DISEÑO DE UN SISTEMA PARA ELEVACIÓN DE CARGAS CON CAPACIDAD DE DESPLAZAR 50 TONELADAS PARA LA MANIPULACIÓN DE SALAS ELÉCTRICAS (SHELTERS) EN LA EMPRESA GIM INGENIERÍA ELÉCTRICA LTDA.

JAINER ARMANDO MESA BELTRÁN

JOSÉ JAHIR PATIÑO BÁEZ

UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS

FACULTAD TECNOLÓGICA

PROYECTO CURRICULAR INGENIERÍA MECÁNICA

Bogotá D.C.

2018

DISEÑO DE UN SISTEMA PARA ELEVACIÓN DE CARGAS CON CAPACIDAD DE DESPLAZAR 50 TONELADAS PARA LA MANIPULACIÓN DE SALAS ELÉCTRICAS (SHELTERS) EN LA EMPRESA GIM INGENIERÍA ELÉCTRICA LTDA.

JAINER ARMANDO MESA BELTRÁN

JOSÉ JAHIR PATIÑO BÁEZ

Trabajo de grado para optar al título de

Ingeniero Mecánico

Tutor:

Ing. CARLOS ARTURO BOHÓRQUEZ ÁVILA

UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS

FACULTAD TECNOLÓGICA

PROYECTO CURRICULAR INGENIERÍA MECÁNICA

Bogotá D.C.

Tabla de Contenido

1 ANTECEDENTES .....¡Error! Marcador no definido.

2 JUSTIFICACIÓN. 13

3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 10

4 OBJETIVOS 14

4.1 Objetiv general 14

4.2 Objetivos específicos 14

5 MARCO TEÓRICO 15

5.1 Componentes. .....¡Error! Marcador no definido.

5.1.1 Vigas 15

5.1.2 Columnas 20

6 METODOLOGÍA 22

7 DESARROLLO DE LA PROPUESTA 23

7.1 Aplicación de herramientas de desarrollo de productos. 23

7.1.1 Matriz QFD. 23

7.1.2 Generación de alternativas. 32

7.1.3 Selección de conceptos: 38

7.2 DISEÑO DE COMPONENTES 41

7.2.1 Restricciones del diseño 41

7.2.2 Diseño del puente 44

7.2.3 Diseño de vigas testeras. 68

7.2.4 Diseño viga carrilera. 75

7.2.5 Diseño de columnas. 78

7.2.6 MOTORES (DRIVES) 92

7.2.7 SELECCIÓN DE FRENOS. 95

7.2.8 MOTORREDUCTOR DEFINITIVO 99

7.3 VERIFICACIÓN DE COMPONENTES 101

7.3.1 Simulación de la viga del puente 101

7.3.2 Simulación de testero 107

7.3.3 Simulación ensamble columnas-carril 112

7.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA 117

7.4.1 Calculo del Valor presente neto y la tasa interna de retorno. 121

7.5 MANUALES 123

7.5.1 Manuel de fabricación y ensamble. 123
7.5.2 Manual de operación y mantenimiento. 124

8 CONCLUSIONES 131

9 BIBLIOGRAFÍA 133

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1 Flexión de vigas, visualización de la curva elástica. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R. 16
Imagen 2 Determinación de signos de los momentos flexionantes. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R. 17
Imagen 3 Ejemplo de análisis de la curva elástica. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R. 18
Imagen 4 Determinación de las coordenadas, radio de curvatura. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R. 18
Imagen 5 Pandeo en las columnas. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R. 20
Imagen 6 Diagrama de subfunciones y funciones específicas del sistema. 32
Imagen 7 Alternativa 1 para elevación y descenso. 34
Imagen 8 Alternativa 2 para elevación y descenso. 34
Imagen 9 Alternativa 3 para elevación y descenso. 34
Imagen 10 Alternativa 4 para elevación y descenso. 34
Imagen 11 Alternativa 5 para elevación y descenso. 34
Imagen 12 Alternativa 1 para traslación de carga. 35
Imagen 13 Alternativa 2 para traslación de carga. 35
Imagen 14 Alternativa 3 para traslación de carga. 35
Imagen 15 Alternativa 4 para traslación de carga. 36
Imagen 16 Alternativa 5 para traslación de carga. 36
Imagen 17 Alternativa 1 para soporte de cargas. 37
Imagen 18 Alternativa 2 para soporte de cargas. 37
Imagen 19 Alternativa 3 para soporte de cargas 37
Imagen 20 Alternativa 4 para soporte de cargas. 37
Imagen 21 Matriz de selección. 38
Imagen 22 Calificación de alternativas. Fuente: autores. 40
Imagen 23 Esquema de alternativa seleccionada. 40
Imagen 24 Bodega ubicada en Siberia (Cundinamarca), en la cual se implementaría el puente grúa. Fuente GIM Ingeniería Eléctrica Ltda. 41
Imagen 25 Perfil laminado I. Fuente: Crane Handbook 45
Imagen 26 Perfil de la viga tipo cajón. Fuente: Crane Handbook 45
Imagen 27 Puente grúa fabricado con viga en celosía (cercha). Fuente Crane Handbook 45
Imagen 28 Fotografía del interior de la bodega de GIM Ingeniería Eléctrica Ltda. Ubicada en Siberia. 47
Imagen 29 Distancias recomendadas para instalación de puente grúa. Fuente: Whiting Crane Handbook. 47

Imagen 30 Transposición de dimensiones recomendadas en el Libro Crane Handbook, para instalación de grúas de 25 T y 30 T con gancho auxiliar de 5 T, en la fachada de la bodega de GIM. Fuente: autores 48
Imagen 31 Vista longitudinal de la bodega (vista lateral). Fuente: autores 49
Imagen 32 Vista de fachada de la bodega (vista frontal). Fuente: autores 49
Imagen 33 Data sheet para polispasto Hyundai de 30 T. Fuente (HYUNDAI HOIST, 2016). P12. 51
Imagen 34 Diagrama de cuerpo libre para una viga simplemente apoyada. Fuente: autores 52
Imagen 35 Diagrama de fuerza cortante. Fuente: autores 52
Imagen 36 Momento flector máximo. Fuente: autores 52
Imagen 37 Sección transversal viga 1 (medidas en mm) 53
Imagen 38 Sección transversal viga 2 (medidas en mm) 54
Imagen 39 Diagrama de cuerpo libre del polipasto. Fuente: autores 54
Imagen 40 Diagrama de fuerza contante. Fuente: autores 55
Imagen 41 Diagrama de momento flector. Fuente: autores 55
Imagen 42 Diagrama de cuerpo libre para viga definitiva 55
Imagen 43 Diagrama de fuerza cortante viga definitiva 56
Imagen 44 Diagrama de momento flector viga definitiva 56
Imagen 45 Viga definitiva (mm) 56
Imagen 46 Diagrama de cuerpo libre de la viga para puente (cargas finales) 60
Imagen 47 Diagrama de fuerza cortante viga final 60
Imagen 48 Diagrama de momento flector para viga del puente, con cargas finales 60
Imagen 49 Dimensiones finales para la viga. Dimensiones en mm 60
Imagen 50 Dimensiones ultimas para viga de puente. Dimensiones en mm 61
Imagen 51 Distancias de separación recomendadas para posicionamiento del carro (trolley). Fuente: autores. 62
Imagen 52 Diagrama de cuerpo libre, polipasto ubicado a la izquierda del puente. Fuente: autores. 62
Imagen 53 Diagrama de fuerza cortante, polipasto al lado izquierdo del puente. Fuente: autores. 63
Imagen 54 Diagrama momento flector, polipasto a lado izquierdo del puente. Fuente: autores 63
Imagen 55 Viga para puente grúa, eje Y-Y. Fuente: Autores 64
Imagen 56 Diagrama de cuerpo libre, cargas horizontales. Fuente: Autores 64
Imagen 57 Viga para puente grúa, eje Y-Y Diagrama fuerza cortante, eje Y-Y viga del puente grúa. Fuente: Autores 64
Imagen 58 Diagrama de momento flector, eje Y-Y viga del puente grúa. Fuente: Autores 64
Imagen 59 Diagrama de cuerpo libre para la comprobación de la viga a torsión. Fuente: autores 65
Imagen 60 Clasificación de almas, para perfiles tubulares y vigas cajón. Fuente: Especificación ANSI/AISC 360-10 67
Imagen 61 Clasificación de alas, para perfiles tubulares y vigas cajón. Fuente: Especificación ANSI/AISC 360-10 67
Imagen 62 Diagrama de cuerpo libre de la viga testero. Fuente: Autores 69
Imagen 63 Diagrama de fuerza cortante viga testera. Fuente: Autores 70
Imagen 64 Diagrama de momento flector para la viga testera. Fuente: Autores 70
Imagen 65 Diagrama de cuerpo libre viga testera definitiva. Fuente: Autores 71
Imagen 66 Diagrama de fuerza cortante viga testera con peso. Fuente: Autores 71
Imagen 67 Diagrama de momento flector viga testera con peso. Fuente: Autores 71
Imagen 68 Diagrama de cuerpo libre, cargas horizontales. Fuente: Autores 72
Imagen 69 Diagrama fuerza cortante, eje Y-Y viga testera. Fuente: Autores 73

Imagen 70 Diagrama de momento flector para viga testera eje Y-Y. Fuente: Autores 73
Imagen 71 Bumpers marca Kastalon para puentes grúa. 75
Imagen 72 Diagrama de cuerpo libre, viga carrilera. Fuente: autores 75
Imagen 73 Diagrama de fuerza cortante, viga carrilera. Fuente: autores. 76
Imagen 74 Diagrama de momento flector, viga carrilera 76
Imagen 75 Diagrama de cuerpo, columna en comprobación por carga lateral de empuje 82
Imagen 76 Diagrama de fuerza cortante, comprobación carga lateral de empuje 82
Imagen 77 Diagrama momento flector, columna en comprobación por carga lateral 82
Imagen 78 Dimensiones iniciales de la placa base. 84
Imagen 79 Distancias mínimas para las perforaciones en una placa base. 85
Imagen 80 Cono de ruptura del concreto. Fuente J.M., F., & L.A., K. (2006). Base Plate and Anchor Rod Desing. Estados Unidos. AISC. p,21. 92
Imagen 81 Características técnicas del motorreductor SIEMENS 93
Imagen 82 Dimensiones generales del motorreductor seleccionado. 95
Imagen 82 Dimensiones generales del motorreductor seleccionado. ***¡Error! Marcador no definido.***
Imagen 83 Características técnicas del motorreductor definitivo (SIEMENS MOTOX Geared Motors). 99
Imagen 84 Dimensiones generales motorreductor con carcasa 132 definitiva (SIEMENS MOTOX Geared Motors) 100
Imagen 85 Enmallado para la viga puente. 101
Imagen 86 Soportes fijos para el análisis de la viga puente 102
Imagen 87 Aplicación del valor estándar de la aceleración de la gravedad. 102
Imagen 88 Vista isométrica de la viga puente, aplicación de las cargas 103
Imagen 89 Vista frontal de la viga puente, aplicación de cargas. 103
Imagen 90 Vista lateral viga puente, aplicación de cargas. 103
Imagen 91 Resultado del análisis, esfuerzo equivalente (Von - Mises), vista isométrica de la viga puente. 104
Imagen 92 Deformación en el eje x de la viga puente, vista superior. 104
Imagen 93 Deformación en el eje y de la viga puente, vista superior. 104
Imagen 94 Deformación en el eje z de la viga puente, vista frontal. 105
Imagen 95 Esfuerzo de von - Mises viga puente, vista isométrica 105
Imagen 96 Esfuerzo máximo principal de la viga puente, vista isométrica. 106
Imagen 97 Máximo esfuerzo cortante, viga puente vista isométrica. 106
Imagen 98 Factor de seguridad para viga puente, vista isométrica. 107
Imagen 99 Enmallado para viga testera, vista isométrica. 107
Imagen 100 Soportes de fijación de la viga testera, vista isométrica inferior. 108
Imagen 101 Aplicación de cargas en la viga testera, vista isométrica. 108
Imagen 102 Aplicación de cargas en la viga testera, vista lateral. 108
Imagen 103 Resultado del análisis, esfuerzo equivalente (Von - Mises), vista isométrica de la viga testera. 109
Imagen 104 Deformación en el eje x de la viga testera, vista isométrica. 109
Imagen 105 Deformación en el eje y de la viga testera, vista isométrica. 109
Imagen 106 Deformación en el eje z de la viga testera, vista isométrica. 110
Imagen 107 Esfuerzo de von - Mises viga puente, vista isométrica 110
Imagen 108 Esfuerzo máximo principal de la viga testera, vista isométrica. 111
Imagen 109 Máximo esfuerzo cortante, viga testera vista isométrica. 111
Imagen 110 Factor de seguridad para viga puente, vista isométrica. 112

Imagen 111 ensamble de las columnas, zapata y la viga carrilera 112
Imagen 112 Enmallado del conjunto columnas y sección de viga carrilera. 113
Imagen 113 Soportes de fijación del análisis para columnas y viga carrilera. 113
Imagen 114 Ubicación de cargas, conjunto columnas y viga carrilera, vista lateral..... 114
Imagen 115 Ubicación de cargas, conjunto columnas y viga carrilera, vista frontal 114
Imagen 116 Deformación para el conjunto columnas y viga testera, vista isométrica. 114
Imagen 117 Deformación en el eje x, vista lateral ensamble columnas y viga testera. 115
Imagen 118 Deformación en el eje y, vista frontal ensamble columnas y viga testera. 115
Imagen 119 Deformación en el eje z, vista lateral ensamble columnas y viga testera. 115
Imagen 120 Esfuerzo equivalente de von - Mises para el ensamble columnas y viga testera. 116
Imagen 121 Esfuerzo máximo principal, conjunto columnas y viga testera. 116
Imagen 122 Máximo esfuerzo a cortante para las columnas y la viga carrilera. 117
Imagen 123 Factor de seguridad para las columnas y viga testera. 117
Imagen 124 Flujo neto de efectivo, proyección de 12 años para el ahorro con la adquisición de la máquina. Fuente autores 122
Imagen 125 Controles típicos de un puente grúa. Fuente: Especificación #70 CMAA. 128
Imagen 126 Mando remoto. Fuente: Giravan Cranes..... 129

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Listado de requerimientos del cliente..... 25
Tabla 2 Calificación según importancia de los requerimientos del cliente. 26
Tabla 3 Importancia promediada para cada requerimiento. 26
Tabla 4 Calificación de la competencia para cada requerimiento. 27
Tabla 5 Especificaciones de ingeniería..... 28
Tabla 6 Valor de la relación entre requerimientos del cliente y las especificaciones de ingeniería. 28
Tabla 7 Importancia relativa de los requerimientos. 29
Tabla 8 Orden descendente según las importancias de las especificaciones de ingeniería. 29
Tabla 9 Puntuaciones de la competencia con los valores a igual o superar. 30
Tabla 10 Ponderación del desempeño de la competencia en las especificaciones de ingeniería.. 30
Tabla 11 Matriz QFD. 31
Tabla 12 Funciones específicas para el subsistema de elevación y descenso..... 33
Tabla 13 Concepto para definir el movimiento de traslación de la carga. 35
Tabla 14 Listado de conceptos, parte estructural. 36
Tabla 15 Conceptos para el mando y operación del sistema. 37
Tabla 16 Escala grado de satisfacción. 38
Tabla 17 velocidades de operación. Fuente: CMAA Specification #70. 42
Tabla 18 Perfiles usados en puente grúas..... 45
Tabla 19 Modulo de sección geométrico. Fuente: autores 54
Tabla 20 Cargas para viga definitiva..... 55
Tabla 21 Dimensiones de la viga definitiva..... 56
Tabla 22 Calculo del momento de inercia de la viga cajón con aletas, para puente grúa..... 58
Tabla 23 Momento de inercia de la sección de la viga con los ajustes dimensionales. 59
Tabla 24 Cargas para viga final. 59
Tabla 25 Dimensiones de la viga final 60

Tabla 26 Dimensiones ultimas de la viga puente. *61*
Tabla 27 Carga lateral de empuje *64*
Tabla 28 Dimensiones preliminares, viga testera. Fuente: Autores *70*
Tabla 29 Características del eje Y-Y para la viga testera. Fuente: Autores *72*
Tabla 30 Carga máxima de rueda por rieles. Fuente Crane Handbook. *74*
Tabla 31 Ficha técnica, perfiles laminados HEA. Fuente: Metaza. *78*
Tabla 32 Iteraciones de diferentes tipos de perfiles estructurales para la selección de columnas. . *80*
Tabla 33 Análisis columna, método ASD, tubo estructural cuadrado 8"X8"X7mm *81*
Tabla 34 Análisis columna, método ASD, tubo estructural redondo 8"X8,18mm *81*
Tabla 35 Análisis columna, método ASD perfil laminado HEA 550 ..... *83*
Tabla 36 Constante de esfuerzo de tracción de rodamientos de rodillos para puentes. *92*
Tabla 37 Torque disponible según la velocidad angular. *96*
Tabla 38 Características del freno de acuerdo con el tamaño y el torque en 100 rpm. *96*
Tabla 39 Torque máximo en la rotación de frenad ..... ***¡Error! Marcador no definido.***
Tabla 40 Factor de corrección del torque. ..... ***¡Error! Marcador no definido.***
Tabla 41 Consumo de la máquina en un día con 6 horas de trabajo. *118*
Tabla 42 Listado de materiales. Fuente autores. *118*
Tabla 43 Inspección frecuente. Fuente especificación N°78 CMAA *124*
Tabla 44 Item para inspección frecuente, tabla 4.3-2. Fuente: Especificación N°78 CMAA *124*
Tabla 45 Tabla de inspección periódica. Fuente Especificación N°78 CMAA *126*
Tabla 46 Lenguaje básico para maniobras con el puente grúa. Fuente: Crane Handbook. *130*

RESUMEN

El presente documento plantea como proyecto para trabajo de grado el diseño, análisis y evaluación económica de un sistema para elevación y transporte de cargas con capacidad de mover 50 toneladas y cubrir una luz de 20 metros, para la manipulación de salas eléctricas (shelters) dentro de la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda, el cual constituye el primero de una serie de proyectos para implementar a mediano plazo con la finalidad de mejorar el proceso productivo de la organización, reducir el índice de accidentalidad y enfermedad laboral por levantamiento de cargas y disminuir los costos asociados al alquiler y operación de equipos especializados en movimiento de grandes cargas.

ABSTRACT

This document results in a work Project, the design, analysis and evaluation. The load transport system of with capacity to move 50 tons and cover a light of 20 meters, for the management of electrical rooms (shelters). of the company GIM Ingeniería Eléctrica Ltda., which is the first step in a series of projects to implement a medium term in order to improve the production process of the organization, reduce the rate of accidents and occupational diseases by lifting the charges and reduce associated costs with the rental and operation of specialized equipment for moving large loads.

0. INTRODUCCIÓN.

El ámbito industrial se encuentra en constante avance, planteando nuevos retos que pueden ser resueltos a través de la Ingeniería Mecánica, aprovechando de la forma más beneficiosa los recursos disponibles.

Una sala eléctrica o ***shelter*** es una estructura envolvente o contenedor cuya finalidad es brindar protección de la intemperie a los equipos ubicados en su interior, además de ser transportable. Un shelter eléctrico se emplea como subestación móvil para la transformación y distribución de energía eléctrica de media y baja tensión en lugares donde la red de suministro no tiene alcance, como lo son pozos de extracción petrolera, plantas termoeléctricas o hidroeléctricas o empresas con requerimientos especiales de suministro eléctrico.

El shelter eléctrico cuenta con un aislamiento termoacústico, transformadores y bancos de condensadores, sistema de aire acondicionado para la disipación de la carga térmica generada, sistemas antiincendios, iluminación, bandejas portacables, sistemas de comunicación y en algunos casos, oficinas.

Debido al elevado peso de los componentes eléctricos, la estructura principal debe ser lo bastante resistente para soportar la carga de los equipos, tanto en sitio como durante su transporte desde el lugar de fabricación hasta su destino; esto implica el uso de perfiles estructurales de acero, en los cuales la elevada resistencia mecánica implica un elevado valor en la relación masa por unidad de longitud.

La empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda busca incrementar su competitividad frente a empresas con mayor presencia y experiencia en la fabricación de shelters; para alcanzar su objetivo, se han realizado cuantiosas inversiones en la adquisición de equipos y predios, de manera que cuente con instalaciones aptas para un mayor volumen de producción y menores tiempos de entrega.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente, las actividades de movimiento de materias primas se realizan empleando la fuerza de los trabajadores y las entregas de productos terminados se efectúan con el apoyo de montacargas y ocasionalmente de grúas telescópicas; además de los elevados riesgos locativos, mecánicos y ergonómicos a los que está expuesto el personal de producción al levantar cargas demasiado pesadas, el alquiler de los equipos genera costos adicionales y retrasos al depender de la disponibilidad de los proveedores de la maquinaria, así como los posibles daños al producto terminado por inadecuada manipulación.

Tras consultar a diversas empresas especialistas en fabricación y montaje de sistemas de elevación y transporte de cargas, se obtuvieron respuestas negativas para la implementación de un sistema que satisfaga los requerimientos particulares de GIM Ingeniería Eléctrica Ltda en lo referente a costos, carga de trabajo y dimensiones, principalmente el ancho (luz) de la bodega donde se pretende instalarlo; dicha bodega fue adquirida con el fin de convertirla en la planta de ensamble de las salas eléctricas.

Surge la necesidad de disponer de un sistema versátil que facilite la manipulación del producto final, disminuyendo los tiempos de fabricación y entrega, que contribuya con un ambiente laboral seguro; dicho sistema debe ser diseñado para satisfacer las necesidades particulares de la organización de modo que pueda ser fabricado, ensamblado e instalado empleando sus propios recursos.

Como solución a la ausencia de un sistema de elevación de cargas fabricado por la propia compañía y como parte de las mejoras de su proceso de producción, se propone el diseño del conjunto de componentes que permitan el izaje y transporte de cargas, brindando el apoyo necesario en el traslado de materiales y de productos terminados y que pueda ser instalado en la bodega anteriormente mencionada. Así mismo, se establecerán recomendaciones para la instalación y operación, y se efectuará un estudio económico proyectando la producción de shelters en la

compañía, con el fin de comparar los costos de desarrollo, vida útil, alquiler de maquinaria y consumo energético; finalmente, el modelado del diseño y su verificación mediante análisis por elementos finitos.

2 ESTADO DEL ARTE

Una alternativa radica en realizar procedimientos de selección, tal como la monografía de D. Muñoz[1] en donde se desarrolla una investigación bibliográfica de diversos textos y trabajos similares relacionados con el diseño de grúas para naves industriales con el fin de apoyar y complementar el proceso productivo en la empresa IMK S.A.S. a través de una serie de instrucciones técnicas para la selección y cálculo de las vigas principales, realizando las memorias de cálculo respectivas y sustentando con análisis por elementos finitos en la plataforma ANSYS además de un procedimiento para modelar los equipos y obtener unas dimensiones iniciales de diseño y fabricación.

El diseño particular para grandes exigencias elaborado por colaboradores del área universitaria es una opción bastante común en el ámbito actual, D. Martínez[2] realizó un documento para grado en ingeniería mecánica donde se diseñó y se calculó una estructura destinada a soportar una carga de 50 Toneladas, requerido por la empresa PREFAHOR, empresa dedicada a la producción de elementos prefabricados de hormigón de grandes dimensiones, tales como pilas y tableros de puentes.

Dicho trabajo involucra la selección del tipo de grúa requerido por la organización en sus instalaciones, para este caso la selección más adecuada es una grúa pórtico, puesto que la planta de fabricación se encuentra a la intemperie, además de la selección perfil adecuado para construir la grúa tipo pórtico, haciendo una comparación entre 4 tipos de estructuras los cuales dos se componen de perfiles normalizados laminados (Perfil laminado IPE y perfil laminad HE) y las otras dos opciones de un perfil compuesto (el primero se compone de una estructura tipo cajón y la segunda es una estructura en celosía triangular), se tomó como referencia para la selección más adecuada para el diseño de la grúa tipo pórtico la opción que cumpliera con las restricciones mecánicas, peso y costo de construcción, para este caso la estructura selecciona fue la celosía triangular tomando como ventajas un bajo peso respecto a las demás opciones, menor cantidad de material, mejor resistencia al venteo[3] con la desventaja de una complicada fabricación debido a su naturaleza. En otra sección del documento se contextualizó un pliego de

[1] MUÑOZ YUNDA David. Diseño de un procedimiento para el cálculo y selección de la viga principal de un puente grúa. Tesis 2013
[2] MARTINEZ RIBES David. Diseño y cálculo de la estructura de una grúa pórtico de 50 T de capacidad y 50 m de luz. Tesis 2016
[3] Ibidem

condiciones para la fabricación de este, así como de todos los documentos legales respecto a las licencias de construcción, normatividad, costos de fabricación, los ensayos respectivos para dar calidad del material a disponer en la manufactura y finalmente los planos.

Puesto que aún no se ha desarrollado el proceso de diseño no se tiene una certeza de cuál sería el tipo de grúa más adecuado para implementar en la empresa GIM Ingeniería Eléctrica, puesto que está planeado realizar un análisis estructural locativo de la bodega con el fin de garantizar una adecuada y segura puesta en marcha, tal como planteo en el año 2011 C. Silva y S. Morales[4] el análisis, caracterización y las posteriores adecuaciones para hacer un correcto refuerzo de la bodega donde se disponía la instalación de un puente grúa de 5 T, además de un análisis del suelo donde va a realizar la cimentación del sistema, anclaje del mismo donde se cataloga el tipo del perno y las dimensiones, selección del polipasto adecuado, material a usar, cálculos de las cargas estáticas y dinámicas, factor de seguridad, diseño y selección de las vigas así como la caracterización de las juntas soldadas. Se evidencia un completo estudio y pautas para el diseño de detalle el cuál será una buena referencia para desarrollar el planteamiento del problema.

Existen diversos tipos de software para realizar una parametrización adecuada con el fin de agilizar el proceso de diseño y construcción de equipos para elevación de carga, todo debe estar debidamente documentado y calculado que por medio de una interfaz gráfica, se podría tener un acercamiento con el usuario que a través de los parámetros de diseño, tal como carga, luz y altura se obtienen los perfiles adecuados para la fabricación de la grúa, esto fue argumentado por A. Porras (2011)[5] Un licenciado en ingeniería de construcción que adelanto un programa para estandarizar el diseño de grúa viajeras o puente grúa, con el fin de que cualquier ingeniero tenga acceso a la normalización de los parámetros de fabricación, sin tener documentación dispersa y además conservar los mismo lineamientos para cada obra efectuada por RECOPE (Refinadora Costarricense de Petróleo), es una herramienta interactiva que compila el uso de Microsoft Excel y Visual basic planteando además un manual de uso de esta herramienta de diseño.

El estudio y cálculos programados se basan en normas internacionales tales como AISC, (American Institute of Steel Construction) y CMAA (Crane Manufactures American Asociation), realizando un análisis de los requerimientos permisibles por cada institución y eligiendo los parámetros más adecuados para el desarrollo del programa de estandarización, estos incluyen la automatización de los procesos de diseño, guía para el análisis estructural, diseño de vigas, columnas, arriostres y

[4] SILVA cesar, MORALES Santiago. Diseño de un puente grúa tipo de 5 toneladas de capacidad para la industria metalmecánica. Tesis 2011.
[5] PORRAS Alejandro. Estandarización de diseño de estructuras de acero para soportar grúas viajeras. Tesis 2011.

uniones de la estructura[6], es una alternativa que genera múltiples oportunidades para los ingenieros nuevos que aún no tienen la experiencia en esta área

3 JUSTIFICACIÓN.

En GIM Ingeniería Eléctrica, una compañía que se dedica a ejecutar proyectos para infraestructura eléctrica y de telecomunicaciones como los shelters, cuyo peso una vez ensamblados puede alcanzar 42 toneladas, ha surgido la necesidad de disponer de un sistema de elevación y movilización de cargas. Como respuesta a esta exigencia, en el mercado nacional existen empresas dedicadas al diseño, fabricación e instalación de equipos especializados, y aunque sus soluciones se pueden adaptar a lo requerido por el cliente, la implementación conlleva costos que la organización no está dispuesta a asumir teniendo en cuenta su experiencia y capacidad de trabajo con estructuras metálicas.

Esta propuesta se enfoca en el desarrollo de una solución que mejore el proceso de fabricación de salas eléctricas la cual pueda ser ejecutada por la propia empresa, mediante la aplicación de los conocimientos adquiridos en las áreas de Ingeniería Mecánica tales como, resistencia de materiales, mecanismos, dibujo de máquinas, diseño de máquinas, procesos de manufactura e ingeniería económica.

La ausencia de infraestructura y equipos adecuados para la manipulación de materiales pesados y voluminosos impacta negativamente la competitividad de la organización por 2 motivos: en primer lugar, el tiempo destinado al traslado de la materia prima mediante el uso de la fuerza física del grupo de operarios genera retrasos en las operaciones de construcción de las estructuras además del elevado riesgo de lesiones de espalda por levantamiento de cargas excesivas; en segundo lugar, los costos generados por el alquiler de maquinaria especializada se trasladan al cliente o los asume la organización, de forma que en el primer caso se incremente el precio del producto y este pierde atractivo en el mercado en comparación a los de otros fabricantes, y en el segundo se ven disminuidas las utilidades de la compañía en un intento por mantener un precio aceptable.

[6] Ibidem.

4 OBJETIVOS

4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas, para la manipulación de materias primas y productos terminados en el proceso de fabricación de salas eléctricas en la empresa GIM Ingería Eléctrica Ltda.

4.2 Objetivos específicos

- Aplicar la metodología de diseño QFD para captar los requerimientos del cliente y establecer las funciones del sistema, los parámetros de diseño y los criterios de selección para la alternativa conceptual.
- Diseñar los componentes mecánicos del sistema con sus respectivos planos y seleccionar componentes eléctricos, a partir de la alternativa conceptual seleccionada.
- Verificar el desempeño de los componentes del diseño detallado mediante simulaciones y análisis por elementos finitos.
- Realizar evaluación económica del modelo definitivo mediante indicadores de evaluación de proyectos.
- Elaborar manuales para fabricación, ensamble, operación y mantenimiento.

5 MARCO TEÓRICO

5.1 Vigas:

Es el elemento encargado de soportar la carga de forma horizontal, este se encuentra en forma cantiléver o con dos apoyos, según sea la aplicación requerida. El esfuerzo mecánico más común es la flexión y mediante la cual se puede calcular la deflexión de la viga. Para el diseño de vigas se suele calcular en base a la resistencia, de modo que puede soportar la fuerza cortante interna y el momento interno desarrollados a lo largo de toda la longitud.

5.1.1 Diseño de vigas:

Para el diseño de vigas se debe conocer la carga a la cual estará sometida, las restricciones respecto a las distancias entre apoyos, deflexión permitida, material, ambiente entre otros factores, se debe analizar su fuerza cortante y el momento flector permisibles, se debe aclarar que los efectos de la carga en la superficie de aplicación deben ser muchos menores que los esfuerzos internos generados, con el fin de diseñar a partir de los esfuerzos de flexión. Según Hibbeler R. (2011) se plantea unos pasos para diseñar vigas con bases en la resistencia el cual será descrito a continuación.

- Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

    - Determinar la fuerza cortante y el momento máximos en la viga. A menudo esto se hace al construir los diagramas de fuerza cortante y de momento para la viga.
    - Para las vigas compuestas, los diagramas de fuerza cortante y de momento son útiles para identificar las regiones donde la fuerza cortante y el momento son excesivamente grandes y pueden requerir refuerzos estructurales adicionales o sujetadores.

- Esfuerzo flexionante.

    - Si la viga es relativamente larga, se diseña mediante la determinación de su módulo de sección empleando la fórmula de la flexión $\mathbf{S_{req} = M_{máx}/\sigma_{perm}}$ Una vez que se ha determinado $\mathbf{S_{req}}$, pueden calcularse las dimensiones de la sección transversal para perfiles simples, puesto que $\mathbf{S_{req} = I/c}$.
    - Si deben usarse secciones de acero laminado, pueden elegirse varios de los valores posibles para S en tablas normalizadas de los perfiles laminados, luego escoger el que tenga la menor área en su sección transversal, ya que esta viga tendrá el menor peso y por lo tanto será la más económica.

- Asegúrese que el módulo S de la sección seleccionada sea ligeramente mayor que $\mathbf{S_{req}}$, a fin de tomar en cuenta el momento adicional creado por el peso de la viga.

- Esfuerzo cortante.

  - Por lo general las vigas que son cortas y soportan grandes cargas, se diseñan primero para resistir el esfuerzo contante y después se verifica su cumplimiento del requisito relativo al esfuerzo flexionante permisible.
  - Se emplea la fórmula del esfuerzo cortante para verificar que el esfuerzo cortante permisible no sea superado; es decir use $\mathbf{\tau_{perm} \geq V_{máx}\, Q/I_t}$.
  - Si la viga tiene una sección transversal rectangular sólida, la fórmula de la fuerza cortante se convierte en $\mathbf{\tau_{perm} \geq 1.5\ (V_{máx}/A)}$, y si la sección transversal es I de ala ancha, por lo general es adecuado suponer que el esfuerzo cortante es constante en toda el área de la sección transversal del alma de la viga, de modo que $\mathbf{\tau_{perm} \geq V_{máx}/A_{\ alma}}$, donde $\mathbf{A_{\ alma}}$, se determina mediante el producto del peralte de la viga por el grosor del alma[7].

5.1.2 Deflexión de vigas:

la deflexión en las vigas es un parámetro de suma importancia en el diseño de éstas, puesto que limita la deformación máxima permitida en la viga con el objetivo de proporcionar una estabilidad estructural de la máquina, en este caso una grúa; una forma particular de visualizar la pendiente de la deformación es esquematizando la curva flexionada analizando el comportamiento de la misma después de la aplicación de la carga, esta curvatura del eje longitudinal pasa por el centroide de cada área de sección transversal de una viga, esta curva se denomina curva elástica. El comportamiento de esta deformación está estrechamente ligada al tipo y cantidad de apoyos (imagen 1).

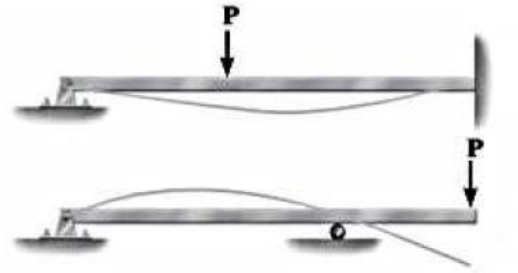


Imagen 1 Flexión de vigas, visualización de la curva elástica. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R.

[7] HIBBELER, Russell. Mecánica de Materiales. Octava edición. Monterrey: Pearson. 2011. 884 p.

En el análisis de los momentos que producen la deflexión cabe destacar según la dirección donde la viga se deforme de forma cóncava establece el signo del momento (imagen 2), haciendo uso de este análisis se pueden definir las curvas elásticas con mayor facilidad.

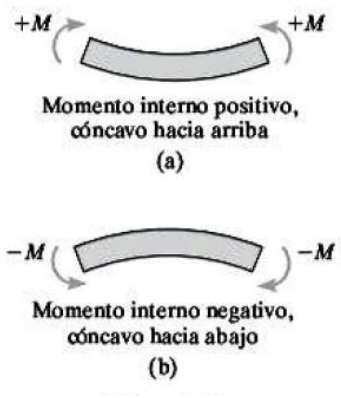


Imagen 2 Determinación de signos de los momentos flexionantes. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R.

Se deben determinar los puntos de inflexión, que son aquellos donde la deformación de la curva cambia de signo (concavidad), tal como se muestra en la imagen 3. Se observa los puntos B y D apoyados (B en un rodillo y D en un apoyo fijo con pasador), en estos puntos el desplazamiento es cero, la deformación en la sección AC el momento es negativo, a comparación de la sección CD el momento es positivo, con esto concluimos que en C existe un punto de inflexión; los desplazamientos Δ_A y Δ_E son los críticos puesto que la pendiente de la curva elástica es cero y la deflexión es máxima, esta depende directamente de la magnitud y tipos de apoyo de la viga.

Existe una importante relación entre el momento interno y el radio de curvatura ρ (rho) de la curva elástica en un punto. El siguiente análisis requerirá el uso de tres coordenadas. (Imagen 2), el eje x positivo se extiende a la derecha, al largo del eje longitudinal inicialmente recto de la viga. Se usa para localizar el elemento diferencial, que tiene una anchura no deformada dx. El eje v se extiende positivo hacia arriba del eje x. Mide el desplazamiento de la curva elástica. Por último, una coordenada y localizada se emplea para especificar la posición de una fibra en el elemento de viga. Para reducir la relación entre el momento intento y ρ, se limitará el análisis al caso más común de una viga en un principio recta, la cual se deforma elásticamente por las cargas aplicadas perpendicularmente al eje x de la viga y se encuentra en el plano x-v de simetría para la sección transversal de la viga. Debido a las cargas, la deformación de la viga es causada tanto por la fuerza cortante interna como por el momento flexionante. Si la viga tiene una longitud que es mucha mayor que su peralte, la mayor deformación será causada por la flexión y, por lo tanto, hay que prestar atención a sus efectos.

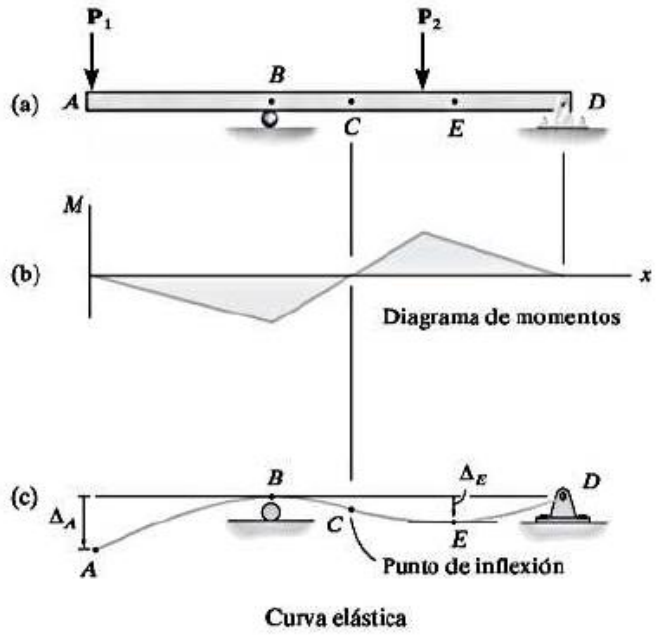


Imagen 3 Ejemplo de análisis de la curva elástica. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R.

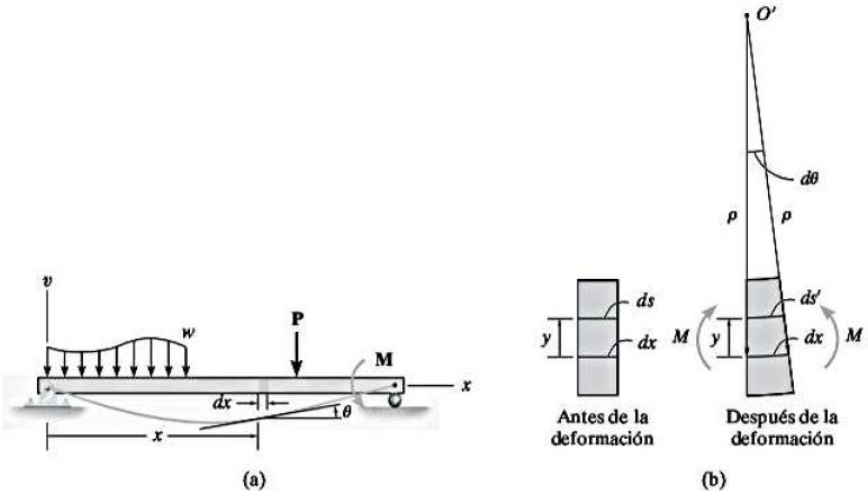


Imagen 4 Determinación de las coordenadas, radio de curvatura. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R.

Cuando el momento interno M deforma al elemento de la viga, el ángulo entre las secciones transversales se convierte en dθ, el arco dx representa una porción de la curva elástica que cruza el eje neutro para cada sección transversal. El radio de curvatura para este arco se define como la distancia ρ, que se mide desde el centro de curvatura O' hasta dx, cualquier arco distinto a dx en el elemento está sometido a una deformación normal. Por ejemplo, la deformación en el arco ds, localizado en

una posición y desde el eje neutro es **ϵ=(ds'-ds)/ds**. Sin embargo **ds=dx= ρ dθ** y **ds'=(ρ – y) dθ,** por lo que **ϵ=[(ρ -y) dθ – ρ dθ] / ρ dθ** o bien[8].

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{\epsilon}{y} \qquad (1)$$

Si el material es homogéneo y se comporta de una manera elástico lineal, entonces aplica la ley de Hooke, **ϵ= σ/E,** además como aplica la fórmula de la flexión, **σ = – My/I.** Al combinar estas dos ecuaciones y sustituirlas en la ecuación anterior se tiene.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \qquad (2)$$

Donde

ρ= el radio de curvatura en el punto sobre la curva elástica (1/ ρ se conoce como la curvatura.

M= el momento interno en la viga en el punto

E= el módulo de elasticidad del material

I= el momento de inercia de la viga respecto al eje neutro

También se puede expresar la curvatura en términos del esfuerzo de la viga:

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{\sigma}{Ey} \qquad (3)$$

Otro método para hallar la pendiente y el desplazamiento es a través de la integración, la ecuación de la curva elástica de una viga puede expresarse matemáticamente como v=f(x). Para obtener esta ecuación, primero es necesario representar la curvatura (1/ρ) en términos de v y x. la relación es.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v/dx^2}{[1 + (dv/dx)^2]^{3/2}} \qquad (4)$$

Sustituyendo la ecuación (2) se obtiene:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v/dx^2}{[1 + (dv/dx)^2]^{3/2}} \qquad (5)$$

Esta ecuación representa una ecuación diferencial no lineal de segundo orden. Su solución, que se denomina elástica, da la forma exacta de la curva elástica,

[8] Ibid p.572.

suponiendo que las deflexiones de la viga se producen solo debido a la flexión. Usando la integración la fórmula 5 se resume en las siguientes ecuaciones[9].

$$EI\frac{d^4v}{dx^4} = w(x) \qquad (6)$$

$$EI\frac{d^3v}{dx^3} = V(x) \qquad (7)$$

$$EI\frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \qquad (8)$$

5.2 Columnas:

Dentro de los elementos principales que componen una grúa encontramos las columnas son las encargadas de resistir la carga de forma vertical, estas deben estar diseñadas para evitar la deflexión lateral o más conocida como pandeo (imagen 5), que es la deformación producida por una carga axial de compresión, garantizando una rigidez con el fin de mantener la estructura que soporta lo más estable posible. La carga máxima que soporta una columna antes del pandeo se llama carga crítica.

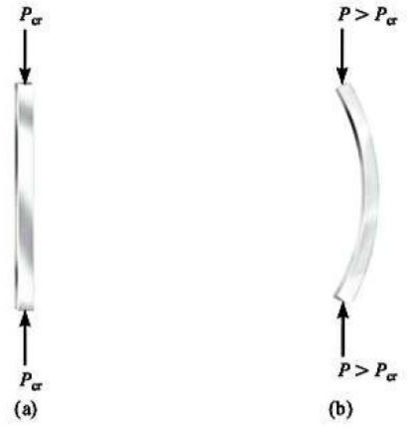


Imagen 5 Pandeo en las columnas. Fuente Mecánica de Materiales Hibbeler R.

Las características principales de las columnas son:

- Las columnas son elementos largos y delgados que se someten a cargas axiales de compresión.
- La carga crítica es la carga axial máxima que puede soportar una columna cuando está a punto de pandearse. Esta carga representa un caso de equilibrio neutro.

[9] HIBBELER, Russell. Mecánica de Materiales. Octava edición. Monterrey: Pearson. 2011. p.574|

- Una columna ideal es perfectamente recta en un principio, está fabricada de un material homogéneo y la carga se aplica a través del centroide de su sección transversal.
- Una columna conectada con pasadores se pandea alrededor del eje principal de la sección transversal que tenga el menor momento de inercia.
- La relación de esbeltez es L/r, donde r es el radio de giro más pequeño de la sección transversal. El pandeo se producirá alrededor del eje donde está la relación tenga el valor más grande[10].

5.2.1 Columnas de acero:

Estas columnas de acero estructural pueden diseñarse con base en las fórmulas propuestas por el Structural Stability Research Council (SSRC). Los factores de seguridad se aplican a estas fórmulas y se adoptan como especificaciones para la construcción de edificios por el American Institute of Steel Construction (AISC). Básicamente, estas especificaciones proporcionas dos fórmulas para el diseño de la columna, cada una proporciona el esfuerzo máximo permisible en la columna para un rango especifico de las relaciones de esbeltez.

Para las columnas largas se propone la fórmula de Euler, es decir,

$$\sigma_{máx} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \qquad (9)$$

Donde:

$\sigma_{máx}$ = esfuerzo máximo

E= Modulo de elasticidad

K= Factor de longitud efectiva

L= Longitud de la columna

r= Radio de giro más pequeño de la columna. Donde $r=I/a^{1/2}$

La aplicación de esta fórmula requiere un factor de seguridad F.S.= 23/13 Aprox. 1.92 por lo tanto para el diseño,

$$\sigma_{perm} = \frac{12\pi^2 E}{23\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \qquad (10)$$

[10] HIBBELER, Russell. Mecánica de Materiales. Octava edición. Monterrey: Pearson. 2011. p.664.

