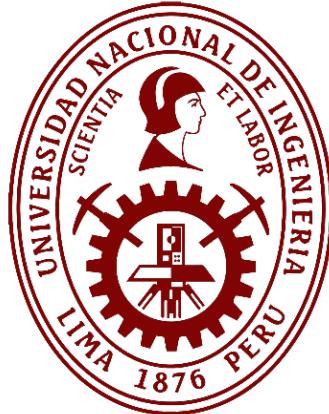


Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Diseño de un puente grúa monorriel de 1 tonelada según norma de Asociación de Fabricantes de Grúas de América para optimizar izaje de techos de buses en MODASA

Para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Elaborado por

Royer Cullampe Poquioma

ID [0009-0009-8598-7468](#)

Asesor

Dr. Fortunato Alva Dávila

ID [0009-0008-8168-661X](#)

LIMA – PERÚ

2025

Citar/How to cite	(Cullampe, 2025)
Referencia/Reference	Cullampe, R. (2025). <i>Guía para la presentación de trabajos formales conducentes a la obtención de grados o títulos</i> . [Tesis de grado, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio institucional Cybertesis UNI.
Estilo/Style: APA (7ma ed.)	

Dedicatoria

Dedico esta tesis a mis padres Fabio Ignacio Cullampe Canta y Rosa Alejandrina Poquioma Chuquizuta por todo el apoyo constante, amor incondicional y por estar siempre a mi lado, incluso en los momentos más difíciles.

A mis abuelos, hermanos, amigos y compañeros de trabajo; quienes han sido una fuente de motivación y alegría para seguir adelante y lograr mis metas.

Y, a todos aquellos que, de una forma u otra, contribuyeron a mi crecimiento personal y académico. Cada uno de ustedes tiene un pedazo de este logro.

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que hicieron posible la realización de la tesis.

A mi asesor de tesis, Dr. Fortunato Alva Dávila, por su guía y apoyo constante. A los miembros del jurado Dr. Carlos Cesar Munares Tapia, Msc. Enrique Sarmiento Sarmiento y a la Comisión de Grados y Títulos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería por sus valiosas contribuciones.

A mis padres Fabio Ignacio Cullampe y Rosa alejandrina Poquioma, por su apoyo y amor incondicional.

A mis hermanos, Ronald, Juan, Leonardo Fabio, Jeison, Darley, Adver, Maykol y Jhordan, mis abuelos Octavio Poquioma y Rosenda Chuquizuta, mis tíos Eresminda, Luz Angelica y María Magdalena, mi pareja Katherine Sotomayor, jefe Carlos Flores y compañeros de trabajo Steven García y Víctor Canales, por su comprensión y compañía.

Y, el general, a todos aquellos que, de una forma u otra, contribuyeron a este logro. Muchas gracias.

Resumen

El presente trabajo de investigación se basa en el diseño de un puente grúa monorriel para optimizar el izaje de techos en la empresa Motores Diesel Andinos S.A., con la finalidad de subsanar el cuello de botella que afecta al área de fibra de vidrio, específicamente en la elaboración de desmolde manual de los techos de los buses.

Este proceso realizado de manera manual representa una limitación en la eficiencia de producción. En respuesta a este problema se plantea el diseño de un puente grúa monorriel; que optimizará el proceso de desmolde, mejorando así la productividad y tiempos de trabajo. Con la implementación de este diseño, se espera optimizar el tiempo de operación del proceso en 65%, lo que resultará en un ahorro mensual de 10,548.00 USD debido al cumplimiento de los objetivos de producción. Además, se reducirá significativamente el riesgo de materializar accidentes a 0; estos beneficios impactarán significativamente en la eficiencia operativa y la rentabilidad de la compañía.

Los elementos críticos del puente grúa serán analizados a través de la mecánica de materiales clásica, utilizando enfoques matemáticos. Los resultados obtenidos se verificarán de acuerdo con los estándares establecidos en la norma CMAA especificación 70 (Crane Manufacturers Association of America), lo que garantizará la confiabilidad y seguridad del diseño de componentes.

Se realizará una simulación de los elementos críticos para contrastar los cálculos teóricos utilizando el método de cálculo por elementos finitos con el software SolidWorks. Finalmente se presentará un conjunto de planos que facilitarán el proceso constructivo y montaje del puente grúa monorriel.

Abstract

The research project is based on the design of a monorail overhead crane to optimize the lifting of bus roofs at the company Motores Diesel Andinos S.A., with the purpose of resolving the bottleneck affecting the fiberglass area, specifically in the manual demolding of the bus roofs. This process, currently performed manually, presents a limitation in production efficiency. In response to this issue, the design of a monorail overhead crane is proposed, which will optimize the demolding process, thereby improving productivity and reducing work times. With the implementation of this design, the operation time of the process is expected to be optimized by 65%, resulting in a monthly savings of 10,548.00 USD due to the achievement of production targets. In addition, the risk of accidents is expected to be reduced to zero. These benefits will significantly impact the company's operational efficiency and profitability.

The critical elements of the overhead crane will be analyzed through classical mechanics of materials, using mathematical approaches. The results obtained will be verified according to the standards established in CMAA Specification 70 (Crane Manufacturers Association of America), ensuring the reliability and safety of the component design.

A simulation of the critical elements will be carried out to contrast the theoretical calculations using the finite element analysis method with SolidWorks software. Finally, a set of drawings will be presented to facilitate the construction and assembly process of the monorail overhead crane.

