



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

“Análisis, Simulación y Optimización Estructural de un Puente
Grúa Birriel Mediante Perforaciones en la Viga Principal”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
(TESIS DE GRADO)

Previo a la obtención del Título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

Presentada por:

Steven Andrés Espinoza Mendieta

Jonathan Noé Loor García

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

A Dios, por haberme dado seres queridos como mi familia, la fuerza y la inteligencia para seguir adelante en la ejecución de esta Tesis.

A mis madres, mi padre y familiares por su apoyo incondicional durante el transcurso de mi carrera.

A mi director de Tesis, por haberme enseñado a tener criterio en el campo de la Ingeniería y a trabajar de manera ordenada para el desarrollo de esta tesis y para nuevos retos.

DEDICATORIA

A Dios, por haberme dado el regalo más grande que es la vida y la sabiduría para cumplir todas mis metas en lo personal y profesional.

A mi familia, a Nicole y a mis amigos, por ser la inspiración de cada día de mi vida.

Steven Espinoza Mendieta

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme dado la vida, una familia, sabiduría y perseverancia para la elaboración de esta tesis.

A mi mamá y familiares, por su incondicional apoyo moral y económico durante mi etapa estudiantil.

A Mi director de tesis, por haberme transmitido sus conocimientos en Ingeniería y enseñarme a trabajar de manera sistemática y objetiva, para el desarrollo de esta tesis y nuevos desafíos.

DEDICATORIA

A Dios, por la salud y habilidades que me ha dado como persona para desempeñarme de manera eficiente en el ámbito profesional.

A mi familia y amigos, por ser la fuente de inspiración, superación y valentía en mi vida como estudiante y ahora como profesional, sin sus sabios consejos no habría llegado tan lejos.

Jonathan Loor García

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Ing. Jorge Duque R.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

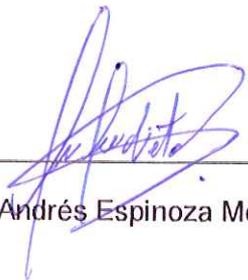
Ing. Federico Camacho B.
DIRECTOR DEL TFG

Ing. Gonzalo Almeida P.
VOCAL PRINCIPAL

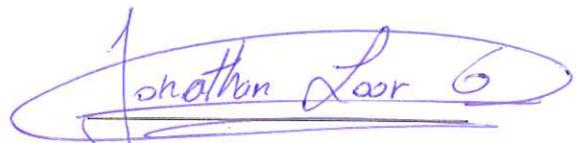
DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



Steven Andrés Espinoza Mendieta



Jonathan Noé Loor García

RESUMEN

El presente trabajo presenta el Análisis, Simulación y Optimización de un Puente Grúa Birriel mediante perforaciones en la Viga Principal, para una capacidad de 25 Toneladas métricas con una luz de 24 metros y una altura de trabajo de 6 metros, siendo indispensable para el transporte, elevación de materiales y equipos pesados del sector industrial.

La hipótesis consiste en demostrar por medio de un software basado en el método de elementos finitos, que haciendo perforaciones en el alma de la viga principal (agujeros rectangulares y circulares), esta puede soportar las mismas cargas que una viga de alma llena con el fin de obtener un modelo óptimo.

En el Análisis se presenta el Diseño de Forma, los Factores de Influencia y los cálculos de esfuerzos y deformaciones de la Viga Principal y la Viga Testera, así como la selección de elementos mecánicos bajo la norma CMMA #70. Con respecto a la soldadura, se presenta un análisis de esfuerzo y el dimensionamiento bajo la norma AWS D 14.1. Adicional se hace un estudio del camino de rodadura utilizando el método LRFD de la norma AISC.

Dentro de la Etapa de Simulación, se desarrolla el modelado 3D en Autodesk Inventor® en base a los cálculos obtenidos en el Análisis. Para complementar el modelado se presentan los resultados (esfuerzos,

deformaciones, factores de seguridad de cada componente) utilizando el software ANSYS®, en base al método de elementos finitos. Adicional a la simulación de los elementos, se presentan los resultados de los modelos de Viga Principal con perforación en el alma (Agujeros Circulares y Agujeros Rectangulares) dimensionados bajo la norma AISC #2. Al final de esta etapa se hace una comparación de Esfuerzos y Deformaciones de los modelos alrededor de algunas secciones con el objetivo de seleccionar el modelo adecuado.

Una vez seleccionado el modelo adecuado, se hace la Optimización por medio de un análisis estadístico el cual consiste primero en definir los parámetros de entrada (Variables dimensionales de la sección transversal) y los parámetros de salida (Peso, Esfuerzo, Deformación y Factor de Seguridad). Con los parámetros establecidos y los puntos de diseño establecidos, se presenta un análisis de Correlación para determinar la relación que tienen dichas variables entre sí. Utilizando el software Minitab®, se puede obtener los resultados de las pruebas de hipótesis y la explicación del modelo lineal. Se ajusta el modelo a una función polinómica mediante la herramienta Design Explorer de ANSYS® para obtener las respuestas de superficie con un resultado muy aproximado. Ingresando el algoritmo adecuado y dando las condiciones de diseño, se puede hacer una reducción de peso en el modelo y a su vez cumplir con el objetivo de tener un modelo optimizado.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	ii
INDICE GENERAL.....	iv
ABREVIATURAS.....	viii
SIMBOLOGIA.....	ix
INDICE DE FIGURAS.....	xiii
INDICE DE TABLAS.....	xxii
INDICE DE PLANOS.....	xxv
INTRODUCCION.....	1
CAPÍTULO 1	
1 GENERALIDADES DEL PUENTE GRUA.....	3
1.1 Objetivos.....	4
1.1.1. Objetivos Generales.....	5
1.1.2. Objetivos Específicos.....	5
1.2 Descripción General del Puente Grúa.....	6
1.2.1 Clasificación.....	8
1.2.2 Componentes.....	11
1.2.3 Aplicaciones.....	17
1.2.4 Factores de Influencia.....	18
1.3 Estándares y normas técnicas.....	23

1.3.1	CMAA #70, Especificaciones para el diseño de los componentes estructurales.....	23
1.3.2	AWS D.14.1, Criterios para el diseño de juntas soldadas.....	28
1.3.3	AISC #2, Criterios para el diseño de Perforaciones en el alma de la viga.....	28
1.4	Selección del Puente Grúa a analizar.....	29
1.4.1	Descripción de parámetros de trabajo.....	29
1.5	Perforaciones en el alma de una viga.....	31
1.6	Metodología de desarrollo.....	40

CAPÍTULO 2

2.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS-DEFORMACIONES Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	43
2.1	Diseño de forma del Puente Grúa Birriel.....	43
2.2	Análisis de Esfuerzos y Deformaciones de Componentes estructurales.....	50
2.2.1	Viga Principal.....	50
2.2.2	Viga Testera.....	84
2.2.3	Camino de Rodadura.....	94
2.3	Sistema de Desplazamiento.....	120
2.3.1	Desplazamiento Transversal.....	120
2.3.2	Desplazamiento Longitudinal	123

2.3.3 Desplazamiento Vertical.....	136
2.4 Análisis de Esfuerzo en las uniones soldadas.....	137

CAPÍTULO 3

3. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL PUENTE GRUA BIRRIEL EN ANSYS®.....	141
3.1 Fundamentos del método de elementos finitos.....	141
3.1.1 Tipos de métodos.....	142
3.1.2 Etapas de solución del FEM.....	143
3.1.3 Tipos de mallado.....	145
3.2 Análisis Esfuerzos y Deformaciones de la estructura en ANSYS®	147
2.3.3 Viga Principal.....	149
3.2.2 Viga Testera.....	164
3.2.3 Camino de Rodadura.....	175
3.2.4 Soldadura.....	179
3.3 Modelos de Perforación en la Viga Principal.....	183
3.3.1 Circular.....	185
3.3.2 Rectangular.....	189
3.4 Análisis de Comparación.....	194
3.4.1 Análisis de Esfuerzo.....	196
3.4.2 Análisis de Desplazamiento.....	199

3.4.3 Selección del modelo a optimizar.....	200
---	-----

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DEL MODELO DE PERFORACION

SELECCIONADO	205
4.1 Parámetros de correlación	209
4.2 Distribución estadística	220
4.3 Optimización de la sección transversal	235

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	244
--	------------

APÉNDICES

PLANOS

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
CMAA	Crane Manufacturers Association of America
AISC	American Institute of Steel Construction
AWS	Arc Welding Society
LRFD	Load Resistance Factor Design
C.A.D.	Computer Aided Engineering
FEA	Finite Element Analysis
ASTM	American Society for Testing and Materials
DL	Carga Muerta
TL	Carga del Trolley
LL	Carga de Izaje
VIF	Carga Vertical
DLF	Factor de Carga Muerta
IFD	Fuerzas de Inercia de Unidades Motrices
DFB	Design Factor Buckling
LTB	Pandeo Lateral Torsional
FLB	Pandeo Local del Ala
WLB	Pandeo Local del Alma
SCR	Suma Cuadrática de Regresión
SCE	Suma Cuadrática de Error
SCT	Suma Cuadrática Total
DOE	Design of Experiments
RMS	Responses Surfaces

SIMBOLOGÍA

h	Altura de la Viga
b	Ancho de la Viga
t_f	Espesor del Ala de la Viga
t_w	Espesor de la Alma de la Viga
L_B	Longitud de la Viga Principal
d	Espacio libre del Ala de la Viga Principal
A	Área
V	Volumen
W_B	Peso de la Viga Principal
w_B	Peso distribuido de la Viga Principal
I_{xx}	Inercia en el eje X
I_{yy}	Inercia en el eje Y
S_{xx}	Módulo Resistente en el eje X
S_{yy}	Módulo Resistente en eje Y
R_1	Reacción que ejerce cada una de las ruedas traseras del Trolley sobre la Viga Principal
R_2	Reacción que ejerce cada una de las ruedas delanteras del Trolley sobre la Viga Principal
R_{1T}	Porcentaje de carga aplicado a cada una de las ruedas traseras del Trolley
R_{2T}	Porcentaje de carga aplicado a cada una de las ruedas delanteras del Trolley
P_1	Fuerza aplicada a cada una de las ruedas traseras del Trolley sin considerar el factor de carga
P_1	Fuerza aplicada a cada una de las ruedas delanteras del Trolley sin considerar el factor de carga
DLF_B	Factor de Carga muerta de la Viga
DLF_T	Factor de Carga Muerta del Trolley
IFD_B	Fuerza de Inercia de la Viga
IFD_T	Fuerza de Inercia del Trolley
IFD_{1h}	Fuerza de Inercia de Carga sobre las ruedas traseras
IFD_{2h}	Fuerza de Inercia de Carga sobre las ruedas delanteras
W_{wind}	Fuerza del Viento aplicado en la Viga Principal

w_{wind}	Fuerza distribuida del Viento aplicado en la Viga Principal
P'_1	Fuerza Equivalente que ejerce cada una de las ruedas traseras del Trolley sobre la Viga Principal
P'_2	Fuerza Equivalente que ejerce cada una de las ruedas delanteras del Trolley sobre la Viga Principal
F_{skt}	Fuerza de descarrilamiento
S_{sk}	Factor de descarrilamiento
a_2	Distancia desde la Fuerza que ejercen las ruedas delanteras hasta el centro de gravedad del Trolley
F^n	Fuerza Normal
$M_{m\acute{a}x\ total}$	Momento Máximo Total
T	Torque
Q	Momento Estático de área
σ_x^{fxy}	Esfuerzo de Flexión en el plano XY
σ_x^{fxz}	Esfuerzo de Flexión en el plano XZ.
σ_x^n	Esfuerzo Normal en el plano X.
τ_{xy}	Esfuerzo de Torsión
σ'	Esfuerzo Equivalente de Von Mises
S_y	Esfuerzo de Fluencia
N_e	Factor de Seguridad Estático
S_{ut}	Esfuerzo ltimo
C_c	Factor de Carga
C_T	Factor de Temperatura
C_t	Factor de Tamaño
C_s	Factor de Superficie
C_R	Factor de Confiabilidad
S_e	Límite de Resistencia a la Fatiga
σ_{xa}	Esfuerzo Alternante
σ_{xm}	Esfuerzo Medio
τ_{xya}	Esfuerzo Cortante Alternante
τ_{xym}	Esfuerzo Cortante Medio
σ_a'	Esfuerzo Equivalente Alternante
σ_m'	Esfuerzo Equivalente Medio
K_f	Factor de Concentración de Esfuerzos
N_f	Factor de Seguridad de Fatiga
$V_{m\acute{a}x}$	Cortante Máximo

a	Espaciamiento entre diafragmas
K_{σ}	Coefficiente de Pandeo en Flexión
K_{τ}	Coefficiente de Pandeo en Torsión
σ_k	Esfuerzo de Pandeo en Flexión
σ_{1kr}	Esfuerzo Equivalente de Pandeo
v_B	Factor de Seguridad de Pandeo
δ_{max}	Deformación Máxima
δ_T	Deformación Total
L_t	Longitud de la Viga Testera
L_{et}	Longitud entre centros de las ruedas de la Viga Testera
L_T	Distancia entre centros de los rieles ubicados encima de las vigas principales
M_{wl}	Máxima reacción que ejerce la Viga Principal en la Viga Testera
w_{et}	Peso Distribuido de la Viga Testera
ρ	Densidad del acero
U_{cr}	Peso del riel en el camino de rodadura
U_{rb1}	Masa de placa de refuerzo que va en el camino de rodadura
U_{rb2}	Masa de la Viga HB 350
U_{rb}	Masa de la Viga HB 350 con el riel
H_t	Altura del riel
L_c	Distancia entre columnas
U	Peso Total
J	Momento Polar de Inercia
C_w	Constante de alabeo-torsión
E	Módulo de Elasticidad
λ_p	Razón de Esbeltez para sección compacta
λ_r	Razón de Esbeltez para sección No-Compacta
V_n	Cortante Nominal
M_n	Momento Nominal
Δ_{adm}	Deflexión Admisible
Δ_{max}	Deflexión Máxima
F_a	Fuerza Axial
F_r	Fuerza Radial
M_{wl}'	Máxima Reacción considerando el peso de la Viga Testera
P_r	Carga Equivalente en el rodamiento
C_{or}	Carga Estática en el rodamiento
S_o	Factor de Seguridad en el rodamiento

K_{bw}	Factor de Carga sobre las ruedas de la Viga Testera
C_s	Factor de Velocidad en las ruedas de la Viga Testera
K_{wl}	Coefficiente de Servicio
P_e'	Carga Máxima Admisible en las ruedas de la Viga Testera
P_e	Carga Aplicada en las ruedas de la Viga Testera
K_a	Factor de Aceleración
f	Factor de Fricción de Rodadura
C_r	Factor de Inercia Rotacional
K_t	Factor de Aceleración de Torque
ω	Velocidad Angular
σ_v	Esfuerzo Equivalente en la Soldadura
w	Tamaño de la pierna de la Soldadura
r_{ij}	Matriz de Correlación
S_{xy}	Covarianza Muestral
Y_i	Valores de los Parámetros de Salida de cada una de la muestra
\hat{Y}_i	Valores de los Parámetros de Salida del modelo de Regresión
\bar{Y}	Media Aritmética de los valores Y_i
\bar{X}	Media Aritmética de los valores X_i
σ_y	Desviación Estándar de los valores Y_i
n	Número de Puntos de la Muestra
R^2	Coefficiente de Determinación
H_0	Hipótesis Nula
H_1	Hipótesis Alterna

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Puente Grúa.	4
Figura 1.2	Puente Grúa – Componentes.	6
Figura 1.3	Nave industrial del Puente Grúa - Vista General.	7
Figura 1.4	Puente Grúa Monorriel.	8
Figura 1.5	Puente Grúa Birriel.	9
Figura 1.6	Puente Grúa Suspendido.	9
Figura 1.7	Puente Grúa De Consola.	10
Figura 1.8	Puente Grúa Pórtico.	11
Figura 1.9	Puente Grúa Semi-Pórtico.	12
Figura 1.10	Puente Grúa- Partes.	13
Figura 1.11	Polipasto Monorriel.	15
Figura 1.12	Carro Polipasto.	16
Figura 1.13	Carro Abierto.	16
Figura 1.14	Viga Principal.	17
Figura 1.15	Viga Testera.	18
Figura 1.16	Tipos de Aberturas en el Alma de la Viga.	33
Figura 1.17	Tipos de Aberturas de Sección Rectangular en el Alma de la Viga.	36
Figura 1.18	Abertura rectangular a) Con refuerzo b) Sin refuerzo.	37
Figura 1.19	Fuerzas actuantes en la abertura del alma.	39
Figura 1.20	Modos de falla en almas con aberturas.	41
Figura 2.1	Diseño de forma del Puente Grúa Birriel seleccionado.	46
Figura 2.2	Diseño Preliminar del Puente Grúa Birriel.	47

Figura 2.3	Diseño Preliminar del Puente Grúa Birriel mostrando los rigidizadores internos.	47
Figura 2.4	Dimensiones – Nomenclatura Viga Principal.	52
Figura 2.5	Diagrama de cuerpo libre - viga principal.	62
Figura 2.6	Diagrama de cuerpo libre - viga principal – Plano XY.	63
Figura 2.7	Factor de descarrilamiento.	65
Figura 2.8	Posición inicial de Trolley y el Peso distribuido de la Viga Principal.	66
Figura 2.9	Posición Final del Trolley y el Peso distribuido de la Viga Principal.	66
Figura 2.10	Diagramas de cortante y momento flector de la Viga Principal - Plano XY.	68
Figura 2.11	Diagramas de cortante y momento flector de la Viga Principal -Plano XZ.	70
Figura 2.12	Fuerzas que producen esfuerzo de torsión en la Viga Principal.	71
Figura 2.13	Diagrama de Esfuerzos de la Viga Principal.	72
Figura 2.14	Diagrama de Esfuerzos (Punto Crítico) de la Viga Principal.	73
Figura 2.15	Esfuerzos repetitivos.	75
Figura 2.16	Teoría de Goodman Modificado.	78
Figura 2.17	Posición del trolley para obtener el cortante máximo.	79
Figura 2.18	Separación entre placas “a”.	81
Figura 2.19	Distribución de esfuerzos de compresión en placas simplemente apoyadas.	82
Figura 2.20	Deflexión debido a la fuerza P_2	86
Figura 2.21	Deflexión debido a la fuerza W (peso) de viga principal.	87

Figura 2.22	Deflexión debido a la fuerza P_1 .	87
Figura 2.23	Sección transversal de viga testera.	88
Figura 2.24	Diagrama de cuerpo libre viga testera.	90
Figura 2.25	Diagramas de cortante y momento flector viga testera plano y-x, carga puntual.	91
Figura 2.26	Diagrama de cortante y momento flector viga testera Plano -XY, carga distribuida por el peso.	92
Figura 2.27	Diagrama de cortante y momento flector viga testera Plano -XZ, carga puntual.	93
Figura 2.28	Diagrama de Esfuerzos (Punto Crítico) de la Viga Testera.	94
Figura 2.29	Deflexión debido a la fuerza MWL.	97
Figura 2.30	Deflexión debido al peso.	95
Figura 2.31	Esquema del puente grúa.	100
Figura 2.32	Fuerza lateral sobre viga de rodadura.	102
Figura 2.33	Porcentaje de carga.	102
Figura 2.34	Diagrama de cuerpo libre de la Viga de Rodadura – Carga Puntual.	104
Figura 2.35	Diagrama de cuerpo libre de la Viga de Rodadura – Carga Distribuida.	105
Figura 2.36	Nomenclatura de la sección.	106
Figura 2.37	Ubicación del eje neutro plástico en Y.	108
Figura 2.38	Ubicación del eje neutro en X.	109
Figura 2.39	Viga con refuerzo en ala superior.	111
Figura 2.40	Deflexión vertical en el camino de rodadura.	123
Figura 2.41	Deflexión horizontal en el camino de rodadura.	125
Figura 2.42	Espectro de carga en función del tipo de servicio.	127

Figura 2.43	Cantidad de operaciones diarias.	127
Figura 2.44	Diagrama de cuerpo libre - Eje.	130
Figura 2.45	Vida de rodamientos en horas.	132
Figura 2.46	Factor de Carga K_{bw} .	133
Figura 2.47	Factor de velocidad C_s .	134
Figura 2.48	Factor de servicio S_m .	134
Figura 2.49	Máxima carga admisible en ruedas.	135
Figura 2.50	Factor de fricción de rodadura para diferentes tamaños de ruedas.	136
Figura 2.51	Valores típicos de aceleración en motores AC y DC.	137
Figura 2.52	Factor de torque de aceleración.	138
Figura 2.53	Factor de torque de aceleración.	139
Figura 2.54	Cordon de soldadura en la viga principal.	140
Figura 2.55	Viga con Rigidizadores en Flexión.	144
Figura 2.56	Mínimo espacio libre de soldadura.	145
Figura 3.1.	Proceso de Discretización.	141
Figura 3.2	Representación de un dominio Global y subdominios.	142
Figura 3.3	Esquema General de las Etapas de Solución del FEM.	144
Figura 3.4	Modelado de las Etapas de la Simulación.	144
Figura 3.5	Tipos de Elementos 2D.	146
Figura 3.6	Tipos de Elementos 3D.	147
Figura 3.7	Pantalla de inicio del workbench en ANSYS®.	149
Figura 3.8	Desing Modeler – Geometry (Viga Principal)	151
Figura 3.9	Skecth-superficie de contacto rueda-trolley.	151
Figura 3.10	Engineering Data – Viga Principal.	152

Figura 3.11	Mechanical Model – Viga Principal.	152
Figura 3.12	Contactos – Viga Principa	153
Figura 3.13	Mallado – Viga Principal.	153
Figura 3.14	Cargas – Viga Principal: a) Plano XY y b) Plano XZ.	154
Figura 3.15	Asignación de cargas en ANSYS – Viga Principal.	155
Figura 3.16	Grafica de Goodman, carga cíclica de 0 a máx.	156
Figura 3.17	Deformación total – Viga Principal.	157
Figura 3.18	Esfuerzo Equivalente de Von Mises – Viga Principal: a) Isométrico, b) Corte en la zona crítica y c) Vista Frontal	160
Figura 3.19	Factor de Seguridad Estático – Viga Principal: a) Isométrico y b) Corte en la zona crítica.	161
Figura 3.20	Factor de Seguridad de Fatiga – Viga Principal: a) Isométrico y b) Corte en la zona crítica.	162
Figura 3.21	Ciclo de Vida de la Viga Principal – Viga Principal.	162
Figura 3.22	Engineering Data – Viga Testera	165
Figura 3.23	Desing Modeler – Viga Testera.	165
Figura 3.24	Mallado – Viga Testera: a) Isométrico y b) Corte de visualización de mallado.	166
Figura 3.25	Cargas – Viga Testera: a) Plano YZ y b) Plano XZ.	167
Figura 3.26	Asignación de cargas – Viga Testera.	167
Figura 3.27	Deformación total – Viga Testera.	168
Figura 3.28	Esfuerzo Equivalente de Von Mises – Viga Testera: a) Isométrico y b) Corte de Sección	169
Figura 3.29	Factor de Seguridad Estático – Viga Testera.	169
Figura 3.30	a) Factor de Seguridad de Fatiga y b) Ciclo de Vida – Viga Testera.	170

Figura 3.31	Vista en corte de la Viga Testera.	170
Figura 3.32	Mallado – Eje de Rueda Motriz.	170
Figura 3.33	Asignación de cargas – Eje de Rueda Motriz.	172
Figura 3.34	Resultados del Eje de Rueda Motriz: a) Deformación Total, b) Esfuerzo Equivalente de Von Mises, c) Factor de Seguridad Estático y d) Factor de Seguridad de Fatiga.	173
Figura 3.35	Mallado – Camino de Rodadura.	174
Figura 3.36	Asignación de Cargas – Camino de Rodadura: a) Modelo Matemático y b) Cargas en ANSYS®.	176
Figura 3.37	Deformación Total – Camino de Rodadura.	177
Figura 3.38	Esfuerzo Equivalente de Von Mises – Camino de Rodadura.	178
Figura 3.39	Factor de Seguridad Estático – Camino de Rodadura	178
Figura 3.40	Esquema del Cordón de Soldadura.	179
Figura 3.41	Design Modeler – Cordón de Soldadura: a) Longitudinal y b) Transversal	180
Figura 3.42	Mallado – Cordón de Soldadura.	180
Figura 3.43	Esfuerzo Equivalente de Von Mises del Cordón de Soldadura en la Viga Principal: a) Isométrico y b) Vista de Detalle (Zoom) del Cordón longitudinal y transversal.	181
Figura 3.44	Factor de Seguridad del Cordón de Soldadura en la Viga Principal: a) Estático y b) Fatiga.	182
Figura 3.45	Nomenclatura agujero rectangular.	183
Figura 3.46	Modelo de viga principal con Agujeros Circulares.	185
Figura 3.47	Mallado-Viga Principal con Agujeros Circulares: a) Isométrico y b) Acercamiento de visualización de mallado	186
Figura 3.48	Asignación de cargas – Viga Principal con Agujeros	

	Circulares.	187
Figura 3.49	Deformación Total – Viga Principal con Agujeros Circulares.	187
Figura 3.50	Esfuerzo de Von Mises – Viga Principal con Agujeros Circulares: a) Isométrico y b) Vista Detallada.	188
Figura 3.51	Factor de Seguridad – Viga Principal con Agujeros Circulares: a) Estático y b) Fatiga.	189
Figura 3.52	Modelo de viga principal con agujeros rectangulares.	190
Figura 3.53	Mallado – Viga Principal con Agujeros Rectangulares: a) Isométrico y b) Acercamiento de visualización de mallado.	191
Figura 3.54	Asignación de cargas – Viga Principal con Agujeros Rectangulares.	191
Figura 3.55	Deformación Total – Viga Principal con Agujeros Rectangulares.	192
Figura 3.56	Esfuerzo de Von Mises – Viga Principal con Agujeros Rectangulares: a) Isométrico y b) Vista Detallada.	193
Figura 3.57	Factor de Seguridad – Viga Principal con Agujeros Rectangulares: a) Estático y b) Fatiga.	194
Figura 3.58	Secciones de análisis – Viga principal con agujeros circulares.	195
Figura 3.59	Puntos de las secciones de análisis – Viga principal con agujeros circulares.	195
Figura 3.60	Ejemplo de Puntos de análisis: a) Aplicación del Path y b) Puntos Evaluados.	196
Figura 3.61	Análisis de Esfuerzo de Von Mises – Viga Principal con Agujeros Rectangulares y Circulares.	197
Figura 3.62	Deformación Total – Viga Principal con Agujeros	

	Rectangulares y Circulares.	199
Figura 3.63	Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal de Alma Llena: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.	201
Figura 3.64	Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal con Agujeros Circulares: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.	202
Figura 3.65	Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal con Agujeros Rectangulares: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.	202
Figura 3.66	Comparación Esfuerzos -Deformación Total-Viga Principal con agujeros rectangular y circular.	203
Figura 4.1	Metodología de Optimización	206
Figura 4.2	Parámetros de entrada y salida	207
Figura 4.3	Gráfica de Contorno de la Correlación entre las variables de entrada y salida.	213
Figura 4.4	Análisis de regresión: Peso (Kg) vs. Tw (mm), Diámetro (mm).	216
Figura 4.5	Análisis de regresión: Esfuerzo (MPa) vs. Tw (mm), Diámetro (mm).	217
Figura 4.6	Análisis de regresión: Deformación (mm) vs. Tw (mm), Diámetro (mm)	217
Figura 4.7	Análisis de regresión: Factor Seguridad vs. Tw (mm), Diámetro (mm).	218
Figura 4.8	Sensibilidad de los parámetros de entrada a partir de la Matriz de Correlación	219
Figura 4.9	Interfaz del Design Explorer para la elección del algoritmo del Diseño de Experimentos.	222

Figura 4.10	Suma de funciones del método Kriging.	224
Figura 4.11	Selección de método de Superficie de Respuesta.	225
Figura 4.12	Bondad de Ajuste de la Superficie.	225
Figura 4.13	Gráfica de Bondad de Ajuste de la Superficie de Respuesta.	229
Figura 4.14	Superficies de Respuestas de los parámetros de salida como función objetivo.	230
Figura 4.15	Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero – Función objetivo: Peso a) Isométrico y b) Vista Superior.	231
Figura 4.16	Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero Función objetivo: Esfuerzo a) Isométrico y b) Vista Superior.	232
Figura 4.17	Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero Función objetivo: Deformación a) Isométrico y b) Vista Superior.	233
Figura 4.18	Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero – Función objetivo: Factor de Seguridad a) Isométrico y b) Vista Superior.....	234
Figura 4.19	Interfaz del Design Explorer Optimization.	236
Figura 4.20	Algoritmo utilizado en la Optimización	237
Figura 4.21	Condiciones u objetivos de los parámetros de salida	238
Figura 4.22	Frontera de Pareto, posibles puntos para el diseño óptimo: a) Deformacion vs Peso y b) Factor de Seguridad vs Peso	239
Figura 4.23	Frontera de Pareto 3D, Peso vs Espesor(T_w) y Diámetro.	240
Figura 4.24	Posibles Candidatos para la Optimización.	240
Figura 4.25	Candidatos para la optimización.	241
Figura 4.26	Modelo Final Optimizado.....	243

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Selección de Grúa.	19
Tabla 1.2	Clases de servicio en Grúas - CMAA.	28
Tabla 1.3	Selección de Tipo de Viga en función de la Capacidad y la Luz – Grúa Monorriel.	31
Tabla 1.4	Selección de Tipo de Viga en función de la Capacidad y la Luz – Grúa Birriel.	32
Tabla 2.4	Cantidad de bobinas, cantidad de horas diarias, longitudes a recorrer.	49
Tabla 2.2	Velocidades Seleccionadas.	50
Tabla 2.3	Tiempos Obtenidos Durante el Ciclo de Trabajo.	50
Tabla 2.4	Resultados Obtenidos del Tiempo Total y Ciclos/h.	51
Tabla 2.5	Dimensiones – Perfil viga principal.	53
Tabla 2.6	Propiedades de la sección.	55
Tabla 2.7	Dimensiones y cargas en las ruedas del Trolley.	57
Tabla 2.8	Fuerzas de inercia de unidades motrices calculadas.	61
Tabla 2.9	Reacciones en la Viga Principal.	67
Tabla 2.10	Resultado de esfuerzos de flexión y cortante.	74
Tabla 2.11	Dimensiones de la viga testera.	89
Tabla 2.12	Propiedades de la sección.	89
Tabla 2.13	Cargas, dimensiones generales del camino de rodadura.	
Tabla 2.14	Propiedades del riel, camino de rodadura.	101
Tabla 2.15	Esfuerzo de fluencia de Viga de rodadura, plancha de refuerzo.	101
Tabla 2.16	Dimensiones viga de rodadura.	106
Tabla 2.17	Dimensiones de la placa de refuerzo.	106

Tabla 2.18	Áreas de la sección combinada.	106
Tabla 2.19	Momento de inercia de la sección combinada.	100
Tabla 2.20	Propiedades de la sección combinada.	113
Tabla 2.21	Propiedades de la sección HW.	113
Tabla 2.22	Propiedades del ala	113
Tabla 2.23	Placa de refuerzo.	114
Tabla 2.24	Esfuerzo de fluencia de la placa de refuerzo y la viga HW. Longitud sin arriostramiento.	114
Tabla 2.25	Momentos de la sección.	114
Tabla 2.26	Ratios.	126
Tabla 3.1	Comparación de resultados teóricos vs. Simulación de la Viga Principal.	
Tabla 3.2	Comparación de resultados teóricos vs simulación de Viga Testera.	177
Tabla 3.3	Resultados obtenidos en ANSYS.	181
Tabla 3.4	Resultados Cordón de Soldadura en la Viga Principal	189
Tabla 3.5	Dimensiones del Agujero Rectangular.	190
Tabla 3.6	Dimensiones agujero circular.	191
Tabla 3.7	Esfuerzos de Von Misses – Comparación de Modelos con Agujeros	205
Tabla 3.8	Deformación Total – Comparación de Modelos con Agujeros.	206
Tabla 4.1	Descripción de los Parámetros Geométricos utilizado.	207
Tabla 4.2	Puntos de Diseño establecidos.	209
Tabla 4.3	Matriz de Correlación de Variables.	211
Tabla 4.4	Diferencia entre algoritmos según el número de objetivos.	237
Tabla 4.5	Objetivos de los parámetros de salida	238

Tabla 4.6	Resultados de los Modelos: Inicial y Final.	241
Tabla 4.7	Dimensiones Finales de las Variables de Entrada.	242

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1: Ensamble Puente Grúa Birriel de 25 Toneladas

Plano 2: Vistas-Ensamble Puente Grúa Birriel de 25 Toneladas

Plano 3: Viga Principal

Plano 4: Partes Viga Principal

Plano 5: Viga Testera

Plano 6: Partes Viga Testera #1

Plano 7: Partes Viga Testera #2

Plano 8: Partes Viga Testera #4

Plano 9: Camino de Rodadura

INTRODUCCIÓN

El Análisis, la Simulación y la Optimización Estructural del Puente Grúa Birrirel mediante Perforaciones en la Viga Principal, que se presenta en esta Tesis de Grado se ha dividido en cinco capítulos para justificar el diseño final del mismo.

El primer capítulo, trata sobre las generalidades del puente grúa que está comprendido por una descripción general del puente grúa, estándares y normas técnicas, parámetros necesarios para la selección del tipo de puente grúa a analizar; adicionalmente se menciona sobre los diferentes tipos de perforaciones en el alma de una viga y la metodología de desarrollo para el análisis.

El segundo capítulo, presenta un análisis de esfuerzos, deformaciones y selección de elementos mecánicos el cual consiste en: un diseño de forma del puente grúa birrirel modelado en Autodesk Inventor 2012® (CAD), análisis de esfuerzos-deformaciones de los componentes estructurales, selección de los sistemas de desplazamiento y un análisis de esfuerzos de las uniones soldadas.

El tercer capítulo, muestra la simulación estructural del puente grúa birrirel en ANSYS®, en el cual consiste en el análisis de esfuerzos-deformaciones de la estructura y un análisis de comparación sobre los diferentes modelos de

perforación en la viga principal con el objetivo de seleccionar un modelo óptimo.

El cuarto capítulo, trata de un análisis estadístico el cual consiste en parametrizar la sección transversal del modelo de perforación seleccionado, para el cual mediante un análisis de correlación de variables y distribución estadística poder obtener una reducción de peso en la Viga Principal como resultado de la optimización del tipo de perforación y la sección transversal.

El quinto capítulo, presenta las conclusiones y recomendaciones que deja como resultado del estudio efectuado, cumpliendo con los objetivos generales de esta tesis. Adicionalmente se plantean las recomendaciones para posteriores análisis de este tipo de maquinaria.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES DEL PUENTE GRÚA

La Grúa es una máquina que está formada por un conjunto de mecanismos, poleas acanaladas entre otros, cuyo objetivo principal es elevar objetos de gran peso, para luego ser transportados de un sitio a otro.

Hoy en día existen diversos tipos de grúas con características muy variadas, su uso dependerá del tipo de aplicación que tenga en específico [1].

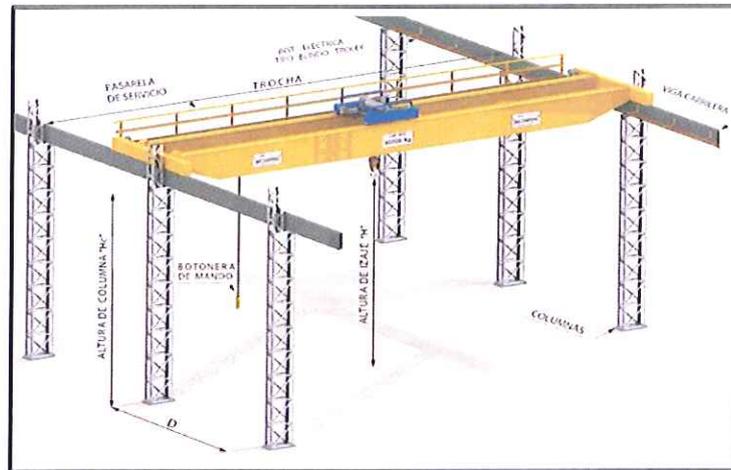


Figura 1.1 Puente Grúa [2].

1.1. Objetivos

El Puente Grúa es una máquina que se puede adaptar a la estructura de un Galpón, con la ventaja de que ocupa poco espacio debido a que este se desplaza por medio de rieles los cuales están ubicados en la parte superior del Galpón permitiendo así el traslado de objetos pesados [3].

A continuación se describen los objetivos a alcanzar en el desarrollo de esta Tesis de Grado para el Análisis, Simulación y Optimización Estructural de un Puente Grúa Birriel mediante Perforaciones en la Viga Principal.

1.1.1. Objetivos Generales.

- Diseñar un puente grúa para una capacidad determinada de operación.
- Analizar las zonas del punto crítico de la estructura de la estructura.
- Evaluar la posibilidad de reducción de peso mediante perforaciones en la viga principal.

1.1.2. Objetivos Específicos.

- Diseñar los componentes estructurales, analizar los esfuerzos y deformaciones de un puente grúa birriel para una capacidad de 25 toneladas métricas con una luz de 24 metros y una altura de trabajo de 6 metros, cumpliendo con las normas existentes.
- Seleccionar componentes mecánicos del puente grúa.
- Simular los componentes estructurales y uniones soldadas en ANSYS®.
- Evaluar diferentes tipos de perforaciones en la viga principal.
- Seleccionar el modelo óptimo de la viga principal por medio de la herramienta de ANSYS® (Design Explorer).

1.2 Descripción General del Puente Grúa.

El puente grúa está compuesto por una estructura doble (Birriel) o simple (monorriel), según sea su capacidad.

En la figura 1.2, se tiene como componentes estructurales la viga principal sobre la cual se montan los rieles para que se desplace transversalmente el Trolley, y las vigas testeras que son las vigas laterales sobre las cuales se desplaza longitudinalmente el puente grúa [3].

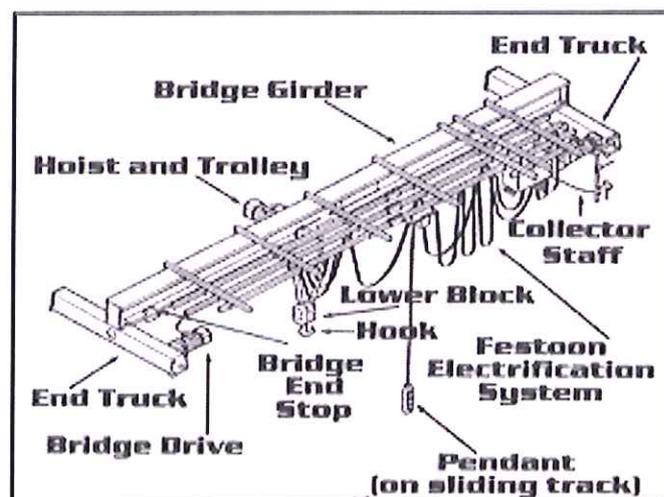


Figura 1.2 Puente Grúa – Componentes [4].

A diferencia de las grúas-pórtico, los raíles de desplazamiento están aproximadamente en el mismo plano horizontal que el carro (trolley) y su altura determina la altura máxima de operación de la máquina [3].

El puente grúa se desplaza por carriles que a su vez están suspendidos sobre una estructura, en el caso de un puente grúa al aire libre se construye una estructura específica para este fin, si es en el interior de un galpón, se puede utilizar la estructura del galpón para la implementación del mismo.



Figura 1.3 Nave Industrial del Puente Grúa - Vista General [7].

El manejo de la máquina puede hacerse desde una cabina añadida a la misma y se ubica generalmente sobre uno de sus testeros; o bien, lo que cada vez es más frecuente en máquinas sin ciclo operacional definido, por medio de mando a distancia

con cable, activado desde las proximidades del punto de operación [3].

1.2.1 Clasificación.

Actualmente los fabricantes consideran que hay 6 tipos de grúas, los cuales varían de acuerdo al tipo de aplicación y uso [6]:

- Puente Grúa Monorriel (Ver Figura 1.4)

Consiste de una viga principal soportada en dos vigas testeras, tiene un trolley con un polipasto, el trolley se desplaza a lo largo del ala inferior de la viga principal [5].

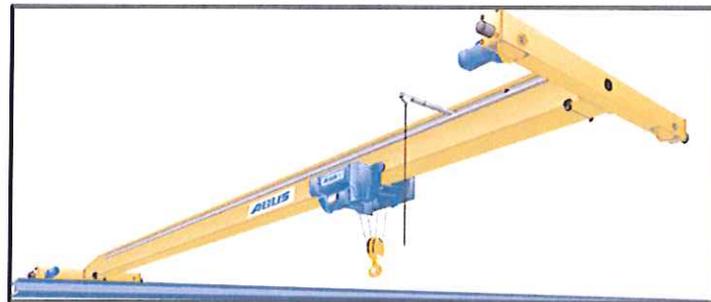


Figura 1.4 Puente Grúa Monorriel [8]

- Puente Grúa Birriel (Ver Figura 1.5)

Este Puente grúa tiene dos vigas principales soportadas en las vigas testeras, el trolley se desplaza a lo largo de las alas superiores de las vigas principales [5].

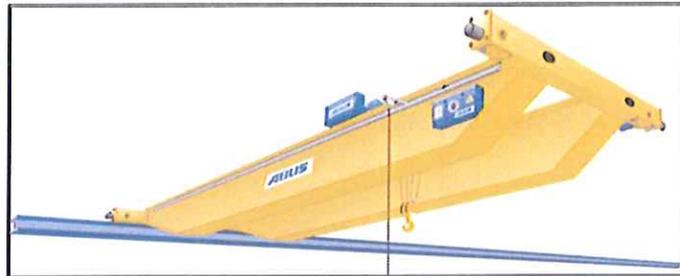


Figura 1.5 Puente Grúa Birriel [9].

- Puente Grúa Suspendido (Ver Figura 1.6)

Este tipo de puente grúa es un caso particular del tipo monorraiel, se usa cuando las naves industriales – galpones, tiene poco espacio disponible en su parte superior [5].

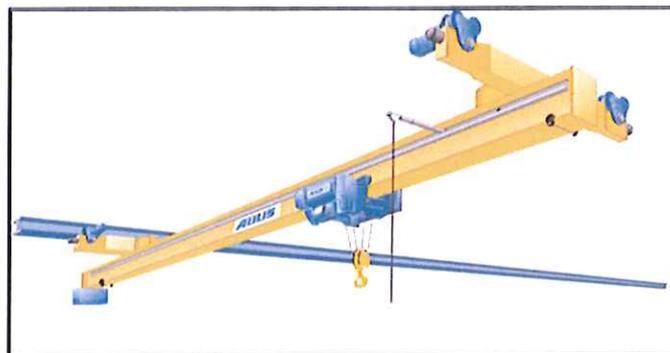


FIGURA 1.6 PUENTE GRÚA SUSPENDIDO [10].

- Puente Grúa de Consola (Ver Figura 1.7)

Son grúas fijada a un muro, o susceptible de desplazarse a lo largo de un camino de rodadura aéreo fijado a un muro o a una

estructura de obra. Se diferencia de las anteriores en que los raíles de desplazamiento están en un mismo plano vertical [5].

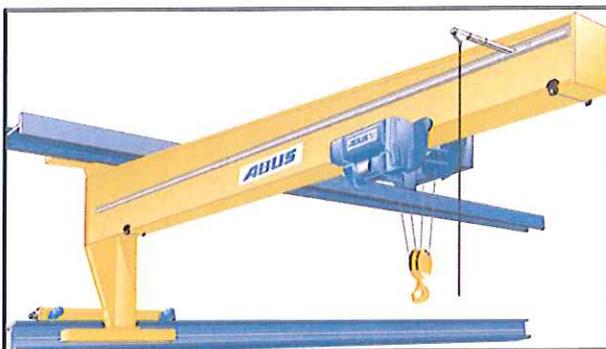


Figura 1.7 Puente Grúa de Consola [11].

- Puente Grúa Pórtico (Ver Figura 1.8)

Son grúas cuyo elemento portador se apoya sobre un camino de rodadura por medio de patas de apoyo. Los raíles de desplazamiento están en un plano horizontal muy inferior al del carro (normalmente apoyados en el suelo) [5].

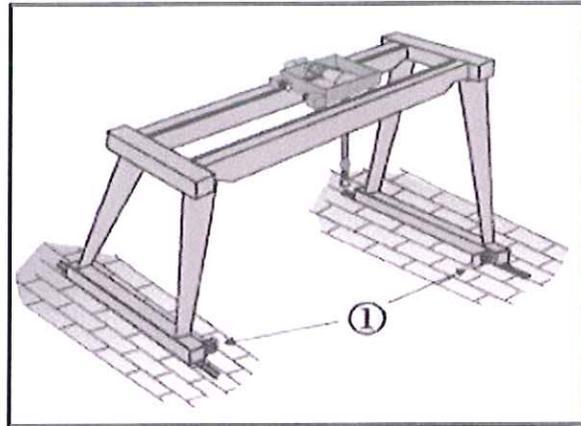


Figura 1.8 Puente Grúa Pórtico [12].

- Puente Grúa Semi-Pórtico (Ver Figura 1.9)

Son grúas cuyo elemento portador se apoya sobre un camino de rodadura, directamente en un lado y por medio de patas de apoyo en el otro. Se diferencia de las anteriores grúas en que uno de los raíles de desplazamiento está aproximadamente en el mismo plano horizontal que el carro, y el otro raíl de desplazamiento está en otro plano horizontal muy inferior al del carro (normalmente apoyado en el suelo) [5].

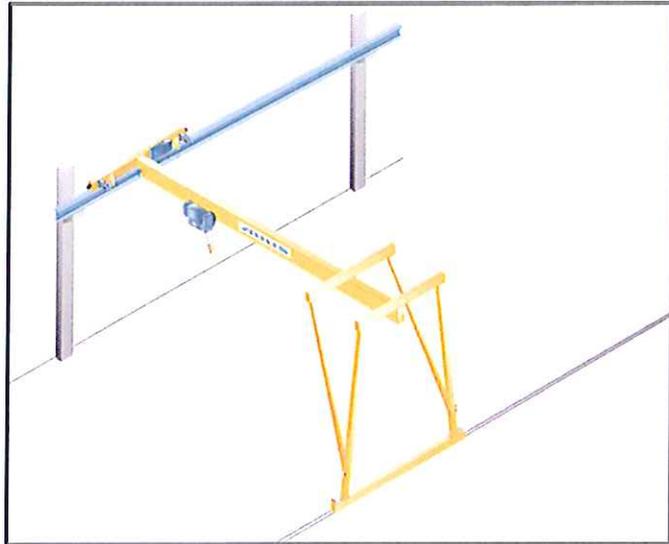


Figura 1.9 Puente Grúa Semi-Pórtico [13].

1.2.2 Componentes.

Antes de describir los componentes básicos de un puente grúa es necesario definir los tipos de movimientos que se pueden lograr con este tipo de aplicación [6].

Se tiene tres movimientos:

- Movimiento longitudinal.
- Movimiento transversal.
- Movimiento vertical.

El movimiento longitudinal se lleva a cabo mediante la traslación de la viga principal o puente a través de los carriles elevados. La

rodadura es por ruedas metálicas sobre carriles también metálicos [6].

El movimiento transversal se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro (trolley) sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal [6].

El movimiento vertical se ejecuta a través del mecanismo de elevación: polipasto o carro.

Un puente grúa se compone de las siguientes partes:

1. Mecanismo de elevación.
2. Viga principal.
3. Viga testera.
4. Camino de rodadura.

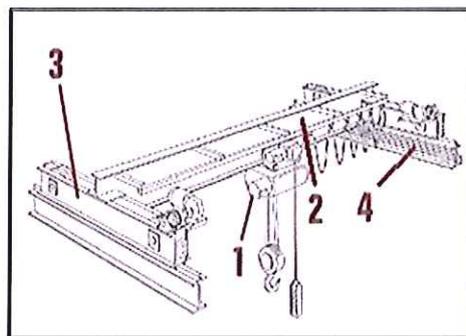


Figura 1.10 Puente Grúa- Partes [6].

Mecanismo de Elevación

Existen tres tipos [5]:

- El polipasto monorriel.
- El carro polipasto.
- El carro abierto.

La elección del mecanismo de elevación de un puente grúa está en función de la capacidad de carga y de la luz del puente grúa [6].

Polipasto Monorriel (Ver Figura 1.11)

Este mecanismo de elevación se caracteriza por su constitución en línea y por su tendencia hacia el mínimo peso propio. La estructura resistente está conformada por las propias carcasas de los mecanismos de accionamiento, reducción y eléctricos.

Lógicamente, este tipo de mecanismo cubrirá el campo de aplicación de mantenimiento de cargas bajas [6].



Figura 1.11 Polipasto Monorriel [6].

Carro Polipasto (Ver Figura 1.12)

Se utiliza para la manutención de cargas de nivel intermedio.

Sus características principales son la simplicidad del polipasto y la rodadura sobre dos carriles que le permite la elevación del nivel de carga.

Para este mecanismo de elevación, la estructura resistente está compuesta por uno o dos travesaños sobre los cuales apoyan todos los mecanismos de elevación, accionamiento o traslación, si existe. Así mismo lleva uno o dos largueros donde apoyan los rodillos de rodadura [6].



Figura 1.12 Carro Polipasto [6].

Carro Abierto (Ver Figura 1.13)

Es el mecanismo de elevación de cargas elevadas, por excelencia, su estructura resistente, robusta, es capaz de soportar las fuertes cargas verticales y de transmitir los esfuerzos generados por la carga útil a los rodillos de rodadura [6].

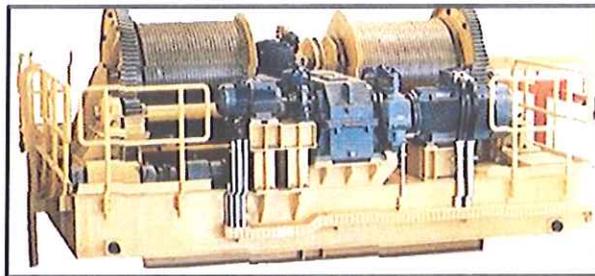


Figura 1.13 Carro Abierto [6].

Viga Principal (Ver Figura 1.14)

Para la manutención de cargas bajas, es frecuente utilizar puentes grúa de una única viga principal, recorrida por un polipasto monorriel.

Los rodillos de rodadura del polipasto suelen circular por las alas inferiores del perfil.

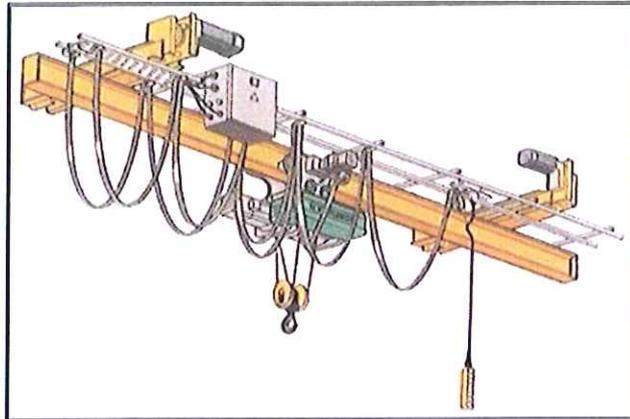


Figura 1.14 Viga Principal [6].

Asimismo, cuando la carga útil es alta, es normal la disposición de doble viga principal, recorrida por un carro polipasto o por un carro abierto [6].

Viga Testera (Ver Figura 1.15)

Mueven la viga principal a lo largo del camino de rodadura [6].

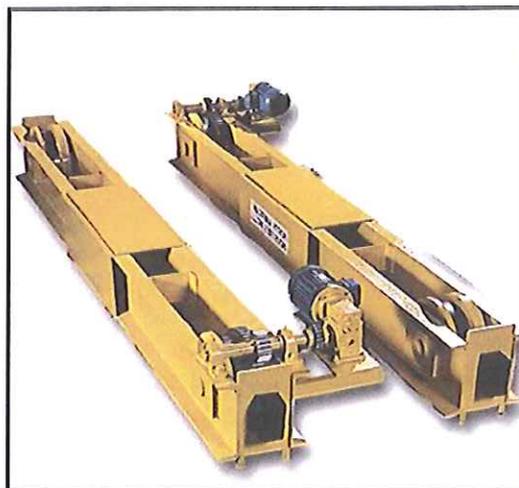


Figura 1.15 Viga Testera [6].

1.2.3 Aplicaciones.

Los puentes-grúa son utilizados en fábricas o galpones industriales estando limitados a operar dentro del galpón o nave industrial donde se encuentran instalados.

Se utilizan en la industria del acero, para mover productos terminados, tales como bobinas, vigas, turbinas, generadores, entre otros.

En la industria del cemento, para facilitar la fabricación de postes, vigas, entre otros productos de gran peso.

En la industria del automóvil y de maquinarias pesadas, se utilizan puentes grúa para el manejo de materias primas y en otros casos para el ensamblado de grandes piezas, en máquinas viales.

También se utilizan en las industrias de papel para el mantenimiento regular que requiere la eliminación de los rodillos y otros equipos pesados [14].

Para la selección adecuada de una Grúa, Fabricantes como ABUS tienen una clasificación de acuerdo a su capacidad y a su luz, a continuación se presenta la tabla 1.

TABLA 1
SELECCIÓN DE GRÚA [18].

Tipo	Capacidad (Ton)	Luz (m)
Puente Grúa Monorriel	16	39
Puente Grúa Birriel	120	40
Puente Grúa suspendido	8	25
Grúa de consola	5	12
Grúa Semipórtico	10	15

1.2.4 Factores de influencia.

Para el diseño del puente grúa deben tomarse en cuenta los siguientes factores de influencia:

- **Capacidad del puente grúa**

Este factor se considera importante puesto que dependiendo de la carga nominal de izaje (25 ton), luz (24 m) y elevación de la carga (6m), se definirá el diseño de forma del puente grúa (monorriel o birriel), adicionalmente debe tenerse en cuenta el espacio disponible donde va a funcionar el equipo, verificar si es necesario reforzar las columnas que van a soportar la estructura del puente grúa, esto en el caso que se vaya a adaptar en un galpón existente.

- **Estándares técnicos**

En la fase de diseño es necesario identificar y recopilar todas las normas relacionadas a este tipo de equipos, los cuales en conjunto con criterios de diseño mecánico permiten al ingeniero tener una idea clara sobre parámetros como factor de seguridad, esfuerzos y deformaciones permisibles en los componentes estructurales.

Además de los detalles técnicos de construcción para el ensamble de partes, tipo de soldadura, materiales, entre otros.

- **Peso**

Se considera importante el peso del puente grúa, debido a su luz que en este caso es de 24 m, teniendo así una estructura robusta lo cual se ve reflejado finalmente en un encarecimiento del equipo.

En base a lo anterior, es necesario reducir el peso de la viga principal, la cual contiene la mayor cantidad de masa del equipo, cumpliendo con las condiciones mínimas requeridas por las normas para sus componentes estructurales.

- **Seguridad del sistema**

Este tipo de equipo, necesariamente debe ser dotado de un sistema de seguridad el cual está comprendido por [12]:

- Bumper (parachoques): fines de carrera que evitan que el puente grúa se salga del carril al final de su recorrido.
- Limitador de carga: es un dispositivo que impide la maniobra de cargas que excedan la carga nominal establecida.
- Limitador de aflojamiento del cable: dispositivo que evita los posibles riesgos generados por el aflojamiento del cable.
- Limitador de altura de elevación superior e inferior: es un dispositivo que impide que el accesorio de prensión de la carga se eleve/descienda de forma que pueda golpear la estructura de la grúa o sobrepasar el límite superior o inferior establecido.
- Limitador de altura de elevación de seguridad: dispositivo redundante, como elemento de seguridad, que impide que la carga golpee la estructura de la grúa, si fallan el dispositivo anterior.
- Limitador de traslación o de giro: dispositivos que impiden todo movimiento, a lo largo de los caminos de

rodadura o de giro respecto a su eje, que superen los límites establecidos.

- Pestillo de seguridad: dispositivo mecánico que impide el desenganche involuntario de los elementos de sujeción de la carga.
- Señal acústica: elemento de señalización sonoro que indica el funcionamiento de la grúa.
- Señales ópticas luminosas: elementos de señalización luminosos que indican el funcionamiento de la grúa.
- Paro de emergencia: dispositivo de accionamiento manual, que al ser pulsado, asegura la inmediata desconexión de todos los elementos motores de la grúa e impide su puesta en marcha intempestiva al ser desenclavado [12].

- **Montaje**

Actividades de montaje e instalación no planificadas pueden convertirse en un problema de graves consecuencias.

Por lo tanto es necesario verificar las siguientes observaciones.

1. El medio en que la grúa debe realizar su función: al aire libre o en el interior de un recinto.
2. Las condiciones del lugar de trabajo: altura libre sobre otros equipos y materiales, distancia a las cerchas de la nave, existencia de pasos paralelos o concurrentes a su recorrido, presencia frecuente y obligada de personal en las zonas de actividad de la grúa.
3. La presencia de otras grúas en la misma vía de tránsito o el solapamiento de los campos de acción de grúas instaladas en vías superpuestas [12].

1.3 Estándares y Normas Técnicas.

1.3.1 CMAA #70, Especificaciones para el diseño de los componentes estructurales.

La asociación Americana de fabricantes de Grúa (CMAA), ha elaborado varias guías de Diseño para diferentes tipos de grúa, teniendo para un Puente Grúa Birriel la norma CMAA # 70 [15],

en la cual da las especificaciones para el diseño de componentes estructurales, selección / diseño de componentes mecánicos y componentes eléctricos.

Esta norma clasifica a la Grúa por el tipo de servicio, basado en el espectro de carga el cual refleja la condición de servicio.

El espectro de carga es el factor efectivo medio, el cual está distribuido de manera uniforme en una escala de probabilidad y es aplicada al equipo a una frecuencia específica.

A continuación se presenta su fórmula.

$$k = \sqrt[3]{(w_1^3 P_1) + (w_2^3 P_2) + (w_3^3 P_3) + \dots + (w_n^3 P_n)} \quad (\text{Ec. 1.1}) [15]$$

Dónde:

w: magnitud de carga, expresado como razón de carga de izaje para su capacidad nominal.

P: Probabilidad de carga, la suma total de la probabilidad de carga debe ser igual a 1.

k: factor de carga media efectiva. (Usado para establecer la clase de servicio)

Todas las grúas son afectadas por las condiciones de operación, en todas las clasificaciones se asume que la Grúa opera a una

temperatura de -17.8°C hasta 40°C y condiciones normales atmosféricas [15].

A continuación se presenta las diferentes clases de servicios de Grúa.

CLASS A (servicio poco frecuente)

Este servicio es aplicable a Grúas que se usan en instalaciones tales como cuarto de turbina, servicios públicos, cuartos de motores y transformadores.

Donde el manejo o traslado de equipos se hace a velocidades muy bajas, es decir el periodo de traslado es grande [15].

CLASS B (servicio ligero)

Este servicio aplica para grúas que funcionen en ambientes como talleres de reparación, operaciones de ensamblaje, servicios en edificios etc.

Aquí los requerimientos de servicios son a bajas velocidades. Las cargas de izaje pueden variar desde sin carga hasta ocasionalmente a plena carga (carga nominal) de 2 a 5 izajes por hora [15].

CLASS C (servicio moderado)

Este servicio es aplicable para grúas que funcionan en industrias tales como fábrica de papel, taller mecánico donde los requerimientos son moderados con un rango de 5 hasta 10 izajes por hora [15].