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_c \leq \frac{KL}{r} \leq 200 \qquad (11)$$

Debido a las tensiones residuales en el material en algunas ocasiones si el esfuerzo en la fórmula de Euler es superior a ½ σ_y, la ecuación no aplica. Por lo tanto, el valor de $(KL/r)_c$ se determina de la siguiente manera.

$$\frac{1}{2}\sigma y = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)_c^2} \quad \text{ó} \quad \left(\frac{KL}{r}\right)_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma y}} \qquad (1$$

6 METODOLOGÍA

Para la ejecución del proyecto inicialmente se aplicarán técnicas de desarrollo de productos, empleando como principal herramienta la matriz QFD, de modo que se obtenga información acerca de los requerimientos del cliente, normas y documentos emitidos por instituciones de regulación y certificación, además del estado de los productos de los competidores, de forma que puedan plantearse las pautas que guíen las propuestas de solución a la problemática abordada: las funciones esperadas que cumpla el sistema, los parámetros que limiten sus operaciones y los criterios de evaluación que permitan valorar cuál alternativa ofrece las mejores ventajas.

A continuación, se generarán 4 alternativas conceptuales de solución en concordancia con lo establecido en la matriz QFD, las cuales incluyan bocetos preliminares de componentes, interacciones y configuración, a los cuales les serán aplicados los criterios de evaluación previamente establecidos para elegir, a través de la calificación ponderada obtenida, la opción más adecuada para diseñar el sistema.

Una vez elegida la alternativa conceptual, ésta será dividida en 2 grandes conjuntos, soporte estructural y transmisión de potencia, y estos a su vez en subsistemas y componentes, para desarrollar el diseño detallado del sistema a partir de las especificaciones de ingeniería de la matriz QFD, mediante el uso de herramientas de diseño mecánico como memorias de cálculo y software de diseño asistido por computadora (CAD). El diseño de los componentes será parametrizado para facilitar las posibles modificaciones que puedan considerarse necesarias en fases posteriores.

Concluido el diseño detallado se procederá a verificar el desempeño de componentes, subsistemas y sistema, a través de simulaciones y software de análisis por elementos finitos, con el fin de anticipar y corregir defectos que afecten

negativamente el futuro desarrollo de las actividades de fabricación, ensamble, operación y mantenimiento de los equipos.

Ya definidos los componentes del sistema y los detalles relacionados con la edificación, se realizará la evaluación económica del diseño y de los costos asociados a la fabricación de los componentes como lo son materiales, mano de obra de manufactura, instalación y ensamble, alquiler de equipos para apoyar las actividades, etc.; los costos de desarrollo están apoyados por las cotizaciones solicitadas a otras compañías y serán contrastados con la proyección de vida útil del sistema, contra el costo de alquiler de equipos para levantamiento de cargas, así como, también se plantearán los beneficios para el proceso productivo y el tiempo estimado para el retorno de la inversión.

Establecida la viabilidad del proyecto, se continúa con la elaboración de los planos de fabricación de los componentes, planos de ensamble, montaje de subsistemas, junto con la documentación necesaria para fabricar, instalar y ensamblar el sistema, al igual que los manuales de operación y mantenimiento, que estarán principalmente basados en la normatividad existente.

7 DESARROLLO DE LA PROPUESTA

7.1 Aplicación de herramientas de desarrollo de productos.

7.1.1 Matriz QFD.

7.1.1.1 Identificación de clientes y requerimientos:

Como paso inicial en la construcción de la ‘‘casa de la calidad’’, se solicitó a cada uno de los departamentos de GIM Ingeniería Eléctrica involucrados en el desarrollo del proyecto, que hicieran una lista de las características que en su opinión debería tener el sistema de elevación de cargas; el listado unificado, que compone la sección de los requerimientos del cliente (los ‘’qué’’), es el siguiente:

- Departamento de producción:
    - Que mantenga suspendido el shelter por el tiempo que se necesite.
    - Que permita realizar operaciones bajo el shelter.
    - Que abarque el máximo espacio posible de la bodega de ensamble de los shelters.
    - Que la operación del sistema no sea muy complicada.
    - Que no represente riesgos para el personal del área de trabajo.
    - Que las operaciones de mantenimiento puedan ser llevadas a cabo por el mismo personal de producción.

    - Que el sistema no represente un estorbo para el personal del área ni obstaculice las demás actividades del departamento de producción
    - Que permita algunas posiciones oblicuas del shelter.
    - Que se adapte para el transporte de cargas de diversos tamaños.
    - Que disminuya el riesgo de lesiones por levantamiento de cargas al que está expuesto el personal.
- Departamento de control de calidad:
    - Que permita mantener intactas las características del shelter mientras sea manipulado durante el ensamble y la carga sobre el transporte.
    - Que no presente fallas repentinas que afecten los productos.
    - Que los anclajes de los shelters no tengan que ser rediseñados.
- Departamento de ingeniería:
    - Que la mayoría de las actividades de fabricación y ensamble puedan ser llevadas a cabo dentro de la empresa.
    - Que el sistema tenga el menor peso posible.
    - Que el sistema esté en capacidad de levantar la carga máxima hasta 15 veces en 1 hora.
    - Que el sistema tenga una velocidad alta para movilizarse sin carga.
    - Que la velocidad a la que el sistema transporta las cargas no represente riesgos para el producto o los operarios.
- Gerencia:
    - Que la operación del sistema sea económica.
    - Que el costo de fabricación sea lo más bajo posible.
    - Que las actividades no sean excesivamente costosas.
    - Que el sistema permita la reducción de lesiones del personal de producción por levantamiento excesivo de cargas.

Una vez identificadas y eliminadas las redundancias, el listado de requerimientos del cliente incluido en la matriz se ve así:

Tabla 1 Listado de requerimientos del cliente.

REQUERIMIENTOS
Conservar calidad del shelter
Mantener suspendido el shelter
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter
Fácil de operar
Confiable
No reducir el espacio disponible para trabajar
Fácil mantenimiento
Anclaje rápido
Fabricación y ensamble por parte de la organización
Bajo costo de operación
Bajo costo de fabricación
Bajo costo de ensamblaje
Bajo peso
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter
Adaptarse a productos de diferentes tamaños
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores

7.1.1.2 Importancia relativa de los requerimientos:

El listado refinado de los requerimientos fue presentado ante los clientes (departamentos involucrados) para que expresaran la importancia que le dan a cada requerimiento en una escala de 1 a 5, donde 1 es poco importante y 5 muy importante. En la siguiente tabla se ilustra la calificación expresada por cada cliente:

Tabla 2 Calificación según importancia de los requerimientos del cliente.

REQUERIMIENTOS	DEPARTAMENTO DE PRODUCCIÓN	DEPARTAMENTO DE CONTROL DE CALIDAD	DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA	GERENCIA	PROMEDIO ARTIMETICO
Conservar calidad del shelter	5	5	5	5	5
Mantener suspendido el shelter	5	4	4	3	4
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	4	3	5	3	3,75
Fácil de operar	4	3	3	4	3,5
Confiable	5	5	5	4	4,75
No reducir el espacio disponible para trabajar	5	2	4	2	3,25
Fácil mantenimiento	5	3	5	3	4
Anclaje rápido	4	4	5	2	3,75
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4	4	5	5	4,5
Bajo costo de operación	3	3	4	5	3,75
Bajo costo de fabricación	4	5	5	5	4,75
Bajo costo de ensamblaje	4	4	5	5	4,5
Bajo peso	5	5	5	5	5
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	5	3	5	3	4
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga	5	4	4	2	3,75
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido	5	4	5	4	4,5
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	5	4	3	3	3,75
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	5	3	3	2	3,25
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	5	4	5	5	4,75

Se asumió que cada grupo involucrado tiene el mismo peso relativo en cuanto a las decisiones sobre las características del sistema y por lo tanto la importancia de cada requerimiento se estableció como el promedio de las 4 calificaciones dadas:

Tabla 3 Importancia promediada para cada requerimiento.

REQUERIMIENTOS	*IMPORTANCIA*
Conservar calidad del shelter	5
Mantener suspendido el shelter	4
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	3,75
Fácil de operar	3,5
Confiable	4,75
No reducir el espacio disponible para trabajar	3,25
Fácil mantenimiento	4
Anclaje rápido	3,75
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5
Bajo costo de operación	3,75
Bajo costo de fabricación	4,75
Bajo costo de ensamblaje	4,5
Bajo peso	5
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga	3,75
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido	4,5
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	3,75
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	3,25
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	4,75

7.1.1.3 Identificación y evaluación de la competencia:

De acuerdo con la información obtenida por el departamento de ingeniería mediante la solicitud de cotizaciones a empresas especializadas en equipos de elevación de cargas, se realizó la evaluación de la competencia en cuanto al cumplimiento de los requerimientos del cliente. Puesto que los grupos involucrados de GIM Ingeniería

Eléctrica tienen poca o nula experiencia en lo que respecta a productos de ésta clase, el equipo de diseño decidió realizar por su cuenta la evaluación de la competencia, basado en el criterio de los integrantes y en el análisis de los datos técnicos suministrados en las cotizaciones.

De esa manera, se compararon las ofertas de las 4 empresas (SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S., COLCRANES S.A.S., HANSECOL y GH CRANES & COMPONENTS) que facilitaron la información necesaria en las cotizaciones solicitadas, cuyas fortalezas y debilidades compondrán respectivamente los objetivos a alcanzar y las oportunidades de superarlas para generar un producto competitivo.

Tabla 4 Calificación de la competencia para cada requerimiento.

	COMPETIDORES			
REQUERIMIENTOS	***SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S***	***COLCRANES S.A.S***	***HANSECOL***	***GH CRANES & COMPONENTES***
Conservar calidad del shelter	5	5	5	5
Mantener suspendido el shelter	5	5	5	5
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	4	3	2	2
Fácil de operar	3	3	3	3
Confiable	5	5	4	4
No reducir el espacio disponible para trabajar	3	3	3	3
Fácil mantenimiento	3	3	3	3
Anclaje rápido	2	2	1	1
Fabricación y ensamble por parte de la organización	1	1	1	1
Bajo costo de operación	3	3	3	3
Bajo costo de fabricación	1	1	1	1
Bajo costo de ensamblaje	1	1	1	1
Bajo peso	1	1	1	1
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	5	5	4	4
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga	5	5	5	5
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido	5	5	5	5
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	3	3	2	2
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	3	3	3	3
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	5	5	5	5

7.1.1.4 Planteamiento de especificaciones de ingeniería:

Aquí el equipo de diseño de acuerdo con su experiencia y habilidad propuso los parámetros que representen de forma cuantitativa las expectativas que los clientes tienen respecto al sistema, en conformidad con las restricciones del diseño planteadas en la sección correspondiente del presente documento. Se listan en la tabla 5 con su respectiva dirección de mejora y unidad de medida.

Tabla 5 Especificaciones de ingeniería.

ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA	*DIRECCIÓN DE MEJORA*	*UNIDAD DE MEDIDA*
Velocidad de desplazamiento	—	m/min
Pasos de sujeción	↓	#
Peso de estructura	↓	T
Múltiples puntos de izaje	—	#
Capacidad de carga	↑	T
Grados de libertad	↑	#
Consumo de energía	↓	KW/h
Resistencia de material	↑	MPa
Rigidez de material	↑	GPa

7.1.1.5 Relaciones entre requerimientos de cliente y especificaciones de ingeniería:

En este paso se procede a llenar la matriz central de la ‘’casa de la calidad’’, con valores numéricos que expresen la intensidad de la relación entre las especificaciones de ingeniería y los requerimientos de los clientes:

Tabla 6 Valor de la relación entre requerimientos del cliente y las especificaciones de ingeniería.

VALOR	RELACIÓN
9	FUERTE
3	MEDIA
1	DEBÍL
0	SIN RELACIÓN

La calificación de la relación será multiplicada por la importancia relativa dada por los clientes a cada requerimiento; la sumatoria ponderada para cada especificación dividida sobre el total de todas las sumatorias, dará como resultado el ‘’peso relativo’’ en porcentaje que tendrá dentro del diseño, esto es, una pauta para saber en qué aspectos deben enfocarse los mayores esfuerzos durante el desarrollo de los componentes del sistema.

Tabla 7 Importancia relativa de los requerimientos.

	ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA	Velocidad de desplazamiento	Pasos de sujeción	Peso de estructura	Múltiples puntos de izaje	Capacidad de carga	Grados de libertad	Consumo de energía	Resistencia última de material	Rigidez de material
REQUERIMIENTOS	***IMPORTANCIA RELATIVA DE REQUERIMIENTOS***	–	↓	↓	–	↑	↑	↓	↑	↑
		m/min	#	T	#	T	#	KW/h	MPa	GPa
Conservar calidad del shelter	5	9	0	0	9	9	3	0	3	3
Mantener suspendido el shelter	4	0	1	1	3	9	1	3	9	9
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	3,75	3	0	1	0	0	9	9	0	0
Fácil de operar	3,5	3	9	0	0	3	9	1	0	0
Confiable	4,75	3	9	9	3	3	1	1	9	9
No reducir el espacio disponible para trabajar	3,25	0	0	0	0	0	3	0	0	0
Fácil mantenimiento	4	0	1	1	0	0	1	0	0	0
Anclaje rápido	3,75	0	9	0	9	0	0	0	0	0
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5	0	1	9	1	1	3	0	0	0
Bajo costo de operación	3,75	3	3	9	1	3	1	9	1	1
Bajo costo de fabricación	4,75	0	1	9	3	1	9	1	9	9
Bajo costo de ensamblaje	4,5	0	3	9	9	0	9	1	1	1
Bajo peso	5	0	1	9	1	3	1	0	9	9
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4	1	1	9	0	9	9	9	9	9
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga	3,75	9	0	1	0	0	1	9	0	0
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido	4,5	9	0	1	0	0	1	9	0	0
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	3,75	0	0	0	9	0	9	1	1	3
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	3,25	0	9	0	3	1	0	0	0	0
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	4,75	1	3	3	9	9	1	3	9	3
	2215,5	175,25	202,5	315,5	259,25	223,25	291	225,25	272,25	251,25
	PESO RELATIVO (%)	7,91	9,14	14,24	11,70	10,08	13,13	10,17	12,29	11,34

Las especificaciones ordenadas de mayor a menor importancia quedaron así:

Tabla 8 Orden descendente según las importancias de las especificaciones de ingeniería.

ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA	PESO RELATIVO (%)
Peso de estructura	14,24
Grados de libertad	13,13
Resistencia de material	12,29
Múltiples puntos de izaje	11,70
Rigidez de material	11,34
Consumo de energía	10,17
Capacidad de carga	10,08
Pasos de sujeción	9,14
Velocidad de desplazamiento	7,91

7.1.1.6 Valores objetivo:

Siguiendo un procedimiento similar al de la anterior sección, se efectúa una multiplicación entre en valor de cada relación requerimiento-especificación por el cumplimiento del requerimiento otorgado a los productos de la competencia; cada competidor tendrá así una calificación ponderada en cada especificación y aquellos que obtengan los valores más altos serán la referencia para determinar los valores de desempeño que el sistema debe alcanzar para ser competitivo. En la tabla 9 se listan las puntuaciones de cada competidor respecto a las especificaciones de ingeniería establecidas y se han resaltado en rojo las más altas, indicando la característica que debe ser igualada o superada.

Tabla 9 Puntuaciones de la competencia con los valores a igual o superar.

	Velocidad de desplazamiento	Pasos de sujeción	Peso de estructura	Múltiples puntos de izaje	Capacidad de carga	Grados de libertad	Consumo de energía	Resistencia última de material	Rigidez de material
SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S	187	152	190	180	221	203	239	219	193
COLCRANES S.A.S	187	151	181	188	218	211	240	211	187
HANSECOL	183	159	171	197	209	193	222	202	178
GH CRANES & COMPONENTS	181	142	179	170	218	184	221	210	184

De la información consignada en cada cotización suministrada, se extrajeron los mejores valores de desempeño de acuerdo con la puntuación de cada competidor, los cuales se expresan a continuación junto con la correspondiente especificación de ingeniería y unidad de medida:

Tabla 10 Ponderación del desempeño de la competencia en las especificaciones de ingeniería.

	Velocidad de desplazamiento	Pasos de sujeción	Peso de estructura	Múltiples puntos de izaje	Capacidad de carga	Grados de libertad	Consumo de energía	Resistencia última de material	Rigidez de material
	m/min	#	T	#	T	#	KW/h	MPa	GPa
	VALORES OBJETIVO								
MÍNIMO ACEPTABLE	3	2		2	50	3		400	207
MÁXIMO ACEPTABLE	100	3	85	4	60	6	640		

Tabla 11 Matriz QFD.

Velocidad de desplazamiento										
Pasos de sujeción										
Múltiples puntos de izaje		▲								
Capacidad de carga			▲							
Grados de libertad	▲									
Consumo de energía	▲		▲		▲	▲				
Resistencia de material			▲		▲					
Rigidez de material			▲		▲			▲		
ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA	Velocidad de desplazamiento	Pasos de sujeción	Peso de estructura	Múltiples puntos de izaje	Capacidad de carga	Grados de libertad	Consumo de energía	Resistencia última de material	Rigidez de material	
REQUERIMIENTOS	***IMPORTANCIA RELATIVA DE REQUERIMIENTOS***	—	↓	↓	—	↑	↑	↓	↑	↑
		m/min	#	T	#	T	#	KW/h	MPa	GPa
Conservar calidad del shelter	5	9	0	0	9	9	3	0	3	3
Mantener suspendido el shelter	4	0	1	1	3	9	1	3	9	9
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	3,75	3	0	1	0	0	9	9	0	0
Fácil de operar	3,5	3	9	0	0	3	9	1	0	0
Confiable	4,75	3	9	9	3	3	1	1	9	9
No reducir el espacio disponible para trabajar	3,25	0	0	0	0	0	3	0	0	0
Fácil mantenimiento	4	0	1	1	0	0	1	0	0	0
Anclaje rápido	3,75	0	9	0	9	0	0	0	0	0
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5	0	1	9	1	1	3	0	0	0
Bajo costo de operación	3,75	3	3	9	1	3	1	9	1	1
Bajo costo de fabricación	4,75	0	1	9	3	1	9	1	9	9
Bajo costo de ensamblaje	4,5	0	3	9	9	0	9	1	1	1
Bajo peso	5	0	1	9	1	3	1	0	9	9
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4	1	1	9	0	9	9	9	9	9
Velocidad alta para movilizar el sistema sin carga	3,75	9	0	1	0	0	1	9	0	0
Velocidad baja para movilizar shelter suspendido	4,5	9	0	1	0	0	1	9	0	0
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	3,75	0	0	0	9	0	9	1	1	3
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	3,25	0	9	0	3	1	0	0	0	0
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	4,75	1	3	3	9	9	1	3	9	3

2215,5	175,25	202,5	315,5	259,25	223,25	291	225,25	272,25	251,25
PESO RELATIVO (%)	7,91	9,14	14,24	11,70	10,08	13,13	10,17	12,29	11,34

SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S	187	152	190	180	221	203	239	219	193
COLCRANES S.A.S	187	151	181	188	218	211	240	211	187
HANSECOL	183	159	171	197	209	193	222	202	178
GH CRANES & COMPONENTS	181	142	179	170	218	184	221	210	184

	VALORES OBJETIVO								
MÍNIMO ACEPTABLE	3	2		2	50	3		400	207
MÁXIMO ACEPTABLE	100	3	85	4	60	6	640		

COMPETIDORES			
SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S	*COLCRANES S.A.S*	*HANSECOL*	*GH CRANES & COMPONENTES*
5	5	5	5
5	5	5	5
4	4	3	2
3	3	3	3
4	4	4	4
3	3	3	3
3	3	3	3
2	2	3	1
1	1	1	1
3	3	3	3
1	1	1	1
1	1	1	1
2	1	1	1
5	5	4	5
5	5	5	5
5	5	5	5
2	3	3	2
3	3	3	3
5	5	5	5

7.1.2 Generación de alternativas.

7.1.2.1 Descomposición funcional.

La función global del sistema se divide en subfunciones para reducir el nivel de complejidad e incrementar el nivel de detalle en la comprensión y aplicación de principios físicos que podría aplicarse como solución al problema de diseño

- Función global: transportar cargas dentro de una bodega:
  - Elevar/descender carga.
  - Desplazar carga horizontalmente.
  - Soportar simultáneamente los movimientos de carga y componentes.
  - Integrar el control de movimientos.

A su vez cada subfunción será expresada en términos de funciones específicas que indiquen una secuencia de actividades y para cada una de éstas se propondrá un grupo de conceptos de diversa índole, los cuales brindarán la variedad necesaria para plantear más de un modo de ejecutar las subfunciones del sistema.

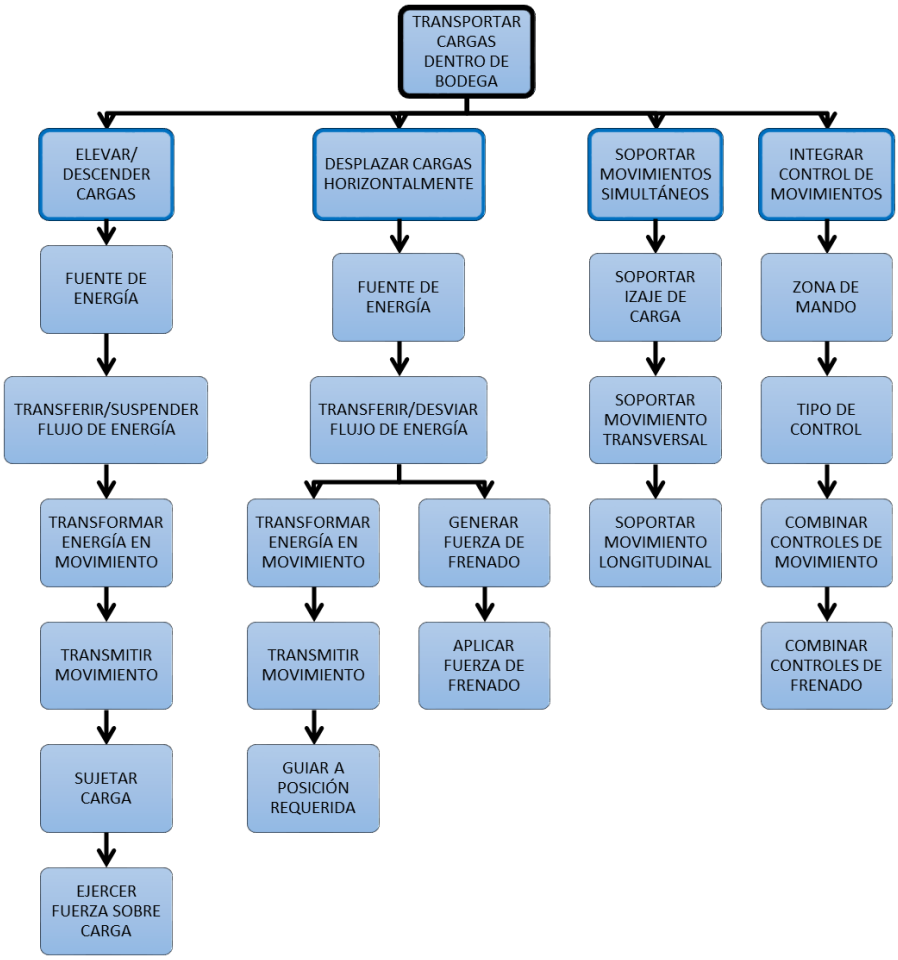


Imagen 6 Diagrama de subfunciones y funciones específicas del sistema.

7.1.2.2 Tablas de combinación de conceptos:

En esta etapa se lleva a cabo la asociación entre los diferentes principios de funcionamiento de cada función específica, de modo que puedan componerse una serie de alternativas para cada subfunción, que serán evaluadas posteriormente de acuerdo a su cumplimiento de los requerimientos del cliente y adaptación a las especificaciones de ingeniería, para así seleccionar los conceptos dominantes que se aplicarán en el diseño detallado de los componentes del sistema.

Las siguientes tablas muestran las opciones desplegadas de las funciones específicas:

Tabla 12 Funciones específicas para el subsistema de elevación y descenso.

FUENTE DE ENERGÍA	**TRANSFERIR/ SUSPENDER FLUJO DE ENERGÍA**	**TRANSFORMAR ENERGÍA EN MOVIMIENTO**	**TRANSMITIR MOVIMIENTO**	**SUJETAR CARGA**	**EJERCER FUERZA SOBRE CARGA**
ELÉCTRICA	INTERRUPTOR	MOTOR ELÉCTRICO	REDUCTOR	ESLINGA	CADENA
HIDRÁULICA	VÁLVULA DE PASO	MOTOR HIDRÁULICO/ BOMBA	PIÑONES-CADENA	GANCHO	GUAYA
NEUMÁTICA	VÁLVULA DE VÍAS	MOTOR NEUMÁTICO/ BOMBA	POLEAS-BANDA	MOSQUETÓN	VÁSTAGO
COMBUSTIÓN		MOTOR TÉRMICO	PIÑONES-CORREA DENTADA	TORNILLO	
			CILINDRO-ÉMBOLO		

Combinaciones para función elevar/descender cargas

Eléctrica – interruptor – bomba – cilindro-embolo – tornillo – vástago (1)

Eléctrica – interruptor – motor eléctrico – reductor – gancho – cadena (2)

Hidráulica – válvula de vías – motor hidráulico – piñones - correa dentada – eslinga – guaya (3)

Neumática – válvula de vías – motor neumático – poleas-banda – mosquetón – cadena (4)

Combustión – válvula de paso – motor térmico – piñones y Cadena – gancho – cadena. (5)

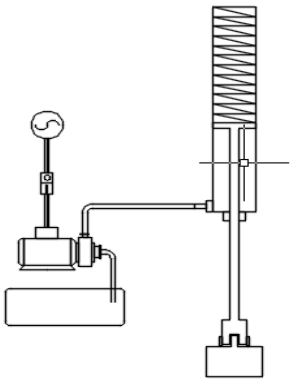


Imagen 7 Alternativa 1 para elevación y descenso.

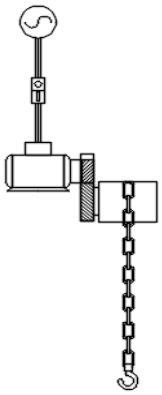


Imagen 8 Alternativa 2 para elevación y descenso.

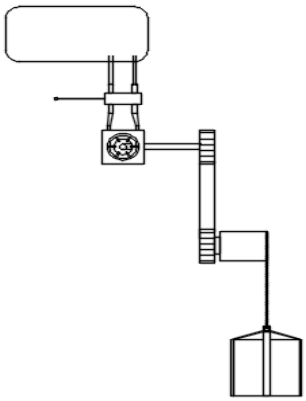


Imagen 9 Alternativa 3 para elevación y descenso.

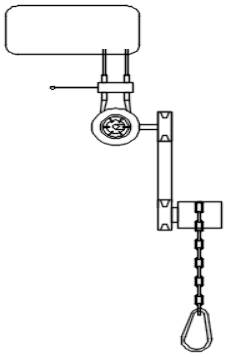


Imagen 10 Alternativa 4 para elevación y descenso.

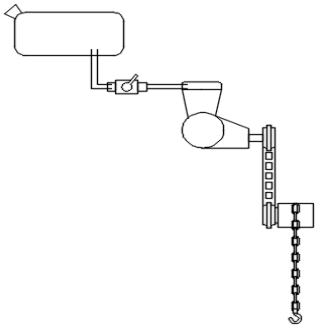


Imagen 11 Alternativa 5 para elevación y descenso.

Combinaciones para traslación de carga.

Eléctrica – interruptor – bomba – cilindro-embolo – corredera – mano-palanca – zapata-tambor (1)

Eléctrica – interruptor – motor eléctrico – reductor – riel-rueda – electro-imán – plato-prensa (2)

Hidráulica – válvula de vías – motor hidráulico – piñones-correa dentada – cremallera-piñón – pie-pedal – zapata-tambor (3)

Neumática – válvula de vías – motor neumático – poleas-banda – corredera – bomba – mordaza-disco (4)

Combustión – válvula de paso – motor térmico – piñones y cadena – riel y rueda – bomba – mordaza-disco (5)

. *Tabla 13 Concepto para definir el movimiento de traslación de la carga.*

FUENTE DE ENERGÍA	TRANSFERIR / DESVIAR FLUJO DE ENERGÍA	TRANSFORMAR ENERGÍA EN MOVIMIENTO	TRANSMITIR MOVIMIENTO	GUIAR A POSICIÓN REQUERIDA	GENERAR FUERZA DE FRENADO	APLICAR FUERZA DE FRENADO
ELÉCTRICA	INTERRUPTOR DOBLE	MOTOR ELÉCTRICO	REDUCTOR	CREMALLERA-PIÑÓN	MANO-PALANCA	MORDAZA-DISCO
HIDRÁULICA	VÁLVULA DE PASO	MOTOR HIDRÁULICO/ BOMBA	PIÑONES-CADENA	RIEL-RUEDA	PIE-PEDAL	ZAPATA-TAMBOR
NEUMÁTICA	VÁLVULA DE VÍAS	MOTOR NEUMÁTICO/ BOMBA	POLEAS-BANDA	ORUGA (PIÑON-CADENA)	BOMBA HIDRÁULICA/ NEUMÁTICA	PLATO-PRENSA
COMBUSTIÓN		MOTOR TÉRMICO	PIÑONES-CORREA DENTADA	CORREDERA	ELECTRO-IMÁN	
			CILINDRO-ÉMBOLO			

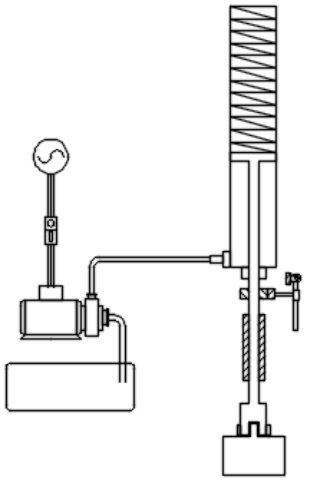


Imagen 12 Alternativa 1 para traslación de carga.

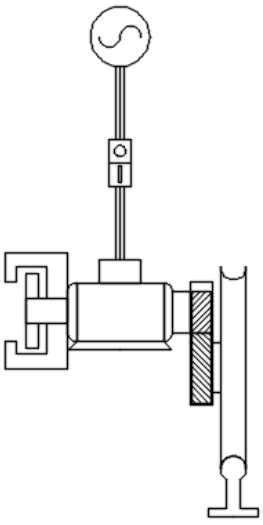


Imagen 13 Alternativa 2 para traslación de carga.

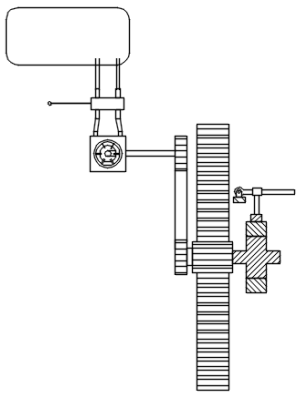


Imagen 14 Alternativa 3 para traslación de carga.

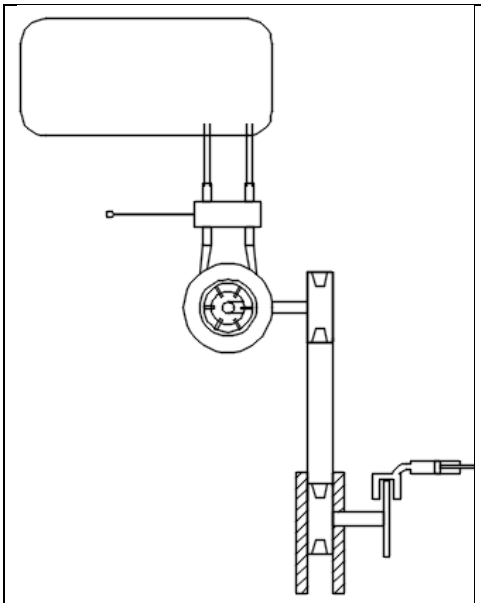


Imagen 15 Alternativa 4 para traslación de carga.

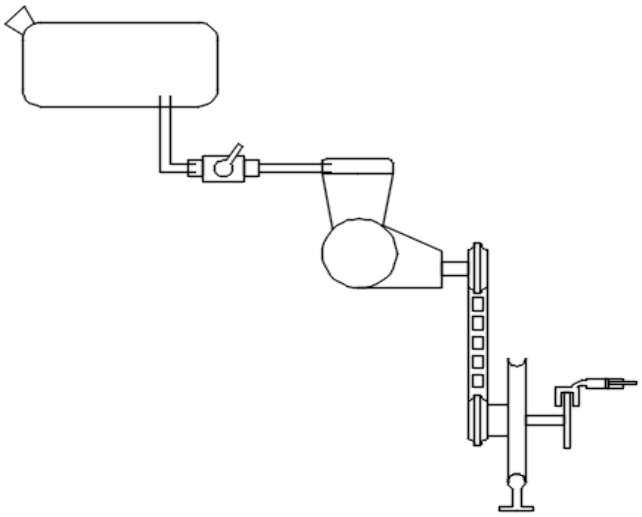


Imagen 16 Alternativa 5 para traslación de carga.

Tabla 14 Listado de conceptos, parte estructural.

SOPORTAR IZAJE DE CARGA	SOPORTAR MOVIMIENTO TRANSVERSAL	SOPORTAR MOVIMIENTO LONGITUDINAL
PERFIL LAMINADO	VIGA SIMPLEMENTE APOYADA	CARRILES A SUELO CON COLUMNAS MÓVILES
VIGA ARMADA: CAJÓN	VIGA EMPOTRADA	COLUMNAS FIJAS CON CARRILES ELEVADOS
VIGA ARMADA. CERCHA		CARRIL A SUELO CON COLUMNA MÓVIL Y CARRIL ELEVADO

Combinaciones para soporte estructural

Perfil laminado–viga empotrada–carril a suelo con columna móvil y carril elevado (1)

Perfil laminado – viga simplemente apoyada – carril a suelo con columna móvil y carril elevado (2)

Viga cajón – viga simplemente apoyada – columnas fijas con carriles elevados (3)

Viga cercha – viga simplemente apoyada – carriles a suelo con columnas móviles (4)

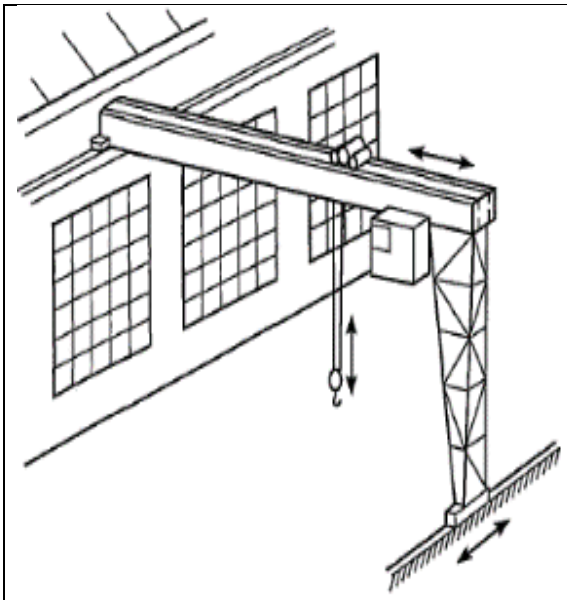


Imagen 17 Alternativa 1 para soporte de cargas.

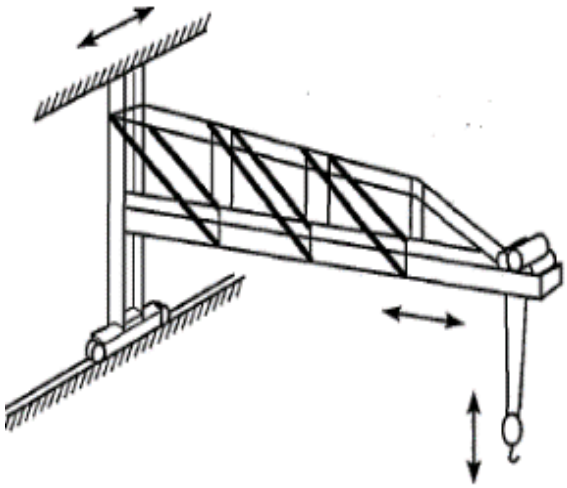


Imagen 18 Alternativa 2 para soporte de cargas.

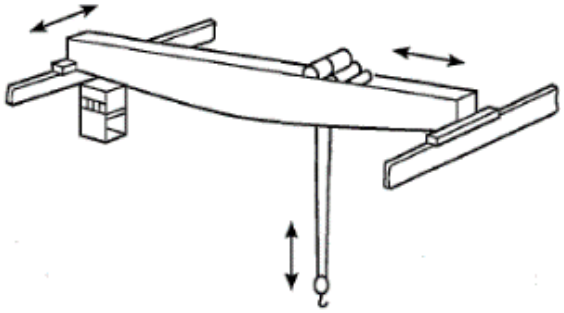


Imagen 19 Alternativa 3 para soporte de cargas

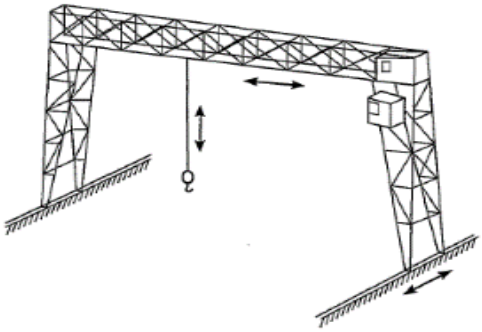


Imagen 20 Alternativa 4 para soporte de cargas.

Tabla 15 Conceptos para el mando y operación del sistema.

ZONA DE MANDO	TIPO DE CONTROL	COMBINAR CONTROLES DE MOVIMIENTO	COMBINAR CONTROLES DE FRENADO
CABINA	INALÁMBRICO	BOTONERA	BOTONERA
PISO	ALÁMBRICO	MÚLTIPLES PALANCAS	PEDALERA
		PALANCA-CONMUTADOR	MÚLTIPLES PALANCAS
			PALANCA-CONMUTADOR

Cabina – inalámbrico – múltiples palancas – pedalera (1)

Cabina – alámbrico – palanca-conmutador – palanca-conmutador (2)

Piso – inalámbrico – botonera – botonera (3)

Piso – alámbrico – múltiples palancas – múltiples palancas (4)

7.1.3 Selección de conceptos:

Para cada función se genera una matriz de selección, compuesta por 6 secciones donde se indican la característica bajo análisis, alternativas a evaluar, criterios de evaluación, importancia relativa de los criterios, calificación del cumplimiento de criterios y puntuación ponderada:

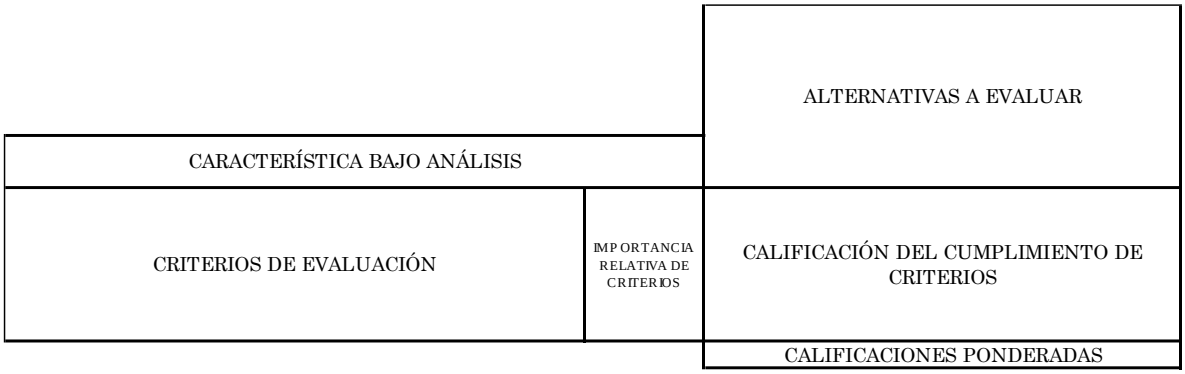


Imagen 21 Matriz de selección.

La característica analizada será en cada caso la función del sistema y la información para criterios de evaluación e importancia relativa de los mismos, se extrajo de la matriz QFD desarrollada previamente, específicamente de las secciones de requerimientos del cliente e importancia; las alternativas son las que se generaron con la combinación de conceptos y para la calificación de cumplimiento se empleó la siguiente escala donde se indica el grado de satisfacción del requerimiento:

Tabla 16 Escala grado de satisfacción.

VALOR	SATISFACCIÓN
3	ALTA
2	MEDIA
1	BAJA

Finalmente, aquella alternativa que obtenga la puntuación más alta en la sumatoria de calificaciones será la que pase a la siguiente etapa del diseño. La escala indicadora de satisfacción cambió de valores respecto a la empleada en la matriz de relación entre requerimientos del cliente y especificaciones de ingeniería, porque en esta última se priorizó el énfasis cuantitativo para indicar las relaciones más fuertes entre las características ya mencionadas, aumentando así la ventaja de

ciertas especificaciones y relaciones frente a otras, mientras que en la matriz actual se trata de evaluar de una manera más equitativa la competitividad de cada alternativa generada, de modo que el valor máximo de la escala no tiene excesiva diferencia.

FUNCIÓN: ELEVAR/DESCENDER CARGAS		ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	ALTERNATIVA 5
Conservar calidad del shelter	5	3	3	3	3	3
Mantener suspendido el shelter	4	2	3	1	1	3
Confiable	4,75	2	3	2	2	2
Fácil mantenimiento	4	1	2	2	1	1
Anclaje rápido	3,75	1	3	2	2	3
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5	2	2	2	2	2
Bajo costo de operación	3,75	2	3	2	2	1
Bajo costo de fabricación	4,75	2	2	2	2	2
Bajo costo de ensamblaje	4,5	2	3	2	2	2
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4	1	3	1	1	2
Adaptarse a productos de diferentes tamaños	3,25	2	2	2	2	2
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	4,75	3	3	3	3	3
		100	136,5	103,75	99,75	111,75

FUNCIÓN: SOPORTAR MOVIMIENTOS SILMULTÁNEOS		ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
Conservar calidad del shelter	5	2	3	3	3
Mantener suspendido el shelter	4	2	3	3	2
Cubrir dimensiones de la bodega al transportar el shelter	3,75	3	3	3	3
Confiable	4,75	2	3	3	3
No reducir el espacio disponible para trabajar	3,25	2	2	3	1
Fácil mantenimiento	4	2	2	2	2
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5	2	2	2	2
Bajo costo de fabricación	4,75	3	2	2	1
Bajo costo de ensamblaje	4,5	2	1	1	2
Bajo peso	5	3	1	2	3
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4	1	1	3	2
Permitir posicionamiento oblicuo del shelter	3,75	2	2	2	2
Disminuir riesgo de lesiones a trabajadores	4,75	3	3	3	3
		126,25	120,75	137	127,25

FUNCIÓN: INTEGRAR CONTROL DE MOVIMIENTOS		ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
Fácil de operar	3,5	1	1	3	3
Confiable	4,75	2	2	1	2
No reducir el espacio disponible para trabajar	3,25	1	1	3	3
Fácil mantenimiento	4	1	2	3	3
Fabricación y ensamble por parte de la organización	4,5	2	2	1	2
Realizar hasta 15 levantamientos de plena carga por hora	4	2	2	2	2
		37,25	41,25	49,5	58,75

Imagen 22 Calificación de alternativas. Fuente: autores.

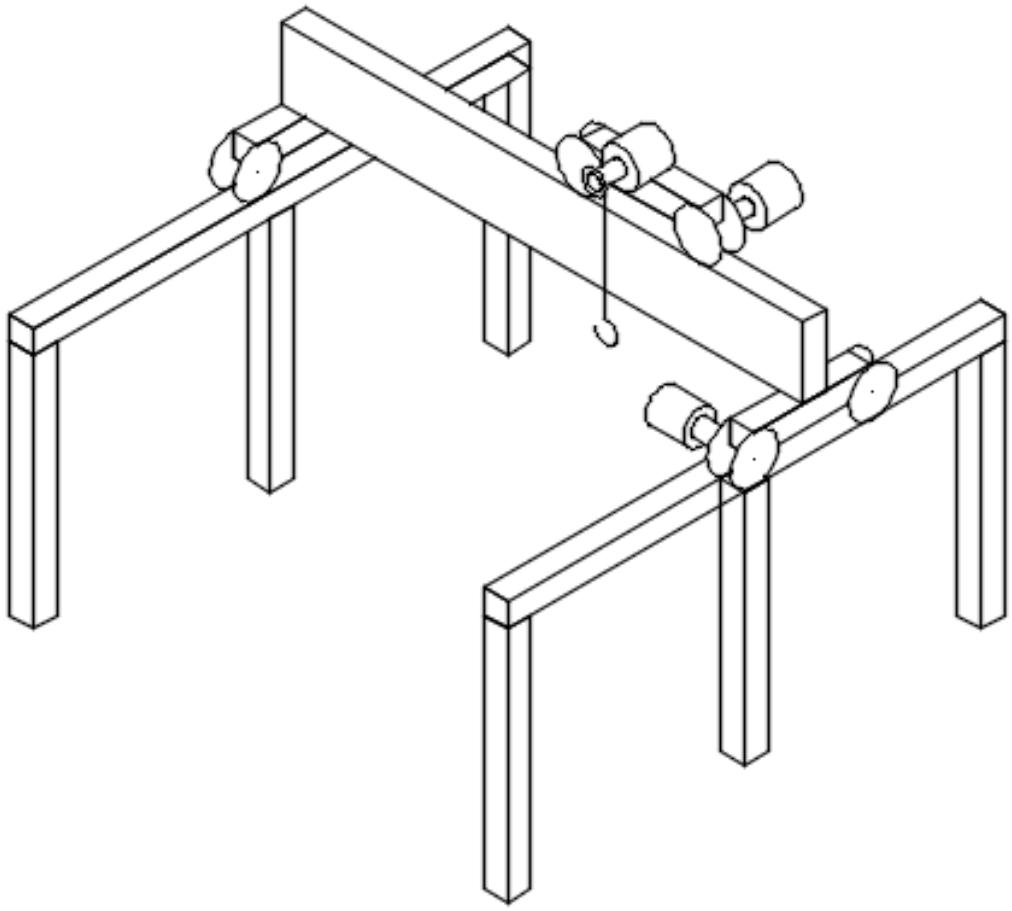


Imagen 23 Esquema de alternativa seleccionada.

