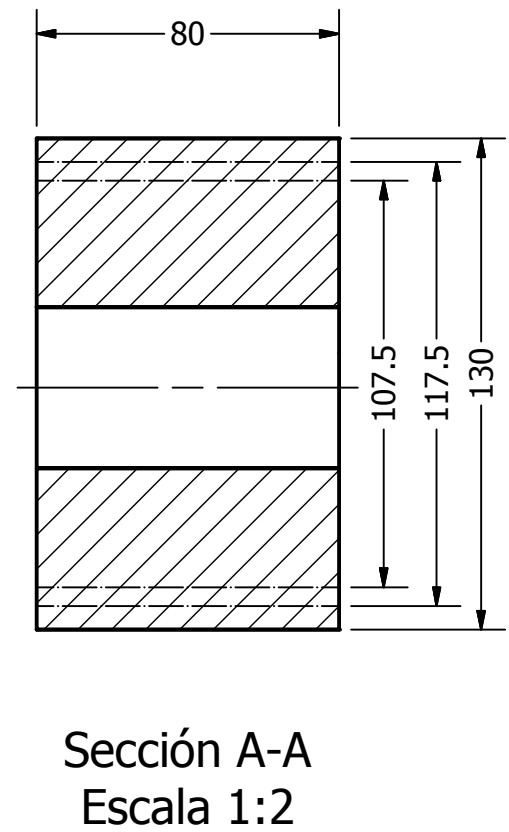
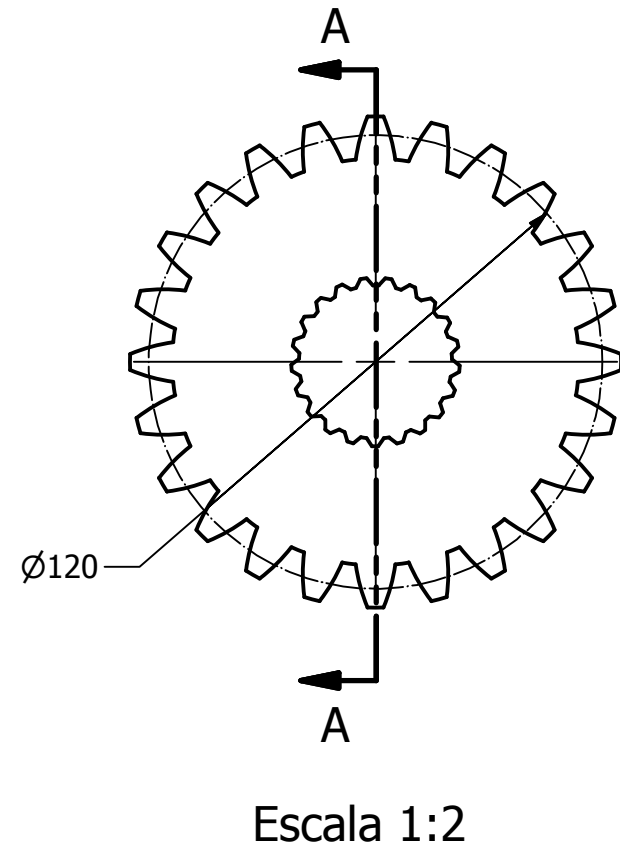
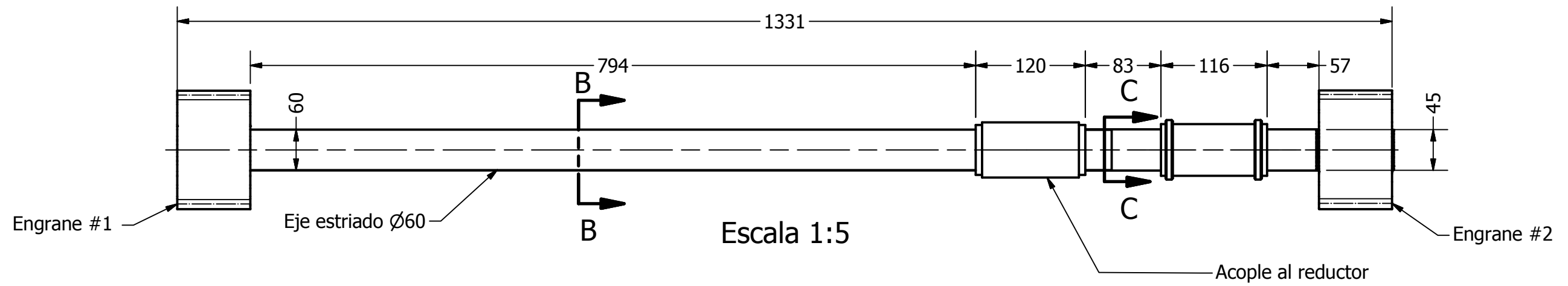


Detalle A
Escala 1:5



Sección B-B
Escala 1:2

DRAWN Richard Villon/ Natali Naranjo		8/19/2016	ESPOL	
CHECKED			TITLE	
QA			Rueda y Riel	
MFG			SIZE	
APPROVED			A4	
			DWG NO	
			#10	
			SCALE	
			1:20	
			SHEET 2 OF 2	
			REV	



DRAWN	R. Villon/N. Naranjo	19/08/2016	ESPOL	
CHECKED		23/08/2016	TITLE	
QA			Sistema Traslación Carro Superior	
MFG			SIZE	DWG NO
APPROVED		24/08/2016	A3	#11
			SCALE	REV
			SHEET 1 OF 1	