CLASS D (servicio pesado)

Este tipo de servicio se puede encontrar en industrias de fundición, fabricación de partes, industrias del acero etc.

Por lo general en este tipo de aplicación se requiere del uso de cucharones como accesorio para el izaje. Se requiere altas velocidades de operación y un rango de 10 hasta 20 izajes por hora [15].

CLASS E (servicio severo)

En este tipo de servicio la Grúa debe ser capaz de trasladar objetos cuyo peso sea aproximadamente igual a la carga nominal durante toda su vida útil, con 20 izajes por hora en adelante [15].

Este servicio es común en plantas de fertilizantes, industrias cementeras entre otros.

CLASS F (servicio continuo severo)

Este servicio es similar al anterior, la Grúa debe ser capaz de transportar objetos cuyo peso sea igual a la carga nominal de diseño, de forma continua durante su vida útil, para este tipo de aplicación suele requerirse diseños especiales de Grúa, deben ser de alta confiabilidad y fácil mantenimiento [15].

TABLA 2
CLASES DE SERVICIO EN GRÚAS - CMAA [15].

LOAD CLASS	Load Cycles				K = MEAN EFFECTIVE LOAD FACTOR
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	
L ₁	A	B	C	D	0.35 -0.53
L ₂	B	C	D	E	0.531-0.67
L ₃	C	D	E	F	0.671-0.85
L ₄	D	E	F	F	0.851-1.00
	Irregular occasional use followed by long idle periods	Regular use in intermittent operation	Regular use in continuous operation	Regular use in severe continuous operation	

Clases de cargas:

L1= Grúas que rara vez elevan cargas iguales a la carga nominal, pero normalmente elevan cargas muy ligeras.

L2= Grúas que rara vez elevan cargas iguales a la carga nominal, pero normalmente elevan cargas de alrededor de 1/3 de la carga nominal.

L3= Grúas que elevan cargas iguales a la carga nominal con bastante frecuencia, y normalmente elevan cargas entre $1/3$ y $2/3$ de la carga nominal.

L4=Grúas que frecuentemente elevan cargas nominales.

Ciclos de carga

N1= 20000 a 100000 ciclos.

N2= 100000 a 500000 ciclos.

N3= 500000 a 2000000 ciclos.

N4= mayor a 2000000 ciclos.

1.3.2 AWS D.14.1, Criterios para el diseño de juntas soldadas.

La sociedad Americana de soldadura (AWS) es la entidad encargada del diseño de cordones de soldadura para estructuras metálicas, para las aplicaciones como el puente grúa, la norma CMAA 70 [15] recomienda el uso de la norma AWS D 14.1 [16] que muestra las especificaciones para el diseño y procedimientos de soldadura usadas en la manufactura de Grúas [16].

1.3.3 AISC #2, Criterios para el diseño de Perforaciones en el alma de la viga.

Por consideraciones económicas y estéticas es necesario crear aberturas en el alma de las vigas que forman parte de la estructura de un edificio, por otro lado se tiene como aspecto negativo la disminución de la capacidad de momento y cortante [17].

La abertura en el alma de las vigas ha sido empleada durante mucho tiempo en el campo de la ingeniería estructural. En el cual tiene aberturas con reforzamiento y sin reforzamiento [17].

La norma AISC #2 da los procedimientos para el diseño de aberturas en el alma de la viga con o sin reforzamiento, estos procedimientos de diseño son compatibles con el método LRFD (load resistance factor design) [17].

1.4 Selección del Puente Grúa a Analizar.

Para la selección del puente grúa, se requiere información como: Capacidad nominal, altura de izaje, luz, longitud de recorrido y tipo de industria en la que va a funcionar.

En base a esta información se determinara si se requiere un puente grúa monorriel o birriel.

1.4.1 Descripción de parámetros de trabajo.

A continuación se muestran los siguientes parámetros:

- Capacidad nominal: 25 Toneladas
- Altura de izaje: 6 m
- Luz: 24 m
- Longitud de recorrido: 73 m

Fabricantes como ABUS, presentan tablas donde en base a la capacidad (Toneladas) y luz (m), se puede seleccionar el puente grúa, determinando si es Monorriel o Birriel.

Grúas Monorriel

TABLA 3
SELECCIÓN DE TIPO DE VIGA EN FUNCIÓN DE LA
CAPACIDAD Y LA LUZ – GRÚA MONORRIEL [18].

Tipo	Capacidad (ton)	Luz Máxima (m)
Viga de perfil laminado	Hasta 5	18.5
	Hasta 6.3	17.5
	Hasta 8	17
	Hasta 10	14.5
Viga de cajón soldada	Hasta 5	28.5
	Hasta 10	26
Viga de cajón	Hasta 6.3	Hasta 36

soldada – carro lateral	Hasta 8	Hasta 24.5
	Hasta 10	Hasta 34

Grúas Birriel

TABLA 4
SELECCIÓN DE TIPO DE VIGA EN FUNCIÓN DE LA CAPACIDAD Y LA LUZ – GRÚA BIRRIEL [18].

Tipo	Capacidad (ton)	Luz máxima (m)
Viga de perfil laminado	Hasta 12.5	14.5
	Hasta 16	11.5
Viga con cajón soldada	Hasta 40	36
	Hasta 50	33
	Hasta 100	24

En base a la tabla 1.4, se puede determinar que se requiere un Puente Grúa Birriel, cuya sección transversal de la viga es de tipo cajón soldada.

1.5 Perforaciones en el Alma de una Viga.

La introducción de una abertura en el alma de la viga altera la distribución de tensiones dentro del elemento y también influye en su comportamiento de colapso. Por lo tanto, el diseño eficiente de vigas y placas de secciones de viga con aberturas en

el alma se ha convertido en una de las consideraciones importantes en las estructuras modernas [19].

La presencia de perforaciones en alma de la viga disminuye la rigidez del mismo provocando mayores deformaciones que una viga de alma llena. La fuerza de las vigas con aberturas puede regirse por las deformaciones plásticas que se producen debido al momento y cortante en las aberturas [19].

Los tipos comunes de aberturas en el alma con y sin refuerzo se muestran en la figura 1.16.

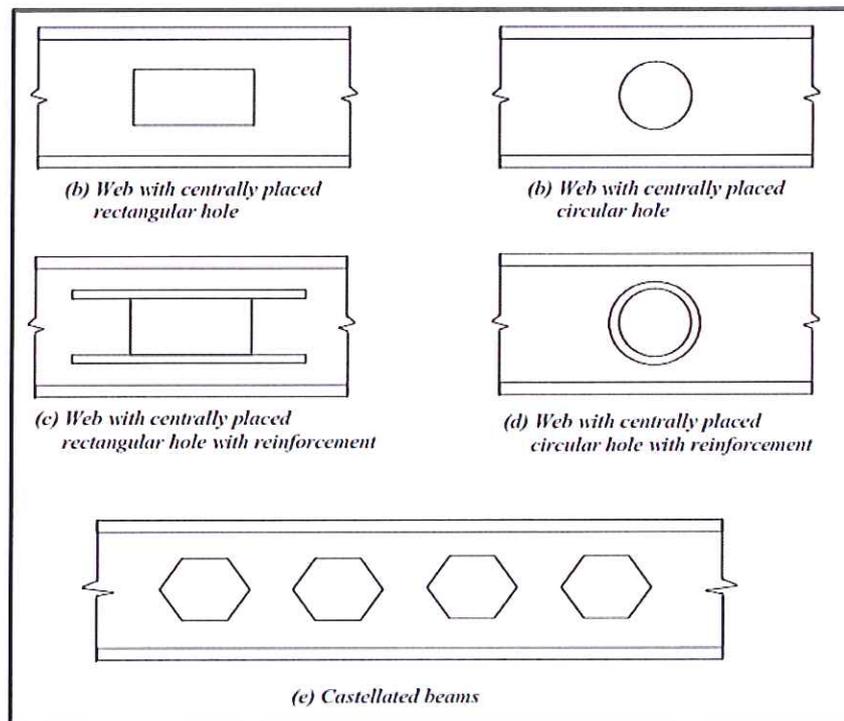


FIGURA 1.16 TIPOS DE ABERTURAS EN EL ALMA DE LA VIGA [19].

El diseño de aberturas en el alma está limitado a miembros estructurales con un esfuerzo de fluencia $F_y \leq 65$ kpsi, cumpliendo con los criterios de la AISC para secciones compactas.

Factor de carga y resistencia (Load and resistance factor design).

Este es un método empleado por la AISC para el diseño de miembros estructurales con o sin aberturas en el alma.

Este método comprende el diseño por capacidad de momento y cortante.

$\phi = 0,90$; Para miembros de acero.

$\phi = 0,85$, Para miembros compuestos.

Estos factores se aplican tanto a momento como a cortante en aberturas en el alma.

Los elementos estructurales deberán estar sometidas a esfuerzos tales que sean menores que los esfuerzos de diseño tanto en momento como en cortante.

$$M_u \leq \phi M_n ; (\text{Ec. 1.2}) [16]$$

$$V_u \leq \phi V_n; \quad (\text{Ec. 1.3}) [16]$$

Donde:

M_u = Momento de flexión aplicado

V_u = Cortante aplicado

M_n = Momento de flexión de diseño, nominal

V_n =Cortante de diseño, nominal.

Procedimiento de diseño

El diseño de aberturas en el alma consiste en determinar el máximo momento y cortante nominal en la abertura, que se denotan como M_m y V_m , para así obtener la capacidad nominal M_n y V_n para las combinaciones de flexión y cortante que ocurren en la abertura del alma.

Para miembros de acero, el máximo esfuerzo de flexión nominal, M_m , es obtenido de esfuerzo del miembro estructural sin la abertura.

Para secciones compuestas M_m está basado en la ubicación del eje neutro plástico del miembro sin abertura. La máxima capacidad de cortante nominal V_m , es expresada como la suma

de cortantes V_{mt} y V_{mb} , para regiones por debajo y encima de la abertura.

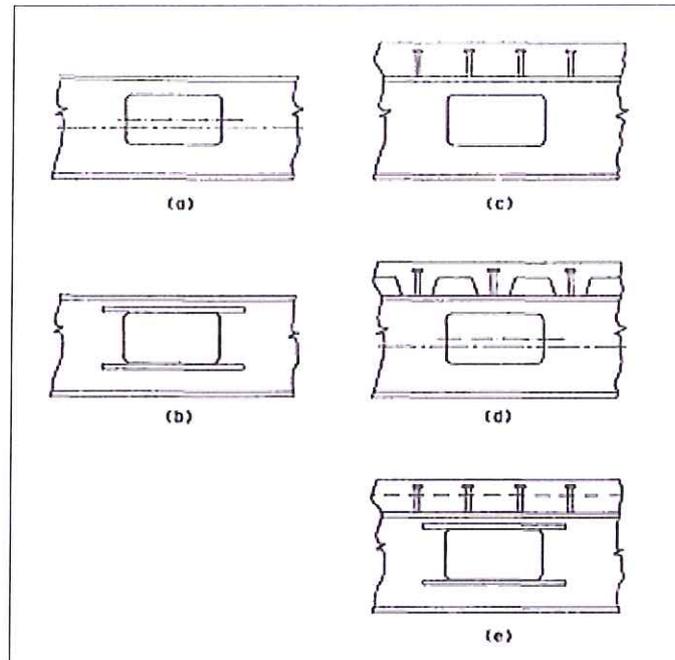


Figura 1.17 Tipos de Aberturas de Sección Rectangular en el Alma de la Viga [17].

- a. Viga de acero con abertura sin refuerzo.
- b. Viga de acero con refuerzo en la abertura.
- c. Viga mixta con losa maciza.
- d. Viga mixta con losa nervada y nervios transversales.
- e. Viga mixta con abertura reforzada, losa nervada y nervios longitudinales.

La AISC #2 [17] muestra dos tipos de aberturas que son las rectangulares y las circulares.

Aberturas Rectangulares

La longitud se denota como a_0 , la altura como h_0 , pueden tener una excentricidad e , la cual es medida desde el centro de la sección. Para secciones de acero 'e' es positiva si la abertura está por encima o por debajo de la línea de centro. Para secciones compuesta 'e' es positiva por encima de la línea de centro.

A continuación se muestra la Figura 1.18, donde se puede ver la simbología empleada para agujeros rectangulares.

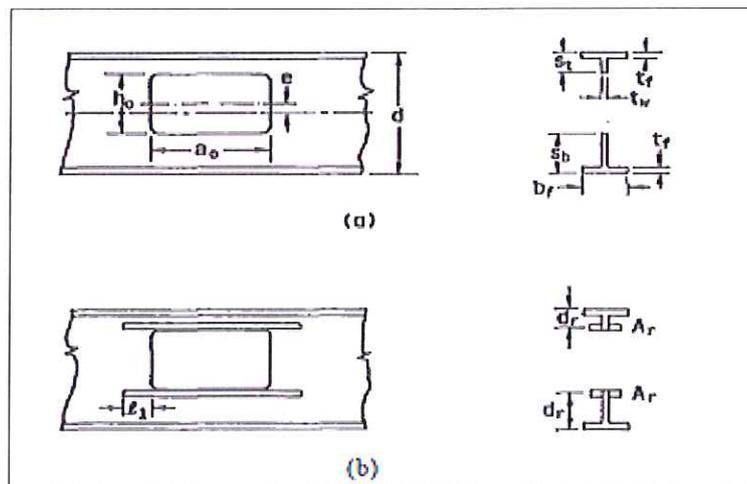


Figura 1.18 Abertura Rectangular A) Con Refuerzo B) Sin Refuerzo [17].

$$h_0 \leq 0,7D_0 \text{ (Ec. 1.4) [17]}$$

$$S_t \geq 0,15d \text{ (Ec. 1.5) [17]}$$

$$S_b \geq 0,15d \text{ (Ec. 1.6) [17]}$$

$$a_0/s_b \leq 12 \text{ (Ec. 1.7) [17]}$$

$$a_0/s_t \leq 12 \text{ (Ec. 1.8) [17]}$$

$$r = 2t_w \text{ o } 5/8 \text{ (Ec. 1.9) [17]}$$

Aberturas Circulares

Las aberturas circulares pueden ser diseñadas usando las expresiones que se muestran a continuación.

Aberturas sin refuerzo

$$h_0 = D_0 ; \text{ para flexión (Ec. 1.10) [17]}$$

$$h_0 = 0,9D_0 ; \text{ para cortante (Ec. 1.11) [17]}$$

$$a_0 = 0,45D_0 \text{ (Ec. 1.12) [17]}$$

Aberturas con refuerzo

$$h_0 = D_0 ; \text{ para flexión y cortante (Ec. 1.13) [17]}$$

$$a_0 = 0,45D_0 \text{ (Ec. 1.14) [17]}$$

Espaciamiento entre Agujeros

Aberturas rectangulares

$$S \geq h_0 \text{ (Ec. 1.15) [17]}$$

Aberturas circulares

$$S \geq 1,5D_0 \text{ (Ec. 1.16) [17]}$$

S: espacio libre entre agujeros

Comportamiento de miembros con aberturas.

Fuerzas actuantes en la abertura

En la Figura 1.19 se muestra las fuerzas actuantes en la abertura como momento y cortante en vigas mixtas. El momento flector es positivo para la sección bajo la abertura, sujeto a fuerza de tensión P_b , cortante V_b y momento secundarios M_{bl} y M_{bh} . La sección encima de la abertura está sujeta a fuerza de compresión P_t , cortante V_t y momento secundarios M_{tl} y M_{th} .

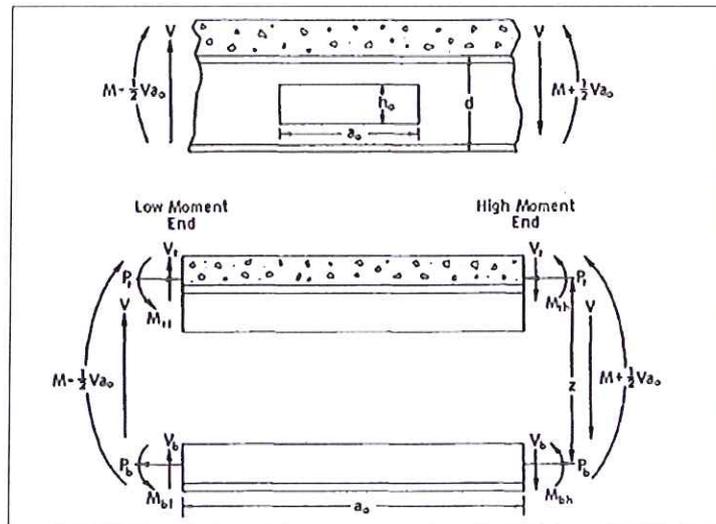


Figura 1.19 Fuerzas Actuantes En La Abertura Del Alma [17].

$$P_b = P_t = P \quad (\text{Ec. 1.16}) [17]$$

$$V = V_b + V_t \quad (\text{Ec. 1.17}) [17]$$

$$V_b a_0 = M_{bl} + M_{bh} \quad (\text{Ec. 1.18}) [17]$$

$$V_t a_0 = M_{tl} + M_{th} \quad (\text{Ec. 1.19}) [17]$$

$$M = PZ + M_{th} + M_{bh} - Va_0/2 \quad (\text{Ec. 1.20}) [17]$$

En la cual

V = cortante total actuante en la abertura.

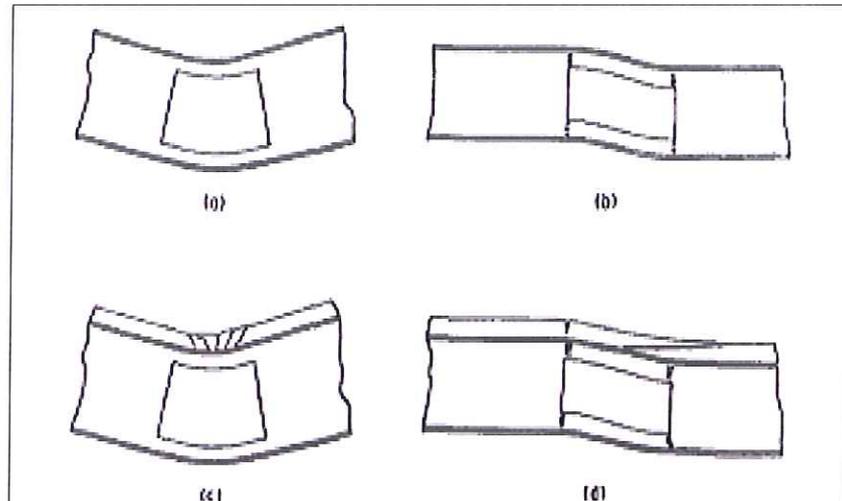
M = Momento primario actuante en la línea de centro de la abertura.

a_0 = longitud de la abertura.

Z = distancia entre puntos donde se aplica momentos secundarios.

Deformación y modos de falla

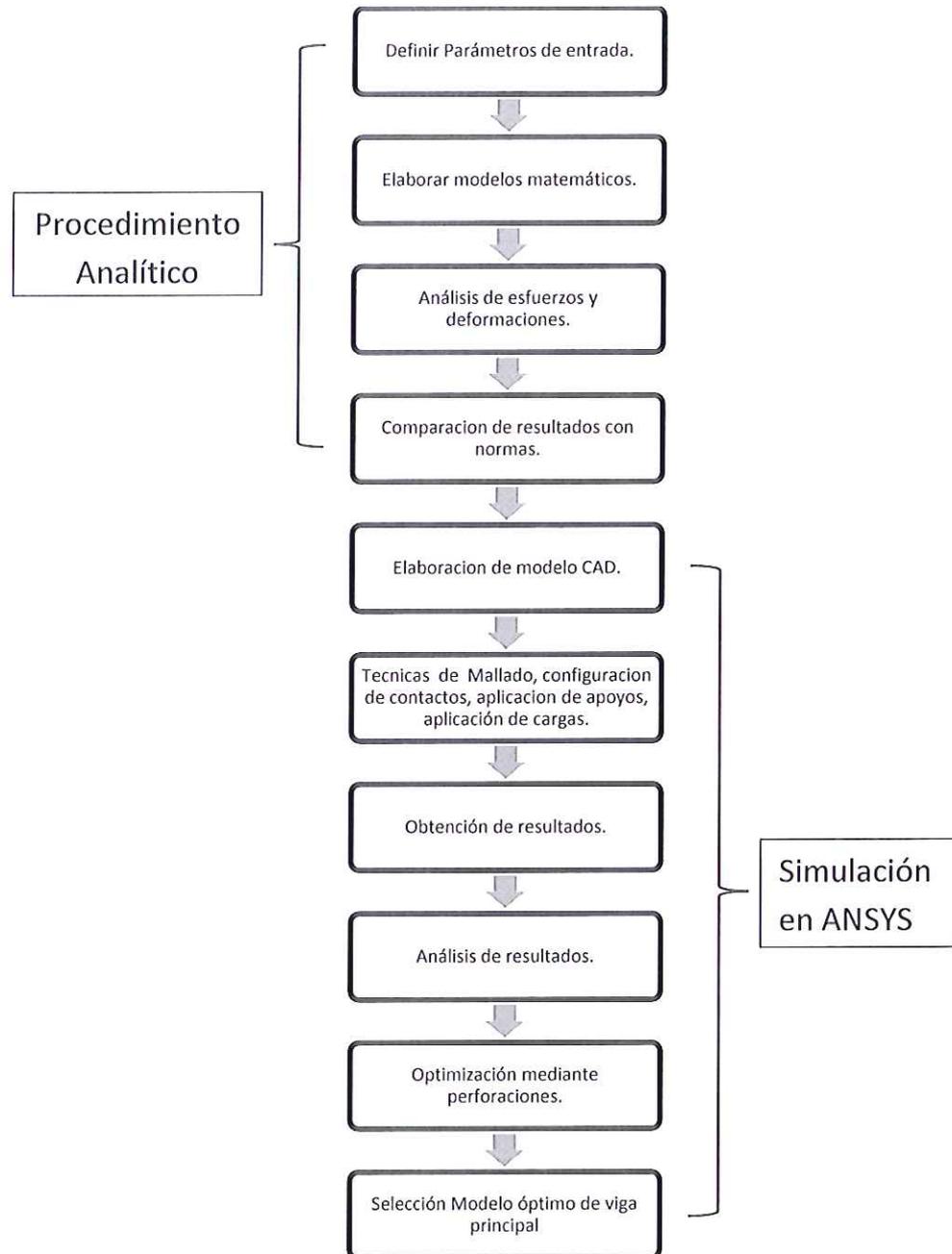
En la Figura 1.20 se muestra los modos de falla en vigas con aberturas en el alma.



- a. Viga de acero sometida a flexion.
- b. Viga de acero con baja razón momento/cortante.
- c. Viga mixta con losa maciza sometida a flexion.
- d. Viga mixta con losa maciza con baja razón momento/cortante.

Figura 1.20 Modos de Falla en Almas con Aberturas [17].

1.6 Metodología de Desarrollo.



Definir Parámetros de entrada: Por medio de capacidades y catálogos se determinan las condiciones iniciales de trabajo.

Elaborar Modelos Matemáticos: Diagramas de Cuerpo Libre con sus cargas fijas y móviles.

Análisis de Esfuerzos y Deformaciones: Por medio de las cargas aplicadas, se determina los esfuerzos y su punto crítico.

Comparación de Resultados con Normas: La norma indica la deformación máxima permisible y otros factores más que hay que tener en cuenta en el resultado.

Elaboración de Modelo CAD: En Autodesk Inventor, se realiza el modelado 3D para su futura simulación.

Técnicas de Mallado, configuración de contactos, aplicación de apoyos, aplicación de cargas: En la parte de Simulación es importante definir el tipo de mallado, los contactos ya que estos pueden variar en sus resultados si no se aplica el correcto.

Obtención de Resultados: Por medio de las condiciones dadas en la simulación se obtienen los resultados tales como Deformación Total, Esfuerzo Equivalente de Von Mises, Factor de Seguridad Estático y de Fatiga.

Análisis de Resultados: Por medio de los resultados, se hace comparación con lo calculado y con la norma.

Optimización mediante Perforaciones: Haciendo perforaciones en el alma de la Viga Principal, se hace un estudio estadístico para obtener un modelo adecuado.

Selección de Modelo Óptimo de Viga Principal: Haciendo una optimización, y colocando condiciones de forma se obtiene un modelo óptimo en cuanto a reducción de peso y resistencia.

CAPÍTULO 2

2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS-DEFORMACIONES Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

En este capítulo se presenta el procedimiento analítico para cada uno de los componentes del Puesto Grúa, tanto estructural como mecánico.

Para lo cual se parte de un diseño de forma del puente Grúa Birriel, mediante cálculos se determinara las dimensiones de cada uno de sus componentes con el objetivo de obtener un diseño funcional.

2.1 Diseño de forma del Puesto Grúa Birriel.

En el capítulo 1 en la sección 1.4, se presentó los parámetros de trabajo requeridos con el cual se selecciona al puente grúa tipo Birriel como el adecuado.

A continuación en la Figura 2.1 se presenta el diseño de forma del puente grúa y en la Figura 2.3 y 2.4 se presentan el diseño preliminar del mismo.

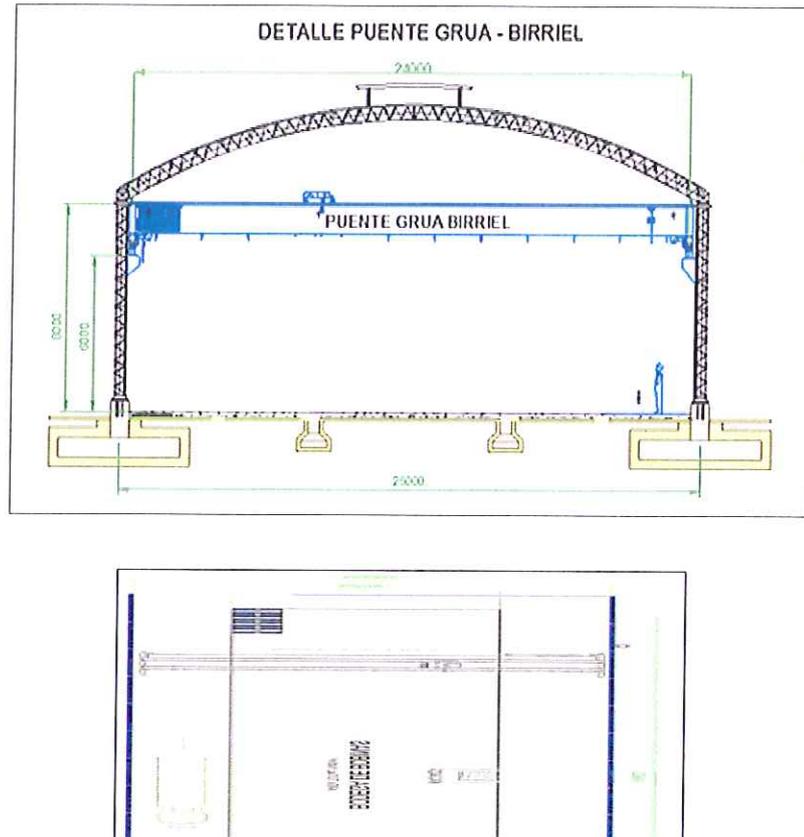


FIGURA 2.1 DISEÑO DE FORMA DEL PUENTE GRÚA BIRRIEL SELECCIONADO.

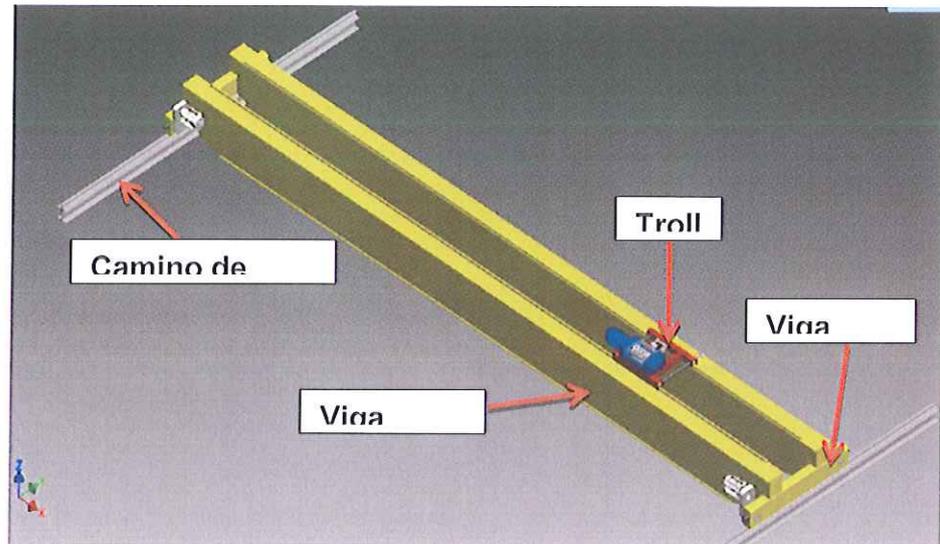


Figura 2.2 Diseño Preliminar del Puente Grúa Birriel.

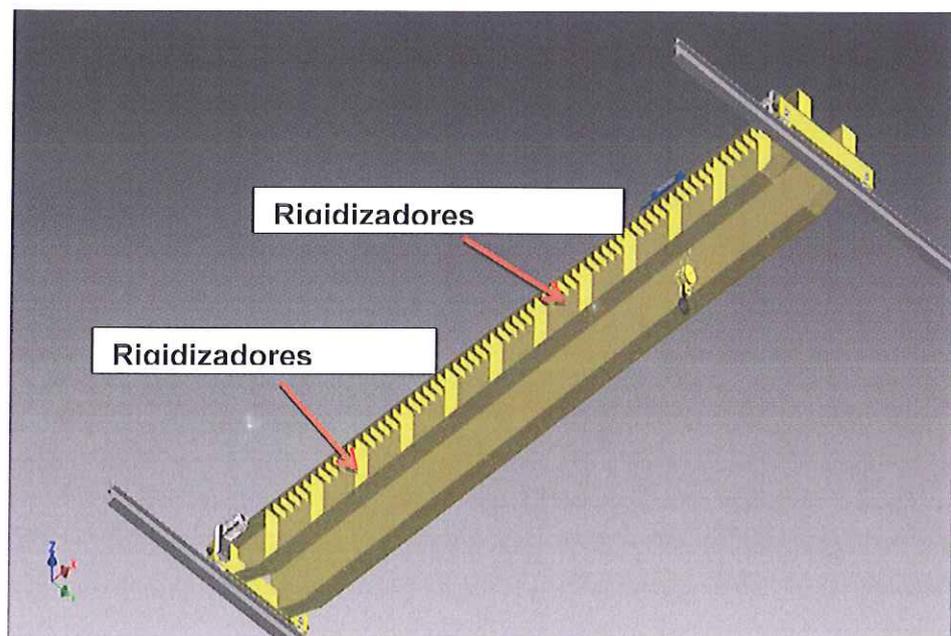


Figura 2.3 Diseño Preliminar del Puente Grúa Birriel Mostrando los Rigidizadores Internos.

La norma CMAA #70 [15], establece clases de servicio para puente grúa con el objetivo de obtener Grúas económicas para su instalación acorde con la condición de trabajo a la cual es expuesta, tal como se definió en la sección 1.3.

Por lo cual es necesario definir un ciclo de trabajo (DUTY CYCLE) con el objetivo de seleccionar las velocidades adecuadas para sus tres movimientos y verificar que el tiempo calculado de trabajo por día es igual o menor al tiempo en que se requiere transportar todos los materiales en un día laboral, siendo este un requerimiento por parte del cliente.

Ciclo de trabajo

El puente grúa va a trabajar en un galpón donde se va a almacenar bobinas de acero de 20 Ton, en jornadas laborales de 8 horas transportando una cantidad de 30 bobinas por día.

Dada la breve descripción de la carga de trabajo del puente grúa, se pre-selecciona la clase o tipo de servicio en el que trabajaría la grúa, siendo para este caso de 'CLASE C' [15].

En esta clase de servicio el número de izajes por hora oscila entre 5 y 10, adicionalmente se recomienda velocidades medias o altas para los tres tipos de movimientos que tiene el puente grúa.

El apéndice A1 muestra las velocidades que recomienda la norma para el Polipasto, Trolley y Puente en función de su capacidad nominal y del tipo de velocidad (baja, media o alta).

A continuación se muestra unas tablas con información sobre las velocidades para cada uno de los movimientos del puente grúa, distancias a recorrer, cantidad de bobinas a transportar y tiempo estimado para el transporte de las bobinas por día.

TABLA 5
CANTIDAD DE BOBINAS, CANTIDAD DE HORAS
DIARIAS, LONGITUDES A RECORRER.

# bobinas/día	30
Peso por bobina de acero (toneladas métricas)	20
Capacidad total diaria (toneladas métricas)	600
Tiempo total (horas) - cliente	8
Dist. recorrida-pte grua(ft)	240
Dist. recorrida-carro(ft)	79
Altura de izaje (ft)	20
Tipo de industria	Industria de acero

TABLA 6
VELOCIDADES SELECCIONADAS.

Tipo-servicio	C
vel. Pte grua (ft/min)	115
vel.carro (ft/min)	79
vel. Izaje (ft/min)	16

Para calcular los tiempos de recorrido se utilizó la siguiente formula.

$$t = \frac{60 \times \text{Distancia}}{\text{Velocidad Izaje}} \text{ (Ec. 2.1) [23]}$$

TABLA 7
TIEMPOS OBTENIDOS DURANTE EL CICLO DE TRABAJO.

Proceso	Tiempo (s)	Distancia (ft)
Descenso de gancho (ft)	75	20
Subida de gancho (ft)	75	20
Distancia Recorrida Carro (ft)	60	79
Distancia recorrida Pte grua (ft)	125.21	240
Descenso de gancho (ft)	75	20
Subida de gancho (ft)	75	20
Distancia recorrida por el carro (ft)	60	79
Distancia recorrida Pte grua (ft)	125.21	240

TABLA 8
RESULTADOS OBTENIDOS DEL TIEMPO
TOTAL Y CICLOS/H.

Total (s)	670.4
20 % aceleración	134.08
Tiempo total-viaje/20 toneladas (s)	804.52
Tiempo total max. calc (h)	6.7
Ciclos/h	5

Teniendo como resultado un tiempo de 6.7 horas, el cual es menor que el tiempo suministrado por el cliente (8 horas) y 5 ciclos/h. Comprobando que se encuentra dentro del rango de cargas de izaje por hora que indica la norma CMAA 70 [15] para un servicio "clase C".

También se debe observar las velocidades recomendadas por la norma que se muestra en la tabla 2.2, las cuales serán necesarias más adelante al momento de hacer la selección del Trolley y del Moto-Reductor.

2.2 Análisis de Esfuerzos y Deformaciones de componentes Estructurales.

2.2.1 Viga Principal.

La luz es de 24 m (longitud de la viga), para obtener las dimensiones restantes del perfil de la viga, se utiliza las relaciones establecidas por la norma CMAA 70 [15].

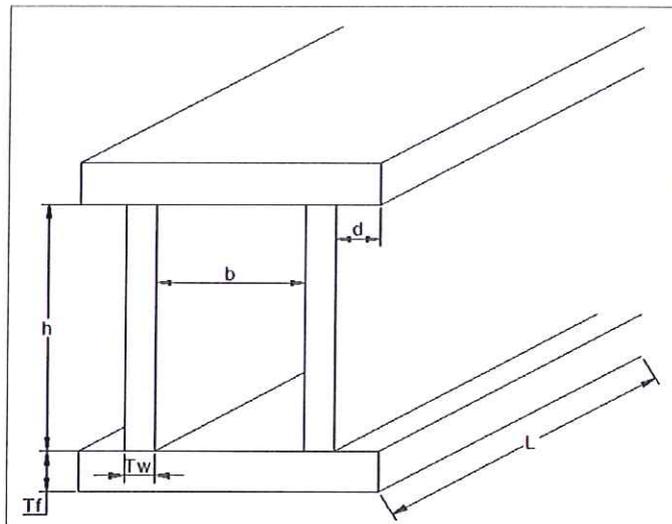


Figura 2.4 Dimensiones – Nomenclatura Viga Principal [15].

$L = 24\text{m} = 949.818\text{ in.}$

Primera Relación (para la altura):

$$\frac{L}{h} \leq 25; \text{ Ec. 2.2 [15]}$$

$$h \geq 38\text{ in}$$

Segunda Relación (para el ancho):

$$\frac{L}{b} \leq 65; \text{ Ec. 2.3 [15]}$$

$$b \geq 15 \text{ in}$$

Para los espesores, se considera las relaciones especificadas en el Whiting Crane Handbook [14].

Primera Relación (Para el espesor del alma):

$$\frac{h}{t_w} \leq 240; \text{ Ec. 2.4 [15]}$$

$$t_w \geq 0.16 \text{ in}$$

Segunda Relación (para el espesor del ala):

$$\frac{b}{t_f} \leq 60; \text{ Ec. 2.5 [15]}$$

$$t_f \geq 0.25 \text{ in}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos, en el diseño se considerará:

TABLA 9
DIMENSIONES – PERFIL VIGA PRINCIPAL.

h	58 in
b	20 in
t_f	0.47 in (12 mm)
t_w	0.39 in (10 mm)
d	2 in

Una vez determinado las dimensiones de la sección transversal de la viga, se puede obtener el área, volumen, peso, momentos de inercia y los módulos resistentes con respecto a cada eje.

Área:

$$A = 2(h \times t_w) + 2(t_f(2d + b + 2t_w)); \text{ Ec. 2.6}$$

Volumen:

$$V = A \times L; \text{ Ec. 2.7}$$

Peso:

$$\rho = 7860 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_B = \rho \times V \times g; \text{ Ec. 2.8}$$

Peso Distribuido:

$$w_B = \frac{W_B}{L}; \text{ Ec. 2.9}$$

Inercia x-x:

$$I_{xx} = 2I_w + 2I_f; \text{ Ec. 2.10}$$

$$I_{wx} = \frac{1}{12} \times b \times h^3 = \frac{1}{12} \times t_w \times h^3; \text{ Ec. 2.11}$$

$$I_{fx} = \frac{1}{12} (b + 2t_w + 2d)t_f^3 + \left(\left(\frac{h}{2} + \frac{t_f}{2} \right)^2 (b + 2t_w + 2d)t_f \right); \text{ Ec. 2.12}$$

Inercia y-y:

$$I_{yy} = I_{wy} + I_{fy}; \text{ Ec. 2.13}$$

$$I_{wy} = 2 \left[\left(\frac{1}{12} b(t_w)^3 \right) + \left((t_w h) \left(\frac{b}{2} + \frac{t_w}{2} \right)^2 \right) \right]; \text{ Ec. 2.14}$$

$$I_{fy} = 2 \left(\frac{1}{12} t_f \right) (b + 2t_w + 2d)^3; \text{ Ec. 2.15}$$

Módulo Resistente en x-x:

$$S_{xx} = \frac{I_{xx}}{C_x}; \text{ Ec. 2.16}$$

$$C_x = \frac{h}{2} + t_f; \text{ Ec. 2.17}$$

Módulo Resistente en y-y:

$$S_{yy} = \frac{I_{yy}}{C_y}; \text{ Ec. 2.18}$$

$$C_y = \frac{b}{2} + t_w + d; \text{ Ec. 2.19}$$

TABLA 10
PROPIEDADES DE LA SECCIÓN.

Área	69.08 in^2	Volumen	1.07 m^3
Peso	82.5 kN	Peso distribuido	3,4 kN/m
Inercia x-x	32822.5 in^4	Inercia y-y	5948.3 in^4
Módulo Resistente x-x	1113.7 in^3	Módulo Resistente y-y	480 in^3

Diseño Estático De La Viga Principal

Para el diseño estático, se debe tener presente las fuerzas que actúan sobre la viga.

Las cargas que actúan en la estructura están divididas en dos categorías.

- Cargas principales.
- Cargas adicionales.

Cargas principales

En esta categoría se tiene:

- Carga muerta (DL)

Esta carga toma en cuenta el peso de la estructura del puente grúa, equipos adheridos, fijados o soportados por la estructura [15].

- Carga del Trolley (TL)

Esta carga toma en cuenta el peso del Trolley y el equipo ajunto a este [15].

- Carga de izaje (LL)

La carga de izaje es la carga de trabajo más el peso de dispositivos de izaje, usado para el manejo o sujeción de la carga de trabajo tales como el Block o gancho [15].

- Fuerzas de inercia vertical (VIF)

Estas fuerzas de inercia se producen por lo movimientos que experimenta la grúa al momento de elevar o descender la carga de izaje. Estas cargas adicionales pueden ser incluidas de manera simplificada por la aplicación de un factor para carga muerta (DLF) y otro para carga de izaje (HLF), debido a la carga vertical actuante [15].

Carga Nominal (kN): 250

Carga Total (Carga Nominal + Carga del Trolley) (kN): 270

Con la carga total, se puede seleccionar el Trolley. Para esto se usa el catálogo DONATI [20] (Apéndice C9), y a su vez se puede tener las reacciones que ejercen las ruedas del Trolley sobre la Viga Principal.

La selección del Trolley se encuentra en la sección 2.3.1

TABLA 11
DIMENSIONES Y CARGAS EN LAS RUEDAS DEL TROLLEY [20].

Longitud	2.07 m
a	1.098 m
b ₁	1.972 m
e	0.5 m
R ₁	96 kN
R ₂	39 kN

Por lo tanto, el porcentaje de carga aplicado a cada rueda es:

$$R_{1T} = 35.55 \%$$

$$R_{2T} = 14.44 \%$$

Carga Muerta: 3.44 kN/m

Carga Trolley: 20 kN

Carga de Levantamiento: 250 kN

Fuerzas Verticales (Para una sola Viga)

$$F.V. (\text{Sin factor de Carga}) = \frac{20}{2} + \frac{250}{2} + 61.25 = 196.25 \text{ kN}$$

$$P_1 (\text{Sin factor de Carga}) = 96 \text{ kN}$$

$$P_2 (\text{Sin factor de Carga}) = 39 \text{ kN}$$

Fuerzas Verticales de Inercia (Factores de Carga)

Los factores están en función de la velocidad de cada mecanismo del puente grúa. (Norma CMAA 70) [15].

Factor por carga muerta (DLF)

Este factor cubre solo la carga muerta de la grúa, el trolley y sus partes anexas.

DLF(Factor de Carga Muerta)

$$= 1.05 + \frac{\text{Travel Speed}(FPM)}{2000}; \text{ Ec. 2.20 [15]}$$

$$DLF_B = 1.05 + \frac{115}{2000} = 1.11$$

$$DLF_T = 1.05 + \frac{79}{2000}$$

$$DLF_T = 1.1$$

$$1.1 \leq DLF \leq 1.2; \text{ Ec. 2.21 [15]}$$

Factor por carga de izaje (HLF)

Este factor se aplica por el movimiento vertical que experimenta la carga de nominal de izaje, cubre fuerzas de inercia, fuerzas de masa debido al repentino izaje de la carga y cualquier incertidumbre.

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 * \text{Hoist speed (FPM)} \leq 0.5; \text{ Ec. 2.22 [15]}$$

$$HLF = 0.005 * 16 = 0.08$$

$$HLF = 0.15$$

Fuerzas de Inercia de unidades motrices (IFD)

Estas fuerzas de inercia se dan durante la aceleración o des-aceleración de los movimientos de las grúas y dependen de los pares de marcha y de frenado aplicadas por las unidades de transmisión y los frenos durante cada ciclo.

La carga lateral debido a la aceleración o des-aceleración debe ser un porcentaje de la carga vertical, considerado como 7.8 veces la aceleración o des-aceleración nominal (ft/seg²).

Los valores de aceleraciones son tomados de la CMAA 70 pág. 60 [15], para cada uno de los movimientos de la grúa (ver apéndice A2.).

Pero que no sea menor del 2.5% de la carga vertical.

Este porcentaje debe ser aplicado tanto a la carga viva como a la carga muerta.

Límite comparativo: 2.5%

$$\%IFD_H = 7.8(0.25) = 1.95\% < 2.5\% \rightarrow IFD_H = 2.5$$

$$\%IFD_B = 7.8(1) = 7.8\% > 2.5\% \rightarrow IFD_B = 7.8$$

$$\%IFD_T = 7.8(0.8) = 6.24\% > 2.5\% \rightarrow IFD_T = 6.24$$

Las fuerzas Inerciales se las calcula de la siguiente manera:

$$IFD_x = F_{vertical} \times \%IFD_x; \text{ Ec. 2.23 [15]}$$

TABLA 12
FUERZAS DE INERCIA DE UNIDADES MOTRICES
CALCULADAS.

IFD_{1h}	1.111kN
IFD_{2h}	0.4513 kN
IFD_T	8.24 kN
IFD_B	16.96 kN

Cargas Adicionales

Carga por Viento

A menos que se especifique otra cosa, las cargas operacionales lateral debido al viento en grúas expuestas a la intemperie, debe ser considerada como 5 Lb/ft² [15] del área proyectada o expuesta al viento. En superficies múltiples que están expuestas al viento, tales como la viga principal, donde la distancia horizontal entre superficies es mayor que la profundidad de la

viga, el área expuesta al viento debe ser considerada como 1.6 veces el área proyectada de la viga principal [15].

La fuerza del viento también depende de la velocidad, considerando una velocidad promedio de 75 Km/h [21], se tiene:

$$Carga\ del\ Viento = 5 \frac{Lb_f}{ft^2} = 239.4 \frac{N}{m^2}$$

El Factor de Forma para Vigas Múltiples es de 1.6.

$$Area: (2t_r+h)L=35.9\ m^2; Ec. 2.24$$

$$W_{wind} = (Carga\ del\ Viento)(Factor\ de\ Forma)(Área); Ec. 2.25$$

$$W_{wind} = 13.76\ kN$$

$$w_{wind} = 0.57 \frac{kN}{m}$$

Combinación de Cargas

Caso #1 (Cargas principales).

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD; Ec. 2.26$$

Caso #2 (Cargas Principales + cargas adicionales).

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + W_{Lo}; Ec. 2.27$$

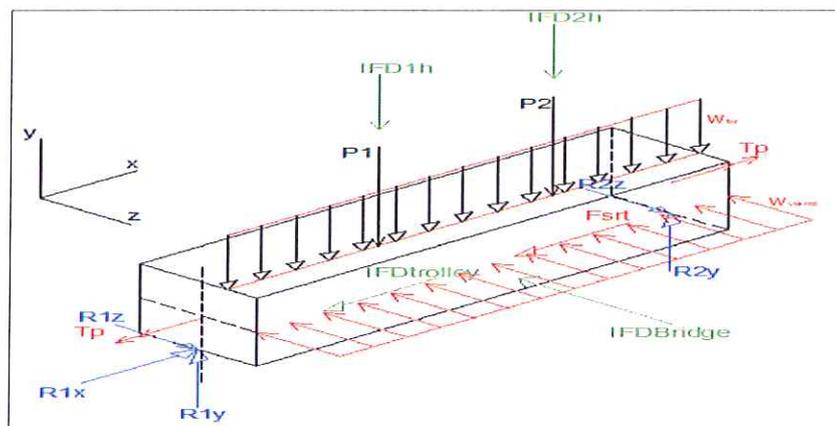


Figura 2.5 Diagrama De Cuerpo Libre - Viga Principal.

Para obtener los esfuerzos combinados, se hace un análisis en los dos planos.

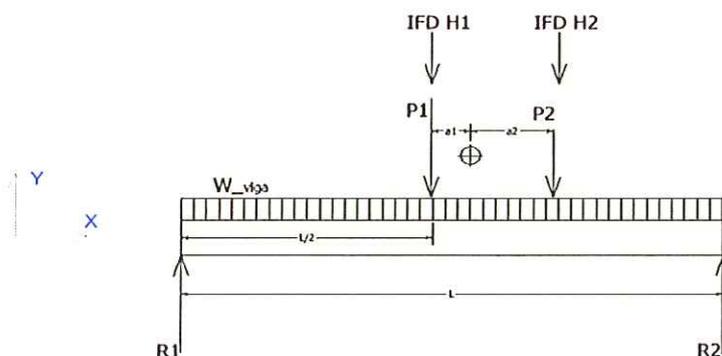


Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre - viga principal – Plano XY.

Fuerzas en "y"

$$P'_1 = P_1 + IFD_{1h} = 111.155 \text{ kN}$$

$$P_2' = P_2 + IFD_{2h} = 45.1569 \text{ kN}$$

$$P_1 + P_2 + IFD_{1h} + IFD_{2h} = 156.3125 \text{ kN}$$

$$P_1 + P_2 + W_B + IFD_{1h} + IFD_{2h} = 247.7 \text{ kN}$$

El centro de gravedad del Trolley no es simétrico con respecto a las ruedas, el peso se distribuye en a_1 y en a_2 , como se indica.

$$\rightarrow a_1 = 0,598 \text{ m}$$

$$\rightarrow a_2 = 1,47 \text{ m}$$

Fuerzas en "x"

$$F_{skt} = S_{sk}(\text{Máx Wheel Load}); \text{Ec. 2.28 [15]}$$

Fuerza por Sesgado

Cuando dos ruedas transitan a lo largo de un riel, la fuerza horizontal normal al riel, y la tendencia a sesgarse la estructura debe ser tomada en cuenta. Estas fuerzas horizontales se obtienen multiplicando la carga vertical ejercida en cada rueda por el coeficiente S_{sk} .

El valor de S_{sk} se lo determina por medio de la razón de la luz con respecto a la distancia entre ejes de la viga testera.

Distancia entre ejes (Wheel base) mínimo: $\frac{1}{7} LUZ (SPAN) =$

$$\frac{24 m}{7} = 3.42 m$$

Distancia entre ejes (Wheel base) = 3.45 m

$$Razón = \frac{Luz}{Distancia\ entre\ centros\ -\ ruedas} = 24/3.45$$

$$Razón = 6.96$$

Con la razón, se interseca con la curva que se muestra en la Figura 2.7 y se determina el S_{sk} .

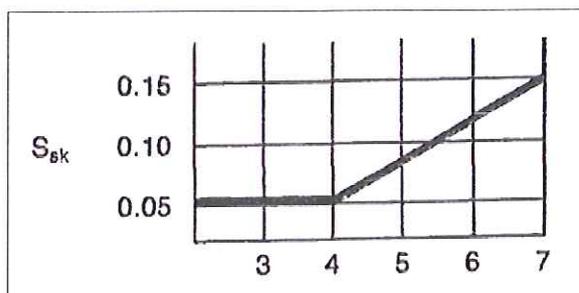


Figura 2.7 Factor de Descarrilamiento [15].

$$\rightarrow S_{sk} = 0.15$$

Para determinar la máxima carga (máxima reacción), se hace un análisis cuando el Trolley está al inicio y al final del recorrido.

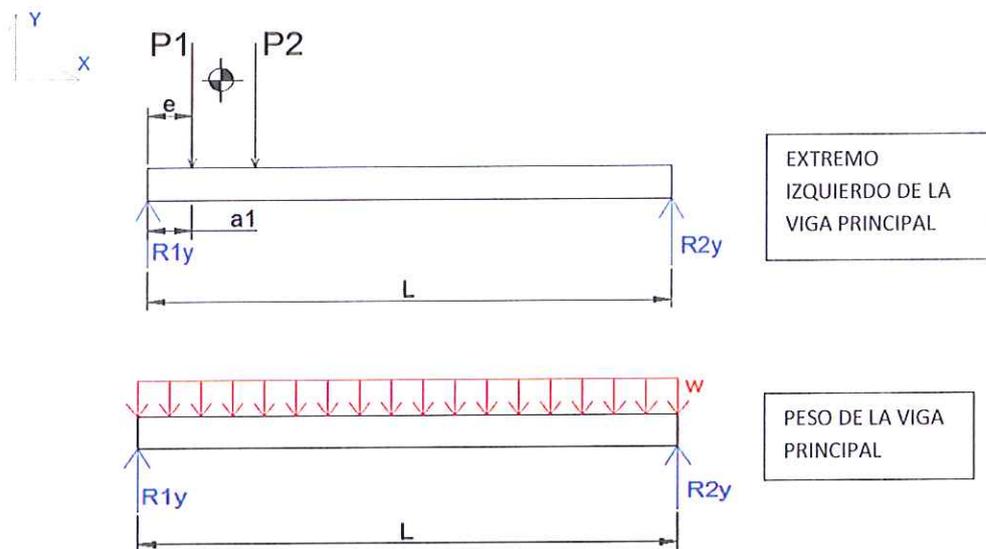


Figura 2.8 Posición Inicial de Trolley y el Peso

Distribuido de La Viga Principal.

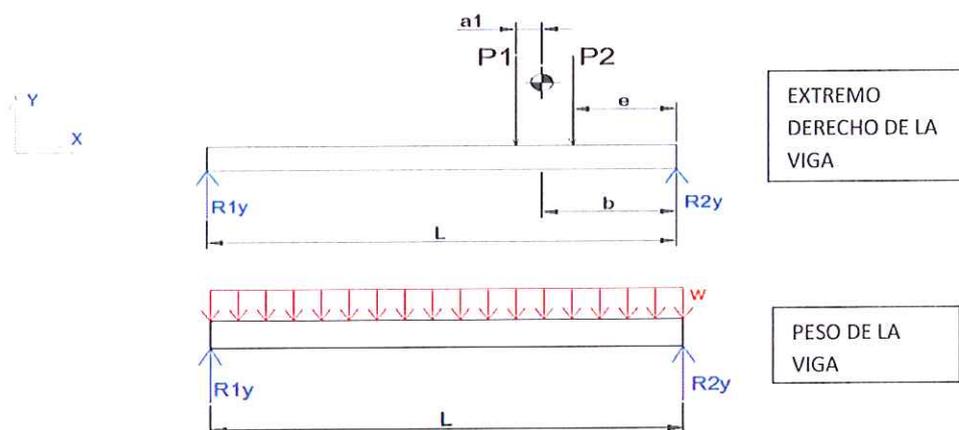


Figura 2.9 Posición Final del Trolley y el Peso

Distribuido de la Viga Principal.

TABLA 2.9
REACCIONES EN LA VIGA PRINCIPAL.

Máxima Carga al inicio	170.6 kN
Máxima Carga al final	51.8 kN

Estos resultados son útiles para el diseño de la viga testera en la sección 2.2.2 y la selección de rodamiento, moto-reductor en la sección 2.3.2.

La máxima carga se da cuando el Trolley está al inicio de la Viga Principal, por lo tanto la carga máxima es 170.6 kN.

$$F_{skt} = S_{sk}(\text{Max Wheel Load}); \text{ Ec. 2.29 [15]}$$

$$F_{skt} = 0.15(170.6) = 25.6 \text{ kN}$$

Plano Y-Z

Esfuerzo normal en "X"

$$A = 0.045 \text{ m}^2$$

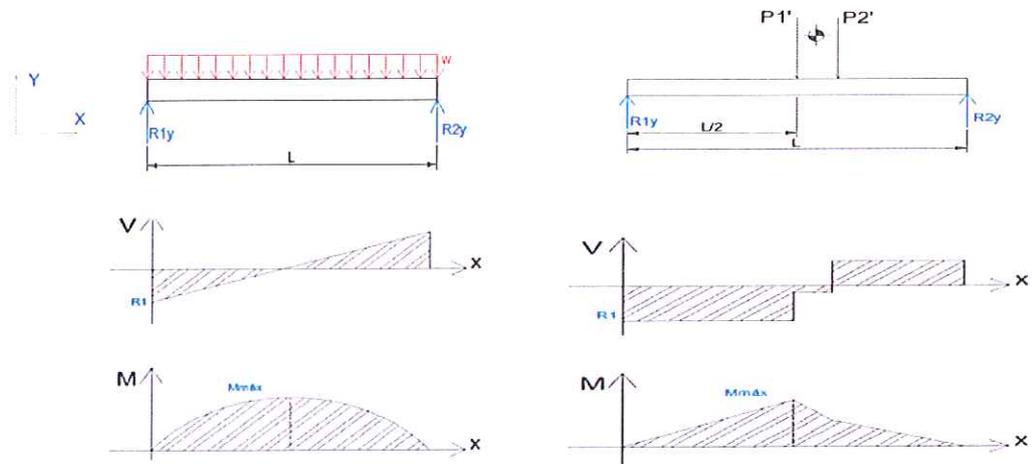
$$F^n = \left(\frac{1FD_T}{2}\right) + F_{skt} = 29.72 \text{ kN}$$

$$\sigma_x^n = \frac{F^n}{A} = 0.66 \text{ MPa}$$

Plano X-Y

Esfuerzo de Flexión XY

- a) Carga Distribuida (Peso Propio de la Viga)



b) Cargas Puntuales (P'_1 y P'_2).

a)

b)

Figura 2.10 Diagramas de Cortante Y Momento Flector de la Viga Principal - Plano Xy.

Momento Máximo:

$$M_{máx\ total} = M_{máx\ cargas\ concentradas} + M_{máx\ carga\ distribuida}; \text{ Ec. 2.30}$$

$$M_{máx\ total} = 1165.2\ kN - m$$

$$\sigma_x^{fxy} = \frac{M \times c}{I} = \frac{M_{máx\ total}}{S_{xx}}; \text{ Ec. 2.31}$$

$$\sigma_x^{fxy} = \frac{1165.2}{1113.7 \left(\frac{25.4}{1000}\right)^3} \left(\frac{1}{1000}\right)$$

$$\sigma_x^{fxy} = 63.84 \text{ MPa}$$

Plano X-Z

$$IFD_B = 8.4 \text{ kN}$$

$$IFD_B + W_{wind} = 8.4 + 13.76 = 22.46 \text{ kN}$$

Esfuerzo de Flexión XZ

- Carga Distribuida (Viento)
- Carga Puntual (IFD_B)
-

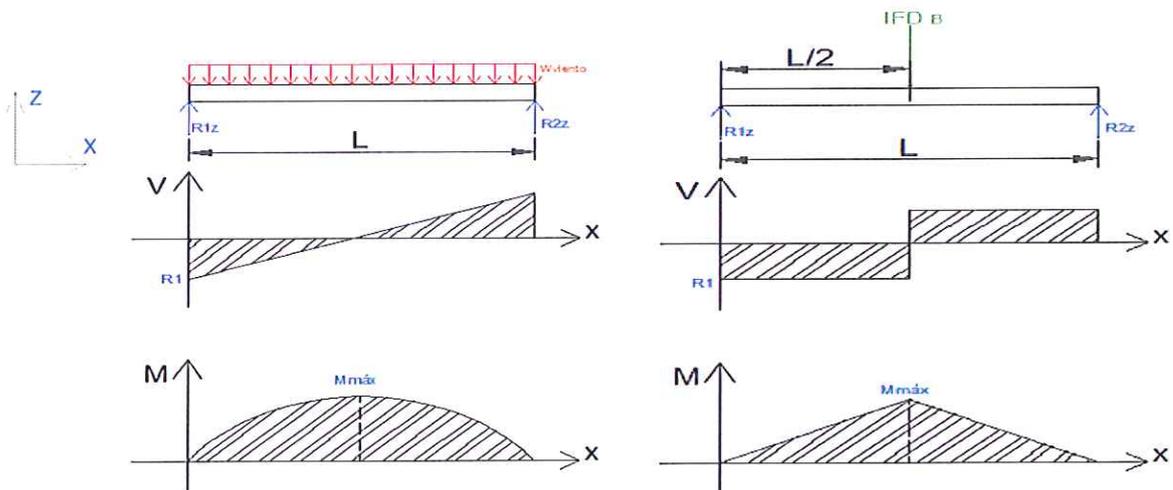


Figura 2.11 Diagramas de Cortante y Momento Flector de la Viga Principal -Plano Xz.