Tabla de Contenido

Resumen	v
Abstract	vi
Introducción	xv
Capítulo I: Parte introductoria del trabajo	1
1.1. Antecedentes de la Investigación	1
1.2. Identificación y Descripción del Problema de Estudio	2
1.3. Formulación del Problema.....	4
1.3.1. <i>Problema principal</i>	4
1.3.2. <i>Problemas Secundarios</i>	4
1.3.3. <i>Justificación e Importancia</i>	5
1.4. Objetivos	5
1.4.1. <i>Objetivo General</i>	5
1.4.2. <i>Objetivos Específicos</i>	5
1.5. Hipótesis.....	5
1.5.1. <i>Hipótesis General</i>	5
1.5.2. <i>Hipótesis Específicas</i>	6
1.6. Variables y Operacionalización de Variables	6
1.6.1. <i>Variables</i>	6
1.6.2. <i>Operacionalización de Variables</i>	7
1.7. Metodología de la Investigación	7
1.7.1. <i>Unidad de Análisis</i>	7
1.7.2. <i>Tipo, Enfoque y Nivel de Investigación</i>	7
1.7.3. <i>Diseño de la Investigación</i>	8
1.7.4. <i>Fuentes de Información</i>	8
1.7.5. <i>Población y Muestra</i>	8
1.7.6. <i>Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos</i>	9
1.7.7. <i>Análisis y procesamiento de Datos</i>	9
Capítulo II: Marco Teórico y Conceptual.....	10
2.1. Bases Teóricas	10
2.1.1. <i>Puente Grúa</i>	10
2.1.2. <i>Tipo de Grúas</i>	11
2.2. Marco Conceptual	15
2.2.1. <i>Partes de un puente grúa</i>	15
2.2.2. <i>Diseño Estructural</i>	15
2.2.3. <i>Material</i>	15

2.2.4. <i>Soldadura</i>	15
2.2.5. <i>Estructura</i>	16
2.2.6. <i>Clasificación de Polipastos según FEM</i>	20
Capítulo III: Desarrollo del trabajo de investigación	22
3.1. Selección del Carro y Polipasto.....	22
3.1.1. <i>Determinación del Espectro de Carga</i>	22
3.1.2. <i>Cálculo del Tiempo de Funcionamiento Medio Diario</i>	24
3.1.3. <i>Selección del Grupo de Funcionamiento</i>	24
3.1.4. <i>Selección del Polipasto Disponible en el Mercado</i>	25
3.2. Selección de Viga Principal	27
3.3. Selección de Viga Testera	39
3.4. Selección de Viga Carrilera	47
3.5. Dimensionamiento de las ruedas	53
3.6. Torque de diseño	55
3.7. Cálculo, Selección de Motor y Reductor para el Puente Grúa	57
3.8. Cálculo de Columnas	59
3.9. Simulación.....	63
3.9.1. <i>Simulación de Viga Principal</i>	63
3.9.2. <i>Simulación de Viga Testera</i>	67
3.9.3. <i>Simulación de Viga Carrilera</i>	72
3.9.4. <i>Simulación de Columnas</i>	76
Capítulo IV: Resultados Obtenidos	81
4.1. Resultados Obtenidos del Diseño Mecánico	81
4.2. Resultados Obtenidos del Análisis del Diseño de los Elementos Críticos	82
4.3. Resultados Obtenidos de la Simulación de Elementos Críticos	85
Conclusiones	86
Recomendaciones	87
Referencias	88
Anexos	89

Lista de Tablas

Tabla 1: Operacionalización de Variables	7
Tabla 2: Factor de Carga Muerta	17
Tabla 3: Espectro aplicado	23

Lista de Figuras

Figura 1: Proceso de Fabricación de Buses en Motores Diesel Andinos S.A	4
Figura 2: Partes de un Puente Grúa	11
Figura 3: Puente Grúa Monorriel.....	13
Figura 4: Puente Grúa Birriel	13
Figura 5: Puente Grúa tipo Pórtico.....	14
Figura 6: Puente Grúa tipo Semi Pórtico.....	14
Figura 7: Diagrama Debido a la Oblicuidad.....	18
Figura 8: Esfuerzos y Deformaciones Admisibles	20
Figura 9: Clase de tiempo de funcionamiento	21
Figura 10: Espectro de carga.....	21
Figura 11: Clasificación de mecanismos	22
Figura 12: Datos técnicos de carro eléctrico seleccionado modelo VTE-U.....	25
Figura 13: Dimensiones en mm de carro eléctrico	26
Figura 14: Polipasto eléctrico de cadena CPM.....	27
Figura 15: Peso de carro eléctrico y polipasto	28
Figura 16 Diagrama de cuerpo libre.....	28
Figura 17: Diagrama cortante y momento máximo.....	29
Figura 18: Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.....	29
Figura 19: Gráfica de Esfuerzo	30
Figura 20: Análisis estático viga principal.....	34
Figura 21: Diagrama de cuerpo libre de viga principal	35
Figura 22: Diagrama de apoyos simples cargas idénticas, cortante, momento y deflexión de vigas	35
Figura 23: Diagrama estático de viga principal.....	35
Figura 24: Diagrama Cortante de viga principal	36
Figura 25: Diagrama cargas, cortante, momento, deflexión de vigas en apoyos simples de cargas equidistantes y distribuida	36
Figura 26: Diagrama de momento de viga principal	37
Figura 27: Diagrama viga puente con cargas equidistantes en su extremo máximo	40
Figura 28: Diagrama de cargas de viga testera.....	41
Figura 29: Diagrama de cuerpo libre de viga testera	42
Figura 30: Diagrama de carga cortante viga testera	43
Figura 31: Diagrama de momento flector viga testera.....	44