La alternativa seleccionada para la siguiente etapa de diseño es una composición de las alternativas mejor ponderadas para cada subfunción, combinando en sí misma las alternativas #2 de elevación/descenso de la carga y traslación de la carga, la alternativa #3 de soporte de movimientos de la carga y la alternativa #3 de integración del control de movimientos.

7.2 DISEÑO DE COMPONENTES

7.2.1 Restricciones del diseño

Para empezar el diseño de los componentes estructúrales y mecánicos, se tomó como punto de partida los requerimientos del cliente y además se toman en consideración las características locativas, en las cuales se proyecta implementar el sistema de elevación (Bodega de la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda.) ver imagen 24. Los cuáles serán identificados a continuación.



Imagen 24 Bodega ubicada en Siberia (Cundinamarca), en la cual se implementaría el puente grúa. Fuente GIM Ingeniería Eléctrica Ltda.

7.2.1.1 Capacidad de carga.

Tomando como referencia la última sala eléctrica fabricado por GIM Ingeniería Eléctrica Ltda en el año 2017, la cual se compone de vigas estructurales IPE 300 para la base, con un tejido interno de IPE 200, al igual que las columnas principales y la estructura del techo, con paneles con aislante termo-acústico elaborados en chapa metálica calibre 18 y aislante de Lana de mineral de roca, con pisos en lámina HR de 3/16” de espesor, los equipos al interior del shelter contenía un CCM (Control Center Motors por sus siglas en inglés) y un switchgear en media tensión; sumando el conjunto de todos los elementos sumaban una masa de 42.000 Kg, las dimensiones generales de la sala eléctrica era de 3,7 m de alto, 18,0 m de ancho y 3,6 mm de profundo.

Siendo este el producto más grande desarrollado en la empresa, adicionalmente las dimensiones son las máximas establecidas por la legislación colombiana para el transporte de cargas vía terrestre, con esta información se estableció el limite

necesario por la compañía GIM requerido para el diseño del sistema de elevación, fijando así una carga máxima de 50 Toneladas (50.000 Kg).

7.2.1.2 Distancia transversal requerida.

La bodega para la cual se piensa diseñar el sistema de elevación de carga se encuentra ubicada en el municipio de Siberia en el kilómetro 4 vía a Parcelas, en las cercanías a la cuidad de Bogotá D.C.

La bodega cuenta con un ancho efectivo de 20,62 m de pared a pared, siendo esta la medida transversal requerida por GIM Ingeniería Eléctrica Ltda para la implementación del sistema.

7.2.1.3 Distancia longitudinal requerida.

El fondo total de la nave en mención es de 44,0 m de los cuales 4,0 m está ocupado por las oficinas, dejando como espacio efectivo 40,0 m medida requerida por el cliente, puesto que el sistema de elevación será usado para el proceso de fabricación de las salas eléctricas y se necesita el aprovechamiento al máximo del espacio y que este sistema se desplace a lo largo de todas las líneas de producción

7.2.1.4 Altura requerida.

La bodega cuenta con una altura total de 8,0 m, de las cuales se deben reservar entre 1,5 m a 2,0 m para realizar trabajos del personal debajo del Shelter, adicional la altura externa de la sala eléctrica (4,0 m medida máxima de altura para la fabricación de Shelters establecido por GIM Ingeniería Eléctrica), dejando como espacio para la instalación del sistema de izaje 2,0 m en su medida más crítica.

7.2.1.5 Velocidades de operación.

Según cada función que realicen los elementos de la grúa se recomiendan velocidades de operación, las cuales se consignan en la Tabla 17

Tabla 17 velocidades de operación. Fuente: CMAA Specification #70.

Carga (Kg)	**Velocidad de elevación de la carga ft/min (m/s)**			**Velocidad del carro (trolley) ft/min (m/s)**			**Velocidad del puente ft/min (m/s)**		
	Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta
30.000	7 (0,035)	14 (0,07)	28 (0,14)	50 (0,25)	80 (0,41)	125 (0,63)	50 (0,25)	115 (0,58)	150(0,76)

7.2.1.6 Factor de esfuerzo admisible (ASD).

Todo componente estructural o elemento máquina debe estar diseñado bajo un factor de seguridad con el fin de solventar las incertidumbres de las cargas definidas, en la especificación ANSI/AISC 360-10 para miembros solicitados a

flexión el factor de seguridad requerido es: Ω = 1,67, mediante lo cual se puede decir:

$$\frac{\text{Resistencia nominal del miembro}}{\text{Factor de seguridad } \Omega} \geq \text{mayor fuerza calculada en el miembro, } R_a.$$

$$\frac{R_n}{\Omega} \geq R_a$$

7.2.1.7 Resistencia de fluencia.

Un punto de partida para diseñar cualquier elemento de máquina es el material del cual se fabricará, en el Crane Handbook se mencionan los principales materiales usados en la construcción de grúas como el acero al carbono ASTM A-7 o A-36[11] reconocidos como los comercialmente más seleccionados; partiendo de este parámetro y usando el acero ASTM A-36 tendremos que la resistencia de fluencia de 250 MPa, y tomando como referencia CMAA Specification #70 en la clasificación de las cargas, grúa en uso regular bajo carga principal y cargas adicionales, referenciada como caso 2[12]

Con los ítems, factor de esfuerzos admisibles (ASD) y resistencia de fluencia, se calcula un valor para el esfuerzo admisible, mediante el cual se da inicio al diseño de la grúa.

7.2.1.8 Esfuerzo admisible

Conociendo el factor de resistencia admisible, así como los valores de esfuerzos de fluencia, tanto a tensión como a cortante de los materiales más usados para la fabricación de puente grúas, se podrá calcular el valor del esfuerzo admisible en miembros solicitados por flexión, dividiendo en el factor de seguridad por la resistencia de fluencia. En el caso del esfuerzo admisible a cortante, se usará el recomendado por la especiación 70 CMAA, donde se multiplica por la resistencia de fluencia del material el factor respectivo.

El método ASD de la especificación 70 CMAA se denominan los factores de seguridad y de reducción, como de muestra a continuación.

$\Omega_b = 1{,}67$ Para diseño por flexión

$\phi_V = 0{,}375$ Para diseño por cortante

Para tensión:

[11] GREINER, H. (1967). *Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes*. Harvey, Illinois: Whiting Corporation. p, 50.

[12] CMAA, C. M. (2015). *CMAA Specification #70.* MHI. p, 15.

$$\sigma_{adm(t)} = \Omega_b/\sigma_b \rightarrow \sigma_{adm(t)} = 250\ MPa/1{,}67 \rightarrow \sigma_{adm(t)} \approx 150\ MPa$$

Para cortante:

$$\sigma_{adm(v)} = \phi_v \sigma_y \rightarrow \sigma_{adm(v)} = 0{,}375 * 250\ MPa \rightarrow \sigma_{adm(v)} \approx 94\ MPa$$

7.2.1.9 Clasificación del ciclo de trabajo.

La clasificación del servicio, para este caso según lo evaluado con la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda. Se debe encontrar en el rango de 10 a 14 levantamientos por hora, lo cual equivale a la clasificación encontrada en el Crane Handbook sobre servicio de funcionamiento “servicio moderado” – clase C – el cual tiene un ciclo de 5 a 15 levantamientos por hora.

7.2.2 Diseño del puente

Siguiendo la metodología del Crane Handbook[13], el primer elemento a calcular será el puente, estructura principal de la grúa, en la cual se ubicarán todos los elementos mecánicos encargados de elevar la carga y mediante la cual se desplazará.

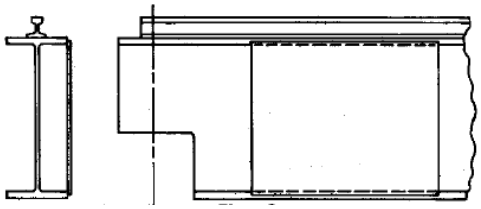
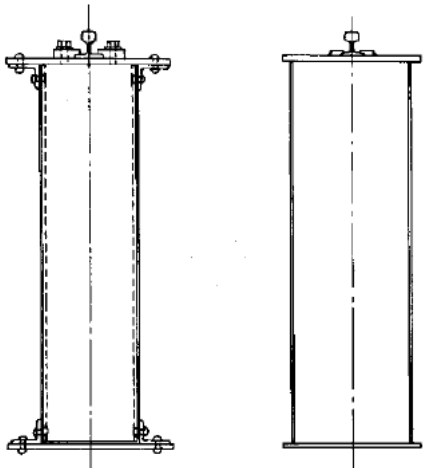
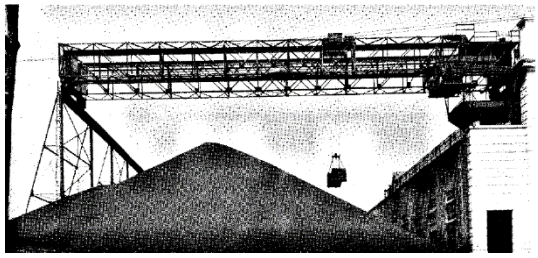
Como consideración adicional, se debería diseñar un puente para izar 50.000 Kg, pero siguiendo las especificaciones iniciales de GIM Ingeniería Eléctrica sobre el posicionamiento oblicuo de los shelters y conservar parámetros de calidad de la compañía hacia el producto durante los traslados, además de los estándares de ubicación de los puntos de izaje de las salas eléctricas, todo apunta a la necesidad de usar dos puentes en lugar de uno solo. Es decir, se deben diseñar dos puentes con capacidad de 25.000 Kg cada uno.

7.2.2.1 Selección del perfil del puente.

Comercialmente se encuentran tres tipos principales de perfil usados para el diseño del puente en la se consignan las características principales de cada una.

[13] GREINER, H. (1967). *Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes*. Harvey, Illinois: Whiting Corporation. p, 50.

Tabla 18 Perfiles usados en puente grúas

Descripción	***Características***
Perfil estructural laminado I  *Imagen 25 Perfil laminado I. Fuente: Crane Handbook*	La viga I de ala ancha es un perfil económico y usado usualmente en puente grúas de tamaño pequeño. El ancho de este tipo de viga está limitado a 914 mm. La luz no debe exceder 15,24 m. Si la luz requerida aumenta la eficiencia de la viga decrece.
Viga tipo cajón  *Imagen 26 Perfil de la viga tipo cajón. Fuente: Crane Handbook*	Esta viga no es un perfil comercial, se debe fabricar según requerimientos, se puede elaborar de manera atornillada y remachada o completamente soldada, es un perfil con una eficiencia de carga elevada. Sus características radican en un alto grado de adaptabilidad, puesto que el espesor de su cubierta superior e inferior se puede seleccionar, al igual que el espesor de las almas y la ubicación de rigidizadores en la totalidad de su longitud, según corresponda su módulo de sección. Se recomienda el uso de vigas tipo cajón en luces mayores a 12,2 m y hasta una luz de 36,5 m.
Viga en celosía (cercha)  *Imagen 27 Puente grúa fabricado con viga en celosía (cercha). Fuente Crane Handbook*	Este tipo de vigas es recomendado para luces mayores a los 38,1 m. Se usa cuando las grúas requieren un mínimo de peso y sin tener en cuenta el costo inicial, además de ser usadas con frecuencia en la grúa tipo pórtico y para grúas de uso a la intemperie. Es el tipo de viga es la más eficiente respecto a la carga y al peso, pero debido a su costo de fabricación mayor que la viga cajón se recomienda para aplicaciones especiales o para luces muy grandes, las cuales no pueda cubrir una viga cajón.

Con la información suministrada en la imagen 11, se tomó como punto de partida el costo y la luz requerida, el perfil más recomendado para el diseño del puente grúa es la viga tipo cajón, adicionalmente en la tabla de la página 31 de Whiting Crane Hanbook, para cargas de 25 Toneladas y de 30 Toneladas, con una luz 21,4 m el tipo de viga recomendado es “Box”[14] (Viga tipo cajón).

7.2.2.2 Espacio disponible

Conociendo el tipo de perfil preliminar, se debe saber el espacio disponible para instalación del conjunto del puente y de todos los elementos mecánicos, retomando los requerimientos del cliente y la bodega en la cual se piensa implementar el proyecto se tiene una altura útil en la nave de 8,17 m, tomado con un medidor laser marca Bosch, desde el suelo hasta el punto más bajo de la cercha de soporte del techo (Imagen 2828).

De igual manera en la Imagen 3131 se observa el plano arquitectónico de la vista longitudinal donde se observa la altura y el profundo de la bodega y en la Imagen 3232, una vista de fachada donde se puede apreciar el ancho total de la bodega (luz del puente).

En las especificaciones de la compañía, se requiere una altura de elevación mínima a partir del nivel del suelo de 1,5 m, para que los trabajadores puedan realizar labores y ajustes en la parte inferior de las salas eléctricas, adicionalmente el producto a elevar tiene una altura de 3,7 m, dejando así 2,97 m para instalación del puente y los elementos mecánicos necesarios para el sistema de elevación de carga.

En el texto Handbook of Crane[15], se encuentran las tablas relacionadas con las distancias mínimas requeridas para la instalación de puente grúa, según la capacidad de carga, para este caso se usarán grúa con carga de 25 Toneladas y de 30 Toneladas con gancho auxiliar de 5 toneladas.

Se realizó un modelo en AUTOCAD, representado las dimensiones recomendadas con el fin de saber en primer plano, si son las adecuadas para la bodega de la compañía, además de observar las longitudes disponibles en la instalación de maquinaria. Con las medidas indicadas se hizo una trasposición con el plano arquitectónico de la bodega y obtener claridad del espacio útil recomendado (imagen 30).

---

[14] GREINER, H. (1967). *Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes*. Harvey, Illinois: Whiting Corporation.

[15] Ibid. p.30.



Imagen 28 Fotografía del interior de la bodega de GIM Ingeniería Eléctrica Ltda. Ubicada en Siberia.

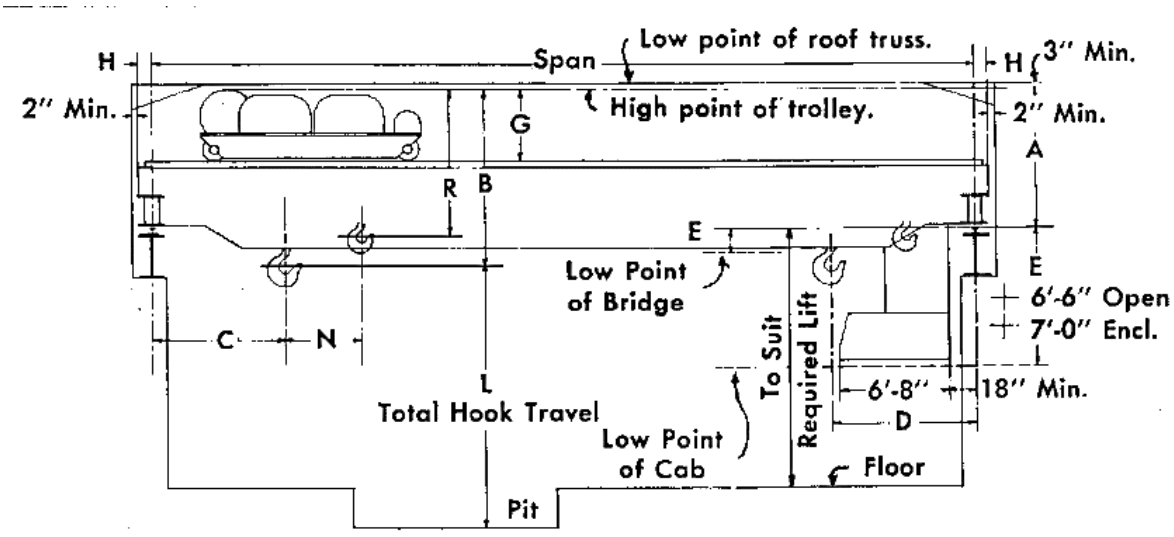


Imagen 29 Distancias recomendadas para instalación de puente grúa. Fuente: Whiting Crane Handbook.

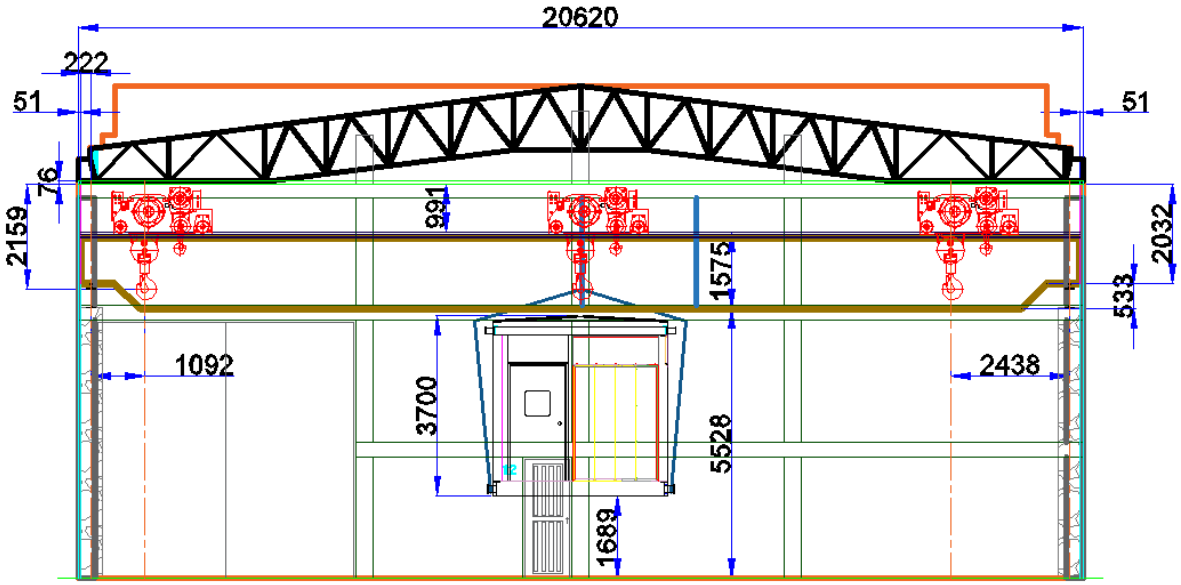


Imagen 30 Transposición de dimensiones recomendadas en el Libro Crane Handbook, para instalación de grúas de 25 T y 30 T con gancho auxiliar de 5 T, en la fachada de la bodega de GIM. Fuente: autores

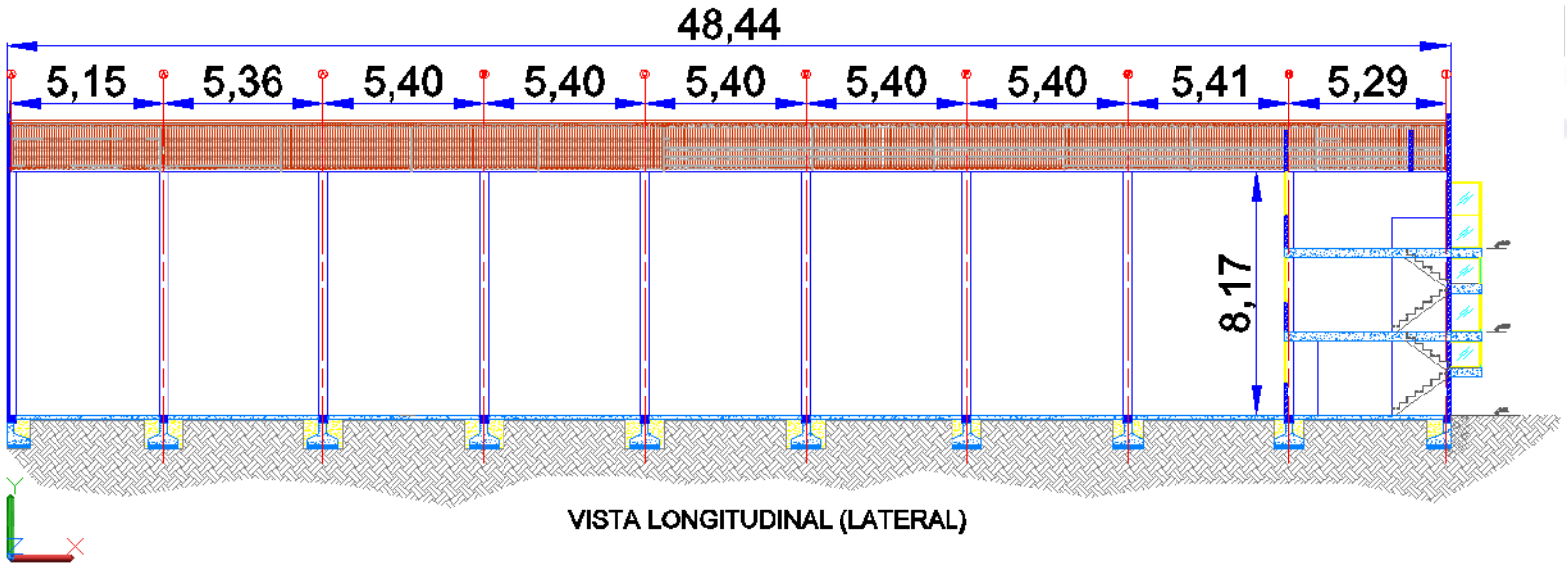


Imagen 31 Vista longitudinal de la bodega (vista lateral). Fuente: autores

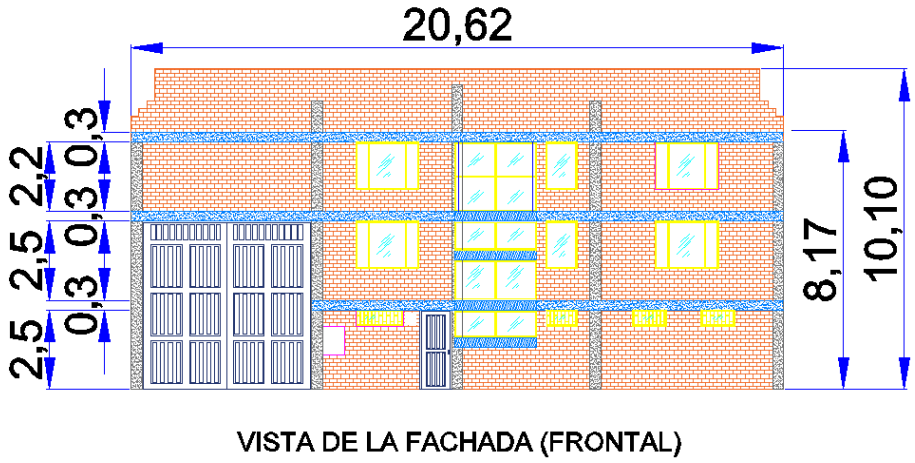


Imagen 32 Vista de fachada de la bodega (vista frontal). Fuente: autores

7.2.2.3 Selección de Polipasto

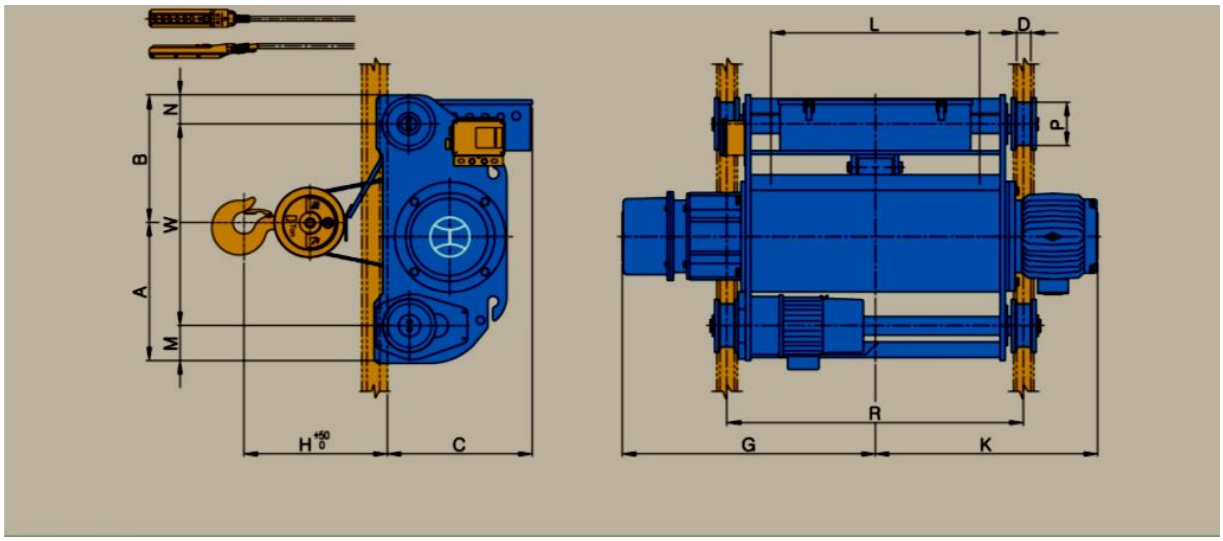
Partiendo de la carga requerida, se debe seleccionar el polipasto más adecuado para la aplicación teniendo en cuenta las especificaciones del cliente, así como de las distancias recomendadas en el ítem 7.2.2.2 de este trabajo.

Dentro de los distribuidores seleccionados para revisar información sobre los polipastos requeridos se encuentran:

- ABUS Sistema de grúas.
- STAHL Crane Systems
- Harrington Hois and Cranes
- GH Cranes & Components.
- Hyundai Hoist.

Siendo la compañía Hyundai la que ofrece el polipasto que mejor se acomoda a los requerimientos del sistema, el polipasto seleccionado se encuentra en la imagen 33 donde se especifica todas las dimensiones principales y el peso.

El polipasto seleccionado está dispuesto para funcionar en puentes *birriel* por lo que da el punto de partida para diseñar el puente no del tipo monorriel si no del tipo *birriel*, generando como ventajas, menor peso por viga además del aprovechamiento del espacio vertical, ocupando menor espacio con el ensamble polipasto y puente, así como un mayor recorrido vertical del gancho.



Capacity (ton)				2	2.8, 3	5	7.5	10	15	20	30
Hoist	Lift Height(m)			12	12	12	12	12	12	12	12
	Hoisting Speed (m/min)	High Speed	50Hz	8.3	7.5	4.7	3.2	5	3.8	3.5	2.3
			60Hz	10	9	5.6	3.8	6	4.5	4.2	2.8
		Low Speed	50Hz	5	3.8	3.5	2.4	3.8	2.5	2.3	1.5
			60Hz	6	4.5	4.2	2.9	4.5	3	2.8	1.8
	Hoisting Motor (kW×P)	High Speed		3.7×4	5.5×4	5.5×6	5.5×6	13×6	13×8	17×8	17×8
		Low Speed		2.5×6	2.8×8	4.2×8	4.2×8	9×8	8.5×12	11.5×12	11.5×12
	Wire Rope	Construction		6×24	6×37	6×37	6×37	6×Fi(25)	6×Fi(25)	6×37	6×37
		Dia.(mm)×No.of ropes		8×4	9×4	12.5×4	14×4	14×4	18×4	22.4×4	22.4×6
	Brake			DC magnet disc							
Traversing	Traversing Speed (m/min)	High Speed	50Hz	20	20	20	20	13.3	12.5	12.5	12.5
			60Hz	24	24	24	24	16	15	15	15
		Low Speed	50Hz	13.3	13.3	13.3	13.3	8.3	8.3	8.3	8.3
			60Hz	16	16	16	16	10	10	10	10
	Traversing Motor (kW×P)	High Speed		0.75×4	0.75×4	0.75×4	0.75×4	0.75×4	1.5×4	1.5×4	1.5×4(2Units)
		Low Speed		0.5×6	0.5×6	0.5×6	0.5×6	0.5×6	1×6	1×6	1×6(2Units)
	Brake			DC magnet disc							
Dimension (approx.) (mm)		H		420	420	510	730	750	995	1175	1480
		R		950	950	1150	1150	1150	1200	1300	1800
		A		445	445	526	520	581	625	710	930
		B		410	410	474	480	509	555	615	970
		C		457	466	522	509	623	742	796	825
		G		776	811	961	961	1000	1076	1179	1439
		K		705	712	852	852	953	1128	1184	1444
		W		650	650	763	758	865	920	1000	1540
		D		47	47	47	47	58	58	58	70
		L		728	724	896	894	865	872	936	1456
		M(N)		112(93)	112(93)	135(102)	130(112)	125(100)	130(130)	185(140)	185(175)
		P		140	140	165	165	165	180	220	250
Weight (approx.) (kg)				455	524	812	940	1218	1850	2580	3950
Rail				15kg/m	15kg/m	15kg/m	15kg/m	15kg/m	22kg/m	22kg/m	30kg/m

Note : 상기 이외 비표준 사양은 당사로 문의 바랍니다. Please contact us for the hoist other than above listed specification.

Imagen 33 Data sheet para polispasto Hyundai de 30 T. Fuente (HYUNDAI HOIST, 2016). P12.

7.2.2.4 Módulo de sección requerido

7.2.2.4.1 Carga viva.

Con los parámetros descritos anteriormente se realizó una serie de estimaciones, a partir de un MÓDULO DE SECCIÓN requerido, se variaron las dimensiones generales y los espesores de las partes que componen la viga cajón hasta cumplir dicho módulo, con los valores determinados se modeló la viga, con el fin de obtener un prototipo y un peso estimado del puente para continuar con el diseño del sistema de elevación de carga

La viga en mención se cataloga como un miembro largo, lo cual indica que se debe calcular por flexión y para ello se debe determinar el módulo de sección de la viga, una propiedad geométrica que es el cociente de I (Momento de inercia) sobre c (distancia del centro gravedad a la fibra más extrema en la sección transversal). Si se usa la fórmula se flexión, $\sigma = Mc/I$, se tiene[16].

[16] HIBBELER, Russell. *Mecánica de Materiales*. Octava edición. Monterrey: Pearson. 2011. 884 p.

$$S_{req} = \frac{M_{máx}}{\sigma_{perm}} \quad (1)$$

Para determinar el momento máximo se usara una carga de 12,5 T, que es una cuarta parte de la carga total (50 T), como se mencionaba en los requerimientos de GIM, se usarán dos puentes, de modo que se calculará con un carga de 25 T, pero al tratarse de un puente birriel se calculará cada puente con una carga de 12,5 T y adicionalmente se usa el esfuerzo permisible obtenido por flexión en el presente trabajo se calculará los elementos estructurales mediante el método ASD por sus siglas en inglés (Diseño por esfuerzos admisibles), siendo este el método que ofrece menor impacto económico para el diseño de los elementos.

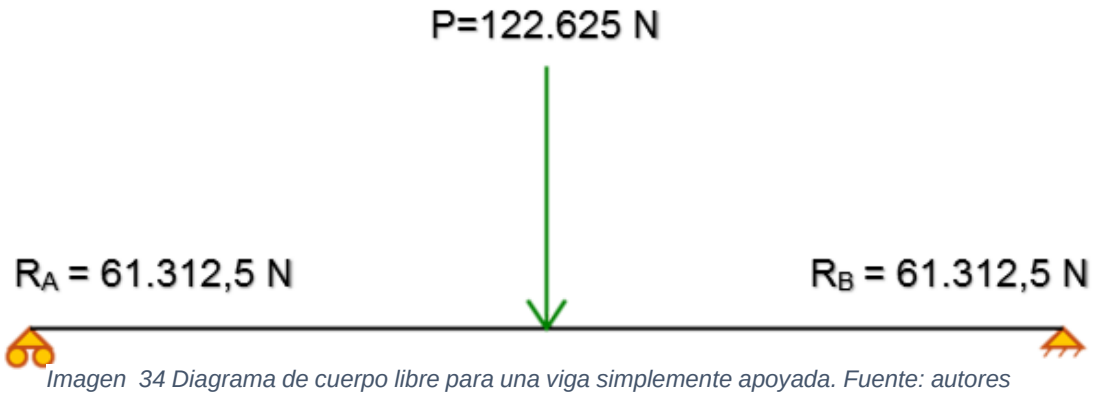


Imagen 34 Diagrama de cuerpo libre para una viga simplemente apoyada. Fuente: autores

Ahora se determinará el diagrama de fuerza cortante y el respectivo diagrama de momento flector.

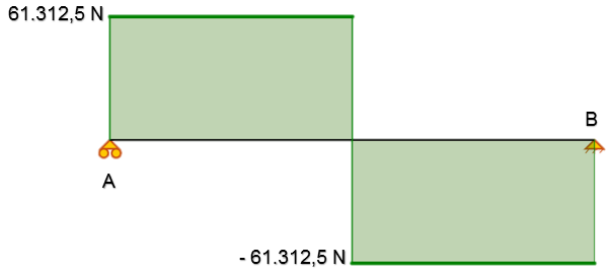


Imagen 35 Diagrama de fuerza cortante. Fuente: autores

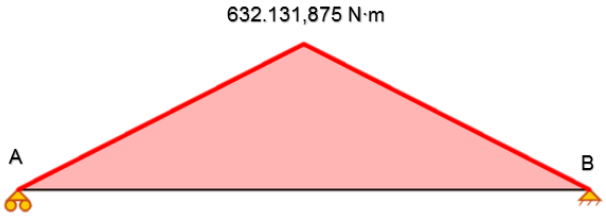


Imagen 36 Momento flector máximo. Fuente: autores

Para esta viga simplemente apoyada el módulo de sección es:

$$S_{req} = \frac{632.131{,}875\ N \cdot m}{150 \cdot 10^6\ Pa} \quad S_{req} = 4{,}2142125 \cdot 10^{-3}\ m^3 \quad \boldsymbol{S_{req} = 4.214{,}2125\ cm^3}$$

7.2.2.4.2 Carga muerta

Para conocer la carga muerta se debe tener un estimado del peso de la viga, con lo consignado en Crane Handbook y en la especificación 70 CMAA, se calcula con las proporciones allí suministradas las dimensiones preliminares de la viga cajón y así obtener un peso.

- Alto de la viga: la proporción de la altura de la viga no debe exceder 1/25 de la luz total del puente[17].

  La altura inicial de la viga será: $20{,}62\ m/25 = \mathbf{0,8248\ m\ (825\ mm)}$

- Ancho de la viga: la relación entre luz del puente y ancho de la viga (l/b) no debe exceder 55[18]

  El ancho de la viga no debe exceder: $b = l/65 \rightarrow b = 20{,}62\ m/65 = \mathbf{0,317\ m\ (317\ mm)}$

- La relación b/c (b: ancho de la viga y c: espesor de la platina superior) no debe exceder 60[19]

  El espesor mínimo de la platina superior será: $c = b/60 \rightarrow b = 0{,}317\ m/60 = \mathbf{5,28X10^{-3}\ m\ (5,28\ mm)}$ **se tomará 6,35 mm como espesor comercial**

- El espesor de las platinas verticales se tomará igual a la platina superior.

Con las dimensiones anteriormente obtenidas se calcula el módulo de sección geométrico con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{(B \cdot H^3) - (b \cdot h^3)}{6 \cdot H} \quad (2)$$

Donde:
B= base mayor
H= altura mayor
b= base menor
h= altura menor

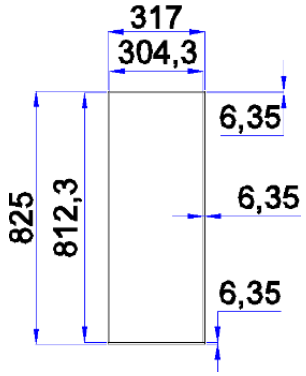


Imagen 37 Sección transversal viga 1 (medidas en mm)

$$S = \frac{(31{,}7 * 82{,}5^3) - (30{,}43 * 81{,}23^3)}{6 * 82{,}5}$$

$$S = 3.010{,}393\ cm^3$$

Este módulo de sección es menor que el requerido, lo que indica que las dimensiones preliminares calculadas a través de las proporciones se tienen que modificar, se realizarán iteraciones en los espesores de platina (platinas de cubiertas como el espesor de las paredes), con el fin de obtener el módulo de sección requerido.

[17] CMAA, C. M. (2015). *CMAA Specification #70*. MHI.

[18] GREINER, H. (1967). *Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes*. Harvey, Illinois: Whiting Corporation. p.58.
[19] Ibidem.

Con una tabla realizada en Excel y usando espesores comerciales de platina de acero HR, se calculará la geometría indicada.

Tabla 19 Modulo de sección geométrico. Fuente: autores

BASE MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	**31,7**
ALTURA MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	82,5
ESPESOR CUBIERTAS *(cm)*	0,9525
ESPESOR PAREDES *(cm)*	0,9525
BASE MENOR *(cm)*	29,795
ALTURA MENOR *(cm)*	80,595
MÓDULO DE SECCIÓN GEOMÉTRICO *(cm^3)*	4.448,665

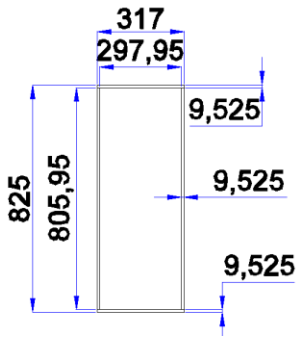


Imagen 38 Sección transversal viga 2 (medidas en mm)

Con la sección transversal calculada, se modeló en CAD esta viga con el fin de obtener el peso estimado, el resultado obtenido es de 3.462,7 Kg, ahora se realizará el procedimiento para hallar el momento máximo con el peso de la viga y la carga por rueda del polipasto como se muestra a continuación.

Con dos polipastos de 30 Toneladas cada uno, la carga máxima de trabajo será de 60 toneladas, es decir que la carga de trabajo será la cuarta parte de la carga máxima.

- Carga de trabajo por viga: (15.000 Kg) **147.150 N**

Para conocer las cargas equivalentes sobre cada rueda, se realizará un diagrama de cuerpo libre del polipasto, como se muestra en la imagen 39. Se resalta que al tratarse de una viga birriel y el polipasto estar apoyado sobre 4 ruedas, cada viga del conjunto birriel soportara la mitad de la carga ejercida por el polipasto.

Las cargas mediante las cuales se realizarán los cálculos de fuerza cortante y momento flector máximo serán:
Carga muerta: ½ peso del polipasto = 1.975 Kg = ***19.374,75 N***
Carga viva: 147.150 N (15.000 Kg)
Carga combinada: Carga admisible de impacto (20% CV) + carga viva = ***176.580 N***
Distancia entre ruedas: 1,54 m
Distancia del gancho a la rueda: 0,77 m.

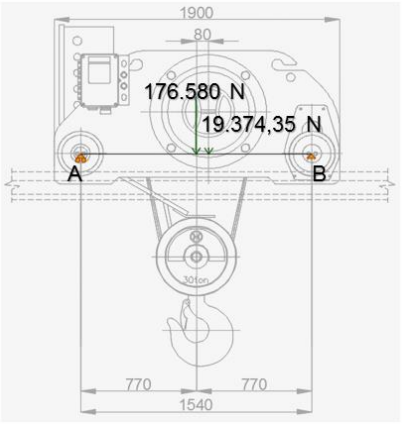


Imagen 39 Diagrama de cuerpo libre del polipasto. Fuente: autores

Reacciones en los apoyos:
Apoyo A: 96.907,984 N (rueda izquierda)
Apoyo B: 99.046,758 N (rueda derecha)

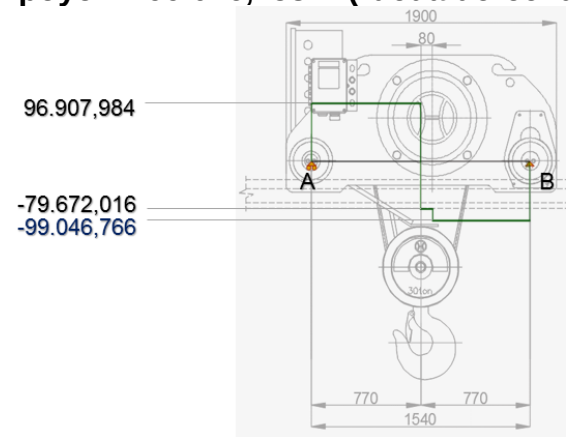


Imagen 40 Diagrama de fuerza contante. Fuente: autores

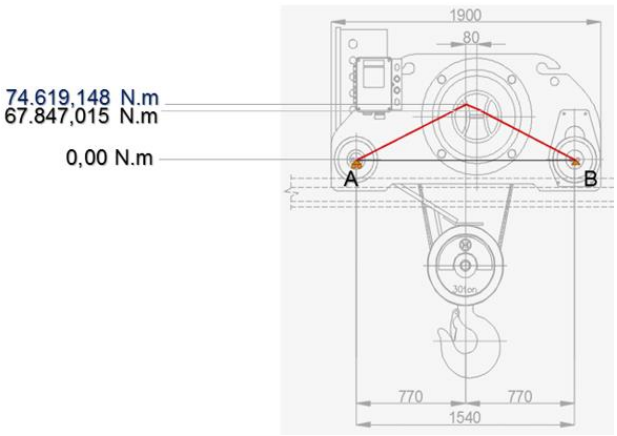


Imagen 41 Diagrama de momento flector. Fuente: autores

7.2.2.4.3 Viga definitiva

Con la carga muerta calculada en el ítem anterior, y conociendo como punto crítico la aplicación de carga en el centro de la viga (solicitación por momento flector), se procede a realizar un nuevo diagrama de cuerpo libre para el puente, aplicando como fuerzas, la carga viva (peso a levantar) determinada por las reacciones de las ruedas del polipasto a plena carga y la carga muerta la cual es la sumatoria del peso del puente (peso inicial) y el peso de los accesorios tales como, pasarela para mantenimientos, cableado, tableros de control, pintura, tornillería entre otros.

En la tabla 20 se encontrará un recopilado de los diferentes valores de cargas que soportará la viga definitiva.

Tabla 20 Cargas para viga definitiva

Nombre de la carga	**Magnitud**	**Posición**
Rueda izquierda	96.907,984 N	9,540 m
Rueda derecha	99.046,758 N	11,080 m

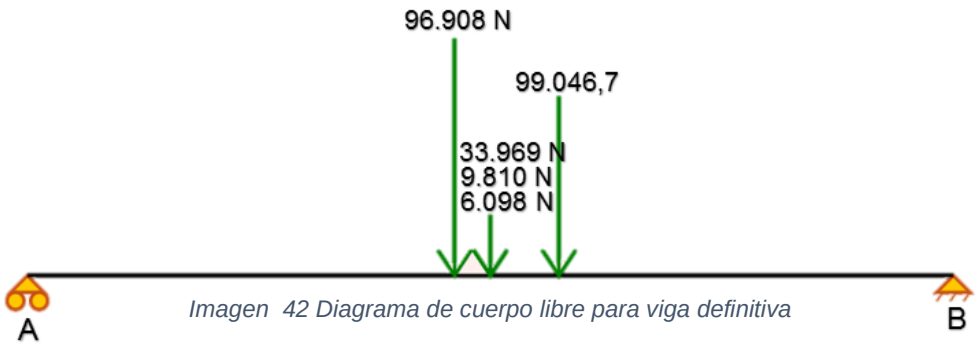


Imagen 42 Diagrama de cuerpo libre para viga definitiva

Peso de la viga (inicial)	3.462,7 Kg = 33.969,087 N	10,310 m
Peso de los accesorios	1000 Kg = 9.810 N	10,310 m
Peso del riel	621,6 Kg = 6.098 N	10,310 m

Reacciones en los apoyos: Apoyo A: 122.836,016 N; Apoyo B: 122.995,75 N

Se obtuvieron los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector:

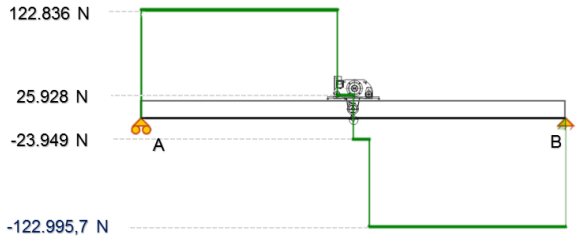


Imagen 43 Diagrama de fuerza cortante viga definitiva

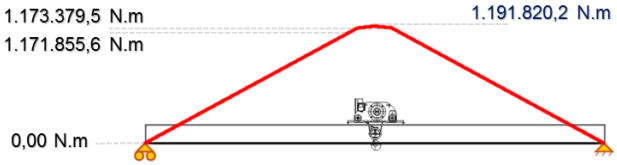


Imagen 44 Diagrama de momento flector viga definitiva

El momento flector máximo calculado para la viga definitiva es de **1.191.820,3 N.m**, dicho valor es requerido para obtener el nuevo módulo de sección requerido como se muestra a continuación usando la ecuación 1.

$$S_{req} = 0{,}007945468\ m^3 \quad S_{req} = \mathbf{7.945{,}468\ cm^3}$$

Tabla 21 Dimensiones de la viga definitiva

BASE MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	**31,7**
ALTURA MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	82,5
ESPESOR CUBIERTAS *(cm)*	1.905
ESPESOR PAREDES *(cm)*	1.905
BASE MENOR *(cm)*	28,52
ALTURA MENOR *(cm)*	78,69
MÓDULO DE SECCIÓN GEOMÉTRICO *(cm^3)*	8.505,92
MASA (Kg)	6.808

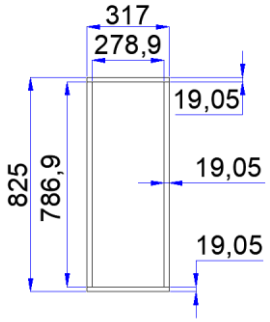


Imagen 45 Viga definitiva (mm)

7.2.2.4.4 Deflexión de la viga

Un dato importante para el funcionamiento correcto de la viga es la deflexión máxima permitida, puesto que se necesita una rigidez para que todos los elementos del sistema se mantengan en posición.