Momento Máximo:

$$M_{m\acute{a}x \text{ total}} = 92.18 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_x^{f_{xz}} = \frac{M \times c}{I} = \frac{M_{m\acute{a}x\ total}}{S_{yy}}; \text{ Ec. 2.32}$$

$$\sigma_x^{f_{xz}} = \frac{92.18}{480 \left(\frac{25.4}{1000}\right)^3} \left(\frac{1}{1000}\right)$$

$$\sigma_x^{f_{xz}} = 12 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Torsi3n

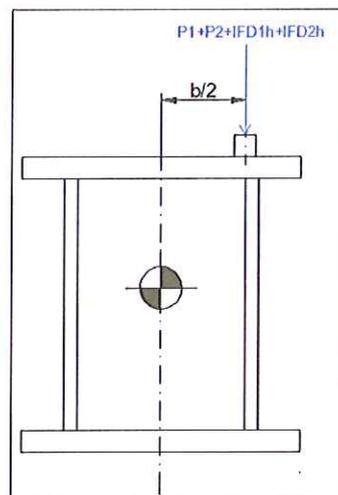


Figura 2.12 Fuerzas que Producen Esfuerzo de Torsi3n en la Viga Principal.

$$\tau = \frac{T}{Q}; \text{ Ec. 2.33}$$

$$Q = 2t(a - t)(b - t); \text{ Ec. 2.34}$$

$$T = (P_1 + P_2 + IFD_{1h} + IFD_{2h}) \left(\frac{b}{2}\right)$$

Se trabaja con t_w (espesor crítico).

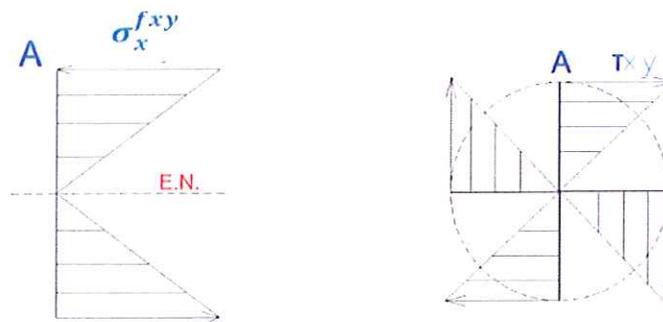
$$Q = 0,015 \text{ m}^3$$

$$T = 39.7 \text{ kN} - \text{m}$$

$$\tau_{xy} = 2.72 \text{ MPa}$$

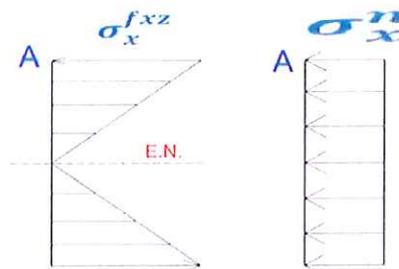
Diagrama de Esfuerzos

- Esfuerzo de Flexión - Plano XY.
- Esfuerzo de Torsión.
- Esfuerzo de Flexión – Plano XZ y Esfuerzo Normal en X.



a)

b)



c)

Figura 2.13 Diagrama de Esfuerzos de la Viga Principal.

DISEÑO ESTÁTICO DE LA VIGA PRINCIPAL

Punto Crítico

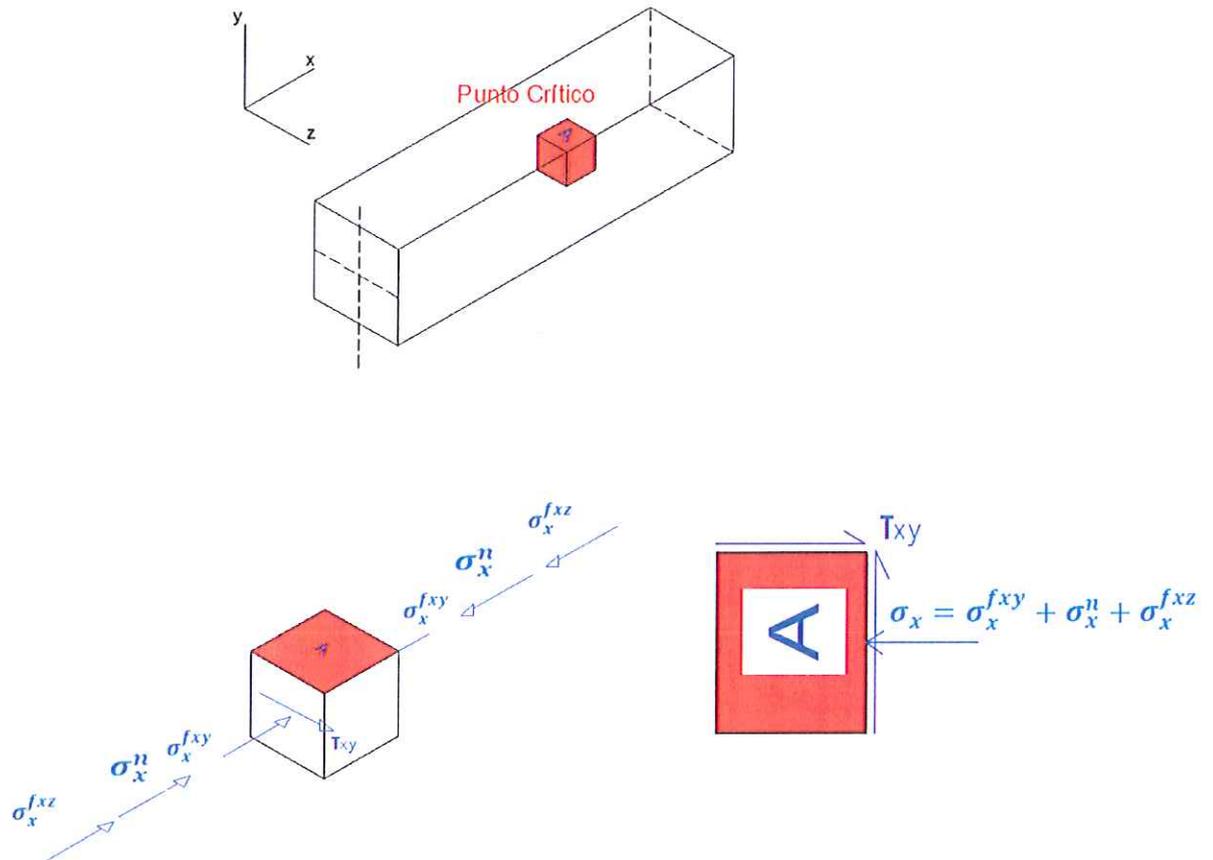


Figura 2.14 Diagrama De Esfuerzos (Punto Crítico) De La Viga Principal.

σ_x^{fxy} = Esfuerzo de Flexión en el plano XY.

σ_x^{fxz} = Esfuerzo de Flexión en el plano XZ.

σ_x^n = Esfuerzo Normal en el plano X.

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión

Esfuerzo de Von Misses

*Material Dúctil + Esfuerzos Combinados + Diseño Estático
→ Von Misses*

TABLA 2.10

RESULTADO DE ESFUERZOS DE FLEXIÓN Y CORTANTE.

Esfuerzos	Mpa
σ_x	76.66
τ_{xy}	2.72

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}; \text{ Ec. 2.35}$$

$$\sigma' = 77 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$N_e = \frac{S_y}{\sigma'}; \text{ Ec. 2.36}$$

Donde

$S_y = 248 \text{ MPa}$ que corresponde a un acero ASTM A36

$$N_e = \frac{248}{77} = 3.3$$

En el apéndice B3, se muestra una tabla con el ciclo de carga y su clase de servicio, para el caso es uso regular en operación continua, por lo cual se tiene que el ciclo de carga N2 va desde

500000 hasta 2000000 de ciclos [15], por ende se hace un análisis de fatiga.

DISEÑO POR FATIGA DE LA VIGA PRINCIPAL

Esfuerzos Combinados+
 $\sigma_m \neq 0$ +Material Dúctil→ Goodman Modificado+Von Mises

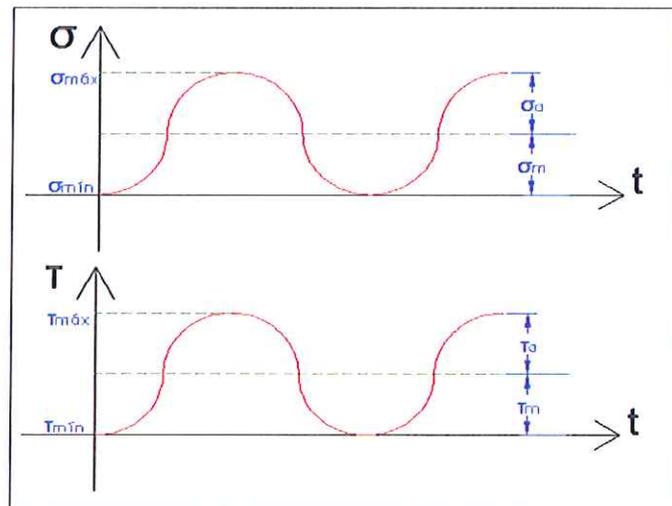


Figura 2.15 Esfuerzos Repetitivos.

$$S_e = S_e' \times C_c \times C_T \times C_t \times C_s \times C_R; \text{ Ec. 2.37}$$

$$S_y = 248 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut} = 0,5(400) = 200 \text{ MPa}$$

Factores de Diseño

Factor de Carga (C_c):

$$C_c = 1, \text{ Flexión; Ec. 2.38}$$

Factor de Temperatura (C_T):

$$C_T = 1, \quad T < 450^\circ\text{C}; \text{ Ec. 2.39}$$

Factor de Tamaño (C_t):

$$C_t = 1, \text{ no gira; Ec. 2.40}$$

Factor de Superficie (C_s):

$$C_s = A(S_{ut})^b; \text{ Ec. 2.41}$$

$$A = 57.7 \quad b = -0.781$$

$$C_s = 57.7(400)^{-0.781} = 0.781$$

Factor de Confiabilidad (C_R):

$$C_R = 0.753 \text{ con una confiabilidad del } 99.9\%$$

Límite de Resistencia a la Fatiga

$$S_e = 200(1)(1)(0.6)(0.781)(0.753)$$

$$S_e = 70.6 \text{ MPa}$$

Esfuerzos**En relación al punto crítico**

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_x^n + \sigma_{yz}^f + \sigma_{yz}^f = 0.6 + 64 + 12 = 76.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} = 38.3 \text{ MPa; Ec. 2.42}$$

$$\sigma_{xm} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\grave{m}n}}{2} = 38.3 \text{ MPa}; \text{ Ec. 2.43}$$

Esfuerzo Cortante

$$\tau_{xya} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\grave{m}n}}{2} = \frac{2.72 - 0}{2} = 1.36 \text{ MPa}; \text{ Ec. 2.44}$$

$$\tau_{xym} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\grave{m}n}}{2} = \frac{2.72 + 0}{2} = 1.36 \text{ MPa}; \text{ Ec. 2.45}$$

Aplicando el teorema de Von Misses

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_a' = 36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_m' = 36 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad de fatiga

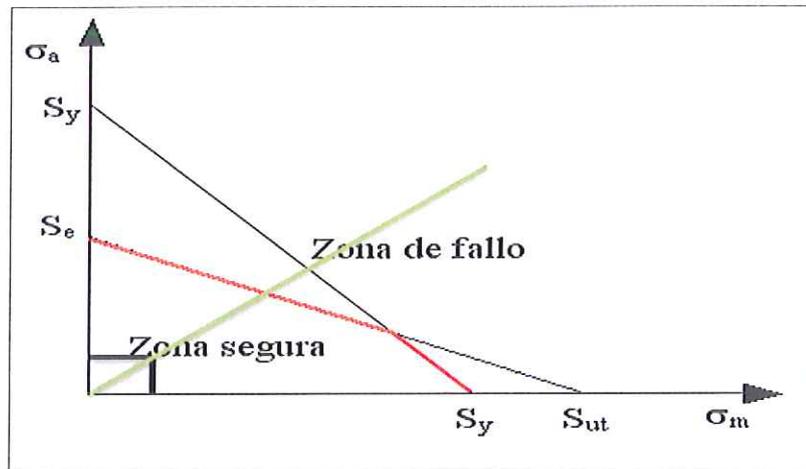


Figura 2.16 Teoría De Goodman Modificado.

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a'}{S_e}; \text{ Ec. 2.46}$$

$$K_f = 1$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{36}{400} + 1 \left(\frac{36}{70.6} \right)$$

$$N_f = 2$$

Se puede observar que la viga principal está diseñada para vida infinita debido que su factor de seguridad por fatiga es mayor a la unidad.

ANÁLISIS DE PANDEO DE LA VIGA PRINCIPAL

El análisis para el pandeo local del alma y del ala, debe regirse conforme a la teoría de pandeo placas, para evitar dicho pandeo se divide en secciones de dimensiones (a x b) tanto el alma

como el ala, ubicándose a cada longitud 'a' una placa. El método analítico se muestra a continuación.

Para este análisis se debe partir del máximo valor de cortante que experimenta la sección transversal.

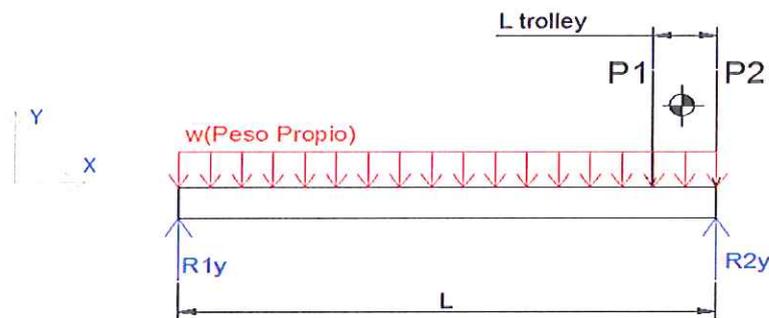


Figura 2.17 Posición del Trolley para Obtener el Cortante Máximo.

Cortante Máximo

$$V_{m\acute{a}x} = (R_2 - P_2) + w_B \left(\frac{L}{2}\right); \text{ Ec. 2.47}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 142.81 \text{ kN}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{xy} = \frac{V_{max} Q}{I_{xx} t}$$

Donde,

Q: Flujo de cortante en la sección transversal (in^3)

Vmax: Cortante máximo (kN).

I_{xx} : Inercia del eje mayor (x).

t: Espesor del alma t_w .

$$Q = A_f \bar{Y}_1 + 2 \left(\frac{A_w}{2} \bar{Y}_2 \right); \text{ Ec. 2.48}$$

$$\bar{Y}_1 = \left(\frac{t_f + h}{2} \right)$$

$$\bar{Y}_2 = \left(\frac{h}{4} \right)$$

$$Q = (11.7)(29.3) + 2 \left(\frac{22.8}{2} (14.5) \right) = 673.5 \text{ in}^3$$

$$t = t_w$$

Esfuerzo Cortante en las placas

$$\tau_{xy} = \frac{(142.81)(673.8)}{(32822.5)(0.39)} = 11.7 \text{ MPa} = 1.7 \text{ kpsi}$$

Distancia entre placas

$$a = \frac{350t}{\sqrt{\tau_v}}; \text{ Ec. 2.49}$$

$$a = \frac{350(0.39)}{\sqrt{1.7}} = 106.5 \text{ in}$$

Este valor nunca debe exceder de (72 in) o (h), el que sea mayor, así lo indica la norma CMAA 70 [15].

$$a = 72 \text{ in}$$

Análisis de Diafragmas de Profundidad Total (división en placas en el ala a compresión)

$$\alpha = \frac{a}{b} = \frac{72 \text{ in}}{18 \text{ in}} = 3.6; \text{ Ec. 2.50 [15]}$$

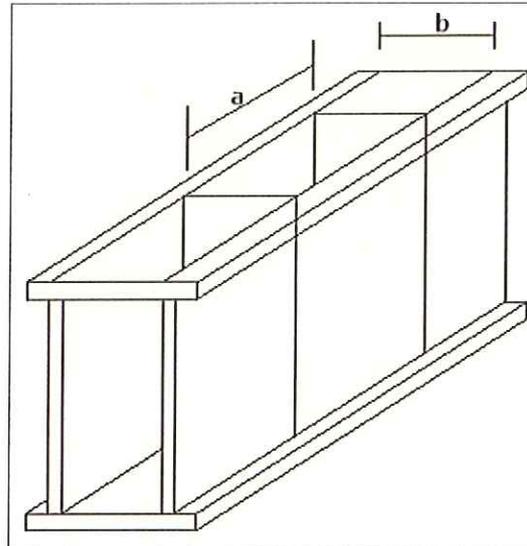


Figura 2.18 Separación entre Placas "A" [15].

Case	Loading		Buckling Stress	Range of Application	Buckling Coefficient
1	Compressive stresses, varying as a straight line. $0 \leq \psi \leq 1$		$\sigma_1 = K_\psi \sigma_c$	$\alpha \geq 1$ $\alpha < 1$	$K_\psi = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$ $K_\psi = \left[\alpha + \frac{1}{\alpha} \right]^2 (\psi) \left[\frac{2.1}{\psi + 1.1} \right]$

Figura 2.19 Distribución de Esfuerzos de Compresión en Placas Simplemente Apoyadas [15].

Como $\alpha \geq 1 \rightarrow \text{Caso 1}$

$$\psi = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}; \text{ Ec. 2.51 [15]}$$

Para ala a compresión (Caso 1), $\sigma_1 = \sigma_2$

Por lo tanto,

$$\psi = 1$$

Coefficiente de Pandeo

$$K_{\sigma} = \frac{8.4}{\psi + 1.1} = 4; \text{ Ec. 2.52 [15]}$$

Esfuerzo de Pandeo (Esfuerzo Compresión)

Para este tipo de esfuerzo se aplica el caso 1 que se mencionó anteriormente.

$$\sigma_k = K_{\sigma} \sigma_e; \text{ Ec. 2.53 [15]}$$

Donde,

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \mu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 = (26.21 * 10^6) \left(\frac{t}{b}\right)^2; \text{ Ec. 2.54 [15]}$$

Donde:

E= Módulo de Elasticidad (Para Acero E= 29000000 Psi).

μ : Razón de Poisson (Para Acero $\mu = 0.3$)

t: espesor de la placa

b: Ancho de la placa

$$\sigma_e = 14.63 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_k = 4(14.63) = 58.5 \text{ KPsi} = 403 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1k} = \sigma_k = 403 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{yp}}{1.32}; \text{ Ec. 2.55 [15]}$$

$$\sigma_p = \frac{248}{1.32} = 188 \text{ MPa}$$

$\sigma_{1k} > \sigma_p$; Pandeo inelástico

$$\sigma_{1kr} = \frac{\sigma_p(\sigma_{1k})^2}{0.1836(\sigma_p)^2 + (\sigma_{1k})^2}; \text{ Ec. 2.56 [15]}$$

$$\sigma_{1kr} = \frac{188(403)^2}{0.1836(188)^2 + (403)^2}$$

$$\sigma_{1kr} = 232 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para pandeo inelástico

$$v_B = \frac{\sigma_{1kr}}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}} \geq \text{Design factor buckling(DFB)}; \text{ Ec. 2.57 [15]}$$

$$v_B = \frac{232}{\sqrt{(64 + 0.1)^2 + 3(2.72)^2}}$$

$$v_B = 3.6$$

$$DFB = 1.7 + 0.175(\psi - 1); \text{ Ec. 2.58 [15]}$$

$$DFB = 1.7$$

$DFB < v_B$; la placa no falla por Pandeo Inelástico

Análisis de Diafragmas de Profundidad Total (división en placas en el alma)

Esfuerzo de Flexión (ver apéndice B1. (Caso 3))[15].

$$\alpha = \frac{a}{b}$$

$$\alpha = \frac{72}{58} = 1.24$$

$$\alpha \geq \frac{2}{3}$$

$$K_{\sigma} = 23.9$$

$$\sigma_e = 1.23 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_k = 29.367 \text{ kpsi} = 199 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Cortante

$$\alpha = 1.24$$

$$\alpha \geq 1$$

$$K_{\tau} = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$$

$$K_{\tau} = 7.94$$

$$\tau_k = 9.58 \text{ kPsi} = 66 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Equivalente

$$\sigma_{1k} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{\left(\frac{1+\psi}{4}\right)\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right) + \sqrt{\left[\left(\frac{3-\psi}{4}\right)\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right)\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2}}$$

$$= \frac{\sigma_{1k} \sqrt{(64 + 0.1)^2 + 3(2.72)^2}}{\left(\frac{1+(-1)}{4}\right)\left(\frac{64 + 0.1}{202.37}\right) + \sqrt{\left[\left(\frac{3-(-1)}{4}\right)\left(\frac{64.1}{199}\right)\right]^2 + \left(\frac{2.72}{66}\right)^2}}$$

$$\sigma_{1k} = 197 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = 188 \text{ MPa}$$

Como $\sigma_{1k} > \sigma_p$ se tiene Pandeo Inelástico

Pandeo Inelástico

$$\sigma_{1kr} = \frac{\sigma_p(\sigma_{1k})^2}{0.1836(\sigma_p)^2 + (\sigma_{1k})^2}$$

$$\sigma_{1kr} = 161 \text{ MPa}$$

$$v_B = \frac{\sigma_{1kr}}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}} \geq \text{Design factor buckling(DFB)}$$

$$v_B = 2.5$$

Donde,

$$\psi = -1$$

$$DFB = 1.7 + 0.175(\psi - 1) = 1.35$$

$2.5 \geq 1.35$ por lo tanto no falla por Pandeo Inelástico

Se puede observar que tanto el ala como alma no fallan por pandeo debido a que el factor de seguridad es mayor que el mínimo requerido por la norma.

Diseño de Diafragmas de Profundidad Parcial

$$\frac{(\text{trolley wheel load in lbf}) (\text{Distance between diaphragms (in)})}{6 (\text{section modulus (in}^3\text{)})} \leq 18 \text{ (Kpsi)}$$

La distancia entre diafragmas es menor igual a 11.008 in, por lo que se tomará un valor de 11 in.

Deflexión en la Viga Principal

Se va a determinar la deflexión vertical de la viga principal para así obtener la deformación total y comparar con el valor máximo de deformación establecido por la norma CMAA #70[15].

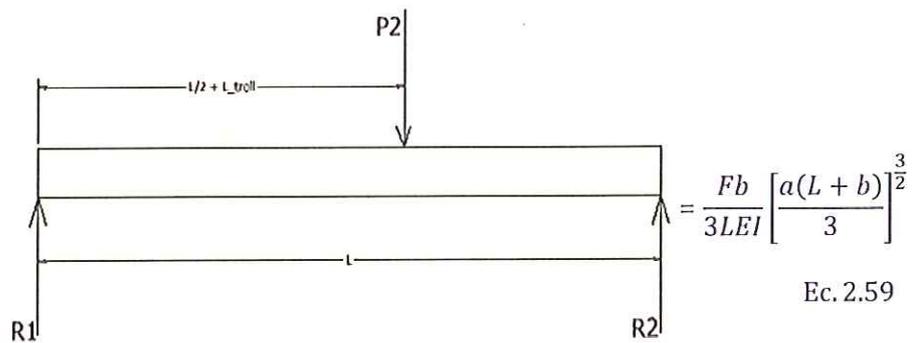


Figura 2.20 Deflexión debido a la Fuerza P₂.

$$\delta_{max} = \frac{45.16(9.93)}{3(24)(206.8 \times 10^6)(0.0144)} \left[\frac{14.07(12 + 9.93)}{3} \right]^{3/2}$$

$$\delta_{max} = 4.43 \text{ mm}$$

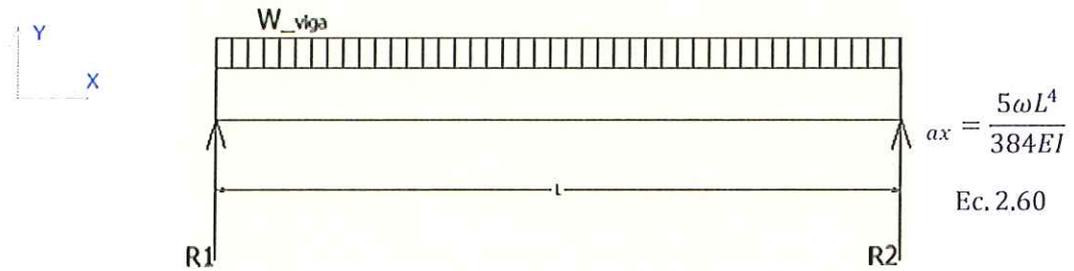


Figura 2.21 Deflexión debido a la Fuerza W (Peso) de Viga Principal.

$$\delta_{max} = \frac{5(3.44)(24)^4}{384(206.8 \times 10^6)(0.0144)}$$

$$\delta_{max} = 5.26 \text{ mm}$$

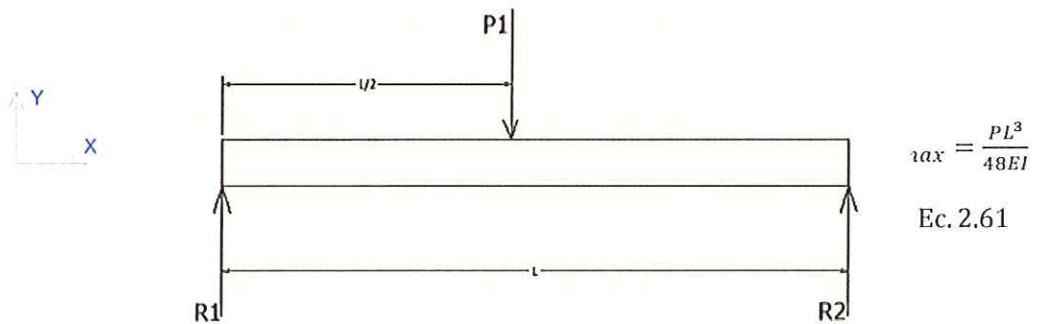


Figura 2.22 Deflexión debido A La Fuerza P₁.

$$\delta_{max} = \frac{111.16(24)^3}{48(206.8 \times 10^6)(0.0144)}$$

$$\delta_{max} = 11.33 \text{ mm}$$

La deformación total de la viga principal es:

$$\delta_T = 11.33 + 5.26 + 4.43 = 21 \text{ mm}$$

La norma CMAA#70[15] indica que la deflexión no deberá ser

mayor a $\frac{1}{888} L$

$$\frac{1}{888} L = \frac{1}{888} (24)(1000) = 27 \text{ mm}; \text{ Ec. 2.62 [15]}$$

δ_T es menor a 27 mm , por lo tanto si cumple

2.2.2 Viga Testera.

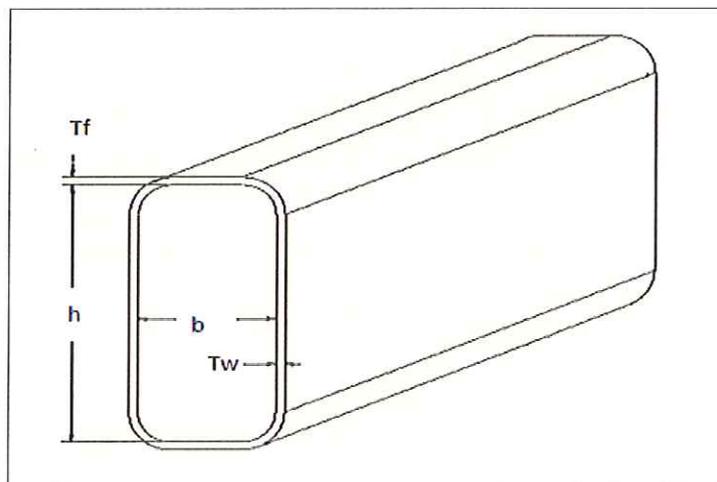


Figura 2.23 Sección Transversal de Viga Testera.

$L_{et} = 3.45 \text{ m} = 135.83 \text{ in}$, esta es la distancia entre centros de las ruedas de la viga testera.

Para determinar las longitudes permisibles con respecto a la altura y al ancho, se considera las mismas relaciones que se presentaron en el análisis de la viga principal.

Para el diseño se considerará:

TABLA 2.11
DIMENSIONES DE LA VIGA TESTERA.

h	20 in
b	11.5 in
t_f	0.47 in (12 mm)
t_w	0.47 in (12mm)

Características de la Viga Testera:

TABLA 2.12
PROPIEDADES DE LA SECCIÓN.

Área	28.93 in^2	Volumen	0.064 m^3
Peso	4.96 kN	Peso distribuido	1.24 kN/m
Inercia x-x	1681.7 in^4	Inercia y-y	780.8 in^4
Módulo Resistente x-x	166 in^3	Módulo Resistente y-y	128.15 in^3

Diseño Estático de la Viga Testera

$$\text{Área} = 0.01866 \text{ m}^2$$

$L_t = 4 \text{ m}$; Esta es la longitud total de la Viga Testera.

$L_{et} = 3.45 \text{ m}$; Esta es la longitud entre centros de las ruedas de la Viga Testera.

$L_T = 2.07 \text{ m}$; distancia entre centros de los rieles ubicados encima de las vigas principales.

$$w_{et} = 1.24 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$L_B = 24 \text{ m}$; Longitud de la viga principal.

$M_{wl} = M_{\text{máx load}} = 170.6 \text{ kN}$; Máxima reacción obtenida de la sección 2.2.1.

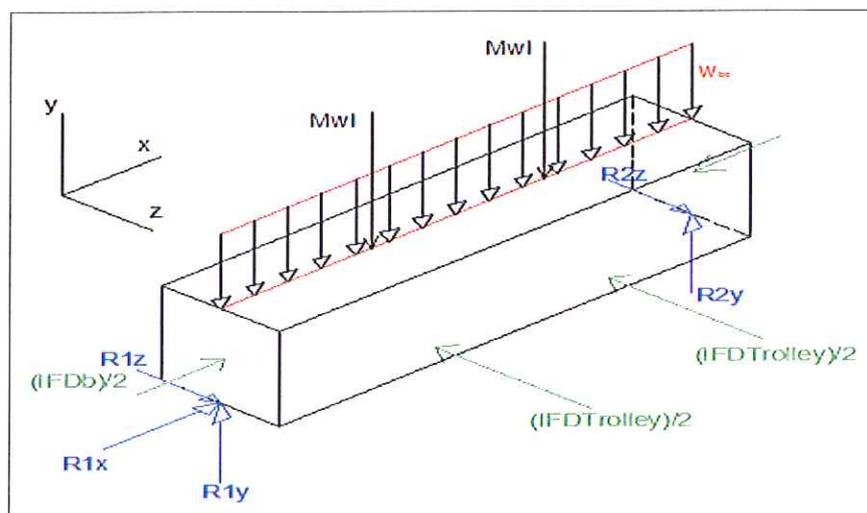


Figura 2.24 Diagrama de Cuerpo Libre Viga Testera.

PLANO X-Y

Cargas Puntuales (M_{wl})

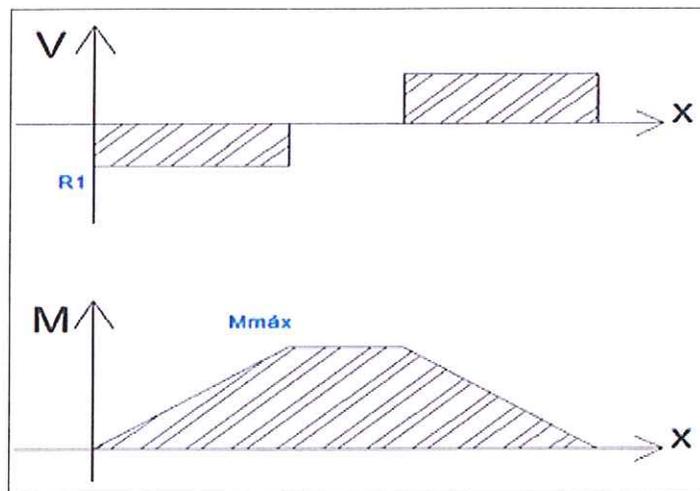
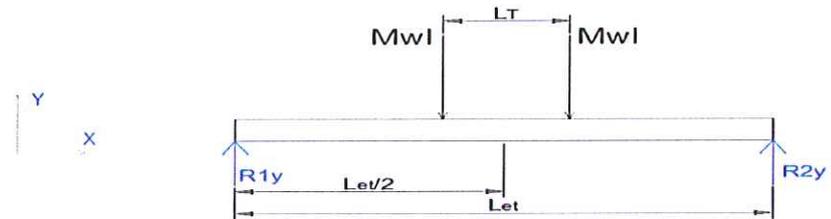


Figura 2.25 Diagramas de Cortante y Momento Flector Viga Testera Plano Y-X, Carga Puntual.

$$M_{m\acute{a}x1} = M_{wl} \left(\frac{L_{et} - L_T}{2} \right) = 176.3 \text{ kN} - \text{m}; \text{ Ec. 2.63 [15]}$$

Carga Distribuida por el peso propio (w)

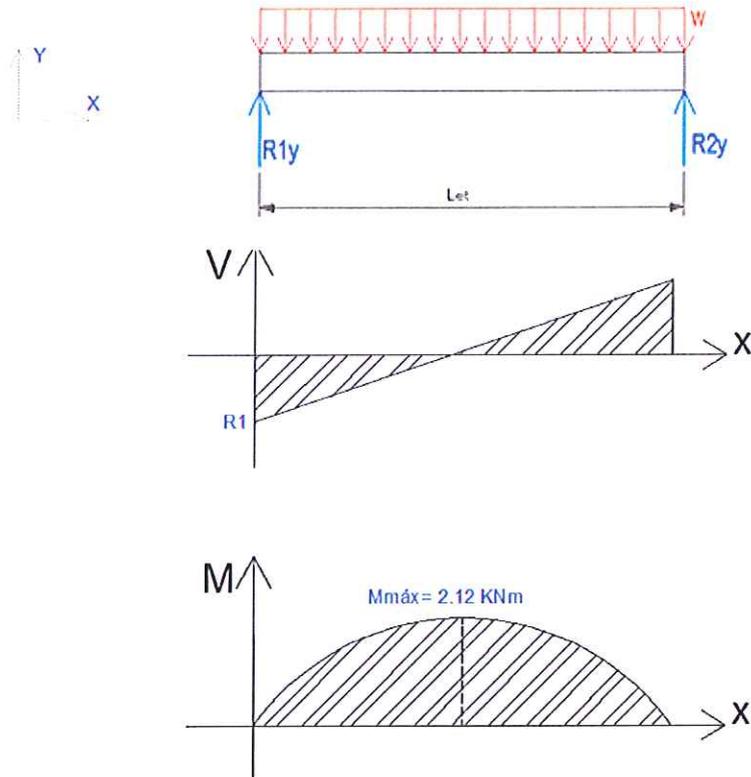


Figura 2.26 Diagrama de Cortante y Momento Flector Viga Testera Plano-XY, Carga Distribuida por el Peso.

$$M_{m\acute{a}x2} = w_{et} \left(\frac{L_{et}}{8} \right)^2 = 2.12 \text{ kN} - \text{m}; \text{ Ec. 2.64}$$

Esfuerzo de Flexi3n XY

$$\sigma_x^{fxy} = \frac{M \times c}{I} = \frac{M_{m\acute{a}x \text{ total}}}{S_{xx}} = \frac{176.3 + 2.12}{(1000)(166) \left(\frac{25.4}{1000} \right)^3}$$

$$\sigma_x^{fxy} = 66 \text{ MPa}$$

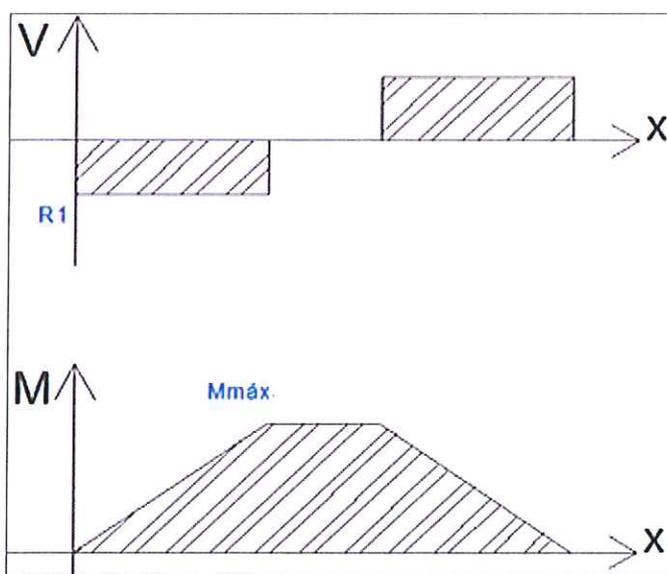
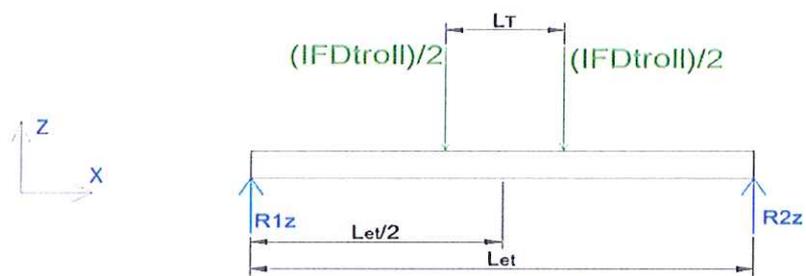
PLANO X-Z

Figura 2.27 Diagrama de Cortante y Momento Flector
Viga Testera Plano-Xz, Carga Puntual.

$$IFD_{troll} = 4,21 \text{ kN}$$

Esfuerzo de Flexión XZ

$$M_{máx \ xz} = IFD_T \left(\frac{L_{et} - L_T}{2} \right) = 4 \text{ kN} - m; \text{ Ec. 2.65}$$

$$\sigma_x^{f_{xz}} = \frac{M_{\text{máx } z_x}}{S_{yy}} = \frac{4}{(1000)(128.15) \left(\frac{25.4}{1000}\right)^3}$$

$$\sigma_x^{f_{xz}} = 1.91 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Normal en x

$$IFD_{BC} = 7.56 \text{ kN}$$

$$\sigma_x^n = \frac{F}{A} = \frac{IFD_{BC}}{A} = 0.41 \text{ MPa}; \text{ Ec. 2.66}$$

DISEÑO ESTÁTICO DE LA VIGA TESTERA

Punto Crítico

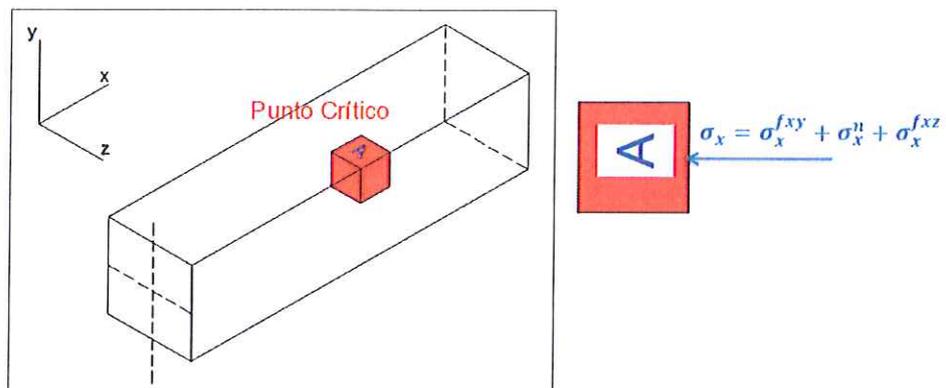


FIGURA 2.28 Ddiagrama de esfuerzos (punto crítico) de la viga testera.

Esfuerzo de Von Misses

Material Dúctil + Esfuerzos Combinados + Diseño Estático → Von Misses

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_x = \sigma_x^{f_{xy}} + \sigma_x^{f_{xz}} + \sigma_x^n$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\sigma' = 68 \text{ MPa}$$

Factor De Seguridad

$$N_e = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde

$S_y = 248 \text{ MPa}$ que corresponde a un acero ASTM A36

$$N_e = \frac{248}{65} = 3.7$$

DISEÑO POR FATIGA DE LA VIGA TESTERA

Factores de Diseño

Los factores son los mismos valores que se presentan en el diseño por fatiga de la viga testera.

Límite de Resistencia a la Fatiga

$$S_e = 200(1)(1)(0.6)(0.781)(0.753)$$

$$S_e = 70.6 \text{ MPa}$$

Esfuerzos

En relación al punto critico

$$\sigma_x = 66 + 0.41 + 1.91 = 68.32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0.8 \text{ MPa} \approx 0$$

El esfuerzo mínimo se debe al peso propio de la viga testera, mientras el máximo se debe a la aplicación de las cargas de máxima reacción (M_{wl}) y las fuerzas de inercia.

$$\sigma_{xa} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 34.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{xm} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 34.2 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = 0$$

Von Mises

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_a' = 34.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_m' = 34.2 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a'}{S_e}$$

$$K_f = 1$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{34.2}{400} + 1 \left(\frac{34.2}{70.6} \right)$$

$$N_f = 1.9$$

Deflexión en la Viga Testera

Se va a determinar la deflexión vertical de la viga testera para así obtener la deformación total y comparar con el valor máximo de deformación establecido por la norma CMAA 70 [15].

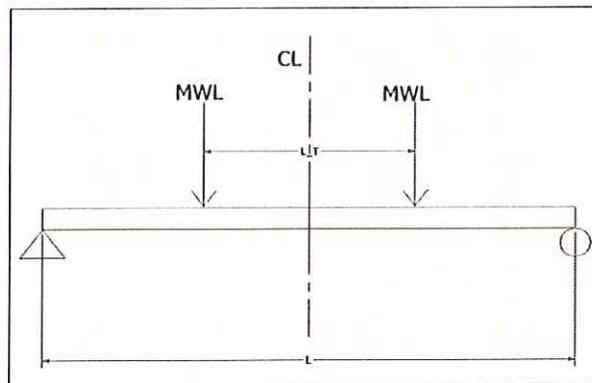


Figura 2.29 Deflexión Debido a la Fuerza Mwl.

$$\delta_{max} = \frac{170.6(1.025)[3(3.45)^2 - 4(1.025)^2]}{24(206.8 \times 10^6)(7 \times 10^{-4})}$$

$$\delta_{max} = 1.59 \text{ mm}$$

$$\delta_{max} = \frac{5\omega L^4}{384EI}; \text{ Ec. 2.68}$$

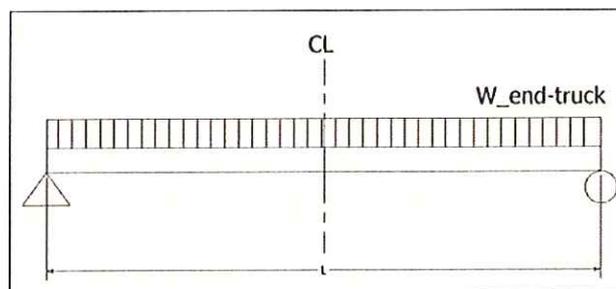


Figura 2.30 Deflexión Debido al Peso.

$$\delta_{max} = \frac{5(1.24)^4}{384(206.8 \times 10^6)(7 \times 10^{-4})}$$

$$\delta_{max} = 0.03 \text{ mm}$$

La deformación total de la viga testera es:

$$\delta_T = 1.59 + 0.03 = 1.62 \text{ mm}$$

2.2.3 Camino de rodadura

Método AISC LRFD

La norma AISC indica que para el diseño de elementos estructurales tales como caminos de rodadura para Puentes Grúa, se debe aplicar el método LRFD (Load Resistance Factor Desing).

A continuación se presenta una tabla de Datos.

TABLA 2.13
CARGAS, DIMENSIONES GENERALES DEL
CAMINO DE RODADURA.

W _{bc} (kN)-peso viga principal	82.5
W _{et} (kN)-peso viga testera	4.96
W _{acc} (kN)-peso accesorios (motoreductor,rueda conducida, rueda conductora)	2.57
P (kN) – carga nominal de izaje	250
W _{br} (KN)	180
(Trolley + polipasto) (kN)	20
S (m)	3.45
P _{max-v} (kN)	173.5

S _r (m)		24
S _L (m)		1
S _R (m)		1
L _c (m)		6
e _L (m)		0.6
e _R (m)		0.6
S _r + 2e		25.2
Tipo de viga		HW + placa
Tamaño de viga		HW 350X350
Placa	t _p (mm)	6
	b _p (mm)	370

$W_{br} = 2(W_{bc} + W_{et} + W_{acc})$; peso total del Puesto grúa (kN); Ec. 2.69 [22]

P_{max-v} (KN), es la máxima reacción que se ejerce sobre la viga testera, cuando el trolley se encuentra en un extremo de la viga principal, este valor que fue anteriormente calculado se toma de la Tabla 2.9.

En la Figura 2.31 se muestra un esquema del puente grúa con la nomenclatura usada en la tabla 2.13.

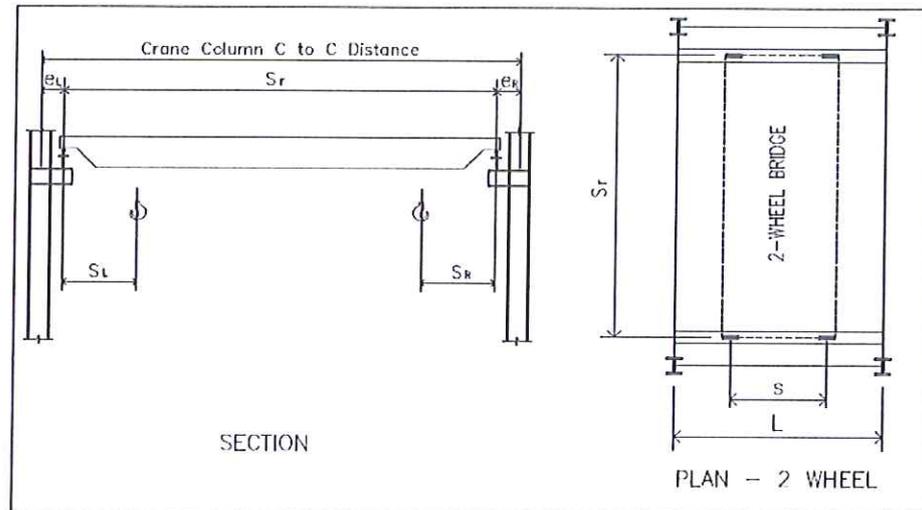


Figura 2.31 Esquema del Puente Grúa [22].

Mediante el empleo de las siguientes fórmulas se obtienen las propiedades que se muestran en la tabla que está a continuación.

TABLA 2.14

PROPIEDADES DEL RIEL, CAMINO DE RODADURA.

Propiedades: Riel, viga de rodadura	
ρ (densidad del acero)	7850 kg/m
U_{cr} (peso del riel)	42.3 kg/m
U_{rb1} (masa de placa de refuerzo)	17.42 kg/m
U_{rb2} (masa de viga HB 350)	137 kg/m
U_{rb} (masa de viga y riel)	154.42 kg/m
B_w (ancho del riel)	131.8 mm
H_t (altura del riel)	131.8 mm
R_{slv} (peso total)	1180.4 kg
L_c (distancia entre columnas)	6 m
U (peso de la viga + placa de refuerzo y riel)	1.93 kN/m

$$U_{rb1} = \rho A ; \quad \text{Ec. 2.70 [22]}$$

$$U_{rb} = U_{rb1} + U_{rb2}; \quad \text{Ec. 2.71 [2]}$$

$$R_{sw} = (U_{rb} + U_{cr})L_c; \quad \text{Ec. 2.72 [22]}$$

$$U = \frac{R_{sw} \times g}{L_c}; \quad \text{Ec. 2.73 [22]}$$

TABLA 2.15
ESFUERZO DE FLUENCIA DE VIGA DE RODADURA,
PLANCHA DE REFUERZO.

Esfuerzo de fluencia acero ASTM A - 36	
F_{wy}	248 MPa
F_{cy}	248 MPa

Ahora se procede a calcular la Fuerza lateral sobre la viga de rodadura.

Diagrama de cuerpo libre

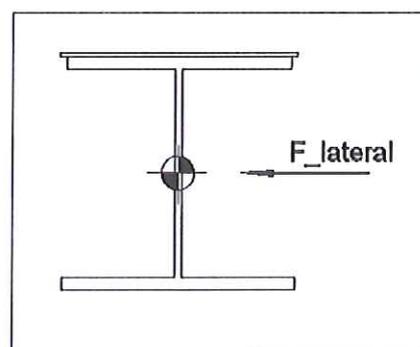


Figura 2.32 Fuerza Lateral Sobre Viga De Rodadura.

Table 21 Crane Vertical Load, Side Thrust and Tractive Force as Percentages of Respective Loads					
Crane Type ^a	Vertical Load Including Impact	Total Side Thrust - Greatest of:			Tractive Force ^d
	Maximum Wheel Load ^b	Lifted Load ^c	Combined Weight of Lifted Load ^e and Trolley	Combined Weight of Lifted Load ^e and Crane Weight	Maximum Load on Driven Wheels
Cab Operated or Radio Controlled	125	40 ^d	20 ^e	10 ^d	20

FIGURA 2.33 Porcentaje de carga [15].

$$H_S = 0,2(\text{lifted load} + \text{Trolley}); \text{ Ec. 2.74 [23]}$$

$$H_S = 54 \text{ kN}$$

Peso del Puente Grúa por rueda (Dead load)

$$P_{br} = \frac{W_{br}}{4 \text{ ruedas}}; \text{ Ec. 2.75 [22]}$$

$$P_{br} = 45 \left(\frac{\text{kN}}{\text{rueda}} \right)$$

Carga de izaje + trolley (live load)

$$P_{lt} = P_{max-v} - P_{br}; \text{ Ec. 2.76 [22]}$$

$$P_{lt} = 125,6 \left(\frac{\text{kN}}{\text{rueda}} \right)$$

Máxima carga vertical por rueda (combinación de cargas – método LRFD)

$$P_v = 1.2P_{br} + 1.6P_{lt}; \text{ Ec. 2.77 [22]}$$

$$P_v = 25 \text{ kN}$$

Máxima carga horizontal por rueda

$$P_h = \frac{1.6H_s}{4 \text{ ruedas}}; \text{ Ec. 2.78 [22]}$$

$$P_h = 21.6 \text{ kN}$$

Cargas concentradas

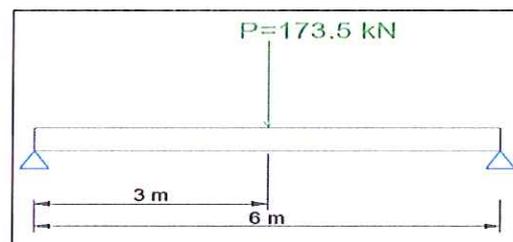


Figura 2.34 Diagrama de Cuerpo Libre de la Viga de Rodadura – Carga Puntual.

$$M_{max} = P \left(\frac{L_c}{2} \right)$$

Máximo momento en el eje X

$$M_{max-x} = P_v \left(\frac{L_c - S}{2} \right); \text{ Ec. 2.79 [22]}$$

$$M_{max-x} = 383 \text{ kN} - \text{m}$$

Máximo momento en el eje Y

$$M_{max-y} = P_h \left(\frac{L_c - S}{2} \right)$$

$$M_{max-y} = 27.54 \text{ kN} - \text{m}$$

Cargas distribuidas

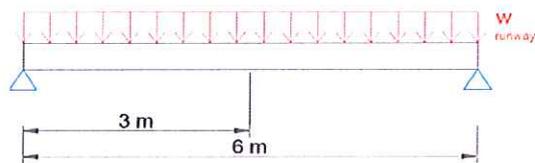


Figura 2.35 Diagrama de cuerpo libre de la Viga de Rodadura – Carga Distribuida.

$$M_{peso} = \frac{UL_c^2}{8}; \text{ Ec. 2.80 [22]}$$

$$M_{peso} = 8.78 \text{ kN} - \text{m}$$

Factor de Impacto por Carga Vertical: $\alpha=1.25$; Figura 2.26

Momento de flexión en el eje X

$$M_x = \alpha M_{max-x} + 1.2 M_{peso}; \text{ Ec. 2.81 [22]}$$

$$M_x = 489 \text{ kN} - \text{m}$$

Momento de flexión en el eje Y

$$M_y = M_{max-y} = 27.54 \text{ kN} - m$$

Cortante en el eje Y

$$V_y = \alpha P_v + 1.2 \left(\frac{UL_c}{2} \right); \text{ Ec. 2.82 [22]}$$

$$V_y = 326.6 \text{ kN}$$

Propiedades de la sección

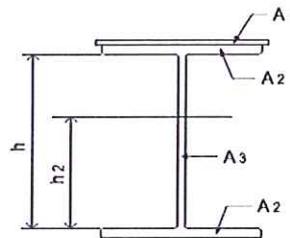


Figura 2.36 Nomenclatura De La Sección.

Del catálogo de dipac se toma un perfil laminado HW que tiene las siguientes dimensiones.

TABLA 2.16

DIMENSIONES VIGA DE RODADURA.

Viga de rodadura: HW	
Inercia (cm ⁴)	40300
A (cm ²)	173.9
h_total (mm)	350
h_(mm)	312
t_f(mm)	19
b_f(mm)	350
t_w(mm)	12

$$h = h_{total} - 2t_f; \text{ Ec. 2.83}$$

TABLA 2.17
DIMENSIONES DE LA PLACA DE REFUERZO.

Placa	
t_p(mm)	6
b_p(mm)	370

TABLA 2.18
ÁREAS DE LA SECCIÓN COMBINADA.

A_1 (mm ²)	2220
A_2 (mm ²)	6650
A_3 (mm ²)	3744

$$A_1 = b_p \times t_p; \text{ Ec. 2.84 [22]}$$

$$A_2 = b_f \times t_f; \text{ Ec. 2.85 [22]}$$

$$A_3 = h \times t_w; \text{ Ec. 2.86 [22]}$$

A₁, A₂ y A₃, son las áreas que se muestran en la Figura 2.29

Propiedades plásticas de la sección combinada

$$y_p = 248,5 \text{ mm} = h_2$$

$$Z_x = \sum A_i \bar{y}_i; \text{ Ec. 2.87 [22]}$$

$$Z_x = 2\,737\,280 \text{ mm}^3 = 167 \text{ in}^3$$

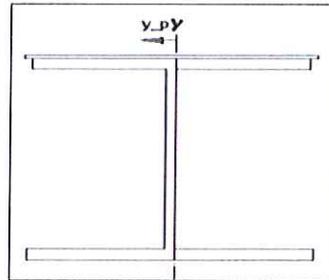


Figura 2.37 Ubicación del Eje Neutro Plástico En Y.

$$y_{py} = 6 \text{ mm}$$

$$Z_y = \sum A_i \bar{x}_i; \text{ Ec. 2.88 [22]}$$

$$Z_y = 798\,457 \text{ mm}^3 = 48.72 \text{ in}^3$$

Propiedades elásticas en el eje X

Propiedades de la viga

$$y_{b-HW} = \frac{h_{total}}{2} = 175 \text{ mm} = 6.88 \text{ in}$$

$$A_{HW} = 173.9 \text{ cm}^2 = 26.95 \text{ in}^2$$

$$I_0 = 40300 \text{ cm}^4 = 968.21 \text{ in}^4$$

Propiedades de la placa

$$y_{b-placa} = \frac{h_{total} + t_p}{2} = 353 \text{ mm} = 13.9 \text{ in}$$

$$A_{placa} = 2220 \text{ mm}^2 = 3.44 \text{ in}^2$$

$$I_0 = \frac{1}{12} (370)(6)^3 = 6660 \text{ mm}^4 = 0.016 \text{ in}^4$$

TABLA 2.19

MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCIÓN COMBINADA.

	A(in ²)	y_b (in)	A*y_b (in ³)	A*(y_b ²) (in ⁴)	I_o (in ⁴)
HW 350x350	26.95	6.88	185.72	1279.5	968.21
Placa	3.44	13.9	47.82	664.61	0.016
TOTAL	30.4		233.53	1944.11	968.22

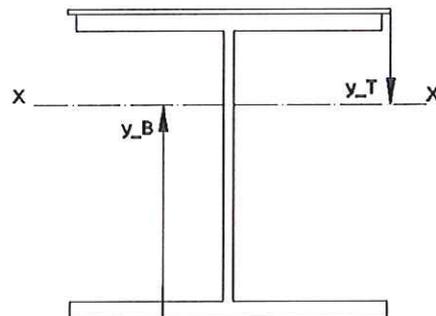


FIGURA 2.38 UBICACIÓN DEL EJE NEUTRO EN X.

$$y_B = \frac{\sum Ay_b}{\sum A}; \text{ Ec. 2.89 [22]}$$

$$y_B = 7.68 \text{ in}$$

$$y_T = d + t_p - y_B ; \text{ Ec. 2.90 [22]}$$

$$y_T = 6.33 \text{ in}$$

$$I_x = \sum I_o + \sum Ay_b^2 - y_B^2 \sum A ; \text{ Ec. 2.91 [22]}$$

$$I_x = 1118.26 \text{ in}^4$$

$$S_{Bottom} = \frac{I_x}{y_B} ; \text{ Ec. 2.92 [22]}$$

$$S_{Bottom} = 145.6 \text{ in}^3 = S_x$$

$$S_{top} = \frac{I_x}{y_t} ; \text{ Ec. 2.93 [22]}$$

$$S_{top} = 176.7 \text{ in}^3$$

Propiedades elásticas en el eje Y

Ala superior + placa de refuerzo

$$I_{y1} = \frac{1}{12} (t_f b_f^3 + t_p b_p^3); \text{ Ec. 2.94 [22]}$$

$$I_{y1} = 93\,211\,916.7 \text{ mm}^3 = 223.94 \text{ in}^3$$

Alma

$$I_{y2} = \frac{1}{12} (ht_w^3); \text{ Ec. 2.95 [22]}$$

$$I_{y2} = 44928 \text{ mm}^3 = 0.107 \text{ in}^3$$

Ala inferior

$$I_{y3} = \frac{1}{12}(t_f b_f^3); \text{ Ec. 2.96 [22]}$$

$$I_{y3} = 67\,885\,416.7 \text{ mm}^3 = 163.09 \text{ in}^3$$

Inercia total en el eje Y

$$I_y = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3}; \text{ Ec. 2.97 [22]}$$

$$I_y = 387.15 \text{ in}^4$$

Módulo de la sección

$$S_y = \frac{I_y}{0.5b_p}; \text{ Ec. 2.98 [22]}$$

$$S_y = 53.15 \text{ in}^3$$

Propiedades Torsionales (formulas tomada del CISC HANDBOOK pag 892) [24].

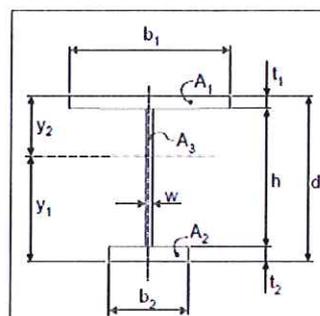


FIGURA 2.39 VIGA CON REFUERZO EN ALA SUPERIOR [24].