Figura 32: Diagrama de cargas sobre viga carrilera.....	49
Figura 33: Análisis estático viga principal.....	50
Figura 34: Diagrama de cuerpo libre de la viga carrilera	51
Figura 35: Diagrama de fuerza cortante viga carrilera.....	52
Figura 36: Diagrama de momento flexionante de la viga carrilera.....	53
Figura 37: Análisis dinámico de viga testera	57
Figura 38: Diagrama de cuerpo libre de rueda viga testera.....	58
Figura 39: Geometría de viga principal	65
Figura 40: Selección de material.....	66
Figura 41: Sujeciones, cargas externas y malla de viga principal	67
Figura 42: Deformación total de viga principal	68
Figura 43: Esfuerzo total de viga principal	68
Figura 44: Factor de seguridad de viga principal.....	69
Figura 45: Geometría de viga testera.....	70
Figura 46: Selección de material.....	71
Figura 47: Sujeciones, cargas externas y malla de viga testera	71
Figura 48: Deformación máxima de viga testera	71
Figura 49: Esfuerzos de viga testera.....	72
Figura 50: Factor de seguridad	74
Figura 51: Geometría de Viga Carrilera	73
Figura 52: Selección de material.....	73
Figura 53: Fuerzas y sujeteciones de Viga Carrilera	74
Figura 54: Deformación máxima de viga carrilera	75
Figura 55: Esfuerzos de viga carrilera.....	75
Figura 56: Factor de seguridad de viga carrilera	76
Figura 57: Geometría de columna.....	76
Figura 58: Agregar material de columna de puente grúa.....	77
Figura 59: Sujeción, fuerzas y enmallado de columna	80
Figura 60: Deformación máxima de columna	78
Figura 61: Esfuerzo máximo de columnas	79
Figura 62: Factor de seguridad	80
Figura 63: Resumen comparativo de operación inicial y después de la implementación en \$	81
Figura 64: Resumen de resultados obtenidos del análisis de la viga principal	82

Figura 65: Resumen de resultados del análisis de viga testera.....	82
Figura 66: Resumen de resultados del análisis de la viga carrilera	83
Figura 67: Resumen de resultados del análisis de la rueda	83
Figura 68: Resumen de resultados del cálculo del torque	84
Figura 69: Resumen de cálculo de potencia de motor eléctrico	84
Figura 70: Resumen de cálculo del diseño de columna	84
Figura 71: Resultado de la simulación de la viga principal	85
Figura 72: Resultado de la simulación de la viga testera	85
Figura 73: Resultado de la simulación de la viga carrilera	85

Lista de Ecuaciones

(Ecuación 1)	17
(Ecuación 2)	18
(Ecuación 3)	18
(Ecuación 4)	19
(Ecuación 5)	19
(Ecuación 6)	19
(Ecuación 7)	19
(Ecuación 8)	20
(Ecuación 9)	22
(Ecuación 10)	30
(Ecuación 11).....	30
(Ecuación 12)	30
(Ecuación 13)	31
(Ecuación 14)	31
(Ecuación 15)	32
(Ecuación 16)	34
(Ecuación 17)	36
(Ecuación 18)	36
(Ecuación 19)	37
(Ecuación 20)	37
(Ecuación 21)	37
(Ecuación 22)	38
(Ecuación 23)	38

(Ecuación 24)	39
(Ecuación 25)	39
(Ecuación 26)	44
(Ecuación 27)	45
(Ecuación 28)	53
(Ecuación 29)	55
(Ecuación 30)	57
(Ecuación 31)	60
(Ecuación 32)	60
(Ecuación 33)	60
(Ecuación 34)	61
(Ecuación 35)	61
(Ecuación 36)	62
(Ecuación 37)	62
(Ecuación 38)	62

Introducción

El diseño de puentes grúa es un factor clave para optimizar los procesos de izajes en diversas industrias, especialmente en aquellas que requieren manipular cargas de manera más efectiva y segura. En el caso de MODASA una empresa líder en la región andina dedicada a la fabricación de buses y generadores eléctricos, se ha identificado una oportunidad de mejora en el desmolde manual de techos de buses en el área de Fibra de Vidrio, optimizar este proceso optimiza no solo reducir el tiempo de operación sino también reducir el riesgo de accidentes laborales por maniobras ineficientes.

Esta investigación se enfoca en el Diseño de un puente grúa monorriel según la directriz de la norma de la Asociación de Fabricantes de Grúas de América con el objetivo de optimizar el proceso de izaje de techos en MODASA, la hipótesis se centra en el diseño de los elementos principales con la aplicación de la norma CMAA, ASTM A36 y AWS D14.1 y la contrastación de los cálculos analíticos a través del programa SolidWorks.

Para alcanzar el objetivo se desarrollará un diseño detallado de los elementos principales, teniendo en cuenta los esfuerzos máximos, deflexiones y factores de seguridad. La metodología utilizada es tipo aplicada, enfoque cuantitativo, y tipo explicativo en base fuentes de información normada y de estándar internacional.

Esta presente investigación se organiza en 8 capítulos: El primero aborda los antecedentes, planteamiento del problema, objetivos, hipótesis, variables, operacionalización de variables y metodología de la investigación, el segundo describe el marco teórico y marco conceptual, el tercero el desarrollo del trabajo de investigación, los cálculos realizados y las simulaciones, el cuarto capítulo los resultados obtenidos, el quinto capítulo las conclusiones, el sexto capítulo las recomendaciones, el séptimo capítulo las referencias bibliográficas y por

último el octavo capítulo los anexos utilizados. Con este trabajo de investigación se espera contribuir en el desarrollo de soluciones de izajes más eficientes y seguros en diversas plantas de fabricaciones del sector industrial y manufacturero.