Haciendo referencia a la especificación #70 CMAA (Crane Manufacturers Association of America) la deflexión máxima generada por todas las cargas de trabajo no deberá

exceder 1/888 de la luz[20]. La luz teórica será de 20,620 m y la real, (con un ensamble inicial) será de 19,674 m

Entonces:

$$y_{\max teórico} = \frac{20{,}620\ m}{888} \quad y_{\max teórico} = 0{,}02322\ m \rightarrow 23{,}220\ mm$$

$$y_{\max real} = \frac{19{,}674\ m}{888} \quad y_{\max real} = 0{,}0221554\ m \rightarrow 22{,}1554\ mm$$

7.2.2.4.5 Momento de inercia requerido

Adicionalmente se debe conocer el momento de inercia requerido y comprobar de manera geométrica si la viga calculada es adecuada y cumple con los requerimientos de la deflexión máxima.

Usando el método de cálculo de momento de inercia (teorema de los ejes paralelos) se realizó una tabla en Excel para obtener dicho valor

Tomando como guía la ecuación del apéndice A-18 tabla A14-1 del texto Diseño de Elementos de Máquinas de Robert Mott, se calculará la deflexión máxima, la cual será comparada a la recomendada por la especificación #70 CMAA.

$$y_{max} = \frac{-PL^3}{48EI} \ (3)$$

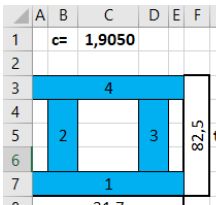
Donde:
P= 15.000 Kg + 6.808 Kg + 1.975 Kg + 621.6 Kg + 1.000 Kg
P= 24.596,6 Kg = 241.292,646 N x 1,2 (carga de impacto) = **289.551,1752 N**
L= longitud de la viga real (luz). (19,674 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
I= momento de inercia. (350.869,2 cm4)

$$\boldsymbol{y_{max} = 63{,}248\ mm}$$

El momento de inercia de la viga no es suficiente para evitar una deformación menor a la deflexión máxima. La comprobación por deflexión se debe realizar, hasta alcanzar la deflexión requerida.

[20] CMAA. 2015. CMAA Specification #70. MHI. p. 29.

Tabla 22 Calculo del momento de inercia de la viga cajón con aletas, para puente grúa.



c=	1,9050					A1 (cm^2)	60,3885		A (cm^2)	A*Xi	A*Yi	Ix (cm^4)	A*d^2 (cm^4)	It (cm^4)		
						X1	15,85	1	60,3885	957,15773	57,520046	18,262615	98064,191	98082,45367		
						Y1	0,9525	2	149,90445	644,9639	6183,5586	77352,147	0	77352,14653		
								3	149,90445	4107,0072	6183,5586	77352,147	0	77352,14653		
				t=	1,9050	A2 (cm^2)	149,90445	4	60,3885	957,15773	4924,5312	18,262615	98064,191	98082,45367		
						X2	4,3025	Σ	420,5859	6666,2865	17349,168	154740,82	196128,38	350869,2004		
						Y2	41,25							*0,00350869*	m^4	
						A3 (cm^2)	149,90445									
						X3	27,3975									
b=	1,9050					Y3	41,25				DENSIDAD	g/cm^3	7,85			
											PESO	g/m	330159,93			
						A4 (cm^2)	60,3885	Xcg	15,85		LONGITUD	m	20,62			
						X4	15,85				PESO TOTAL	g	6807897,8			
						Y4	81,5475	Ycg	41,25			Kg	6807,8978			

A partir de esta información se requiere calcular el momento de inercia adecuado, se debe tomar la deflexión máxima y finalmente calcular el módulo de sección, para obtener las dimensiones finales de la viga.

$$I_{req} = \frac{-PL^3}{48Ey_{max}} \quad (4) \quad \boldsymbol{I_{req} = 1.001.641,143\ cm^4}$$

7.2.2.4.6 Módulo de sección definitivo

Puesto que la viga debe cumplir estrictamente los consignado en la especificación #70 CMAA, de debe recalcular el módulo de sección y de allí obtener datos como, dimensiones y peso finales, para este fin se usara la ecuación descrita en el texto Diseño de Elementos de Máquinas de Robert Mott,| como se muestra a continuación.

$$S = \frac{I}{c} \qquad (5)$$

C es la distancia del centroide de la sección transversal de la viga a la fibra más externa, en este caso c = 41,25 cm

$$S_{I\,req} = \frac{1.001.641,143\ cm^4}{41,25\ cm} \quad \boldsymbol{S_{I\,req} = 24.282,20952\ cm^3}$$

Como último paso a desarrollar en el diseño del puente se realizará otra iteración, adicionando el peso de la viga después de los ajustes dimensionales (ver tabla 24), con el fin de obtener los esfuerzos reales a los cuales está sometido el puente.

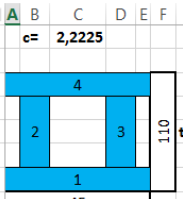
Si se conservan las dimensiones generales (base y altura), el espesor de las placas aumentaría de manera considerable, por esta razón, se cambiarán las dimensiones tanto de la base como de la altura de la viga en mención, y así disminuir el módulo de sección requerido por el momento de inercia.

El valor calculado del módulo de sección requerido por solicitación del momento de inercia depende del denominador de la ecuación, el cual es la distancia del centroide a la fibra más externa, se realizarán múltiples iteraciones, con el fin de encontrar la

combinación que mejor ofrezca un menor impacto económico (peso) y cumpla con los requerimientos del presente trabajo.

En la tabla 23 se encuentra un compilado de las dimensiones que mejor se desempeñan para fabricar el puente grúa, cumpliendo la solicitación de momento de inercia y posteriormente la comprobación por módulo de sección.

Tabla 23 Momento de inercia de la sección de la viga con los ajustes dimensionales.



c=	2,2225			A1 (cm^2)	100,0125		A (cm^2)	A*Xi	A*Yi	Ix (cm^4)	A*d^2 (cm^4)	It (cm^4)	
				X1	22,5	1	100,0125	2250,28125	111,138891	41,1676974	290436,038	290477,2053	
				Y1	1,11125	2	234,595988	1433,67473	12902,7793	217819,599	1,1844E-26	217819,5988	
						3	234,595988	9123,14471	12902,7793	217819,599	1,1844E-26	217819,5988	
		t=	2,2225	A2 (cm^2)	234,595988	4	100,0125	2250,28125	10890,2361	41,1676974	290436,038	290477,2053	
				X2	6,11125	Σ	669,216975	15057,3819	36806,9336	435721,533	580872,075	1016593,608	
				Y2	55							0,010165936	m^4
				A3 (cm^2)	234,595988								
				X3	38,88875								
b=	2,2225			Y3	55								
				A4 (cm^2)	100,0125	Xcg	22,5						
				X4	22,5								
				Y4	108,88875	Ycg	55						

DENSIDAD	g/cm^3	7,85
PESO	g/m	525335,325
LONGITUD	m	19,674
PESO TOTAL	g	10335447,2
	Kg	10335,4472

En la anterior tabla se consignaron las dimensiones de la viga por la solicitación de momento de inercia requerido, con un módulo de sección de ***18.483,52015 cm³***, a continuación, se especifica el módulo requerido por deflexión con el ajuste dimensional.

$$S_{I\,req} = \frac{1.001.641{,}143\ cm^4}{55\ cm} \quad \boldsymbol{S_{I\,req} = 18.211{,}657\ cm^3}$$

Este valor es menor al módulo geométrico calculado de la viga.

Tabla 24 Cargas para viga final.

Nombre de la carga	**Magnitud**	**Posición**
Rueda izquierda	96.907,984 N	9,540 m
Rueda derecha	99.046,758 N	11,080 m
Peso de la viga (definitivo)	10.335,45 Kg = 101.390,737 N	10,310 m
Peso de los accesorios	1000 Kg = 9.810 N	10,310 m
Peso del riel	621,6 Kg = 6.098 N	10,310 m

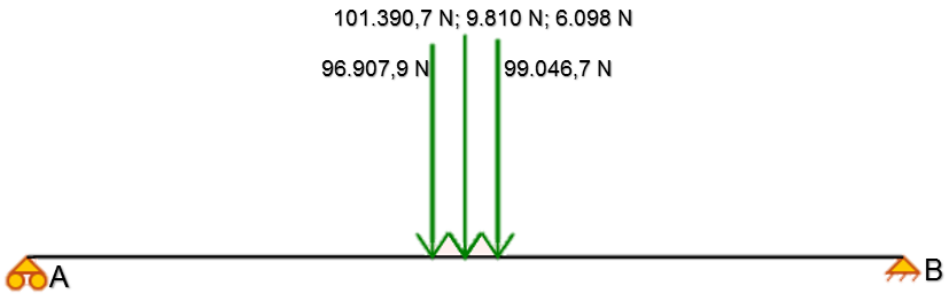


Imagen 46 Diagrama de cuerpo libre de la viga para puente (cargas finales)

Reacciones en los apoyos.
Apoyo A: 156.546,875 N; Apoyo B: 156.706,609 N
Se obtuvieron los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector.

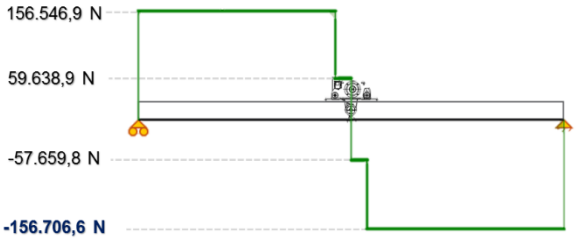


Imagen 47 Diagrama de fuerza cortante viga final

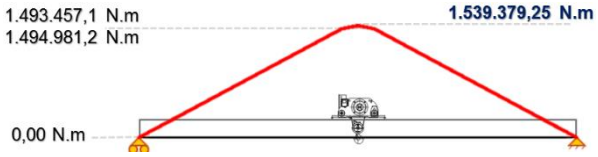


Imagen 48 Diagrama de momento flector para viga del puente, con cargas finales

El momento flector máximo calculado para la viga final es de **1.539.379,25 N.m**, dicho valor es requerido para obtener el nuevo módulo de sección de diseño como se muestra a continuación.

$$S_{req} = \frac{1.539.379{,}25\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \quad S_{req} = 0{,}010262528\ m^3 \quad \boldsymbol{S_{req} = 10.262{,}528\ cm^3}$$

Siendo este módulo de sección requerido menor al módulo de sección geométrico calculado de la viga con los ajustes dimensionales

Tabla 25 Dimensiones de la viga final

BASE MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	**45**
ALTURA MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	110
ESPESOR CUBIERTAS *(cm)*	2,2225
ESPESOR PAREDES *(cm)*	2,2225
BASE MENOR *(cm)*	40,55
ALTURA MENOR *(cm)*	105,55
MÓDULO DE SECCIÓN GEOMÉTRICO *(cm^3)*	**18.483,52015**
MOMENTO DE INERCIA *(cm^4)*	**1.016.593,608**
MASA (Kg)	**10.335,5**

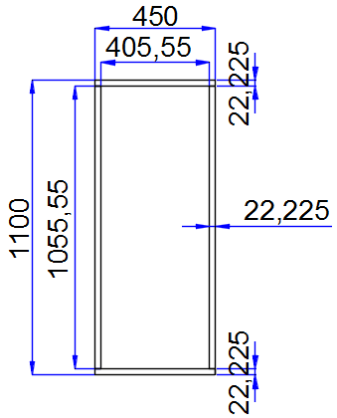


Imagen 49 Dimensiones finales para la viga. Dimensiones en mm

Para dar una verificación a los cálculos, se procede con la cuantificación del momento de inercia requerido, con el actual peso de la viga usando ecuación 4.

Datos:
P= 15.000 Kg + 10.884 Kg + 1.975 Kg + 621.6 Kg + 1.000 Kg
P= 29.480,6 Kg = 289.204,686 N x 1,2 (carga de impacto) = **347.045,6232 N**
L= longitud de la viga (luz). (19.674 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
$Y_{máx}$=22,15 mm = 0,02215 m

$$I_{req} = 0{,}012008237\ m^4 \quad \boldsymbol{I_{req} = 1.200.823{,}724\ cm^4}$$

Con este último valor calculado, se realizará el último ajuste dimensional para la viga como se muestra a continuación

Tabla 26 Dimensiones ultimas de la viga puente.

BASE MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	**46**
ALTURA MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	117
ESPESOR CUBIERTAS *(cm)*	2,2225
ESPESOR PAREDES *(cm)*	2,2225
BASE MENOR *(cm)*	41,55
ALTURA MENOR *(cm)*	112,55
MÓDULO DE SECCIÓN GEOMÉTRICO *(cm^3)*	**20.541,594**
MOMENTO DE INERCIA *(cm^4)*	**1.201.683,276**
MASA (Kg)	**10.884**

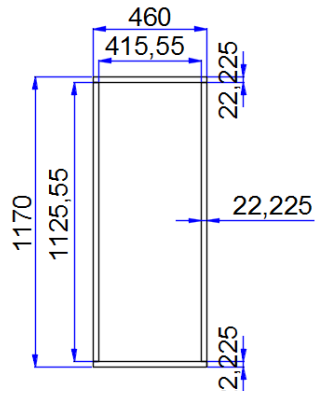


Imagen 50 Dimensiones ultimas para viga de puente. Dimensiones en mm

Se comprueba la deflexión última de la viga con las dimensiones de la imagen 35.

Datos:
P= Carga viva + Carga muerta + ½ polipasto + riel + accesorios
P= 15.000 Kg + 10.884 Kg + 1.975 Kg + 621.6 Kg + 1.000 Kg
P= 29.480,6 Kg = 289.204,686 N x 1,2 (carga de impacto) = **347.045,6232 N**
L= longitud de la viga real (luz). (19,674 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
I= momento de inercia. (1.201.683,276 cm^4)

$$\boldsymbol{y_{max} = 0{,}022134\ m} \quad \boldsymbol{y_{max} = 22{,}13\ mm}$$

Esta deflexión es la requerida por la especificación #70 CMAA.

7.2.2.4.7 Comprobación por fuerza cortante

El cálculo de la viga para el puente se realizó a través de comprobación por momento máximo, el cual es generado cuando el trolley se ubica en el centro de la viga, sin embargo, se realizan comprobaciones de fuerza cortante máxima, cuando el trolley se ubica en las dos posiciones laterales más extremas, después de calcular las

reacciones, cuando el polipasto se encuentra en el lado izquierdo la fuerza cortante es la de mayor magnitud.

En la imagen 51 se observa el esquema de las distancias de separación del gancho recomendadas para el montaje de puentes grúa de Crane Hanbook.

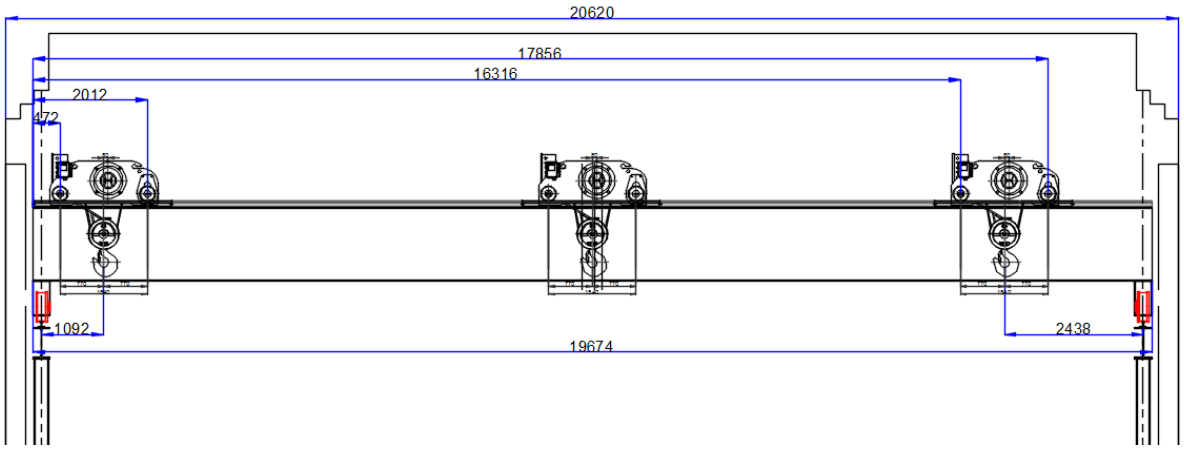


Imagen 51 Distancias de separación recomendadas para posicionamiento del carro (trolley). Fuente: autores.

Caso 1: trolley ubicado a la izquierda del puente.

Nombre de la carga	**Magnitud**	**Posición**
Rueda izquierda	96.907,984 N	0,472 m
Rueda derecha	99.046,758 N	2,012 m
Peso de la viga (final)	10.884 Kg = 106.772 N	9,837 m
Peso de los accesorios	1000 Kg = 9.810 N	9,837 m
Peso del riel	621,6 Kg = 6.098 N	9,837 m

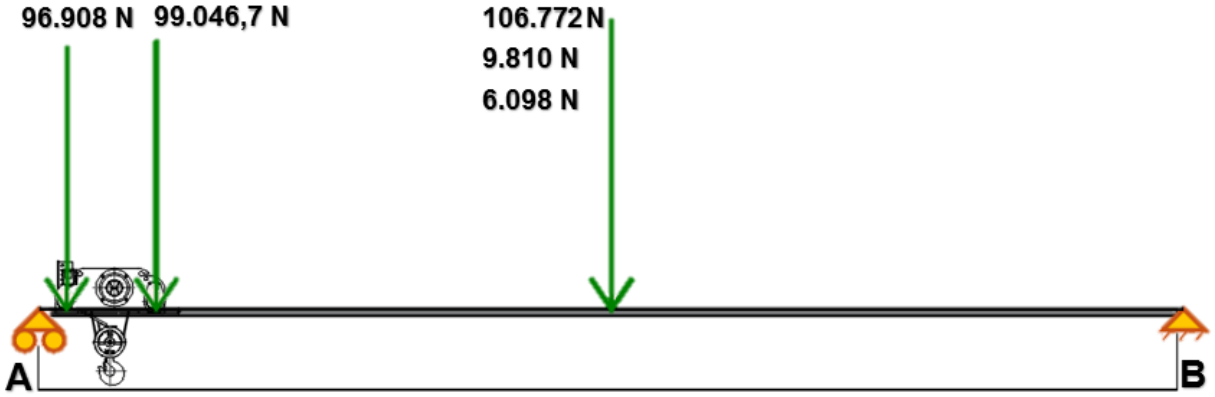


Imagen 52 Diagrama de cuerpo libre, polipasto ubicado a la izquierda del puente. Fuente: autores.

REACCIONES

APOYO A izq: 244.840,609 N
APOYO B izq: 73.794,133 N

APOYO A der: 87.032,992 N
APOYO B der: 231.601,734 N



Imagen 53 Diagrama de fuerza cortante, polipasto al lado izquierdo del puente. Fuente: autores.

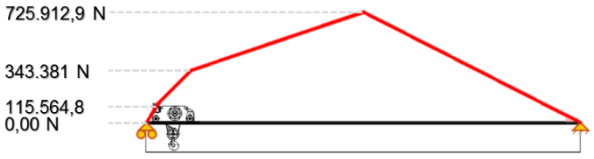


Imagen 54 Diagrama momento flector, polipasto a lado izquierdo del puente. Fuente: autores

Con la magnitud más elevada se realizará la comprobación por cortante del área transversal del puente, se utilizará la ecuación de esfuerzo contante, dado como la fuerza aplicada divida por el área transversal de la viga.

$$\sigma_v = \frac{V}{A_w} \qquad \sigma_v = \frac{244.840{,}609375\ N}{25.015{,}34875\ mm} \qquad \sigma_v = 9{,}7876\ MPa$$

Una vez culminado este cálculo, el esfuerzo generado por la fuerza cortante máxima es aproximadamente el 10% del esfuerzo admisible a cortante, se realizará una comprobación basada en la especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero, en la sección G5 (Tubos de sección rectangular y cajón), donde se calculará el valor de la resistencia a cortante con el método ASD.
En donde

$$V_n = 0{,}6\, F_y A_w C_v$$

Ω_b = 1,67
t_w = espesor del alma 22,225 mm
h = altura total menos 3 veces el espesor de la viga
A_w = area del alma 2*ht*
K_v = coeficiente de pandeo para viga cajón = 5
Cv = 1,0 porque $h/t_w \leq 1{,}10\sqrt{k_v E/F_y}$ (caso i)

$$V_n = 0{,}6(250\ MPa)(49.042{,}70735\ mm^2)(1) \qquad V_n = 7.356.406{,}103\ N$$

$$V_{adm} = V_n/\Omega_b \qquad \boldsymbol{V_{adm} = 4.405{,}033\ kN}$$

Siendo ***244,841 kN*** la carga máxima a cortante experimentada en el puente grúa

7.2.2.4.8 Comprobación carga lateral de empuje

Como el polipasto o trolley de traslada lo largo de la viga, cada vez que se rompe la inercia o por el contrario se frena el funcionamiento de la máquina (aceleración y desaceleración), se generan cargas laterales de empuje, esta carga será equivalente

al 20% de la carga máxima de las ruedas del trolley[21] con el fin de analizar el eje débil de la viga, es decir el efecto ocasionado por cargas horizontales.

Tabla 27 Carga lateral de empuje

Nombre de la carga	Magnitud	Posición
Rueda izquierda	96.907,984 N * 0,2 = 19.381,5968 N	9,540 m
Rueda derecha	99.046,758 N * 0,2= 19.809,3516 N	11,080 m

BASE MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	**117**
ALTURA MAYOR DE LA VIGA *(cm)*	46
ESPESOR CUBIERTAS *(cm)*	2,2225
ESPESOR PAREDES *(cm)*	2,2225
BASE MENOR *(cm)*	112,55
ALTURA MENOR *(cm)*	41,55
MÓDULO DE SECCIÓN GEOMÉTRICO *(cm^3)*	**11.998,547**
MOMENTO DE INERCIA *(cm^4)*	**275.966,6**
MASA (Kg)	**10.884**

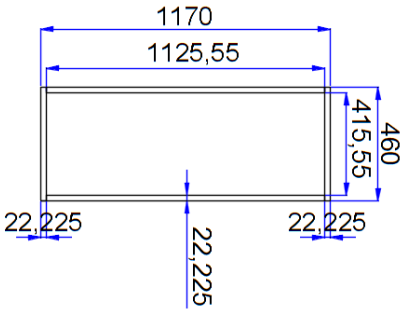


Imagen 55 Viga para puente grúa, eje Y-Y. Fuente: Autores

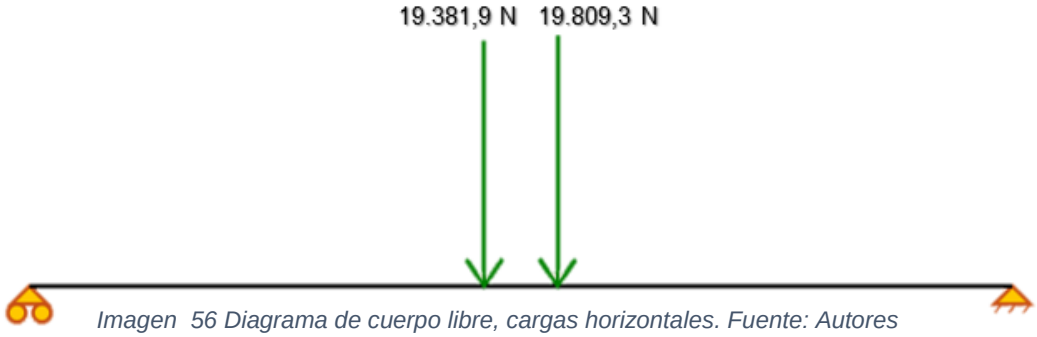


Imagen 56 Diagrama de cuerpo libre, cargas horizontales. Fuente: Autores

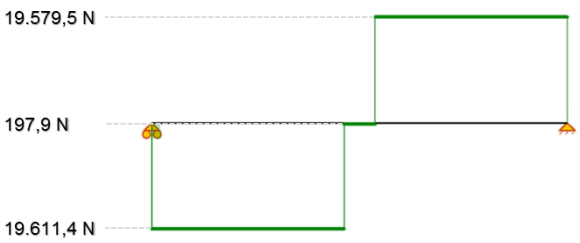


Imagen 57 Viga para puente grúa, eje Y-Y Diagrama fuerza cortante, eje Y-Y viga del puente grúa. Fuente: Autores

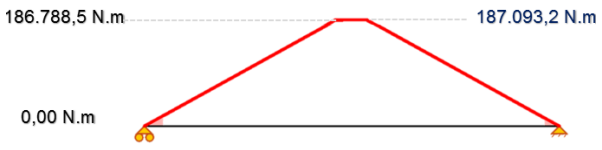


Imagen 58 Diagrama de momento flector, eje Y-Y viga del puente grúa. Fuente: Autores

[21] CISC, C. I. (2004). *Crane - Supporting Steel Structures.* Toronto: MacCrimmon. p.84.

$$S_{req} = 0{,}001247288\ m^3 \qquad \boldsymbol{S_{req} = 1.247{,}288\ cm^3}$$

El módulo de sección requerido es menor al módulo geométrico en el eje Y-Y

Del mismo modo se comprobará la viga con la deflexión máxima.
Datos:
P= 15.000 Kg + 10.884 Kg + 1.975 Kg + 621.6 Kg + 1.000 Kg
P= 29.480,6 Kg = 289.204,686 N x 1,2 (carga de impacto) = **347.045,6232 N**
P_{hor} = 20% P = 347.045,6232 N * 0,2 = **69.409,125 N**
L= longitud de la viga real (luz). (19,674 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
$I_{Y\text{-}Y}$= momento de inercia. (275.966,6 cm^4)

$$\boldsymbol{y_{max} = 0{,}01928\ m} \qquad \boldsymbol{y_{max} = 19{,}28\ mm}$$

7.2.2.4.9 Comprobación por torsión

En la imagen 59 se muestra un esquema de la carga horizontal de la rueda, aplicada en la fibra más extrema del ensamble viga – riel.

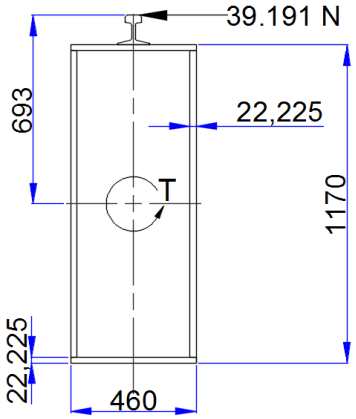


Imagen 59 Diagrama de cuerpo libre para la comprobación de la viga a torsión. Fuente: autores

T = torque (fuerza * distancia perpendicular)
T= 27.159,363 N.m

Usando como referencia Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley en el capítulo de torsión de elementos huecos de pared delgada. El esfuerzo de torsión está dado por[22]

$$\tau = \frac{T}{2A_m t} \quad (6)$$

[22] BUDYNAS, R. G., & NISBETT, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.* México, D.F.: Mc Graw Hill. p,102.

$$\tau = \frac{27.159{,}363\ N.m}{2(0{,}070477\ m^2)(0{,}022225\ m)} \qquad \tau = 8{,}67\ MPa$$

Siendo 94 MPa el esfuerzo admisible por cortante.

Torque máximo $T_{máx} = 2A_m t\tau$

$$T_{máx} = 2(0{,}070477m^2)(0{,}022225m)(94x10^6Pa)\ \ T_{máx} = 294.474{,}049\ N.m$$

Se comprobará el torque y esfuerzo admisible de acuerdo a la sección H3 de especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero por el método ASD

Para tubos rectangulares

$T_n = F_{cr}C$ (i) Cuando $h/t \le 2{,}45\sqrt{E/F_y}$ $F_{cr} = 0{,}6F_y$

(**Ω_T** = 1,67).

h = (Altura total – 3 veces el espesor) 1.103,325 mm
t = 22,225 mm
h/t = 49,643 ≤ 70,5

$C = 2(B-t)(H-t)t - 4{,}5(4-\pi)t^3$

C = 0,02229226 m^3

$$T_n = F_{cr} \cdot C \quad \therefore \quad T_n = 150x10^6Pa \cdot 0{,}02229226m^3$$

$$T_n = 3.343.839{,}102\ N.m$$

$$T_R = T_n/\Omega_T \quad \therefore \quad T_R = 2.002.298{,}863\ N.m$$

El esfuerzo admisible se calculará con la ecuación 6, como se indica en Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$\tau = \frac{2.002.298{,}863\ N.m}{2(0{,}070477\ m^2)(0{,}022225\ m)} \quad \therefore \quad \tau = 639{,}160\ Mpa$$

7.2.2.4.10 Comprobación por deformación de ala y de aleta

Usando la Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero se comprobará el pandeo local tanto del ala como de la aleta, la primera comprobación es saber si la sección es compacta/ no compacta o esbelta/ no esbelta, con los factores λ_p y λ_r con las relaciones geométricas calculadas con anterioridad.

La primera relación que se tendrá en cuenta h/t (altura sobre espesor), para comprobación de las almas de la viga cajón. Este valor será comparado con las magnitudes de compacto y esbelto, y determinará que clasificación pertenece.

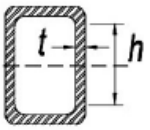
19	Almas de tubos rectangulares y secciones cajón.	h/t	$2.42\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$5.70\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

Imagen 60 Clasificación de almas, para perfiles tubulares y vigas cajón. Fuente: Especificación ANSI/AISC 360-10

h/t = 1.103,325 mm / 22,225 mm = 49,643
λ_p = 69,635
λ_r = 164,017
Como la relación h/t es menor que λ_p las almas de la viga cajón se consideran compactas, en este caso no aplica estado de límite de pandeo local[23].

Se realizará el mismo procedimiento para la comprobación de las alas que componen el puente con la relación b/t

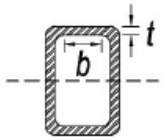
17	Alas de secciones tubulares y secciones cajón de espesor uniforme.	b/t	$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

Imagen 61 Clasificación de alas, para perfiles tubulares y vigas cajón. Fuente: Especificación ANSI/AISC 360-10

b/t = 393,325 mm / 22,225 mm = 17,697
λ_p = 32,228
λ_r = 40,285
como la relación b/t es menor que λ_p las alas de la viga cajón se consideran compactas, en este caso no aplica estado de límite de pandeo local.

7.2.2.4.11 Calculo de los rigidizadores.

- Distancia mínima de los rigidizadores.

Un elemento adicional a la viga cajón anteriormente calculada son los rigidizadores, son los elementos internos que darán mayor rigidez al puente, partiendo de los textos Handbook Crane y en la especificación #70 CMAA, se procederá a realizar los cálculos por ambos métodos y determinar los refuerzos adecuados.
Distancia entre rigidizadores.

$$a = \frac{11.000\ t}{\sqrt{V}} = 82{,}43"(2.093{,}7\ mm)\ Handbook\ Crane$$

$$a = \frac{350\ t}{\sqrt{\tau_{adm}}} = 82{,}94"(2.106{,}7\ mm)\ Especificación\ \#70\ CMAA$$

[23] AISC, A. I. (2010). *Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero.* Santiago de Chile: Asociación Latinoamericana del Acero p, 125.

Siento $V\ y\ \tau_{adm}$, los esfuerzos admisibles a cortante para el material seleccionado 94 MPa (13.633,5 psi) y t el espesor del alma de la viga calculada 22.225 mm (7/8").

El espacio entre rigidizadores no debe exceder 72" o h (altura de la viga)[24], para este caso en particular la distancia calculada oscila entre los 82" y 83" por dicha razón la distancia de los rigidizadores de la viga del puente grúa serán 72"

- Mínimo momento de inercia para rigidizadores

El momento de inercia requerido para los rigidizadores verticales está dado por la ecuación:

$$I = \frac{1{,}2\ h^3 (t_o)^3}{{a_o}^2} \quad (7)$$

Donde:
h = altura de la viga 1170 mm (46,06 inch)
t_o = Espesor del alma de la viga 22,225 mm (0.875 inch)
a_o = Distancia entre rigidizadores 1.828,8 mm (72").
I = momento de inercia de los rigidizadores.

$$I = 630{,}85\ cm^4\ (15{,}153\ inch^4)$$

- Espesor mínimo de los rigidizadores.

La carga generada por las ruedas del polipasto cuando avanza a través del puente genera un esfuerzo de contacto, el cuál deberían soportar los rigidizadores ensamblados en el interior de la viga cajón, como se muestra a continuación.

- El esfuerzo de contacto bajo la placa de cubierta superior
  $\sigma_{adm\ compresión} = 150\ MPa$
- Máxima carga de la rueda del trolley = 99.046,758 N
- El ancho de los rigidizadores está dado por la base menor de la viga
  b_{rigid} = 415,55mm

Usando la ecuación general de esfuerzo $\sigma = F/A$ se deduce el área requerida para la carga ejercida por las ruedas.

$$A = F/\sigma_{adm} \rightarrow A = 660{,}31\ mm^2$$
$$A = b_{rigid} * t_{rigid} \rightarrow t_{rigid} = A/b_{rigid}$$
$$t_{rigid} = 1{,}59\ mm$$

7.2.3 Diseño de vigas testeras.

Una parte fundamental para el desempeño del puente grúa, son las vigas testeras o cabezales, son los encargados de dar movimiento longitudinal a través de lo largo de

[24] CMAA, C. M. (2015). CMAA Specification #70. MHI. p, 28.

la nave o bodega, estos elementos deberán soportar la carga viva y la carga muerta, es decir, la suma del peso de los componentes de la viga y el peso a elevar.

Dentro de sus componentes principales está el sistema motriz, comprendido por un moto-reductor y las ruedas que deben ser diseñadas para soportar dicha carga, adicionalmente se debe seleccionar el perfil indicado para el riel de las vigas carrileras, acorde a la geometría de la rueda. Dentro del diseño de los testeros se debe realizar el flange o brida de acople adecuada para unir puente con los cabezales, Como primer paso se determinó la carga máxima a soportar y así determinar el tamaño de la rueda, como guía de diseño se usará lo consignado en Hanbook Crane y el catálogo de testeros GH Cranes & Components.

Se tomará como carga de diseño la reacción más elevada del ultimo diagrama de cuerpo libre de la viga para el puente, dicha reacción es de 244.840,609 N; la distancia entre las vigas del puente birriel está dado por la distancia entre los rieles de las ruedas del polipasto seleccionado (polipasto Hyundai de 30 toneladas), las distancia en mención de 1.540 mm, por último se debe seleccionar una distancia entre ejes de las ruedas de la viga testera, un dato de referencia se encuentra en Handbook Crane, donde para puente grúa clases B, C, D y E debe ser al menos 1/7 de la luz del puente[25].

En este caso en particular la distancia preliminar será de 20.620 mm/7 = 2.945,714 m, con estos datos de entrada se buscará un testero de la gama comercial por medio del catálogo de testeros GH Cranes & Components.

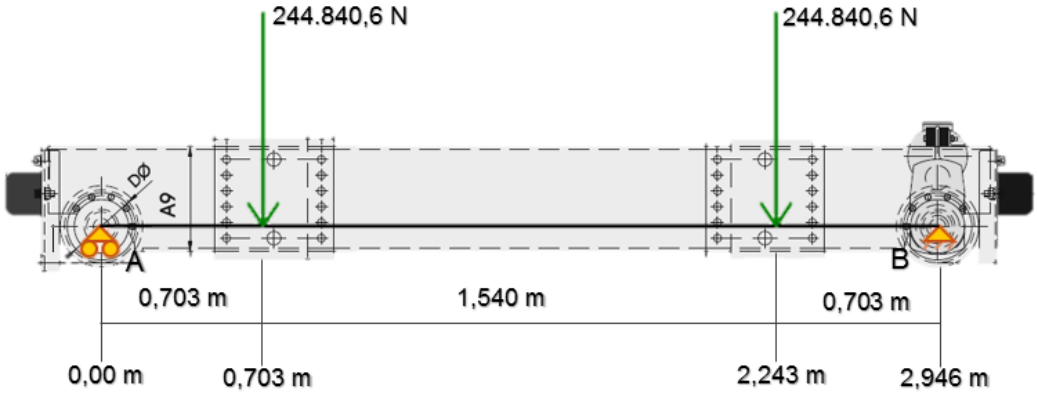


Imagen 62 Diagrama de cuerpo libre de la viga testero. Fuente: Autores

Las reacciones en los apoyos A y B son de la misma magnitud que las cargas generadas por las vigas de los puentes. Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para la viga testera se mostrarán a continuación.

[25] GREINER, H. (1967). *Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes.* Harvey, Illinois: Whiting Corporation. p,64.

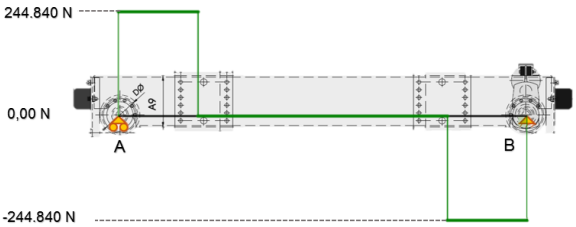


Imagen 63 Diagrama de fuerza cortante viga testera. Fuente: Autores

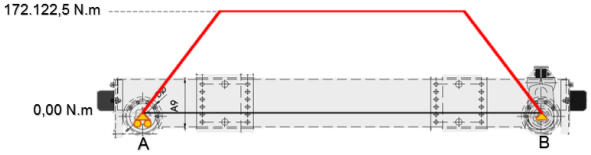


Imagen 64 Diagrama de momento flector para la viga testera. Fuente: Autores

$$S_{req} = \frac{172.122{,}5\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \quad \therefore \quad S_{req} = 0{,}00114748\ m^3 \ \rightarrow \ 1.147{,}48\ cm^3$$

7.2.3.1 Comprobación de la viga testera

Con el módulo de sección requerido y usando como guía el catálogo para vigas testeras (Industrias electromecánicas GH), se calculó unas dimensiones preliminares de la viga testera con las siguientes especificaciones (ver tabla 28)

Tabla 28 Dimensiones preliminares, viga testera. Fuente: Autores

Base	30 cm
Altura	60 cm
Espesor	0.635 cm (1/4”)
Módulo de sección	1.833,607 cm^3
Momento de inercia	55.008,215 cm^4
Masa	345 Kg
Longitud de viga	390 cm
Distancia entre ruedas	310 cm

Con la masa calculada se agregará al diagrama de cuerpo libre esta carga adicional al esfuerzo de la viga, y se determinará su deflexión máxima.

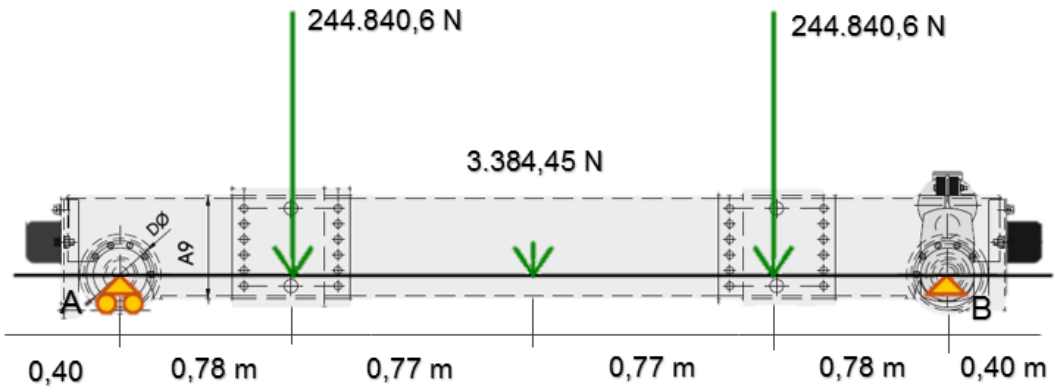


Imagen 65 Diagrama de cuerpo libre viga testera definitiva. Fuente: Autores

Reacciones en los apoyos.

Apoyo A: 246.532,219 N; Apoyo B: 246.532,219 N

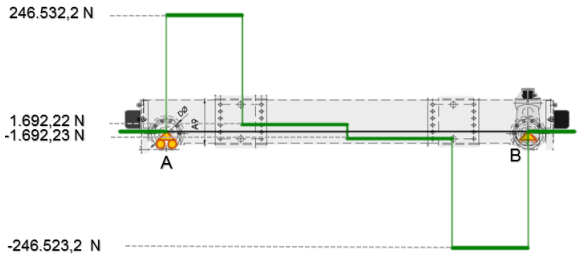


Imagen 66 Diagrama de fuerza cortante viga testera con peso. Fuente: Autores

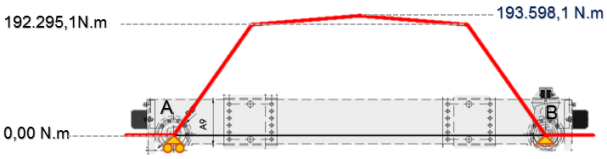


Imagen 67 Diagrama de momento flector viga testera con peso. Fuente: Autores

$$S_{req} = 0{,}001290654\ m^3 \ \rightarrow \ \ 1.290{,}654\ cm^3$$

Ahora se determina la deflexión resultante por la aplicación de cargas

Datos:
P= 15.000 Kg + 10.884 Kg + 1.975 Kg + 621.6 Kg + 1.000 Kg
P= 29.480,6 Kg = 289.204,686 N x 1,2 (carga de impacto) = **347.045,6232 N**
L= longitud de la viga testera (luz). (3,10 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
I= momento de inercia. (55.008,215 cm^4)

$$y = \ \ 0{,}00189\ m \ \rightarrow \mathbf{1{,}89\ mm}$$

Haciendo referencia a la especificación #70 CMAA (Crane Manufacturers Association of America) la deflexión máxima generada por todas las cargas de trabajo no deberá exceder 1/888 de la luz[26].

[26] CMAA. 2015. CMAA Specification #70. MHI. p. 29

Entonces:

$$y_{max} = \frac{3{,}10\ m}{888} \qquad y_{max} = 0{,}003491\ m \ \rightarrow 3{,}491\ mm$$

Siendo la deflexión calculada menor a la máxima recomendada.

7.2.3.1.1 Comprobación carga lateral de empuje para viga testera

Se tomará el 20% de la carga máxima de las ruedas del carro, con el fin de analizar y comprobar el eje débil de dicho elemento.

Nombre de la carga	**Magnitud**	**Posición**
Rueda izquierda	96.907,984 N * 0,2 = 19.381,5968 N	1,95 m
Rueda derecha	99.046,758 N * 0,2= 19.809,3516 N	1,95 m

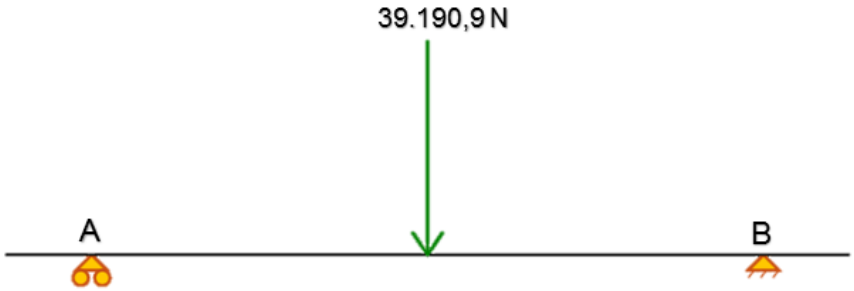


Imagen 68 Diagrama de cuerpo libre, cargas horizontales. Fuente: Autores

Tabla 29 Características del eje Y-Y para la viga testera. Fuente: Autores

Base	60 cm
Altura	30 cm
Espesor	0.635 cm (1/4”)
Módulo de sección	1.262,612 cm^3
Momento de inercia	18.939,181 cm^4
Masa	345 Kg
Longitud de viga	390 cm
Distancia entre ruedas	310 cm

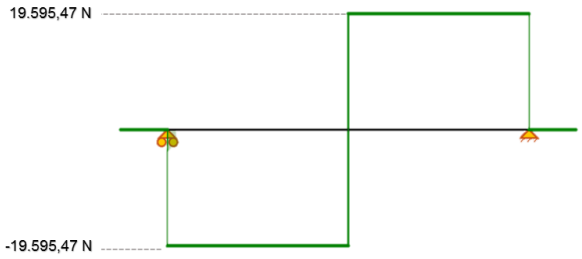


Imagen 69 Diagrama fuerza cortante, eje Y-Y viga testera. Fuente: Autores

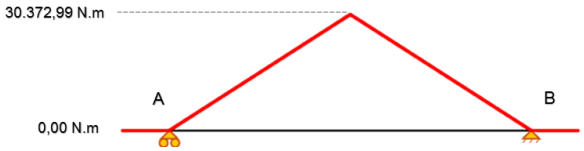


Imagen 70 Diagrama de momento flector para viga testera eje Y-Y. Fuente: Autores

$$S_{req} = \frac{30.372{,}99\ N{\cdot}m}{150 \cdot 10^6\ Pa} \qquad S_{req} = 0{,}000202486\ m^3 \qquad \boldsymbol{S_{req} = 202{,}4866\ cm^3}$$

El módulo de sección requerido es de menor magnitud al módulo geométrico de la viga testera en el eje Y-Y

Del mismo modo se comprobará la viga con la deflexión máxima.