Momento Polar de inercia

$$J = \frac{1}{3} \left((A_1 + A_2)(t_p + t_f)^2 + A_3 t_w^2 + A_2 t_f^2 \right); \text{ Ec. 2.99 [22]}$$

$$J = 2\,827\,845.33 \text{ mm}^4 = 6.76 \text{ in}^4$$

Constante de alabeo-Torsión

$$C_w = \frac{\left(d - \left(\frac{t_1 + t_2}{2} \right) \right)^2 b_1^3 \times t_1}{12 \left(1 + \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^3 \left(\frac{t_1}{t_2} \right) \right)}; \text{ Ec. 2.100 [22]}$$

$$C_w = 4.75 \times 10^{12} \text{ mm}^6 = 17161.32 \text{ in}^6$$

Propiedades del ala superior y alma a compresion

$$h_{cw} = \frac{1}{3} (y_b - (t_f + t_p)); \text{ Ec. 2.101 [22]}$$

$$h_{cw} = 1.78 \text{ in}$$

$$A_{tw} = b_f t_f + b_p t_p + h_{cw} t_w; \text{ Ec. 2.102 [22]}$$

$$A_{tw} = 9414 \text{ mm}^2 = 14.6 \text{ in}^2$$

$$I_{y1} = 223.94 \text{ in}^3 = I_t$$

$$r_t = \sqrt{\frac{I_{y1}}{A_{tw}}}; \text{ Ec. 2.103 [22]}$$

$$r_t = 3.91 \text{ in}$$

$$Z_y = Z_t = 48.7 \text{ in}^3$$

Tabla 2.20

PROPIEDADES DE LA SECCIÓN COMBINADA.

A(in ²)	30.39
top y_c (in)	6.33
I_x (in ⁴)	1118.08
top-S_xc(in ³)	176.56
S_y(in ³)	53.15
Z_x(in ³)	167.04
r_x(in)	6.07
J (in ⁴)	6.76
d_all(in)	14.02
bott. y_t(in)	7.68
I_y(in ⁴)	387.15
bott. S_xt(in ³)	145.53
Z_y(in ³)	48.73
r_y(in)	3.57

TABLA 2.21

PROPIEDADES DE LA SECCIÓN HW.

d (in)	13.78
t_w (in)	0.47
h(in)	12.28

$h_o(\text{in})$	13.03
$b_f(\text{in})$	13.78
$t_f(\text{in})$	0.75
$h_c(\text{in})$	10.70

TABLA 2.22

PROPIEDADES DEL ALA

$A_f(\text{in}^2)$	13.75
$r_t(\text{in})$	3.92
$I_t(\text{in}^4)$	223.94
$S_t(\text{in}^3)$	35.36
$d.all/A_f (\text{in}^{-1})$	1.02
$r_{yt} (\text{in})$	4.04
$Z_t (\text{in}^3)$	48.04

TABLA 2.23

PLACA DE REFUERZO.

$width-b_p(\text{in})$	14.57
$thick-t_p(\text{in})$	0.24

TABLA 2.24

ESFUERZO DE FLUENCIA DE LA PLACA DE REFUERZO Y LA VIGA HW. LONGITUD SIN ARRIOSTRAMIENTO.

F _{wy} (kpsi)	36
F _{cy} (kpsi)	36
L _b (in)	236.22

TABLA 2.25 MOMENTOS DE LA SECCIÓN.

M _x (kip-ft)	358.6
M _y (kip-ft)	20.17
v _y (kip-ft)	72.7
E(kpsi)	29000
G(kpsi)	11200

Diseño por flexión

El método LRFD de la AISC recomienda que para una viga sujeta a flexión, se analicen los siguientes estados límites de fluencia.

1. Pandeo lateral torsional (LTB).
2. Pandeo local del ala (FLB).
3. Pandeo local del alma (WLB).

El momento nominal de flexión será el menor momento de flexión obtenido de los tres estados límites.

Cálculo de Razón de esbeltez (AISC LRFD) [25].

Ala superior de la viga (elemento no rigidizado)

Razón de esbeltez - Límite para sección compacta.

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_{wy}}}; \text{ Ec. 2.104 [25]}$$

$$\lambda_p = 10.78$$

Razón de esbeltez - Límite para sección no-compacta.

$$\lambda_r = 0.83 \sqrt{\frac{E}{F_{wy}}}; \text{ Ec. 2.105 [25]}$$

$$\lambda_r = 23.56$$

Razón de esbeltez de la sección.

$$b_f / 2t_f = \frac{350}{2(6 + 19)} = 7.4 < \lambda_p; \text{ compacta}; \text{ Ec. 2.106 [22]}$$

Alma de la viga (elemento rigidizado).

Razón de esbeltez - Límite para sección compacta.

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_{wy}}}; \text{ Ec. 2.107 [25]}$$

$$\lambda_p = 106.74$$

Razón de esbeltez - Límite para sección no-compacta.

$$\lambda_r = 5.7 \sqrt{\frac{E}{F_{wy}}}; \text{ Ec. 2.108 [25]}$$

$$\lambda_r = 161.8$$

Razón de esbeltez de la sección.

$$h/t_w = \frac{312}{12} = 26 < \lambda_p; \text{ compacta; Ec. 2.109 [25]}$$

Sección combinada es compacta

Flexión axial alrededor de 'x'

Pandeo lateral torsional (LTB) (AISC LRFD)[21]

$$\lambda = \frac{L_b}{r_y}; \text{ Ec. 2.110 [25]}$$

$$\lambda = 66.19$$

$$\lambda_p = 1.76 \sqrt{\frac{E}{F_{wy}}}; \text{ Ec. 2.111 [25]}$$

$$\lambda_p = 49.96$$

$$x_1 = \frac{\pi}{S_x} \sqrt{\frac{EGJ A}{2}}; \text{ Ec. 2.112 [25]}$$

$$x_1 = 3944.7$$

$$x_2 = \frac{4C_w}{I_y} \left(\frac{S_x}{GJ} \right)^2; \text{ Ec. 2.113 [25]}$$

$$x_2 = 6.54 \times 10^{-4}$$

$$F_r = 16.5 \text{ kpsi}; \text{ perfiles soldados}$$

$$F_L = \min((F_{yf} - F_r); F_{yw}); \text{ Ec. 2.114 [25]}$$

$$F_L = 19.5 \text{ kpsi}$$

$$\lambda_r = \frac{x_1}{F_L} \sqrt{1 + \sqrt{1 + x_2 F_L^2}}; \text{ Ec. 2.115 [25]}$$

$$\lambda_r = 294.55$$

$$\lambda_p < \lambda < \lambda_r$$

$$M_n = C_b \left(M_p - (M_p - M_r) \left(\frac{\lambda - \lambda_p}{\lambda_r - \lambda_p} \right) \right) \leq M_p; \text{ Ec. 2.116 [25]}$$

$$M_p = \min(F_y Z_x; 1.5 M_y); \text{ Ec. 2.117 [25]}$$

$$M_y = F_y S_x$$

$$M_p = 500.95 \text{ kip} - ft$$

$$M_r = \min(F_L S_{xc}; F_{yt} S_{xt}); \text{ Ec. 2.118 [25]}$$

$$M_r = 286.74 \text{ kip} - ft$$

$$C_b = 1$$

$$M_n = 486.3 \leq 500.95$$

$$M_n = 486.3 \text{ kip} - \text{ft}$$

Pandeo local en el alma (LTW)

$$\lambda_p = 106.74$$

$$\lambda_r = 161.8$$

$$\lambda = 26$$

$$\lambda < \lambda_p$$

$$M_n = M_p = 500.95 \text{ kip} - \text{ft}$$

Pandeo local en el ala (LTF)

$$\lambda_p = 10.78$$

$$\lambda_r = 23.6$$

$$\lambda = 7.4$$

$$\lambda < \lambda_p$$

$$M_n = M_p = 500.95 \text{ kip} - \text{ft}$$

Momento nominal aplicado en la sección

$$M_{nx} = \min(M_{LTW}, M_{LTF}, M_{LTB}); \text{ Ec. 2.119 [25]}$$

$$\mathbf{M_{nx} = 486.74 \text{ kip} - \text{ft}}$$

Flexión en el eje Y

Ala compacta

$$M_{ny} = F_y Z_t; \text{ Ec. 2.120 [25]}$$

$$\mathbf{M_{ny} = 144.08 \text{ kip} - \text{ft}}$$

Flexión Biaxial en el ala superior [25]

$$\frac{M_x}{\phi M_{nx}} + \frac{M_y}{\phi M_{ny}} \leq 1; \text{ Ec. 2.121 [25]}$$

$\phi = 0.9$; *factor de resistencia para flexion*

$$\frac{305.2}{0.9 \times 486.74} + \frac{20.17}{0.9 \times 144.08} \leq 1; \text{ Ec. 2.122 [25]}$$

$$0.95 \leq 1$$

Diseño por Cortante

El diseño por cortante para el alma rigidizada o no rigidizada está dada

por: ϕV_n [25]

Dónde:

V_n : Cortante nominal

ϕ : 0.9

$$\frac{h}{t_w} \leq 1.1 \sqrt{\frac{K_v E}{F_{yw}}}; \text{ Ec. 2.123 [25]}$$

$$\phi V_n = 0.6 F_{yw} A_w; \text{ Ec. 2.124 [25]}$$

$$a = 236.2 \text{ in}$$

$$\frac{h}{t_w} = 26$$

$$K_v = 5; \frac{h}{t_w} < 260; \text{ Ec. 2.125 [25]}$$

$$\phi V_n = 112.2 \text{ kip}$$

$$ratio = \frac{V_y}{\phi V_n} = \frac{72.7}{112.2} = 0.65; \text{ Ec. 2.126 [25]}$$

Diseño por Pandeo lateral en el alma (AISC LRFD) [21]

$$\frac{\left(\frac{h}{t_w}\right)}{\left(\frac{l}{b_f}\right)} \leq 1.7; \text{ Ec. 2.127 [25]}$$

$$R_n = \left(C_r t_w^3 \frac{t_f}{h^2}\right) \left(0.4 \left(\frac{h}{l} \frac{t_w}{b_f}\right)^3\right); \text{ Ec. 2.128 [25]}$$

$$C_r = 960000 \text{ kpsi}; \quad M_x < M_y; \text{ Ec. 2.129 [25]}$$

$$M_x = 358.6 \text{ kip} - ft$$

$$M_y = F_y \times S_{xt} = 436.43 \text{ kip} - ft$$

$$\frac{\frac{h}{t_w}}{\frac{L}{b_f}} = 1.51; \text{ Ec. 2.130 [25]}$$

$$R_n = 700.36 \text{ kip}$$

$$\phi = 0.85$$

$$P_{v-imp} = \alpha P_v; \text{ Ec. 2.131 [25]}$$

$$P_{v-imp} = 71.3 \text{ kips}$$

$$ratio = \frac{P_{v-imp}}{\phi R_n} = 0.12; \text{ Ec. 2.132 [25]}$$

Deflexión vertical

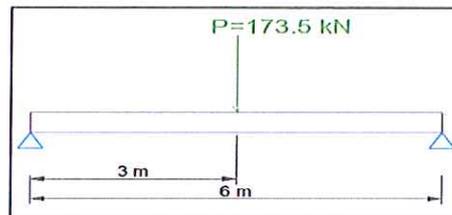


Figura 2.40 Deflexión vertical en el camino de rodadura.

Deflexión admisible

$$\Delta_{adm} = \frac{L}{600} = \frac{236.2}{600} = 0.4 \text{ in} = 10.2 \text{ mm}; \text{ Ec. 2.133 [25]}$$

Máxima deflexión en el centro de la viga

$$\Delta_{max} = \frac{PL^3}{48EI}; \text{ Ec. 2.134}$$

$$I_x = 1629 \text{ in}^4 \left(\begin{array}{l} \text{Toma en cuenta el riel ASCE 85, placa de refuerzo} \\ \text{y la viga HW 350x350} \end{array} \right)$$

$$P = 38.64 \left(\frac{\text{kip}}{\text{rueda}} \right) = 173.5 \left(\frac{\text{kN}}{\text{rueda}} \right)$$

$$\Delta_{max} = 0.22 \text{ in} = 5.6 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta_{adm}}{\Delta_{max}} = \frac{0.22}{0.4} = 0.55; \text{ Ec. 2.135 [25]}$$

Deflexión horizontal

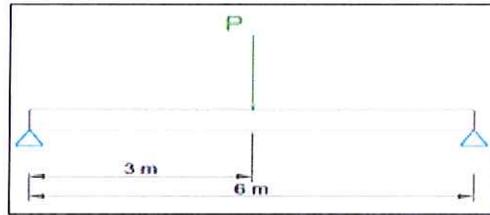


Figura 2.41 Deflexión Horizontal En El Camino De Rodadura.

Deflexión admisible

$$\Delta_{adm} = \frac{L}{400} = \frac{236.2}{400} = 0.59 \text{ in} = 15 \text{ mm}; \text{ Ec. 2.136 [25]}$$

Máxima deflexión en el centro de la viga

$$\Delta_{max} = \frac{PL^3}{48EI} \text{ Ec. 2.137}$$

$$I_t = 223.94 \text{ in}^4$$

$$P = 3.01 \left(\frac{\text{kip}}{\text{rueda}} \right) = 13.5 \left(\frac{\text{kN}}{\text{rueda}} \right)$$

$$\Delta_{max} = 0.124 \text{ in} = 3 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta_{max}}{\Delta_{adm}} = \frac{0.124}{0.59} = 0.21$$

TABLA 2.26
RATIOS.

Resumen de ratios	
Flexion alrededor del eje x	0.81
Flexion alrededor del eje y en el ala superior	0.16
Flexion Biaxial	0.95
Cortante alrededor del eje x	0.64
Pandeo lateral	0.12
Deflexión vertical	0.55
Deflexión horizontal	0.21

Como se puede observar el diseño de la viga satisface para todos los casos analizados puesto que los ratios son menores a 1.

2.3 Sistema de Desplazamiento.

2.3.1 Desplazamiento Transversal.

Selección del Trolley [20]

Los parámetros para la selección del trolley son:

1. Capacidad actual de izaje

Este es la máxima carga de izaje es decir la carga nominal.

2. Nivel de esfuerzo

El nivel de esfuerzo se determina en función del espectro de carga el cual a su vez es determinado por el tipo de servicio.

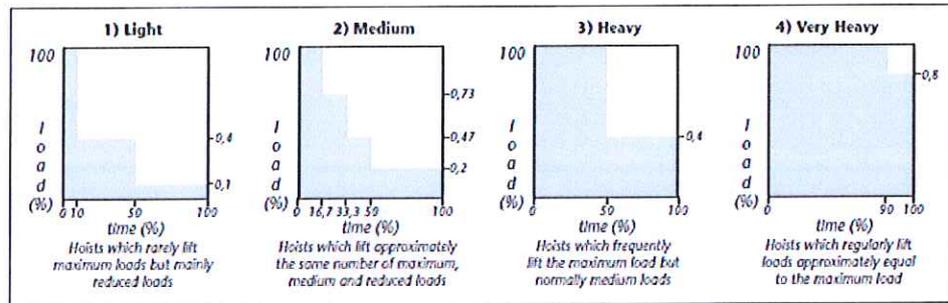


Figura 2.42 Espectro de Carga en Función del Tipo de Servicio [20].

3. Uso diario promedio

Para operaciones de izaje, la duración promedio se calcula de la siguiente forma:

$$T_m \text{ (hours)} = \frac{AHR \times C/h \times Rt}{30 \times 5}$$

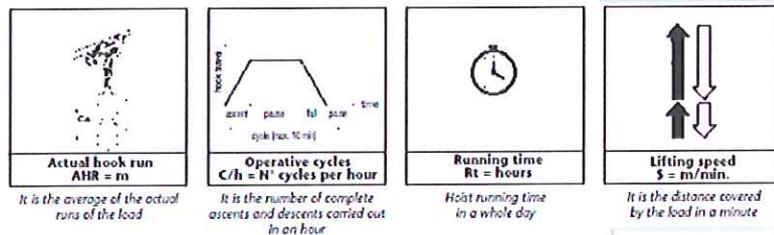


Figura 2.43 Cantidad de Operaciones Diarias [20].

Para operaciones de viaje se usa la fórmula expuesta anteriormente (Ec. 2.1):

En nuestro caso se tiene

AHR= 6 m de altura

Ciclos/h= 8

$$Tm = \frac{6 \times 5 \times 6.7}{30 \times 4.9} = 1.37$$

La velocidad del Trolley fue tomada de la Tabla 2.2.

En el catálogo DONATI (Ver Apéndice C2.), para el tiempo estimado se tiene que es de carga pesada.

De acuerdo a la capacidad y al izaje, el modelo del trolley es 46S2-S (Ver Apéndice C3. Y C4.).

Según la capacidad y el modelo, se puede tener la velocidad y la potencia.

$$Velocidad = 4.8 \frac{m}{min}$$

$$Potencia = 24 kW$$

$$Altura Levantamiento = 10 m$$

Cuerda

El tipo de la cuerda corresponde a un 16A, esto quiere decir que tiene de diámetro 16 mm.

Corresponde al DRH 4 (Ver Apéndice C5).

El Trolley seleccionado viene equipado con un motor tipo cilíndrico. También se muestra las dimensiones del tambor. (Ver Apéndice C6).

Las dimensiones de la fijación de la cuerda del alambre se muestran en (Ver Apéndice C7.)

Las dimensiones del ensamble y del gancho se muestran en (Ver Apéndice C8).

Según el ancho del Trolley y la capacidad, se puede determinar las reacciones que ejercen las ruedas del mismo sobre la Viga Principal (Ver Apéndice C9).

2.3.2 Desplazamiento Longitudinal.

El sistema de desplazamiento longitudinal esta conformado por:

1. Rodamientos.
2. Ejes.
3. Ruedas de viga testera.
4. Motoreductor de viga testera.

Selección de rodamientos

El tipo de rodamiento que se va a seleccionar, debe ser tal que pueda soportar cargas axiales y radiales al mismo tiempo.

A continuación se presenta un diagrama de cuerpo libre del eje, teniendo como apoyos a los rodamientos.

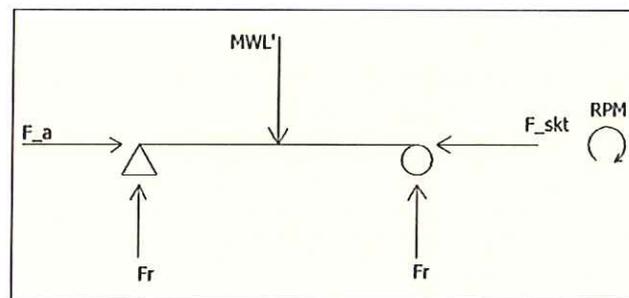


Figura 2.44 Diagrama de cuerpo libre - Eje.

Donde:

F_a : Fuerza axial (KN).

F_r : Fuerza radial (KN).

F_{skt} : Fuerza por descarrilamiento o sesgado(KN) (seccion 2.2.1)

$M_{WL'}$: Maxima reaccion (considera peso de la viga testera).

$$F_{skt} = M_{wl'}(S_{sk}) = 26 \text{ kN}; \text{ Ec. 2.138 [15]}$$

$$F_{skt} = F_a$$

$$M_{wl}' = 173.5 \text{ kN}$$

$$F_r = \frac{M_{wl}'}{2}$$

$$F_r = 86.75 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta los tipos de cargas presentes se busca en el catalogo NTN rodamiento de rodillo esférico (Ver Apendice D1), debido a que soportan altas cargas radiales, cargas de impacto, vibraciones y cargas axiales siendo idoneo para esta aplicación.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{26}{86.75} = 0.3$$

Con este valor se busca en el catalogo un rodamiento con un valor de 'e' mayor o igual a 0.3.

Serie:23122B

Diam. Int: 110 mm.

Diam. Ext: 180 mm

e:0.31

y₁:2.17

$$P_r = XF_r + Y_1F_a; \text{ Ec. 2.139 [26]}$$

$$P_r = 1(86.75) + 2.17(26) = 143.17 \text{ kN}$$

$$C_r = P_r \left[\frac{60NL_{10}}{10^6} \right]^{1/p} ; \text{ Ec. 2.140 [26]}$$

$$p = \frac{10}{3}; \text{ rodamiento de rodillo}$$

L_{10} : vida del rodamiento

En la norma CMAA 70 [15], se tiene la vida de un rodamiento para un servicio tipo C.

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

Figura 2.45 Vida de rodamientos en horas [15].

$$C_r = 143,17 \left[\frac{60(25)(5000)}{10^6} \right]^{1/(10/3)} ; \text{ Ec. 2.141}$$

$$C_r = 262 \text{ kN}$$

$$C_{r-\text{catalogo-dinamica}} = 262 \text{ kN}$$

$$C_{r-\text{catalogo-estatico}} = 580 \text{ kN}$$

Factor de seguridad

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{580}{143.17} = 4; \text{ Ec. 2.142 [26]}$$

Se puede observar que el factor de seguridad es mayor que 1 por lo tanto el rodamiento seleccionado no fallara.

La informacion al detalle del rodamiento selecciondado se encuentra en el Apendice D1.

Selección de ruedas de la Viga Testera

Las ruedas deben ser diseñadas para soportar la maxima carga, bajo condiciones normales de operación, de manera similar que para la selección del rodamiento se toma la maxima reaccion MWL´.

$$M_{wl}' = 173.5 \text{ kN}$$

La norma CMAA 70 [15], tiene un procedimiento para el dimensionamiento /seleccion de la rueda, adicionalmente da informacion sobre el tipo de tratamiento superficial y tipo de riel que debe emplearse para la rueda.

Primero se determina un factor de carga K_{bw} que se toma en funcion de la luz del puente grua y su capacidad de izaje.

TABLE 4.19.3-1
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	.718
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	.828	.806	.796
110	.926	.890	.882	.863	.844	.823	.812
120	.934	.909	.894	.879	.860	.834	.827

Figura 2.46 Factor de Carga K_{bw} [15].

$$K_{bw} = 0.77$$

Para determinar el factor de velocidad “ C_s ”, se necesita pre-seleccionar un diámetro de rueda para lo cual se usa el catalogo para ruedas de puentes grúas “McKees Rock”.

Diam. Rueda: 18 in

V_{bridge} : 115 ft/min

En la figura 2.46 se ingresa con estos valores y se tiene.

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	1.000	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

Figura 2.47 Factor de velocidad C_s [15].

$$C_s \approx 0,95$$

Luego se determina el coeficiente de servicio K_{wl} .

$$K_{wl} = K_{bw} C_s S_m; \text{ Ec. 2.143 [15]}$$

TABLE 4.13.3-3
WHEEL SERVICE FACTOR S_m AND MINIMUM LOAD SERVICE FACTOR K_{wl} MINIMUM

CLASS OF CRANE SERVICE	A	B	C	D	E	F
K_{wl} MIN	.75	.75	.8	.85	.9	.95
S_m	.8	.9	1.	1.12	1.25	1.45

Figura 2.48 Factor De Servicio S_m [15].

$$K_{wl-min} = 0.8$$

$$S_m = 1$$

$$K_{wl} = 0.77(0.95)1 = 0.74; \text{ Ec. 2.144 [15]}$$

$$K_{wl} \geq K_{wl-min}$$

$$P_e = MWL' \times K_{wl}$$

$$P_e = 173.5(0.8) = 138.8 \text{ kN}$$

TABLE 4.13.3-4
MAXIMUM PERMISSIBLE BRIDGE AND TROLLEY WHEEL LOADING (POUNDS)

Wheel Height	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 10# USS 10#	ASCE 100#	BETH & USS 135#	BETH USS 175#	BETH 171#
200 BHN	8	6750	6000	8500	10000							
	9	7600	8000	8550	11250	14900	18750					
	10	8450	10000	10650	12500	16550	17500					
	12		12000	12750	15000	19850	21000	22500	25500			
	15			13950	18750	24850	26250	28150	31850			
	18			19150	22500	29800	31500	33750	38250	40500		
	21				26250	34000	36750	39400	44600	47250	55600	73500
	24					39750	42000	45000	51000	54000	75000	84000
	27							50600	67400	67500	84400	94500
	30							50250	63750	67500	83750	105000
35								76500	81000	112500	125000	
250 BHN	8	8500	10400	11050	13000							
	9	9850	11700	12450	14600	19400	20450					
	10	10950	13000	13800	16250	21550	22750					
	12		15600	16600	19500	25850	27300	29250	33150			
	15			20750	24400	32300	34100	36550	41450			
	18			24850	29250	38750	40850	43850	49700	52500		
	21				34100	45200	47600	51200	58000	61400	85300	95550
	24					51650	54600	58500	66300	70200	97500	109200
	27							65600	74600	79000	109700	122850
	30							73100	82850	87750	121850	136500
35								89450	105300	146250	163800	
320 BHN	8	9400	11150	11850	13900							
	9	10550	12600	13300	15650	20750	21950					
	10	11750	13900	14600	17400	23050	24350					
	12		16700	17750	20900	27650	29250	31300	35500			
	15			22200	26100	34600	36350	39150	44400			
	18			26650	31300	41500	43550	47000	53250	56400		
	21				36550	48400	51150	54800	62150	65500	81350	102300
	24					55350	58450	62650	71000	75200	104400	116950
	27							70500	79900	84550	117450	131650
	30							78300	88750	93950	130900	146200
35								100500	112750	150900	175400	
58R: (515 BHN)	8	11650	13800	14700	17250							
	9	13100	15550	16500	19450	25750	27200					
	10	14600	17250	18350	21600	28800	30200					
	12		20700	22050	25900	34300	36250	38650	44050			
	15			27550	32400	42900	45350	48550	56050			
	18			33050	38650	51600	54400	58300	68050	69950		
	21				45300	60350	63450	68000	77050	81600	113350	126950
	24					68650	72550	77700	88100	93250	129550	145050
	27							87450	99100	104800	145700	163200
	30							97150	110100	116600	161900	181350
35								132100	139900	194300	217600	

Figura 2.49 Máxima carga admisible en ruedas [15].

De la figura 2.48 se tiene que la máxima carga admisible en una rueda de 18 in de diámetro es:

$$P_e' = 58300 \text{ lbf} = 259 \text{ kN}$$

$$P_e' > P_e$$

Como la carga admisible es mayor que la carga aplicada, la rueda no fallara.

Selección del moto-reductor

Para la selección del moto-reductor se va a usar el catalogo SIEMENS que presenta los siguientes modelos.

1. Moto-reductor de ejes coaxiales.
2. Moto-reductor de ejes paralelos.
3. Moto-reductor de ejes helicoidales.

Para esta aplicación se va a usar el moto-reductor de ejes paralelos debido a las limitaciones de espacio, en este caso va a ser fijado con pernos en la parte lateral de la viga testera.

La norma CMAA 70, da un procedimiento para el cálculo de potencia total para desplazar longitudinalmente el puente grúa.

$$HP = K_a \times W \times V \times K_s; \text{ Ec. 2.145 [15]}$$

Dónde:

HP: Potencia total (HP).

K_a : Factor de aceleración por el tipo de motor usado.

K_s : Factor de servicio.

W: Peso total (incluye carga muerta y carga viva).

V: velocidad lineal de salida del motor (fpm).

Factor de Aceleración (K_a)

$$K_a = \frac{f + \frac{2000 \times \text{aceleracion} \times C_r}{g \times E}}{33000 \times K_t} \times \frac{N_r}{N_f}; \text{ Ec. 2.146 [15]}$$

f: Factor de fricción de rodadura.

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

Figura 2.50 Factor de fricción de rodadura para diferentes tamaños de ruedas [15].

Como el diámetro de la rueda es 18 pulgadas, entonces: $f =$

$$15 \frac{\text{Lbf}}{\text{Tonelada}}$$

Aceleración promedio en el motor:

Free Running Full Load Speed		a = Acceleration Rate in Feet per Sec. per Sec. for AC or DC ² Motors
Ft. per Min.	Ft. per Sec.	
60	1.0	.25 Min.
120	2.0	.25 - .80
180	3.0	.30 - 1.0
240	4.0	.40 - 1.0
300	5.0	.50 - 1.1
360	6.0	.60 - 1.1
420	7.0	.70 - 1.2
480	8.0	.80 - 1.3
540	9.0	.90 - 1.4
600	10.0	1.0 - 1.6

Figura 2.51 Valores típicos de aceleración
en motores AC y DC [15].

La aceleración es de $0.53 \frac{ft}{s^2}$

C_r : Factor de Inercia Rotacional

$$C_r = \frac{a}{1.5} = 1.12$$

g: Gravedad ($32.2 \frac{ft}{s^2}$)

E: Eficiencia Mecánica E= 0.9 (valor sugerido por la norma)

$$\frac{N_r}{N_f} = 0.9$$

K_t : Factor de Aceleración de Torque

Type of Motor	Type of Control	3K_t
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

Figura 2.52 Factor de torque de aceleración [15].

$K_t = 1.4$ para Tipo Contactor-Resistor

$$K_a = \frac{15 + \frac{2000 \times 0.53 \times 1.12}{32.2 \times 0.9}}{33000 \times 1.4} \times 0.9$$

Por lo tanto

$$K_a = 1.21 \times 10^{-3}$$

Factor de Servicio (K_s)

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

Figura 2.53 Factor de torque de aceleración [15].

$$K_s = 1.2$$

Peso Total (W_T)

$$W_T = Carga_{izaje} + 2W_{BC} + 2W_{et} + W_{Trolley}; \text{ Ec. 2.147 [15]}$$

$$W_T = 250 + 2(82.48) + 2(4.96) + 20$$

$$W_T = 444.89 \text{ kN} = 44.5 \text{ Toneladas}$$

Potencia (HP)

$$HP = (1.21 \times 10^{-3}) \times (44.5) \times (115) \times (1.2)$$

$$HP = 7.43 \text{ HP} = 5.6 \text{ kW} \approx 6 \text{ kW}$$

Se utilizarán dos motores de 3 KW, un motor por cada viga testera.

Reductor

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

$$\omega_{entrada} = 3600 \text{ RPM}$$

$$\omega_{salida} = \frac{V}{R} = \frac{115 \frac{ft}{min}}{\frac{9}{12} ft} = 153.33 \frac{rad}{min} = 25 \text{ RPM}$$

Torque

$$T = \frac{Potencia}{\omega_{salida}} = \frac{3000 \frac{Nm}{s}}{2.61 \frac{rad}{s}} = 1150 \text{ N} - m$$

Con estos resultados se busca en el catálogo de siemens el moto-reductor, las especificaciones técnicas y dimensiones del moto-reductor seleccionado se muestran en el apéndice F

2.3.3 Desplazamiento Vertical.

El sistema de desplazamiento vertical fue seleccionado en conjunto con el Trolley en la sección 2.3.1

2.4 Análisis de esfuerzos en las uniones soldadas.

El diseño de uniones soldadas deben hacerse conforme a lo establecido en la norma AWS D.14 "Specification for welding industrial and Mill Cranes" [16].

VIGA PRINCIPAL

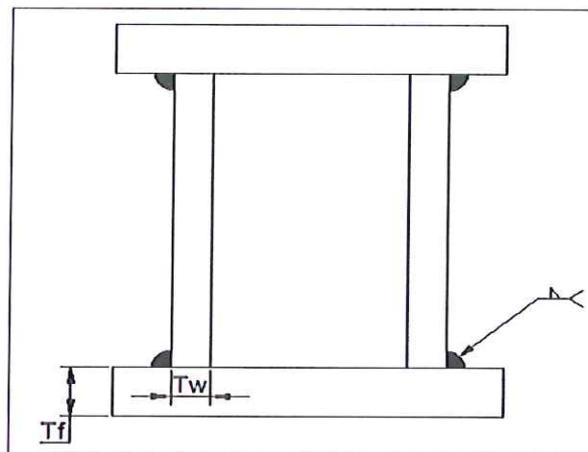


Figura 2.54 Cordón de soldadura en la viga principal.

El esfuerzo en la soldadura debe ser menor o igual que el esfuerzo admisible CMAA 70 [15].

El punto crítico en donde se evalúan estos esfuerzos, es el "punto A" que se muestra en la Figura 2.14.

$$\sigma_v = (\sigma_x + \sigma_y) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2} \leq \sigma_{\text{admisible}}; \text{ Ec. 2.148 [15]}$$

El estado de esfuerzos mostrado en la Figura 2.14, indica:

Esfuerzos combinados:

$$\sigma_x = \sigma_x^n + \sigma_{xy}^f + \sigma_{xz}^f = 0.66 + 64 + 12 = 76.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = 2.72 \text{ MPa}$$

Por lo tanto,

$$\sigma_{v \text{ máx}} = (76.6) + \frac{1}{2} \sqrt{(76.6)^2 + 4(2.72)^2}$$

$$\sigma_{v \text{ máx}} = 115 \text{ MPa} = 16.7 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_{v \text{ mín}} = (76.6) - \frac{1}{2} \sqrt{(76.6)^2 + 4(2.72)^2}$$

$$\sigma_{v \text{ mín}} = 38.2 \text{ MPa} = 5.54 \text{ kpsi}$$

Esfuerzo Admisible

$$\sigma_{admsible} = 0.66 \sigma_{yp}; \text{ Ec. 2.149 [15]}$$

Dónde.

$$\sigma_{yp} = 248 \text{ MPa} = 36 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_{admsible} = 0.66(36) = 24 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_{v \text{ máx}} \text{ y } \sigma_{v \text{ mín}} < \sigma_{admsible}$$

El esfuerzo máximo y mínimo son menores que el admisible, por lo tanto si resiste.

Tamaño mínimo del cordón de soldadura en filete

La norma AWS D14.1 [16] indica el intervalo que debe tener el tamaño de la soldadura.

La soldadura es continua entre el ala y el alma de la Viga [16] y es intermitente en los rigidizadores, lo que quiere decir que está seccionada [16] (Ver Apéndice E1).

El tipo de soldadura se detalla en la tabla, es de tipo C correspondiente al ejemplo 7 (Ver Apéndice E2).

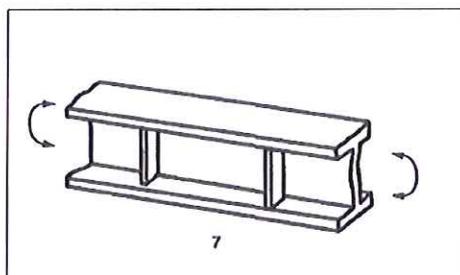


Figura 2.55 Viga con Rigidizadores en Flexión [15].

el espesor t_f (espesor del ala) es el mayor, y está dentro del rango: $\frac{1''}{2} < t$

$$\leq \frac{3''}{4}$$

Por lo que el tamaño de la soldadura (w) es (Apéndice E3.):

$$w = \frac{3''}{16} = 5 \text{ mm}$$

La longitud de la soldadura, según la norma AWS D14.1 [17]:

$$4w < l \leq 100w; \text{ Ec. 2.150 [16]}$$

Longitud de la soldadura en los rigidizadores según la AISC 21 [27]:

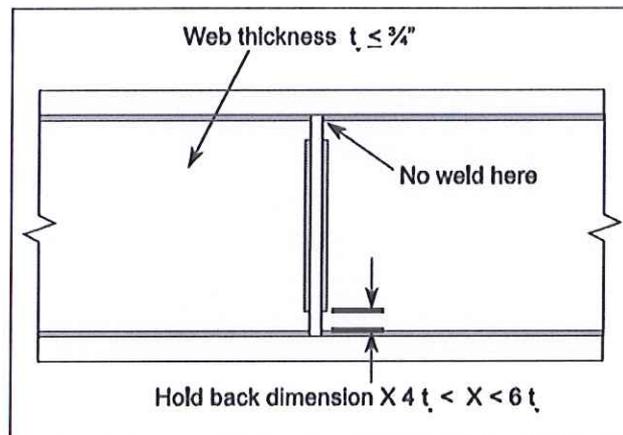


Figura 2.56 Mínimo Espacio Libre De Soldadura [27].

Este espacio debe ser aproximadamente:

$$t_w = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Esp} - \text{libre} = 5t_w = 50 \text{ mm}$$

La longitud de cualquier segmento de soldadura intermitente no deberá ser menor que cuatro veces el tamaño de la soldadura con un mínimo de 50 mm [17].

El máximo espaciamiento que se permite en este tipo de soldaduras es de 300 mm [27].

CAPÍTULO 3

3. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL PUENTE GRÚA BIRRIEL EN ANSYS®.

3.1 Fundamentos del Método de Elementos Finitos

El método de elementos finitos se basa en un método numérico que puede ser aplicado a distintos problemas de ingeniería. Las aplicaciones que tiene son amplias van desde el análisis de esfuerzos y deformaciones en aeronaves, estructuras, elementos mecánicos hasta los campos de fluidos, de calor, magnético, entre otros problemas.

En este método de análisis, se define una región continua el cual se discretiza en diferentes formas geométricas llamadas elementos finitos.

En los elementos que se analizan, se consideran las propiedades del material y las condiciones de borde en el cual se consideran las debidas cargas y restricciones. Todos los parámetros mencionados anteriormente dan lugar a un conjunto de ecuaciones, el cual dichas ecuaciones nos da el comportamiento aproximado del continuo.

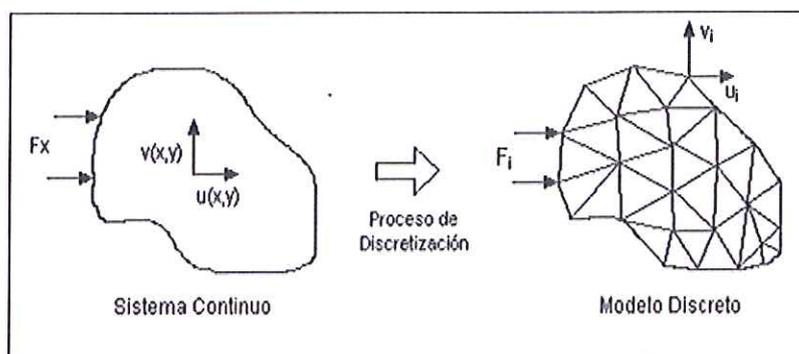


FIGURA 3.1. PROCESO DE DISCRETIZACIÓN [28].

El conjunto de elementos finitos, una vez que está discretizado se forman elementos los cuales están constituidos por nodos. La relación entre una variable y los nodos se pueden escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales. La matriz del sistema de ecuaciones se la llama matriz de rigidez.

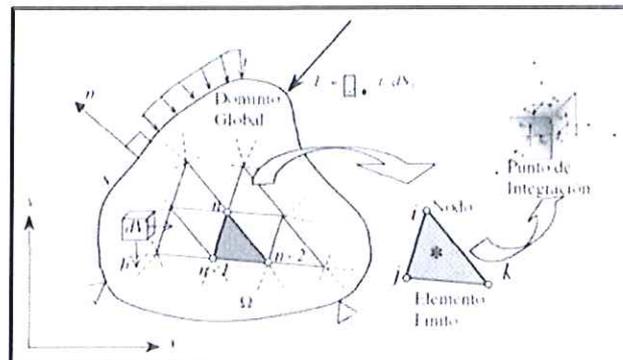


FIGURA 3.2 REPRESENTACIÓN DE UN DOMINIO GLOBAL Y SUBDOMINIOS [29].

3.1.1 Tipos de métodos

Para la resolución de problemas, se presentan casos de aplicación de ingeniería en el cual intervienen análisis estructurales, térmicos, y de fluidos.

Para el caso estructural y térmico se aplica el FEA (Análisis de Elementos Finitos), el cual consiste en una técnica de simulación computarizada. Estas simulaciones se los realizan por medio de programas tales como NASTRAN, ANSYS, entre otros.

Para el caso de fluidos se utiliza el CFD (Dinámica de Fluidos Computacional), es una herramienta de la mecánica de fluidos el

cual utiliza métodos numéricos para resolver y analizar diversos problemas que involucran el flujo de fluidos.

3.1.2 Etapas de solución del FEM

Para resolver diversos problemas de ingeniería aplicando el método de elementos finitos, se debe tener en cuenta las siguientes etapas:

1era. Etapa: Pre-Procesamiento.- Se define la geometría del sólido, luego se hace el mallado para aplicar las condiciones de borde y también se agrega el material especificado.

2da. Etapa: Procesamiento.- Se hace el cálculo que generan las ecuaciones del Pre-Procesamiento, se presentan ecuaciones lineales y no lineales.

3era. Etapa: Post-Procesamiento.- Los cálculos definen la discretización del elemento, se presentan los resultados de diferentes formas como gráficos. Se utiliza interpolación e inclusive errores de aproximación.

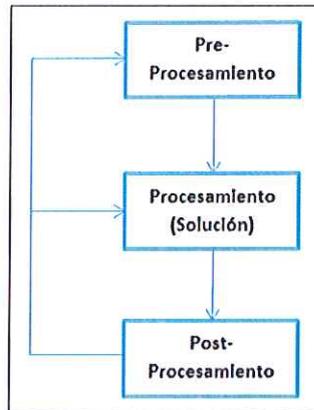


FIGURA 3.3 ESQUEMA GENERAL DE LAS ETAPAS DE SOLUCIÓN DEL FEM [30].

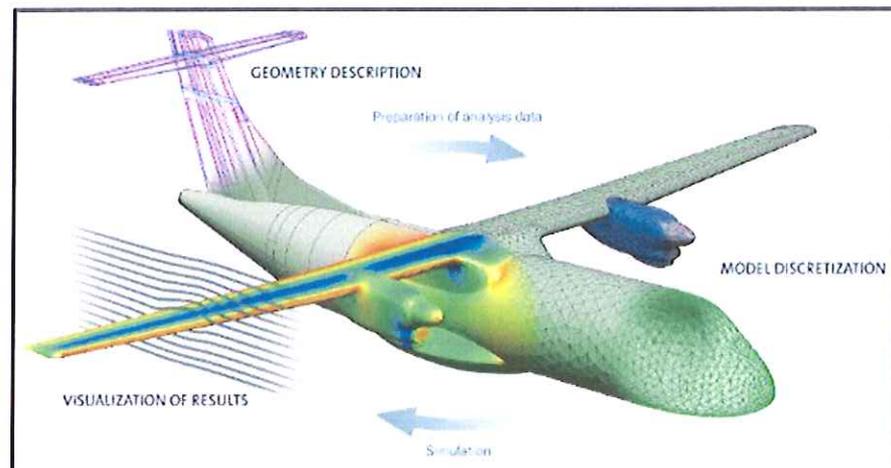


FIGURA 3.4 MODELADO DE LAS ETAPAS DE LA SIMULACIÓN [30].

3.1.3 Tipos de mallado

La malla está compuesta por elementos, ésta a su vez está compuesta por nodos. El concepto de generar la malla es dividir el cuerpo en varios elementos para luego aplicar las propiedades del material y sus respectivas restricciones.

La malla toma un papel importante en la simulación, ya que si el mallado no tiene una buena calidad, se podrían ver afectados los resultados finales.

El mallado también depende de la geometría del cuerpo, y si no se tiene en cuenta las superficies geométricas complejas se podría formar puntos de singularidad.

Los tipos de mallados se dan en 2D y 3D.

Malla en 2D

Cuadriláteros: 4,8 y 9 nodos

Triangulares: 3,6 y 10 nodos

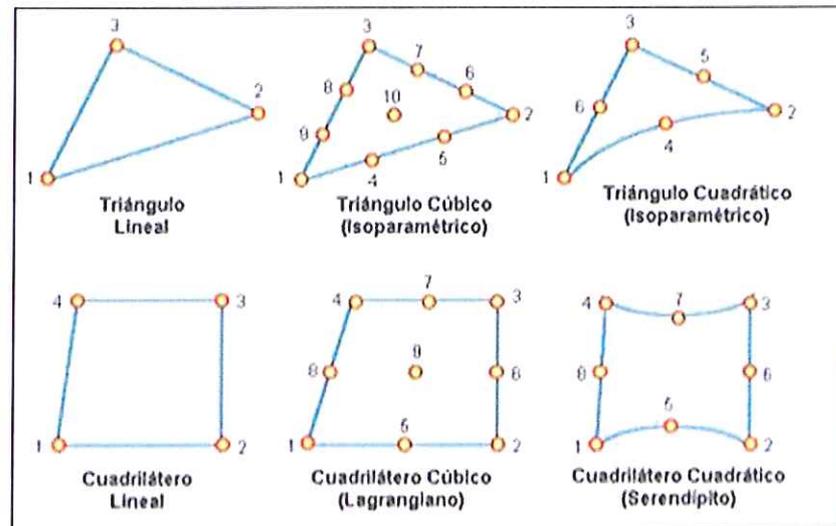


FIGURA 3.5 TIPOS DE ELEMENTOS 2D [31].

Malla en 3D

Tetraedros: 4-10 nodos y cuatro caras triangulares.

Hexaedros: 8-20 nodos y seis caras tipo cuadrilátero.

Pentaedros: 6 nodos con dos caras triangulares y cuatro caras tipo cuadrilátero.

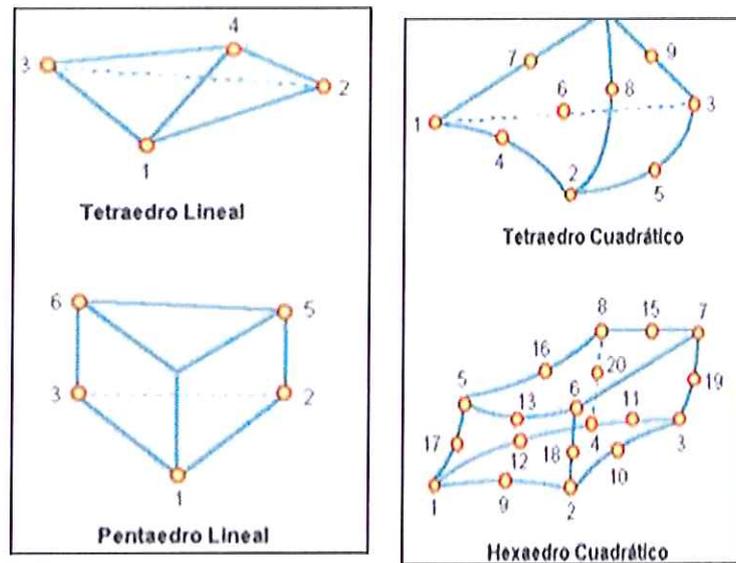


Figura 3.6 Tipos De Elementos 3d [31].

ANSYS® muestra varias técnicas de mallado tales como:

Mallado Global: Tamaño del elemento, transición, suavidad, relevancia y curvatura.

Mallado Local: Métodos tetraédricos, hexaédricos, barridos, refinamiento, mapeado e inflación.

3.2 Análisis de esfuerzos y deformaciones de la estructura en ANSYS®

El objetivo principal del análisis por elementos finitos, es determinar la respuesta de un sistema al cual se aplican cargas, es importante

recordar que la solución que se obtiene es una aproximación, debido a factores como:

- Geometría del CAD (idealización del modelo real).
- Mallado (es una discretización del modelo CAD).
- la eficiencia en los resultados obtenidos es determinada por varios factores como la densidad de mallado.

Un paso previo para la simulación en todo problema de ingeniería, es determinar:

- Tipo de análisis: Estático, Dinámico, Modal, etc.
- Modelo a simular: Partes o ensamble.
- tipos de elementos a utilizar: Superficie o cuerpo-sólido.
- simetría: verificar si es posible simular una parte del cuerpo basado en su simetría, esto conlleva a una notable reducción en el tiempo de simulación.

El procedimiento que se lleva a cabo para la simulación de cada uno de los componentes anteriormente mencionados, es como se indicó en la sección 3.1.2.

- Pre-Procesamiento.
- Procesamiento.
- Post-procesamiento. Viga Principal

3.2.1 Viga principal

El procedimiento a seguir para una correcta simulación en ANSYS®, es el que se describe a continuación.

- a) cargar el programa ANSYS®.
- b) seleccionar el tipo de análisis a ejecutar, en este caso 'Static Structural'.

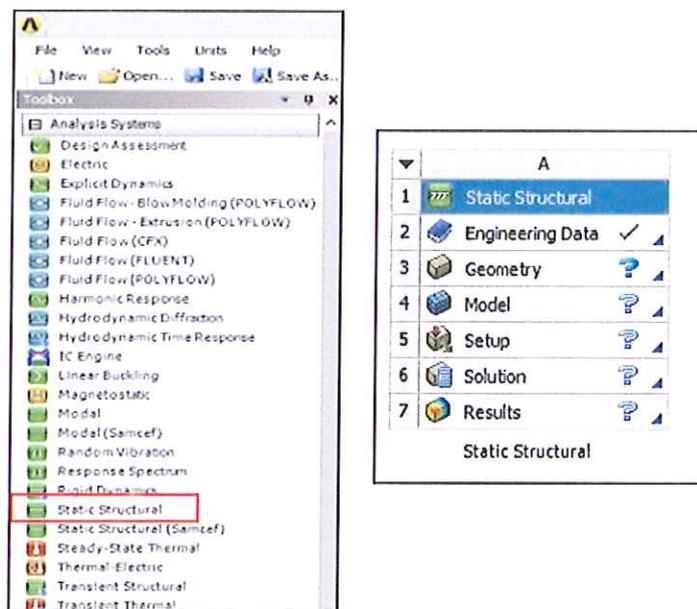


FIGURA 3.7 PANTALLA DE INICIO DEL WORKBENCH EN ANSYS®.

- c) Importar modelo CAD: para aquello se da click en la opción 'geometry', luego se importa el modelo CAD.

ANSYS® es compatible con archivos CAD hechos en inventor, SOLIDWORKS, AUTOCAD, CATIA, entre otros. En este caso el modelo CAD fue hecho en AUTODESK INVENTOR.

Al abrir el modelo CAD desde “Geometry” de ansys, se da click en la opción ‘Generate’, en ese instante comienza a importarse las partes al software ANSYS®.

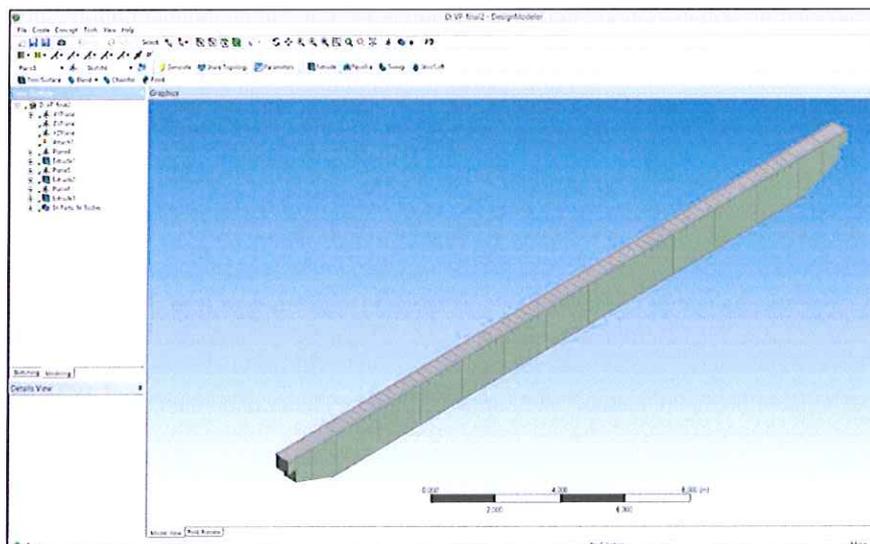


FIGURA 3.8 DESING MODELER – GEOMETRY (VIGA PRINCIPAL)

- d) Después de esto se procede a generar un sketch en el riel (Ver Figura 3.9), el cual representa la superficie de contacto entre ruedas del trolley y el riel, la operación de extrusión a usar es

'imprint faces'; esto es necesario al momento asignar las cargas.

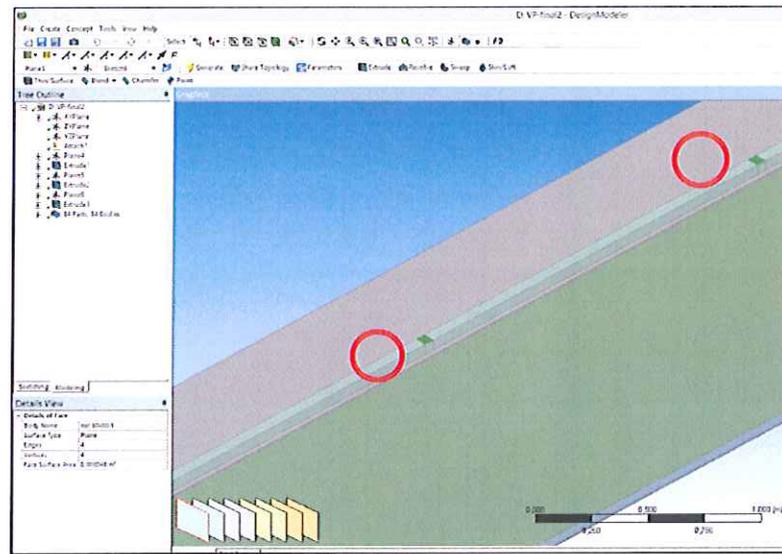


FIGURA 3.9 SKETCH-SUPERFICIE DE CONTACTO RUEDA-TROLLEY.

e) Asignación de materiales (Ver Figura 3.10): la opción 'Engineering Data' presenta un listado de materiales con sus propiedades mecánicas, para nuestra aplicación particular se utiliza el acero estructural (acero ASTM A-36) 'Structural Steel' que se encuentra por default en la biblioteca de ANSYS®.

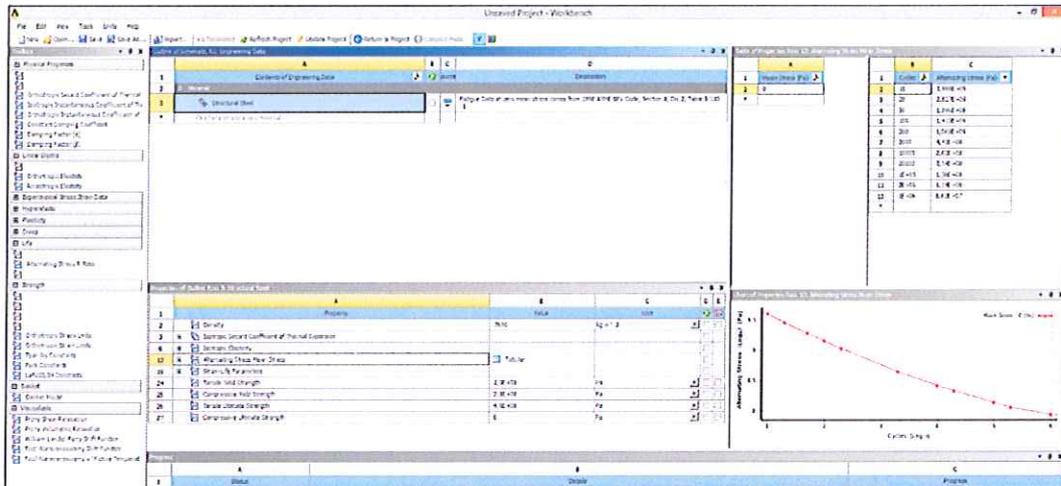


FIGURA 3.10 ENGINEERING DATA – VIGA PRINCIPAL.

- f) En el tipo de análisis static structural, se da click en la opción 'model' en esta ventana:
1. se asigna el material a cada parte del ensamble (Ver Figura 3.11).

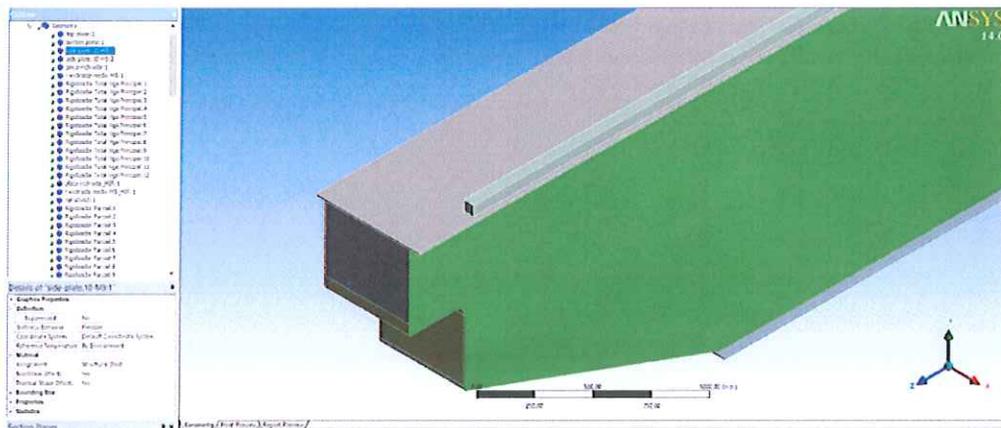


FIGURA 3.11 MECHANICAL MODEL – VIGA PRINCIPAL.

2. Se configuran los contactos entre elementos (Ver Figura 3.12):
la norma CMAA 70 indica que los rigidizadores totales y parciales van soldados con las 'almas' de la viga.

Las 'alas' superior e inferior solo van apoyadas sobre los rigidizadores, esta condición de contacto se configura en ANSYS® poniendo contactos "no separation" entre los elementos anteriormente mencionados, el resto de partes se deja como contactos "bonded".

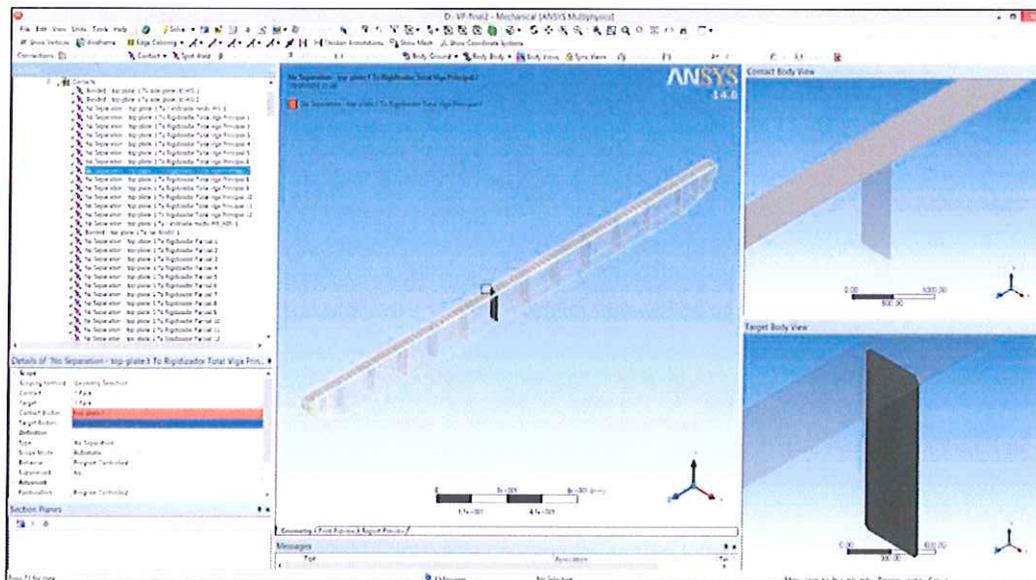


FIGURA 3.12 CONTACTOS – VIGA PRINCIPAL.

3. Mallado (Ver Figura 3.13): Se aplica mallado global a toda la viga principal, luego se aplica mallado local en zonas de interés.

Todo esto con el objetivo de presentar una aceptable calidad en el mallado, que a su vez conlleva a tener precisión en los resultados obtenidos.

Se hicieron varias simulaciones con diferentes tipos de mallado, los cuales se iban refinando en cada simulación hasta que los resultados obtenidos casi no variaban.

Por lo cual el mallado se volvió un proceso iterativo hasta que haya una convergencia en los resultados obtenidos.