Capítulo I: Parte introductoria del trabajo

1.1. Antecedentes de la Investigación

Parillo Puma (2019) se realizó una investigación que tuvo como objetivo realizar un esquema de un puente grúa enfocado por CMAA (Asociación de Fabricantes de Grúas de América) aplicando cargas elevadas móviles en Perú. Este estudio se justifica debido a que las industrias de hoy buscan tecnologías para trasladar cargas pesadas con seguridad y agilidad; la hipótesis planteada sugiere el proyecto de un puente grúa con un procedimiento de dos motores y un variador de frecuencia hará posible un transporte que sea controlado con más facilidad. La metodología para la presente investigación que se utilizó fue de diseño en el que se colocaron los objetivos, afirmaciones supuestas, estado del arte, variables a considerar entre otros.

En los resultados se demuestra que se realizó el proyecto de un puente grúa revisado por CMAA (Asociación de Fabricantes de Grúas de América) aplicando cargas elevadas móviles dando resultados aceptables como los factores de seguridad y se parametrizó las medidas de cargas estáticas y dinámicas en el puente grúa empleando como guía la NTP.

Choto & Villacis (2023)² Investigan reemplazar un puente grúa existente de 2 ton por otro de 5 ton, ya que debido a la exigencia de clientes se optó por crear nuevos productos el cual llevó a adquirir a la empresa ELAPLAS en Ecuador adquirir nuevos moldes los cuales son de mayor peso y tamaño. El objetivo principal es elaborar y configurar un puente grúa con un alcance de 5 toneladas para la aplicación en la empresa ELAPLAS. Este estudio se justifica debido a la adquisición de nuevos moldes producto de los requerimientos exigentes de los clientes. La hipótesis planteada sugiere si el nuevo diseño basado en normas CMAA (Asociación de Fabricantes de Grúas de América). Para llevar a cabo este desarrollo metodológico en primera instancia se buscó data al respecto a las necesidades establecidas

que refiere a la empresa y posteriormente se plateó propuestas por medio del factor de análisis y las principales partes del puente grúa.

En los resultados se hallaron las solicitudes para el diseño a través de un factor de análisis, consiguiendo identificar tres maneras de operación, obteniendo cuatro módulos y mediante el método de criterios ponderados para llevar a cabo una solución general para la fabricación del puente grúa.

Ordóñez y Palomares (2023) realizaron un trabajo de Investigación basado en el diseño estructural adecuado de una grúa puente de alma llena en una empresa metalmecánica en Lima. El propósito de su investigación consiste en comprender los factores críticos que influyen en los costos de importación y los tiempos de producción que han generado perdidas. La justificación de la tesis se basa en analizar la parte estructural, diseñando un proceso de selección, conllevando a analizar las dimensiones de las partes empleadas para la elevación, traslación de cargas altas y considerando el factor costo beneficio. El objetivo principal se basa en la estructura diseñada adecuadamente con respecto a la grúa puente fabricado de alma doble de 30 ton, la hipótesis propuesta sugiere que se fabrique y se instale en la empresa de metalmecánica del área de taller. El tipo de investigación es aplicada – tecnológica donde se diseña y se elabora para subsanar la solicitud de una empresa que requiere levantar y mover las cargas pesadas.

El diseño de la investigación es no experimental, nivel tipo descriptivo, donde se especifican las atribuciones, estructuras y características de la grúa. En los resultados se puede denotar que, con el diseño en los planos planteados, de acuerdo con los cálculos empleados ayudaron a la elaboración y disponer de una grúa puente confeccionado con alma doble de 30 ton en la compañía Metalmecánica SEFREL S.A.C.

1.2. Identificación y Descripción del Problema de Estudio

El negocio más rentable de la compañía Motores Diesel Andinos S.A. es la fabricación de buses y generadores eléctricos; Desde 1974 hasta la actualidad ha sabido adaptarse a los