Datos:
P= Carga lateral de empuje = 39.190,9 N
L= longitud de la viga real (luz). (3,9 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
$I_{Y\text{-}Y}$= momento de inercia. (18.939,181 cm^4)

$$\boldsymbol{y_{max} = 1{,}23\ mm}$$

Estando la deflexión máxima por debajo del valor de la deflexión requerida.

7.2.3.2 Selección de la rueda para testero.

Con las reacciones calculadas para la viga del cabezal del puente, se debe seleccionar la rueda más adecuada para la aplicación, en las tablas del Handbook Crane pg. 66 sobre carga máxima por rueda, se encuentran los datos sobre diámetro y perfil de riel requerido para cada rueda.

La magnitud de la reacción es **246.532,219 N** por ende la carga máxima por rueda será **25.130,7053 Kg – 55.403,655 lb.**

La combinación que más se acerca a la requerida es una rueda de 18” con un riel ASCE 100# con carga máxima de 61.200 lb y rueda de 21” con riel ASCE 60# con una carga máxima de 58.800 lb el cual es comercialmente más común que el ASCE 100#, además que, en el mercado nacional, las ruedas que se encuentran son de 500 mm y 630 mm de diámetro, la rueda que se usará entonces será de 630 mm diámetro.

Tabla 30 Carga máxima de rueda por rieles. Fuente Crane Handbook.

Table 2: Maximum Wheel Load For Rails — Class A, B and C Cranes (1600 x D x W)

Wheel Dia. (D) Inches	ASCE 25#	ASCE 30#	ASCE 40#	ARA-A 90#	ASCE 60 & 70# ARA-A 100#	ASCE 80 & 85# ARA-A 100# Beth. 104# U.S.S. 105#	ASCE 100#	U.S. Steel Illi-nois 135#	U.S. Steel Illi-nois 175#	Beth-lehem 171#
8	12800	13610	16000							
10	16000	17010	20000	26600	28000					
12	19200	20410	24000	31900	33600	36000	40800			
15		25510	30000	39800	42000	45000	51000			
18		30610	36000	47800	50400	54000	61200			
21			42000	55800	58800	63000	71400	75600	105000	117600
24				63800	67200	72000	81600	86400	120000	134400
27						81000	91800	97200	135000	151200
30						90000	102000	108000	150000	168000

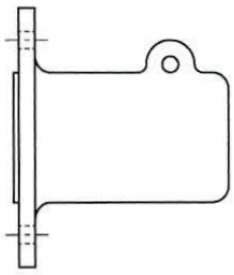
7.2.3.3 Amortiguadores (Bumpers)

La inercia con la cual continua el desplazamiento el sistema de elevación cuando se aplican los frenos, generan que las vigas testeras no se detengan de manera instantánea, sino que tenga una prolongación de su movimiento, crea la necesidad de usar dispositivos para absorber el impacto en los límites de su trayectoria (en el inicio, en el fin del carril y el acercamiento con el testero adyacente)

Estos sistemas ya se encuentran normalizados (CMAA 70, ASME 30.2, DIN 15018), el proveedor de bumpers para grúas, Kastalon, brinda la herramienta de una calculadora de amortiguadores, con valor de carga muerta, carga viva y velocidad de desplazamiento, se genera un informe con información de la cinética del bumper y una referencia del producto, la cuál será el elemento con las características mínimas de desempeño.

A continuación, en la imagen 71 se muestra la referencia del bumper calculado de la marca Kastalon, por arreglo geométrico, se seleccionó un amortiguador más grande a la referencia CE–20-K4, recomendado por Kastalon en el informe, se trabajará con la referencia CE–20-K5.

Standard Crane Bumpers



U.S. Patent 3,294,254
Modified configurations also available.

PART NO.	DIAMETER x LENGTH
CE-20-K2	2" x 3"
CE-20-K3	3" x 4-1/2"
CE-20-K4	4" x 6"
CE-20-K5	5" x 7-1/2"
CE-20-K6	6" x 9"
CE-20-K7	7" x 10-1/2"
CE-20-K8	8" x 12"
CE-20-K9	9" x 13-1/2"
CE-20-K10	10" x 15"
CE-20-K11	11" x 16-1/2"
CE-20-K12	12" x 18"

Imagen 71 Bumpers marca Kastalon para puentes grúa.

7.2.4 Diseño viga carrilera.

Una vez calculada la viga testera, el diámetro y carga sobre las ruedas además el perfil laminado que se usara como riel, el siguiente elemento a diseñar será la viga carrillera, la cual será la encargada de soportar la carga de todo el conjunto que conforman el puente grúa y permitirá realizar el desplazamiento longitudinal a través de la bodega además de proporcionar una rigidez adecuada que se comprobara con la deflexión máxima de la viga.

Como primer paso se elabora un diagrama de cuerpo libre para la viga, con el objetivo de obtener las cargas preliminares para el diseño, en la imagen 72, se evidencia las cargas ejercidas por las ruedas de las dos vigas testeras de los dos puentes birriel de 25 toneladas, además se tomará como referencia el peso de la viga testera del catálogo (Industrias electromecánicas GH) de 1.490 Kg.

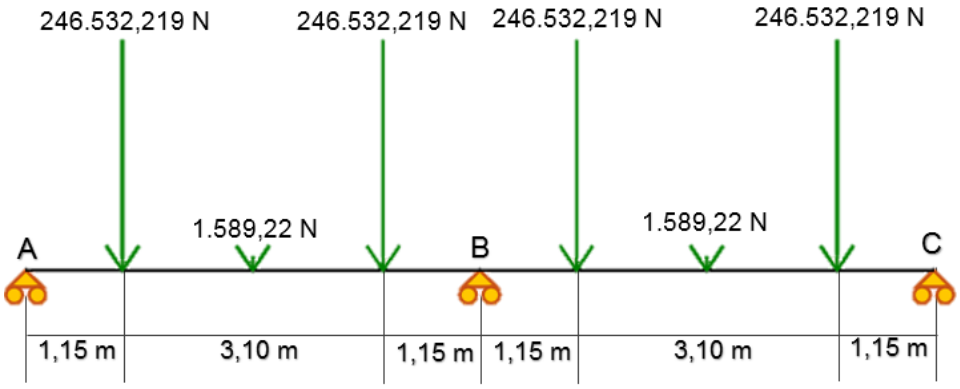


Imagen 72 Diagrama de cuerpo libre, viga carrilera. Fuente: autores

Así mismo con los diagramas de fuerza cortante y momento flector se calculó el módulo de sección requerido para obtener el perfil de la viga inicial carrilera. Como guía para la ubicación espacial de los apoyos y con el propósito de no interferir con las columnas de la bodega, se ubicarán apoyos en la mitad de cada vano de las columnas de la nave.

REACCIONES EN LOS APOYOS.

APOYO A: 185.046,9375 N; **APOYO B:** 619.212,5625 N; **APOYO C:** 185.046,9375 N
Con los resultados obtenidos, se dispondrá a calcular el módulo sección requerido

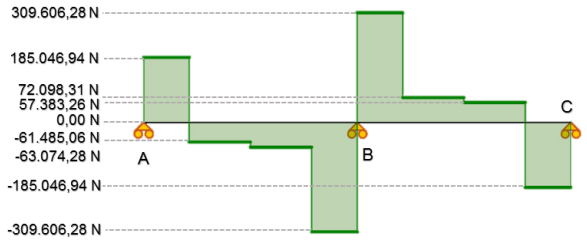


Imagen 73 Diagrama de fuerza cortante, viga carrilera. Fuente: autores.

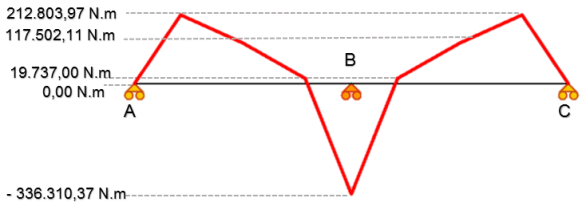


Imagen 74 Diagrama de momento flector, viga carrilera

inicial y así poder seleccionar el perfil adecuado para la viga carrilera, siguiendo el mismo procedimiento de los cálculos anteriormente tratados.

$$S_{req} = \frac{336.310{,}375\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \qquad S_{req} = 0{,}00224207\ m^3\ \rightarrow\ \ 2.242{,}07\ cm^3$$

Con estas características de modulo se sección, se busca en el mercado nacional un perfil laminado comercial que se ajustara a este requerimiento, la empresa Metaza, en su ficha técnica de perfiles laminados, se consignan las vigas HEA e IPE, según el valor calculado las vigas que están por encima del módulo de sección requerido son viga HEA 450 e IPE 550.

Para comprobar el comportamiento de la viga se calcula la deflexión máxima de cada una.Para cumplir lo descrito en la especificación #70 CMAA deflexión máxima como se muestra a continuación.

$$y_{max} = \frac{5{,}40\ m}{888} \qquad \therefore \qquad y_{max} = 0{,}006081\ m\ \rightarrow 6{,}081\ mm$$

De esta forma se determina el momento de inercia requerido agregando otro criterio para la selección de la viga carrilera.

Datos:
P= carga vertical máxima de trabajo. - Carga viva + carga muerta -.
$P_{HEA\ 450}$= 347.045,6232 N + 7.416,36 N + 1.589,22 N = **356.051,203 N**
$P_{IPE\ 550}$= 347.045,6232 N + 5.615,244 N + 1.589.22 N = **354.250,087 N**

L= longitud de la viga carrilera (luz). (5,4 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
Y_{max}= 6,081 mm

$$I_{req\ HEA\ 450} = 92.791{,}768\ cm^4 \quad \therefore \quad I_{req\ IPE\ 550} = 92.321{,}884\ cm^4$$

Con los datos anteriormente calculados de las vigas seleccionadas, el momento de inercia de los perfiles laminados, no es suficiente para cumplir con el momento de inercia requerido, la viga que mejor se acomoda al valor solicitado es la viga HEA 550, el siguiente paso es calcular la deflexión generada por este perfil laminado.

Datos:
P= carga vertical máxima de trabajo. - Carga viva + carga muerta -.
$P_{HEA\ 550}$= 347.045,6232 N + 8.793,684 N + 1.589.22 N = **357.428,527 N**
L= longitud de la viga carrilera (luz). (5,4 m)
E= Modulo de elasticidad. (207 GPa)
I_{HEA550}= momento de inercia. (111.900 cm^4)

$$y_{HEA\ 550} = 0{,}005062\ m \rightarrow \mathbf{5{,}062\ mm}$$

Una vez seleccionado el perfil adecuado, se conoce su masa, la cual se añadirá al cálculo de módulo de sección solicitado.

REACCIONES EN LOS APOYOS.

APOYO A: 187.794,969 N
APOYO B: 631.303,875 N
APOYO C: 187.794,9375 N
FUERZA CORTANTE MÁXIMA: 315.651,969 N
MOMENTO FLECTOR MÁXIMO: 345.213,75 N.m

$$S_{req} = \frac{345.213{,}75\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \quad \therefore \quad S_{req} = 0{,}002301425\ m^3 \rightarrow \mathbf{2.301{,}425\ cm^3}$$

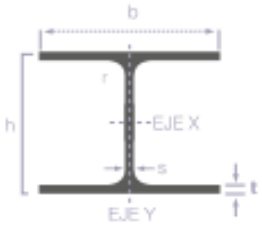
7.2.4.1 Comprobación carga lateral para viga carrilera

Con una carga lateral de 39.190,948 N y el mismo montaje para los apoyos del análisis anterior, las reacciones en los apoyos son:
Apoyo A: (0.00m): 12.247,174805 N
Apoyo B: (5.40 m): 53.887,546875 N
Apoyo C: (10.80 m): 12.247,176758 N
El resultado del momento flector máximo es 39.680,828 N.m, se realizará la comprobación del módulo de sección requerido.

$$S_{req\ Y-Y} = \frac{39.680{,}828\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \quad \therefore \quad S_{req\ eje\ Y-Y} = 0{,}000264538\ m^3 \rightarrow \mathbf{264{,}538\ cm^3}$$

Siendo el módulo de sección Y-Y para la viga seleccionada (HEA 550) 721 cm^3

Tabla 31 Ficha técnica, perfiles laminados HEA. Fuente: Metaza.



Vigas HEA

Designación	Dimensiones (mm)					Peso (kg/m)	Área (cm^2)	Momento de Inercia (cm^4)		Módulo de Sección (cm^3)	
	Altura		Ala		Dist.						
	h	s	b	t	r			Ix	Iy	Sx	Sy
HEA 450	440	11.50	300	21.0	27	140.0	178.0	63720	9465	2896.0	631.0
HEA 500	490	12.00	300	23.0	27	155.0	198.0	86970	10370	3550.0	691.0
HEA 550	540	12.50	300	24.0	27	166.0	212.0	111900	10820	4146.0	721.0
HEA 600	590	13.00	300	25.0	27	178.0	226.0	141200.0	11270	4787.0	751.0

7.2.4.2 Deflexión de la viga carrilera por carga lateral

La deflexión admisible está dada por L/888, la longitud de la viga es de 5,4 m y la deflexión será entonces de 6,08 mm.

La deflexión resultante por la acción de la carga lateral de empuje es de 2,56 mm, una magnitud menor a la deflexión admisible.

7.2.5 Diseño de columnas.

Para realizar un correcto ensamble de un puente grúa, se deber contar con un adecuado sistema de columnas rígidas, las cuales soportarían la carga vertical ejercida por la parte estructural (carga muerta) y la carga a elevar (carga viva), la forma constructiva local, limita las bodegas con adecuaciones estructurales iniciales para implementación de maquinaria, como por ejemplo el puente grúa; en el caso de GIM Ingeniería Eléctrica LTDA, los propósitos de la bodega no tenían tal alcance, en el presente texto se ofrece una solución, la cual no afectaría las columnas locativas con el objetivo de reducir el costo, se plantea una serie de alternativas que estarán destinadas únicamente a soportar la carga del sistema de elevación.

Se utilizarán dos métodos para calcular las columnas, el método tradicional, el cual usa un factor de seguridad de 5 y el método ASD, para dar un punto comparativo entre ambos.

Tomando como referencia lo consignado en el texto Diseño de Elementos de Máquinas el primer paso es calcular la longitud efectiva, la cual está dado por:

$$L_e = K \cdot L$$

Donde:
L= Longitud real de la columna entre los soportes
K= Constante que depende del extremo fijo

Los primeros valores que se asignan a K son teóricos y se basan en la forma de la columna pandeada[27]. Para columnas con sus dos extremos empotrados (superior e inferior) el coeficiente K recomendado estado dado por:

K= 0,5 Valores teóricos
K= 0,65 Valores prácticos[28]

Entonces la longitud equivalente es:

$$L_e = 0{,}65 \cdot 4.40\ m \quad \therefore \quad L_e = 2{,}86\ m$$

Aplicando la Especificación ANSI/AISC 360-10

Para continuar con el cálculo se debe seleccionar un perfil comercial para ellos se debe comparar los perfiles más comunes para columnas metálicas, como la viga cuadrada y la viga redonda.

La reacción más alta transmitida por la viga carrilera es **631.303,875 N**, la cual se considera como la carga aplicada en las columnas, de este modo, la carga admisible debe ser mayor a la carga aplicada.

Cuando se calcula la carga critica de una columna, es decir, es aquella carga mediante la cual la columna empieza a pandearse, se debe conocer datos sobre el material, forma de empotramientos y por supuesto la geometría.

En este caso los datos sobre las dimensiones componen la incógnita, para ello se desarrolló una hoja de cálculo y así poder iterar posibles soluciones y después afinar el resultado, según Diseño de Elementos de Máquinas una forma eficiente es aquella que permite un buen funcionamiento con una pequeña cantidad de material[29], además que tenga un radio de giro mayor para así disminuir la relación de esbeltez, con el propósito de aumentar la carga critica que es lo más deseable.

Partiendo de este supuesto, las columnas más comunes son las metálicas y las fabricadas en perfiles huecos, ya sea tubería redonda, cuadrada o en cercha. Para empezar el cálculo la carga admisible estada por:

27 MOTT, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Naucalpan de Juaréz, México: Pearson Educación. p.234
28 Ibidem.
29 Ibid. p. 244

$$P_a = P_{cr}/N \quad (7)$$

Donde:
P_{cr} = Es la carga crítica y N= Factor de diseño

Para un obtener un diseño confiable se afirma que, la carga aplicada debe ser menor a la carga admisible. El factor se seguridad aplicado al método tradicional es de 5.

En este orden de ideas, se realizaron iteraciones usando el catálogo de perfiles estructurales de la empresa COLMENA (Consorcio metalúrgico Nacional Ltda.), usando tuberías redondas y cuadradas, las referencias que se usaron se encuentran consignadas en la siguiente tabla.

Tabla 32 Iteraciones de diferentes tipos de perfiles estructurales para la selección de columnas.

Pa - carga admisible tubo estructural redondo de 8"X8,18mm	**328.846,673 N**
Pa - carga admisible tubo estructural cuadrado de 8"X8”x7mm	**389.514,916 N**
Pa - carga admisible tubo estructural redondo 10”x9,27mm	**476.410,693 N**
Pa - carga admisible tubo estructural cuadrado 10”x10”x9mm	**570.967,671 N**
Pa - carga admisible tubo estructural redondo 12”x10,31 mm	**636.909,89 N**
Pa - carga admisible tubo estructural cuadrado 12”x12”x10mm	**773.864,639 N**

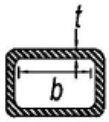
Con el método tradicional, los perfiles de las columnas que soportarían la carga requerida son:

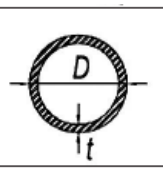
- Tubo estructural redondo de diámetro 12” y 10,31 mm de espesor de pared.
- Tubo estructural cuadrado 12”X12”X10 mm de espesor de pared.

7.2.5.1 Comprobación método ASD

Se realizó el cálculo para carga admisible según el método ASD Ω_C = 1,67 y se elegirá la solución más económica.

Usando como guía la Especificación ANSI/AISC 360-10 se debe determinar si el perfil elegido tiene o no elementos esbeltos a partir de la tabla B 4.1a

6	Paredes de secciones HSS rectangulares y cajones de espesor uniforme	b/t	$1.40\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

9	Tubos circulares.	D/t	$0.11\frac{E}{F_y}$	

Para comenzar se tomarán los siguientes tubos estructurales

- Tubo cuadrado 8” X 8” X 7 mm

b/t = 189,2 mm/ 7 mm = 27,028 **<** $1{,}40\sqrt{E/F_y}$ = 34,047 → No esbelto. Se usará la sección E3 Pandeo por flexión de miembros sin elementos esbeltos

Tabla 33 Análisis columna, método ASD, tubo estructural cuadrado 8"X8"X7mm

COLUMNA

LONGITUD REAL	4,4	m
Sy (Esf. Fluencia)	350.000.000 Pa	350 Mpa
E (Mod. Elasticidad)	2,07E+11 Pa	207 Gpa
FACTOR K (Tipo de empotramiento)	1	ASD
Tipo columna	Tubo cuadrado	8"X8"X7mm
I momento de inercia columna	4,36555E-05 m^4	4.365,55 cm^4
A área transversal columna	0,005838 m^2	58,38 cm^2
r radio de giro	0,086474376 m	8,64743762 cm
Relación de esbeltez KL/r	50,88212476	
KL/r < 4,71(E/Fy)^1/2	Si	
Fe	789.113.755,5	**Pa**
Fcr	**290.699.822,7**	**Pa**
Pn	**1.697.105,565**	**N**
Pn de diseño (ASD)	**1.016.230,88**	**N**

- Tubo redondo 8” X 8,18 mm

D/t = 203,2 mm/ 8,18 mm = 24,841 **<** $0{,}11\,E/F_y$ = 70,714 → No esbelto

Se usará la sección E3 Pandeo por flexión de miembros sin elementos esbeltos

Tabla 34 Análisis columna, método ASD, tubo estructural redondo 8"X8,18mm

COLUMNA

LONGITUD REAL	4,4	m
Sy (Esf. Fluencia)	322.000.000 Pa	322 Mpa
E (Mod. Elasticidad)	2,07E+11 Pa	207 Gpa
FACTOR K (Tipo de empotramiento)	1	ASD
Tipo columna	Tubo redondo	8"x8,18mm

I momento de inercia columna	0,00003018 m^4	3.018 cm^4
A área transversal columna	0,00542 m^2	54,2 cm^2
r radio de giro	0,074620813 m	7,46208127 cm
Relación de esbeltez KL/r	58,96478265	
KL/r < 4,71(E/Fy)^1/2	Si	
Fe	587.603.923,2	**Pa**
Fcr	**256.003.446**	**Pa**
Pn	**1.387.538,678**	**N**
Pn de diseño (ASD)	**830.861,484**	**N**

Con este método ambos perfiles cumplen la solicitación de carga aplicada, demostrando así mayor impacto económico en la selección del perfil, comparado con el método tradicional.

7.2.5.2 Comprobación por carga lateral de empuje.

Con el 20% de la carga total de las ruedas del carro se realizará la comprobación por la carga lateral de empuje.

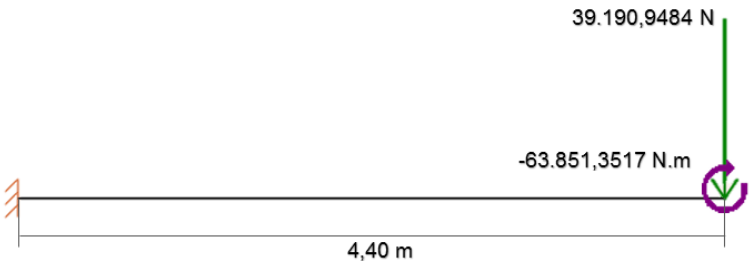


Imagen 75 Diagrama de cuerpo, columna en comprobación por carga lateral de empuje



Imagen 76 Diagrama de fuerza cortante, comprobación carga lateral de empuje

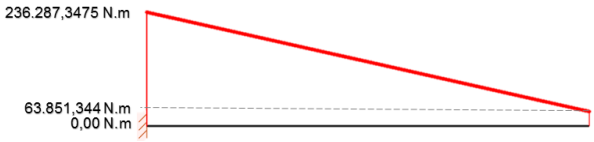


Imagen 77 Diagrama momento flector, columna en comprobación por carga lateral

$$S_{req} = \frac{236.287{,}3475\ N \cdot m}{150\ \cdot\ 10^6\ Pa} \quad \therefore \quad S_{req} = 0{,}001575248\ m^3 \ \rightarrow\ \mathbf{1.575{,}249\ cm^3}$$

Ahora se determina el momento de inercia necesario, para resistir la carga lateral de empuje.

El criterio planteado en la especificación 70 CMAA para la deflexión máxima (L/888) tomando como longitud de la viga (4,4 m) da como resultado 5 mm contrastando con las tolerancias admisibles de operación del puente grúa, se sugiere máximo 1/4" (6,35 mm). Con la ecuación de deflexión para vigas en voladizo se obtiene el momento de inercia requerido.

$$I_{req} = \frac{-PL^3}{3Ey_{máx}} \quad (8)$$

P = Carga total aplicada. 39.190,9484 N
L = 4,4 m
E = 207 GPa
y_{max} = 0,005 m

$$I_{req} = 0{,}001075\ m^4 \rightarrow (107.518{,}2528\ cm^4)$$

De los posibles perfiles analizados anteriormente, el esfuerzo generado por la fuerza lateral de empuje es muy elevado para su implementación, con el momento de inercia requerido, el perfil que mejor se adapta a dicha solicitud es el perfil laminado HEA 550, con un momento de inercia de 111.900 cm^4 en el eje X-X y con un módulo de sección de 4.787 cm^3 en el mismo eje.

$$y_{máx} = \frac{-PL^3}{3EI} \quad (9)$$

P = Carga total aplicada. 39.190,9484 N
L = 4,4 m
E = 207 GPa
I = 111.900 cm^4

$$y_{máx} = 0{,}0048042\ m = 4{,}804\ mm$$

Tabla 35 Análisis columna, método ASD perfil laminado HEA 550

COLUMNA

LONGITUD REAL	4,4	m
Sy - (Esf. Fluencia)	350000000 Pa	350 Mpa
E - (Mod. Elasticidad)	2,07E+11 Pa	207 Gpa
FACTOR K - Tipo de empotramiento	1	ASD
Tipo columna	**HEA 550**	
I - momento de inercia columna	0,0001045 m^4	10.450 cm^4
A - área transversal columna	0,00868 m^2	86,8 cm^2
r - radio de giro	0,109723154 m	10,9723154 cm
Relación de esbeltez Kl/r	40,10092531	
KL/r < 4,71(E/Fy)^1/2	Si	114,5439242
Fe	1.270.460.898,54	**Pa**
Fcr	**311.882.489,20**	**Pa**
Pn	**2.707.140,006**	**N**
Pn de diseño (ASD)	**1.621.041,92**	**N**

7.2.5.3 Diseño de la placa base y la zapata de la columna

Una vez determinada la columna y la carga de diseño, se calcula la placa base, en el montaje planteado la línea de centro de la viga carrilera está alineada y es perpendicular al eje neutro de la columna, es decir, la placa está sometida a carga de compresión; con la presencia de la carga lateral de empuje existe un momento que en la teoría de columnas se refleja como una excentricidad, en el desarrollo del presente ítem se comprueba si es de magnitud grande o pequeña. El análisis se realiza por la acción de cargas combinadas.

El primer paso es calcular la resistencia de aplastamiento nominal, P_p, la cual se determina con la siguiente ecuación[30]:

$$P_p = 0{,}85 f_c' A_1$$

Donde:

f_c' = Resistencia a la compresión del concreto. (250 Kg/cm^2)

A_1 = Área de la placa base de acero.

Esta fórmula aplica cuando la base de concreto tiene la misma área que la placa base. Para el caso contrario, cuando el área de la base de concreto es mayor que la placa base se aplica la siguiente formula.

$$P_p = 0{,}85 f_c' A_1 \sqrt{A_2/A_1} \leq 1{,}7 f_c' A_1$$

Como punto de partida conociendo el perfil indicado como columna de soporte para el sistema de elevación (HEA 550) y usando la información consignada en la especificación ANSI/AISC 360-10 sobre la distancia mínima de la perforación al borde la placa, se construyó unas dimensiones iniciales para la placa base como se observa a continuación en la imagen 78.

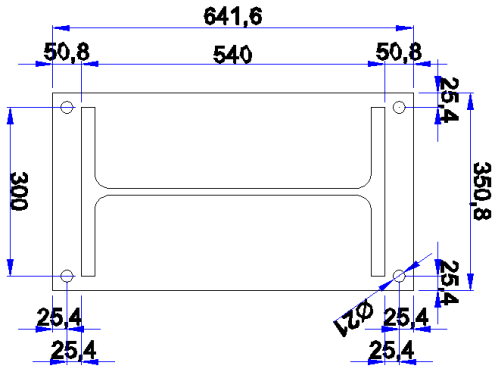


Imagen 78 Dimensiones iniciales de la placa base.

[30] AISC, (2010). *Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero.* Santiago de Chile: Asociación Latinoamericana del Acero.

Las dimensiones generales de la placa base están dadas por N y B, siendo en N paralela a la altura de la viga y B paralela al patín de la viga, redondeando las dimensiones será N = 642 mm y B = 351 mm. (A_1 = N x B)

Se determinará el esfuerzo sobre la placa usando como carga aplicada (Pu), la reacción más alta del análisis de la viga carrilera correspondiente a **631.303,875 N**

$$\sigma_{placa} = \frac{P_u}{A_1} \quad \therefore \quad \sigma_{placa} = \frac{631.303{,}875\ N}{225.342\ mm^2} = 2{,}8015\ MPa$$

Para comprobar la resistencia de la zapata de concreto, se determinará su resistencia máxima con un concreto de 24,5 MPa. El factor de reducción de resistencia al aplastamiento ϕ_c LRFD es de 0,65. Este valor debe ser mayor al esfuerzo generado por la carga aplicada en la placa base.

$$f_{pmax} = 0{,}85 f_c' \qquad f_{pmax} = 20{,}825\ Mpa$$

$$f_{p\,u\,max} = \phi_c * f_{pmax} \quad \therefore \quad f_{p\,u\,max} = 0{,}65 * 20{,}825\ MPa \quad \therefore \quad f_{p\,u\,max} = 13{,}5362\ MPa$$

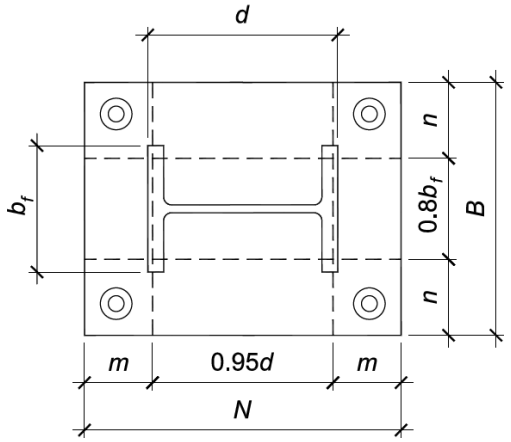


Imagen 79 Distancias mínimas para las perforaciones en una placa base.

Se asumen las líneas de flexión[31] y se calcularan las medidas m y n respectivamente con las dimensiones iniciales de la placa base, con las ecuaciones que muestran continuación.

$$m = \frac{N - 0.95d}{2} \qquad n = \frac{B - 0.8b_f}{2}$$

Donde:

- N = Dimensión de la placa base paralela al peralte de la columna (642mm)
- d = Es la dimensión del peralte de la columna (540 mm).
- B = Dimensión de la placa base paralela al patín de la columna (351mm)
- b_f = Es la dimensión del patín de la columna (300mm)

[31] J.M., F., & L.A., K. (2006). Base Plate and Anchor Rod Desing. Estados Unidos. AISC. p,15.

m = 64,5 mm
n = 55,5 mm

Se determina la resistencia de aplastamiento nominal (P_p), que está dada por la Resistencia ultima a la compresión de concreto multiplicado por el área de la placa base.

$$P_p = f_{pu\,max} * A_1$$

$$P_p = 13{,}5362\ Mpa * 225.342\ mm^2 \quad \therefore \quad P_p = 3.050.274{,}38\ N$$

Se calcula la resistencia requerida para la placa (M_{pl}) dada por la siguiente ecuación.

$$M_{pl} = f_{pu}\left(\frac{l^2}{2}\right)$$

Donde *l* es la longitud critica del voladizo para la placa base, la cual será tomada como la mayor de las dimensiones “m”, “n” y λn’[32]

La dimensión λn’ está dado por:

$$\lambda n' = \lambda \frac{\sqrt{db_f}}{4}$$

λ está dada por:

$$\lambda = \frac{2\sqrt{X}}{1+\sqrt{1-X}} \leq 1$$

y el valor X está dada por:

$$X = \left\{\frac{4db_f}{(d+b_f)^2}\right\}\frac{P_u}{\phi_c P_p} \text{ (LRFD)}$$

X = 0,292
λ = 0,633
λn’ = 63,73 mm

De las dimensiones “m”, “n” y λn’ la de mayor magnitud es λn’ entonces el valor de *l* será 63,73 mm

[32] PUEBLA, U. D. (2009). Programa para el diseño y revisión de placas base y anclas para columnas de acero. Puebla.

$$f_{pu} = \frac{P_u}{A_1} \quad \therefore \quad f_{pu} = \frac{631.303{,}875\ N}{225.342\ mm^2} \quad \therefore \quad f_{pu} = 2{,}8015\ MPa$$

Calculando M_{pl} se obtiene:

$$M_{pl} = 2{,}8015\ MPa\left(\frac{(63{,}73\ mm)^2}{2}\right) \quad \therefore \quad \boldsymbol{M_{pl} = 5.689{,}154\ N}$$

Continuando con los cálculos se determina el valor del espesor mínimo para la placa base acero ASTM A-36, dado por:

$$t_{min} = l\sqrt{\frac{2P_u}{\phi F_y BN}}\ \text{(LRFD)}$$

El factor de reducción de resistencia a la flexión es $\phi_f = 0{,}9$

$$t_{min} = 10{,}066\ mm$$

Aproximando a los espesores comerciales de lámina HR, se tomará el espesor como 1/2" (12,7mm).

Continuado con el cálculo se debe halla el valor de la presión de soporte (q), o presión ejercida por el concreto como reacción a la aplicación de la carga.

$$q = f_p * B$$

Donde:
f_p= Presión ejercida (esfuerzo sobre la placa P_u/A_1)
B= Dimensión de la placa base paralela al patín de la viga.

$$q = 983{,}326\ N/mm$$

La presión de soporte máxima ($q_{máx}$) estada dado por:

$$q_{máx} = f_{pmax} * B = 20{,}825\ MPa * 351\ mm \quad \therefore \quad q_{máx} = 7.309{,}575\ N/mm$$

Se procede calculando la longitud de soporte mínima (Y_{min})

$$Y = \frac{P_u}{q} \quad \therefore \quad Y_{min} = \frac{631.303{,}875\ N}{983{,}326\ N/mm} = 642\ mm$$

Debido a la naturaleza del montaje y el funcionamiento del sistema de elevación, la carga lateral de empuje genera un momento en la columna que es transmitido a la placa base, para ellos se calculará la excentricidad (e) de funcionamiento de la columna, así como, la excentricidad crítica (e_{crit}) y determinar si el cálculo se clasifica en columnas con momento pequeño o columnas con momento grande, tal como se muestra a continuación.

La excentricidad está definida como:

$$e = \frac{M_{máx}}{P_u}$$

El momento máximo se tomará como el de mayor de magnitud resultado de la carga lateral de empuje (236.287,3475 N.m)

$$e = \frac{239.287{,}3475\ N.m}{631.303{,}875\ N} \qquad \therefore \qquad e = 0{,}379\ m = 379{,}037\ mm$$

Se calculará la excentricidad critica para la placa base de la columna, con el fin de comparar y definir si se cumple la condición donde la e < e_{crit} (momento de magnitud pequeña) o la condición e > e_{crit} (momento de magnitud grande)[33]

$$e_{crit} = \frac{N}{2} - \frac{P_u}{2q_{max}} \qquad \therefore \qquad e_{crit} = \frac{642\ mm}{2} - \frac{631.303{,}875\ N}{2(7.309{,}575\frac{N}{mm})}$$

$$e_{crit} = 277{,}8166\ mm$$

Para este caso en particular e > e_{crit} el cálculo a continuación está dado por un momento de magnitud grande.

Al tratarse de un momento soportado por la unión entre la placa base y la zapata de concreto, la estabilidad de la columna estará determinado por la fijación de las anclas, a continuación, se desarrolla los cálculos para determinar el diámetro y longitud de las varillas para el anclaje.

Se requiere calcular la fuerza de tensión requerida en las anclas, la cual estada dada por:

$$T = q_{max}Y - P_u$$

Donde Y es la longitud de soporte, la cual está definida por:

$$\mathrm{Y} = \left(\mathrm{f} + \frac{\mathrm{N}}{2}\right) - \sqrt{\left(\mathrm{f} + \frac{\mathrm{N}}{2}\right)^2 - \frac{2\ \mathrm{P_r}\ (\mathrm{e} + \mathrm{f})}{\mathrm{q_{max}}}}$$

Donde f es la distancia del centro de la columna hasta el centro de la perforación para anclaje, paralela a la altura del perfil (magnitud N), tomando como referencia la imagen 70 el valor de f = 295,4mm, reemplazando se obtiene.

Y = 114,3921 mm

[33] J.M., F., & L.A., K. (2006). Base Plate and Anchor Rod Desing. Estados Unidos. AISC. p,15.

$$T = \left(7.309{,}575\,\frac{N}{mm}\right)(114{,}3921\ mm) - 631.303{,}875\ N \quad \therefore \quad T = 204.853{,}7594\ N$$

Se procede determinando el área requerida para el ancla.

$$A_{req\ ancla} = \frac{T}{f_{y\ bolt}} = \frac{204.853{,}7594\ N}{800\ MPa} = 256{,}067\ mm^2$$

Con el área requerida para el perno de anclaje, se puede seleccionar un diámetro inicial para dicho elemento, dentro de los tornillos comerciales el área más cercana y que esta sobre este valor corresponde un tornillo de **7/8" de diámetro**, en grado 8 y se iniciara con 12" de longitud para el ancla tipo gancho.

Se determina la longitud real del claro en voladizo de la placa base = x

$$x = \frac{N}{2} - \frac{d}{2} - 1{,}5 \qquad \therefore \qquad x = \frac{642\ mm}{2} - \frac{542\ mm}{2} - 1{,}5$$

$$x = 49{,}5\ mm$$

Se calcula la resistencia requerida para el material de las anclas.

$$M_{pl(anclas)} = \frac{T_U\ x}{B} = \frac{204.853{,}7594\ N \cdot 49{,}5\ mm}{351\ mm}$$

$$M_{pl(anclas)} = 28.889{,}6327\ N$$

Con la información recolectada, se calculará el espesor requerido para la placa base, con las anclas anteriormente descritas.

$$t_{req} = 2{,}11\sqrt{\frac{T_u\ x}{B\ F_y}} \qquad \therefore \qquad t_{req} = 2{,}11\sqrt{\frac{204.853{,}7594\ N\ \cdot\ 49{,}5\ mm}{351\ mm\ \cdot\ 250\ Mpa}}$$

$$t_{req} = 22{,}682\ mm \approx Se\ aproxima\ al\ mayor\ 25{,}4\ mm\ (1")$$

7.2.5.4 *Diseño de anclas*

Tomando como referencia lo anteriormente calculado el diámetro para continuar con los cálculos es de 7/8"

Se tomará como cortante máximo el valor más elevado, calculado en el diagrama de cortante para la columna, V_u = 39.190,9484 N

Se prosigue con el cálculo del número de anclas, se requiere conocer la resistencia disponible a la tensión - **T_r**

$$T_r = \Phi_t\ 0{,}75\ F_u\ A_r$$

Donde:

$\Phi_t = Factor\ de\ reducción\ de\ resistencia\ a\ la\ tensión\ 0{,}75$

$F_u = Resistencia\ a\ la\ tensión\ del\ material\ del\ ancla - 1034\ Mpa$
$A_r = Area\ resistente\ del\ ancla - 270{,}32204\ mm^2$

$$T_r = 157.226{,}0565\ N$$

Con este valor determinado se procede al cálculo del número de anclas

$$\eta_r = \frac{T_u}{T_r} = \frac{204.853{,}7594\ N}{157.226{,}0565\ N} \qquad \therefore \qquad \eta_r = 1{,}3029\ \approx 2\ anclas$$

Se procede calculando el momento flector en las anclas con la siguiente ecuación

$$M_l = \frac{V_u \cdot Brazo}{\eta_r}$$

Donde:

$$Brazo = \frac{t_p + 0{,}125"}{2} \qquad \therefore \qquad Brazo = \frac{1" + 0{,}125"}{2} = 0{,}5625" = 9/16" = 14{,}2875\ mm$$

$$M_l = \frac{39.190{,}9484\ \text{N} \cdot 14{,}2875\ mm}{2} \qquad \therefore \qquad M_l = 279{,}97\ N.m = 279.970{,}3376\ N.mm$$

Ahora se determinan todos los esfuerzos presentes en las anclas y la placa base. Primero determinar el esfuerzo debido a la tensión. = f_{ta}

$$f_{ta} = \frac{T_u}{\eta_r \cdot A_r} \qquad \therefore \qquad f_{ta} = \frac{204.853{,}7594\ N}{2 \cdot 298{,}06392\ mm^2} \qquad \therefore \qquad f_{ta} = 343{,}6406\ MPa$$

Se calcula esfuerzo debido a la flexión. = f_{tb}

$$f_{tb} = \frac{6 \cdot M_l}{D_r^3} \qquad \therefore \qquad f_{tb} = \frac{6 \cdot 279.970{,}3376\ N.mm}{22{,}225^3 mm^3} = 153{,}016\ MPa$$

Con los valores calculados se determina el esfuerzo combinado, dado por:

$$f_t = f_{ta} + f_{tb} = 343{,}6406\ MPa + 153{,}016\ MPa \qquad \therefore \qquad f_t = 496{,}6566\ MPa$$

Se comprueba si el diámetro del ancla es el adecuado, con la siguiente desigualdad.

$$f_t \leq \phi_v\ F'_{nt} = \phi_v \left(1.3\ F_{nt} - \frac{F_{nt}}{\phi_v\ F_{nv}}\ f_v \right) \leq \phi_v\ F_{nt}$$

Donde:
$\Phi_v = 0{,}75$
$* F_{nt} = 0{,}75 \cdot F_{u(material\ del\ ancla)}$
$F_U = 150\ Ksi\ \approx 1.034\ MPa$
$F_{nt} = 0{,}75 \cdot 1.034\ MPa = 775{,}5\ MPa$

$* F_{nv} = 0{,}4 \cdot F_{u(material\ del\ ancla)}$
$F_U = 150\ Ksi\ \approx 1.034\ MPa$
$F_{nv} = 0{,}4 \cdot 1.034\ MPa = 413{,}6\ MPa$

$$f_v = \frac{V_u}{\eta_r \cdot A_r} = \frac{39.190{,}9484\ \text{N}}{2 \cdot 298{,}06392\ mm^2}$$

$f_v = 65{,}7425\ Mpa$

$$* F'_{nt} = 1{,}3F_{nt} - \frac{F_{nt}}{\Phi_v F_{nv}} f_v$$
$$* F'_{nt} = 843.7937\ MPa$$

$$f_t \leq \Phi_v F'_{nt} \leq \Phi_v F_{nt} = 496{,}6566\ MPa \leq 0{,}75(843.7937\ MPa) \leq 0{,}75(775{,}5\ MPa)$$
$$f_t \leq \Phi_v F'_{nt} \leq \Phi_v F_{nt} = 496.6566\ MPa \leq 632{,}8453\ MPa \leq 581{,}625\ MPa$$

Para culminar se comprueba la profundidad de las anclas, para iniciar se supone una longitud inicial de 12" (h_{ef}) para las anclas de 7/8"

Se calcula el cono de ruptura del concreto para el grupo de anclas y el cono de ruptura del concreto para una sola ancla (A_{Nc} y A_{Nco} respectivamente)

$$A_{Nc} = \left[12\ Dr + \left(n_r - 1\right)\left(3\ D_r\right)\right] \times \left(6\ D_r + 1.5\ h_{ef}\right)$$

$$A_{Nco} = \left(6\ D_r + 1.5\ h_{ef}\right)^2$$

A_{Nc} = 427,21875"
A_{Nco} = 540,5625"

Para $h_{ef} \geq 11$"

$$\phi_p\ N_{cbg} = \phi_p\ \psi_3\ 16\ \sqrt{f'_c}\ h_{ef}^{\frac{5}{3}}\ \frac{A_{Nc}}{A_{Nco}}$$

Donde:
ϕ_p = Factor de reducción 0,70
Ψ_3 = 1,25, considerando un concreto no agrietado.

$$\Phi_p N_{cbg} = 44.014{,}7087\ lbf = 195.787{,}1075\ N$$

Si $\phi_p N_{cbg} \geq T_u$ entonces la profundidad de anclaje es adecuada, de no ser así, la dimensión de "h_{ef}" debe incrementarse.
[34]

$$195.787{,}1075\ N \geq 204.853{,}7594\ N\ no\ se\ cumple$$

Se itera otra longitud para obtener que la desigualdad se cumpla.

Con 13"
A_{Nc} = 454,78125"
A_{Nco} = 612,5625"
$\phi_p N_{cbg}$ = 210.169,0147 N

$$210.169{,}0147\ N \geq 204.853{,}7594\ N\ ES\ CORRECTO\ Y\ SE\ CUMPLE$$

[34] PUEBLA, U. D. (2009). Programa para el diseño y revisión de placas base y anclas para columnas de acero. Puebla. P, 28.

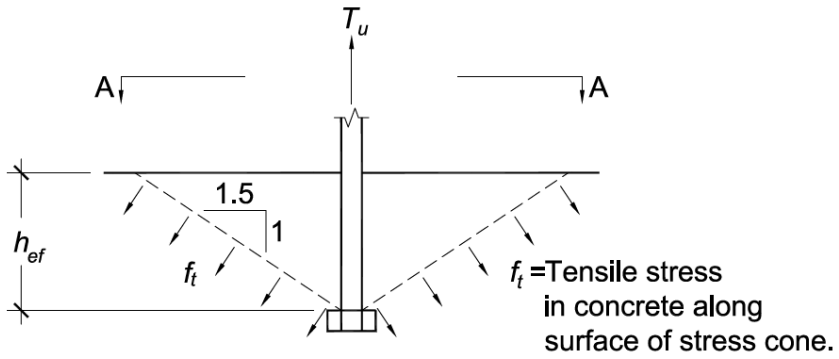


Imagen 80 Cono de ruptura del concreto. Fuente J.M., F., & L.A., K. (2006). Base Plate and Anchor Rod Desing. Estados Unidos. AISC. p,21.

7.2.6 MOTORES (DRIVES)

Una vez determinado toda la parte estructural, se prosigue a la selección de los motores encargados de dar movimiento al sistema. Para ello se tendrá que calcular la potencia necesaria para impulsar las ruedas sobre las cual se moverá el puente.