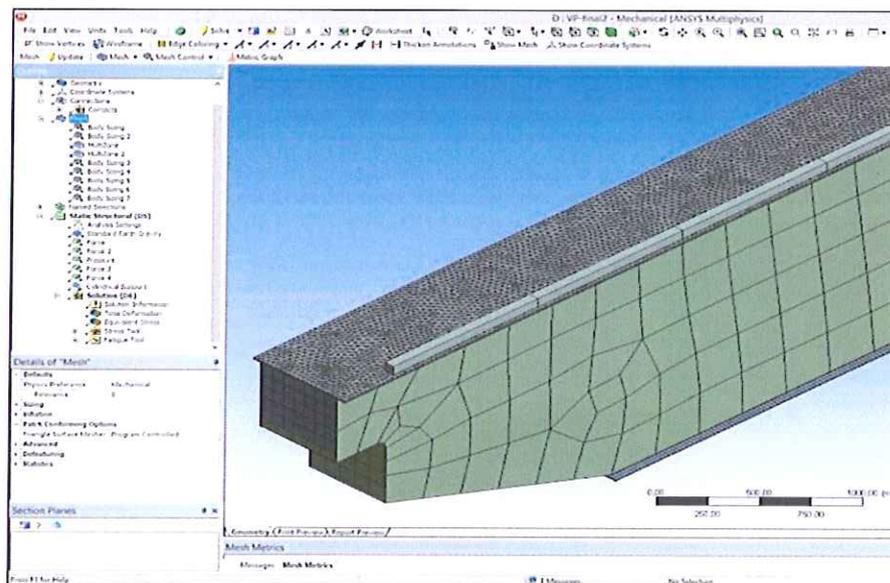


FIGURA 3.13 MALLADO – VIGA PRINCIPAL.

4. Aplicación de cargas y apoyos (Ver Figura 3.14 y Figura 3.15):
Aquí se asignan las Fuerzas, y los apoyos que están en los extremos de la viga principal.

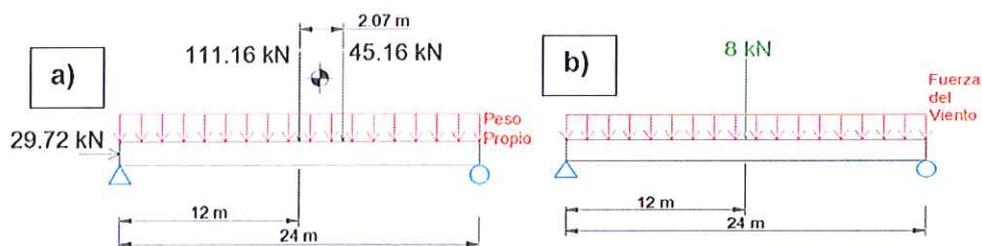


FIGURA 3.14 CARGAS – VIGA PRINCIPAL: A) PLANO XY Y B) PLANO XZ.

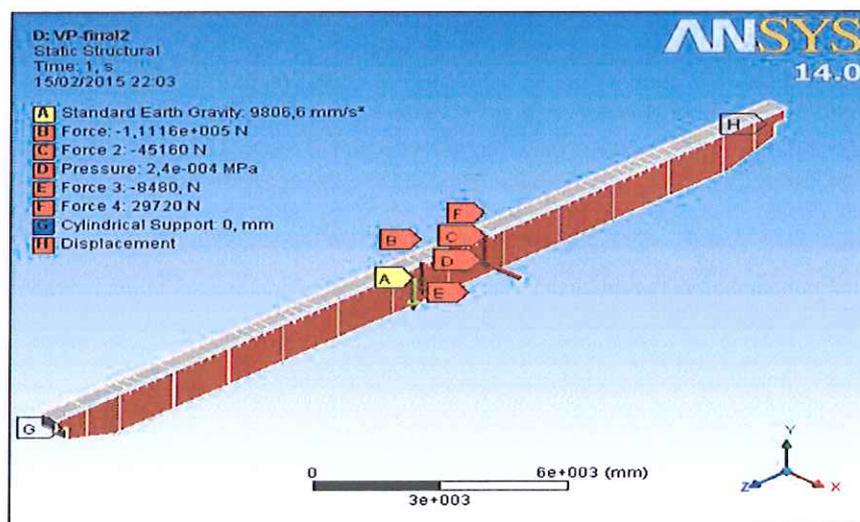


FIGURA 3.15 ASIGNACIÓN DE CARGAS EN ANSYS – VIGA PRINCIPAL.

5. Resultados: en esta fase de post-procesamiento se presentan los resultados de interés como son:

- Deformación total.
- Esfuerzo equivalente de Von Mises.
- análisis estático: aquí se indica la teoría de falla estática a utilizar que es 'Max esfuerzo equivalente' y el tipo de material 'dúctil'.
- análisis de fatiga: la teoría de falla a utilizar es 'Goodman', tipo de la carga cíclica 'de 0 a máximo esfuerzo'.

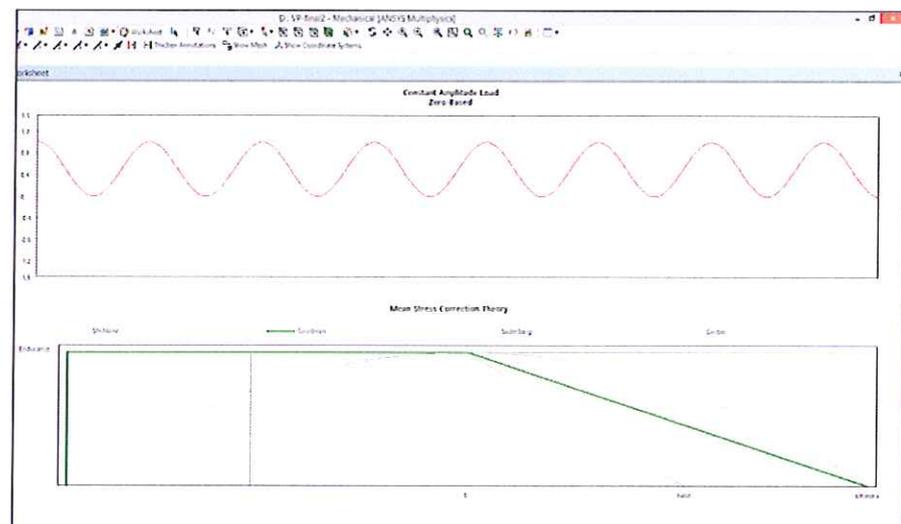


FIGURA 3.16 GRÁFICA DE GOODMAN, CARGA CÍCLICA DE 0 A MÁX.

Después de haber ingresado todas las condiciones de contactos, mallado, cargas, apoyos y resultados de interés. Se procede a presionar 'solve'.

6. Análisis de resultados: a continuación se mostrarán los resultados obtenidos.

- **Deformación Total (Ver Figura 3.17)**

En la figura 3.17, se puede observar la deformación de la viga principal, teniendo un máximo valor de 19.7 mm en el centro de la viga.

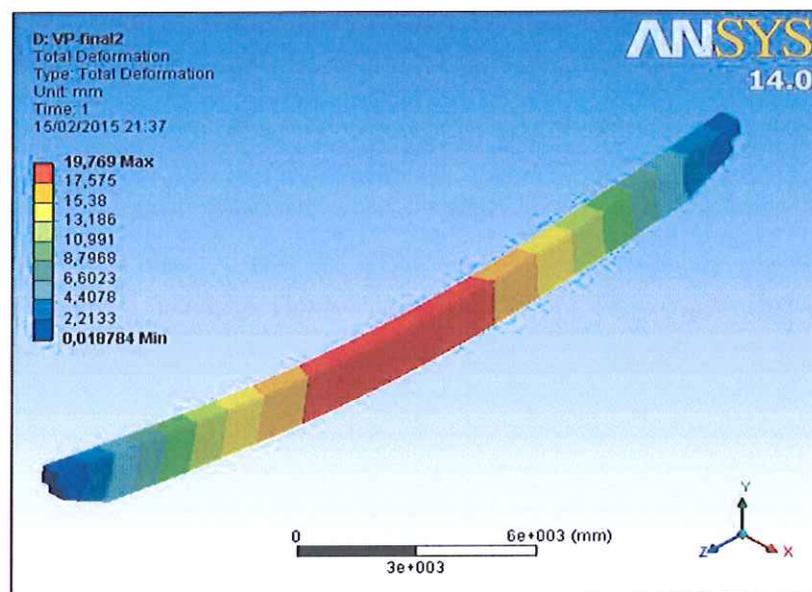


FIGURA 3.17 DEFORMACIÓN TOTAL – VIGA PRINCIPAL.

- **Esfuerzo Equivalente de Von Mises** (Ver Figura 3.18)

En la Figura 3.18, se puede observar que el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises se sitúa en el centro de la viga en el ala inferior y superior, dando un valor máximo de 71.3 MPa.

Esto es correcto debido a que el máximo momento para una viga a flexión se da en el centro de la viga siempre y cuando la carga máxima se encuentre ubicada en el centro, en este caso $P_1=111.16$ KN.

Como se sabe las cargas P_1 y P_2 , son las que se transmiten de las ruedas del Trolley al riel de la viga principal, estas cargas son móviles es decir se desplazan a lo largo de la viga principal para efectos de diseño se busca la posición crítica para así obtener los máximos esfuerzos encontrándose estos en las alas de la viga tal como lo muestra la figura 3.17.

En el riel se muestran esfuerzos locales altos, esto se da por la aplicación de las cargas en la superficie de contacto rueda-riel, la cual es una superficie pequeña.

También se puede observar cómo afectan los esfuerzos a los rigidizadores, incrementándose dichos esfuerzos en las esquinas.

Como mejora en el diseño se hizo un biselado en las esquinas de la placa con el objetivo de disminuir los esfuerzos en estas zonas.

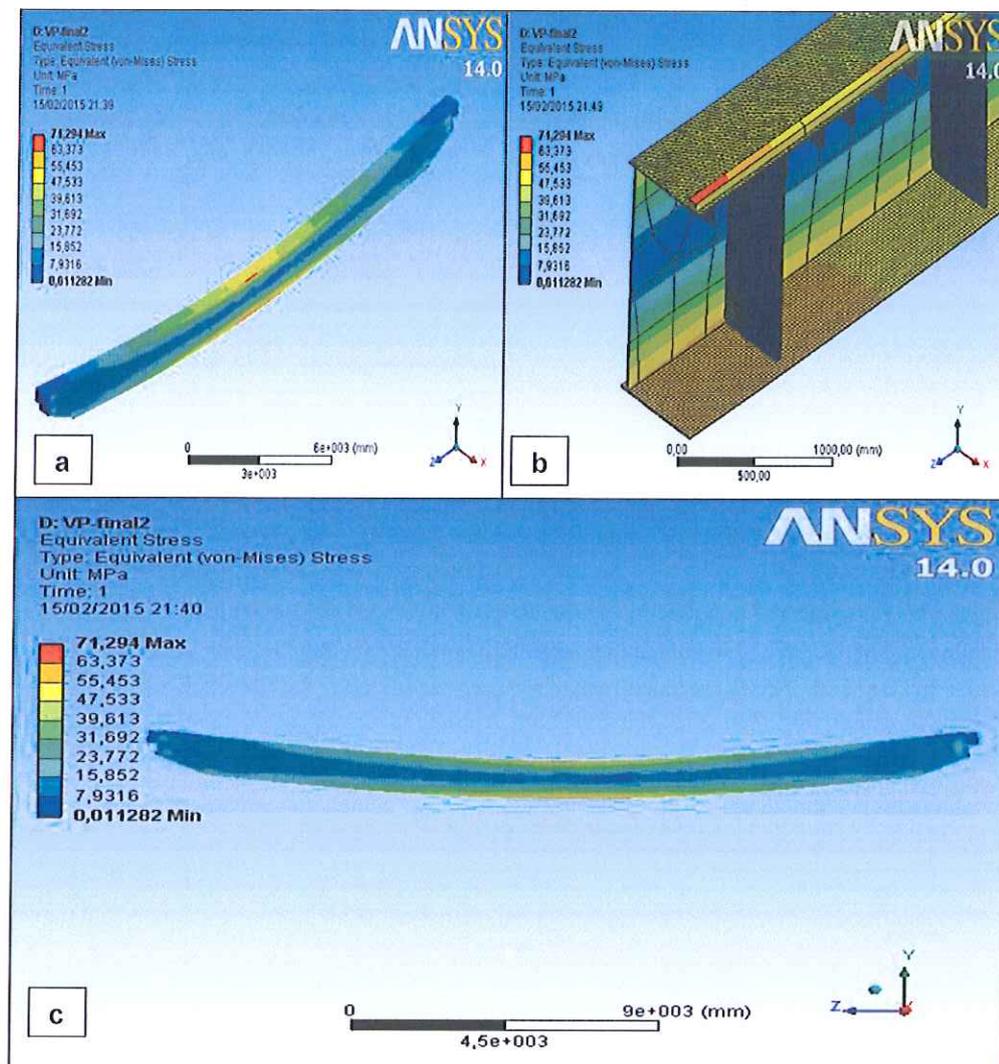
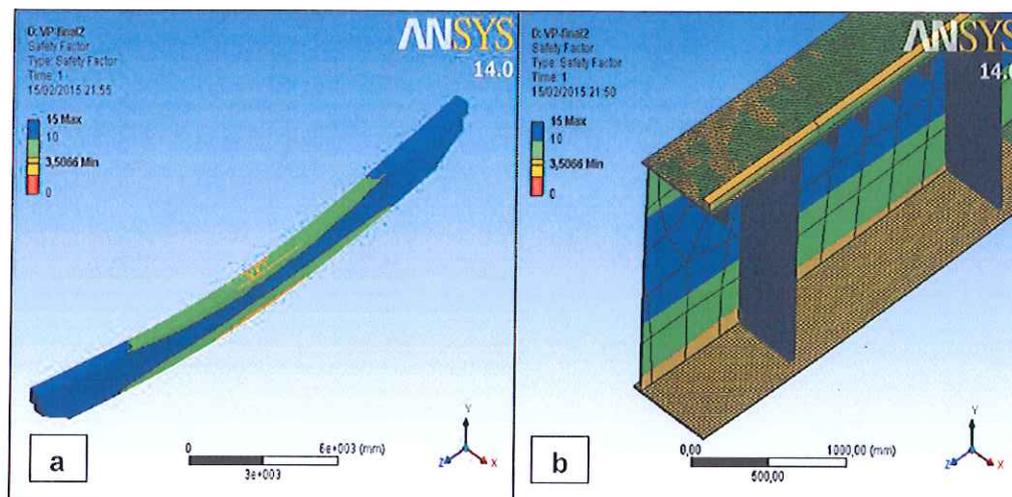


FIGURA 3.18 ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES – VIGA PRINCIPAL: A) ISOMÉTRICO, B) CORTE EN LA ZONA CRÍTICA Y C) VISTA FRONTAL.

- Factor de Seguridad Estático (Ver Figura 3.19)

El factor de seguridad estático mínimo es de 3.5 en el centro de la viga.



**FIGURA 3.19 FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO – VIGA PRINCIPAL:
A) ISOMÉTRICO Y B) CORTE EN LA ZONA CRÍTICA.**

- **Factor de Seguridad de Fatiga (Ver Figura 3.20)**

En el análisis por Fatiga, en la Figura 3.20, se tiene un factor de seguridad mínimo de 2 en el centro de la viga principal.

En la Figura 3.20, se tiene la gráfica de vida infinita de la viga, observando que está diseñado para vida infinita debido que el mínimo valor es de 1×10^6 .

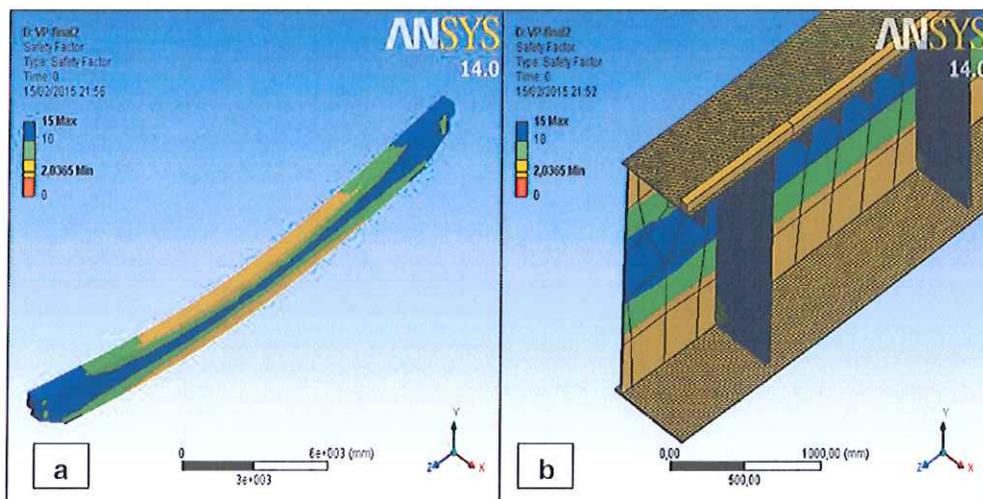


FIGURA 3.20 FACTOR DE SEGURIDAD DE FATIGA – VIGA PRINCIPAL: A) ISOMÉTRICO Y B) CORTE EN LA ZONA CRÍTICA.

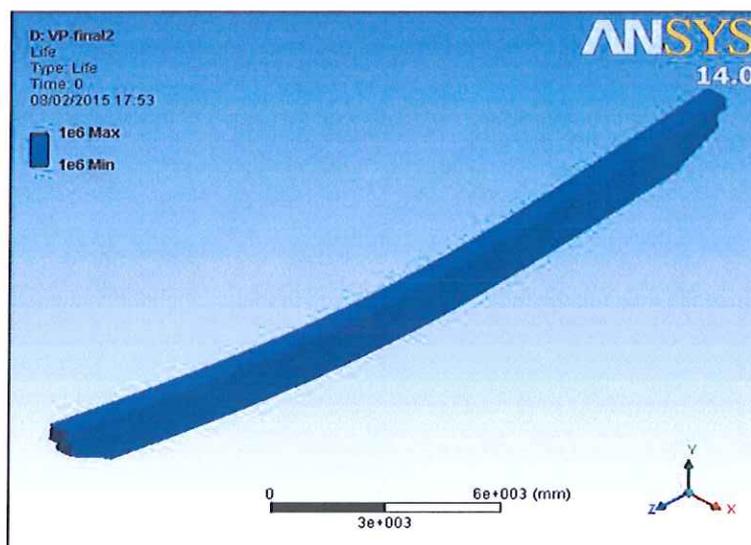


FIGURA 3.21 CICLO DE VIDA DE LA VIGA PRINCIPAL – VIGA PRINCIPAL.

En la tabla 3.1 se presenta los resultados obtenidos mediante análisis Teórico y el obtenido por simulación.

TABLA 3.1 COMPARACIÓN DE RESULTADOS TEÓRICOS VS. SIMULACIÓN DE LA VIGA PRINCIPAL.

	Teórico	Simulación
Deformación total (mm)	21	19.8
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	77	71.3
Factor de Seguridad Estático.	3.3	3.5
Factor de Seguridad Fatiga.	2	2.1

Los errores entre el cálculo teórico y la simulación se encuentran entre el 5% y 8%, lo cual es un valor aceptable, debido a que el modelo matemático que se usó para el análisis teórico es ligeramente diferente al modelo CAD que es lo más cercano a la realidad.

El modelo matemático que se usó para el análisis teórico se basa en una viga simplemente apoyada con una sección transversal que es constante a lo largo de la viga, no tiene el

riel excéntrico que se muestra en el modelo CAD, adicionalmente para el cálculo de esfuerzos de flexión en el punto crítico no se toma en cuenta la rigidez o inercia que pudiera representar los rigidizadores totales y parciales.

El objetivo principal de los rigidizadores es de evitar que el ALA superior como las ALMAS de la viga no presente pandeo local ya que la existencia de este conllevaría a que falle la viga.

En base a lo anteriormente expuesto es razonable que la deformación obtenida en ANSYS sea menor que la del cálculo teórico.

3.2.2 Viga Testera

De manera similar se procedió a hacer la simulación a la viga testera.

En este caso fue necesario ingresar las propiedades mecánicas del acero AISI 1040 laminado en frío para el eje, mientras que para la rueda se utilizó el acero AISI 4140 ambos materiales recomendados por la norma CMAA 70 [15] para estas aplicaciones.

En el 'Mechanical-Model' se hizo la asignación de materiales, luego se aplicó mallado Global y local en la viga testera, teniendo como resultado un mallado de buena calidad, como se puede observar en la Figura 3.24.

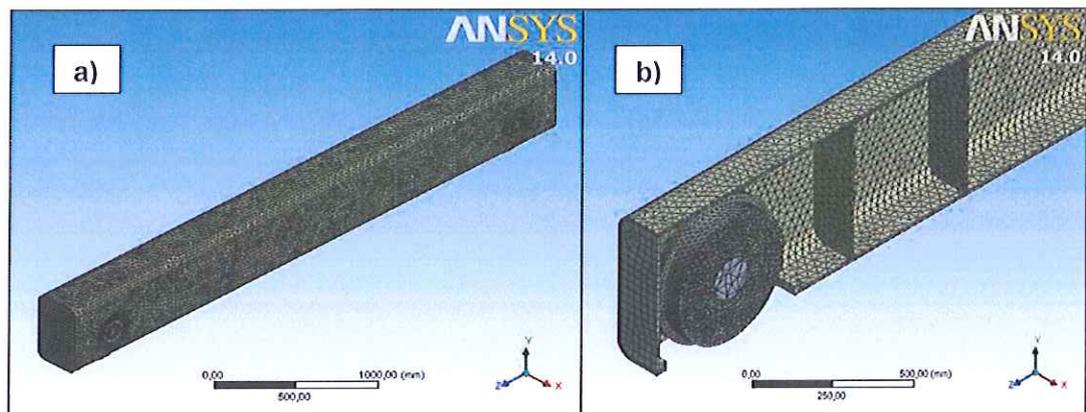


FIGURA 3.24 MALLADO – VIGA TESTERA: A) ISOMÉTRICO Y B) CORTE DE VISUALIZACIÓN DE MALLADO.

En la Figura 3.25 y 3.26 se muestra las fuerzas que se aplican en la viga testera.

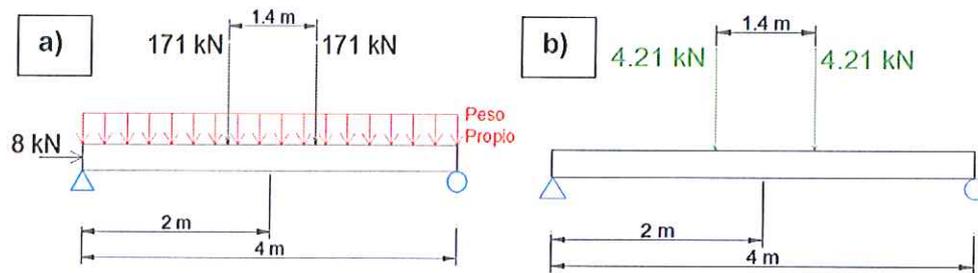


Figura 3.25 Cargas – Viga Testera: a) Plano YZ y b) Plano XZ.

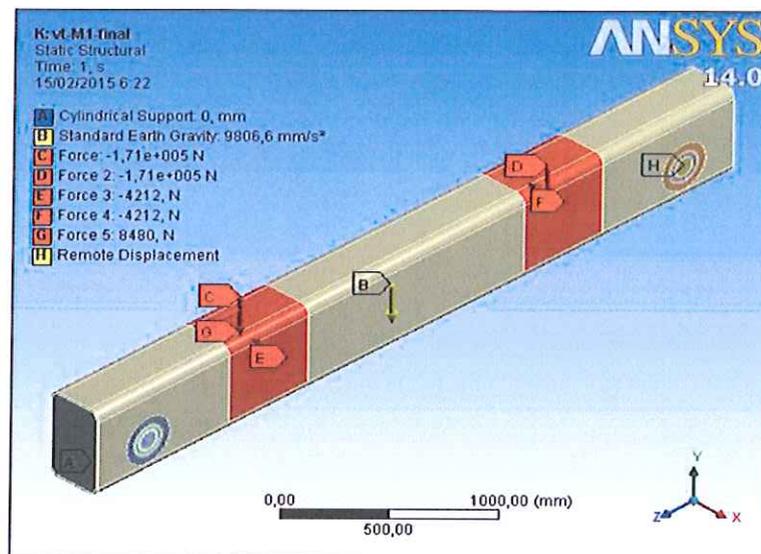


FIGURA 3.26 ASIGNACIÓN DE CARGAS – VIGA TESTERA.

Finalmente se muestran los resultados obtenidos en la simulación:

- **Deformación total** (Ver Figura 3.27)

La máxima deformación se da en el centro de la viga cuyo valor es de 1.57 mm.

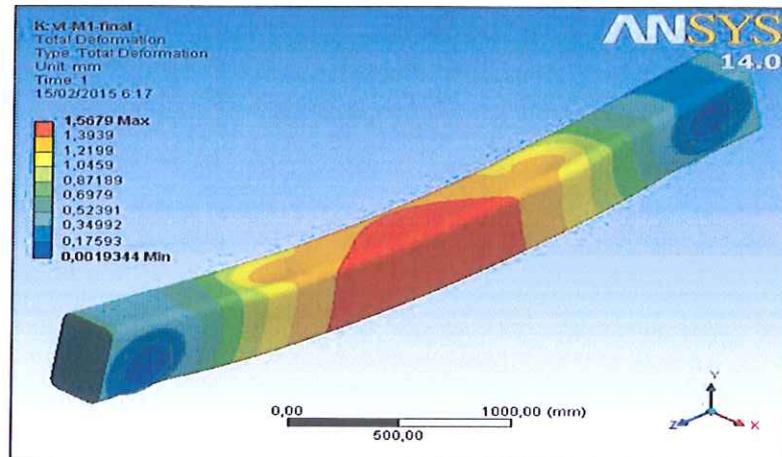


FIGURA 3.27 DEFORMACIÓN TOTAL – VIGA TESTERA.

- Esfuerzo Equivalente de Von Mises (Ver Figura 3.28)

Como se puede observar en la Figura 3.27, se tiene dos zonas donde el esfuerzo es máximo, que es donde se asientan los extremos de la viga principal, el valor de máximo esfuerzo es de 69 MPa.

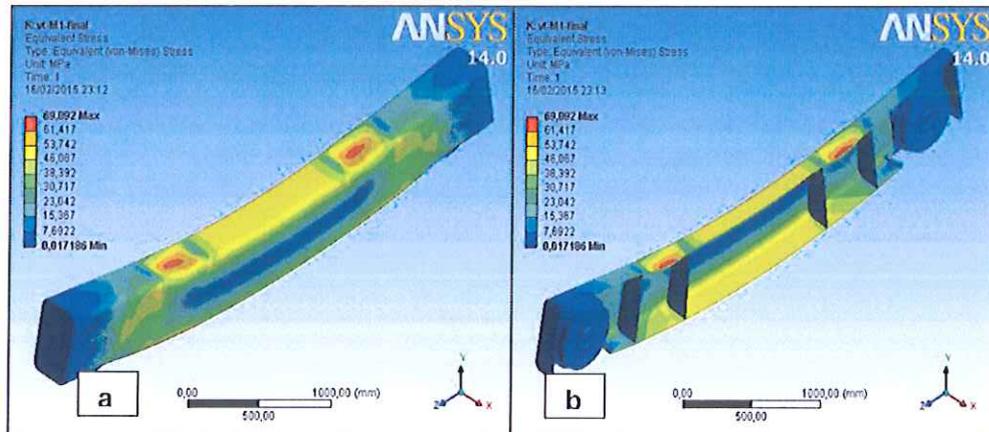


FIGURA 3.28 ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES – VIGA

TESTERA: A) ISOMÉTRICO Y B) CORTE DE SECCIÓN.

- Factor de Seguridad Estático (Ver Figura 3.29)

El factor mínimo de seguridad se da en las zonas donde se asientan las vigas principales cuyo valor es de 3.6.

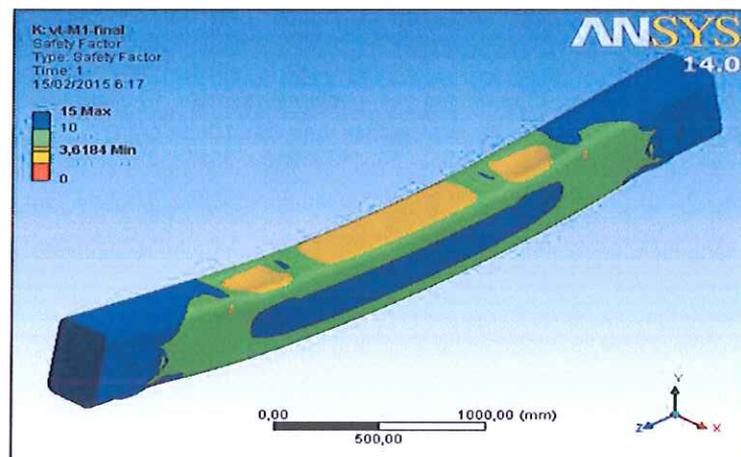


FIGURA 3.29 FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO –
VIGA TESTERA.

- **Factor de Seguridad por Fatiga (Ver Figura 3.30)**

Se puede observar en la Figura 3.30, que la viga ha sido diseñada para vida infinita y factor mínimo de seguridad de fatiga de 2.1.

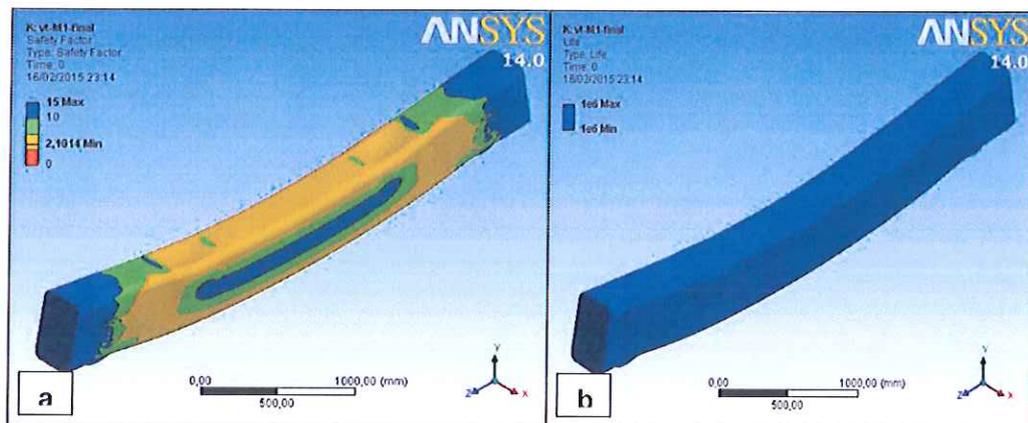


Figura 3.30 a) Factor de Seguridad de Fatiga y b) Ciclo de Vida – Viga Testera.

En la tabla 3.2 se presenta los resultados obtenidos mediante análisis Teórico y el obtenido por simulación.

**TABLA 3.2
COMPARACIÓN DE RESULTADOS TEÓRICOS VS SIMULACIÓN
DE VIGA TESTERA.**

	Teórico	Simulación
Deformación total (mm)	1.62	1.56
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	68	69
Factor de Seguridad Estático.	3.7	3.6
Factor de Seguridad Fatiga.	1.9	2.1

Los errores entre el cálculo teórico y la simulación se encuentran entre el 1% y 9%, siendo este rango aceptable, de la misma manera que en la viga principal, el modelo matemático que se usó para el análisis teórico es ligeramente diferente al modelo CAD que es lo más cercano a la realidad.

Estas diferencias en los resultados pueden atribuirse a la presencia de rigidizadores internos, placas de refuerzos que se pusieron en la parte lateral de la viga debido a que había incremento de esfuerzos en esta zona por la presencia de agujeros para la ubicación de las ruedas, tal como se puede observar en la figura 3.31.

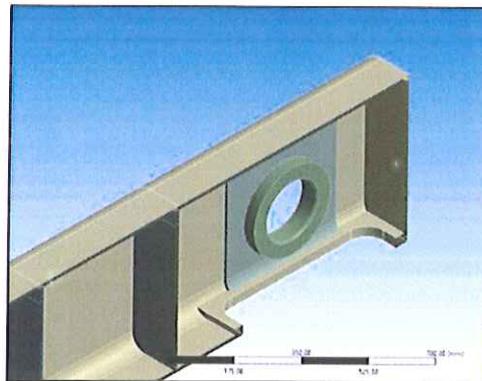


FIGURA 3.31 VISTA EN CORTE DE LA VIGA TESTERA.

Eje de Rueda Motriz

De manera similar que en los casos anteriores se asigna material y se aplica un mallado global con refinamiento en los cambios de sección y bordes debido a que en estas zonas es donde hay concentradores de esfuerzos los cuales son de interés para el correcto diseño del elemento, tal como se muestra en la Figura 3.32.

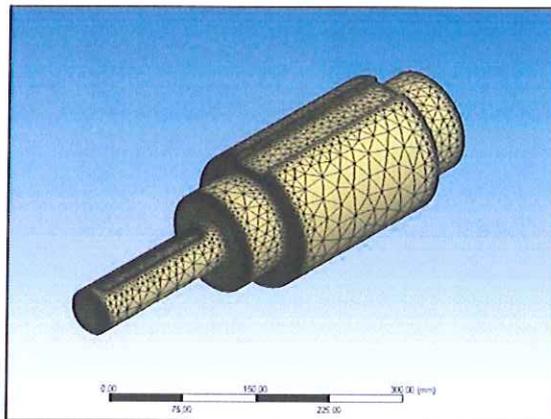


FIGURA 3.32 MALLADO – EJE DE RUEDA MOTRIZ.

Las cargas que se aplican en el eje son:

- Fuerza de máxima reacción “ M_{WL} ”
- Peso del eje.
- Torque suministrado por el moto-reductor.

A continuación, en la Figura 3.33 se muestra la asignación de cargas.

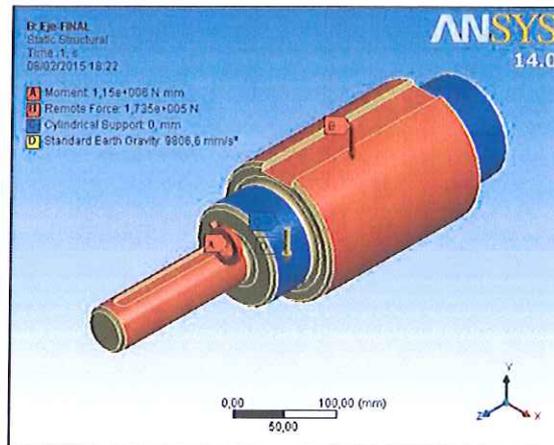


FIGURA 3.33 ASIGNACIÓN DE CARGAS – EJE DE RUEDA MOTRIZ.

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 3.34.

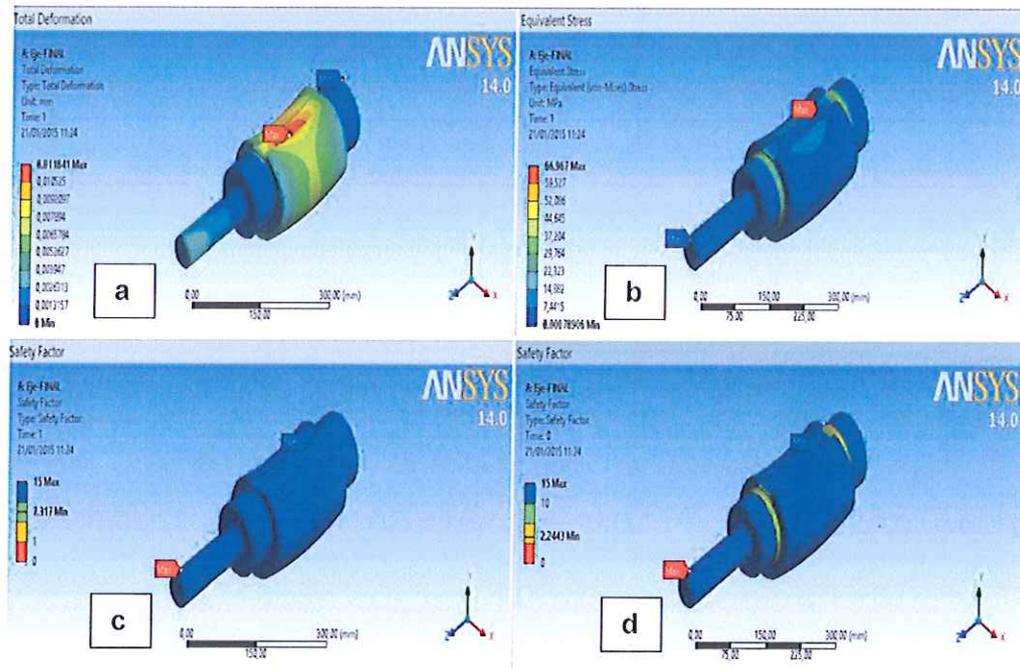


FIGURA 3.34 RESULTADOS DEL EJE DE RUEDA MOTRIZ: A) DEFORMACIÓN TOTAL, B) ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES, C) FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO Y D) FACTOR DE SEGURIDAD DE FATIGA.

La teoría de falla estática utilizada es el de esfuerzo equivalente de Von Mises, mientras que en el análisis de fatiga se usó la teoría de Goodman con una carga cíclica que va de 0 a máximo esfuerzo.

En la tabla 3.3 se presenta los resultados obtenidos mediante análisis Teórico y el obtenido por simulación.

TABLA 3.3 RESULTADOS OBTENIDOS EN ANSYS.

	Resultados
Deformación total (mm)	0.01
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	67
Factor de Seguridad Estático.	7.3
Factor de Seguridad Fatiga.	2.2

La norma CMAA #70 [15], indica que para elementos mecánicos como ejes el esfuerzo de trabajo deber ser como mínimo el 20 % del esfuerzo ultimo de rotura, este es aproximadamente un factor de seguridad de 4.

3.3.2 Camino de Rodadura

El camino de rodadura está formado por:

- Riel ASCE# 85 de 6000 mm.
- Placa de refuerzo de 370 mm x 6 mm x 6000 mm.
- Viga HW 350 x 350.

A continuación se muestra el mallado y la asignación de cargas (Ver Figura 3.35), que en este caso son las fuerzas ' M_{WL} ' que incluyen el peso de la viga testera.

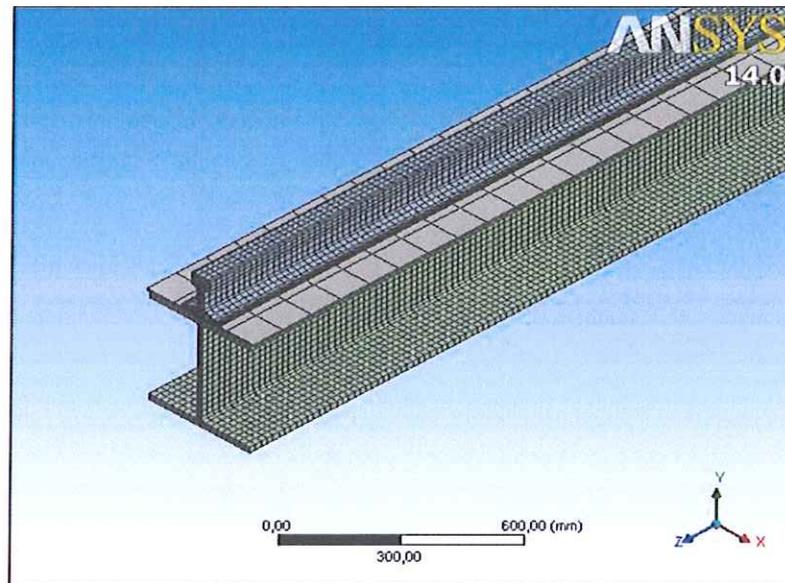


FIGURA 3.35 MALLADO – CAMINO DE RODADURA.

Si bien hay dos cargas iguales que actúan en la Viga del camino de rodadura, el caso más crítico es cuando la carga se encuentra en la mitad de la Viga como se muestra en la Figura 3.36.

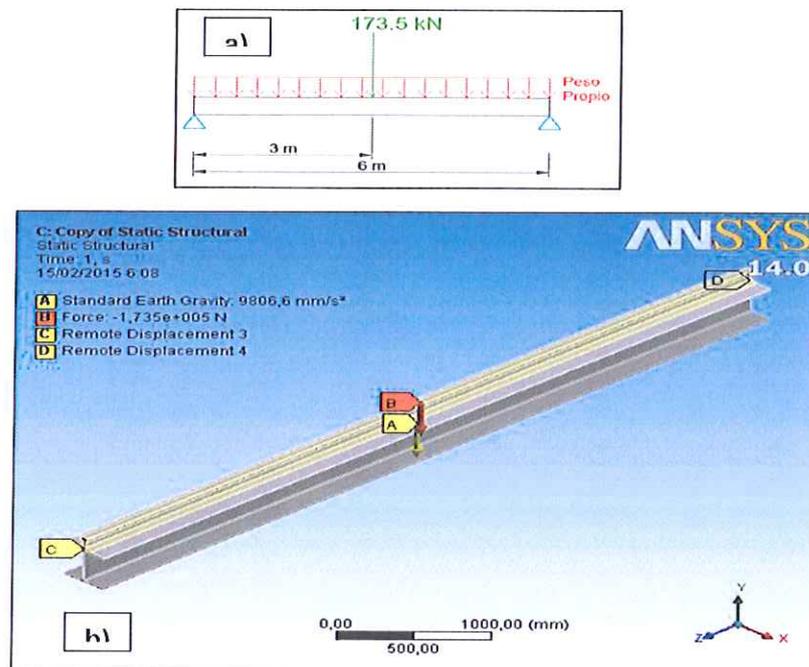


FIGURA 3.36 ASIGNACIÓN DE CARGAS – CAMINO DE RODADURA: A) MODELO MATEMÁTICO Y B) CARGAS EN ANSYS®.

- Deformación Total (Ver Figura 3.37)

En la figura 3.37 se observa que la máxima deformación se da en el centro de la viga cuyo valor es de 6.36 mm.

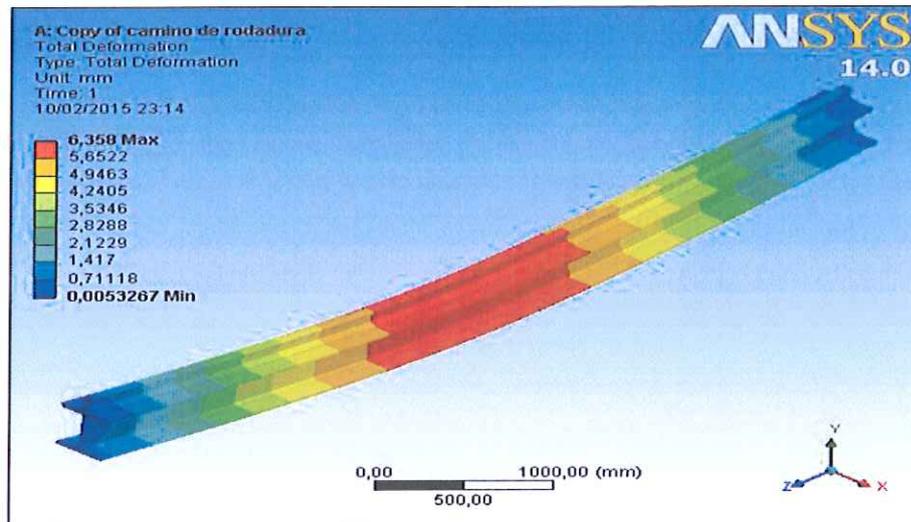


FIGURA 3.37 DEFORMACIÓN TOTAL – CAMINO DE RODADURA.

- Esfuerzo de Von Mises (Ver Figura 3.38)

El máximo esfuerzo de Von Mises es de 151.11 MPa, estos se dan en la superficie de contacto entre las ruedas de la viga testera y el riel.

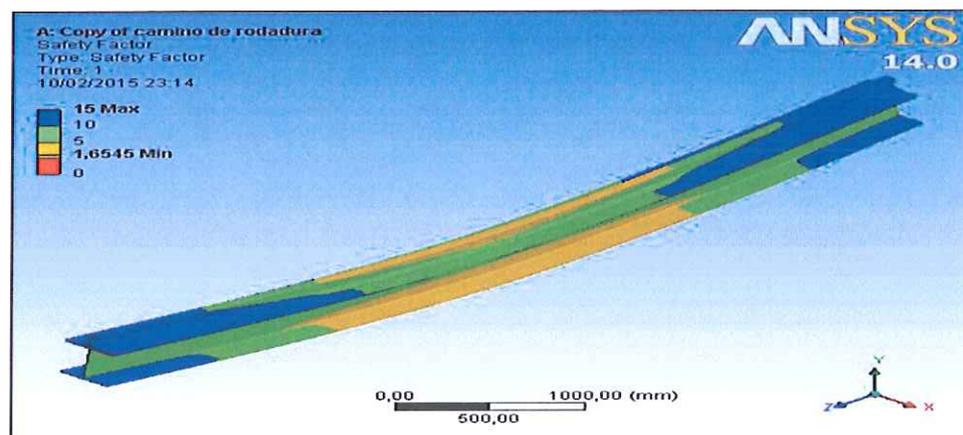


FIGURA 3.38 ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES – CAMINO DE RODADURA.

- Factor de Seguridad Estático (Ver Figura 3.39)

El camino de rodadura presenta un factor de seguridad mínimo de 1.65.

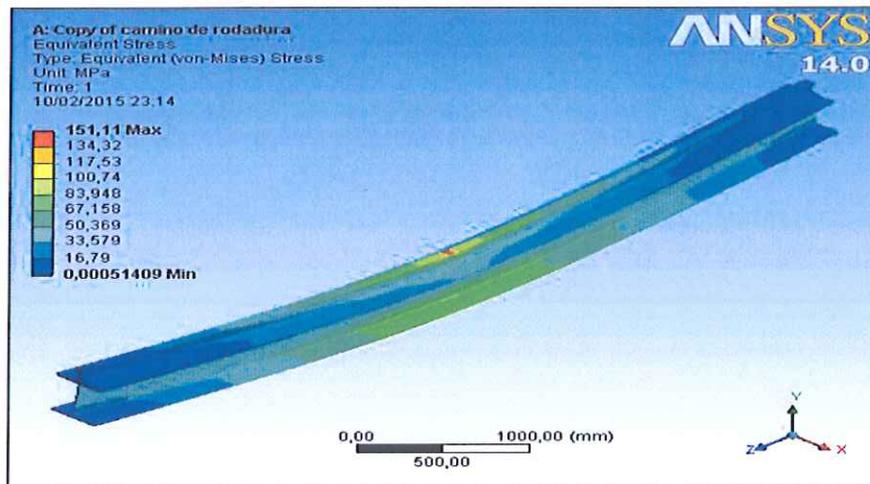


FIGURA 3.39 FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO – CAMINO DE RODADURA

3.2.2. SOLDADURA

A continuación en la Figura 3.40 se muestra un esquema del cordón de soldadura.

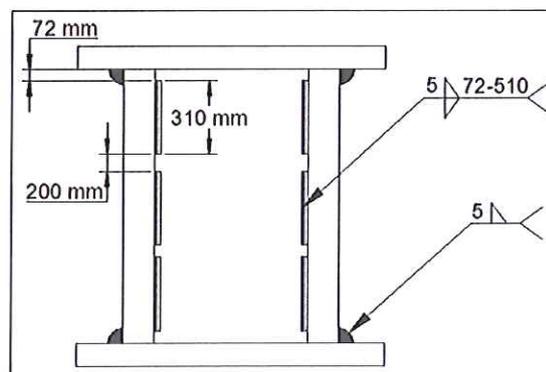


FIGURA 3.40 ESQUEMA DEL CORDÓN DE SOLDADURA.

A continuación se muestra la simulación del cordón de soldadura.

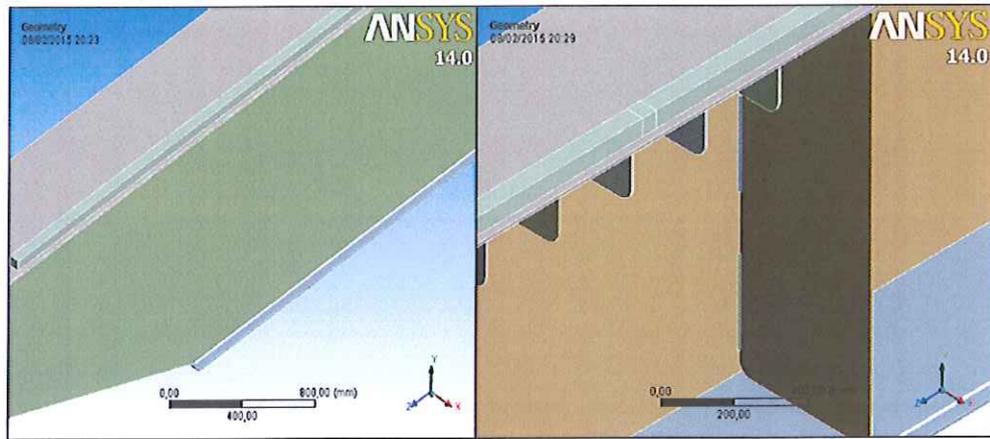


FIGURA 3.41 DESIGN MODELER – CORDÓN DE SOLDADURA: A) LONGITUDINAL Y B) TRANSVERSAL.

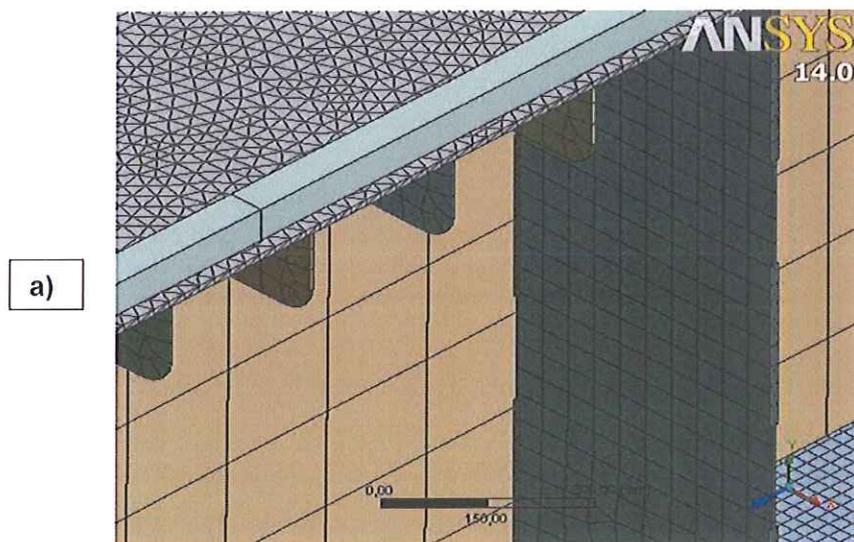


FIGURA 3.42 MALLADO – CORDÓN DE SOLDADURA.

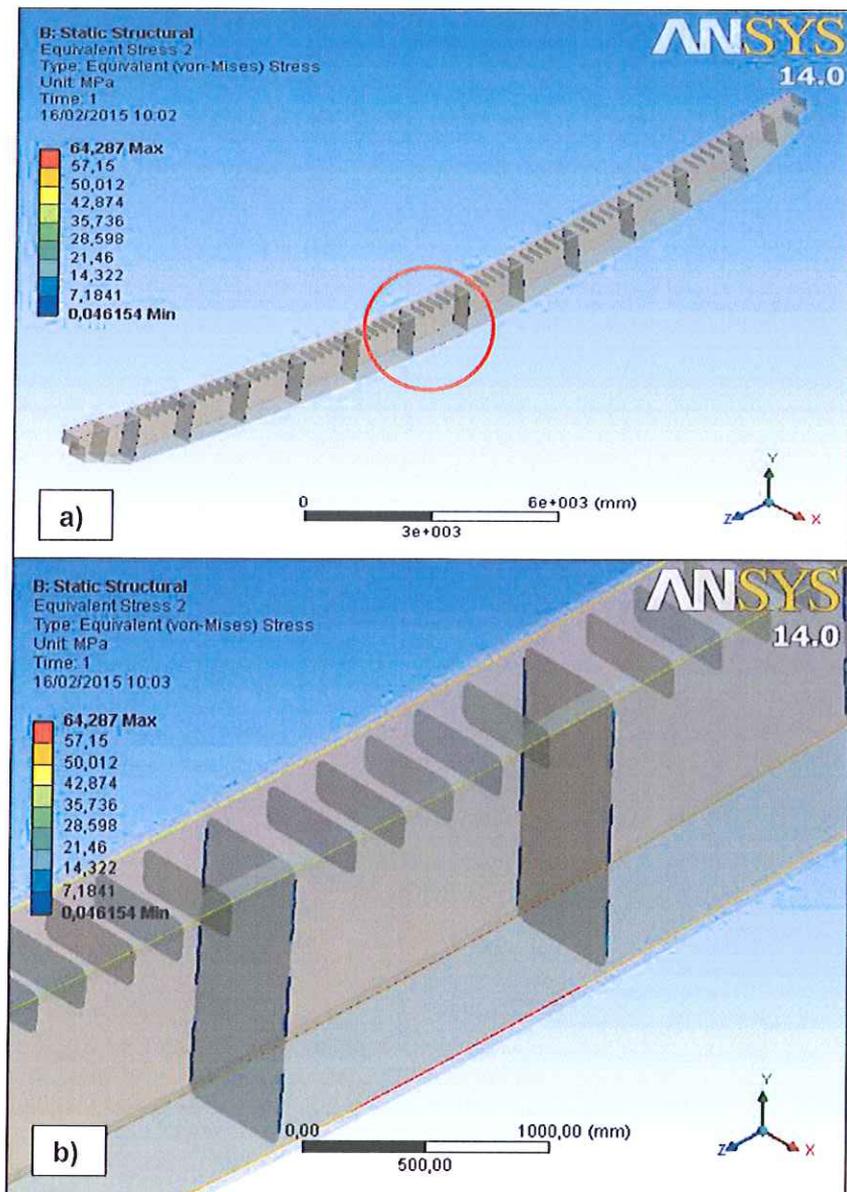


Figura 3.43 Esfuerzo Equivalente De Von Mises Del Cordón De Soldadura En La Viga Principal: A) Isométrico Y B) Vista De Detalle (Zoom) Del Cordón Longitudinal Y Transversal.

El esfuerzo mayor como se muestra en la Figura 3.43, se encuentra por la zona inferior en el cordón longitudinal con un valor de 64.28 MPa.

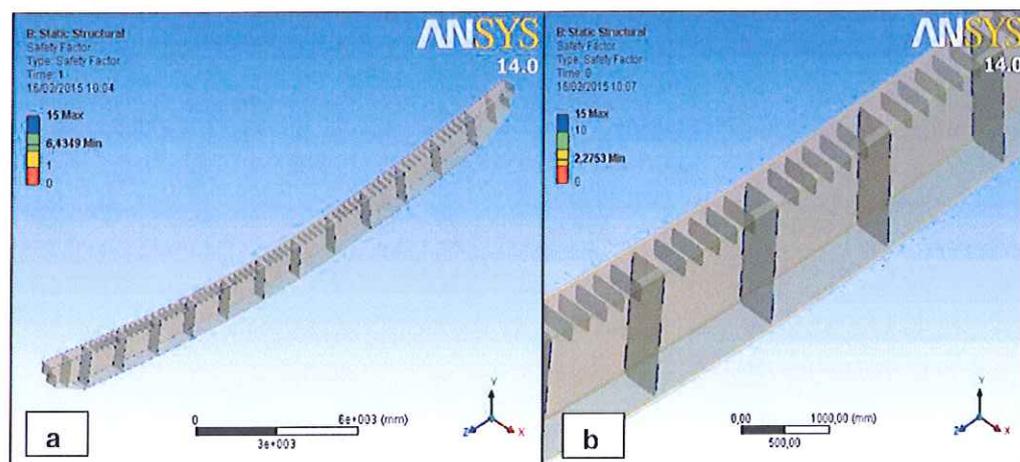


FIGURA 3.44 FACTOR DE SEGURIDAD DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN LA VIGA PRINCIPAL: A) ESTÁTICO Y B) FATIGA.

En la tabla 3.4 se muestra los resultados obtenidos de la simulación del cordón de soldadura, teniendo en cuenta que la resistencia (Fluencia) del material de aporte es de 413.14 MPa que corresponde a un electrodo E6027 para estructuras metálicas pesadas [32].

TABLA 3.4

RESULTADOS CORDÓN DE SOLDADURA EN LA VIGA PRINCIPAL

	Resultados
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	64.28
Factor de Seguridad Estático.	6.4
Factor de Seguridad Fatiga.	2.3

Se puede observar que el cordón de soldadura está diseñado para vida infinita debido a que su Factor de Seguridad de Fatiga es 2.3.

3.3. MODELOS DE PERFORACIÓN EN LA VIGA PRINCIPAL.

En la sección 1.5, se había presentado la norma AISC 2 [17], que da las consideraciones de diseño que se deben de tener en cuenta al momento de hacer agujeros rectangulares o circulares en el alma de la viga principal.

Teniendo las siguientes dimensiones para un agujero rectangular.

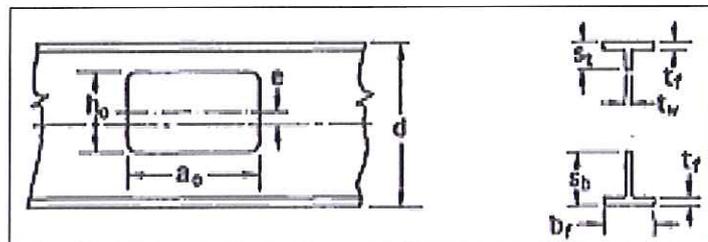


FIGURA 3.45 NOMENCLATURA AGUJERO RECTANGULAR [17].

$$h_o \leq 0.7(58 \text{ in}) \leq 40.6 \text{ in}$$

$$S_t \geq 0.15(58 \text{ in}) \leq 8.7 \text{ in}$$

$$r = 2(12 \text{ mm}) \vee 5/8$$

$$\frac{a_0}{s_t} \leq 12$$

$$a_0 \leq 104.4 \text{ in}$$

$$s \geq h_o \geq 40.6 \text{ in}$$

Donde:

s: espacio libre entre agujeros.

TABLA 3.5 DIMENSIONES DEL AGUJERO RECTANGULAR.

Dimensiones para Agujero Rectangular	
h_o (in)	30
a_0 (in)	42
S (in)	30
r (in)	3.94 in (100 mm)
A_{area} (in ²)	1260

Para hacer la comparación entre agujeros rectangulares y circulares se consideró que deberían tener la misma área, por lo cual se determinó el área del rectángulo que se muestra en la tabla 3.5.

Por lo tanto tenemos que el diámetro del agujero es:

$$A_{rectangular} = A_{circular}$$

$$A_{circular} = \frac{\pi}{4} \phi^2$$

$$\phi = 40 \text{ in}$$

TABLA 3.6 DIMENSIONES AGUJERO CIRCULAR.

Dimensiones para agujero circular	
ϕ (in)	40
S (in)	30

3.3.1. CIRCULAR

En la figura 3.46 se muestra el modelo de la viga principal con agujeros en el alma, teniendo un total de 11 agujeros.

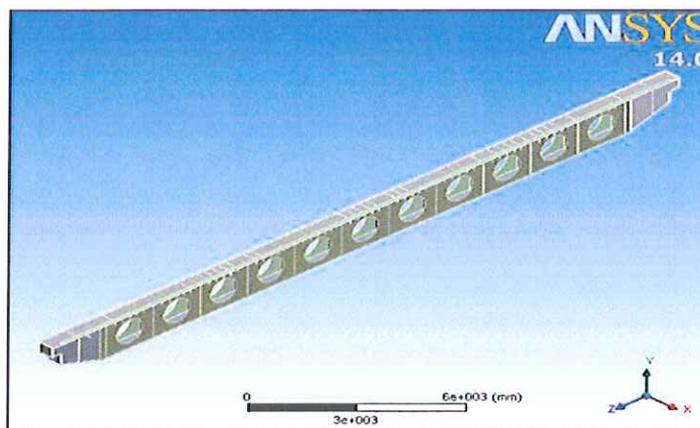


FIGURA 3.46 MODELO DE VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES.