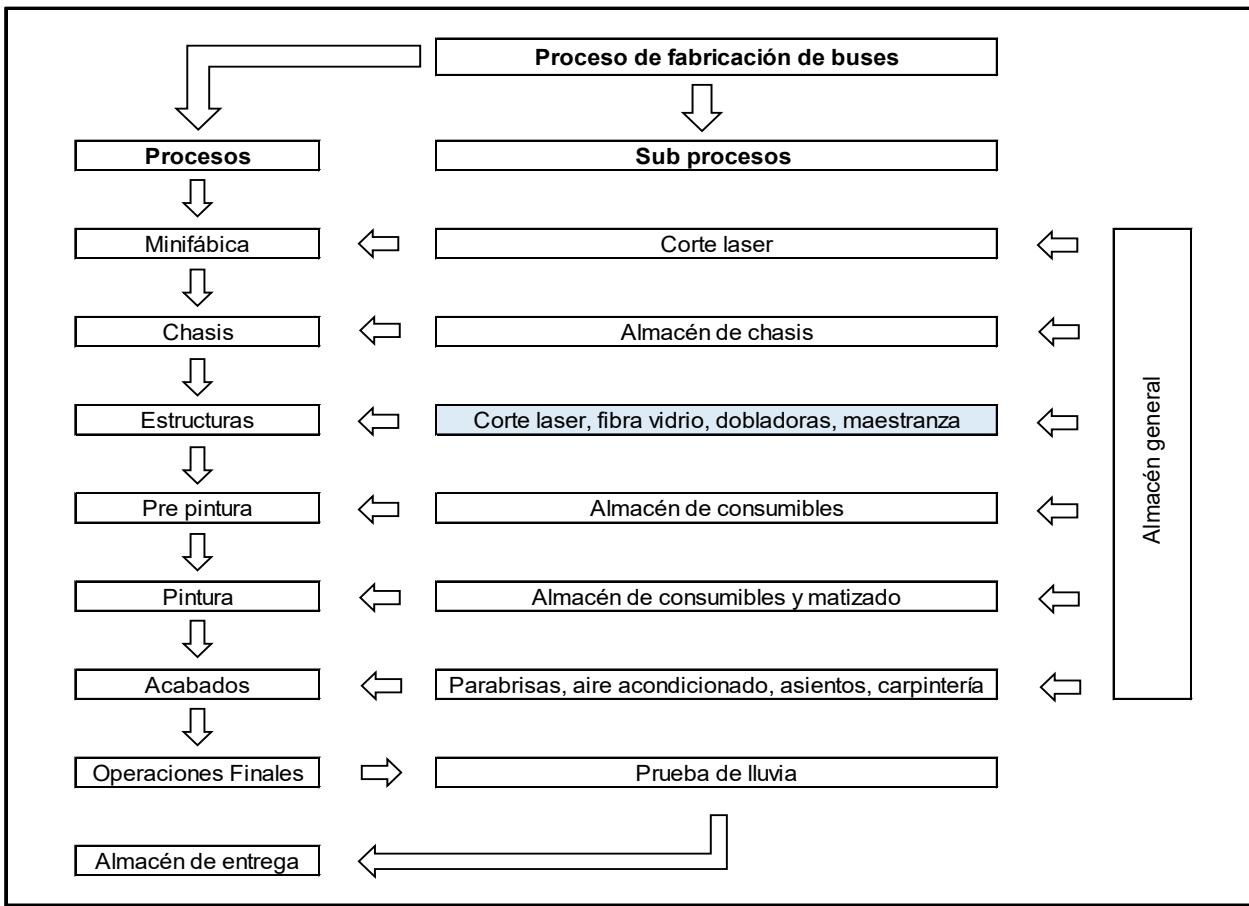
retos y necesidades que se han presentado. En el 2019 durante los juegos panamericanos la empresa ganó la licitación de fabricar 240 buses para el transporte de las confederaciones y deportistas. Durante la fabricación el área de fibra de vidrio fue considerado un cuello de botella, debido al desmolde manual de los techos de buses.

Las fábricas de carrocerías hoy en día utilizan sistemas de transporte seguro dentro de sus instalaciones con el propósito de optimizar la línea de producción, reducir costos mano de obra y disminuir tiempos de entrega. Ante eso y en la mira de la renovación de las líneas como corredores, metropolitanos, los juegos panamericanos en Perú del 2027. Ha llevado a la empresa en mejorar su sistema de desmolde manual de techos.

En las reuniones de producción el jefe del área de fibra de vidrio Fernando Zegarra dio a conocer la criticidad del área debido a retrasos en la entrega de techos de buses a la línea de producción debido a la difícil maniobrabilidad de la pieza durante el desmolde. Se puede observar en la Figura 1, la sub-fase correspondiente al tema de investigación es una etapa crítica en el transcurso del proceso de fabricación de buses en la compañía Motores Diesel Andinos S.A.

Además, la falta de una solución viable para el desmolde traería como consecuencia la demora en la entrega de buses, clientes insatisfechos, no ser el fabricante líder en la región andina, mayores costos directos e indirectos y probabilidad de materializar un accidente grave.

Debido a esto, este estudio tiene importancia, requiere una acción inmediata y contar con un sistema adecuado para optimizar el desmolde de los techos de fibra de vidrio de los buses.

Figura 1*Proceso de Fabricación de Buses en Motores Diesel Andinos S.A.*

Nota. Elaboración propia.

1.3. Formulación del Problema

1.3.1. Problema principal

¿De qué manera se optimiza el izaje de los techos de fibra de vidrio de buses en la empresa Motores Diesel Andinos S.A.?

1.3.2. Problemas Secundarios

¿Cómo se garantiza la eficiencia y seguridad en el izaje de techos de buses en el área fibra de vidrio de la empresa MODASA?

¿Qué normas se debe utilizar para diseñar adecuadamente el sistema de izaje en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA?

¿Cómo se podría simular los elementos críticos de izaje en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA?

1.3.3. Justificación e Importancia

Desde un criterio técnico se considera una innovación en el proceso ya que se resuelve el problema de manera más eficiente y segura.

Desde un criterio económico la optimización del izaje reduce tiempos, costos operativos, y mejora la productividad el cual impacta positivamente en la rentabilidad de la empresa.

Desde un criterio práctico se estará dando solución a los problemas de izaje en el desmolde manual de techos de buses en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Diseñar un puente grúa monorriel de 1 tonelada según la norma de la Asociación de Fabricantes de Grúa de América para optimizar el izaje de techos de buses en la empresa Motores Diesel Andinos S.A. (MODASA).

1.4.2. Objetivos Específicos

Diseñar los elementos principales de un puente grúa monorriel.

Aplicar la norma CMAA Specification 70 (Crane manufacturers Association of America), ASTM A36 y AWS D14.1 en el diseño y seguridad del puente grúa monorriel.

Utilizar el método de elementos finitos con el apoyo del programa SolidWorks y contrastar los cálculos analíticos.

1.5. Hipótesis

1.5.1. Hipótesis General

El Diseño de un puente grúa monorriel de 1 tonelada según la norma de la Asociación de Fabricantes de Grúas de América optimiza el izaje de techos de buses en la empresa MODASA.