Usando lo consignado en Crane Hanbook, se calcula con la siguiente ecuación la potencia preliminar del sistema.

$$HP = \frac{W * FPM * TE}{33.000}$$

Donde:

W = El peso total de la grúa, peso muerto y carga viva, en toneladas.
W = 58,9612 Toneladas.
FPM = La velocidad de avance en pies por minuto.
FPM = Se tomará la máxima velocidad 150 FPM
TE= Constante de Esfuerzo de tracción.
TE = 30 para velocidades de 50 – 150 FPM. (Tabla 36)

Tabla 36 Constante de esfuerzo de tracción de rodamientos de rodillos para puentes.

WHITING CRANE HANDBOOK 69

Table 6 — Tractive Effort Constant for Roller Bearing Bridges

FPM	CONSTANT	FPM	CONSTANT
50-150	30	350-450	45
150-250	35	450-550	50
250-350	40	600	55

$$HP = \frac{58{,}9612\ Ton * 150\ FPM * 30}{33.000} = 8{,}040\ HP$$

Es la potencia total para mover el puente, como se trata de dos vigas testeras y cada consta de un motor que impulsará la estructura, la potencia por motor entonces será de 4,02 HP siendo esta la potencia inicial para continuar con los cálculos respectivos.

Con los catálogos disponibles en el mercado nacional, se eligieron dos proveedores para la elección de los motores, SIEMENS y WEG, al buscar un motor con la potencia requerida, se analiza que la velocidad que ofrece estas máquinas eléctricas es muy elevada para la aplicación del sistema (8 RPM para el puente con toda la carga y 23 RPM para el puente sin carga), por consiguiente, se debe seleccionar un motorreductor.

Selection and ordering data (continued)

Power rating P_{Motor} kW	Output speed n_2 (50 Hz) rpm	Output speed n_2 (60 Hz) rpm	Output torque T_2 Nm	Service factor f_B	Gearbox ratio i_{tot}	Order No.	Order code (No. of poles)	Weight *) kg
3 (50 Hz) 3.6 (60 Hz)	**FD.148B-LA100LB4**							
	5.3	**6.4**	5 394	1.7	267.35 ★	**2KJ1407 - ■FM13 - ■■N1**		316
	5.7	**6.8**	5 036	1.8	249.58	**2KJ1407 - ■FM13 - ■■M1**		316
	6.4	**7.7**	4 506	2	223.31 ★	**2KJ1407 - ■FM13 - ■■L1**		316
	FZ.88B-LA100LB4							
	22	**26**	1 303	1.5	64.58 ★	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■X1**		91
	24	**29**	1 193	1.6	59.13	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■W1**		91
	27	**32**	1 061	1.8	52.60 ★	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■V1**		91
	30	**36**	969	2	48.03	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■U1**		91
	32	**38**	892	2.1	44.20 ★	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■T1**		91
	35	**42**	824	2.3	40.83	**2KJ1304 - ■FM13 - ■■S1**		91

★ Preferred transmission ratio

Shaft designs, see page 3/87 — 1, 2, 3, 5, 6 or 9

Frequency and voltage, see page 8/20 — 1 to 9

Gearbox housing mounting position, see page 3/90 — A, D, E, F, H or M

*) For mounting type B5-01

Imagen 81 Características técnicas del motorreductor SIEMENS

En el catálogo de motorreductores SIEMENS, con la potencia calculada, se selecciona uno de 3,6 kW (4,83 HP) de potencia, el cual cuenta con las características técnicas descritas en la imagen 81.

El motor que impulsa el tren de reducción es AC con 4 polos y dos etapas de reducción, la velocidad de entrada es de 1679 RPM. En el catálogo de motores SIEMENS con esta característica es una carcasa 184T

El ensamble del motorreductor a la rueda del testero se puede realizar a través de dos tipos de acople para la transmisión de potencia, una es con el eje de salida de la caja directamente a la manzana de la rueda, o la segunda consta de una rueda con una sección dentada, lo cual implica un piñón en el eje de salida, para la transmisión de potencia.

Para el caso particular de este trabajo de grado y siguiendo lo consignado en los catálogos de vigas testeras, la opción más común es una rueda con sección dentada, para ellos se calculará un piñón que se ajuste a la velocidad de desplazamiento del puente con la velocidad angular de salida del motorreductor.

La sección dentada de la rueda del testero cuenta con 83 dientes rectos de módulo 8 mm, para el piñón se usarán 25 dientes, con la siguiente relación de transmisión.

$$\frac{N_G}{N_P} = \frac{83}{25} = 3{,}32$$

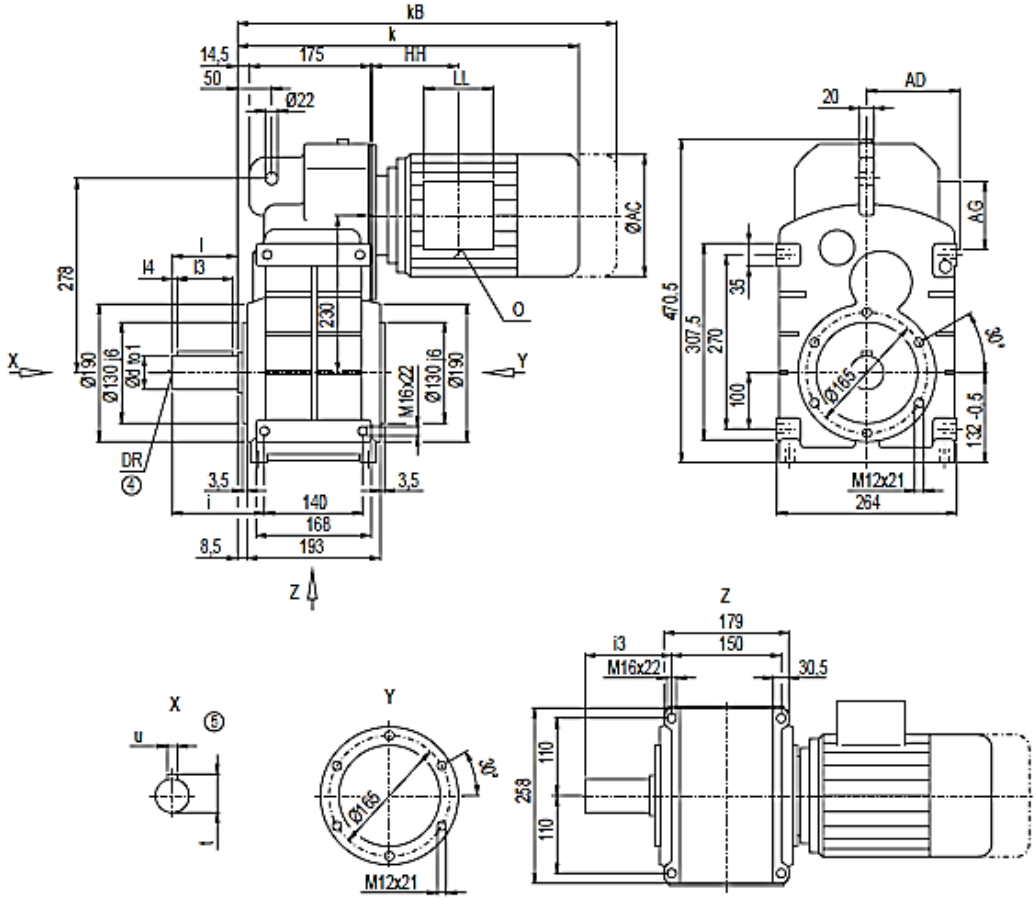
Con dicho valor de obtendrá la velocidad angular del piñón.

$$\frac{\omega_P}{\omega_G} = 3{,}32 \rightarrow \omega_P = 3{,}32 \cdot \omega_G$$

$$\omega_G = 8\ RPM\ Siendo\ esta\ la\ velocidad\ más\ lenta\ y\ con\ toda\ la\ carga\ del\ puente.$$
$$Deducida\ de\ 0.25\ m/s\ con\ un\ radio\ de\ rueda\ de\ 315\ mm$$
$$\omega_P = 3{,}32 \cdot 8\ RPM = 26{,}56\ RPM$$

Congruente con la selección del motorreductor de la imagen 81.

En la imagen 82 se muestra las dimensiones de la maquina eléctrica seleccionada.



d	to1	l	l3	l4	t	u	i	i3	DR
50 *)	k6	100	80	10	53.5	14	135	130	M16x36
70	m6	140	110	15	74.5	20	175	170	M20x42

*) Preferred series

	FZ88B								Weight	
Motor	k	kB	AC	AD	AG	LL	HH	O	FDZ88B	FZZ88B
LA71	436.5	491.5	139.0	146	90	90	103.0	M20x1.5/M25x1.5	70	–
LA71Z	455.5	510.5	139.0	146	90	90	103.0	M20x1.5/M25x1.5	70	–
LA80	473.5	537.0	156.5	155	90	90	102.5	M20x1.5/M25x1.5	75	75
LA90S	504.5	575.5	174.0	163	90	90	102.5	M20x1.5/M25x1.5	80	80
LA90L	504.5	575.5	174.0	163	90	90	102.5	M20x1.5/M25x1.5	80	80
LA100L	550.5	631.5	195.0	168	120	120	143.0	2xM32x1.5	89	89
LA112M	577.5	658.5	219.0	181	120	120	146.0	2xM32x1.5	100	101
LA132S	637.5	739.5	259.0	195	140	140	186.5	2xM32x1.5	113	114
LA132M	637.5	739.5	259.0	195	140	140	186.5	2xM32x1.5	113	114
LA132ZM	683.5	785.5	259.0	195	140	140	186.5	2xM32x1.5	123	123
LA160M	740.0	858.5	313.5	227	165	165	212.0	2xM40x1.5	–	147

Imagen 82 Dimensiones generales del motorreductor seleccionado.

7.2.7 SELECCIÓN DE FRENOS.

Para garantizar seguridad en el sistema de elevación de carga y debido a las altas inercias por la cantidad de masa que se desplaza, los frenos son un elemento fundamental en el diseño y construcción de grúas. Para su selección se usarán frenos de motor marca WEG, que funciona de la siguiente manera al desconectar el motor de la red, también es interrumpida la corriente de la bobina del freno, dejando de actuar. Con eso, los resortes de presión empujan la armadura en dirección al motor, haciendo que el disco de freno sea comprimido entre la armadura y la tapa trasera, frenando el motor[35].

Para la selección del freno adecuado, se utilizará la guía de frenos de la compañía WEG, como primer paso es definir la carcasa del motor según la norma IEC, la equivalencia del motor SIEMENS y el motor WEG es la carcasa 100L, la cual según catálogo de selección es un tamaño de freno 12.

La distancia recomendada del entrehierro es de 0,3 mm con una tolerancia de 0,1 por encima y de 0,05 mm por debajo, esta dimensión se refiere a la separación de la armadura del freno y la carcasa.

El grado de protección para el motor, tomando en cuenta que el ambiente de la bodega está sometido a un alto grado de polución por las operaciones de pulido en la fabricación de shelters, pero en la parte de resistencia a líquidos no es muy exigente, puesto que el ambiente de funcionamiento es interior. El IP sugerido por GIM Ingeniería Eléctrica es IP 65.

Ahora bien, se debe definir el torque de frenado, en la tabla 38 y 39 se muestra las características técnicas del freno seleccionado, tomando como base 100 RPM.

El torque disponible será tomado de la tabla 37 interpolando entre 1200 RPM y 1800 RPM para una velocidad angular de 1679 RPM.

[35] WEG. (2017). WEG. Obtenido de www.weg.net 28/07/2018

Tabla 37 Torque disponible según la velocidad angular.

1200 RPM	38,7 Nm
1679 RPM	**36,7 Nm**
1800 RPM	36,2 Nm

36,7 Nm será entonces el torque disponible para un freno 12 de una carcasa 100 que gira a 1679 RPM

Tabla 38 Características del freno de acuerdo con el tamaño y el torque en 100 rpm.

Carcasa	Torque a 100 rpm [Nm]		Máxima rotación de trabajo [rpm]	"Máxima energía disipada Q_e [J]"	Tiempo de respuesta del freno t_{12} [s]
	Torque nominal	Torque opcional			
63	4	-	6,000	3,000	0.015
71	8	-	5,000	7,500	0.017
80		12			
90	16	23	4,000	12,000	0.020
100	32	46	3600	24,000	0.030
112	60	-		30,000	
132	80	125		36,000	
160	150	235		60,000	0.043
180	260	345		80,000	0.100
200	400	530	3,000	120,000	0.120
225	530	800			0.135
250	800	-			
	-	1200	2,300	300,000	0.133

Tabla 39 Torque máximo en la rotación de frenado

Carcasa	Tamaño del freno	Torque a 100 rpm [Nm]	Reducción aproximada del torque debido a frenado en rotación diferente de 100 rpm [Nm]			
			900 rpm	1200 rpm	1800 rpm	3600 rpm
63	6	4	3.7	3.6	3.4	3.1
71	8	8	7.3	7	6.6	6.1
80		12	10.9	10,5	9.9	9.2
90	10	23	20	19,7	18.6	17.1
100	12	46	40.5	38,7	36.2	33.2
112	14	60	52	50	46.6	42.9
132	16	125	108	103	95.6	87.7
160	18	235	201	189	175	159
180	20	345	291	272	249	228
200	25	530	440	410	371	No puede ser usado
225		800	660	620	560	
250	31	1200	940	870	790	

Como factor de seguridad recomendado por la compañía WEG, sugiere en aplicaciones especiales, (elevadores de carga y puentes grúa) un factor entre 2 y 3 veces el torque nominal, para la selección que se realiza en el presente trabajo, se tomará como 2.

$$M_{req} = \left(\frac{k * J_L * \Delta no}{9{,}55 * \left(t_3 - \frac{t_{12}}{2} \right)} \right)$$

Donde:
M_{req}: torque requerido [Nm];
"k": factor de seguridad que debe ser añadido debido a las incertezas de los valores de la rotación en el frenado, del torque máximo, de la inercia máxima de la carga, entre otras variables.
J_L: inercia total referida al eje del rotor = inercia de la carga + inercia del sistema + inercia del motor [kgm^2];
Δno: rotación [rpm];
t_3: tiempo de frenado requerido [s];
t_{12}: tiempo de respuesta del freno [s].

El paso siguiente es el cálculo del torque requerido, con la ecuación respectiva para la aplicación de movimiento de traslación del puente.

La inercia del motorreductor será deducida por el catálogo de SIEMENS, para un tamaño de motor IEC 100 con una referencia LA100LB4 la inercia es de 0,0055 Kgm^2

$$J_{motorreductor} = 0{,}0055\ Kg \cdot m^2$$

Ahora se calculará la inercia para la estructura del puente en el desplazamiento rectilíneo de funcionamiento, dado por la siguiente ecuación.

$$J_{puente} = \frac{m}{4\pi^2}\left(\frac{60\ v}{n}\right)^2$$

Donde:
m = masa total del sistema (carga muerta + carga viva) en Kg.
v = velocidad de desplazamiento del sistema (0,25 m/s)
n = Velocidad angular del eje donde se aplicará el motor (eje rápido -1679 RPM)

$$J_{puente} = \frac{58.961\ Kg}{4\pi^2}\left(\frac{60 \cdot\ 0{,}25}{1679\ RPM}\right)^2 \quad \therefore \quad J_{puente} = \frac{58.961\ Kg}{4\pi^2}\left(\frac{60 \cdot\ 0{,}25}{1679\ RPM}\right)^2$$
$$J_{puente} = 0{,}1192\ Kg \cdot m^2$$

Sería la inercia total del sistema cuando se desplaza, como el puente se soporte sobre dos testeros, cada uno con un motor independiente, la inercia por motor (freno) será la mitad del valor total.

$$J_{testero} = 0{,}0596\ Kg \cdot m^2 \quad \therefore \quad J_L = J_{testero} + J_{motorreductor}$$

$$J_L = 0{,}0596 Kg \cdot m^2 + 0{,}0055\ Kg \cdot m^2 = \mathbf{0{,}0651 Kg \cdot m^2}$$

Ahora se determinará el tiempo requerido para el frenado, tomando como referencia lo descrito en el Crane Handbook, donde la velocidad deberá tomarse como 1/3 de la velocidad del puente con toda la carga y con una tasa de desaleración de 4,7 Ft/s^2, para así calcular el tiempo de frenado.

Como el puente se traslada a 0,25 m/s, la distancia que recorrerá en 1 segundo es equivalente a 0,25 m, pero para determinar el tiempo de frenado, esta distancia será la tercera parte, es decir, 0,08333 m entonces.

$$t = \frac{X}{v} = \frac{0{,}08333\ m}{0{,}25\ m/s} = 0{,}333\ s$$

Este será el tiempo requerido para el accionamiento del freno.

En la tabla 38 el tiempo de respuesta del freno es de 0,030 s.

El siguiente paso es calcular con la inercia total referida al eje del motor, el par requerido para el freno, y si el freno seleccionado tiene el desempeño necesario para la aplicación, de no ser así, se preferirá un freno de mayor tamaño.

$$M_{req} = \left[\frac{k \cdot J_L \cdot \Delta no}{9{,}55 \cdot \left(t_3 - \frac{t_{12}}{2}\right)}\right]$$

$$M_{req} = \left[\frac{2 \cdot 0{,}0651 Kg \cdot m^2 \cdot 1.679\ RPM}{9{,}55 \cdot \left(0{,}333\ s - \frac{0{,}030\ s}{2}\right)}\right] \quad \therefore \quad M_{req} = 71{,}983\ N.m$$

Se aplicará el factor de corrección dado por de la tabla 41.

$$M_R = \frac{M_{req}}{correción\ (\%)} \cdot 100$$

Tabla 40 Factor de corrección del torque.

Tamaño del freno	Corrección del torque en la rotación (rpm) [%]							
	750	900	1000	1200	1500	1800	3000	3600
06	93.5	92	91	89.5	87	85	80	78.5
08	92.5	91	89.7	87.7	85	83	78	76.5
10	91.5	89.5	88,2	86	83	81	76	74.7
12	90.5	88.2	87	84.2	81	78.8	74	72.2
14	90	87.5	86	83.5	80	77.7	73	71.5
16	89.5	87	85.5	82.5	79	76.5	72	70.2
18	88	85.7	84	80.7	77	74.5	70	68
20	87	84.5	82.5	79	75	72.2	68	66.2
25	86	83	81	77.5	73	70.1	66	-
31	82	79	77	73	69	65	-	-

$$M_R = \frac{71{,}983\ N.m}{79{,}68\ \%} \cdot 100 = 90{,}34\ N.m$$

El par requerido es mayor al nominal del freno #12, razón mediante la cual se selecciona un freno **16**, con las características descritas en la tabla 38 y 39. Con un par nominal de **97,09 N.m**

Se comprueba de nuevo el factor de corrección para este tamaño de freno.

$$M_R = \frac{71{,}983\ N.m}{77{,}508\ \%} \cdot 100 = \mathbf{92{,}87\ N.m} \qquad \mathbf{92{,}87\ N.m \leq 97{,}09\ N.m}$$

Siendo en este caso, el par requerido menor al par nominal, es decir el freno seleccionado será un tamaño 16.

7.2.8 MOTORREDUCTOR DEFINITIVO

Una vez seleccionado el freno adecuado, para detener el puente grúa con toda la carga (carga viva + carga muerta) el tamaño de dispositivo de frenado es mayor a la carcasa #100 seleccionado en el ítem 7.2.6, con el freno 16 las carcas adecuada para ese #132, a continuación, se relaciona toda la información sobre la selección del motorreductor definitivo.

Como primera medida, la velocidad de salida será igual a la anterior, del mismo modo que la relación de transmisión, con estos datos de entrada se ubicará en el catálogo SIEMENS la máquina que cumpla con dichas características (Imagen 83).

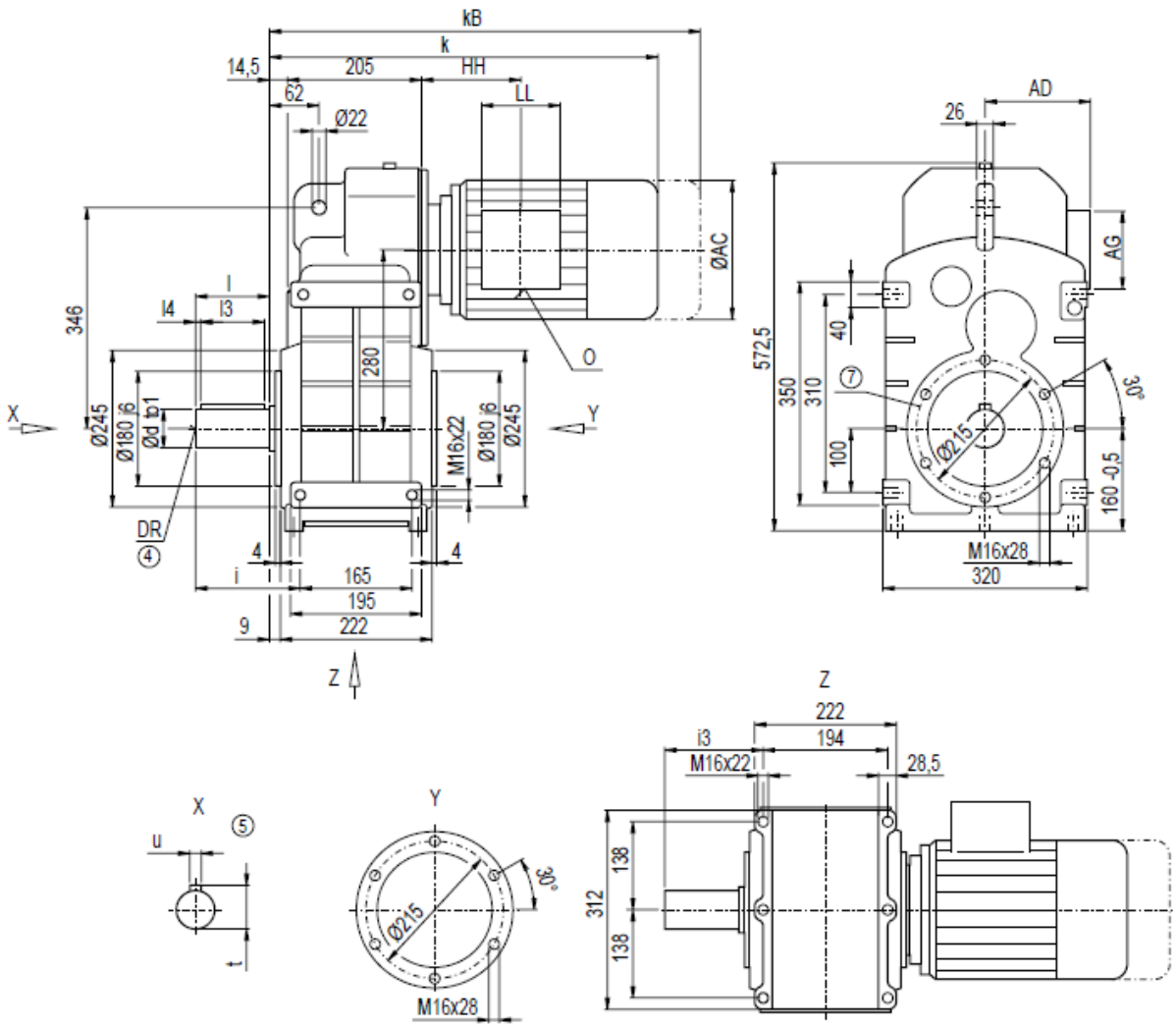
Selection and ordering data (continued)

Power rating P_{Motor}	Output speed		Output torque	Service factor	Gearbox ratio	Order No.	Order code	Weight *)
kW	n_2 (50 Hz) rpm	n_2 (60 Hz) rpm	T_2 Nm	f_B	i_{tot}		(No. of poles)	kg
5.5 (50 Hz) 6.6 (60 Hz)	**FZ.128B-LA132SB4**							
	26	**31**	2 037	2.1	56.42 ★	**2KJ1306 - ■HF13 - ■■A2**		233
	28	**34**	1 888	2.4	52.29	**2KJ1306 - ■HF13 - ■■X1**		233
	FD.108B-LA132SB4							
	12.3	**14.8**	4 264	0.8	118.11	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■G1**		156
	13.8	**16.6**	3 820	0.89	105.81 ★	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■F1**		156
	14.9	**17.9**	3 522	0.97	97.57	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■E1**		156
	17.8	**21**	2 955	1.2	81.86	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■D1**		156
	21	**25**	2 521	1.3	69.84 ★	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■C1**		156
	25	**30**	2 101	1.6	58.20	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■B1**		156
	30	**36**	1 741	2	48.24 ★	**2KJ1405 - ■HF13 - ■■A1**		156
	FZ.108B-LA132SB4							
	23	**28**	2 318	1.3	64.21 ★	**2KJ1305 - ■HF13 - ■■A2**		155
	25	**30**	2 123	1.4	58.80	**2KJ1305 - ■HF13 - ■■X1**		155
	27	**32**	1 956	1.7	54.17 ★	**2KJ1305 - ■HF13 - ■■W1**		155

Imagen 83 Características técnicas del motorreductor definitivo (SIEMENS MOTOX Geared Motors).

Con dicha carcasa, la potencia aumenta de 3,6 kW a 6,6 kW, dando mayor soporte de respaldo con la máquina funcionado a full carga, aunque con una variación en el factor económico, debido a que el precio de los motores se incrementará, en dado caso la justificación más acorde al sistema y a los requerimientos de GIM es la seguridad, puesto que se trata de una máquina con unas dimensiones considerables al igual de la carga que manipula, se debe garantizar una desaceleración efectiva del mismo modo que su transición al estado de reposo.

En la imagen se encontrarán las dimensiones generales del motorreductor definitivo.



d	to1	l	l3	l4	t	u	i	i3	DR
60 *)	m6	120	110	5	64	18	157.5	143	M20x42
80	m6	170	125	20	85	22	207.5	193	M20x42

*) Preferred series

	F.Z108B								Weight	
Motor	**k**	**kB**	**AC**	**AD**	**AG**	**LL**	**HH**	**O**	**FDZ108B**	**FZZ108B**
LA80	488.5	552.0	156.5	155.0	90	90	87.5	M20x1.5/M25x1.5	121	–
LA90S	519.5	590.5	174.0	163.0	90	90	87.5	M20x1.5/M25x1.5	126	–
LA90L	519.5	590.5	174.0	163.0	90	90	87.5	M20x1.5/M25x1.5	126	–
LA100L	563.0	644.0	195.0	168.0	120	120	125.5	2xM32x1.5	134	134
LA112M	589.0	670.0	219.0	181.0	120	120	127.5	2xM32x1.5	146	146
LA132S	649.0	751.0	259.0	195.0	140	140	168.0	2xM32x1.5	157	158
LA132M	649.0	751.0	259.0	195.0	140	140	168.0	2xM32x1.5	157	158

Imagen 84 Dimensiones generales motorreductor con carcasa 132 definitiva (SIEMENS MOTOX Geared Motors)

7.3 VERIFICACIÓN DE COMPONENTES

La verificación del comportamiento bajo carga de los componentes diseñados se realizó mediante:

- *Diseño asistido por computado mediante el software 3D **Inventor***
- *Exportación a formato adecuado para el software de análisis por elementos finitos **ANSYS**, cuyo procedimiento es:*
    - *Adición de materiales (de ser necesario),*
    - *Generación de geometría a partir de modelo importado desde **Inventor.***
    - *Edición del modelo, consistente en:*
        - *Enmallado del modelo, Ubicación de soportes y ubicación de cargas*
    - *Se ejecuta el solucionador del programa, solicitando respuesta en los siguientes aspectos:*
        - *Deformación en el eje X*
        - *Deformación en el eje Y*
        - *Deformación en el eje Z*
        - *Esfuerzo equivalente de von Mises*
        - *Esfuerzo principal máximo*
        - *Esfuerzo cortante máximo*
        - *Factor de seguridad*
- *Comparación de resultados de la simulación con las memorias de cálculo*

7.3.1 Simulación de la viga del puente

Para el proceso de mallado se encontró conveniente dejar el tamaño de los elementos por defecto, ya que cualquier intento de modificar el tamaño del mallado resulta en complicaciones para la realización de cálculos por parte del programa y en la falla al solucionar el modelo, debido a que se superaría el límite de elementos y nodos que puede manejar la licencia con la que se cuenta. El aspecto del modelo enmallado quedó así:

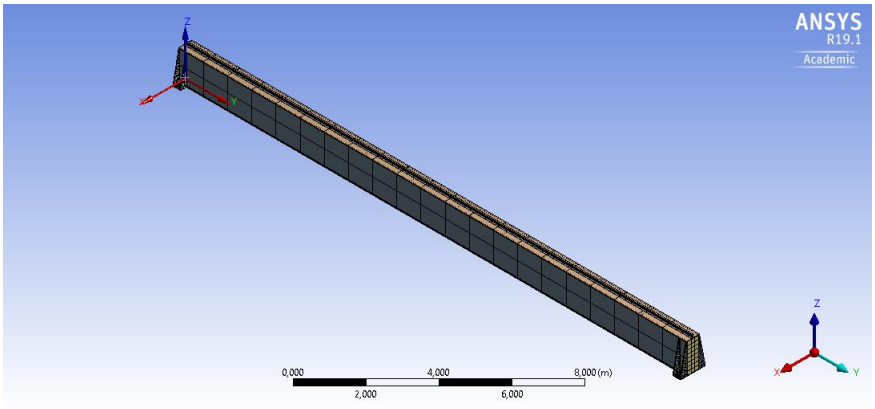


Imagen 85 Enmallado para la viga puente.

Se establecieron 8 caras del modelo como soportes fijos, las cuales serán los puntos de contacto, mediante tornillería, con los testeros:

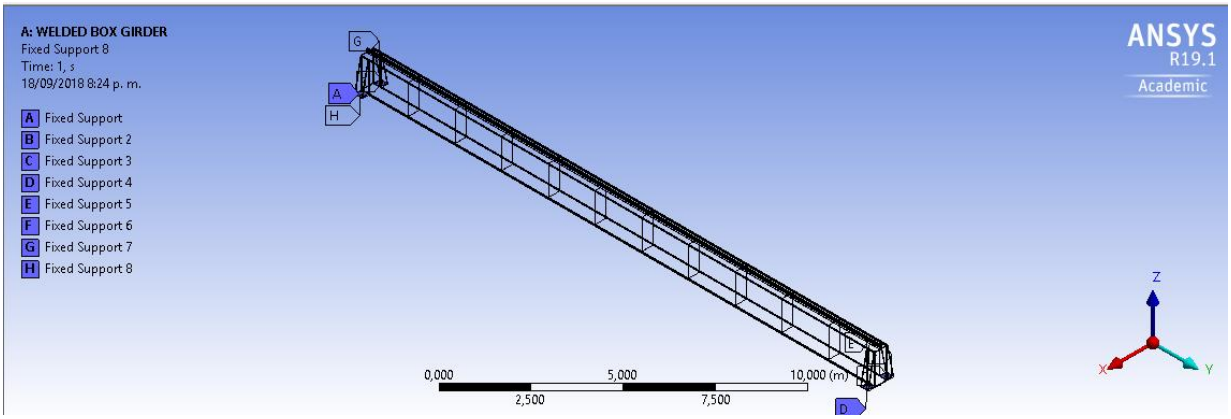


Imagen 86 Soportes fijos para el análisis de la viga puente

Se simula el efecto del peso de las piezas mediante la inclusión de la gravedad estándar de la Tierra:

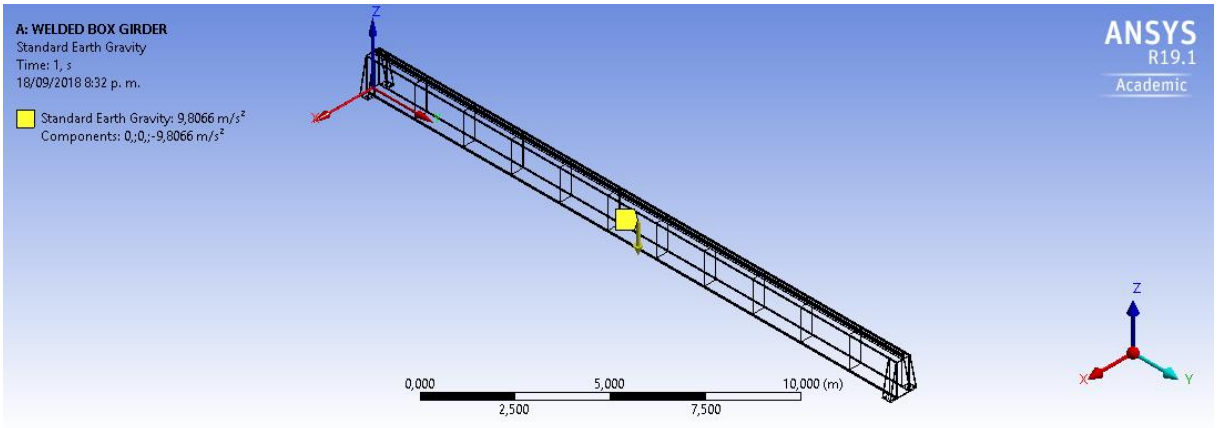


Imagen 87 Aplicación del valor estándar de la aceleración de la gravedad.

Se emplean 2 fuerzas remotas para simular las cargas de rueda, que incluyen el peso muerto del trolley y la carga viva máxima. Se aplicaron mediante la opción de componentes en las 3 direcciones, de manera que se incluyan los efectos del empuje lateral y longitudinal durante aceleraciones y desaceleraciones, estimado en el 20% de la carga vertical de cada rueda:

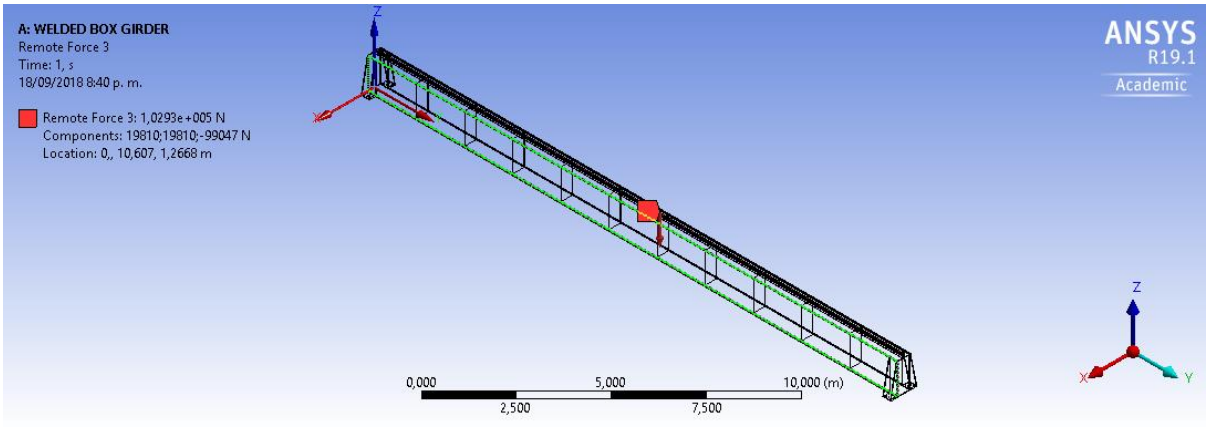


Imagen 88 Vista isométrica de la viga puente, aplicación de las cargas

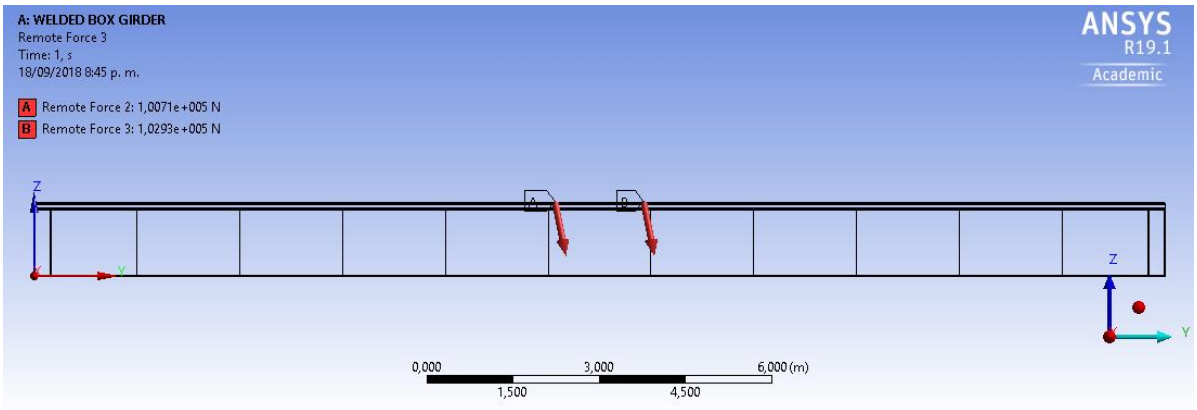


Imagen 89 Vista frontal de la viga puente, aplicación de cargas.

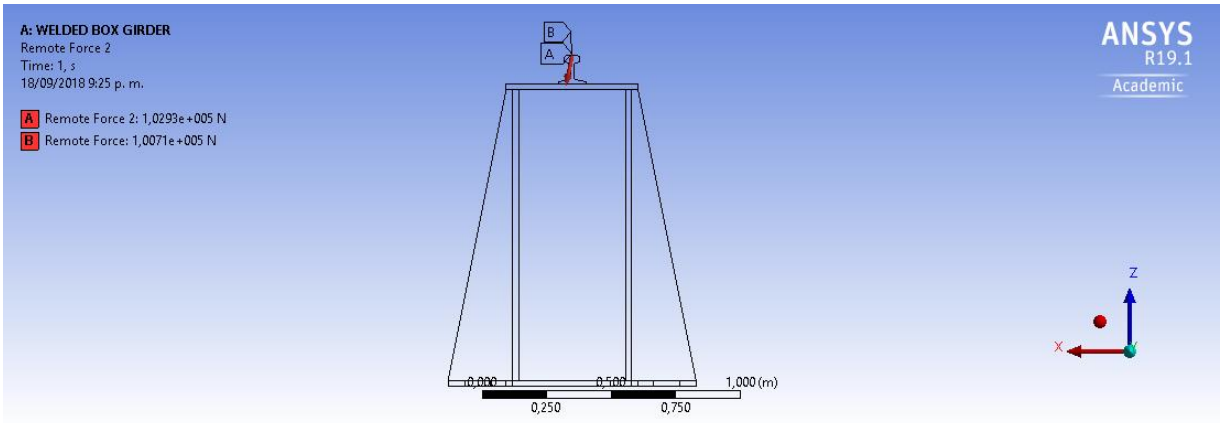


Imagen 90 Vista lateral viga puente, aplicación de cargas.

Se ejecuta el solucionador del programa, donde a causa de la escala automática establecida en el programa (240 veces), la solución del modelo tiene el aspecto mostrado

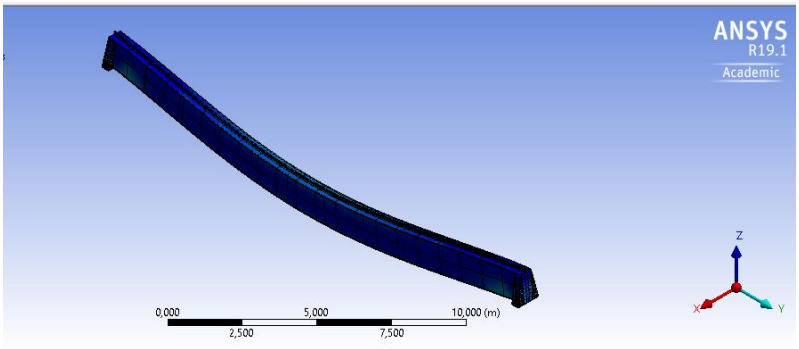


Imagen 91 Resultado del análisis, esfuerzo equivalente (Von - Mises), vista isométrica de la viga puente.

Para la deformación en el eje **X**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,0020333 m y un mínimo de -1.8673 e^{-5} m:

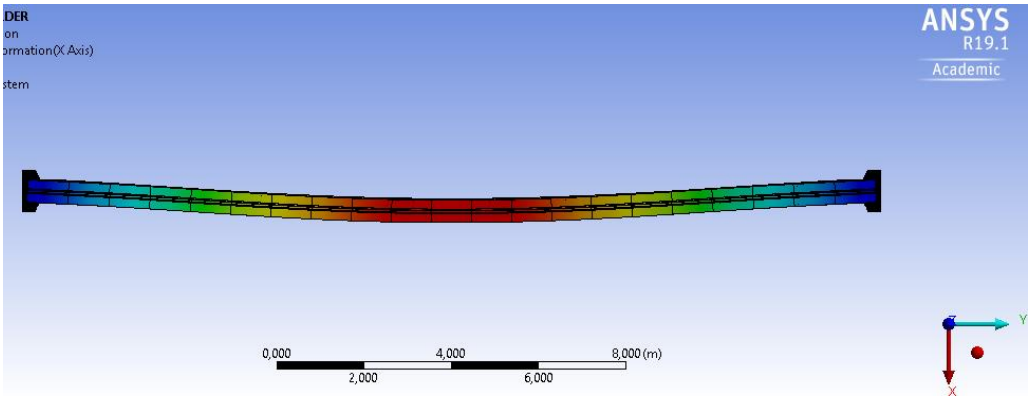


Imagen 92 Deformación en el eje x de la viga puente, vista superior.

Para la deformación en el eje **Y**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,00058673 m y un mínimo de -0,00056399 m:

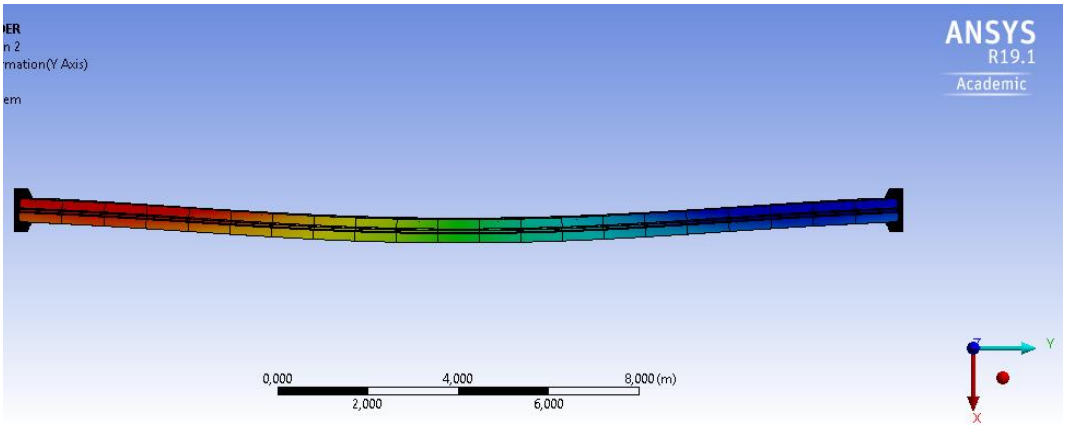


Imagen 93 Deformación en el eje y de la viga puente, vista superior.

Para la deformación en el eje **Z**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 9,3634 e^{-5} m y un mínimo de -0,004192 m:

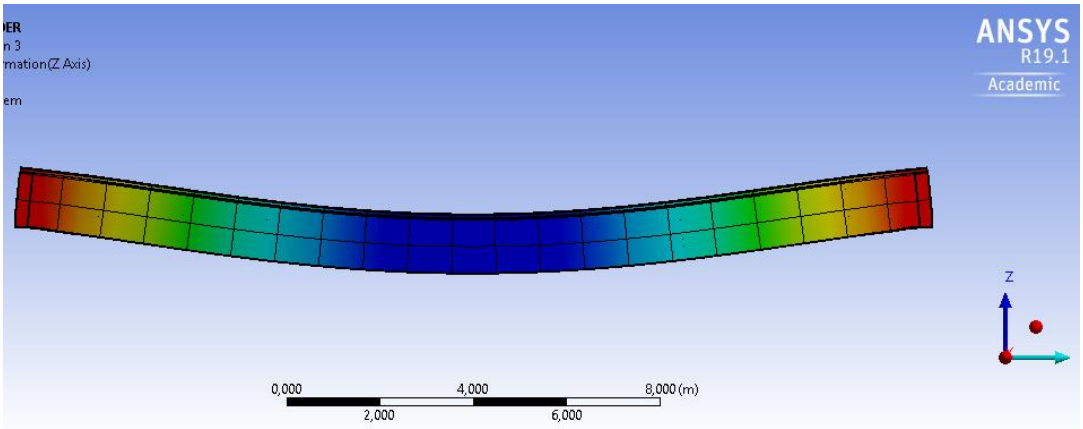


Imagen 94 Deformación en el eje z de la viga puente, vista frontal.

La deflexión máxima permitida para las vigas se había establecido en 1/888 de la luz del puente, concretamente, ese valor es 0,02215 m. Ni en el empuje horizontal transversal (eje X) ni verticalmente (eje Z), se supera la deflexión máxima permitida.