La configuración de contactos y asignación de material es igual al mostrado en la sección 3.2.1.

En la aplicación de mallado (Ver Figura 3.47) se hizo un refinamiento de los elementos de malla en las zonas de interés como son en las proximidades de los agujeros, debido que aquí es donde se generan esfuerzos locales altos. Las cargas aplicadas en la Viga con Agujeros Circulares (Ver Figura 3.48) son las mismas que se aplican a la Viga con Alma Llena (Ver Figura 3.14).

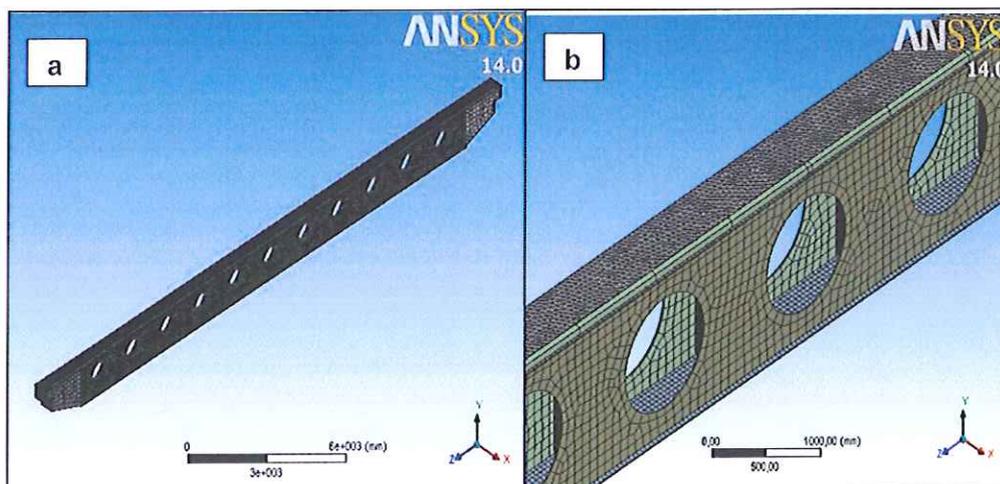


FIGURA 3.47 MALLADO-VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES: A) ISOMÉTRICO Y B) ACERCAMIENTO DE VISUALIZACIÓN DE MALLADO.

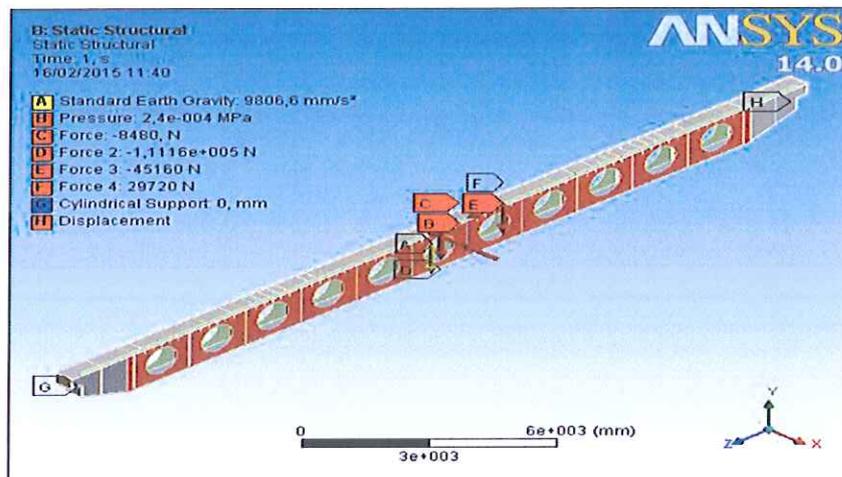


FIGURA 3.48 ASIGNACIÓN DE CARGAS – VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES.

En la Figura 3.49 se muestra la máxima deformación, la cual se da en el centro de la viga y cuyo valor es de 20.3 mm aproximadamente.

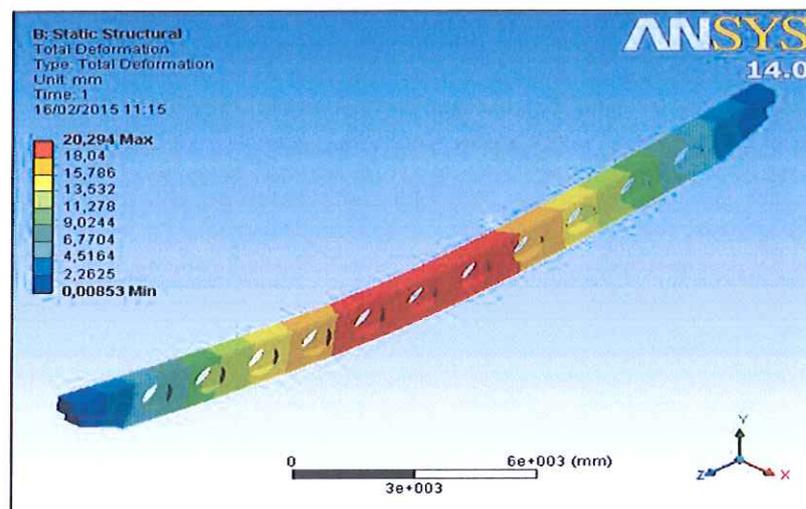


FIGURA 3.49 DEFORMACIÓN TOTAL – VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES.

En la Figura 3.50 se muestra el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises, de manera similar a la deformación se da en el centro de la viga principal, cuyo valor es de 102.01 MPa.

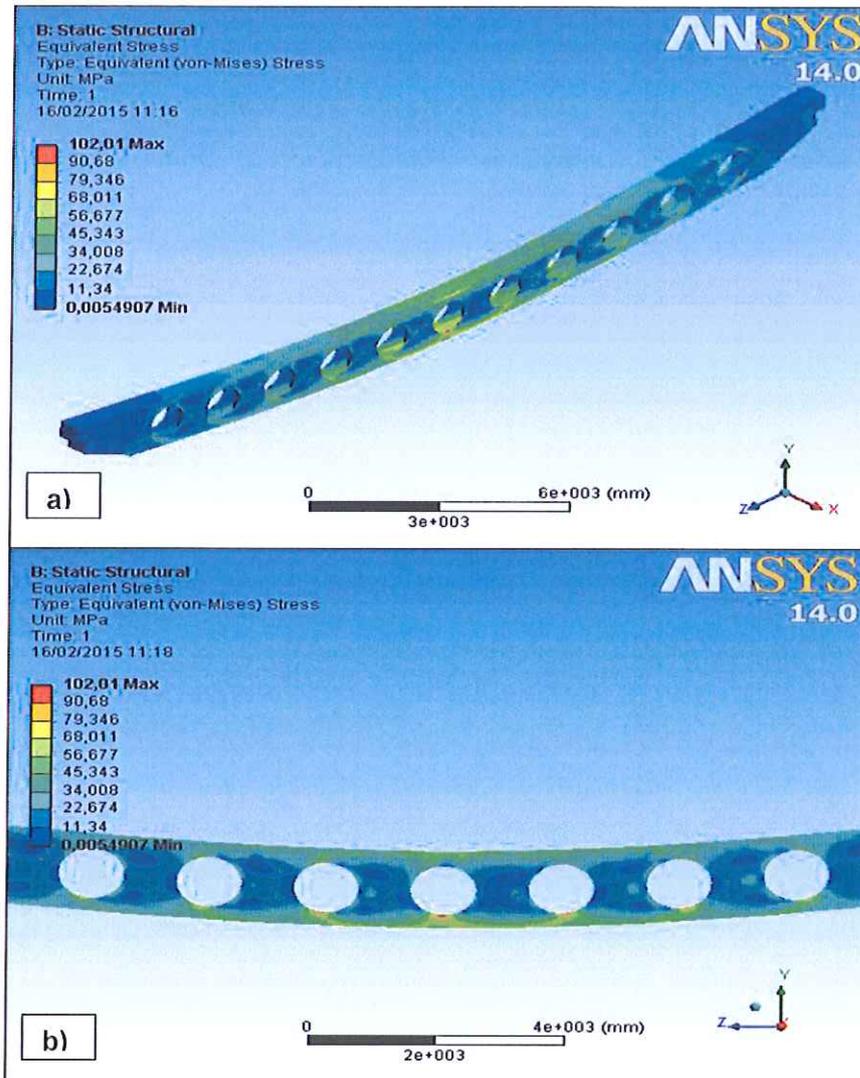


FIGURA 3.50 ESFUERZO DE VON MISES – VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES: A) ISOMÉTRICO Y B) VISTA DETALLADA.

Finalmente se tiene el factor de seguridad estático con un valor mínimo de 2.4 y el de fatiga con un valor de 1.4 como se muestra en la Figura 3.51.

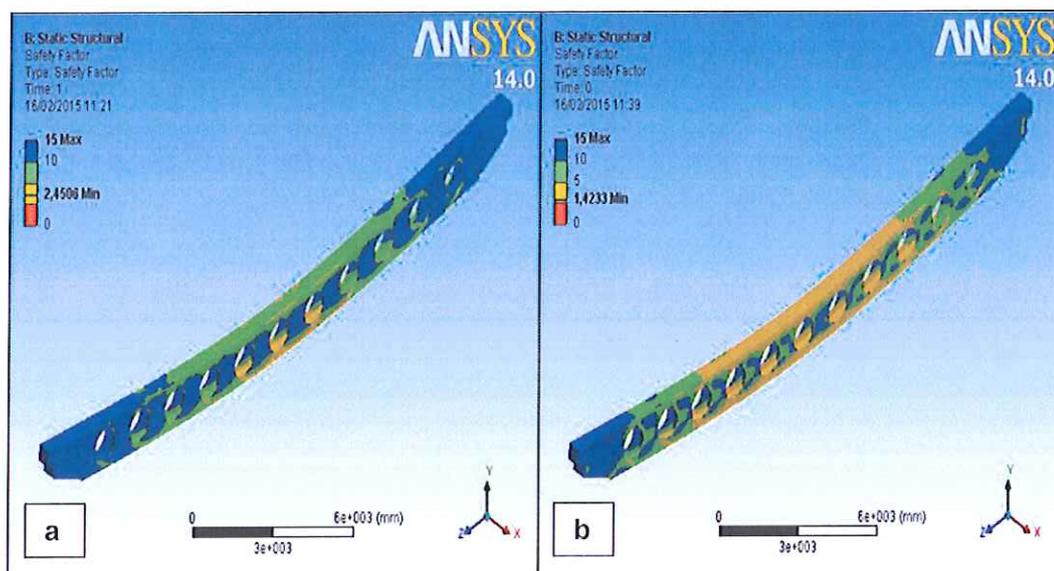


FIGURA 3.51 FACTOR DE SEGURIDAD – VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS CIRCULARES: A) ESTÁTICO Y B) FATIGA.

3.3.2. RECTANGULAR.

En la figura 3.52 se muestra el modelo de la viga principal con agujeros en el alma, teniendo un total de 11 agujeros.

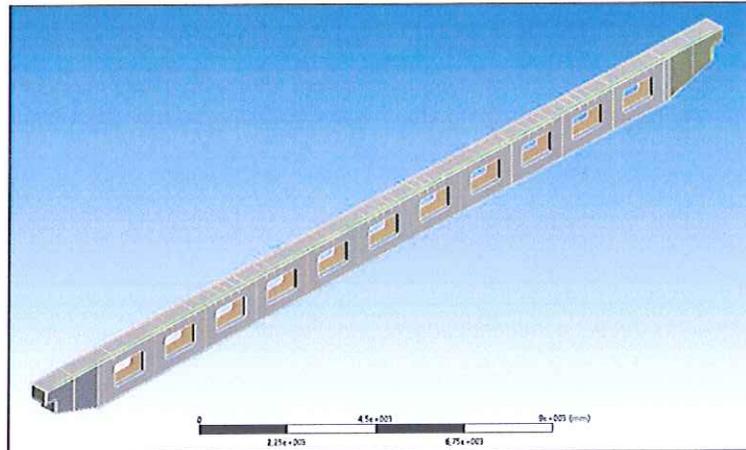


FIGURA 3.52 MODELO DE VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS RECTANGULARES.

La configuración de contactos y asignación de material es igual al mostrado en la sección 3.2.1.

De manera similar que en los agujeros circulares, en la aplicación de mallado se hizo un refinamiento de los elementos de malla en las zonas de interés como son en las proximidades de los agujeros, debido que aquí es donde se generan altos esfuerzos locales.

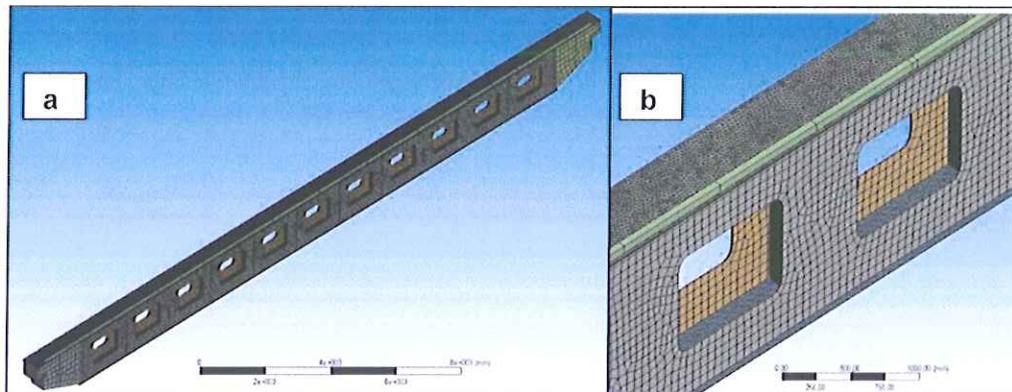


Figura 3.53 Mallado – Viga Principal Con Agujeros Rectangulares: A) Isométrico Y B) Acercamiento De Visualización De Mallado.

Las cargas aplicadas en la Viga con Agujeros Circulares (Ver Figura 3.54) son las mismas que se aplican a la Viga con Alma Llena (Ver Figura 3.14).

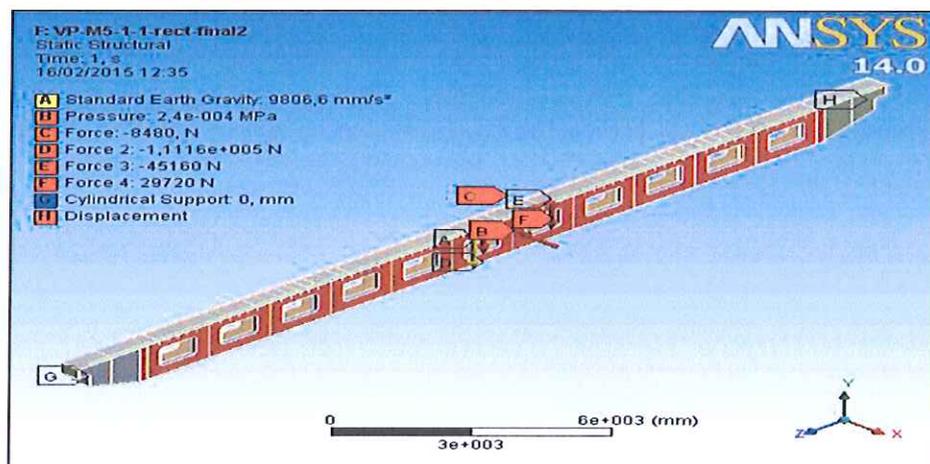


Figura 3.54 Asignación De Cargas – Viga Principal Con Agujeros Rectangulares.

En la Figura 3.55 se muestra la máxima deformación, teniendo un valor de 21.9 mm en el centro de la Viga.

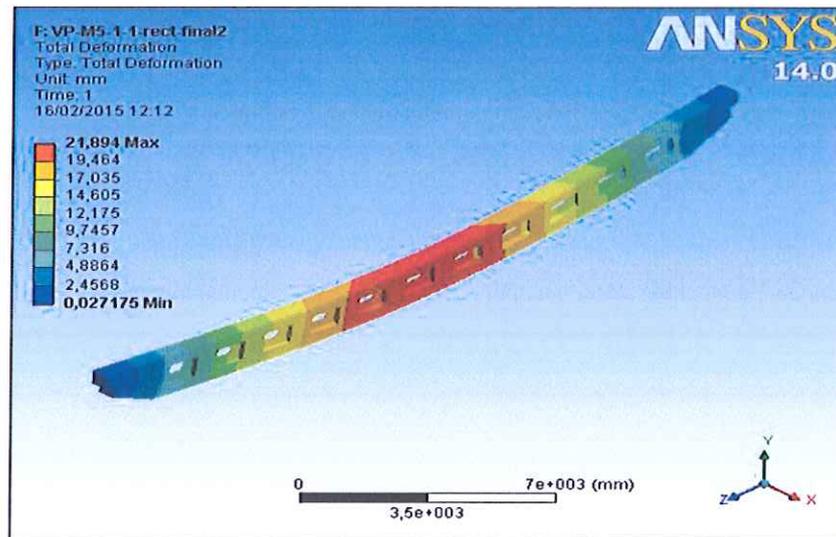


Figura 3.55 Deformación Total – Viga Principal Con Agujeros Rectangulares.

En la Figura 3.56, se muestra el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises, cuyo valor es de 123.35 MPa.

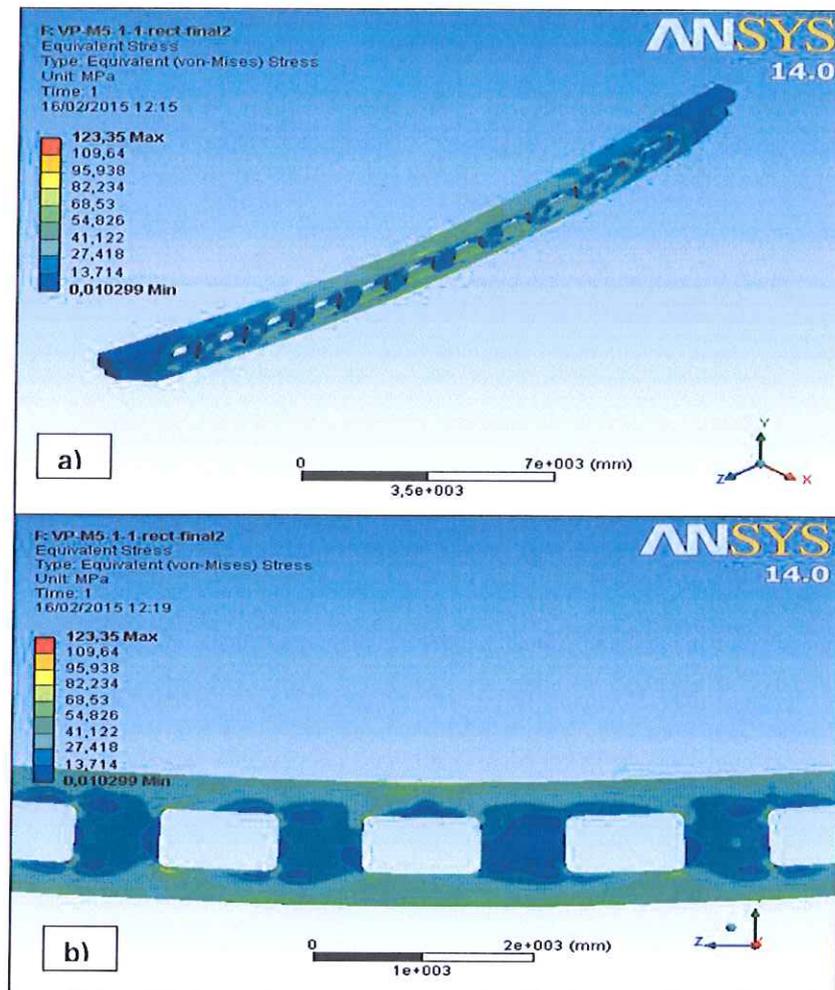


Figura 3.56 Esfuerzo De Von Mises – Viga Principal Con Agujeros Rectangulares: A) Isométrico Y B) Vista Detallada.

Finalmente se tiene que el factor de seguridad estático mínimo es de 2.02 y el de fatiga es de 1.2, como se muestra en la Figura 3.57.

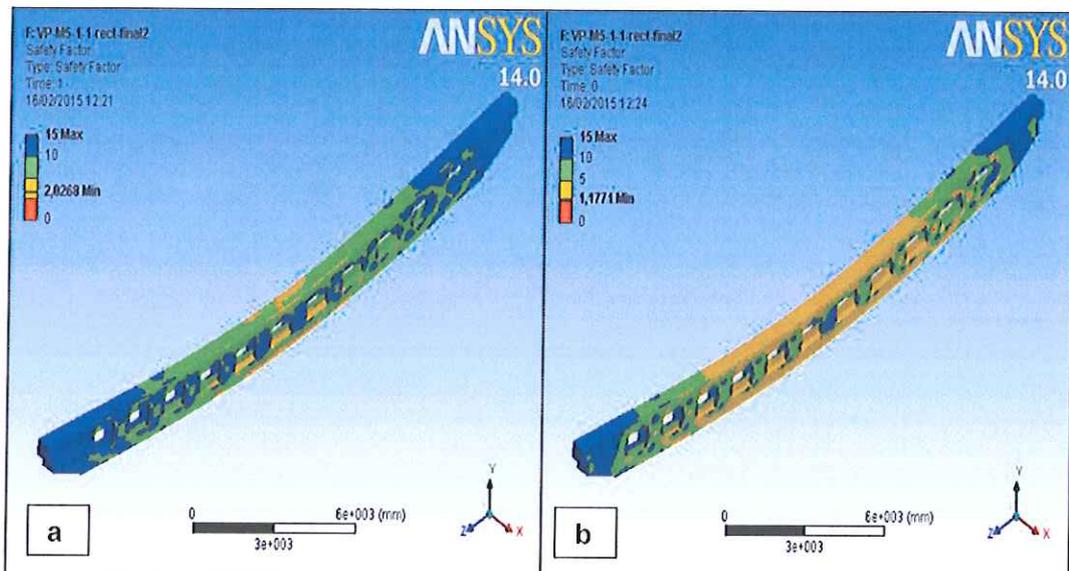


FIGURA 3.57 FACTOR DE SEGURIDAD – VIGA PRINCIPAL CON AGUJEROS RECTANGULARES: A) ESTÁTICO Y B) FATIGA.

3.4. MODELOS DE PERFORACIÓN EN LA VIGA PRINCIPAL.

En esta sección se va hacer la comparación de la viga principal de agujeros rectangulares y circulares con el modelo inicial de viga principal de alma llena, para determinar el modelo optimo respecto a su tipo de agujero, se va a hacer un análisis de esfuerzos y deformaciones, los cuales se van a ver influenciados por el tipo de geometría del agujero.

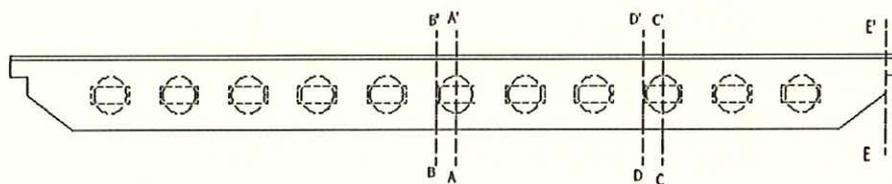


Figura 3.58 Secciones de análisis – Viga principal con agujeros circulares.

Las secciones: A-A', B-B', C-C' y D-D' consta de 7 puntos de análisis mientras que la última sección E-E' consta de 3 puntos.

En la figura 3.59 se muestran la ubicación de cada punto en las secciones anteriormente mencionadas.

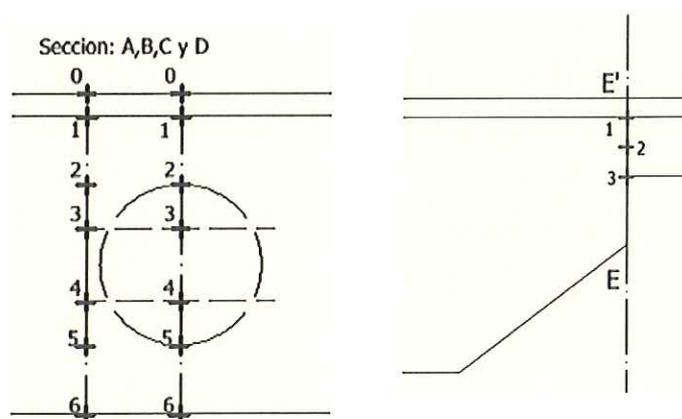


Figura 3.59 Puntos de las secciones de análisis – Viga principal con agujeros circulares.

En el Apéndice G, se presentan los puntos evaluados correspondientes a cada una de la secciones de la viga de agujeros

circular, rectangular y de alma llena que se muestran en la Figura 3.58.

En el software ANSYS® se usó el comando 'Path' para ingresar las coordenadas de cada punto, para así obtener con exactitud los valores de esfuerzo y deformación como se muestra en el ejemplo de la Figura 3.60.

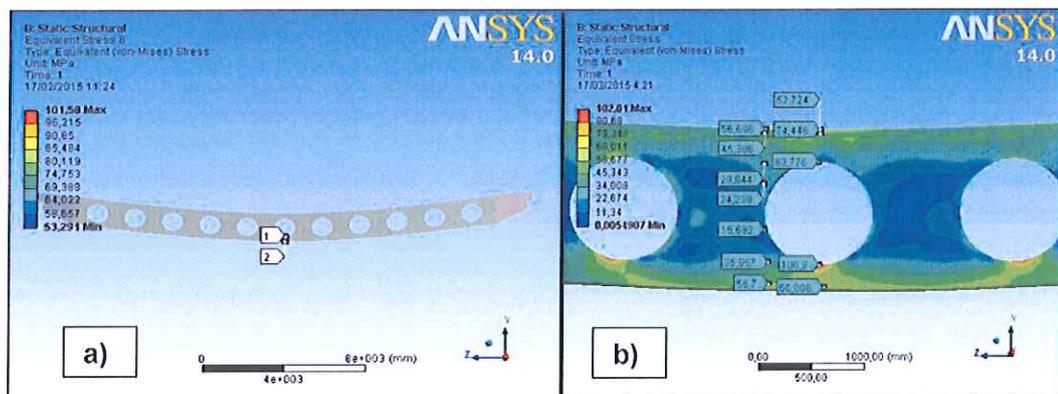
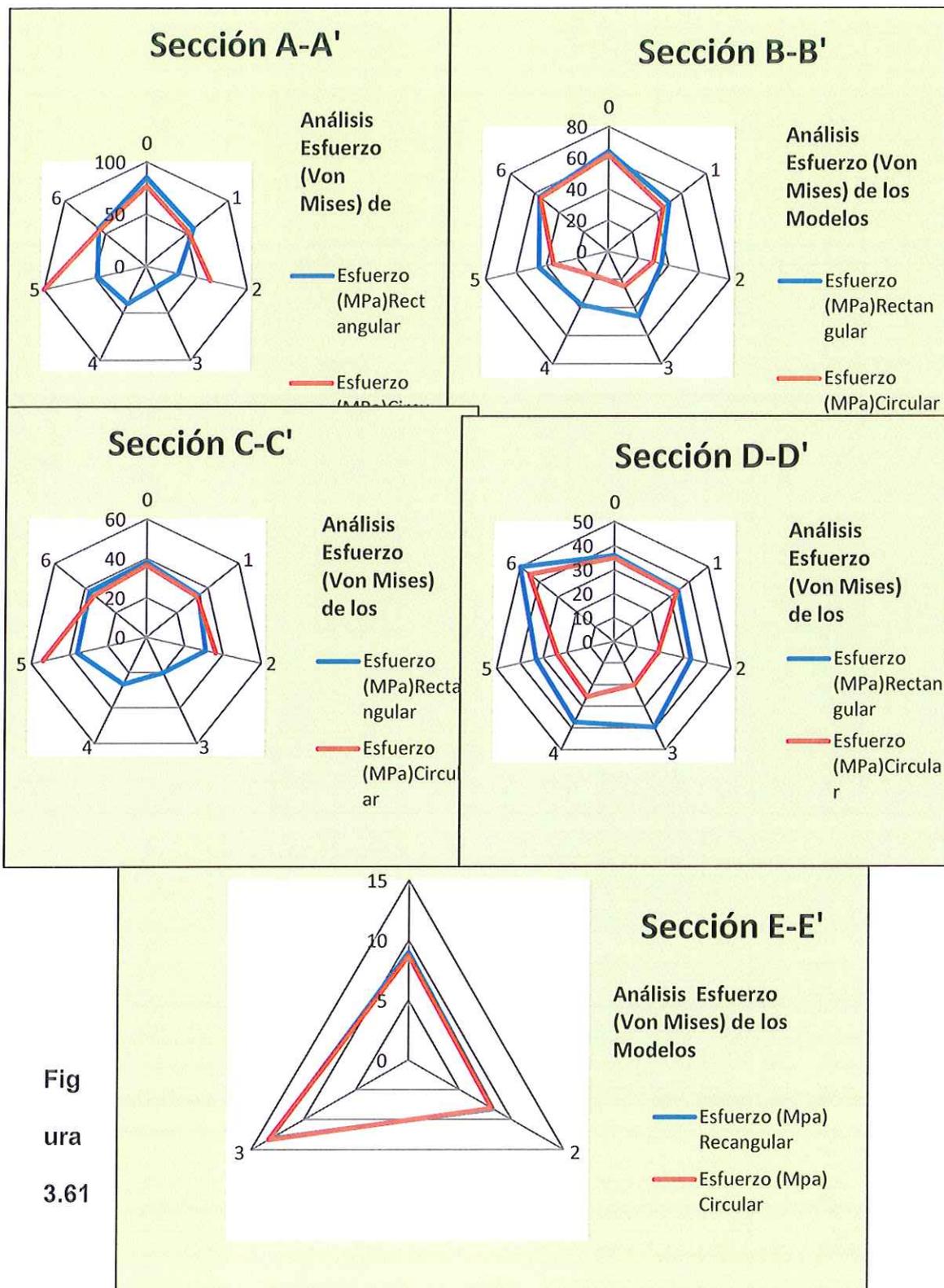


Figura 3.60 Ejemplo de Puntos de análisis: a) Aplicación del Path y b)

Puntos Evaluados.

3.4.1. ANÁLISIS DE ESFUERZO.

En la sección A-A', a pesar de que hay un valor elevado en el modelo circular; éste tiene una menor área que el modelo rectangular. De la misma manera se analiza el resto.



Análisis de Esfuerzo de Von Mises – Viga Principal con Agujeros Rectangulares y Circulares.

A continuación se detalla una tabla en donde indica quien tiene la mayor área representativa en las 5 secciones.

Tabla 3.7

Esfuerzos de Von Misses – Comparación de Modelos con Agujeros.

Sección	Mayor Área
A-A'	Rectangular
B-B'	Rectangular
C-C'	Rectangular
D-D'	Rectangular
E-E'	Rectangular

Como indica la Tabla 3.7, el que mayor área tiene es el modelo rectangular.

3.4.2. ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTO.

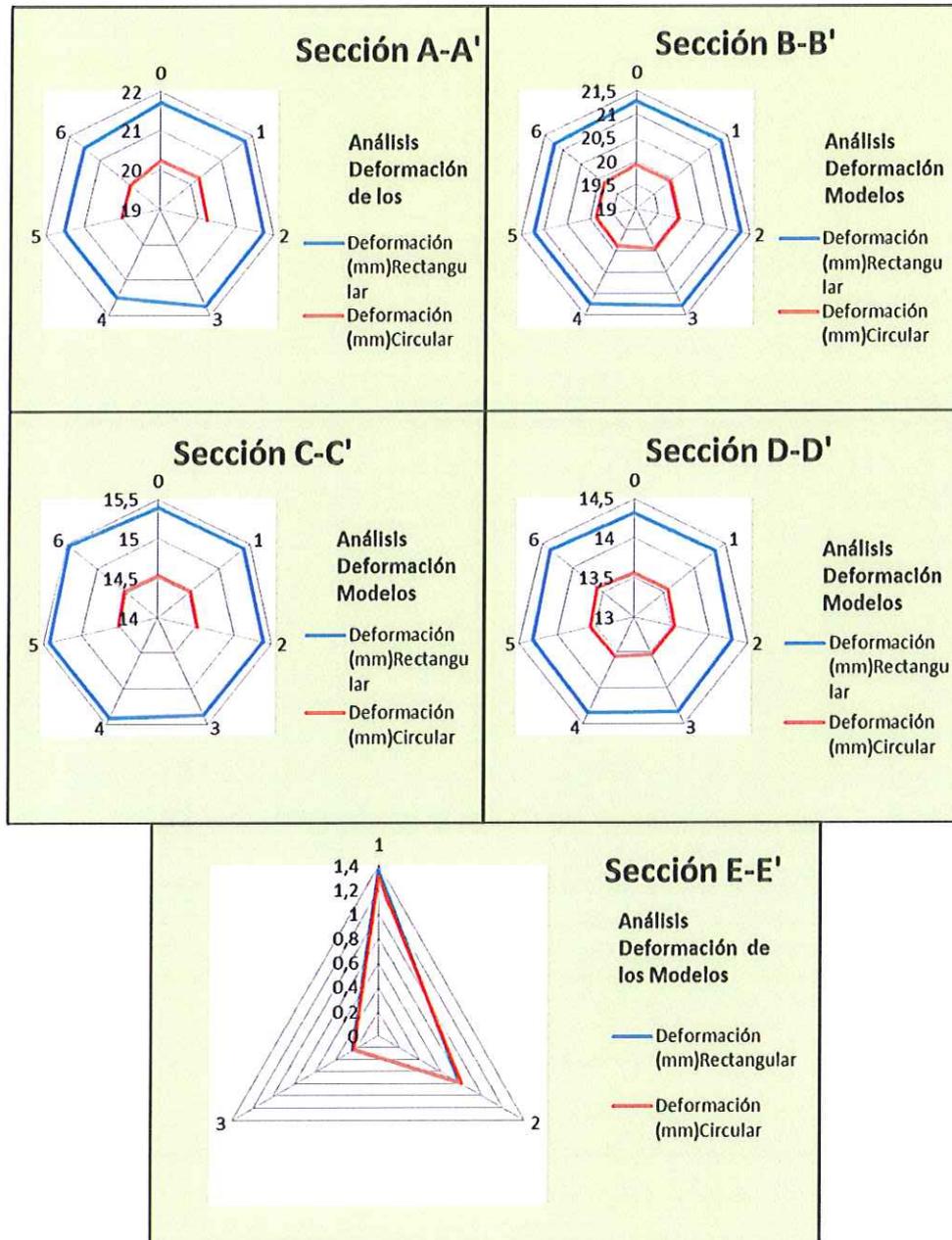


Figura 3.62 Deformación Total – Viga Principal con Agujeros Rectangulares y Circulares.

A continuación se detalla una tabla en donde indica quien tiene la mayor área en las 5 secciones.

TABLA 3.8
DEFORMACIÓN TOTAL – COMPARACIÓN DE MODELOS
CON AGUJEROS.

Sección	Mayor Área
A-A'	Rectangular
B-B'	Rectangular
C-C'	Rectangular
D-D'	Rectangular
E-E'	Rectangular

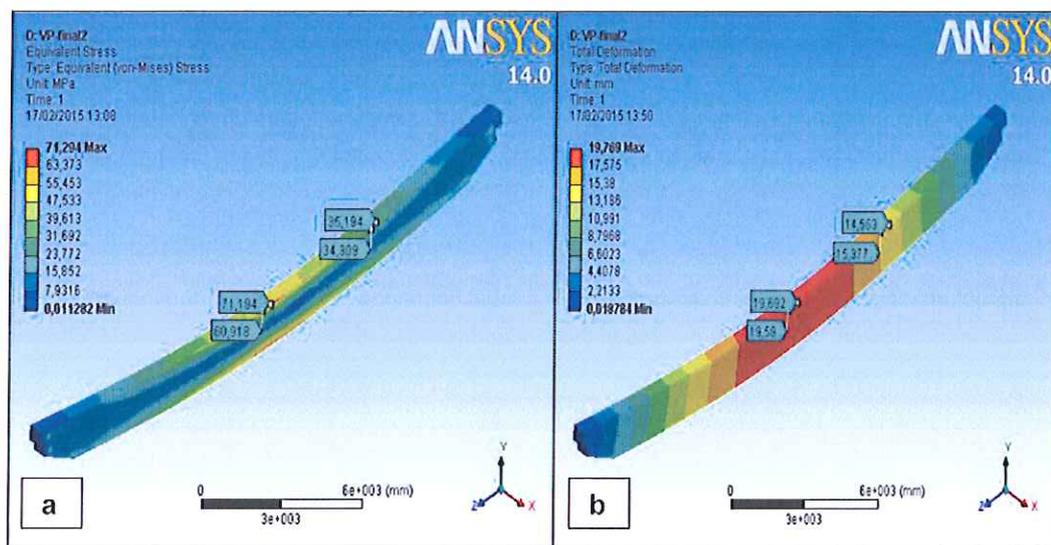
Como indica la Tabla 3.8, el que mayor área tiene es el del modelo rectangular. Aunque la diferencia con el circular es pequeña.

3.4.3. SELECCIÓN DEL MODELO A OPTIMIZAR.

Una vez realizado los análisis en las perforaciones, se hace una comparación de los esfuerzos y deformaciones de los tres modelos. Para determinar el mejor modelo de perforacion se analiza el punto 0 de la seccion A hasta la seccion D, debido que el punto 0 fue

considerado como punto crítico en el modelo de alma llena (Ver Sección 3.2.1).

A continuación se muestran en las Figuras 3.63 y 3.64, que indican las secciones en donde fue evaluado el esfuerzo de Von Mises y la deformación total alrededor del punto 0. Los valores también se muestran en el Apéndice G, están evaluados para los tres modelos:



Alma Llena, Agujeros Circulares y Agujeros Rectangulares.

Figura 3.63 Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal de Alma Llena: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.

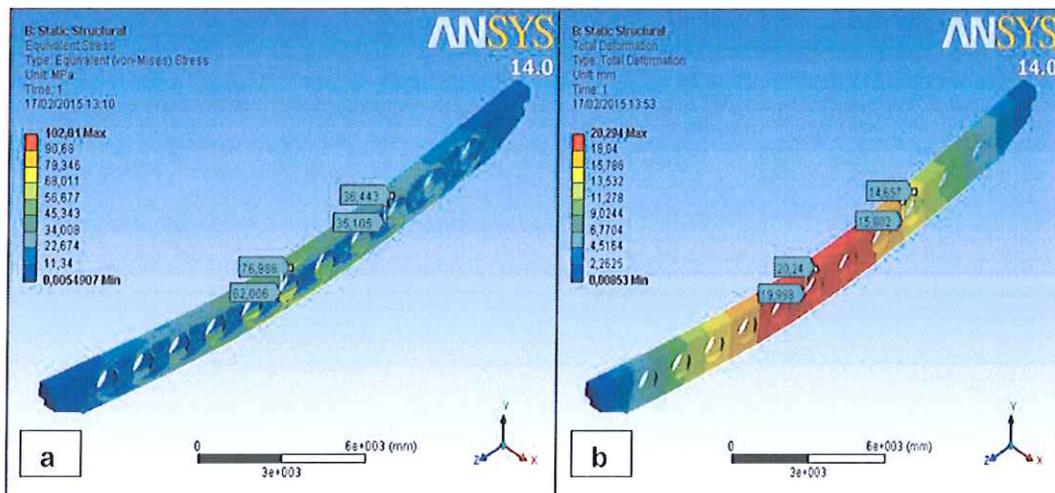


Figura 3.63 Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal con Agujeros Circulares: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.

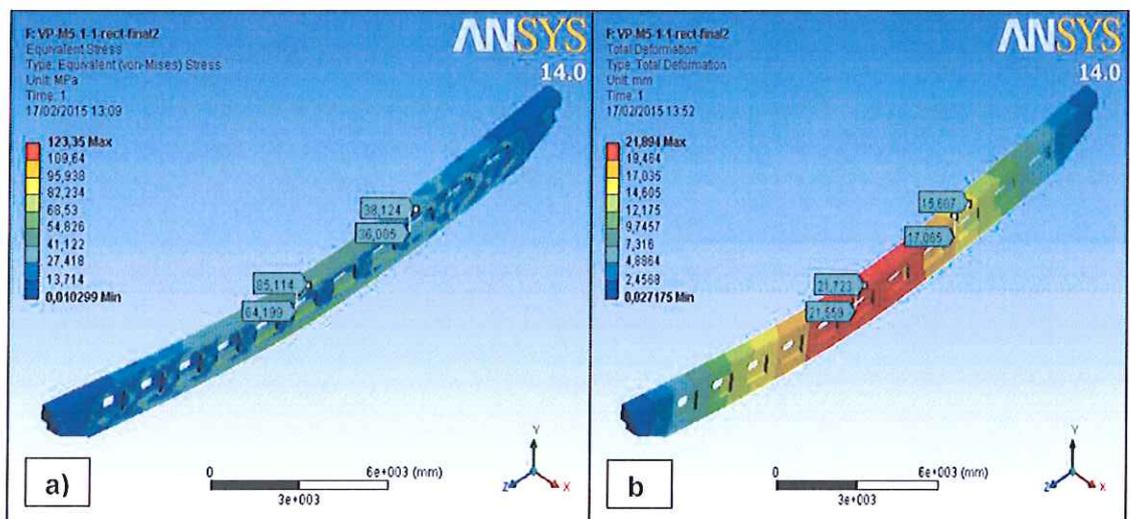


Figura 3.64 Puntos Evaluados alrededor del punto 0 – Viga Principal con Agujeros Rectangulares: a) Esfuerzo Equivalente de Von Mises y b) Deformación Total.

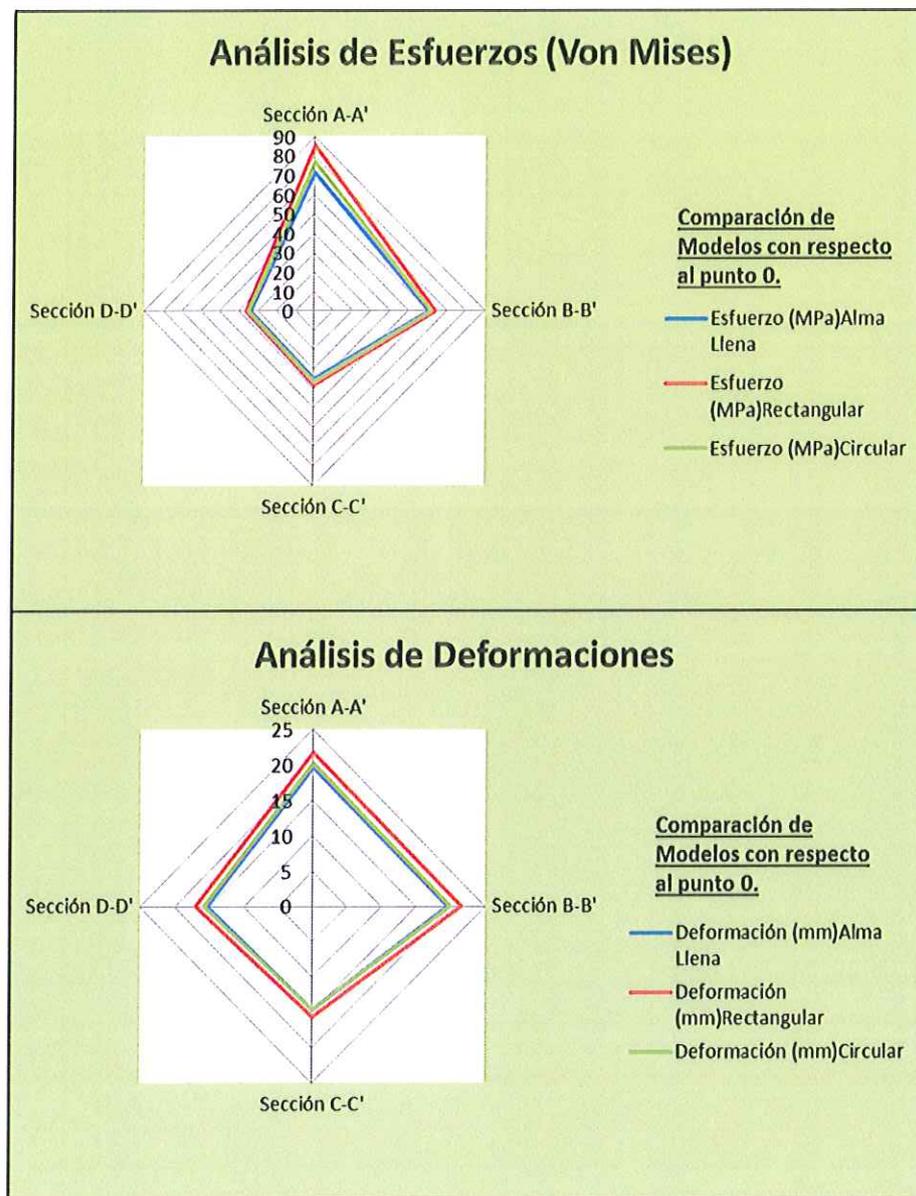


Figura 3.65 Comparación Esfuerzos -Deformación Total-Viga Principal con agujeros rectangular y circular.

Como se puede observar en la Figura 3.65, el esfuerzo es mayor en el modelo rectangular y menor en el de alma llena. Con respecto a la

deformación, es ligeramente mayor en el rectangular y menor en el de alma llena.

De los dos modelos con Agujeros, desde el punto de vista de los esfuerzos es más conveniente el modelo circular debido a que presenta un menor valor de esfuerzo crítico con respecto al rectangular, en cuanto a sus deformaciones los dos modelos serian convenientes ya que se encuentran por debajo de la deformación máxima permisible que es de 27 mm.

Por lo cual el modelo que es más conveniente para el análisis que se llevara a cabo en el capítulo 4, es el Modelo Viga Principal con Agujeros Circulares.

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DEL MODELO DE PERFORACIÓN SELECCIONADO.

Una vez obtenido el modelo de perforación adecuado (circular), se hace un análisis estadístico por medio de un conjunto de datos llamados también puntos de diseño para poder obtener un modelo óptimo del mismo.

El estudio de este capítulo se lo hace con la herramienta Design Explorer de ANSYS®, y otra parte de estudio se lo hace con Minitab®.

Para obtener el modelo óptimo, se siguen los siguientes pasos:



Figura 4.1 Metodología De Optimización

Parametrización Geométrica

La parametrización se lo realizó a dos variables geométricas que controlan la configuración de la viga principal.

La magnitud de estas dimensiones es parametrizada para su variación según la Tabla 4.1:

TABLA 4.1
DESCRIPCIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS
UTILIZADO.

Parámetro Geométrico	Punto de Diseño Inicial	Rango de Variación	Tipo de Variable
Espesor del Alma (t_w)	10 mm	(8-12) mm	Continua
Diámetro del Agujero	1016 mm (40")	(900-1067) mm	Continua

Se seleccionan estas dos variables, ya que son las que influyen más en el modelo y por ende influirá en la optimización. Como salida, se parametriza el peso, el esfuerzo, la deformación y el factor de seguridad tal como se muestra en la Figura 4.2.

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	[-] Input Parameters			
3	[-] Geometry (A1)			
4	[P] P1	DS_Tw2	10	
5	[P] P2	DS_Tw	10	
6	[P] P3	DS_Diametro	1016	
*	[P] New input parameter	New name	New expression	
8	[-] Output Parameters			
9	[-] Static Structural (B1)			
10	[P] P4	Geometry Mass	8844,4	kg
11	[P] P5	Equivalent Stress Maximum	102,01	MPa
12	[P] P6	Total Deformation Maximum	20,294	mm
13	[P] P7	Safety Factor Minimum	2,4506	
*	[P] New output parameter		New expression	
15	Charts			

FIGURA 4.2 PARÁMETROS DE ENTRADA Y SALIDA

Puntos de Diseño

Una vez parametrizado el modelo, se puede construir los puntos por dos medios: de manera aleatoria y creando puntos personalizados.

Los puntos de diseño que se presentan son personalizados y el número de puntos mínimos que se requieren están dados en función del número de variables de entrada por medio de la fórmula [33]:

$$n = 2^k + 2k + c \quad \text{Ec. 4.1 [33]}$$

Donde,

k= número de variables de entrada

c= 1

El número de variables de entrada son 2, es decir se requieren mínimo 9 puntos de diseño y así tener conocimiento del comportamiento del sistema.

Para hacer una mejor estimación del comportamiento del sistema, se hará el análisis con diferentes espesores y diámetros teniendo un total de 21 datos como muestra, el cual se presenta en la Tabla 4.2:

TABLA 4.2
PUNTOS DE DISEÑO ESTABLECIDOS.

N°	T _w (mm)	Diámetro(mm)
1	10	1016
2	11	1016
3	12	1016
4	9	1016
5	8	1016
6	10	1041.4
7	11	1041.4
8	12	1041.4
9	9	1041.4
10	8	1041.4
11	10	990.6
12	11	990.6
13	12	900.6
14	9	900.6
15	8	900.6
16	10	1066.8
17	11	1066.8
18	12	1066.8
19	9	1066.8
20	8	1066.8
21	10	965.2

4.1 Parámetros de Correlación

Una vez evaluado los puntos de diseño (Ver Apéndice H1) se procede a analizar los parámetros de correlación.

Dentro de los parámetros de correlación se analiza la matriz de correlación, el coeficiente de determinación entre variables y la sensibilidad.

Matriz de Correlación

Es una representación ordenada de los coeficientes de correlación de las variables entre sí. Tiene como objetivo detectar las relaciones lineales que posiblemente existan entre las distintas variables tratadas [34].

Esta matriz determina cuál de los parámetros de entrada tiene mayor peso con respecto a los parámetros de salida, y a la vez ayuda a reconocer la relación entre ellos. El coeficiente de correlación cuantifica el grado de correlación lineal entre las variables.

La matriz está dada por:

$$r_{ij} = \frac{S_{x_i x_j}}{S_{x_i} S_{x_j}} \quad \text{Ec. 4.2 [34]}$$

Donde;

Medias Aritméticas Muestrales:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad \bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad \text{Ec. 4.3 [34]}$$

Varianzas Muestrales:

$$s_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2, \quad s_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad \text{Ec. 4.4 [34]}$$

Covarianza Muestral:

$$s_{xy} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad \text{Ec. 4.5 [34]}$$

Los valores de los coeficientes oscilan entre -1 a 1, cuando el coeficiente es cercano a 1 quiere decir que las variables tienen relación lineal positiva. Cuando se acerca a -1 tienen relación lineal negativa que también es buena, que sea negativo quiere decir que a medida que aumenta el parámetro de entrada, el de salida decrece.

Si el valor es muy cercano a 0, quiere decir que no están relacionadas linealmente.

La matriz de correlación queda:

Tabla 4.3 Matriz de Correlación de Variables.

	Tw(mm)	Diámetro(mm)	Peso(Kg)	Esfuerzo(MPa)	Deformación(mm)	Factor Seguridad
Tw(mm)	1	0.058	0.968	-0.541	-0.86	0.513
Diámetro(mm)	0.058	1	-0.191	0.741	0.45	-0.75
Peso(Kg)	0.968	-0.191	1	-0.723	-0.957	0.7
Esfuerzo(MPa)	-0.541	0.741	-0.723	1	0.863	-0.99
Deformación(mm)	-0.86	0.45	-0.957	0.863	1	-0.832
Factor Seguridad	0.513	-0.75	0.7	-0.99	-0.832	1

Por los valores de los coeficientes que se muestran en la tabla, indican que el espesor del alma tiene una mayor correlación lineal positiva con respecto al peso, y tiene una correlación lineal negativa considerable y cercano a -1 con respecto al esfuerzo y a la deformación; lo que quiere decir que a medida que aumenta el espesor del alma disminuye el esfuerzo y la deformación, a su vez incrementa el factor de seguridad ya que el valor es mayor a cero.

El que presenta valores alejados a -1 y 1 es el diámetro del agujero con respecto al peso, la correlación del diámetro con respecto al esfuerzo es

A continuación en la Figura 4.3 se muestra una gráfica de contorno, con un rango de colores indicando los valores desde -1 a 1 que corresponden a la correlación entre cada variable.

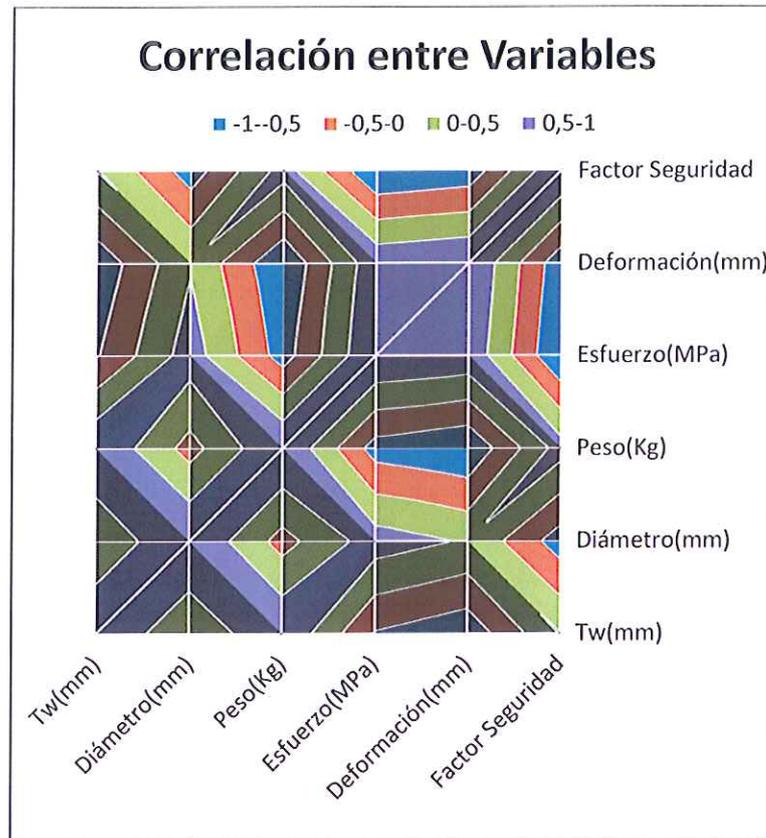


Figura 4.3 Gráfica de Contorno de la Correlación entre las variables de entrada y salida.

Coefficiente de Determinación

El coeficiente de determinación es otra medida de relación lineal entre las variables. Es bastante útil para interpretar la eficiencia del modelo de mínimos cuadrados para explicar la variación de la variable de respuesta [34].

Debido al número de variables de entrada y de salida, se trata de una regresión múltiple tal como se muestra:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k + \varepsilon \quad \text{Ec. 4.6 [34]}$$

Donde, $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3 \dots \beta_k$ son los parámetros que deben estimarse para el modelo.

ε es el componente aleatorio de la variable de salida.

El modelo de mínimos cuadrados se lo explica con la siguiente ecuación:

$$\bar{y} = \bar{\beta}_0 + \bar{\beta}_1 x_1 + \bar{\beta}_2 x_2 + \dots + \bar{\beta}_k x_k \quad \text{Ec. 4.7 [34]}$$

En donde, $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2, \hat{\beta}_3 \dots \hat{\beta}_k$ son los k+1 estimadores para los k+1 parámetros $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3 \dots \beta_k$

El coeficiente de determinación se lo determina de la siguiente manera:

$$R^2 = \frac{SCR}{SCT} ; \text{Ec. 4.8 [34]}$$

Donde, SCR es la suma cuadrática de regresión y el SCT es la suma cuadrática total. A su vez la $SCT=SCR+SCE$, SCE es la suma cuadrática de error.

$$SCT = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad SCE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad SCR = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad \text{Ec. 4.9 [34]}$$

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 + \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad \text{Ec. 4.10 [34]}$$

Mientras menor sea el SCE es mejor, ya que la tendencia lineal se aproxima más. Es mejor cuando se aproxima a cero.

La Potencia de explicación del modelo es definida como el porcentaje siguiente:

$$\text{Potencia de Explicación del Modelo} = R^2 \times 100\%; \text{ Ec. 4.11 [34]}$$

Teniendo en cuenta todos estos parámetros, se determina la potencia de explicación del modelo por medio del software Minitab®.

Análisis de regresión: Peso (Kg) vs. Tw (mm), Diámetro (mm)

La ecuación de regresión es				
Peso(Kg) = 7502 + 400 Tw(mm) - 2.62 Diámetro(mm)				
		Coef.		
Predictor	Coef	de EE	T	P
Constante	7502.1	108.2	69.34	0.000
Tw (mm)	399.786	3.929	101.74	0.000
Diámetro (mm)	-2.6182	0.1017	-25.75	0.000
S = 24.8096	R-cuad. = 99.8%	R-cuad. (ajustado) = 99.8%		

Figura 4.4 Análisis de regresión: Peso (Kg) vs. Tw (mm), Diámetro (mm).

La Figura 4.4 indica los coeficientes, el error estándar y el valor estadístico de la prueba (T). El valor p es cero por lo que se rechaza la hipótesis nula que dice que los coeficientes de la ecuación de la regresión son cero.

$$H_0: \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 0; \text{ Ec. 4.12 [34]}$$

$$H_1: \text{Al menos uno de los 'betas' no es cero; Ec. 4.13 [34]}$$

La potencia es de 99.8%, lo que quiere decir que tanto el espesor como el diámetro en conjunto tienen una buena relación lineal con el peso.

Análisis de regresión: Esfuerzo (MPa) vs. Tw (mm), Diámetro (mm)

La ecuación de regresión es				
Esfuerzo (MPa) = 10.5 - 3.71 Tw (mm) + 0.127 Diámetro (mm)				
Predictor	Coef	Coef. de EE	T	P
Constante	10.45	13.59	0.77	0.452
Tw (mm)	-3.7120	0.4936	-7.52	0.000
Diámetro (mm)	0.12690	0.01277	9.94	0.000
S = 3.11624 R-cuad. = 89.1% R-cuad. (ajustado) = 87.9%				

**Figura 4.5 Análisis de regresión: Esfuerzo (MPa) vs. Tw (mm),
Diámetro (mm).**

En la Figura 4.5 los valores de p son muy cercanos a cero, por lo que hay evidencia para rechazar H_0 . La potencia es de 87.3%, si bien es mayor al 50% pero se puede mejorar dándole otra tendencia, no estrictamente lineal.

Análisis de regresión: Deformación (mm) vs. Tw (mm), Diámetro (mm)

La ecuación de regresión es				
Deformación (mm) = 17.9 - 0.526 Tw (mm) + 0.00767 Diámetro (mm)				
Predictor	Coef	Coef. de EE	T	P
Constante	17.8598	0.3684	48.48	0.000
Tw (mm)	-0.52599	0.01338	-39.32	0.000
Diámetro (mm)	0.0076727	0.0003462	22.17	0.000
S = 0.0844638 R-cuad. = 99.1% R-cuad. (ajustado) = 99.0%				

**Figura 4.6 Análisis de regresión: Deformación (mm) vs. Tw (mm),
Diámetro (mm)**

Los valores de p son cero, por lo que hay evidencia para rechazar H_0 .

La potencia es de 99%, lo que quiere decir que si hay relación entre las variables de entrada y la deformación.