1.5.2. Hipótesis Específicas

Diseñando el dispositivo de izaje, viga principal, viga carrilera y viga testera se logrará la funcionalidad correcta del puente grúa monorriel.

Con la aplicación de la norma CMAA 70, ASTM A36 y AWS D14.1 se logrará diseñar los elementos principales del puente grúa monorriel.

Con la utilización del método de cálculo por elementos finitos mediante el programa SolidWorks se logra contrastar los cálculos analíticos.

1.6. Variables y Operacionalización de Variables

1.6.1. Variables

1.6.1.1. Variable Independiente (VI). VI: Diseño de puente grúa monorriel de 1 tonelada

1.6.1.2. Variable Dependiente (VD). VD: Optimización del izaje de techos de buses.

1.6.2. Operacionalización de Variables

Tabla 1

Operacionalización de Variables

Variables	Definición conceptual	Operacionalización	
		Dimensiones	Indicadores
VI: Diseño de un puente grúa monorriel de 1 tonelada	El diseño de grúas apoya a levantar y transportar materiales de un lugar a otro	Capacidad de carga Viga principal Viga testera Viga carriera Altura de izaje Luz de puente grúa Longitud de desplazamiento Simulación	Tn Deformaciones(mm) Esfuerzos (MPa) Factor de seguridad m SOLIDWORKS
VD: Optimización del izaje de techos de buses	La optimización en el proceso de izaje ayuda a levantar y mover cargas utilizando equipos especializados	Tiempos de operación Seguridad laboral	minutos accidentes/ incidentes

1.7. Metodología de la Investigación

1.7.1. Unidad de Análisis

El puente grúa monorriel propuesto para optimizar el izaje de techos de buses en la empresa Motores Diesel Andinos S.A. tiene las siguientes características: luz de viga principal (15 metros); longitud de desplazamiento (20 metros); altura de izaje (6 metros) y capacidad máxima de trolley (1 tonelada).

1.7.2. Tipo, Enfoque y Nivel de Investigación

1.7.2.1. Tipo de Investigación. En función al autor Muñoz Rocha C. refiere en su libro “Tipos de Investigación Científica” (pág. 86). La investigación es de tipo Aplicada, donde se

diseña un puente grúa monorriel para optimizar el izaje de los techos de buses en la compañía Motores Diesel Andinos S.A.

1.7.2.2. Enfoque de Investigación. De acuerdo al autor Huaire et al. (2022) en su texto “Técnicas e instrumentos de Investigación” (pág. 93). El presente trabajo es cuantitativo debido a que utiliza datos ya existentes para poder analizar la fabricación de un puente grúa.

1.7.2.3. Nivel de Investigación. Es de tipo explicativo, ya que busca demostrar el diseño correcto de las partes de un puente grúa monorriel.

1.7.3. Diseño de la Investigación

De acuerdo a Huaire et al. (2022), en su texto *Diseño de Investigación*, el presente trabajo es de diseño experimental, ya que mediante el diseño de un puente grúa monorriel se busca solucionar el problema de izaje.

1.7.4. Fuentes de Información

El estudio se desarrolló principalmente con la información primaria recopilada de estudios científicos similares nacionales e internacionales y de las normas:

- Asociación de Fabricantes de Grúas de América (CMAA).
- Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales (ASTM).
- Sociedad Americana de Soldadores (AWS).
- Federación Europea de la Manutención; Sección IX Equipos de elevación en serie (FEM 9.512).

1.7.5. Población y Muestra

Población: Todos los diseños estructurales de puentes grúas que se utilizan en la industria manufacturera, industrial y minera que sean menor a una capacidad de 30 toneladas.

Muestra: Una muestra de 3 diseños estructurales de puentes grúas de tesis similares con diferentes configuraciones de vigas principales, testeras y carrileras. Seleccionados de catálogos de fabricantes y extractos normativos para poder analizar la eficiencia estructural.

1.7.6. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos

Técnicas

Revisión de documentación: Los planos se recopilaron, especificaciones técnicas, normas de diseño, manuales y documentos que se encuentran relacionados con el diseño de puentes grúa.

Medición de parámetros operativos: La recopilación de datos del funcionamiento como velocidad de izaje de cargas, movimiento, capacidad de carga, dimensionamiento de componentes se contrasta con la normativa de la Asociación de Fabricantes de Grúas de América (CMAA).

Observación directa: Se observó el funcionamiento de puentes grúas existentes en la empresa MODASA mientras realizaban izajes y traslado de materiales con la finalidad de analizar su eficiencia y comportamiento.

Instrumentos de Recolección de Datos

Software de Simulación - Modelado: uso especializado de SolidWorks con el fin de modelar las tensiones, deformaciones y factores de seguridad de la viga principal, vigas testera y viga carrilera del puente grúa.

1.7.7. Análisis y procesamiento de Datos

Modelado y simulación: Realiza simulaciones con el Software SolidWorks para verificar los cálculos teóricos realizados de los principales elementos del puente grúa.

Análisis de Elementos Finitos: Dividió elementos principales del puente grúa para someter a un análisis mediante el método de Von Mises donde se realizaron los siguientes pasos: preparar el modelo, asignar el material, acceder a la función de simulación, crear un estudio, aplicar condiciones de carga, enmallado y ejecución del análisis visualizar diagramas de fuerzas, esfuerzos, distribución de tensiones, desplazamientos y factores de seguridad.