Para el esfuerzo equivalente de von Mises, se obtuvo un valor máximo de 128,89 MPa y un mínimo de 16,2 Pa:

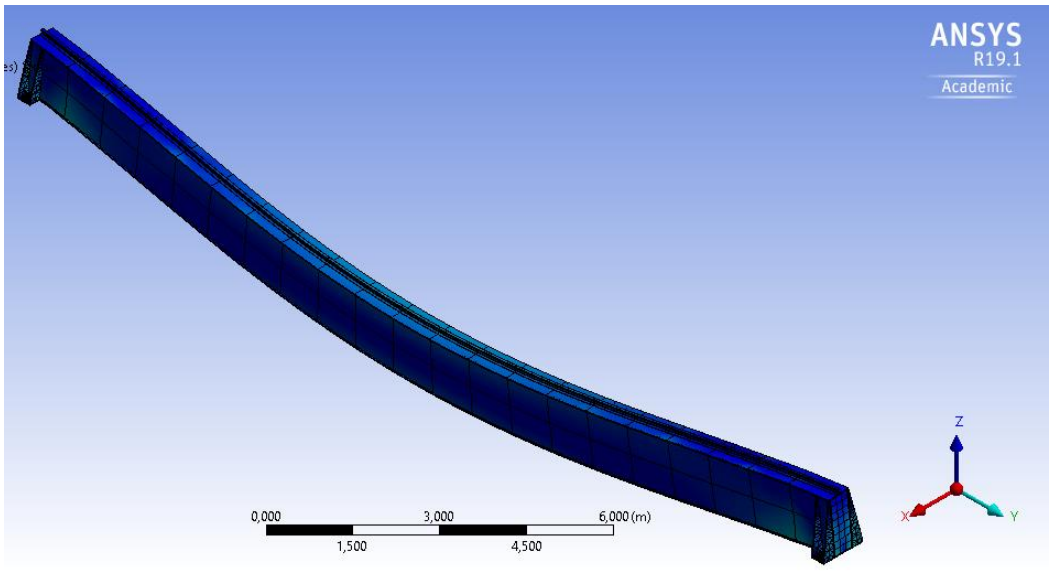


Imagen 95 Esfuerzo de von - Mises viga puente, vista isométrica

Para el esfuerzo máximo principal, se obtuvo un valor máximo de 160,5 MPa y un mínimo de -54,429 MPa:

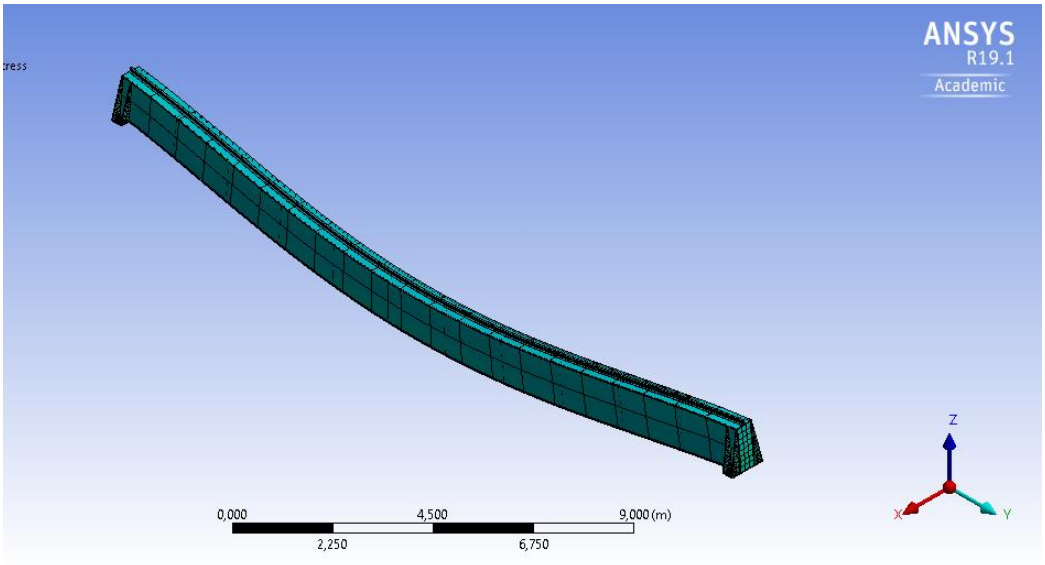


Imagen 96 Esfuerzo máximo principal de la viga puente, vista isométrica.

Para el esfuerzo cortante máximo, se obtuvo un valor máximo de 70.923 MPa y un mínimo de 9,1519 Pa:

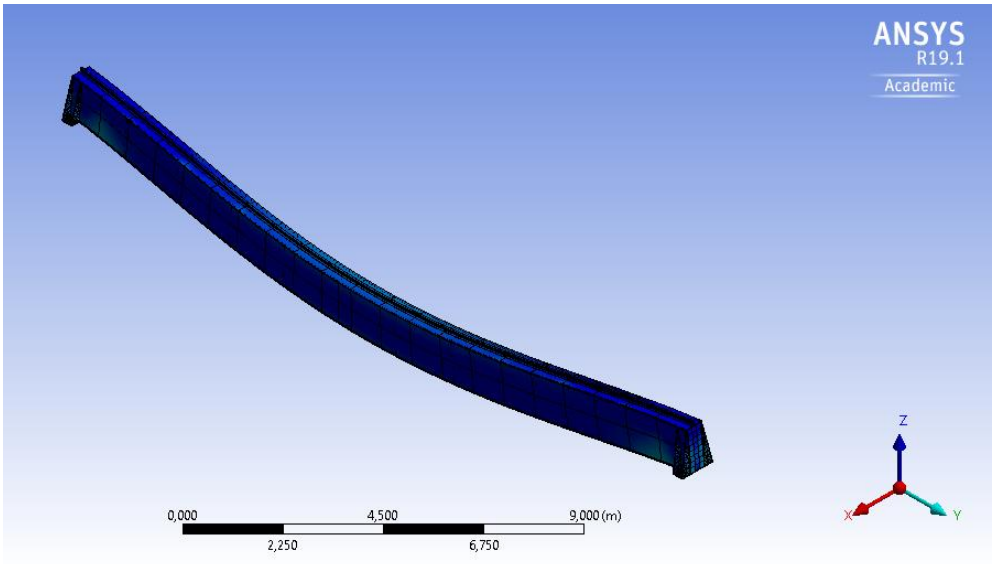


Imagen 97 Máximo esfuerzo cortante, viga puente vista isométrica.

Según los resultados del análisis de **ANSYS** para este componente, los esfuerzos se hallan por debajo del límite de fluencia del material.

Para factor de seguridad, se obtuvo un valor máximo de 15 m y un mínimo de 1,9396; el factor de seguridad empleado según el método de diseño estructural ASD fue de 1,67:

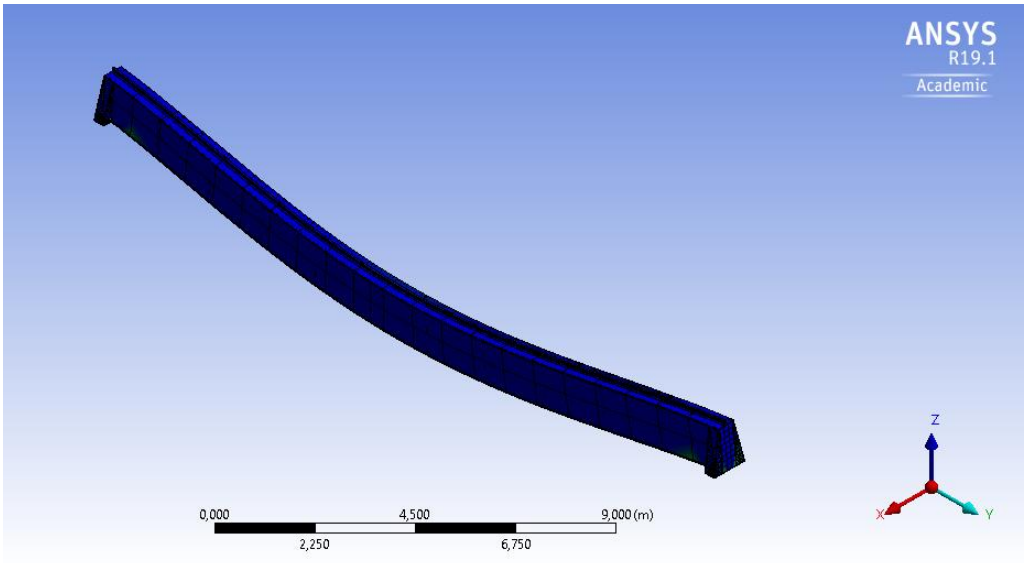


Imagen 98 Factor de seguridad para viga puente, vista isométrica.

7.3.2 Simulación de testero

Modelo del testero enmallado. De nuevo se seleccionó la opción de tamaño por defecto en tamaño de elementos. Nótese que el enmallado aumenta su complejidad en cercanía a detalles geométricos como perforaciones y curvas

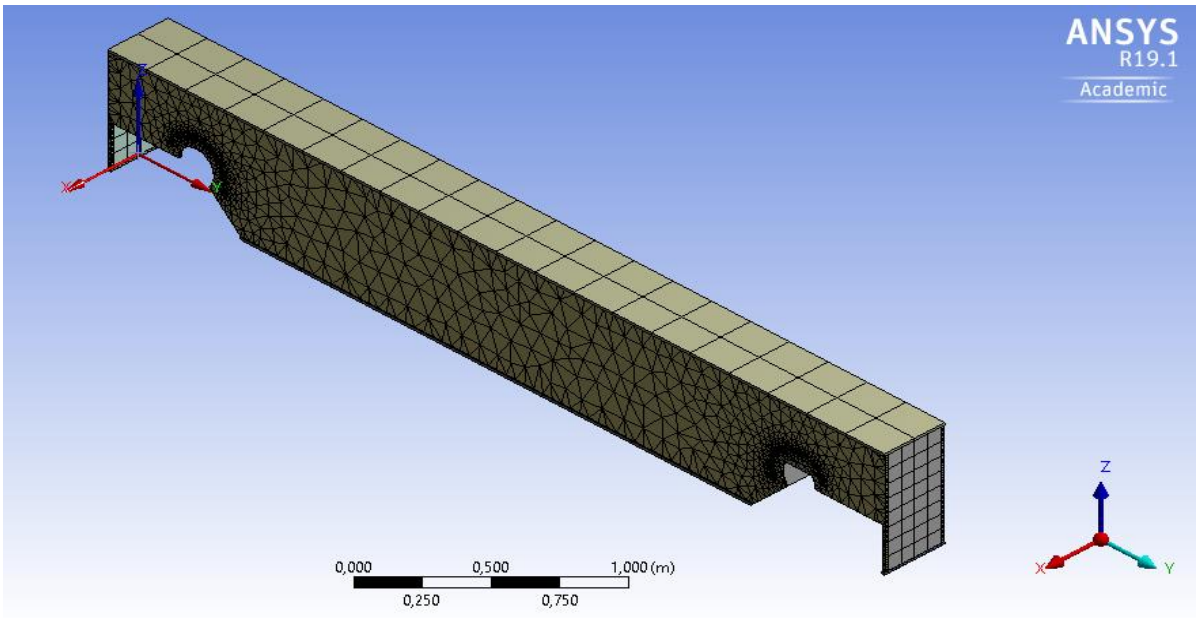


Imagen 99 Enmallado para viga testera, vista isométrica.

Se establecieron 4 soportes fijos en las caras donde las paredes laterales descansarán sobre los porta-ruedas:

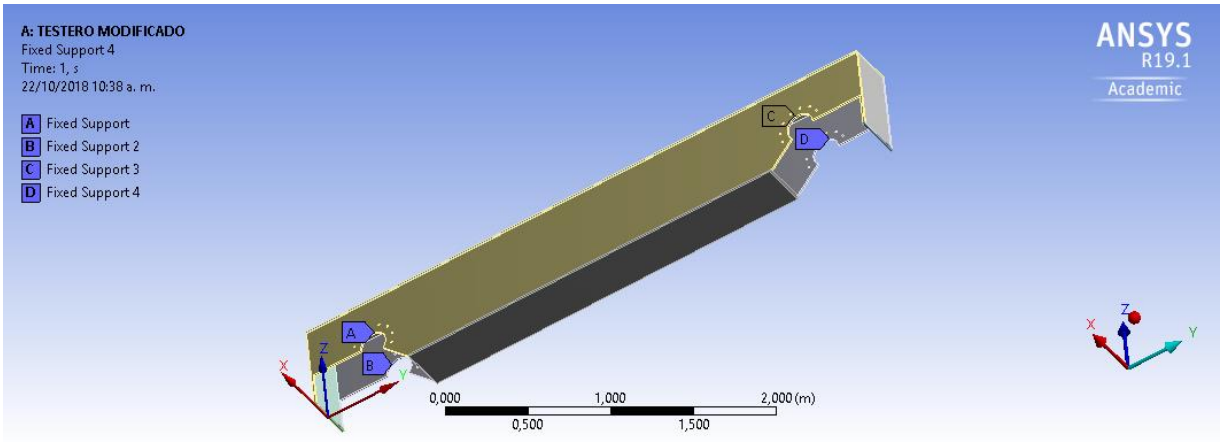


Imagen 100 Soportes de fijación de la viga testera, vista isométrica inferior.

Se ubicaron 2 cargas remotas mediante la opción de componentes, aplicando en cada punto sobre la plancha horizontal superior del testero, en dirección vertical la mitad del peso muerto que soporta cada puente más la cuarta parte de la carga viva máxima, para un valor de 245.000 N, y en dirección horizontal el 20% de la suma de las cargas de las ruedas del trolley sobre cada puente, como verificación de los efectos de aceleración y frenado que puede experimentar a casusa del movimiento transversal del polipasto:

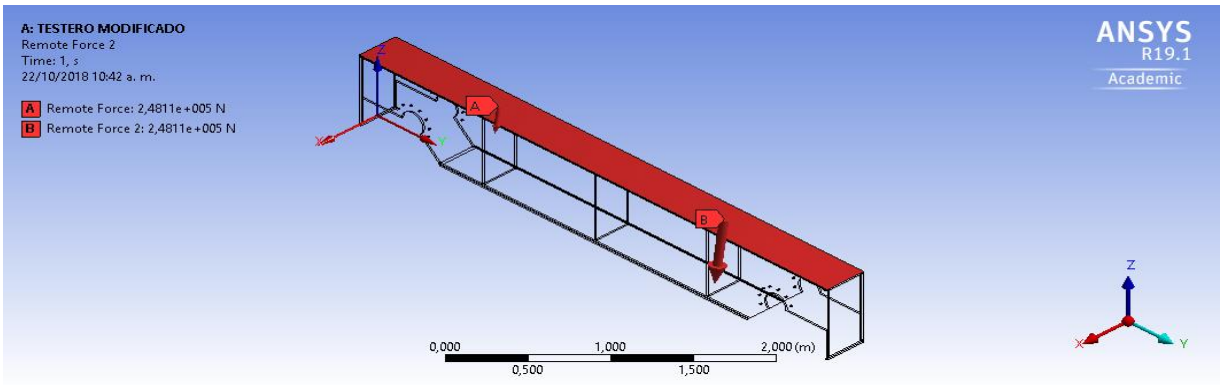


Imagen 101 Aplicación de cargas en la viga testera, vista isométrica.

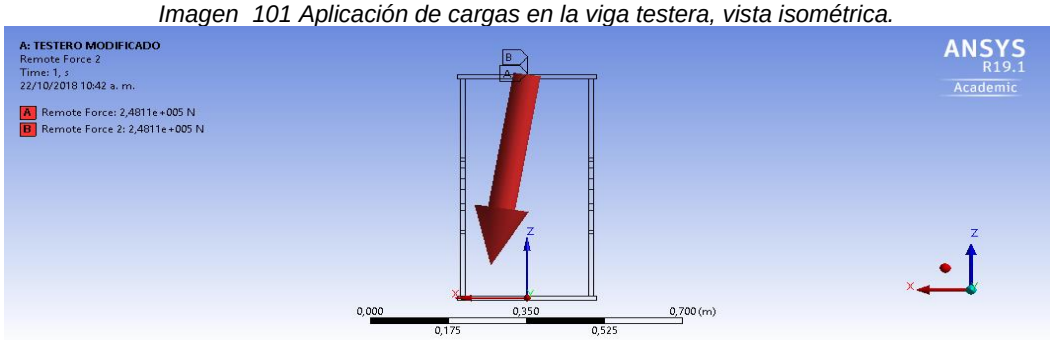


Imagen 102 Aplicación de cargas en la viga testera, vista lateral.

El modelo solucionado tuvo la siguiente apariencia, según la escala automática seleccionada por el programa (x100):

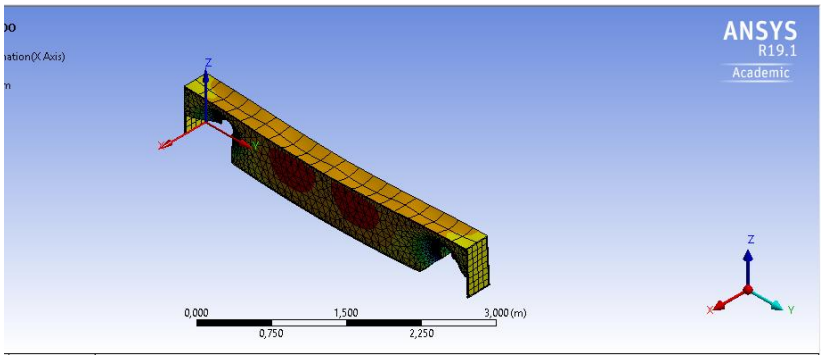


Imagen 103 Resultado del análisis, esfuerzo equivalente (Von - Mises), vista isométrica de la viga testera.

Para la deformación en el eje **X**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,0019863 m y un mínimo de -3,5035 e^{-6} m:

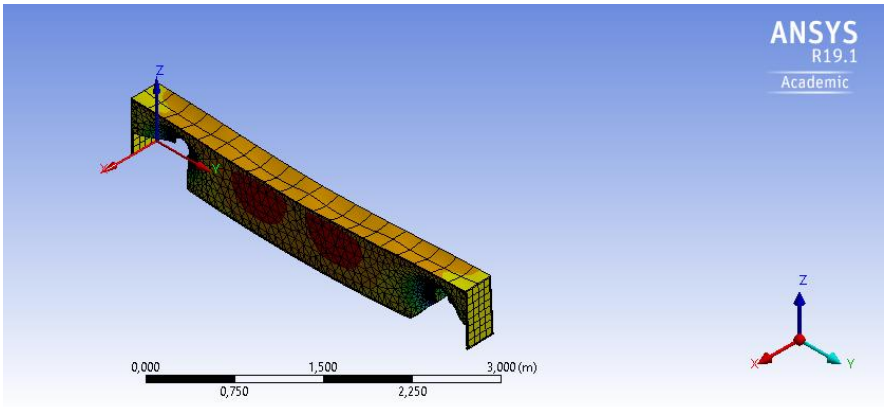


Imagen 104 Deformación en el eje x de la viga testera, vista isométrica.

Para la deformación en el eje **Y**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,00014809 m y un mínimo de -0,00014796 m:

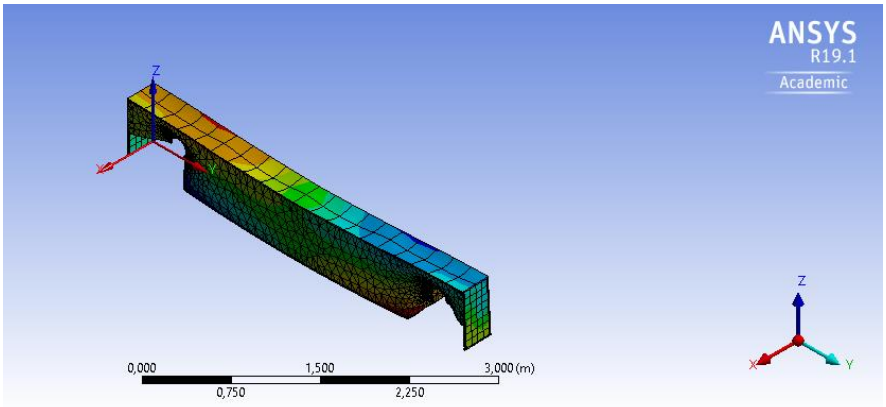


Imagen 105 Deformación en el eje y de la viga testera, vista isométrica.

Para la deformación en el eje **Z**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,00012182 m y un mínimo de -0,00080437 m:

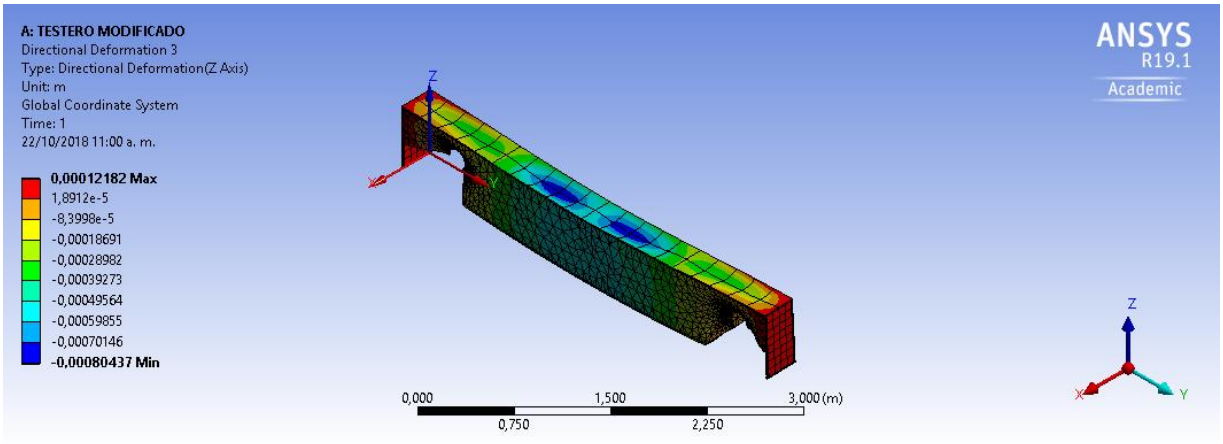


Imagen 106 Deformación en el eje z de la viga testera, vista isométrica.

La deflexión máxima permitida se había establecido en 1/888 de la distancia entre ejes de las ruedas del testero, concretamente, ese valor es 0,003317 m. Ni en el empuje horizontal transversal (eje X) ni verticalmente (eje Z), se supera la deflexión máxima permitida.

Para el esfuerzo equivalente de von Mises, se obtuvo un valor máximo de 237.4 MPa y un mínimo de 7.070,9 Pa:

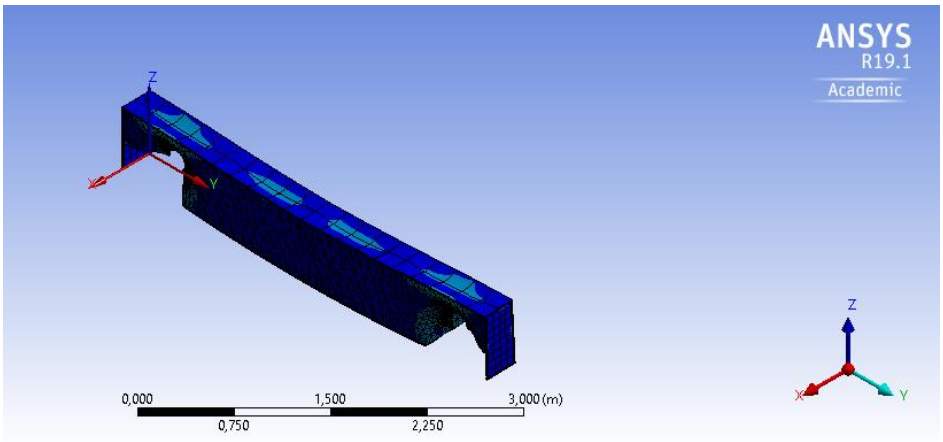


Imagen 107 Esfuerzo de von - Mises viga puente, vista isométrica

Para el esfuerzo máximo principal, se obtuvo un valor máximo de 240,7 MPa y un mínimo de -144 MPa:

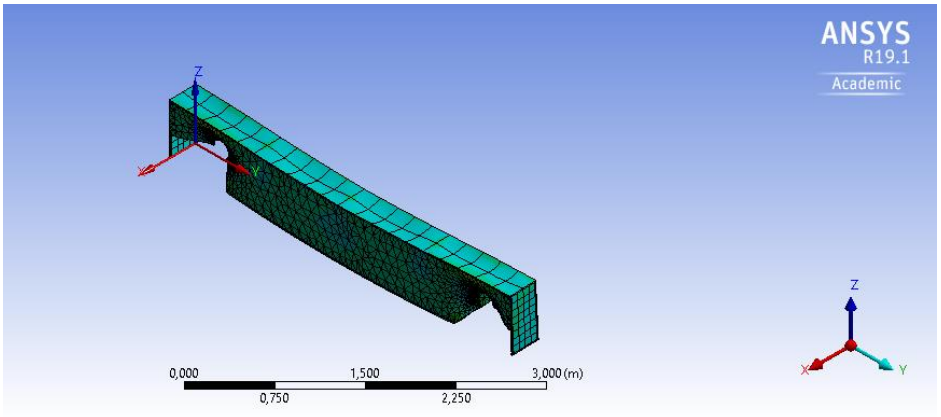


Imagen 108 Esfuerzo máximo principal de la viga testera, vista isométrica.

Esfuerzo cortante, se obtuvo un valor máximo de 129 MPa y un mínimo de 4.010,5 Pa:

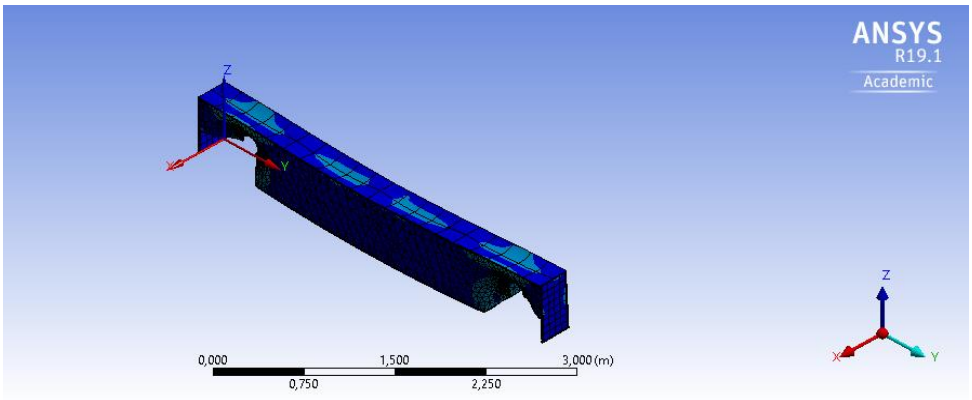


Imagen 109 Máximo esfuerzo cortante, viga testera vista isométrica.

Según los resultados del análisis de **ANSYS** para este componente, los esfuerzos se hallan muy cerca del límite de fluencia del material y debe ser modificada su geometría.

Para factor de seguridad, se obtuvo un valor máximo de 15 m y un mínimo de 1,305; el factor de seguridad empleado según el método de diseño estructural ASD fue de 1,67. Se confirma el resultado obtenido en el análisis de los esfuerzos:

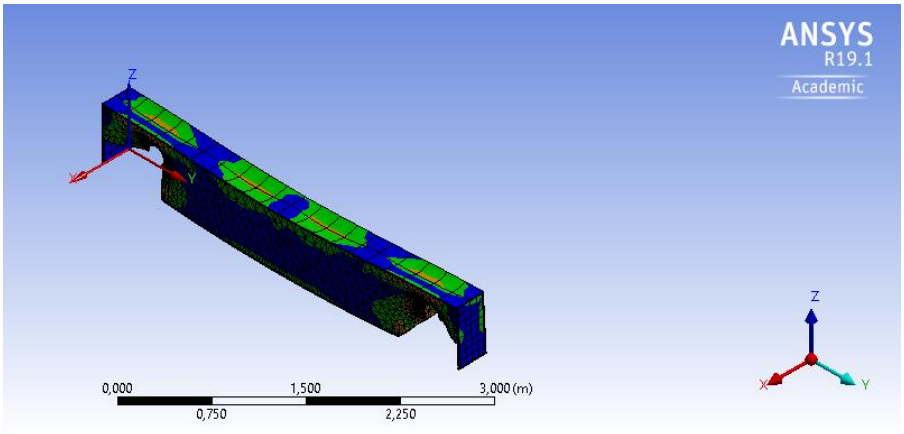


Imagen 110 Factor de seguridad para viga puente, vista isométrica.

7.3.3 Simulación ensamble columnas-carril

Inicialmente se asignó material a las zapatas, puesto que por defecto **ANSYS** a todos los componentes los analiza como acero estructural.

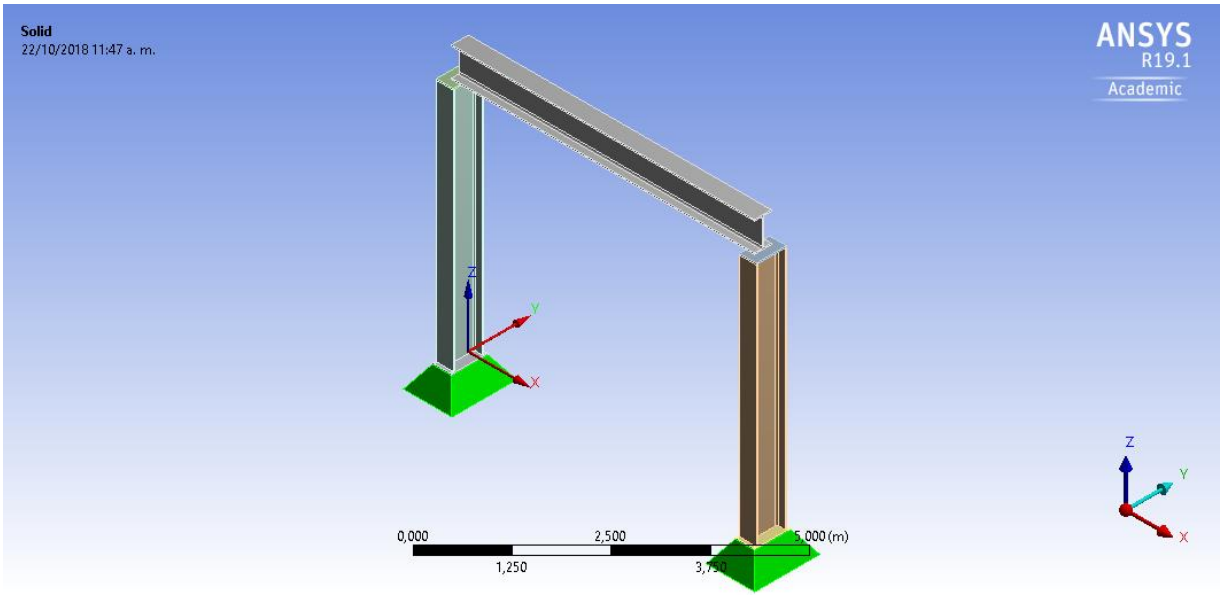


Imagen 111 ensamble de las columnas, zapata y la viga carrilera

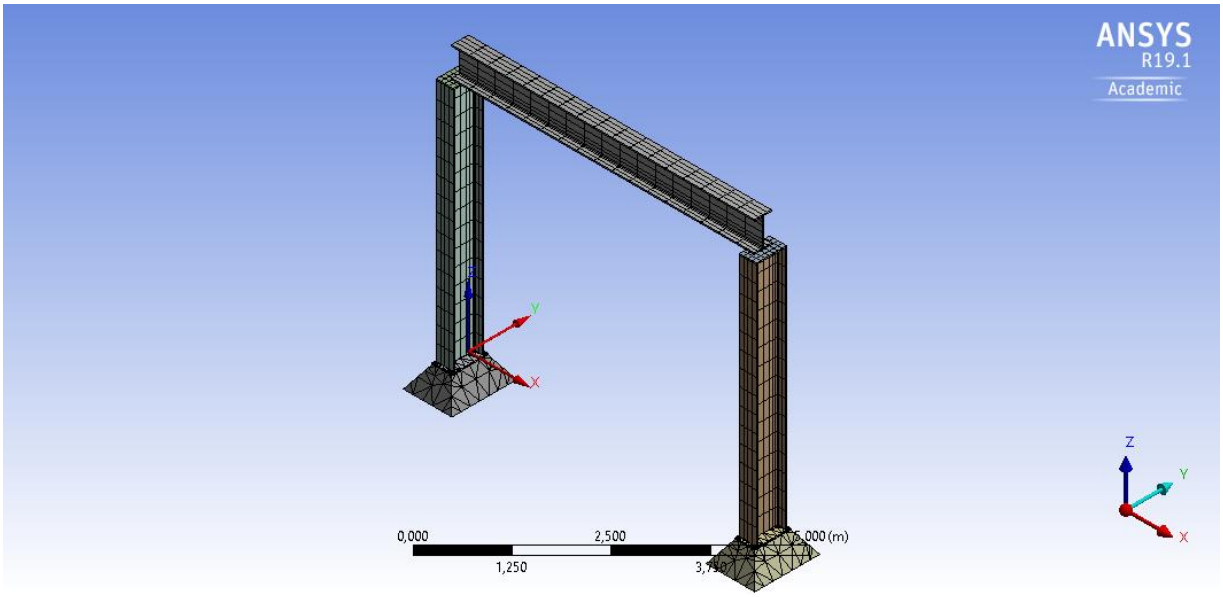


Imagen 112 Enmallado del conjunto columnas y sección de viga carrilera.

Se establecieron como soportes fijos las caras inferiores de las zapatas:

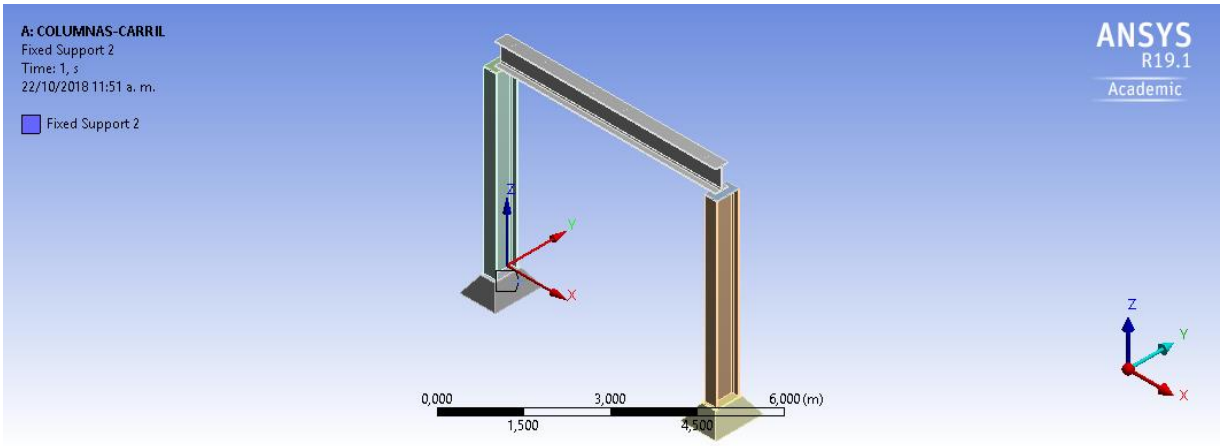


Imagen 113 Soportes de fijación del análisis para columnas y viga carrilera.

Se ubicaron 2 cargas remotas mediante la opción de componentes, simulando así las cargas de rueda del testero en dirección vertical y horizontalmente en la misma dirección del eje del carril el 20% de la carga de la carga de dichas ruedas para los efectos de arranque y frenado de los puentes; adicionalmente, en dirección transversal se emplearán las mismas cargas que en el empuje lateral de los testeros:

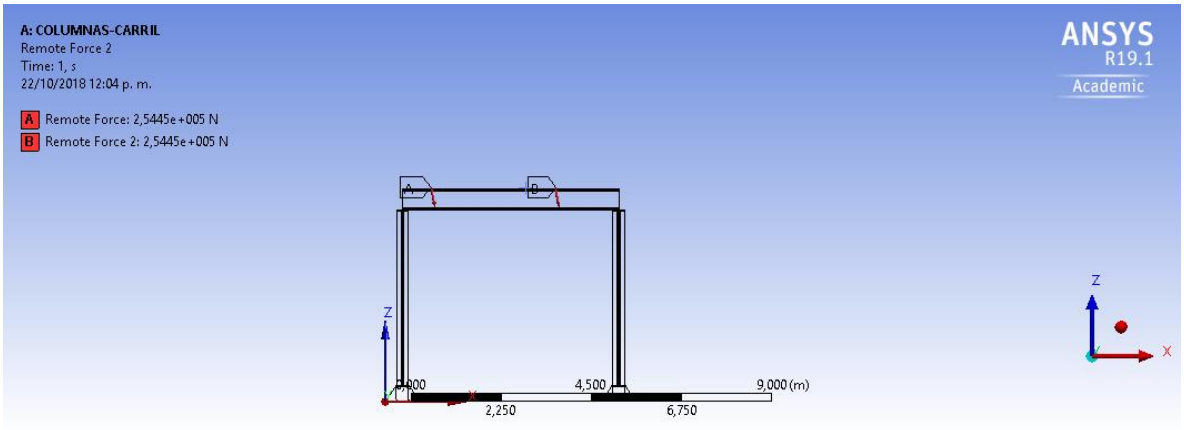


Imagen 114 Ubicación de cargas, conjunto columnas y viga carrilera, vista lateral

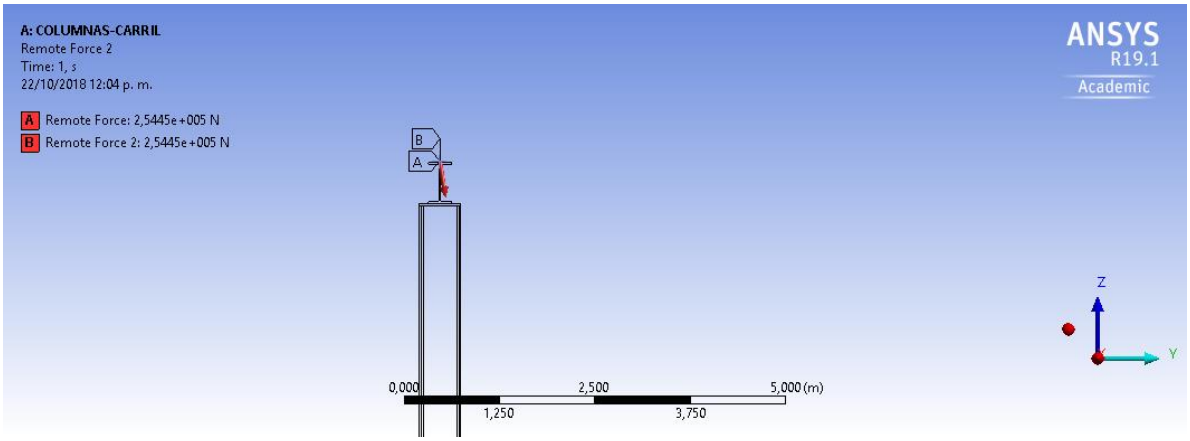


Imagen 115 Ubicación de cargas, conjunto columnas y viga carrilera, vista frontal

El modelo solucionado tuvo la siguiente apariencia, según la escala automática seleccionada por el programa, en este caso 100 veces:

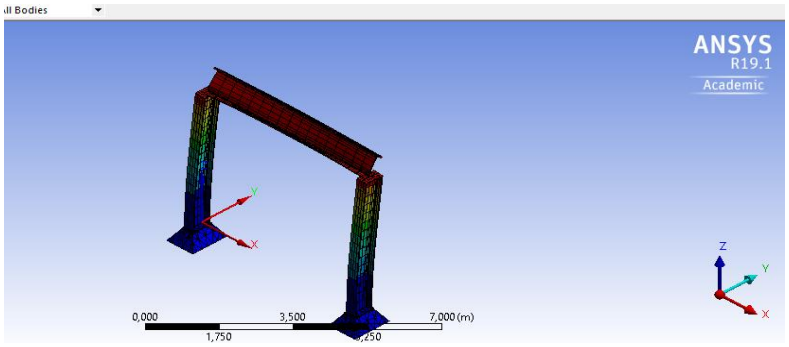


Imagen 116 Deformación para el conjunto columnas y viga testera, vista isométrica.

Para la deformación en el eje **X**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,00516 m y un mínimo de -2,9567 e^{-6} m:

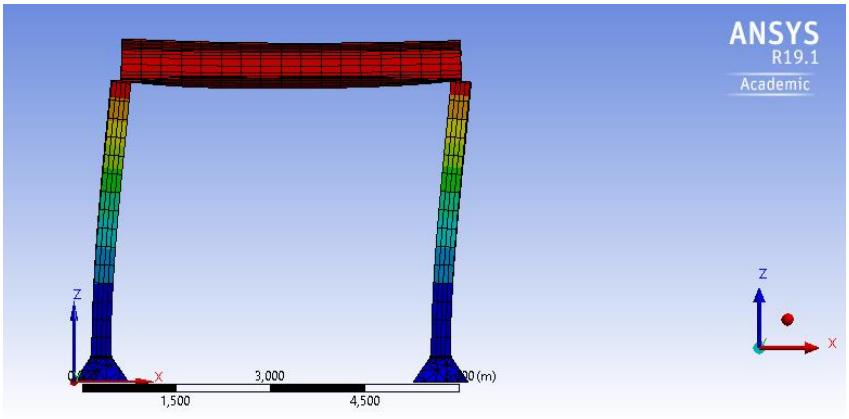


Imagen 117 Deformación en el eje x, vista lateral ensamble columnas y viga testera.

Para la deformación en el eje **Y**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,00642 m y un mínimo de -6,3902 e^{-6} m:

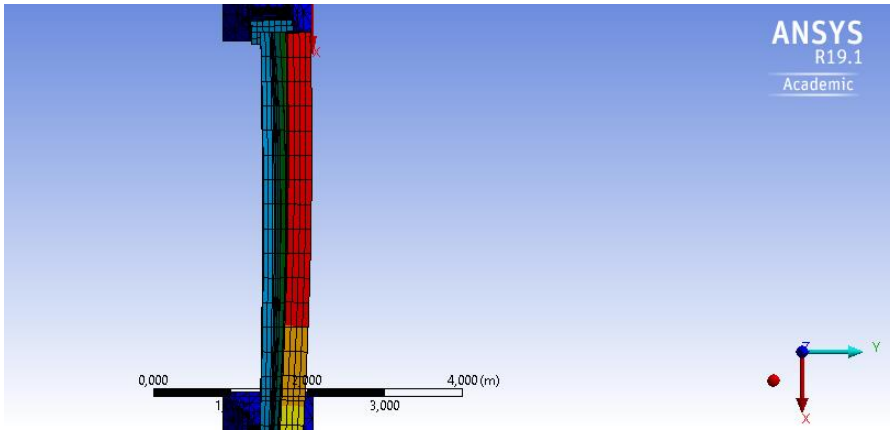


Imagen 118 Deformación en el eje y, vista frontal ensamble columnas y viga testera.

Para la deformación en el eje **Z**, se obtuvo un valor de desplazamiento máximo de 0,0095 m y un mínimo de -0,0022571 m:

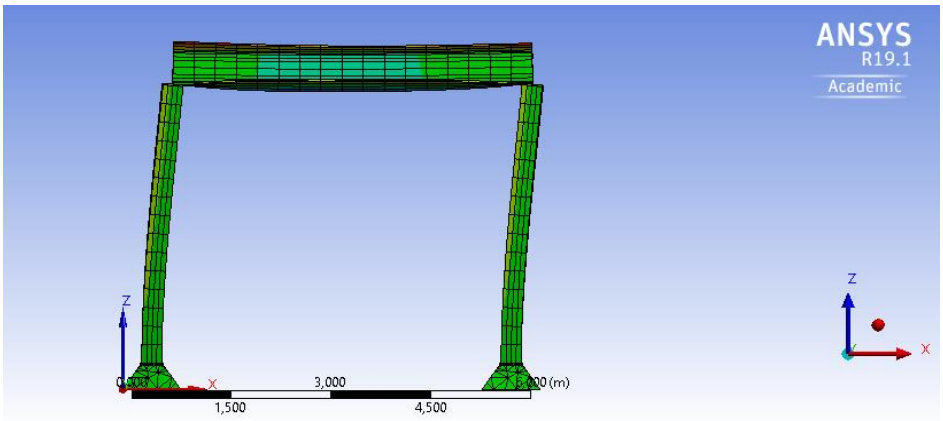


Imagen 119 Deformación en el eje z, vista lateral ensamble columnas y viga testera.

Los desplazamientos se hallan en mm, de modo que las deflexiones máximas permitidas se hallan muy cerca de los límites permitidos según los resultados arrojados

Para el esfuerzo equivalente de von Mises, se obtuvo un valor máximo de 239 MPa y un mínimo de 21.543 Pa:

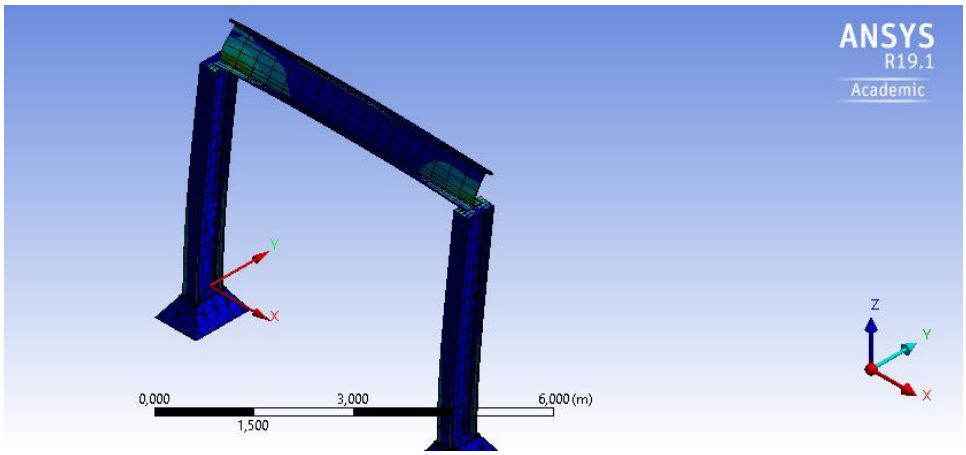


Imagen 120 Esfuerzo equivalente de von - Mises para el ensamble columnas y viga testera.