Análisis de regresión: Factor Seguridad vs. Tw (mm), Diámetro (mm)

La ecuación de regresión es				
Factor Seguridad = 4.97 + 0.0933 Tw(mm) - 0.00338 Diámetro(mm)				
Predictor	Coef	Coef. de EE	T	P
Constante	4.9657	0.3873	12.82	0.000
Tw(mm)	0.09331	0.01406	6.63	0.000
Diámetro(mm)	-0.0033827	0.0003639	-9.30	0.000
S = 0.0887941 R-cuad. = 87.3% R-cuad. (ajustado) = 85.9%				

Figura 4.7 Análisis de regresión: Factor Seguridad vs. Tw (mm), Diámetro (mm).

Los valores de p son cercanos a cero, por lo que hay evidencia para rechazar H_0 .

La potencia es de 85.9%, si bien es mayor al 50% pero se puede mejorarlo dándole otra tendencia, no estrictamente lineal.

Si bien hay potencias de explicación altas, en el esfuerzo y en el factor de seguridad no son tan altas como se espera. En este caso, se puede mejorar esta tendencia dándole una función de polinomio de grado mayor o igual a 2. Esta tendencia se lo aprecia en la superficie de respuesta.

Sensibilidad

La sensibilidad da a conocer qué tan fuerte influye un parámetro de entrada en los de salida, esto se lo realiza por medio de la correlación que hay entre las variables [35].

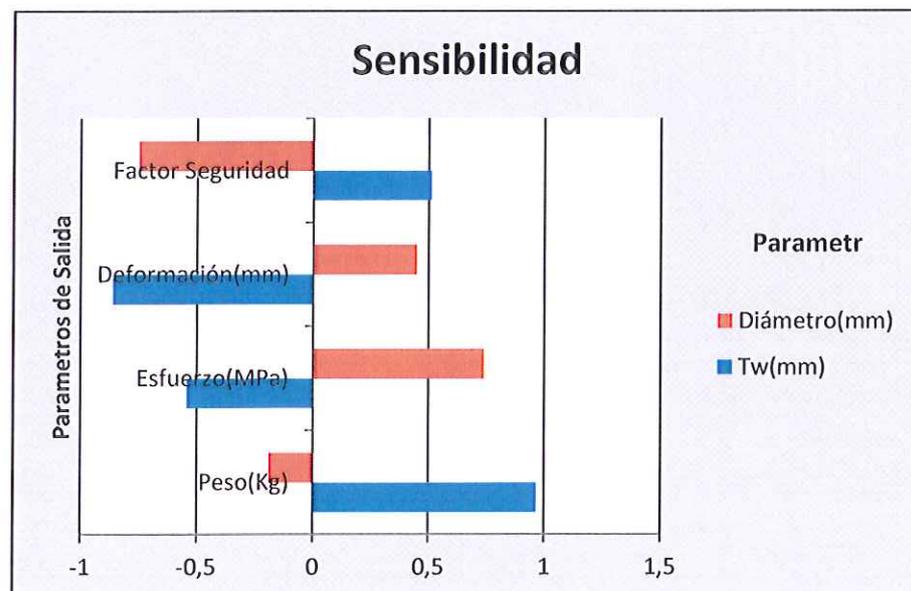


Figura 4.8 Sensibilidad de los parámetros de entrada a partir de la matriz de Correlación

Esta gráfica muestra que la variable del espesor del alma tiene una sensibilidad considerable y tiene mucha influencia con respecto al peso, a medida que incrementa el espesor aumenta el peso de la viga, disminuye el esfuerzo y la deformación de la viga; por ende si disminuye el esfuerzo aumenta el factor de seguridad.

En cuanto al diámetro del agujero, no tiene mucha influencia con respecto al peso. A medida que aumenta el diámetro del agujero disminuye el peso, aumenta el esfuerzo y la deformación; el factor de seguridad disminuye.

4.2 Distribución estadística

Dentro de la distribución estadística se encuentra la aplicación del diseño de experimentos (DOE) para poder determinar la superficie de respuesta.

El diseño de experimento (DOE) es una técnica utilizada para determinar científicamente la ubicación de los puntos de muestreo y se incluye como parte de la superficie de respuesta y de la optimización. Para realizar esto hay una serie de métodos o algoritmos [33].

Como los puntos requeridos son personalizados deben ser calculados por un algoritmo que solicite datos de entrada manuales, el algoritmo solicitado es el PERSONALIZADO + MUESTREO.

Este algoritmo permite completar la tabla de diseño, esto quiere decir que no solamente permite ingresar los puntos de diseño personalizados sino que también permite ingresar puntos de manera aleatoria. La generación de estos nuevos puntos aleatorios tiene en cuenta las coordenadas de puntos de diseño anteriores. Si el número total de muestra que se ingresa es menor que el número de puntos existentes, no se añadirán los nuevos puntos.

Los puntos de diseño con los que se está tratando son 21 incluyendo el punto inicial. Los resultados de evaluación de cada punto tratados en parametrización son exportados por medio del algoritmo al diseño de experimento.

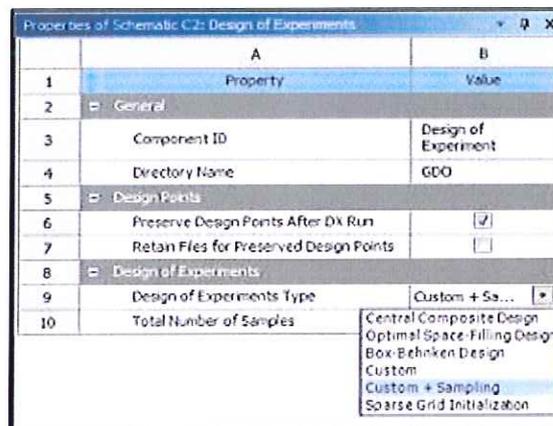


Figura 4.9 Interfaz del Design Explorer para la elección del algoritmo del Diseño de Experimentos.

Al obtener los resultados exportados del DOE, se puede construir la superficie de respuesta con diferentes métodos.

Superficie de Respuesta (RMS)

Se le llama superficies de respuestas a las técnicas matemáticas y estadísticas empleadas para interpolar o aproximar la información de los puntos de diseño, son funciones de distinta naturaleza, donde los parámetros de salida se describen en términos de los parámetros de entrada [36].

La ventaja de utilizar el diseño de experimentos y seguido la respuesta de superficie es que los costos son menores que si se utilizarán un algoritmo de optimización, la desventaja es que es

aproximado pero dando condiciones del punto que se quiere optimizar se puede obtener un resultado más preciso.

El análisis de la superficie de respuesta tiene como función interpolar los datos disponibles para poder predecir localmente o globalmente la correlación entre las variables.

Los diferentes métodos que se emplean en la superficie de respuesta son:

- **Polinomio Estándar (2do. Orden):** Utiliza la relación entre dos o más variables cuantitativas, entre los parámetros de entrada y de salida. Esto la hace teniendo n puntos, y por cada uno de ellos se conoce los valores de los parámetros [36].
- **Kriging:** Proporciona un mejor ajuste de la aproximación de la superficie de respuesta, se ajusta a las mayores variaciones del parámetro de salida. Combina un polinomio con una función $Z(X)$, ésta función proviene de una distribución normal aleatoria [36]

$$\text{Salida} = f(\text{entradas}) + z(\text{entradas})$$

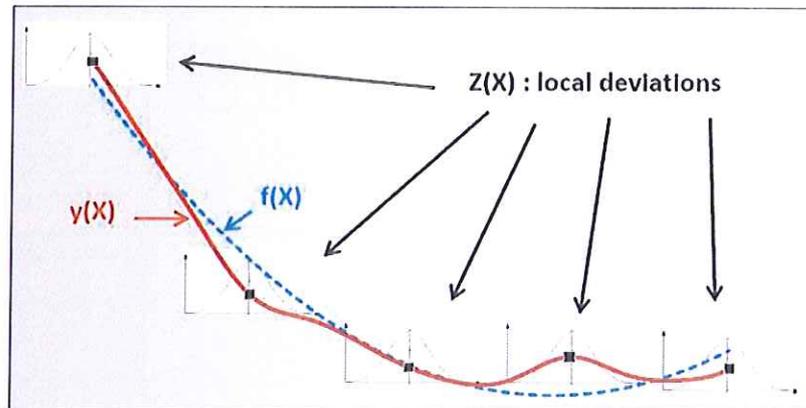


Figura 4.10 Suma de funciones del método Kriging [36].

- **Regresión no paramétrica:** Se lo utiliza cuando tiene un alto comportamiento no lineal [36].
- **Neural Network:** Es una técnica matemática basada en la red del cerebro humano utilizando algoritmos de ponderación, el error lo revisa en cada iteración [36].
- **Sparse Grid:** Proporciona capacidades de refinamiento para parámetros continuos, tiene un refinamiento automático. Lo que hace que aumente un poco el tiempo de corrido [36].

El método utilizado es el de Kriging ya que permite un buen ajuste a la superficie con los puntos de diseño evaluados.

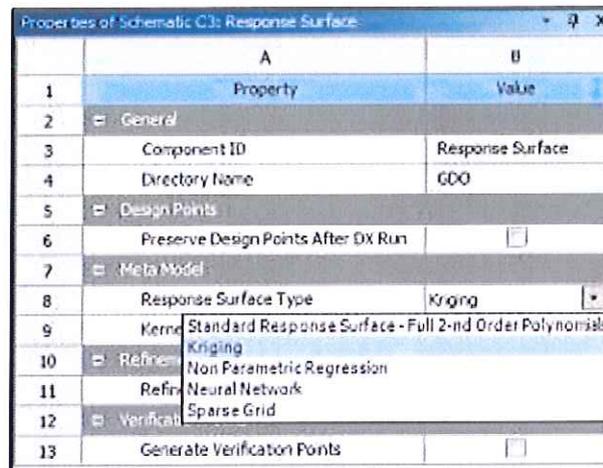


Figura 4.11 Selección de método de Superficie de Respuesta.

Bondad de Ajuste de la Superficie de Respuesta

Table of Outline A16: Goodness Of Fit					
	A	B	C	D	E
1	Name	P4 - Geometry Mass	P5 - Equivalent Stress Maximum	P6 - Total Deformation Maximum	P7 - Safety Factor Minimum
2	Goodness Of Fit				
3	Coefficient of Determination (Best Value = 1)	*** 1	*** 1	*** 1	*** 1
4	Maximum Relative Residual (Best Value = 0%)	*** 0	*** 0	*** 0,011869	*** 0
5	Root Mean Square Error (Best Value = 0)	0,026122	2,3285E-05	0,00095427	1,173E-06
6	Relative Root Mean Square Error (Best Value = 0%)	*** 0	*** 0	*** 0	*** 0
7	Relative Maximum Absolute Error (Best Value = 0%)	*** 0,014898	*** 0	*** 0,28253	*** 0
8	Relative Average Absolute Error (Best Value = 0%)	*** 0	*** 0	*** 0,091107	*** 0

Figura 4.12 Bondad de Ajuste de la Superficie.

- **Coefficiente de Determinación:** Describe la variación del parámetro de salida que explica la ecuación de regresión [36].

El mejor valor es 1, lo que quiere decir que si se ajusta bien la superficie de respuesta.

- **Máximo Residuo Relativo:** Describe la distancia máxima de todos los puntos generados a partir de la superficie de respuesta calculado para cada punto generado [36]. El valor máximo es de 0.011869 como es cercano a 0, tiene una buena calidad de superficie de respuesta.

$$\max_{i=1:n} \left(\text{Abs} \left(\frac{Y_i - \hat{Y}_i}{\bar{Y}} \right) \right); \text{Ec. 4.14}$$

- **Raíz del error cuadrático:** Es la raíz cuadrada medio de los residuos [36], tiene buena calidad la superficie de respuesta ya que el valor es 0.

Matemáticamente se lo expresa:

$$\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}; \text{Ec. 4.15}$$

- **Error Relativo de la raíz cuadrática media:** Esto representa la raíz cuadrada media de los residuos de los valores de salida reales en los puntos de los métodos de regresión, el mejor valor es 0% [36]. En este caso es del 0% por lo tanto si tiene buena calidad de respuesta.

Matemáticamente se lo expresa:

$$\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{Y_i - \hat{Y}_i}{Y_i} \right)^2}; \text{ Ec. 4.16}$$

- **Relativo Máximo Valor Absoluto:** Es el máximo valor absoluto residual con respecto a la desviación estándar de los datos de salida, el mejor valor es 0% [36]. En este caso los valores se acercan al 0%, el valor más cercano es el de esfuerzo y factor de seguridad seguido por el peso y finalmente la deformación con 0.28253%. Todos los parámetros de salida muestran las tres estrellas lo que quiere decir que la calidad de respuesta es buena.

Matemáticamente se expresa:

$$\frac{1}{\sigma_y} \text{Máx}_{i=1}^n \left(\text{Abs}(Y_i - \hat{Y}_i) \right); \text{ Ec. 4.17}$$

- **Error Absoluto Promedio:** Es el promedio de los residuos relativos a la desviación estándar de las salida. Es útil cuando el número de las muestra es menor a 30, el mejor valor es 0% [36]. En este caso el peso, el esfuerzo y el factor de seguridad tienen un valor de 0%, la deformación tiene 0.09% que es cercano al 0% por lo tanto es buena la calidad de la superficie.

Matemáticamente se lo expresa:

$$\frac{1}{\sigma_y} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Abs(Y_i - \hat{Y}_i); Ec. 4.18$$

Donde,

Y_i

= Valores de los parámetros de salida de cada punto de la muestra

\hat{Y}_i = Valores de los parámetros de salida del modelo de regresión

\bar{Y} = Media Aritmética de los valores Y_i

σ_y = Desviación estándar de los valores Y_i

n = Número de puntos de la muestra

Gráfica de Bondad de Ajuste

Es un diagrama de dispersión que presenta para cada parámetro de salida los valores esperados de la superficie de respuesta con respecto a los valores observados de los puntos de diseño. Esta gráfica permite determinar si la superficie de respuesta se ajusta correctamente con los puntos de diseño. Cuánto más cerca estén los puntos a la diagonal, mayor se ajusta la superficie de respuesta a los puntos.

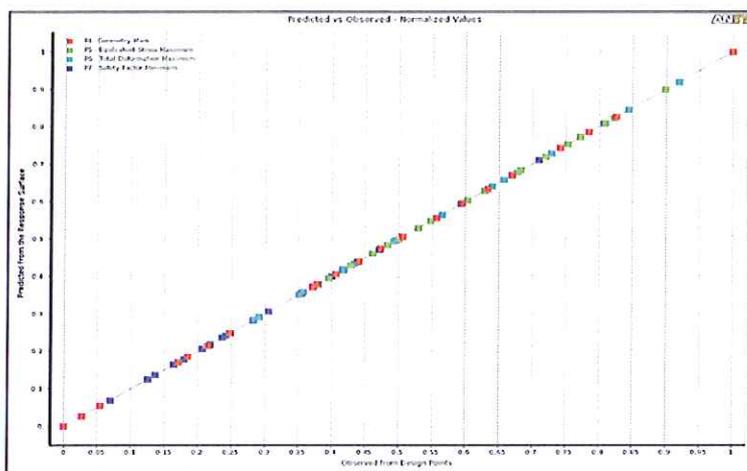


FIGURA 4.13 GRÁFICA DE BONDAD DE AJUSTE DE LA SUPERFICIE DE RESPUESTA.

En la Figura 4.13 se muestra que los puntos si se ajustan a la superficie de respuesta ya que están cerca de la diagonal, esto también se lo pudo verificar con los resultados que se mostraron anteriormente sobre los coeficientes y los residuos mostrados en la Figura 4.12. Los valores de los parámetros de salida más bajos se encuentran a la izquierda y los más altos a la derecha, la gráfica presenta una escala pero sigue el orden mencionado anteriormente. Como tienen un buen ajuste no es necesario aplicar un refinamiento en los puntos.

Resultados de la Superficie de Respuesta

A continuación se muestra las superficies de respuestas en donde se muestra la tendencia de la curva basado en los puntos de diseño (21 puntos).

Los parámetros de entrada son:

Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero.

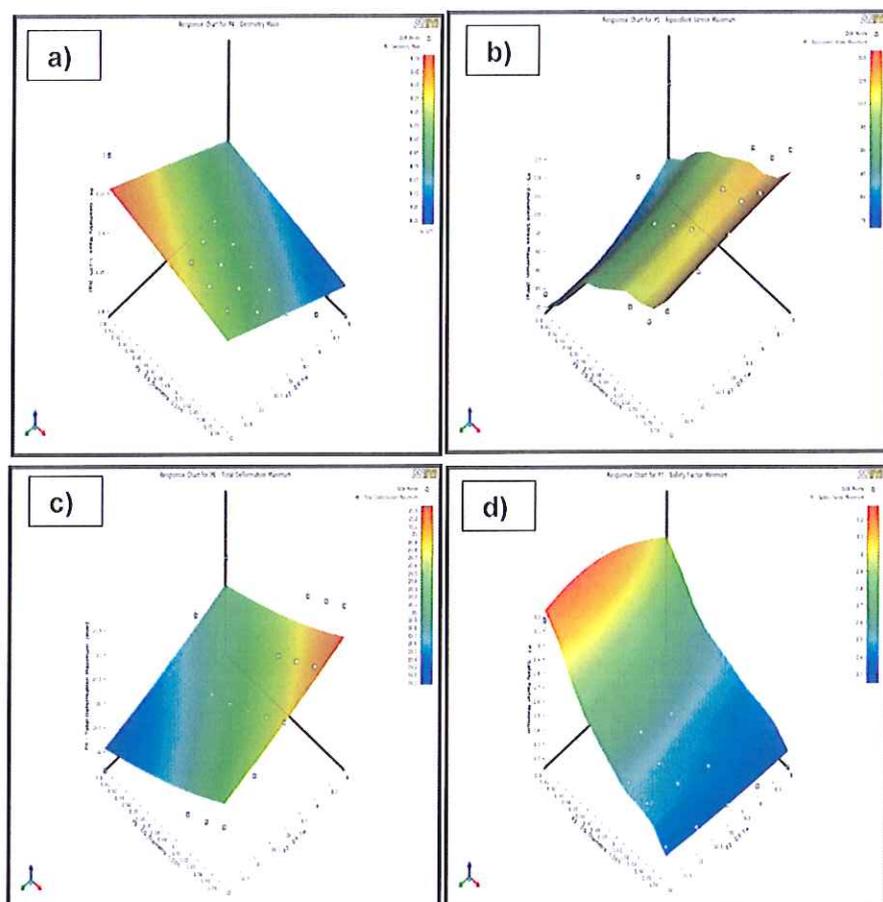


Figura 4.14 Superficies De Respuestas De Los Parámetros De Salida Como Función Objetivo Función Objetivo: A) Peso, B) Esfuerzo, C) Deformación Y D) Factor De Seguridad.

Con 21 puntos de simulación incluyendo el punto original, se tiene una buena tendencia. La buena tendencia dice que la calidad de la superficie de respuesta es buena.

Las gráficas muestran que tiene bastante influencia los parámetros de entrada (espesor del alma y diámetro del agujero), aunque el que tiene una mayor influencia es el espesor del alma (T_w) con respecto al peso y al esfuerzo.

Análisis de la Superficie de Respuesta

A continuación se muestra un análisis de cada función objetivo (parámetro de salida).

Función Objetivo: Peso

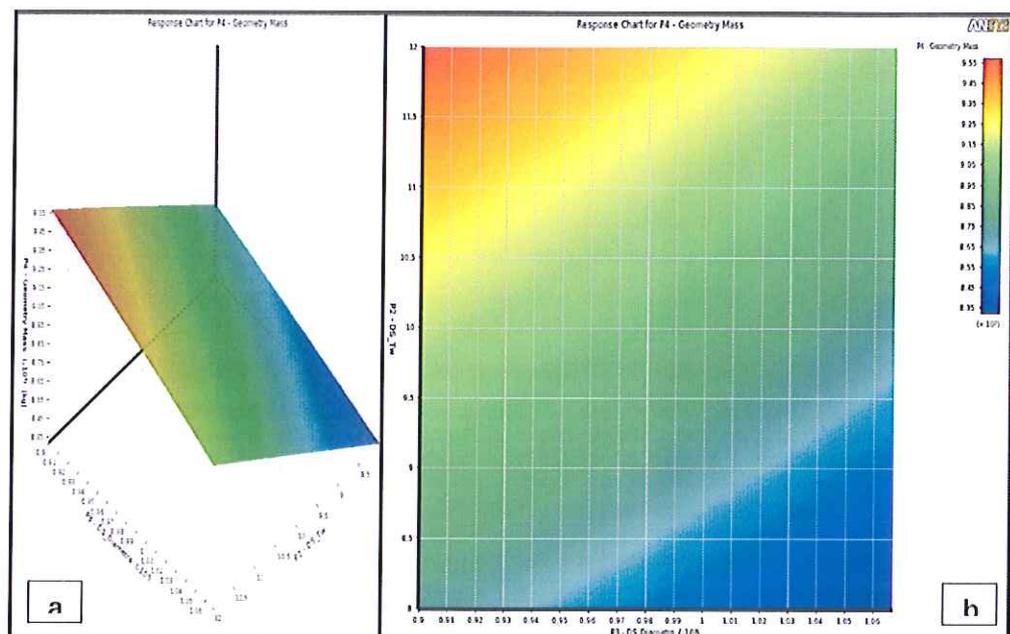


Figura 4.15 Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero –
Función objetivo: Peso a) Isométrico y b) Vista Superior.

En la Figura 4.15 se muestra que cuando el espesor aumenta y el diámetro disminuye el peso aumenta, es de esperar esto ya que se está añadiendo material a la viga principal por ende deberá aumentar el peso. Uno de los objetivos es el de disminuir peso en la viga, por lo que una buena disminución considerable estará en un rango de espesor de 8 a 9 mm, y un diámetro de 900 a 1000 mm.

Función Objetivo: Esfuerzo

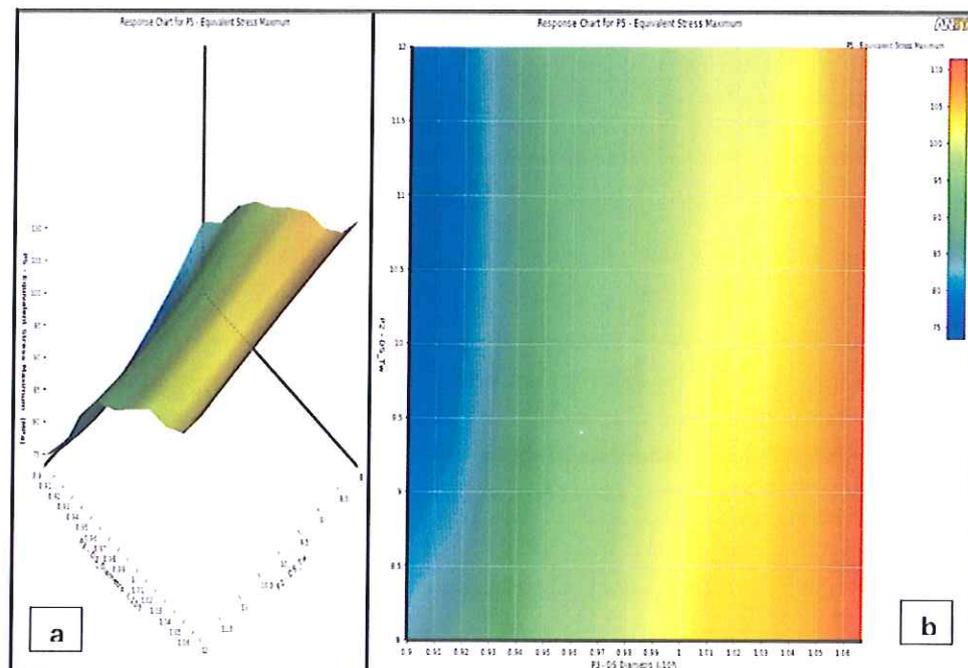


Figura 4.16 Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero –
 Función objetivo: Esfuerzo a) Isométrico y b) Vista Superior.

En la Figura 4.16 a medida que aumenta el espesor del alma disminuye el esfuerzo, también disminuye el esfuerzo si se disminuye el diámetro del agujero. La zona que presenta menor esfuerzo, se da con un espesor de 8.5 a 11.5 mm y con un diámetro de 900 a 940 mm.

Función Objetivo: Deformación

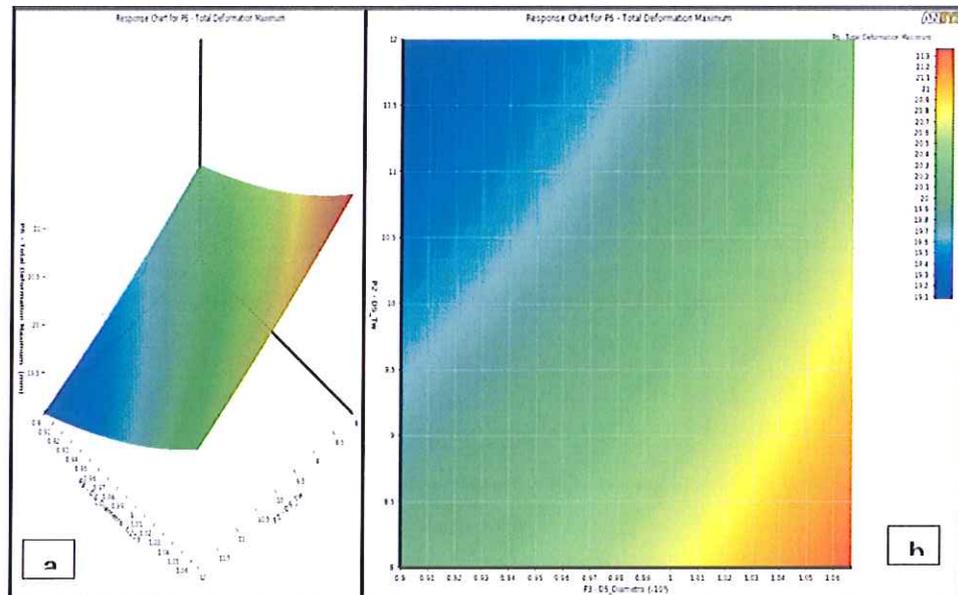
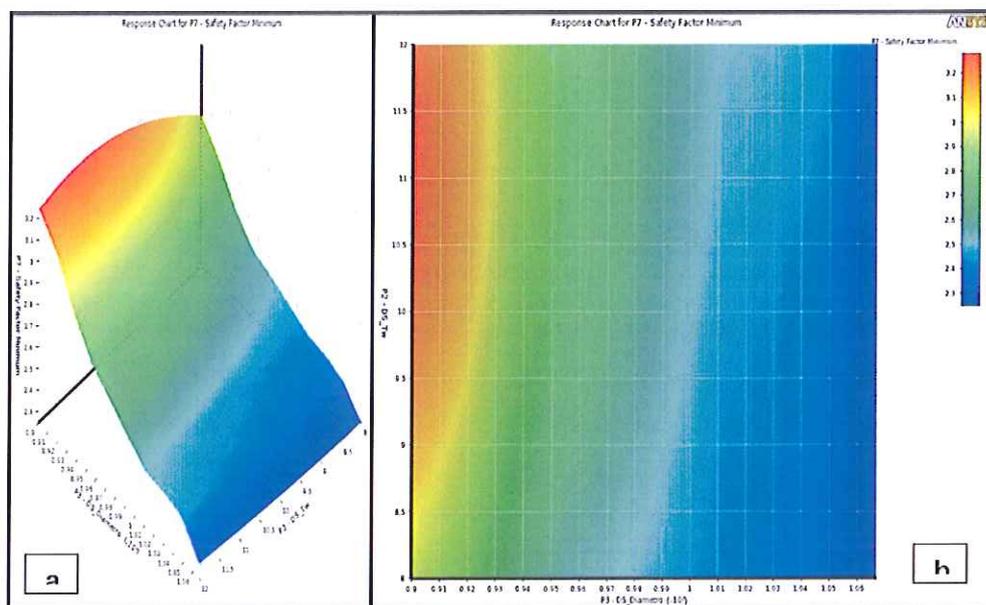


Figura 4.17 Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero –
 Función objetivo: Deformación a) Isométrico y b) Vista Superior.

En la Figura 4.17 se muestra que cuando el espesor del alma disminuye, el esfuerzo aumenta. Lo mismo ocurre cuando el diámetro del agujero aumenta. La deformación no deberá exceder de 27 mm, ninguna zona se muestra mayor al valor máximo permisible. Por lo tanto el valor indicado estará por cualquier zona de la gráfica, no obstante se deberá tener en cuenta el objetivo de disminuir peso por lo que la zona indicada será cuando el espesor del alma es de 8 a 9 mm con un diámetro de agujero de 900 a 940 mm.

Función Objetivo: Factor de Seguridad



**Figura 4.18 Espesor del Alma (T_w) vs. Diámetro del Agujero –
 Función objetivo: Factor de Seguridad a) Isométrico y b) Vista
 Superior.**

El Factor de Seguridad mostrado en la Figura 4.18 depende del esfuerzo, y a su vez el esfuerzo depende de las variables geométricas. A medida que aumenta el espesor del alma aumenta el factor de seguridad, el factor de seguridad aumenta también si se disminuye el diámetro del agujero. La zona que presenta un mayor factor de seguridad se encuentra cuando el espesor del alma es de 8 a 11.5 mm con un diámetro de 900 a 940 mm.

Teniendo en cuenta el análisis de todos los parámetros de salida, una zona óptima sería cuando el espesor del alma es pequeño ya que disminuiría el peso y el diámetro del agujero deberá tener un valor intermedio para no aumentar el esfuerzo ni la deformación.

4.3 Optimización de la sección transversal

En esta sección se presenta la optimización final, teniendo en cuenta el campo de soluciones óptimas y las soluciones finales del mismo; para así poder obtener el modelo más óptimo que cumpla con las condiciones que se establezcan.

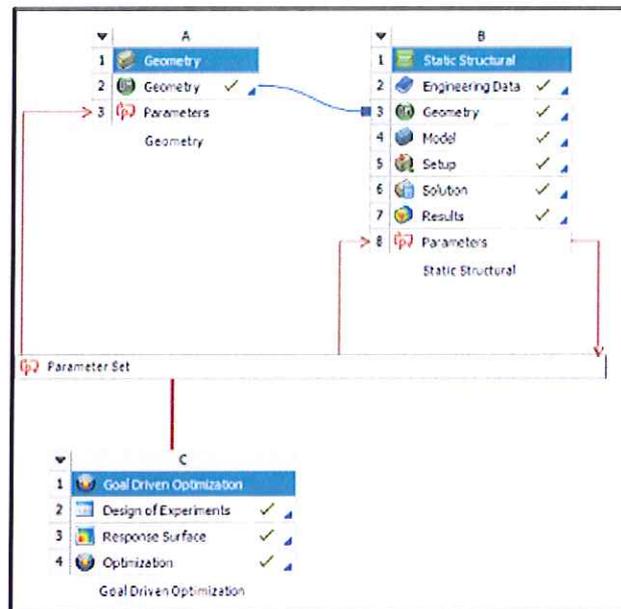


Figura 4.19 Interfaz del Design Explorer Optimization.

Para el estudio de la optimización, se debe establecer el algoritmo con el que va a ejecutar el análisis.

Entre los algoritmos que tiene la herramienta de ANSYS® se encuentran: Screening, MOGA (multi objective genetic algorithm) y NLPQL (Sequential quadratic programming) [37].

La diferencia entre cada algoritmo es la capacidad que tienen para trabajar con variables continuas, variables discretas, uno o varios objetivos, precisión y velocidad de convergencia en los resultados [37].

Para notar la diferencia, se puede hacer referencia a la siguiente tabla:

TABLA 4.4
DIFERENCIA ENTRE ALGORITMOS SEGÚN EL NÚMERO DE
OBJETIVOS [37].

Algoritmo	Un Objetivo	Varios Objetivos
Screening		X
MOGA		X
NLPQL	X	

Para este caso se puede utilizar el Screening, ya que se aplicarán varios objetivos o condiciones.

Properties of Outline A2: Optimization		
A		
1	Property	
2	[-] Design Points	
3	Preserve Design Points After DX Run	
4	[-] Optimization	
5	Optimization Method	Screening
6	Number of Samples	21
7	Size of Generated Sample Set	21
8	Verify Candidate Points	

Figura 4.20 Algoritmo utilizado en la Optimización

Para obtener el modelo óptimo, primero el programa analiza la superficie de respuesta que se obtuvo de los puntos de diseño con el algoritmo seleccionado. Luego se establecen las condiciones para la generación de puntos candidatos para luego escoger puntos que correspondan a la superficie y cumplan dichas condiciones.

Condiciones

Las condiciones que se establecen son:

TABLA 4.5 O

OBJETIVOS DE LOS PARÁMETROS DE SALIDA

	Peso (Kg)	Deformación (mm)	Factor de Seguridad
Objetivo	Menor igual a 8844	Menor igual a 26.8	Mayor igual a 1.8

P4 - Geometry Mass (kg)	P5 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P6 - Total Deformation Maximum (mm)	P7 - Safety Factor Minimum
Values <= Target	No Objective	Values <= Target	Values >= Target
8844		26,8	1,8
Default		Default	Default
As Hard Constraint		As Hard Constraint	As Hard Constraint

Figura 4.21 Condiciones u objetivos de los parámetros de salida

Campo de Soluciones Óptimas

El campo de soluciones óptimas se es conocido como “Frontera de Pareto”, el cual es una gráfica que muestra un campo de soluciones posibles, este campo es el que cumple con las condiciones mencionadas anteriormente [37].

Como uno de los objetivos es el de reducir peso, se consideró los otros parámetros de salida con respecto al peso.

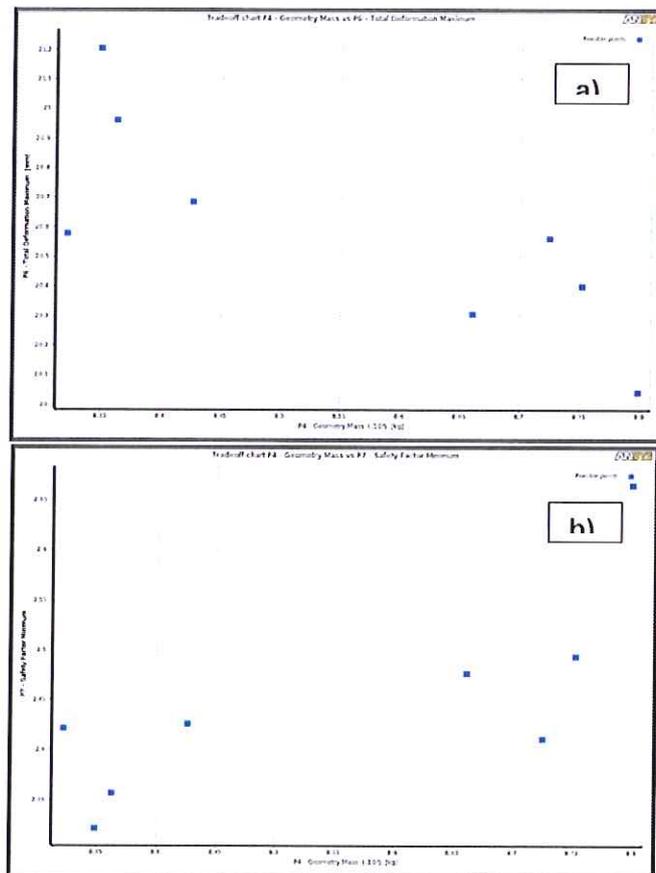


Figura 4.22 Frontera de Pareto, posibles puntos para el diseño óptimo:

a) Deformacion vs Peso y b) Factor de Seguridad vs Peso.

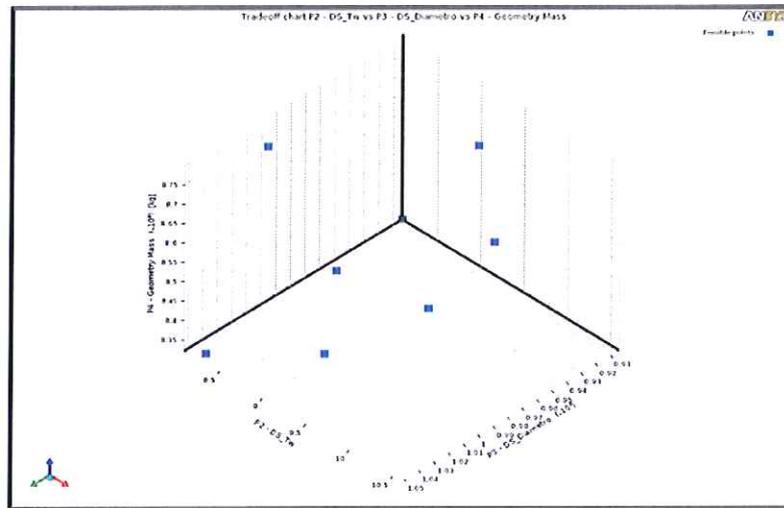


Figura 4.23 Frontera de Pareto 3D, Peso vs Espesor(T_w) y Diámetro.

Los puntos azules que se muestran en el diagrama de Pareto indican las posibles soluciones, esto quiere decir los que cumplen con las condiciones propuestas. Mientras que los puntos grises son los puntos descartados.

Selección del Modelo Óptimo

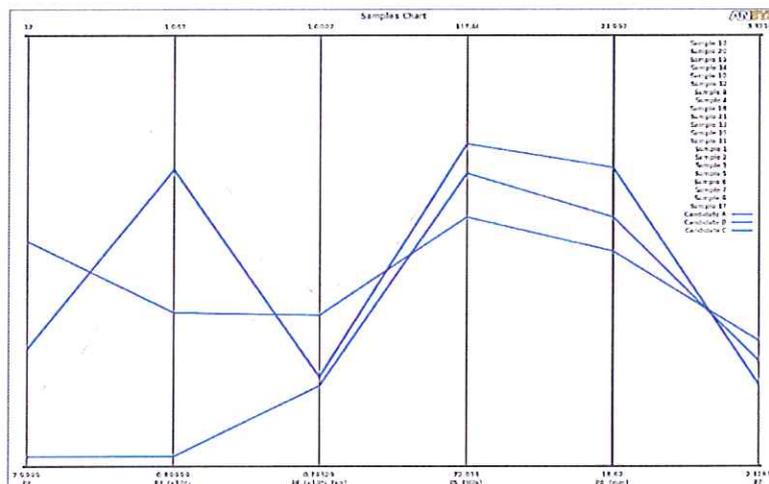


Figura 4.24 Posibles Candidatos para la Optimización.

C	D	E	F	G	H
P2 - DS_Tw	P3 - DS_Diametro	P4 - Geomeby Mass (g)	P5 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P6 - Total Deformation Maximum (mm)	P7 - Safety Factor Minimum
8,0952	903,98	★ ★ ★ 8322,1	102,96	★ ★ ★ 20,578	★ ★ ★ 2,4219
10,095	959,64	★ ★ ★ 8561,4	98,33	★ ★ ★ 20,306	★ ★ ★ 2,4767
9,0952	1015,3	★ ★ ★ 8363	105,1	★ ★ ★ 20,961	★ ★ ★ 2,3568

Figura 4.25 Candidatos para la optimización.

Al final, la figura 4.25, muestra tres candidatos para la selección del modelo óptimo.

En este caso, el peso es un parámetro fundamental ya que lo que se requiere es su disminución del mismo en la viga principal.

Teniendo en cuenta eso, la siguiente tabla muestra la comparación entre el modelo inicial y el modelo óptimo seleccionado.

TABLA 4.6

RESULTADOS DE LOS MODELOS: INICIAL Y FINAL.

PARÁMETROS DE ENTRADA		
Modelo	Inicial	Optimizado
Espesor del Alma (Tw) (mm)	10	8.09
Diámetro del Agujero (mm)	1016	903.98
PARÁMETROS DE SALIDA		
Peso (Kg)	8844.4	8322.1
Esfuerzo Equivalente (MPa)	102	103
Deformación (mm)	20.29	20.58
Factor de Seguridad	2.45	2.42

Por los resultados que se muestran en la tabla 4.10, se puede apreciar que se pudo reducir el peso hasta 522.3 kg por cada viga, lo que quiere decir que en todo el puente grúa se reduce hasta una Tonelada optimizando la viga principal, esto equivale una reducción del 5.9% de peso.

Comparando con el primer modelo de la Viga de Alma llena el cual tiene un peso de 10246 kg, se reduce hasta 1924 kg por cada viga haciendo perforaciones circulares y optimizándolo a la vez, lo que quiere decir que en todo el puente grúa se reduce hasta 3.8 Toneladas, esto equivale una reducción del 18.8% de peso.

Por lo tanto las Dimensiones del agujero circular optimizado son:

TABLA 4.7

DIMENSIONES FINALES DE LAS VARIABLES DE ENTRADA.

Modelo de agujero circular optimizado	
Espesor del Alma (T_w)	8 mm
Diámetro del agujero	901.7 mm (35.5 in)

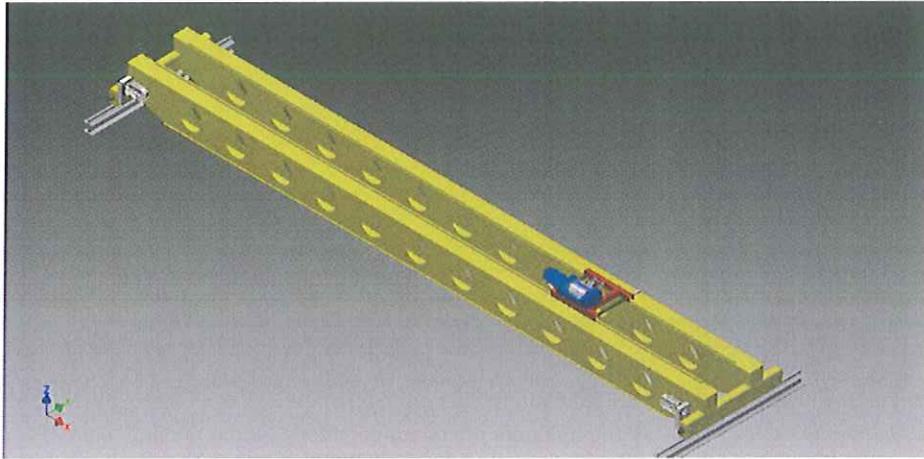


Figura 4.26 Modelo Final Optimizado.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- ❖ En el presente trabajo se realizó el cálculo respectivo para el diseño de componentes estructurales y elementos mecánicos del puente grúa, para el cual fue necesario la identificación de la sección crítica, luego el punto crítico para posteriormente calcular los esfuerzos y deformaciones y mediante el empleo de teorías de fallas estática y de fatiga poder dimensionar los componentes mencionados al principio de este párrafo.
- ❖ Adicionalmente mediante el empleo de normas para diseño de puentes grúa como la CMAA #70 [15], AISC [16], AWS D.14 [17] y referencias para puente grúas como el Handbook de WHITING CRANE [14], fueron de gran importancia para tener en cuenta limitantes de tipo dimensional, factor de seguridad, diseño de forma,

deflexión permisible y materiales al momento de presentar el diseño final de cada componente.

- ❖ Mediante el empleo del software ANSYS basado en el método de elementos finitos, se pudo obtener la simulación de los elementos principales del puente grúa, del cual se pudo observar que para obtener precisión en los resultados es necesario tener un buen mallado, configurar los contactos entre partes de un ensamble de manera adecuada, definir de manera correcta el tipo de apoyo.
- ❖ Los resultados obtenidos mediante la simulación mantienen un margen de error muy pequeño con respecto a los resultados obtenidos por el método analítico. Esto se debe a idealizaciones del modelo matemático del método analítico con respecto al de la simulación que es un modelo más real, también hay que tener en cuenta que las soluciones del método de elementos finitos están basadas en aproximaciones utilizando métodos numéricos como Newton Raphson, entre otros.
- ❖ En la comparación de esfuerzos y deformaciones entre agujeros circulares y rectangulares, se tuvo como mejor modelo a la viga principal con agujeros circulares esto es debido a la geometría del agujero circular la cual es suave comparada con el agujero rectangular la cual presenta esquinas en donde los concentradores de esfuerzos

son mucho mayores que los concentradores de esfuerzo presentes en el agujero circular.

- ❖ Las variables de entrada tienen una fuerte correlación con las variables de salida, donde las relaciones más fuertes son la del espesor del alma (T_w) con respecto al Peso. Las relaciones lineales de los parámetros de entrada son fuertes con respecto al peso y a la deformación, con respecto al esfuerzo y factor de seguridad la potencia de explicación son del 89.7% y del 85.9% por lo cual, se le da una nueva tendencia para que la respuesta de superficie sea de buena calidad.
- ❖ La respuesta de superficie adecuada para los puntos de diseño ingresados es la suma de un polinomio con una distribución normal (Método Kriging), dando como resultado un buen comportamiento y una estimación muy aproximada.
- ❖ Por medio de la optimización en la viga principal con agujeros circulares en el alma, se logró una reducción de peso de hasta el 5.9% con respecto al modelo sin optimizar. Comparando con el primer modelo de la Viga de Alma llena el cual tiene un peso de 10246 kg, se reduce hasta 1924 kg por cada viga haciendo perforaciones circulares y optimizándolo a la vez, lo que quiere decir que en todo el puente grúa se reduce hasta 3.8 Toneladas, esto equivale una reducción del 18.8% de peso, utilizando el método Screening para varios objetivos

con un espesor en el alma de 8mm y un diámetro de agujero de 901.7mm $\left(35\frac{1}{2}''\right)$.

- ❖ Como el mejor modelo es el de la viga principal con agujero circular y adicional se logró reducir el peso del mismo por medio de la optimización, se concluye que la hipótesis planteada es afirmativa ya que soporta las mismas cargas y tiene un Factor de Seguridad adecuado.

Recomendaciones

- ❖ Para que los resultados sean bastantes aproximados en la simulación, hay que aplicar varias técnicas de mallado y tener en cuenta los contactos que tiene un cuerpo con otro.
- ❖ Antes de realizar las superficies de respuesta y darle otra tendencia, verificar primero la relación lineal que tienen entre las variables, ya que al hacer esto se puede ver si es necesario o no darle otra tendencia.
- ❖ Hay que tener en cuenta que se debe utilizar el método y el algoritmo correcto para la optimización, para que las respuestas del programa sean adecuadas y bien aproximadas.

APENDICES

APÉNDICE A

A1. Velocidades para Grúas Operadas por Control

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

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

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

A2. Tabla de aceleración para motores DC y AC – CMAA 70

TABLE 5.2.9.1.2.1-A
 GUIDE FOR TRAVEL MOTION
 TYPICAL ACCELERATION RATES RANGE¹

Free Running Full Load Speed		a = Acceleration Rate in Feet per Sec. per Sec. for AC or DC ² Motors
Ft. per Min.	Ft. per Sec.	
60	1.0	.25 Min.
120	2.0	.25 - .80
180	3.0	.30 - 1.0
240	4.0	.40 - 1.0
300	5.0	.50 - 1.1
360	6.0	.60 - 1.1
420	7.0	.70 - 1.2
480	8.0	.80 - 1.3
540	9.0	.90 - 1.4
600	10.0	1.0 - 1.6

APÉNDICE B

B1. Pandeo de placas- tipos de cargas

TABLE NO. 3.4.8.2-1

Case	Loading		Buckling Stress	Range of Application	Buckling Coefficient
1	Compressive stresses, varying as a straight line. $0 < \Psi < 1$		$O_1 = K_0 O_c$	$\alpha \geq 1$ $\alpha < 1$	$K_0 = \frac{8.4}{\Psi + 1.1}$ $K_0 = \left[\alpha + \frac{1}{\alpha} \right]^2 (x) \left[\frac{2.1}{\Psi + 1.1} \right]$
2	Compressive and tensile stresses, varying as a straight line and with the compression predominating. $-1 < \Psi < 0$		$O_1 = K_0 O_c$		$K_0 = [(1 + \Psi)K'] - (\Psi K') + [10\Psi(1 + \Psi)]$ wherein K' is the buckling coefficient for $\Psi = 0$ (case 1) and K' is the buckling coefficient for $\Psi = -1$ (case 3).
3	Compressive and tensile stresses, varying as a straight line, with equal edge values, $\Psi = -1$ or with predominantly tensile stresses. $\Psi < -1$		$O_1 = K_0 O_c$	$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $\alpha < \frac{2}{3}$	$K_0 = 23.9$ $K_0 = 15.87 + \frac{1.07}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Uniformly distributed shear stresses. $\Psi = 1.0$		$T_1 = K_1 O_s$	$\alpha \geq 1$ $\alpha < 1$	$K_1 = 5.34 + \frac{4.00}{\alpha^2}$ $K_1 = 4.00 + \frac{5.34}{\alpha^2}$

*For the calculation of α and O_1 in case 3 with predominant tension, replace dimension b by $2 \times$ the width of the compression zone. But use actual b dimension to determine α and O_1 for the simultaneously acting shear stress portion.

B2. Ciclos de carga en función de la clase y ciclo de carga

TABLE 2.B-1
DEFINITION OF CMAA CRANE SERVICE CLASS
IN TERMS OF LOAD CLASS AND LOAD CYCLES

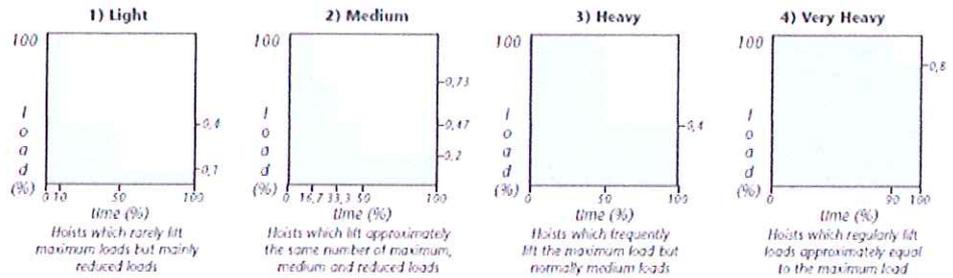
LOAD CLASS	Load Cycles				k = MEAN EFFECTIVE LOAD FACTOR
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	
L ₁	A	B	C	D	0.35 -0.53
L ₂	B	C	D	E	0.531-0.67
L ₃	C	D	E	F	0.671-0.85
L ₄	D	E	F	F	0.851-1.00
	Irregular occasional use followed by long idle periods	Regular use in intermittent operation	Regular use in continuous operation	Regular use in severe continuous operation	

LOAD CYCLES:

- N₁ = 20,000 to 100,000 cycles
- N₂ = 100,000 to 500,000 cycles
- N₃ = 500,000 to 2,000,000 cycles
- N₄ = Over 2,000,000 cycles

APÉNDICE C

C1. Nivel de esfuerzo del trolley



C2. Catálogo DONATI, Clasificación de Carga del Equipo

Classification and limit of use of the electromechanisms of lifting equipments								
Use Base of the mechanism level (Type of work)	1) Light	Im = Daily running time (hours)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
		Life of the mechanisms in 10 years operations (hours)	3200	6300	12500	25000	50000	100000
	Load	N ^o maximum of cycle of work in 10 years operations (Σ cycles)	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴	> 4x10 ⁵
		Im = Daily running time (hours)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
	2) Medium	Life of the mechanisms in 10 years operations (hours)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
		N ^o maximum of cycle of work in 10 years operations (Σ cycles)	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴
	3) Heavy	Im = Daily running time (hours)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
		Life of the mechanisms in 10 years operations (hours)	800	1600	3200	6300	12500	25000
	Load	N ^o maximum of cycle of work in 10 years operations (Σ cycles)	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴
		Im = Daily running time (hours)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
	4) Very heavy	Life of the mechanisms in 10 years operations (hours)	400	800	1600	3200	6300	12500
		N ^o maximum of cycle of work in 10 years operations (Σ cycles)	32x10 ³	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴
Service group of the mechanisms of lifting and travelling	as per ISO 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
	as per HM 9.511	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
Intermittent use according to HM 9.603.25	Hoist mechanisms	Ratio of intermittance (Ri%)	25	30	40	50	60	60
		Maximum N ^o of start-ups per hour (A/h)	150	180	240	300	360	360
		Maximum N ^o of cycles per hour (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Trolley mechanisms	Ratio of intermittance (Ri%)	20	25	30	40	50	60
		Maximum N ^o of start-ups per hour (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
		Maximum N ^o of cycles per hour (C/h)	20	25	30	40	50	> 60
Temporary use	Running time at main speed (min)	15	15	30	30	60	> 60	
	Running time at low speed (min)	2,5	3	3,5	4	5	6	
	Maximum N ^o of start-ups per hour (A/h)	10	10	10	10	10	10	
Two-speed double-duty operation	Maximum N ^o of start-ups per hour (A/h)	Fast speed	1/3 (33.3% of total N ^o start-ups per hour)					
		Low speed	2/3 (66.7% of total N ^o start-ups per hour)					
	Im = Daily running time (hours)	Fast speed	2/3 (66.7% of the average daily running time)					
		Low speed	1/3 (33.3% of the average daily running time)					

C3. Identificación del Modelo del Trolley. Catálogo DONATI

Identification of hoists and related trolleys

Configuration of ropes → (single-grooved drum)			8 falls (8/1)			6 falls (6/1)		4 falls (4/1)				2 falls (2/1)		
Capacity kg	Letter		DRH Type in relation to FEM group (ISO)			DRH Type in relation to FEM group (ISO)		DRH Type in relation to FEM group (ISO)				DRH Type in relation to FEM group (ISO)		
	reducer	capacity	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	1Am (M4)	2m (M5)	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)
800	L	D												
800	V	D												12L3•D
1000	L	E									14L3•E			12L2•E
1000	V	E									14V3•E			12L3•E
1250	L	F									14L3•F	12L1•F		12L3•F
1250	V	F									14V3•F	12V1•F	22V2•F	22V3•F
1600	L	G									14L3•G	12L1•G	12L2•G	22L3•G
1600	V	G									14V3•G		22V2•G	32V3•G
2000	L	H									14L2•H	14L3•H	12L1•H	22L2•H
2000	V	H									14V2•H	24V3•H	22V1•H	32V2•H
2500	L	I									14L1•I	14L3•I	22L1•I	32L3•I
2500	V	I									14V1•I	24V2•I	24V3•I	32V3•I
3200	L	J									14L1•J	14L2•J	24L3•J	32L3•J
3200	V	J									14V0•J	24V2•J	34V3•J	42V3•J
4000	L	K									14L1•K	24L2•K	24L3•K	32L1•K
4000	V	K									24V1•K	34V2•K	34V3•K	32V1•K
5000	L	L									24L1•L	24L2•L	34L3•L	42V2•L
5000	V	L									24V0•L	34V2•L	34V3•L	42V2•L
6300	L	M									24L1•M	34L2•M	34L3•M	42L1•M
6300	V	M										34V2•M	44V3•M	42V1•M
8000	L	N									34L1•N	34L2•N	34L3•N	42L1•N
8000	V	N									34V1•N	44V2•N	44V3•N	42L2•N
10000	L	O									34L1•O	34L2•O	44L3•O	42L1•O
10000	V	O									34V0•O	44V2•O	44V3•O	42S1•O
12500	L	P									34L1•P	44L2•P	44L3•P	
12500	V	P									44V1•P	44S2•P	44S3•P	
16000	L	Q									44L1•Q	44L2•Q		
16000	V	Q									44V0•Q	44S1•Q	44S2•Q	
20000	L	R			38L2•R	36L1•R					44L1•R	44L2•R		
20000	V	R									44S1•R			
25000	L	S			38L1•S		46L2•S				44L0•S	44M1•S		
25000	V	S					46S2•S							
32000	L	T					46L1•T	46L2•T						
32000	V	T					46S1•T							
40000	L	U			48L1•U	48L2•U								
40000	V	U			48S1•U									
50000	L	V			48L0•V									
50000	V	V			48S0•V									

Size 1 DRH

Size 2 DRH

Size 3 DRH

Size 4 DRH

DRH 4 cylindrical motor

Key and example of the identifying characteristics of the hoists and trolleys using codes

C4. Características del Trolley seleccionado (Catálogo DONATI)

Capacity (kg)	FEM Grupos of the hoist	Life and service reducers/ motors ⁽¹⁾	Type DRH	Data of the DRH electric wire rope hoists												Type of trolley on the hoist	
				Speed at 50 Hz (m/min.)		Motor power (kW)		Lifting height (m) with rope drum ^{(2) (3)}					N° falls	Rope ⁽²⁾ Ø/Type (mm)	monorail DST - N/R	double girder DRT	
				1 Speed	2 Speed	1 Speed	2 Speed	C	N	L	X1	X2					
25000	1Bm	1Bm	44L0•S	4	4/1,3	18	18/6	6	8	11	17	24	4/1	16A1	-	3	
	1Am	1Am	38L1•S	2	2/0,7	10	10/3,3	-	-	6	8	10,8	8/1	13A1(13A1)	-	3	
	1Am	1Am	44M1•S	4	4/1,3	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16,2A	-	3	
	2m	2m	46L2•S	2	2/0,9	16	16/5,2	6	8	10	14	19	6/1	16A	-	3	
	2m	2m	46S2•S	4	4/1,3	24	24/7,8	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3	

C5. Características de la Cuerda

Hoist type →	Breaking load of the ropes (minimum granted kN)																				
	DRH 1						DRH 2			DRH 3					DRH 4						
	Ø 7 mm			Ø 8 mm			Ø 9 mm			Ø 12 mm		Ø 13 mm			Ø 15 mm		Ø 16 mm		Ø 16,2 mm		
Strength classes →	B	M	A	M	A	B	M	A	M	A	B	M	A	A1	M	A	B	M	A	A1	A
Normal (kN)	30,4	42,1	48,1	42,0	65,6	53,1	69,6	74,6	121,7	138,7	102,0	142,5	163,4	154,0	189,7	219,2	176,9	215,9	236,0	268,0	296,0
Non rotating (kN)	35,3	-	48,8	46,1	60,5	58,4	-	76,6	-	136,2	121,8	-	159,8	-	-	212,7	184,4	242,1	255,0	-	-

C6. Motor y Ruedas del Trolley

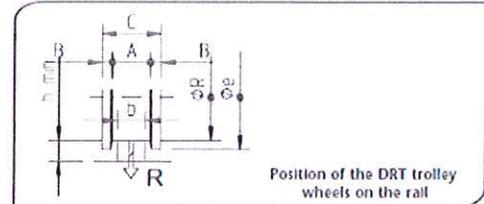
Electric travel trolley		Trolley data and motor power (maximums suppliable = kW) with one and two travel speeds											
		1 Speed: 8 or 10 m/min. ⁽¹⁾				1 Speed: 16 or 20 m/min. ⁽¹⁾				2 Speed: 16/4 or 20/5 m/min. ⁽¹⁾			
		Reducer ratio with speed m/min		Trolley motor		Reducer ratio with speed m/min		Trolley motor		Reducer ratio with speed m/min		Trolley motor	
Type - Size	8	10	Type 4 poles	Power kW	16	20	Type 2 poli	Power kW	16/4	20/5	Type 2/8 poles	Power kW	
DST - N/R Monorail	1 - 2	γ1	γ2	71 - 4	0,16	γ1	γ2	71 - 2	0,32	γ1	γ2	71 - D	0,32/0,07
	3	γ1	γ2	80 - 4	0,25	γ1	γ2	80 - 2	0,50	γ1	γ2	80 - D	0,50/0,12
	4	γ1	γ2	80 - 4	0,32	γ1	γ2	80 - 2	0,63	γ1	γ2	80 - D	0,63/0,15
DRT double girder	1	γ1	γ2	71 - 4	0,16	γ1	γ2	71 - 2	0,32	γ1	γ2	71 - D	0,32/0,07
	2	γ1	γ2	80 - 4	0,25	γ1	γ2	80 - 2	0,50	γ1	γ2	80 - D	0,50/0,12
	3	γ1	γ2	80 - 4	0,32	γ1	γ2	80 - 2	0,63	γ1	γ2	80 - D	0,63/0,15
	4	γ1	γ2	100 - 4	0,63	γ1	γ2	100 - 2	1,25	γ1	γ2	100 - D	1,25/0,31

NOTE: For application with double motor-reducer see page 35.