Capítulo II: Marco Teórico y Conceptual

2.1. Bases Teóricas

2.1.1. Puente Grúa

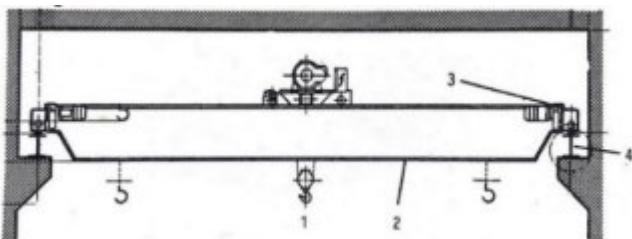
Es un equipo que permite elevar que se encuentra comprendido por una viga, simple o doble, que se encuentra apoyada sobre dos carriles de postes a la Grúa Puente, dispuesto a su uso o elementos de material resistente que es manera consistente para la edificación o base.

A través de la translación del componente principal de la viga, se realiza la translación longitudinal mediante carriles elevados. En particular a su totalidad de casos, el efecto de rodar el componente sucede por ruedas proliferadas por encima de carriles metálicos. Además, el traslado del equipo mecánico (carro o polipasto) se coloca en la parte superior entre uno o dos carriles que van sobre la viga primordial donde se realice el efecto transversal. El efecto de rodar es comúnmente en su totalidad de casos del material acero-acero, así sucedió en un caso particular realizado anteriormente. El traslado se realiza de tal manera que se vertical cuando se trabaja mediante un dispositivo que permite elevar: polipasto o carro. A consecuencia figura se observa los dispositivos que se componen del Puente Grúa.

1. Dispositivo para elevar.
2. Viga principal.
3. Viga testero.
4. Camino o rodadura.

Cuenta con dos revoluciones que permiten dar velocidad para ser elevados a través de una fuente mecánico o movimiento del piñón, además se conoce en el sentido opuesto que en su mayoría existe la situación con problemas para trasladar el puente. La velocidad de translación de la grúa puente es excesivamente reducida para las cargas bajas, en el caso de tener una gran diferencia entre la carga normal y la máxima (Larrodé & Miravete, 1996).

Figura 2
Partes de un Puente Grúa



Nota: Tomado de *Grúas*, por E. Larrodé y A. Miravete (1996).

2.1.2. Tipo de Grúas

2.1.2.1. Clasificación según norma de Asociación de Fabricantes de Grúas de América (CMAA 70). Las grúas pueden clasificarse en secciones de cargas en función al ambiente que brinda el servicio.:

2.1.2.1.1. Clase A (Servicio Infrecuente). Este servicio abarca a las grúas que permiten usarse en plantas eléctricas, servicios públicos, cuartos de turbinas, cuartos de motor y transformadores, a lo que se necesita una manipulación definida del dispositivo a bajas revoluciones, con tiempos intermedios de izados.

2.1.2.1.2. Clase B (Servicio Liviano). Esto abarca a las grúas que pueden usarse en ambientes de reparaciones, trabajos de armado liviano, almacenes livianos, etc., así como lo solicitado son de ofrecer la solicitud cuando son livianos y las revoluciones son bajas. Los elementos de carga pueden ser distintas dependiendo de si no cuentan con carga y alimentan a cargas no frecuentes a toda manera laboral, entre dos a cinco izadas que se realizan en 1 hora, resultando en un promedio de 3.3 m (10 pies) en izado.

2.1.2.1.3. Clase C (Servicio Moderado). Abarca a las grúas que se utilizan en los ambientes de máquinas, cuartos de equipos que fabrican papel, etc., en función a los servicios que son de requerimiento normal. Durante el tiempo de servicio las grúas manejan cargas que promedian el 50% de la capacidad de régimen entre 5-10 izadas en 1 hora, promediando 5 m (15 pies) y no sobrepase del 50% en la actividad de izado que lo permite el régimen.

2.1.2.1.4. Clase D (Servicio Pesado). Abarca a las grúas que pueden usarse en ambientes de máquinas pesadas, fundir el metal, plantas de fabricación, almacenes de acero, lugares para contenedores, etc., y actividades que se realiza de manera cotidiana mediante baldes e imanes, ahí se emplea una fabricación con un pesado servicio, los elementos de carga que se acercan al 50% de su habilidad de régimen surgen operadas continuamente durante el periodo de trabajo, Para este tipo de servicio son deseables las altas velocidades de 10 - 20 izados en 1 hora, resultando un promedio de 5 m (15 pies) y no sobrepase del 65% de ejercer izados por la jornada laboral.

2.1.2.1.5. Clase E (Servicio Severo). Se necesita una grúa que permita trasladar cargas cercanas a lo disponible del servicio a lo largo de su vida útil. Además, se puede adicionar grúas de imán, balde y aleación de imán/ balde en ambientes de chatarra, fábricas de cemento, plantas de fertilizantes, manejo de residuos, etc., adicional con 20 izados por 1 hora o bajo la jornada laboral.