Para el esfuerzo máximo principal, se obtuvo un valor máximo de 255 MPa y un mínimo de -107,4 MPa ver imagen 121.

Para el esfuerzo cortante máximo, se obtuvo un valor máximo de 64.3 MPa y un mínimo de 12.422 Pa ver imagen 122.

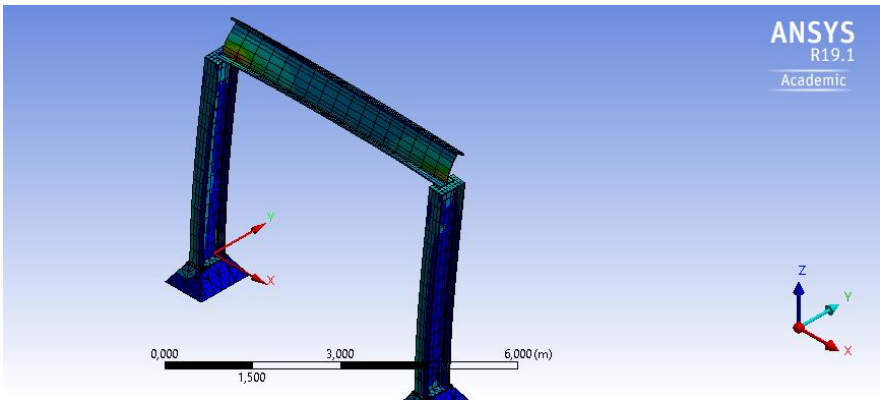


Imagen 121 Esfuerzo máximo principal, conjunto columnas y viga testera.

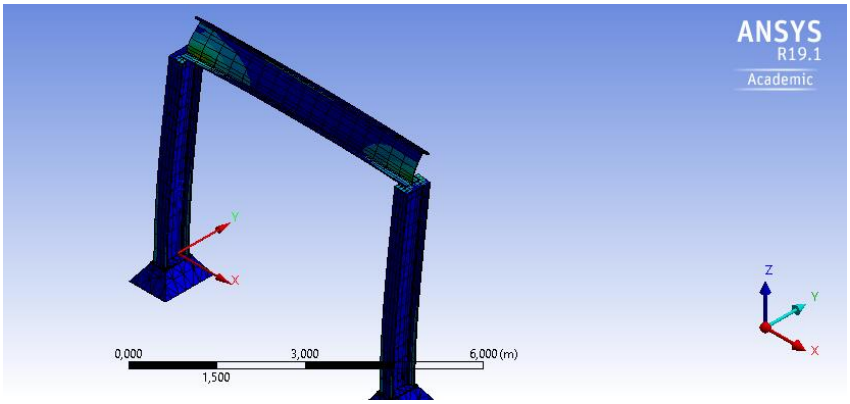


Imagen 122 Máximo esfuerzo a cortante para las columnas y la viga carrilera.

Según los resultados del análisis de **ANSYS** para este componente, los esfuerzos se hallan muy cerca del límite de fluencia del material y debe ser modificada su geometría.

Para factor de seguridad, se obtuvo un valor máximo de 15 y un mínimo de 0, en las zapatas, cuyo comportamiento es casi que de fragilidad pura; el factor de seguridad empleado según el método de diseño estructural ASD fue de 1,67. Se confirma el resultado obtenido en el análisis de los desplazamientos y los esfuerzos:

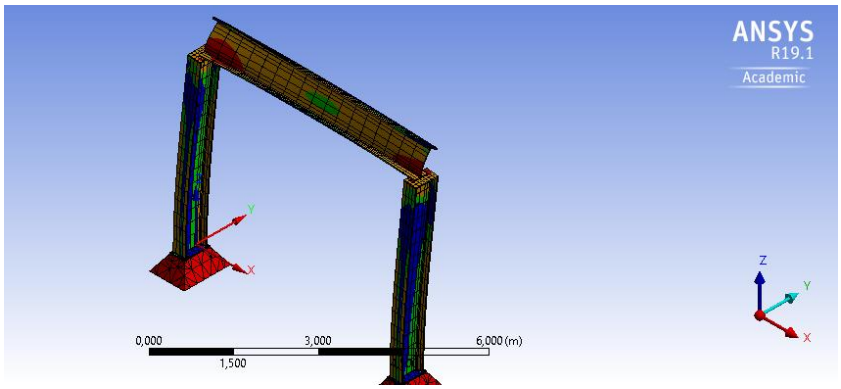


Imagen 123 Factor de seguridad para las columnas y viga testera.

7.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA

El presente trabajo se debe contar con un análisis económico, con el fin de demostrar a GIM Ingeniería Eléctrica la viabilidad del sistema de elevación y justificar de cierta manera la inversión inicial para la construcción de este.

Lo primero que se determinará será el costo de toda la materia prima necesaria para la fabricación de los dos puentes grúa birriel requeridos para elevar un peso de 50 Toneladas; para ello se tomará como ayuda los cálculos previos de este diseño para realizar una lista con todos los componentes, como se muestra en la tabla 42.

Adicional al material requerido, se calculará con la potencia de los motores que impulsan el sistema (motores del testero y del polipasto) el consumo de la máquina en uso constante de un año de trabajo estándar, con la tarifa de la empresa de energía

para industria comercializadora con equipos eléctricos propiedad de Codensa, como se puede observar en la tabla 41.

Tabla 41 Consumo de la máquina en un día con 6 horas de trabajo.

CONSUMO MOTOR TESTERO	**6,6 kWh**	**3.628,50 COP**
CONSUMO MOTOR TROLLEY	1,5 kWh	824,66 COP
CONSUMO MOTOR HOIST	11,5 kWh	6.322,39 COP
CONSUMO TOTAL MÁQUINA (hora)	**19,6 kWh**	**10.775,55 COP**
CONSUMO TOTAL MÁQUINA (Día – 6 horas)	**118 kWh**	**64.653,30 COP**
CONSUMO TOTAL MÁQUINA (MES – 28 Días)		**1.810.292,53 COP**
CONSUMO TOTAL MÁQUINA (AÑO – 12 Meses)		**21.723.510,41 COP**
COSTO DE OPERACIÓN (CONSUMO + MANTENIMIENTO ANUAL)		**24.723.510,41 COP**

El costo del kWh para empresa industrial y comercial con contribución propiedad de Codensa es de 549,773 COP.

Frente a la inversión inicial y al consumo del sistema, se compara con un promedio de los gastos generados por el alquiler de montacargas para maniobras superiores a 10 toneladas y menores a 30 toneladas. Según toda la facturación correspondiente al alquiler de montacargas durante los años 2016 y 2017 con lo transcurrido del 2018 hasta el mes de junio, se determinó un promedio del costo por día de 570.555,56 COP; con una periodicidad de 8 días por mes, es decir, que el costo promedio por año es de **54.773.333,76 COP.**

Tabla 42 Listado de materiales. Fuente autores.

LISTADO DE MATERIALES

ITEM	REF.	DESCRIPCIÓN	UNIDAD DE MEDIDA	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (NO INCLUYE IVA)	VALOR TOTAL (NO INCLUYE IVA)	PROVEEDOR
Puente	0001	Placa HR ASTM A-36 7/8"	Lámina 8X20	19	$ 5.913.300	$ 112.352.700	AGOFER
Viga testera	0002	Placa HR ASTM A-36 1/2"	Lámina 8X20	3	$ 1.840.300	$ 5.520.900	HIERROS HB
Rigidizadores	0003	Placa HR ASTM A-36 1/4"	Lámina 4X8	8	$ 284.875	$ 2.279.000	AGOFER
Columnas	0004	Viga laminada HEA 550	Tramo 12 m	6	$ 5.278.800	$ 31.672.800	AGOFER
Viga carrilera	0005	Viga laminada HEA 550	Tramo 12 m	6,25	$ 5.278.800	$ 32.992.500	AGOFER

Riel	0006	Riel estandar ASCE 60	Tonelada	5	$ 1.595.000	$ 7.975.000	PERFILES Y VIGAS S.A.S.
Polipasto	0007	Polipasto VERLINDE 30.000 Kg	Unidad	2	$ 100.000.000	$ 200.000.000	SOLO SOLUCIONES JJ S.A.S.
Placa base	0008	Placa HR ASTM A-36 de 1"	Lámina 4X8	2	$ 311.995	$ 623.990	HIERROS HB
Set de ruedas para grúa	0009	Rueda de 630 mmde diámetro	Par	4	$ 900.000	$ 3.600.000	G&J Ferreterias
Equipo de soldadura	0010	Equipo Soldadura arco sumergido	Unidad	1	$ 15.000.000	$ 15.000.000	TEK WELDING
Motorreductor	0011	Motorreductor de eje paralelo 6,6 kW	Unidad	4	$ 2.500.000	$ 10.000.000	SIEMENS
Pasarela	0012	Rejilla metalico tipo T 1 1/4"X3/16" portante	m^2	40	$ 386.400	$ 15.456.000	REJILLAS CRISOL
Cableado	0013	Linea de alimentación eléctrica	Unidad	2	$ 2.900.000	$ 5.800.000	GH Cranes & Components
Mando	0014	Mando remoto para control del puente	Unidad	1	$ 1.950.000	$ 1.950.000	Giravan
Pintura	0015	Pintura poliuretano epóxica Amarillo Ral 1021	Kg	100	$ 25.789	$ 2.578.900	PINTUCO
Tornillería	0016	Tornillos gr. 8 de 7/8"x4" para flange de puente	Unidad	96	$ 2.800	$ 268.800	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0017	Tornillos gr. 8 de 1/2"x4" para soporte rueda	Unidad	96	$ 1.746	$ 167.616	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0018	Tornillos gr. 8 de 1/2"x2 1/2" para bumper	Unidad	32	$ 288	$ 9.216	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0019	Tuerca Gr. 8 7/8"	Unidad	160	$ 599	$ 95.840	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0020	Tuerca Gr. 8 1/2"	Unidad	128	$ 299	$ 38.272	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0021	Arandela 7/8"	Unidad	320	$ 134	$ 42.880	MUNDIAL DE TORNILLOS

Tornillería	0022	Arandela 1/2"	Unidad	256	$ 99	$ 25.344	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0023	Wasa 7/8"	Unidad	160	$ 134	$ 21.440	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0024	Wasa 1/2"	Unidad	128	$ 99	$ 12.672	MUNDIAL DE TORNILLOS
Tornillería	0025	Varilla roscada Gr. 8 de 7/8" x 13"	Unidad	64	$ 6.000	$ 384.000	MUNDIAL DE TORNILLOS
TOTAL						**$ 448.867.870**	

Adicional al alquiler de montacargas, la empresa cuenta con un vehículo de transporte de carga con capacidad de 10 Toneladas, el cual se usa para descargar material, mover el material y para maniobras de productos más livianos, según los datos suministrados por GIM los costos mensuales para dichos vehículos son:

Mantenimiento mensual: 120.000 COP
Combustible mensual: 60.000 COP
Costo de operación anual: **2.160.000 COP**

Cuando la carga supera los 40.000 Kg y con longitudes mayores a 12 m, se usa un método desarrollado por la empresa Mamut, de elevación por medio de gatos hidráulicos y rieles para el desplazamiento, el cuál en promedio puede tardar entre 6 – 9 horas de trabajo continuo, para ubicar el objetivo en posición de despacho, es decir, sobre el tráiler del tractocamión que lo transportará.

Esta maniobra se repite al menos 4 veces por año, cuando se construyen Switchgear para extracción petrolera. Con un costo por proceso de 3.800.000 COP es decir con un costo anual de **15.200.000 COP**.

Por último el costo por lesiones que afectan el factor humano de la compañía, encargados de la descarga de material y manipulación dentro de la bodega para su trabajo, según lo suministrado por GIM el costo de las incapacidades que no eran cubiertas por la ARL llego en el 2017 a un monto de **1.200.000 COP** equivalente a 12 días acumulados de incapacidades de trabajadores lesionados por manipulación de cargas en ese año, es decir, con un valor promedio de 50.000 el día de trabajo y pagando por parte de la compañía el 33,33 % restantes del pago por EPS.

Con los datos anteriormente suministrados, se puede construir un flujo de caja con los ingresos proyectados con la implementación del puente, contra los egresos generados por el alquiler y uso de montacargas u otros elementos para maniobras de salas eléctricas.
Los ingresos generados con el uso del puente grúa estaría dado por la diferencia entre el costo de operación de la compañía sin el puente y el costo de operación del puente grúa.

$$Ingresos_{Crane} = Costo\ de\ operación\ actual - costo\ de\ operación\ de\ la\ grúa$$

$$Costo\ operación\ actual = 54.773.334{,}76 + 2.160.000 + 15.200.000 + 1.200.000 COP$$
$$Costo\ de\ operación\ actual = 73.333.334{,}76\ COP$$

FLUJO DE CAJA	
Costo Operación actual	73.333.334,76
Costo Operación Puente grúa	24.723.510,41

$$Ingresos_{Crane} = 73.333.334{,}76 - 24.723.510{,}41\ \text{COP} = 48.609.823{,}59\ \text{COP}$$

Sería el valor correspondiente al ahorro anual, al implementar el puente grúa.

7.4.1 Calculo del Valor presente neto y la tasa interna de retorno.

7.4.1.1 VPN

Para evaluar el proyecto, se debe conocer cuál su vida útil, haciendo referencia a los consignado en el CMAA 70, los ciclos de carga para una grúa clase C (requerimiento de GIM) los ciclos de carga se encuentran alrededor de los 500.000 ciclos, haciendo la transformación a un uso regular entre los 5 y 15 levantamientos por hora, obtenemos un tiempo de operación estimado, hasta un mantenimiento correctivo exhaustivo de, 12 años, este sería el tiempo de vida útil de la máquina trabajando con carga y jornada laboral completa, hasta su remodelación y continuidad de operación.

Con la vida útil del puente grúa, ya se cuenta con un horizonte de proyección para verificar la viabilidad del proyecto, se partirá desde el momento de la inversión inicial el día de hoy que consta del valor de la materia prima para su fabricación, el análisis previo de suelos para determinar la cimentación necesaria y el costo del personal externo a la compañía que estaría presente en el ensamble del puente grúa (operario de grúa de brazo móvil y el inspector de grúas)

Se estima que el monto inicial para el levantamiento del sistema de elevación estaría alrededor de 460.000.000 COP el objetivo del siguiente análisis es determinar si el VPN es positivo, igual o negativo, determinar si la TIR es mayor, igual o menor a la tasa de interés con la cual se plantea el proyecto.

Se construirá la gráfica correspondiente al flujo neto, partiendo del valor inicial del generado ahorro del costo operación con la implementación de la grúa.

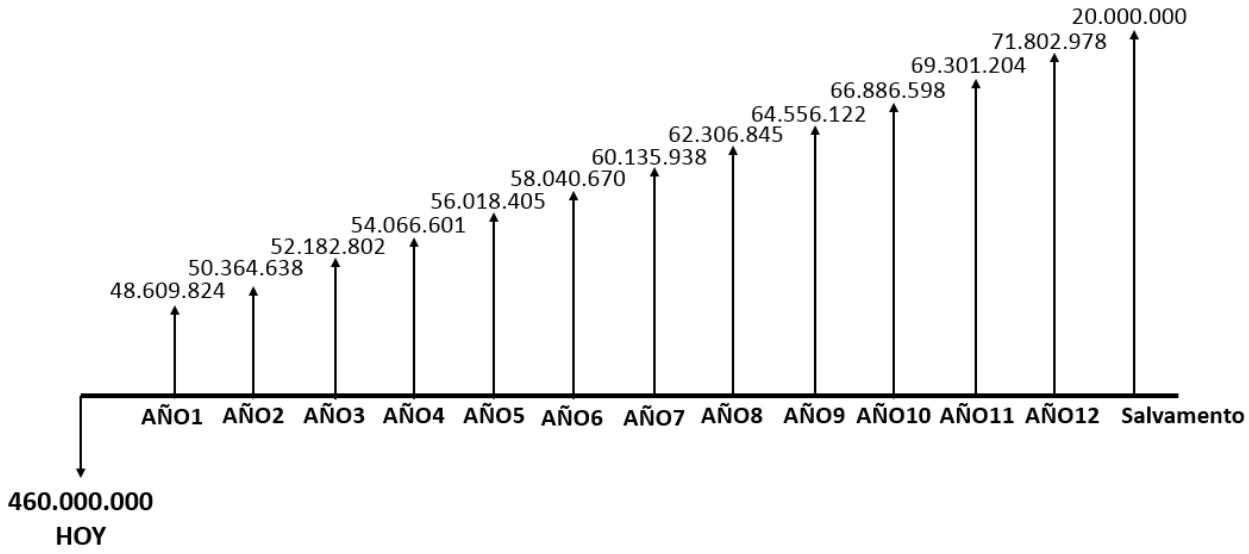


Imagen 124 Flujo neto de efectivo, proyección de 12 años para el ahorro con la adquisición de la máquina. Fuente autores

Se proyectó a valor futuro el monto del ahorro anual, durante los 12 años iniciales de operación de la máquina, la tasa de interés seleccionada corresponde a la tasa actual del banco de la republica de **4,5%.**

Una vez determinado el flujo neto se continúa calculando el VPN con la ayuda de un software de procesamiento de datos, para facilitar su resultado. El VPN estada dado por la siguiente expresión.

$$\mathrm{VPN} = \sum_{t=1}^{n} \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

Donde:
Io = Es el monto o inversión iniciales.
Vt = Es el flujo de caja en un determinado periodo futuro
i o k = Es la tasa de interés, con la cual se proyecta el flujo de caja.
t = Corresponde al periodo o instante de tiempo.

De este modo el Valor presente neto de la inversión es de **84.065.415,7** COP; en la teoría del análisis de proyectos y la ingeniería económica, si este valor el positivo, para el inversionista indica que es un buen proyecto y por ende es productivo invertir puesto que genera ganancias.

7.4.1.2 TIR

Se prosigue con el cálculo de la tasa interna de retorno, es la tasa de interés equivalente cuando el VPN es igual a cero, se calculará este valor por medio de un programa de procesamiento de información (EXCEL), tomando como valores el flujo de caja proyectado en los 12 años de vida útil de la máquina y la inversión inicial.

La TIR está dada por la siguiente expresión.

$$\text{TIR} = \sum_{t=1}^{n} \frac{F_t}{(1+TIR)^t} - I = 0$$

Donde:
TIR o i = Tasa de descuento
I = inversión inicial
Ft = Flujos de caja en el periodo t.

El valor de la TIR para este trabajo es del **7%** siendo mayor 1,5 veces al valor de la tasa interés seleccionada para calcular el VPN, esto quiere decir que el proyecto es favorable para su inversión y mejora de los procesos de la compañía.

7.4.1.3 Periodo de recuperación de la inversión.

Por último, se determinará el tiempo en el cuál la compañía recuperaría la inversión dentro del intervalo de los 12 años propuesto como la longevidad del sistema de elevación de carga, al analizar el flujo neto de efectivo.

Al sumar los flujos de efectivo hasta el periodo 9, el resultado es mayor al monto inicial, es decir que entre el año 8 y 9 se encuentra el monto mediante el cual se recupera la inversión.

Al iterar la respuesta el tiempo exacto en el cuál GIM recupera el monto de inversión es en 8 años, 3 meses y 12 días. Cabe resaltar que, con el uso de la máquina, se está protegiendo la integridad del personal, además se mejorar de forma considerable los tiempos de los procesos, desde el corte de material, hasta el alistamiento para el transporte.

7.5 MANUALES

7.5.1 Manual de fabricación y ensamble.

Se desarrolló a partir del diseño del puente grúa del presente trabajo un manual para la fabricación y ensamble del sistema de elevación, tomando como referencia un breve paso a paso de los elementos que componen la grúa y a su vez siendo complementados con los planos mecánicos de las piezas, para visualizar el manual diríjase al anexo 1.

7.5.2 Manual de operación y mantenimiento.

7.5.2.1 Manual de mantenimiento.

Como referente principal se tomó en su totalidad la CMAA Especificación N° 78 – 2002 Estándares y Pautas para Servicios Profesionales Efectuados a Puentes Grúas y Grúas Rodantes y Equipo de Levante Asociado, la cual es la normatividad general para el mantenimiento y operación de grúa, para consultar la especificación vea el anexo 2.

Se tomarán los aspectos relacionados con la periodicidad del mantenimiento y las señales y comunicación general para la operación de estas máquinas. La clasificación de frecuencia en el mantenimiento estado dado por la clase del servicio de la grúa y por el número de turnos en el día.

En este caso en particular la grúa está diseñada bajo la clasificación clase C y con uso normal con 1 turno por día. En la tabla 4.3-1 de la especificación N° 78 CMAA se muestra la inspección frecuente y la frecuencia para realizar la inspección de la máquina con el objetivo de realizar el mantenimiento preventivo de los elementos del sistema, la inspección se debe realizar mensual.

Tabla 43 Inspección frecuente. Fuente especificación N°78 CMAA

Tabla 4.3-1 Tabla de Inspección Frecuente

NUMERO DE TURNOS OPERADOS POR DÍA					
CLASE DE SERVICIO CMAA	CLASE DE SERVICIO ASME B30.2	DETENIDA	1 TURNO	2 TURNOS	3 TURNOS
	FRECUENCIA DE INSPECCION				
A		SEMESTRAL	SEMESTRAL	SEMESTRAL	SEMESTRAL
B	NORMAL		MENSUAL	MENSUAL	MENSUAL
C			MENSUAL	MENSUAL	QUINCENAL A MENSUAL
D	PESADO		MENSUAL	QUINCENAL A MENSUAL	SEMANAL A QUINCENAL
E	SEVERO		SEMANAL	3-5 DIAS	DIARIA
F			DIARIA	DIARIA	DIARIA

Tabla 44 Item para inspección frecuente, tabla 4.3-2. Fuente: Especificación N°78 CMAA

Item para Inspección	**Descripción de puntos de Chequeo en la Inspección**
Grúa o Polipasto con etiqueta	Verificar que la grúa o polipasto no tenga una etiqueta con un signo de “en mal estado”
Dispositivos de control	Verificar que todos los movimientos estén de acuerdo con las marcas del dispositivo de control.

Frenos	Verificar que todos los movimientos no tengan una excesiva desviación y que las distancias de detención sean normales.
Gancho	Verificar por daños, fisuras, muescas, boquetes, deformidades en la apertura de la garganta, desgaste en la montura o en el punto máximo de carga y por torsiones. Referirse al manual confeccionado por el fabricante original del polipasto.
Pasador gancho	Verificar que el pasador del gancho, si hay, no esté suelto y que funciona correctamente.
Cable	Verificar cables rotos, hebras rotas, vueltas y cualquier deformación o daño a la estructura del cable, o pérdida de lubricante.
Cadena de carga	Verificar la cadena de carga, incluyendo las conexiones de los extremos, en busca de excesivo desgaste, torsión, eslabones distorsionados o estirados, más allá de las recomendaciones del fabricante.
Enrollado	Verificar que el cable o cadena de carga esté correctamente enrollado y que las partas del cable o de la cadena de carga no estén enredadas entre ellas. Asegurarse que el cable esté acomodado en a estrías del tambor.
Interruptores de límite	Verificar que los dispositivos de parada de límite superior del movimiento de levante de carga del polipasto se bloqueen antes de golpear alguna parte del polipasto o de la grúa. Precaución: poner extremo cuidado durante esta prueba para evitar que se golpee cualquier parte del polipasto o del carro con el bloque de carga del polipasto en el caso de un interruptor de límite con fallas.
Goteo de aceite	Verificar cualquier signo de goteo de aceite en la grúa y en área del piso debajo de la grúa
Sonidos inusuales	Verificar por cualquier ruido inusual del mecanismo de la grúa o del polipasto mientras opera la grúa o el polipasto.
Etiquetas de advertencia y seguridad y dispositivos de advertencia	Verificar que las etiquetas de advertencia y cualquier otra etiqueta de seguridad no esté suelta o no esté en su lugar y que todas sean visibles. Verificar que los dispositivos de advertencia audible estén en buen estado de funcionamiento.

Ahora se muestra la inspección periódica, la cual se hace con una amplitud mayor de tiempo, pero la revisión es más rigurosa y es útil para hallar complicaciones de tipo estructural, a continuación, se muestra una tabla de la especificación N°78 donde se relaciona la frecuencia de la inspección periódica.

Tabla 45 Tabla de inspección periódica. Fuente Especificación N°78 CMAA

Tabla 4.4-1 Tabla de Inspección Periódica

		NUMERO DE TURNOS OPERADOS POR DIA		
CLASE DE SERVICIO CMAA	CLASE DE SERVICIO ASME B30.2	1 TURNO	2 TURNOS	3 TUENOS
		FRECUENCIA DE LA INSPECCIÓN		
A	NORMAL	ANUAL	ANUAL	ANUAL
B		ANUAL	ANUAL	ANUAL
C		ANUAL	ANUAL	ANUAL
D	PESADO	ANUAL	SEMESTRAL O ANUAL	SEMESTRAL
E	SEVERO	TRIMESTRAL	TRIMESTRAL	TRIMESTRAL
F		TRIMESTRAL	TRIMESTRAL	TRIMESTRAL

A continuación, se extrae un procedimiento de la especificación N° 78 CMAA donde se describe la inspección periódica por componente del sistema.

Tabla 4.4-2 Lista de Itemes para Inspección Periódica

Item para Inspección	Descripción de los Puntos de verificación de Inspección
Los itemes listados en 4.3.2 – Inspección Frecuente	Ver tabla 4.3-2
Miembros estructurales, tales como vigas, finales de testeras, pasillos, puertas de trampa, escaleras, pasamanos, marco del carro, cabina, etc.	Chequear por miembros deformados, trizados, corroídos o inseguros. Están los pasillos libres de escombros, grasa, etc?, Tiene la cabina un extintor de incendio, del tipo correcto?
Señales y etiquetas	Chequear la correcta capacidad de las etiquetas. Son legibles desde el piso?, Están las señales de advertencia en su lugar y son legibles?
Puntos de conexión	Chequear por pernos o remaches sueltos/quebrados. Chequear por soldaduras trizadas o insuficiente.
Gavillas y tambores	Chequear por estrías gastadas, superficies de estrías gastadas, bordes filudos, y trizaduras.
Ejes, ruedas, cuplas	Chequear por partes gastadas, trizadas, dobladas o quebradas. Chequear por partes sueltas/faltantes.

Componentes eléctricos	Chequear todos los aparatos eléctricos por signos de picaduras o por cualquier deterioro de los contactores del controlador, interruptores de límite, botoneras, anillos de deslizamiento del motor, cepillos, resistores. Chequear por cualquier conexión de cable suelta o cableado dañado. Chequear por evidencia de sobrecalentamiento.
Cubiertas y protecciones	Chequear que todas las cubiertas o protecciones estén en su lugar, seguras y sin daños.
Parachoques y paradas finales	Chequear todos los parachoques y finales de testeras por daños. Chequear por las correctas restricciones y obvios tamaños menores que lo normal o incorrectas capacidades de absorción de energía.
Carro y riel de la pasarela	Chequear los rieles y los aparatos para afirmar por solturas, brechas, desalineamientos, desgaste.
Estructura de la pasarela	Chequear la estructura de la pasarela por anclas correctas, conexiones apernadas sueltas, corrosión, miembros trizados o deformados.
Sistemas conductores	Chequear el sistema conductor por alineamiento, firmeza, empalmes, alimentación de energía, zapatas conductoras por desgaste.
Aparatos debajo del gancho	Chequear por trizaduras o daño estructural. Chequear los componentes mecánicos por desgaste, alineación y aparatos faltantes/sueltos. Chequear todos los motores, controles, cableado. Chequear que todas las protecciones estén en su lugar y seguras.

Frenos (de sujeción y control)	Chequear por desgaste excesivo y ajuste correcto en las partes del sistema de frenos, revestimientos, retenes y trinquetes. Chequear el correcto funcionamiento de los frenos de control eléctricos.
Indicadores, marcadores u otros aparatos	Chequear los indicadores de carga, de viento y otros indicadores en su rango total, recalibrar si es necesario.
Unidades generadoras de energía autocontenidas eléctricas, hidráulicas o de gasolina	Chequear por rendimiento incorrecto o no cumplimiento con los requerimientos de seguridad aplicables.
Transmisiones	Chequear por desgaste excesivo de los piñones del drive de la cadena y excesivo estiramiento de la cadena. Abrir las cubiertas para inspección de la caja de engranajes y chequear por desgaste de los dientes de los engranes y la correcta lubricación.

7.5.2.2 Manual de operación.

Esta manual se basó en el lenguaje básico para maniobras con grúa y una descripción de los controles de operación, el funcionamiento de la maquina se realiza sobre los 3 ejes coordenados del espacio.

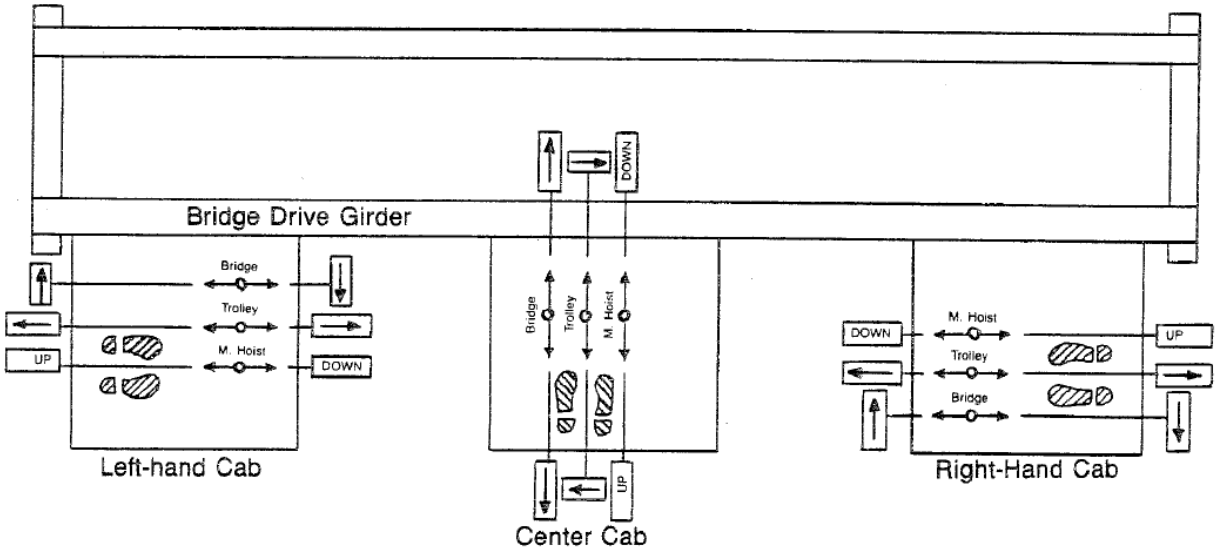


Imagen 125 Controles típicos de un puente grúa. Fuente: Especificación #70 CMAA.

En la imagen 126 se observa la configuración básica de los controles de mando para un puente grúa, en este caso se observa el mando con una cabina de control, pero cuando la operación se realiza a través de un mando remoto la disposición de la botonera se realiza del mismo modo que con las palancas de la cabina.



Imagen 126 Mando remoto. Fuente: Giravan Cranes

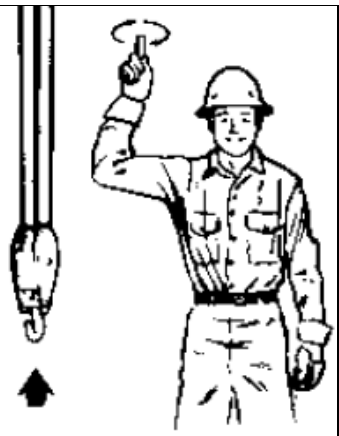
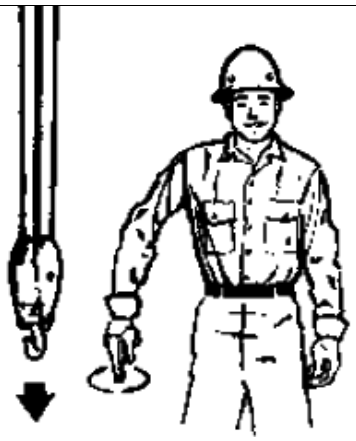
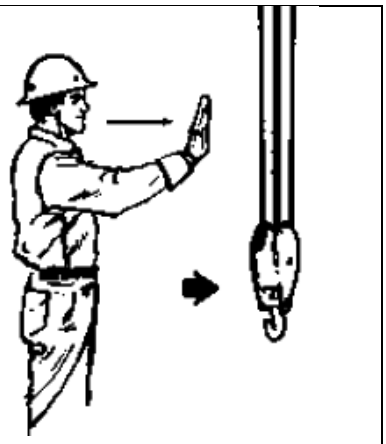
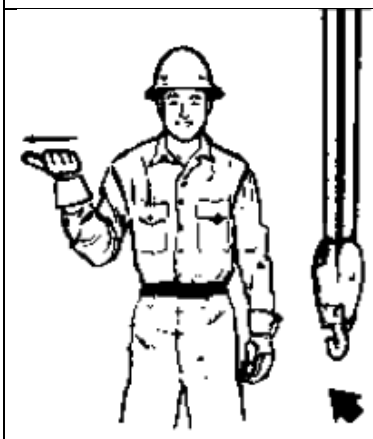
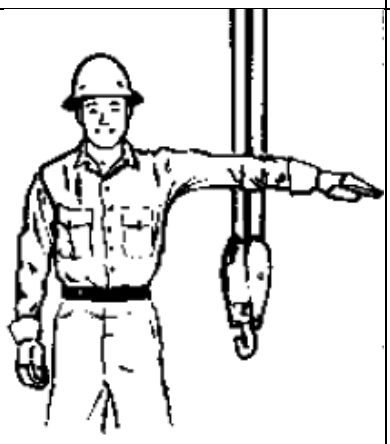
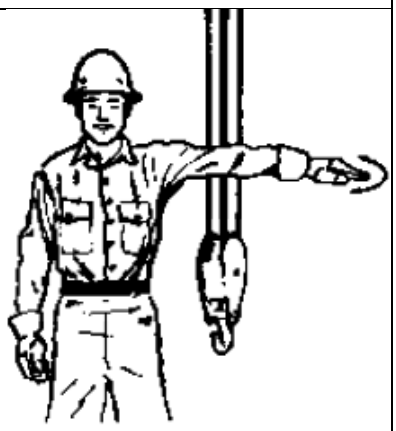
Recuerde el uso de la parada de emergencia, cuando note alguna anomalía en el funcionamiento de la máquina o en un mal posicionamiento de la carga a mover y elevar.

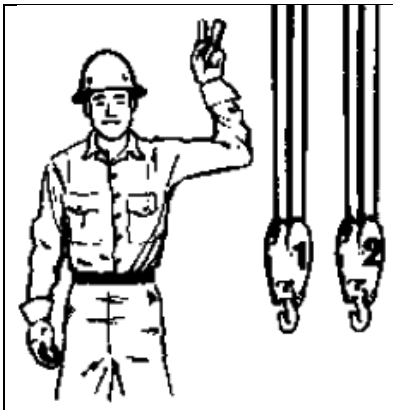
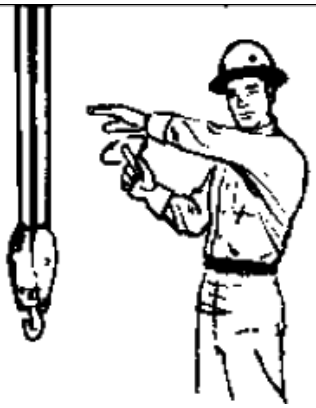
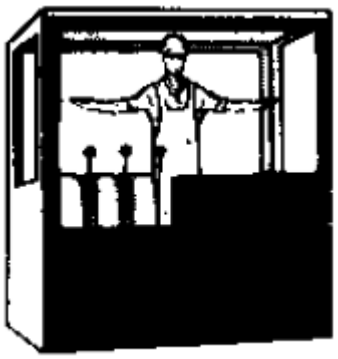
Pasos básicos de operación:

- Encienda el interruptor que suministra la energía eléctrica al sistema.
- Desplace el puente longitudinalmente en la bodega con los botones de avance y retroceso, hasta la posición deseada, una vez allí active los frenos para detener el puente.
- Desplace con los botones de izquierda y derecha el polipasto transversalmente sobre el puente hasta la ubicación deseada, una vez allí aplique los frenos del polipasto.
- Descienda el gancho de izaje con el boto de abajo, hasta los puntos requeridos para elevar el shelter.
- Amarre a los tubos de izaje la eslinga correspondiente.
- Revise que todos los puntos se encuentren debidamente sujetos.
- Eleve el gancho con la carga amarrada con el botón subir, hasta la altura deseada.
- Realice el desplazamiento del polipasto con carga hasta el lugar deseado y aplique los frenos del carro.
- Mueva el puente hasta el lugar requerido y aplique los frenos del puente.
- Descienda de nuevo el gancho hasta la ubicación deseada (suelo o vehículo de carga)
- Retire las eslingas de la sala de eléctrica y eleve de nuevo el gancho.

7.5.2.2.1 Lenguaje para maniobras de izaje en puente grúas.

Tabla 46 Lenguaje básico para maniobras con el puente grúa. Fuente: Crane Handbook.

		
Movimiento vertical ascendente del gancho del polipasto, realice con la mano un circulo horizontal	Movimiento vertical descendente del gancho del polipasto, realice con la mano un circulo horizontal	Movimiento del puente, extienda y recoja el brazo de manera cíclica en dirección del movimiento solicitado.
		
Desplazamiento del polipasto o carro, con el puño y con el dedo pulgar apuntando hacia la dirección deseada, realizando de manera cíclica el movimiento	Señal de stop, para detener el puente o el polipasto. Extienda el brazo y la palma de la mano de forma rígida.	Señal de parada de emergencia, extienda el brazo y la palma horizontalmente y muévala repetidamente de izquierda a derecha.

		
El uso de uno o de dos trolleys, según lo solicite la maniobra, es decir, se puede usar uno o dos puentes, levante la mano y asigne para un puente un solo dedo y para los dos puentes use dos dedos.	La señal para movimientos lentos del gancho, descenso y ascenso, estire un brazo y la mano con el índice de la otra mano realice círculos debajo de la palma.	El operador de la grúa se aleja del control y desconecta la grúa, es el fin de toda operación.

8 CONCLUSIONES

- Se diseñó un sistema de elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas bajo los criterios entidades de estándares y normas, como CMAA (Crane Manufacturers Association of America), CISC (Canadian Institute of Steel Construction), ASME (The American Society Of Mechanical Engineers), ANSI/AISC (American National Standards Institute/ American Institute of Steel Construction), Withing Crane Handbook y las especificaciones particulares de la empresa GIM Ingeniería Eléctrica LTDA, destinado para la fabricación de salas eléctricas (Shelters).

- A partir de los requerimientos de la compañía, se generó una matriz QFD, mediante la cual se definieron los aspectos con mayor ponderado para determinar las especificaciones del diseño y los elementos que lo componen, además del diseño conceptual donde se determinó el uso de dos puentes grúa del tipo birriel, como el sistema de elevación requerido.

- El uso de una sola viga para soportar una carga elevada se hace ineficiente a medida que la carga solicitada aumenta, debido a que el peso propio de la viga puede ser mayor a la carga bajo la cual está diseñada.

- En la verificación de componentes por simulación con elementos finitos se hallaron aparentes contradicciones entre los resultados arrojados por las

simulaciones y los métodos de cálculo empleados, puesto que calculo manuales no considera una geometría completa, como, por ejemplo, perforaciones de fijación, destijeres de material, refuerzos aplicados entre otros.

- Teniendo como objetivo la mejor relación resistencia de los componentes/costo, el método de diseño ASD a pesar de su tendencia conservadora permite realizar diseños con poco sobredimensionamiento, exigiendo más los materiales, pero con costos de materia prima relativamente más bajos, trasladando la asignación de factor de seguridad de las propiedades del material a las cargas estimadas.

- Se realizó una evaluación económica del proyecto, con el fin de determinar la viabilidad del sistema, se comparó la inversión inicial y costo de operación de la maquina con el costo anual de alquiler de maquinaria para la fabricación de shelters, con los valores del VPN y de TIR se demuestra una viabilidad positiva para el proyecto con un periodo de recuperación de la inversión de 8 años, 3 meses y 12 días.

- Los riesgos asumidos al continuar ejecutando tareas de mucho esfuerzo con métodos artesanales y tradicionales acarrean en el largo plazo costos potencialmente muy elevados, tanto en estándares de calidad de producto, tiempo de producción y seguridad de los trabajadores, de manera que las mejoras en los procesos productivos deben ser vistos como inversiones y no como gastos. Se requiere tiempo y gran dedicación para cambiar dicha mentalidad dentro de las organizaciones.

- Se elaboró un manual para la fabricación y ensamble del sistema de elevación, donde se describe los procesos de soldadura de las piezas estructurales, herraje requerido y ensamble de todo el conjunto. Del mismo modo se resaltaron los aspectos más importantes para la operación y mantenimiento de la máquina, basado principalmente en la especificación N°78 de CMAA

9 BIBLIOGRAFÍA

[1] MUÑOZ YUNDA David. Diseño de un procedimiento para el cálculo y selección de la viga principal de un puente grúa. Santiago de Cali, 2013, 90 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de Ingeniería.

[2] MARTINEZ RIBES David. Diseño y cálculo de la estructura de una grúa pórtico de 50 T de capacidad y 50 m de luz. Castellón de la Plana, 2016, 155 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universitat Jaume I. Escuela superior de tecnología y ciencias experimentales.

[3] SILVA Cesar, MORALES Santiago. Diseño de un puente grúa tipo de 5 toneladas de capacidad para la industria metalmecánica. Quito, 2011. 388 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica).

[4] PORRAS Alejandro. Estandarización de diseño de estructuras de acero para soportar grúas viajeras. Costa rica, 2011. 96 p. trabajo de grado (Licenciatura en Ingeniería en Construcción). Instituto tecnológico de Costa Rica. Escuela de Ingeniera en Construcción.

[5] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Overhead and gantry cranes (top running bridge, single or multiple girder, top running trolley hoist): Safety Standard for Cableways, Cranes, Derricks, Hoists, Hooks, Jacks, and Slings. New York. ASME. 2005. 45 p.: il. ASME B30.2-2005.

[6] NOTAS TÉCNICAS DE PREVENCIÓN. Grúas tipo puente (I): Generalidades. España. NTP. 2005. 12 p.: il. NTP 736.

[7] HIBBELER, Russell. Mecánica de Materiales. Octava edición. Monterrey: Pearson. 2011. 884 p.

[8] BUDYNAS, Richard, NISBETT, Keith. Diseño en Ingenieria mecánica de Shigley. Octava edición. México D.F: Mc Graw-Hill Interamericana. 2008. 1092 p.

[9] VELÁZQUEZ, L (2004). Motores Eléctricos. p.6-12. Extraído el 26 Abril, 2010 de http://www.pemex.com/files/content/NRF-095-PEMEX-2005-06-firmado.pdf

[10] STAGEMAKER. Manual del usuario: Polipasto. España: 2015. 94 p.

[11] PAHL, G., BEITZ, W. *Engineering Design: a sytematic approach*. Tercera edición. Londres, Reino Unido. Springer. 2007. 617 p.

[12] ULLMAN, David G. *The Mechanical Desing Process*. Cuarta edición. New York, Estados Unidos. Mc Graw Hill. 2010. 433 p.

[13] AISC, A. I. (2010). Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero. Santiago de Chile: Asociación Latinoamericana del Acero.

[14] America, C. C. (2015). CMAA Specification #70. MHI.

[15] ASCE STANDARD, A. S. (2002). Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures SEI/ASCE 7-02. Virginia: Alexander Bell Drive.

[16] ASTM, A. S. (2005). Overhead and Gantry Cranes (Top Running Bridge, Single or Multiple Girder, Top Running Trolley Hoist). ASME B30.2-2005, 45.

[17] BETHMANN, H. (1915). Die Hebezeuge, Berechnung und Konstruktion der Elemente, Flaschenzüge, Winden und Krane. Braunschweig: Vieweg & Sohn.

[18] BUDYNAS, R. G., & NISBETT, J. K. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México, D.F.: Mc Graw Hill.

[19] CISC, C. I. (2004). Crane - Supporting Steel Structures. Toronto: MacCrimmon.

[20] CMAA, C. M. (2015). CMAA Specification #70. MHI.

[21] GREINER, H. (1967). Crane Handbook. Desing Data Engineering Information used in manufacture and application of Cranes. Harvey, Illinois: Whiting Corporation.

[22] HYUNDAI HOIST. (2016). Electric Wire Rope Hoist. Seúl.

[23] Industrias electromecánicas GH, S. (s.f.). Componentes para grúas. Catálogo de vigas testeras.

[24] Mc Cormac, J. C., & Csernak, S. F. (2012). DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO. New Jersey: Alfaomega.

[25] MOTT, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Naucalpan de Juaréz, México: Pearson Educación.

[26] J.M., F., & L.A., K. (2006). Base Plate and Anchor Rod Desing. Estados Unidos. AISC.

[27] WEG. (2017). WEG. Obtenido de www.weg.net

[28] CMAA, C. M. (2002). CMAA Especificación N° 78 – 2002 Estándares y Pautas para Servicios Profesionales Efectuados a Puentes Grúas y Grúas Rodantes y Equipo de Levante Asociado