⁽¹⁾ The lifting and travel speeds and related motors power refers to three-phase supply voltage with 50Hz frequency. In case of 60Hz frequency they have to be increased of 20%.

Dimensions of the DRT wheels and relevant rails

DRT	O.R. Wheel (mm)	Dimensions (mm)						
		Wheel			O e	h min.	Binario	
A	B	C	b min.	b max.				
DRT 1	125	50	15	80	150	30	30	40
DRT 2	160	55	19	93	190	30	30	45
DRT 3	200	60	20	100	230	30	40	50
DRT 4	250	70	20	110	260	40	50	60



Position of the DRT trolley wheels on the rail

C7. Motor y Tambor del Trolley

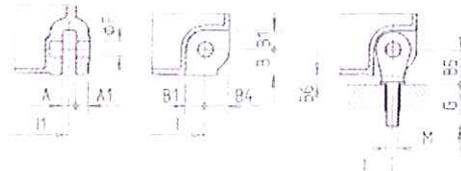
Fixing of the DRH wire rope hoists in suspended or set-down execution

Fixing of hoists 2 and 4 ropes falls in suspended execution: Details of the hole and of the connection area of the universal eyebolt.



The universal eyebolt suspension is supplied as a standard. For dimensions I e H see page DRH of set-down/suspended suspension

Fixing in set-down execution hoists 2, 4, 6 and 8 ropes falls: Details of the support foot and of the connection area of the universal set-down eyebolt.



The universal eyebolt suspension is supplied as a standard. For dimensions I e H see page DRH of set-down/suspended suspension

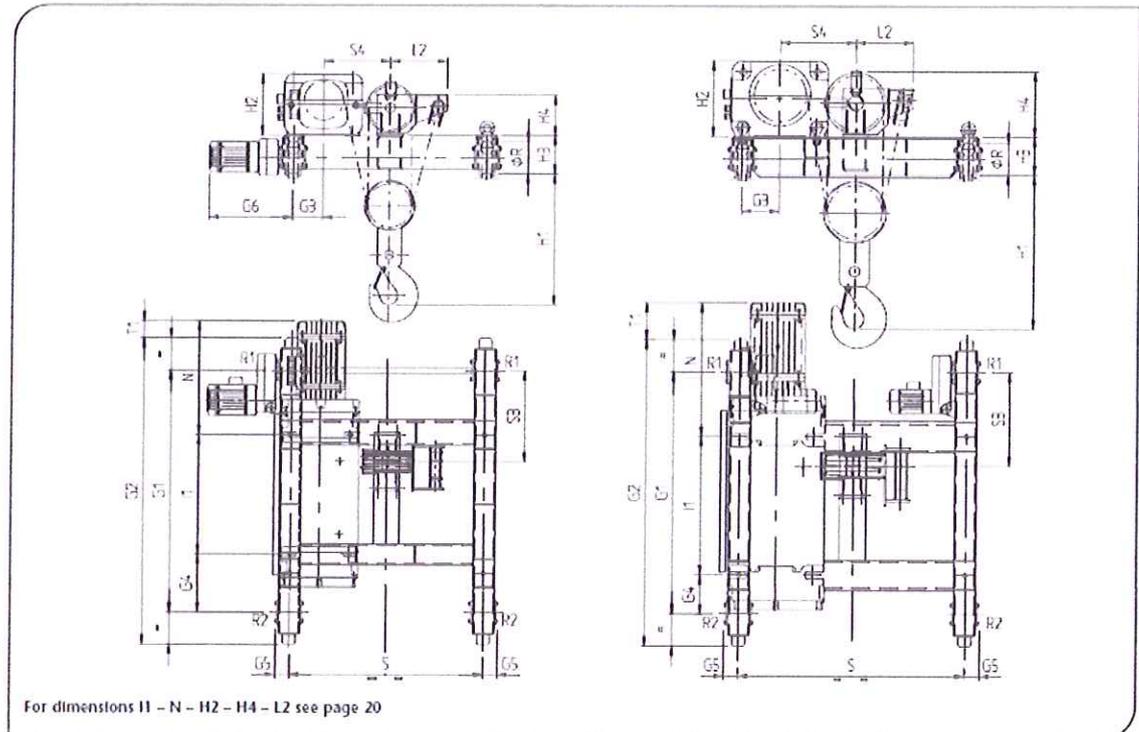
NOTE: Fixing of hoists 2, 4, 6 and 8 ropes falls in set-down execution:

- With universal eyebolt, the headroom of hoist (H2), has to be increased of "B6" dimension.
- On trolley DRT3/4 with DRH 6 and 8 ropes falls it's supplied the set-down staybolt as a standard.

Rope falls N°	DRH	Overall dimensions (mm)											
		A	A1	B	B1	B2	B3	B4	B5	B6	OF	M	G
2/1 - 4/1	1	20	20	37	21	21	35	35	50	13	20	16x2	65
	2	22	22	42	31	31	40	40	55	13	25	20x2,5	70
	3	32	32	48	36	36	55	55	76	28	35	24x3	93
	4	42	42	60	38	46	70	70	89	29	45	30x3,5	108
6/1 - 8/1	3	32	32	48	36	-	-	-	48	-	35	20x2,5	55
	4	42	42	60	38	-	-	-	60	-	45	27x3	57

C8. Dimensiones del Ensamble del Trolley

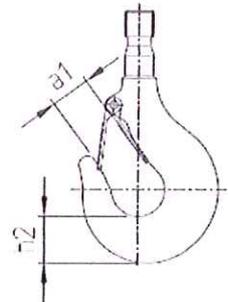
DRT double girder trolley for DRH wire rope hoist –Version with 6 rope falls (6/1)
Reactions on the supports see page 33



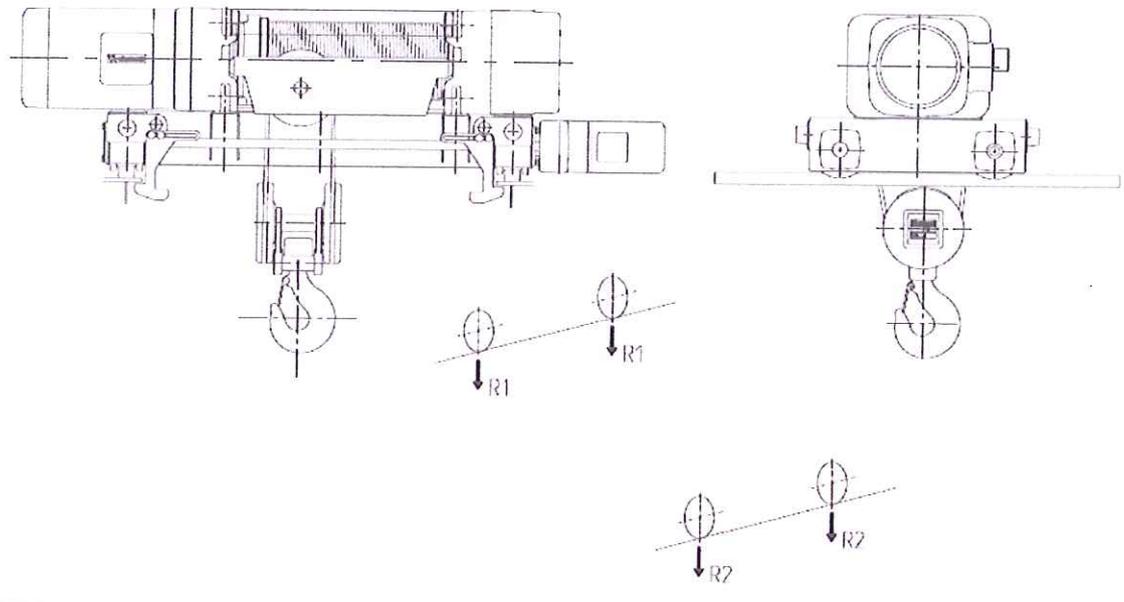
Rope falls N°	Type DRH	Trolley DRT	Type of drum DRH	Trolley gauge S (mm)	Weight DRH + DRT (kg)	Overall dimensions (mm)															
						G1	G2	G3	G4	G5	G6	S3	S4	T1	H1	H3	OR				
6/1	3	3	N	1200	1120	1500	1900	185	360	90	520	565	415	105	820	235	200				
				1400	1140	1500	1900	185	360	90	520	565	515	105	820	235	200				
			L	1200	1290	2070	2470	185	400	90	520	575	415	95	820	235	200				
				1400	1310	2070	2470	185	400	90	520	575	515	95	820	235	200				
			X1	1200	1380	2500	2900	185	540	90	520	575	415	95	820	235	200				
				1400	1400	2500	2900	185	540	90	520	575	515	95	820	235	200				
			X2	1200	1510	3000	3400	185	410	90	520	575	415	95	820	235	200				
				1400	1530	3000	3400	185	410	90	520	575	515	95	820	235	200				
			4	3	3	N	1400	1800	1500	1900	230	240	90	-	580	470	255	960	235	200	
							2240	2100	1500	1900	650	240	90	-	580	470	255	960	235	200	
						L	2800	2400	1500	1900	930	240	90	-	580	470	255	960	235	200	
							1400	2000	2070	2470	230	240	90	-	590	470	245	960	235	200	
	X1	2240				2300	2070	2470	650	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
		2800				2700	2070	2470	930	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
	X2	1400				2250	2500	2900	230	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
		2240				2500	2500	2900	650	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
	X2	2800				2800	2500	2900	930	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
		1400				2390	3000	3400	230	240	90	-	590	470	245	960	235	200			
	6/4	3				3	N	2240	2650	3000	3400	650	240	90	-	590	470	245	960	235	200
								2800	2950	3000	3400	930	240	90	-	590	470	245	960	235	200
			L	1400	1855		1500	1900	230	240	90	-	580	470	415	960	235	200			
				2240	2155		1500	1900	650	240	90	-	580	470	415	960	235	200			
			X1	2800	2455		1500	1900	930	240	90	-	580	470	415	960	235	200			
				1400	2055		2070	2470	230	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
			X2	2240	2355		2070	2470	650	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
				2800	2755		2070	2470	930	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
			X2	1400	2305		2500	2900	230	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
				2240	2555		2500	2900	650	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
			X2	2800	2855		2500	2900	930	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
				1400	2445		3000	3400	230	240	90	-	590	470	405	960	235	200			
	X2	2240	2705	3000	3400	650	240	90	-	590	470	405	960	235	200						
		2800	3005	3000	3400	930	240	90	-	590	470	405	960	235	200						

Table ϕ pitch diameter drum and sheave for DRH

DRH	ϕ rope (mm)	ϕ Drum pitch diameter (mm)	ϕ Sheave pitch diameter (mm)
1	7	159	157
2	8	193	180
	9	194	181
3	12	242	269
	13	243	270
4	15	323	337
	16	324	338



C9. Reacciones del Trolley con respecto a la Viga Principal. Catálogo DONATI.



Version with 6 falls of rope (6/1)									
Trolley gauge S (mm)	Capacity (kg)	Static reactions: R1; R2 = daN							
		Drum N		Drum L		Drum X1		Drum X2	
		R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2
1200	16000	5360	3200	6210	2435	6620	2070	6970	1785
	20000	6610	3950	7655	2990	8160	2530	8587	2168
1400	16000	5367	3203	6214	2441	6627	2073	6997	1788
	20000	6615	3955	7660	3000	8170	2530	8600	2170
	25000	8250	5150	9600	3900	10250	3375	10838	2857
	32000	10400	6500	12100	4900	12980	4150	13650	3545
2240	25000	8350	5200	9700	3950	10350	3400	10925	2900
	32000	10500	6550	12200	4950	13050	4200	13737	3588
2800	25000	8450	5250	9800	4050	10400	3500	11025	2950
	32000	10600	6600	12300	5050	13100	4300	13837	3638

C10. Riel donde van apoyados las ruedas del Trolley. Catalogo TDC de Barras Cuadradas.

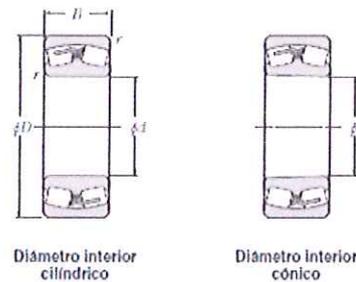
Preferred sizes, masses & size tolerance of hot rolled square bars			
Size (d) mm	Deviation Limit mm	Mass kg/m	Cross Sectional Area cm ²
8		0.502	0.64
10		0.785	1.00
12	± 0.4	1.13	1.44
13		1.33	1.69
14		1.54	1.96
15		1.77	2.25
16		2.01	2.56
18		2.54	3.24
20	± 0.5	3.14	4.00
22		3.80	4.84
24		4.52	5.76
25		4.91	6.25
26		5.31	6.76
28		6.15	7.84
30	± 0.6	7.07	9.00
32		8.04	10.2
35		9.62	12.3
40		12.6	16.0
45	± 0.8	15.9	20.3
50		19.6	25.0
55		23.7	30.3
60		28.3	36.0
65		33.2	42.3
70	± 1.0	38.5	49.0

APÉNDICE D

D1. Rodamientos Catalogo NTN

● Rodamientos de Rodillos Esféricos

NTN



d 75 ~ 120mm

Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de ⁴⁾ rodamientos	
mm				dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		diámetro interior cilíndrico	diámetro interior cónico
d	D	B	$\alpha_{max}^{2)}$	C_r	C_o	C_r	C_o	grasa	aceite		
75	130	31	1.5	166	223	16 000	22 800	3 200	4 200	LH-22215B	LH-22215BK
	160	37	2.1	239	287	24 300	29 300	2 700	3 500	21315	21315K
	160	55	2.1	330	410	33 500	42 000	2 500	3 200	22315B	22315BK
80	140	33	2	213	277	21 700	28 200	3 000	4 000	LH-22216E	LH-22216EK
	140	33	2	179	239	18 300	24 400	3 100	4 000	LH-22216B	LH-22216BK
	170	39	2.1	260	315	26 500	32 000	2 500	3 300	21316	21316K
85	170	58	2.1	385	470	39 500	48 000	2 300	3 000	22316B	22316BK
	150	36	2	251	320	25 600	33 000	2 800	3 800	LH-22217E	LH-22217EK
	150	36	2	206	272	21 000	27 800	2 900	3 800	LH-22217B	LH-22217BK
90	180	41	3	289	355	29 500	36 000	2 400	3 100	21317	21317K
	180	60	3	415	510	42 500	52 000	2 200	2 900	22317B	22317BK
	160	40	2	292	385	29 600	39 500	2 600	3 500	LH-22218E	LH-22218EK
95	160	40	2	256	345	26 200	35 000	2 700	3 500	LH-22218B	LH-22218BK
	160	52.4	2	315	455	32 500	46 500	2 200	2 800	23218B	23218BK
	190	43	3	320	400	32 500	40 500	2 300	3 000	21318	21318K
	190	64	3	480	590	49 000	60 000	2 100	2 700	22318B	22318BK
100	170	43	2.1	294	390	30 000	39 500	2 500	3 300	22219B	22219BK
	200	45	3	335	420	34 000	43 000	2 100	2 700	21319	21319K
	200	67	3	500	615	51 000	63 000	1 900	2 500	22319B	22319BK
110	165	52	2	310	470	31 500	47 500	2 000	2 600	23120B	23120BK
	180	46	2.1	315	415	32 000	42 500	2 400	3 200	22220B	22220BK
	180	60.3	2.1	405	590	41 500	59 000	1 900	2 500	23220B	23220BK
	215	47	3	370	485	37 500	47 500	2 000	2 600	21320	21320K
	215	73	3	605	755	61 500	77 000	1 800	2 400	22320B	22320BK
110	170	45	2	282	455	28 600	46 500	2 200	2 800	23022B	23022BK
	180	56	2	370	580	37 500	59 500	1 800	2 400	23122B	23122BK
	180	69	2	450	755	46 000	77 000	1 800	2 400	24122B	24122BK30
	200	53	2.1	410	570	42 000	58 000	2 200	2 800	22222B	22222BK
	200	69.8	2.1	515	760	52 500	77 500	1 700	2 200	23222B	23222BK
	240	50	3	495	615	50 500	62 500	1 800	2 300	21322	21322K
240	80	3	745	930	76 000	95 000	1 700	2 200	22322B	22322BK	

APENDICE E

E1. AWS D14.1 Tabla del Tipo de Soldadura de acuerdo a su aplicación.

General Condition	Situation	Kind of Stress ⁽¹⁾	Stress Category (see Table 3)	Example Numbers (See Figure 1) ⁽²⁾
Plain Material	Base metal with rolled or cleaned surface. Flame-cut edges with ANSI smoothness of 1000 or less.	T or Rev.	A	1, 2
Built-up Members	Base metal and weld metal in members without attachments, built-up plates, or shapes connected by continuous fillet welds parallel to the direction of applied stress.	T or Rev.	B	3, 4, 5, 6
	Base metal and weld metal in members without attachments, built-up plates, or shapes connected by complete joint penetration groove welds with backing bars not removed, or by partial joint penetration groove welds parallel to the direction of applied stress.	T or Rev.	B'	3, 4, 5, 6
	Base metal at toe of welds on girder webs or flanges adjacent to welded transverse stiffeners.	T or Rev.	C	7

E2. AWS D14.1 Tamaño mínimo de la soldadura en filete.

Minimum Fillet Weld Size

Metal Thickness of Thicker Part Joined		Weld Size ⁽¹⁾			
		Shielded Metal Arc Welding		Deep Penetration Process ⁽²⁾ for Single Pass Welds ⁽³⁾ Flat or Horizontal Positions	
in.	mm	in.	mm	in.	mm
≤ 1/4	≤ 6	1/8	3	1/8	3
>1/4 to ≤ 1/2	>6 to ≤ 13	3/16	5	1/8	3
>1/2 to ≤ 3/4	>13 to ≤ 20	1/4	6	3/16	5
>3/4	>20	5/16	8	1/4	6

APENDICE F

F1. Motor siemens-especificaciones técnicas

description	MLFB	Designation	Unit
Basic data			
Geared motor	2KJ3406-.FM22-....	SIMOGEAR Parallel shaft geared motor FDAZ89-LE100LK4E	
Specification		CE (Europe / other)	
Efficiency class		IE2	
Motor power		3,45 / 4,6	kW / hp
Output torque		1320	Nm
Nominal torque		1850	Nm
Output speed		25	rpm
Service factor		1,39	
Transmission ratio	C1	70.67	

Gearbox options**Mounting type and position**

Mounting position	D01	M1
Mounting type	H	Housing flange
Output shaft		hollow shaft
Hollow shaft cover		Sealing cap
Output shaft dimensions		H50

Output shaft bearing

Output shaft bearing		Standard bearing
----------------------	--	------------------

Lubrication and Sealing

Gear oil	K06	Mineral oil CLP VG220
Output shaft sealing		Standardabdichtung

Ventilation and oil control

Gearbox breather		Druckentlueftungsventil
Oil level control		Oil level plug
Oil drain		Oil drain plug

Additional Options

Housing material		Cast iron
------------------	--	-----------

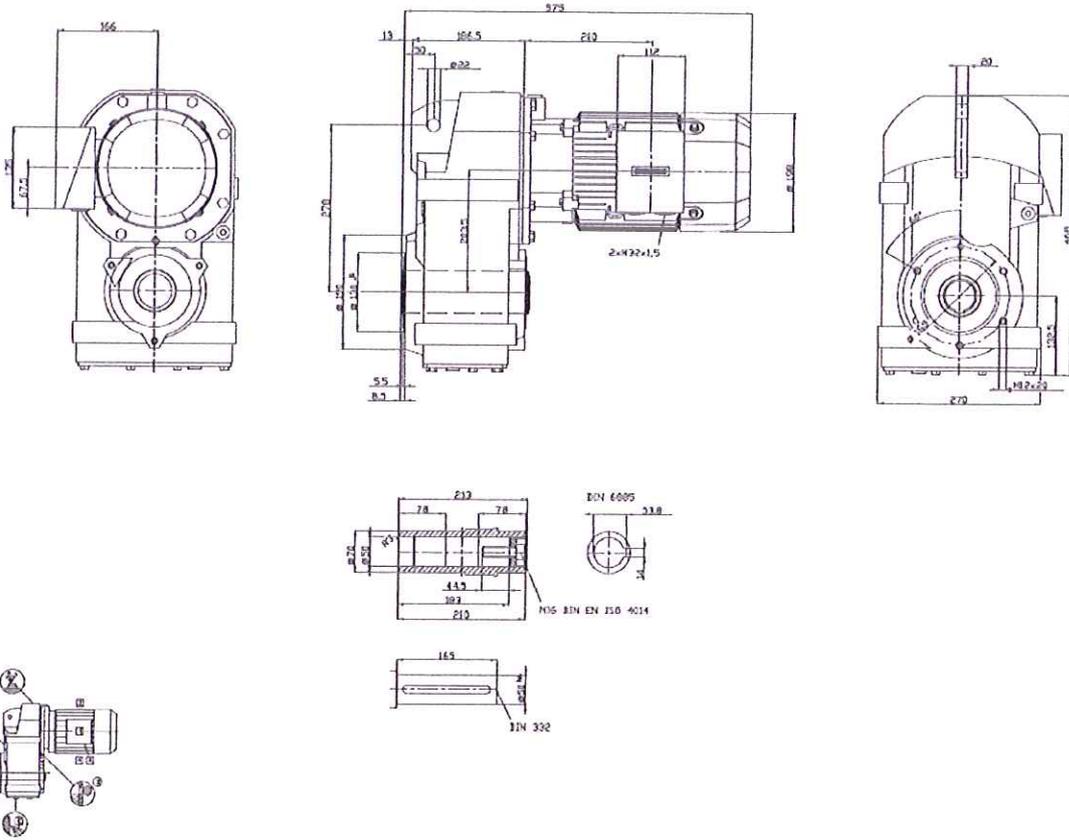
Motor options**Electrical design**

Operating mode		S1
Voltage/Frequency	N5H	60 Hz 460V Y
Thermal class		Thermal Class 155 (F)

Mechanical design

Degree of protection	K01	IP55
Terminal box position	M55	1A
Surface treatments	L02	Coating for normal
Color	L75	Color RAL 7016 anthracite

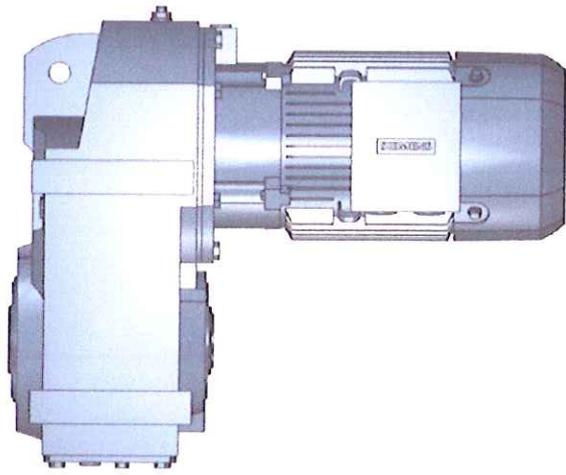
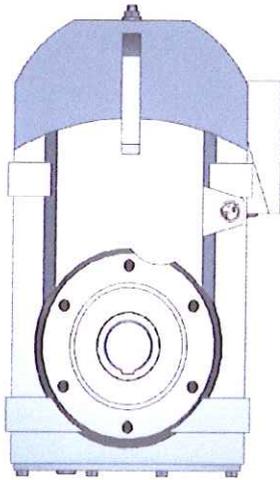
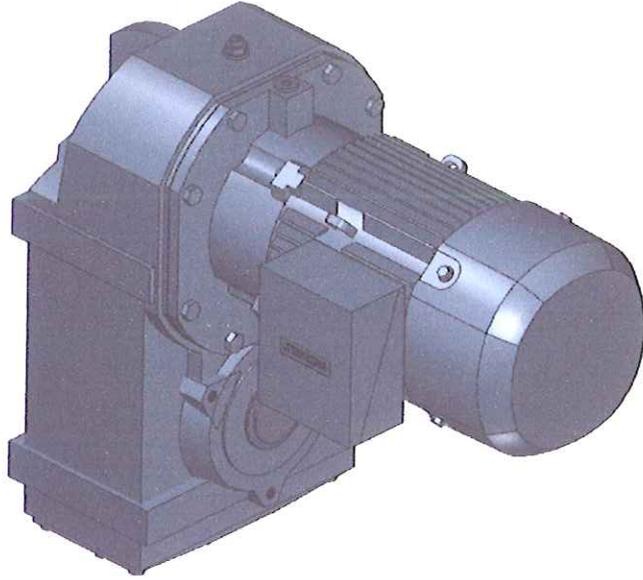
F2. Dimensiones del motor



All dimensions in Millimeter (mm).



Mounting type: M1	FDAZ89-LE100LK4E	Scale: 1:9.11	SIEMENS
SIMOCLEAR 2.0 / 8918	Order number: 2KJ3406-5FM22-9HC1-Z D01 +K01 +K06 +L02 +L75 +M55 +N5H	Format: DIN A4	



APENDICE G

G1. Puntos Evaluados alrededor de todas las secciones – Esfuerzo Equivalente de Von Mises.

SECCIÓN A-A'		Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	0	85.15	77
	1	58.03	52
	2	32	63.9
	3	22.6	
	4	40	
	5	47.3	100
	6	58.13	56.5

SECCIÓN B-B'		Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	0	64.1	62
	1	50	45.3
	2	35.3	30.1
	3	46.1	24.87
	4	37.9	17.3
	5	44.9	35.43
	6	56	55.3

SECCIÓN C-C'		Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	0	38.1	36.44
	1	34	33
	2	31	36.4
	3	20	
	4	26.5	
	5	36	53.8
	6	37	34

SECCIÓN D-D'		Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	0	36	35
	1	34.1	33.5
	2	33	19
	3	39.6	20
	4	37.2	25.5
	5	33	24
	6	50	45

SECCIÓN E-E'		Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	1	9	8.7
	2	8.2	8.1
	3	13.2	13.3

G2. Puntos Evaluados alrededor de todas las secciones – Deformación Total.

SECCIÓN A-A'		Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	0	21.72	20.24
	1	21.78	20.26
	2	21.74	20.25
	3	21.73	
	4	21.51	
	5	21.51	19.99
	6	21.5	19.98

SECCIÓN B-B'		Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	0	21.72	20.13
	1	21.64	20.14
	2	21.63	20.15
	3	21.62	20.14
	4	21.55	20.09
	5	21.55	20.08
	6	21.54	20.07

SECCIÓN C-C'		Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	0	15.61	14.66
	1	15.62	14.66
	2	15.6	14.63
	3	15.58	
	4	15.58	
	5	15.59	14.62
	6	15.6	14.6

SECCIÓN D-D'		Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	0	14.53	13.68
	1	14.54	13.67
	2	14.49	13.64
	3	14.47	13.62
	4	14.44	13.59
	5	14.47	13.64
	6	14.49	13.62

SECCIÓN E-E'		Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	1	1.93	1.86
	2	1.37	1.32
	3	0.75	0.75

G3. Puntos Evaluados en todas las secciones alrededor del Punto Cero: Esfuerzo de Von Mises y Deformación Total.

Punto 0		Esfuerzo (MPa)Alma Llena	Esfuerzo (MPa)Rectangular	Esfuerzo (MPa)Circular
	Sección A-A'	71.19	85.15	77
	Sección B-B'	60.91	64.1	62
	Sección C-C'	35.19	38.1	36.44
	Sección D-D'	34	36	35

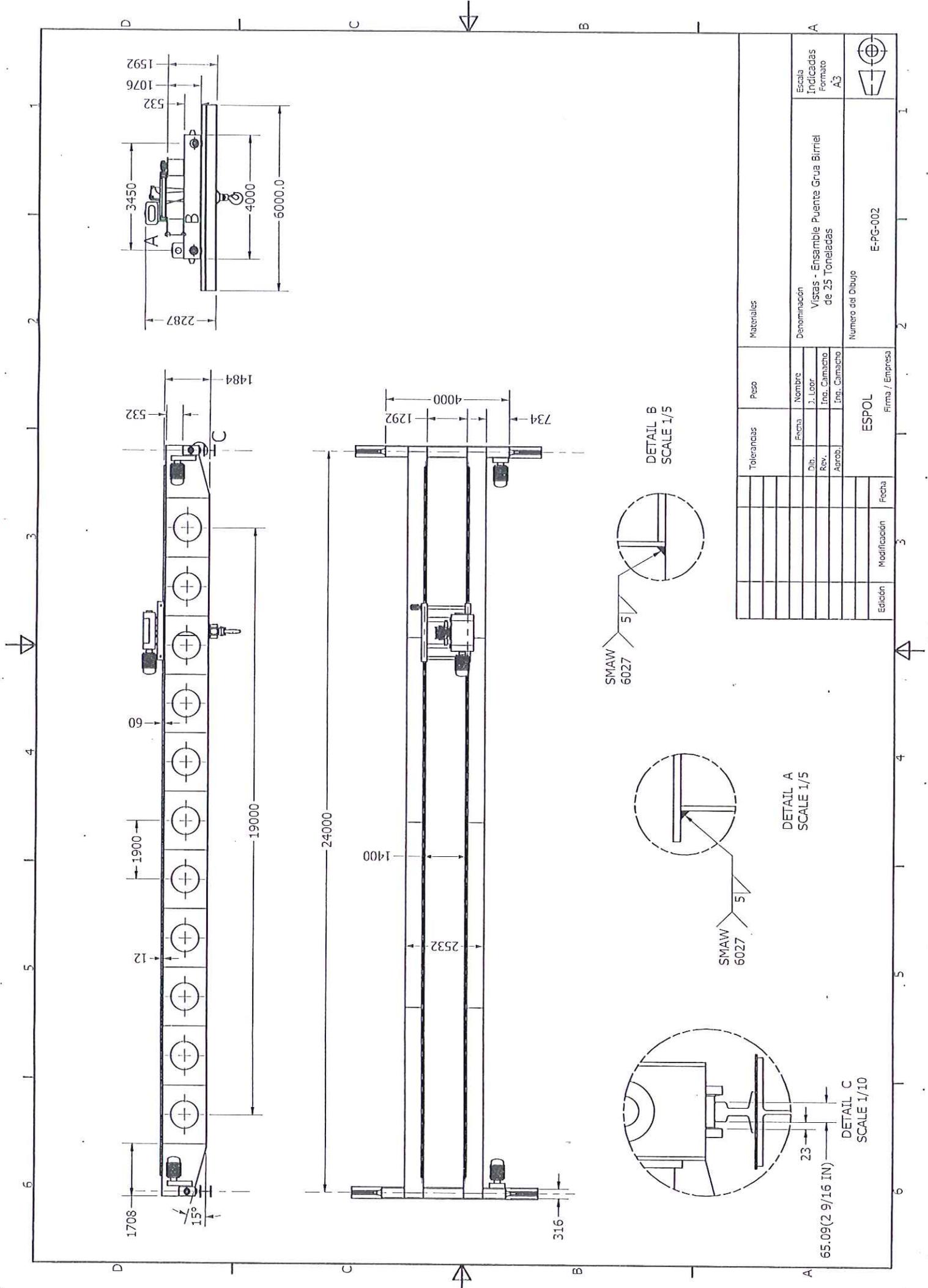
Punto 0		Deformación (mm)Alma Llena	Deformación (mm)Rectangular	Deformación (mm)Circular
	Sección A-A'	19.69	21.72	20.24
	Sección B-B'	19.6	21.6	19.9
	Sección C-C'	14.56	15.61	14.66
	Sección D-D'	15.37	17	15.8

APENDICE H

H1. Resultados de los puntos de diseño ingresado

N°	Peso(Kg)	Esfuerzo(MPa)	Deformación(mm)	Factor Seguridad
1	8844.4	102.01	20.294	2.4506
2	9242.5	99.177	19.809	2.5208
3	9640.6	96.547	19.362	2.5894
4	8446.3	105.12	20.838	2.3783
5	8048.2	108.58	21.466	2.3025
6	8773.5	103.05	20.527	2.4261
7	9164.5	99.923	20.034	2.5019
8	9555.5	97.396	19.581	2.5668
9	8382.5	106.55	21.079	2.3463
10	7991.5	110.52	21.718	2.2621
11	8913.5	98.072	20.085	2.5492
12	9318.5	95.281	19.605	2.6238
13	10001	78.682	18.623	3.1773
14	8716.3	86.981	20.027	2.8742
15	8288.2	104.6	20.619	2.3901
16	8700.9	109.99	20.779	2.273
17	9084.6	107.84	20.286	2.3181
18	9468.3	104.9	19.827	2.3832
19	8317.4	113.48	21.339	2.203
20	7933.4	117.4	21.99	2.1295
21	8980.9	92.999	19.903	2.6596

PLANOS



Tolerancias		Peso		Materiales	
Edición	Modificación	Fecha	Firma / Empresa	Denominación	Escala Indicada
			ESPOL	Vistas - Ensamble Puente Grúa Birrial de 25 Toneladas	Formato A3
				Numero del Dibujo	
				E-PG-002	

DETAIL B
SCALE 1/5

DETAIL A
SCALE 1/5

DETAIL C
SCALE 1/10

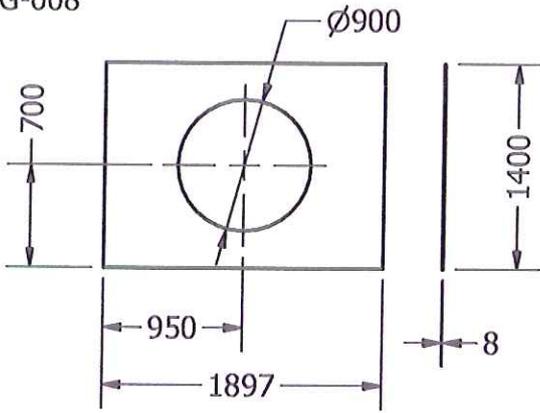
SMAW 6027

SMAW 6027

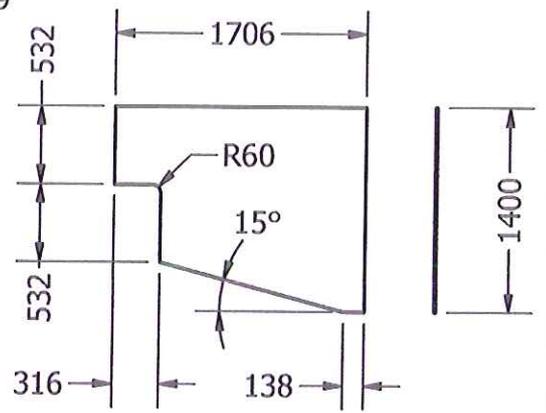
65.09(2.9/16 IN)



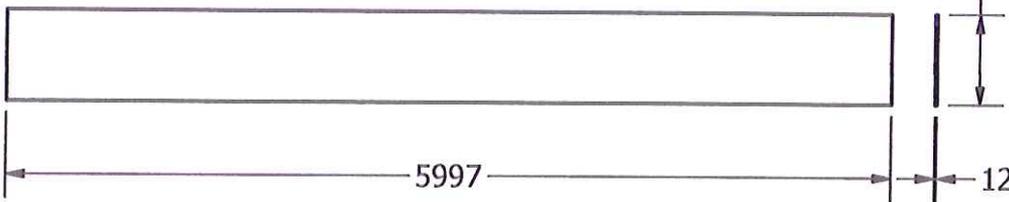
PG-008



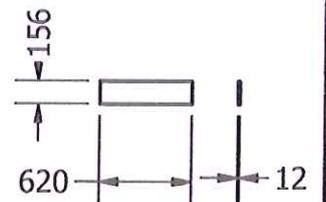
PG-009



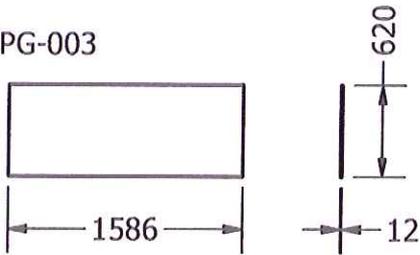
PG-001



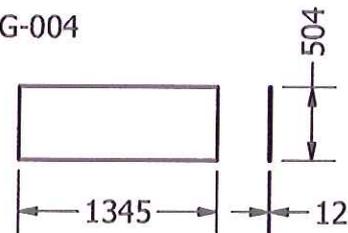
PG-002



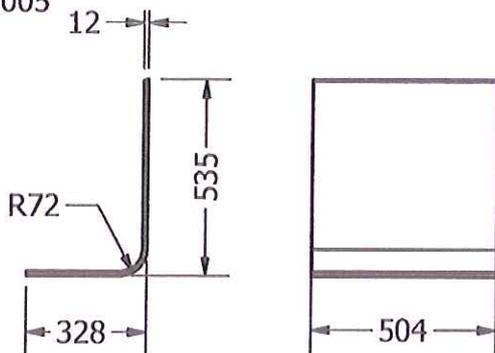
PG-003



PG-004

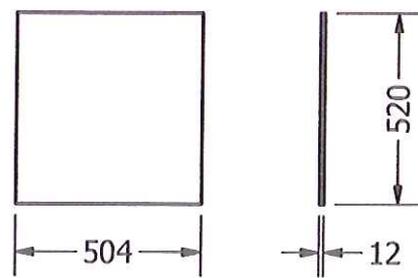


PG-005



SCALE 1/20

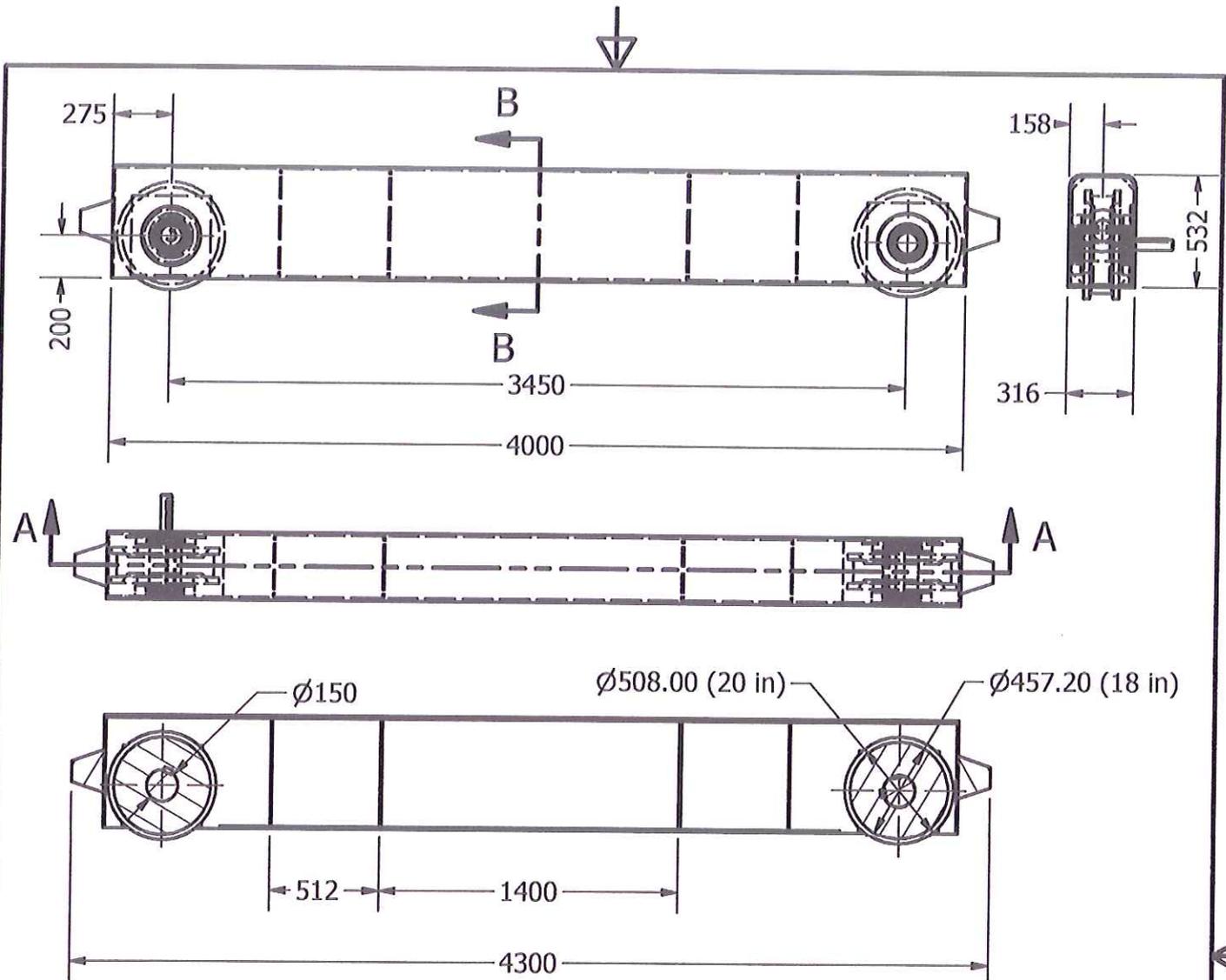
PG-006



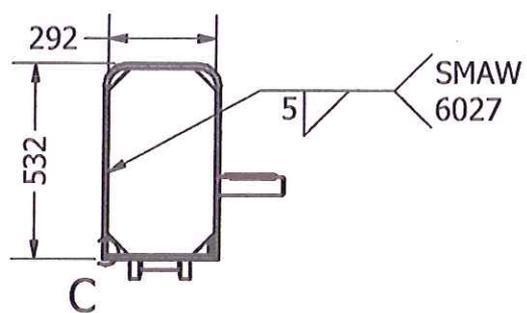
SCALE 1/20

			Tolerancias	Peso	Materiales	
			Fecha	Nombre	Denominación	Escala
			Dib.	J. Loor	Partes Viga Principal	1/50
			Rev.	Ing. Camacho		Formato
			Aprob.	Ing. Camacho		A4
			ESPOL		Numero del Dibujo	
Edición	Modificación	Fecha	Firma / Empresa		E-PG-004	

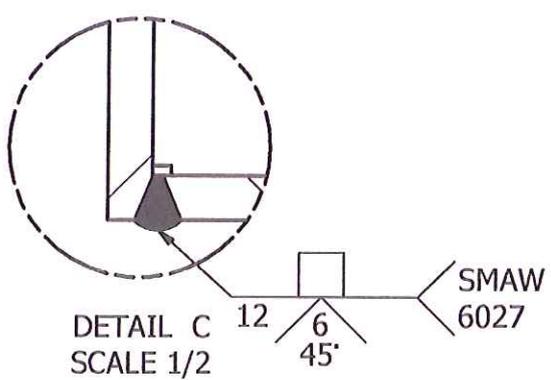




SECTION A-A
SCALE 1/20



SECTION B-B
SCALE 1/20

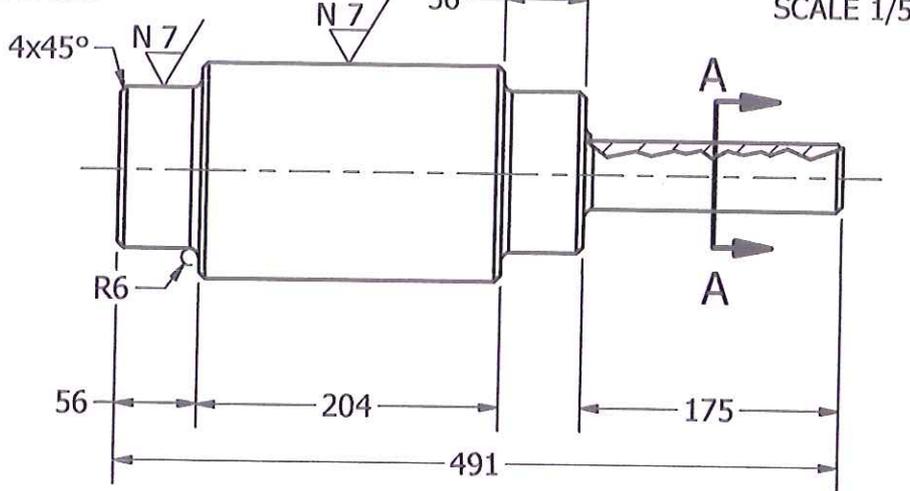


DETAIL C
SCALE 1/2

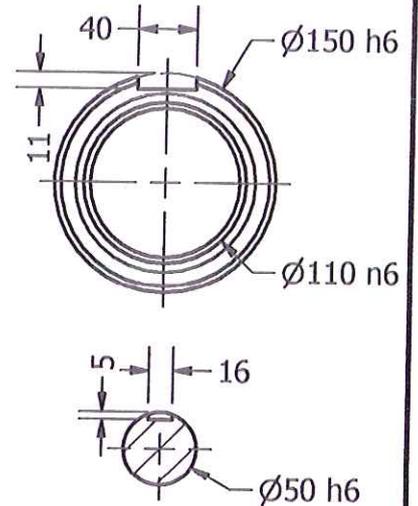
			Tolerancias	Peso	Materiales	
			Fecha	Nombre	Denominación Viga Testera	Escala Indicadas Formato A4
			Dib.	J. Loor		
			Rev.	Ing. Camacho		
			Aprob.	Ing. Camacho		
			ESPOL		Numero del Dibujo	
Edición	Modificación	Fecha	Firma / Empresa		E-PG-005	



PG-020

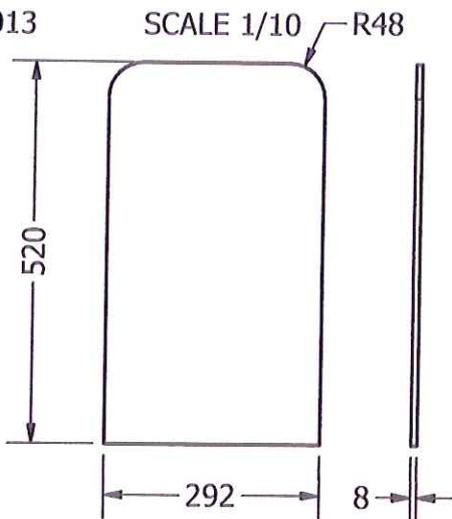


SCALE 1/5

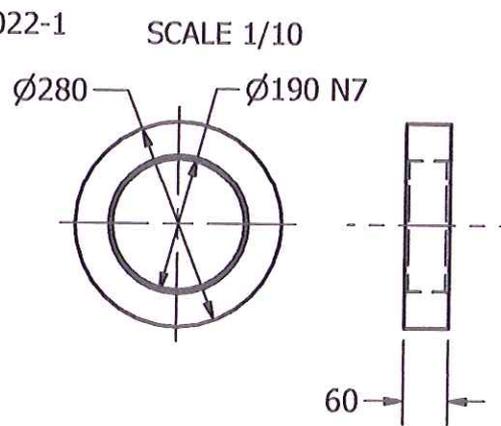


SECTION A-A
SCALE 1/5

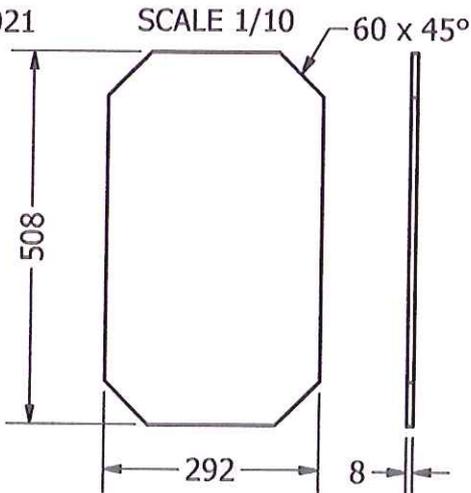
PG-013



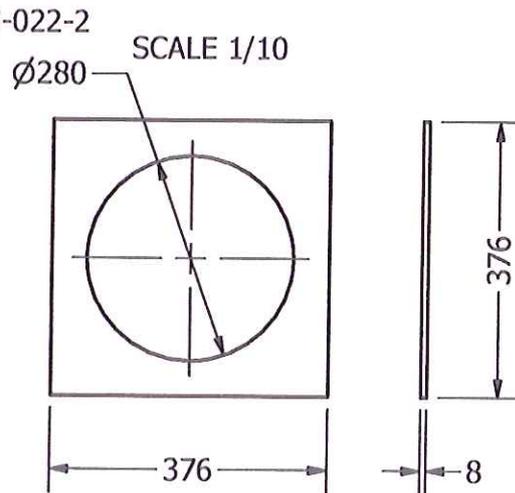
PG-022-1



PG-021



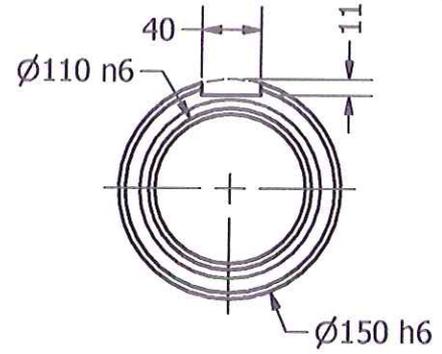
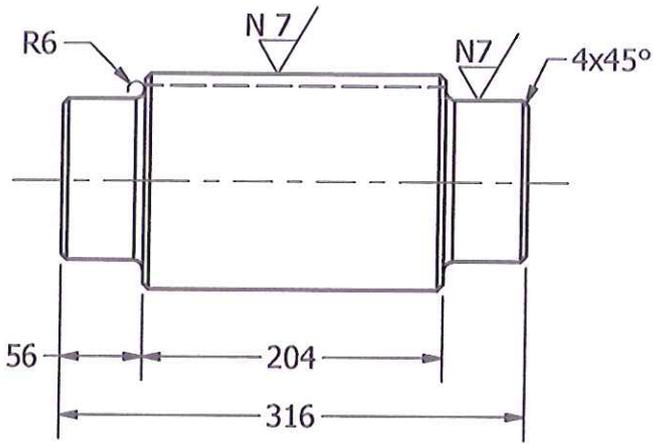
PG-022-2



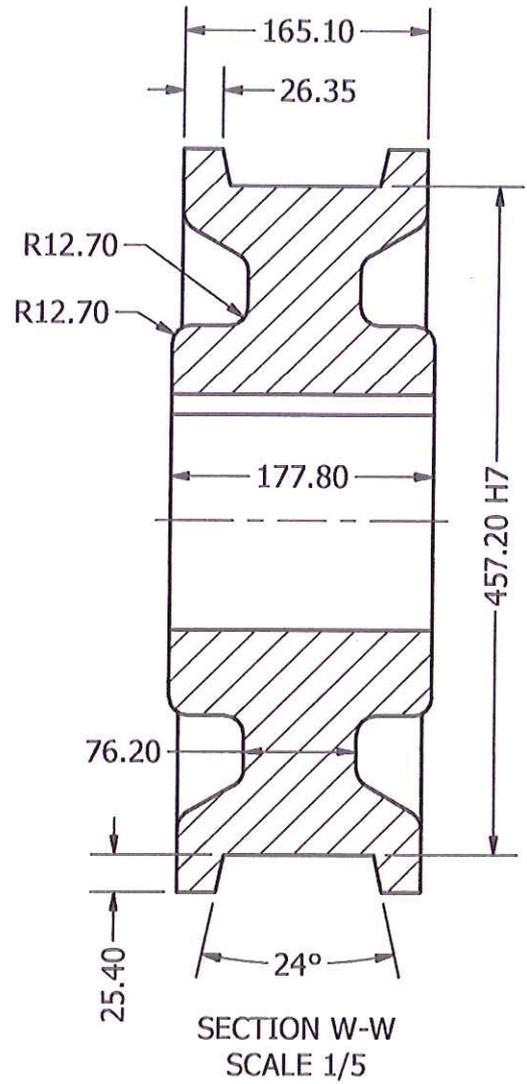
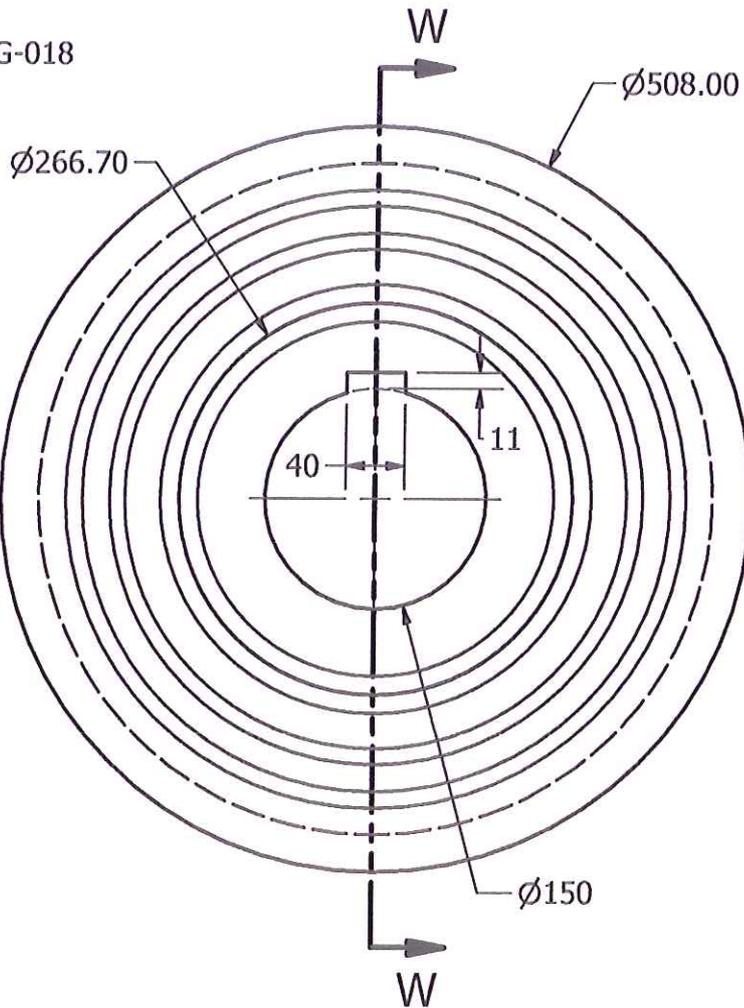
			Tolerancias	Peso	Materiales	
			Fecha	Nombre	Denominación	Escala
			Dib.	J. Loor	Partes Viga Testera # 1	Indicadas Formato A4
			Rev.	Ing. Camacho		
			Aprob.	Ing. Camacho		
			ESPOL		Numero del Dibujo	
Edición	Modificación	Fecha	Firma / Empresa		E-PG-006	



PG-019



PG-018



			Tolerancias	Peso	Materiales	
			Fecha	Nombre	Denominación	Escala
			Dib.	J. Loor	Partes Viga Testera #3	1/5
			Rev.	Ing. Camacho		
			Aprob.	Ing. Camacho		
			Numero del Dibujo			
			Escala			
Edición	Modificación	Fecha	Firma / Empresa		E-PG-008	
			ESPOL			

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Historia Del Punte Grúa.
<http://www.cursoscarretilerozaragoza.es/2013/08/13/historia-del-puente-grua/>
- [2] Punte grúa – Instalación.
<http://www.ingenieriacabrera.com.ar/index.php?page=puente-grua.html>
- [3] Funciones del puente Grúa
<http://www.gruasa.com/documents/PUENTESGRUAFUNCIONES.pdf>
- [4] Punte grúa – Componentes
<http://www.hechoxnosotrosmismos.com/t9570p10-portico-para-diferencial-que-levante-5-toneladas?highlight=puente+grua>
- [5] Tipos de Grúas <http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua>
- [6] Partes del Punte Grúa.
<http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/punte%20grua.htm>
- [7] Nave industrial
<http://quayas.evisos.ec/fotos-del-anuncio/grua-portico-polipasto-punte-grua-quayaquil-quito-ecuador-id-169877>
- [8] Grúa monorraiel
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua/puentes-grua-monorrailes>

- [9] Puente Grúa Birriel
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua/puentes-grua-birrailes>
- [10] Grúa suspendida
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua/puentes-gruas-suspendidos>
- [11] Grúa de consola
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua/grua-de-consola>
- [12] Grúa Pórtico
http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/701a750/ntp_736.pdf
- [13] Grúa semi-Portico
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua/semiportico>
- [14] Whiting Crane Handbook
<https://es.scribd.com/doc/18277785/Whiting-Crane-Handbook-3Ed>
- [15] CMAA #70 Crane Manufacturers Association of America
<http://es.slideshare.net/guillegarofalo/norma-cmaa-70>
- [16] AWS D14.1 American Welding Society
<https://es.scribd.com/doc/79641621/AWS-D14-1>
- [17] AISC #2 Design Guide Steel and Composite Beams with Openings

<http://portales.puj.edu.co/wjfajardo/ESTRUCTURAS%20MET%20C3%81LICAS/AISC/AISC%20Design%20Guide%202%20-%20Steel%20And%20Composite%20Beams%20With%20Web%20Openings.pdf>

- [18] Capacidades del Puente Grúa
<http://www.abusgruas.es/productos/puentes-grua>
- [19] Aberturas en el alma de una viga
<http://www.steel-insdag.org/teachingmaterial/chapter28.pdf>
- [20] Catálogo DONATI (Trolley)
<http://ebookbrowse.net/donati-catalogo-drh-pdf-d615905850>
- [21] Velocidad del Viento www.serviciosmetereologicos.gob.ec
- [22] Método LRFD aplicado a camino de rodadura para Puentes grúas.
Autor: Dongxiao Wu P. Eng. (Alberta, Canada)
<http://www.civilbay.com/download/CivilBay-Crane-Load-&-Crane-Runway-Beam-Design-1.0.0-Manual.pdf>
- [23] Guide for the design of the crane supporting structure.
<http://www.civilbay.com>
- [24] CISC HANDBOOK
<https://es.scribd.com/doc/144568350/Handbook-of-Steel-Construction-9th-Edition-CISC>
- [25] LRFD

http://user.engineering.uiowa.edu/~design1/StructuralDesignII/LRFD_Specifications12-27-99.pdf

- [26] Catálogo NTN de Rodamientos
<http://www.ntnamericas.com/es/folletos-y-material-informativo/catalogos>
- [27] Soldadura – conexiones AISC 21
http://www.unimasr.net/ums/upload/files/2011/Mar/UniMasr.com_7bc7043c64b2416d2280b52f9acacfe1.pdf
- [28] Repositorio UTEC Argentina: Proceso de Discretización
<http://www.frbb.utn.edu.ar/utec/utec/9/n03.html>
- [29] Representación de Dominio Global
http://tdd.elisava.net/coleccion/20/oller_oNate-es
- [30] Portal Tutorial ANSYS® v14.5: pp. 3 Structural Simulation
- [31] Tutorial de COSMOS SOLIDWORKS®
- [32] Norma AWS A5.1-91 Selección del Electrodo según el material de aporte
- [33] Design Exploration User Guide ANSYS® v 14.5, Using Design of Experiments, pp. 65, 73.
- [34] Probabilidad y Estadística Fundamentos y Aplicaciones. Segunda Edición. Autor: Zurita ESPOL, pp. 43, 565.

[35] Design Exploration User Guide ANSYS® v 14.5, Using Parameters Correlation, pp. 63.

[36] Design Exploration User Guide ANSYS® v 14.5, Using Response Surfaces, pp. 77, 93.

[37] Design Exploration User Guide ANSYS® v 14.5, Using Goal Driven Optimization, pp. 129, 161.