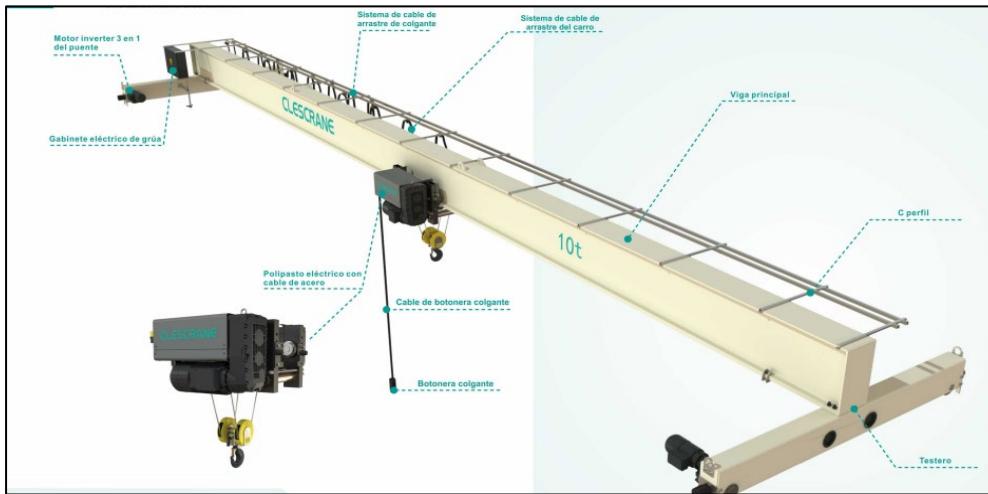
2.1.2.1.6. Clase F (Servicio Severo Continuo). Solicita una grúa que se encargue de trasladar cargas que aproximen de manera continua con respecto a estrictas reglas de servicio a lo largo de la vida útil, esto permite incluir grúas que principalmente fabricadas a medida, aplicadas que refieren en ejecutar trabajos críticos que afecta a la producción total. Grúas deben proveer en la medida la confiabilidad en especial, desarrollado a habilidades de facilidad de mantenimiento.

2.1.2.2. Clasificación según su Geometría. Las grúas pueden clasificarse según su geometría en:

2.1.2.2.1. Puente Grúa Monorriel. Es una maquinaria utilizada generalmente para izar y facilitar el transporte de cargas pesadas dentro de una nave industrial, consta únicamente de una viga móvil la cual llevará montado un polipasto con una capacidad de carga determinada, la viga puente se desplaza por medio de testeros de manera transversal en la nave industrial

por medio de las vigas carrileras (José Armando, 2018, p. 64) la figura muestra un tipo de puente grúa monorriel.

Figura 3
Puente Grúa Monorriel



Nota. Fuente: Catalogo Clescrane puente grúa monorriel de 10 tn.

2.1.2.2.2. Puente Grúa Birriel. Este puente grúa tiene dos vigas principales soportadas en las vigas testeras, el trolley se desplaza a través de las alas superiores de las vigas principales (Espinoza & Loor, p. 8).

Figura 4
Puente Grúa Birriel



Nota. Catalogo ABUS puente grúa birriel 40 tn.

2.1.2.2.3. Puente grúa tipo pórtico. Este tipo de grúa es ideal para montajes de estructuras de alto nivel, consta con columnas auto soportadas sobre ruedas que se desplazan longitudinalmente en rieles a nivel de piso (Villón & Naranjo, 2016).

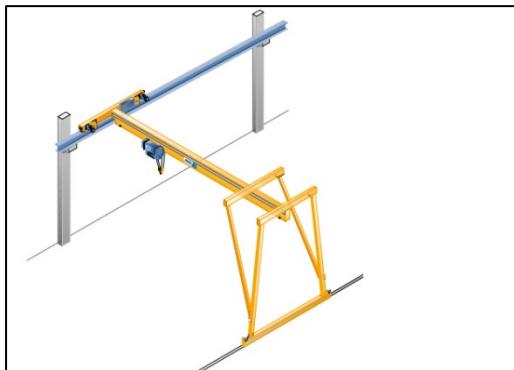
Figura 5
Puente Grúa tipo Pórtico



Nota. Catalogo ABUS grúa pórtico 2 tn.

2.1.2.2.4. Puente grúa tipo semi- pórtico. Este tipo de grúa no consta de dos columnas como el puente grúa tipo pórtico, solamente un extremo se encuentra apoyada en una estructura fija, sus aplicaciones se asemejan a las de un puente grúa tipo pórtico, pero restringidas a la resistencia mecánica de la estructura fija (Villón & Naranjo, 2016).

Figura 6
Puente Grúa tipo Semi Pórtico



Nota. Catalogo ABUS puente grúa tipo semi pórtico.

2.2. Marco Conceptual

2.2.1. Partes de un puente grúa

Los componentes de un puente grúa según Mandamiento Chumbes (2022) son:

- a) Viga puente (Viga principal): Componente de una grúa que cuenta entre una o más vigas, carros de función de movimiento, cables de extremo a extremo, pasillos y maneras que trasladan el carro trolley.
- b) Viga Carrilera: Cantidad de raíles, vigas y perfiles de soporte, conformado por donde lo traslada la grúa.
- c) Polipasto: Equipo que se emplea para ascender o descender una carga que suspende de manera libre (no guiada).
- d) Trolley: Componente que se traslada mediante los rieles del equipo y sostiene la carga pesada.

2.2.2. Diseño Estructural

De acuerdo a las especificaciones CMAA (Asociación de Fabricantes de Grúas de América) se deben tener las siguientes consideraciones:

2.2.3. Material

El acero utilizado puede completar las propiedades del ASTM-36, puede utilizarse entre otros materiales apropiados para los componentes que estén acordes a los diseños comparables.

2.2.4. Soldadura

Los procedimientos y estándares de soldadura deben acatar con AWS D14.1 “Especificación de términos para la Soldadura de Grúas Industriales y de Acerías y de otros Dispositivos de Manejo de Carga en Altura”.

2.2.5. Estructura

2.2.5.1. Generalidades. Los alambres de la grúa tienen que ser encontradas en el componente en el objeto de acero soldado, vigas con estructura ancha, vigas con estructura normal y vigas que se refuerzan. El encargado tendrá que indicar el tiempo y la edificación a construir.

2.2.5.2. Cargas. Las estructuras de las grúas están enfocados en efecto a la sustentación repetida de movimiento de cargas distintas con el ciclo, que involucran a esfuerzo sobre los miembros mediante la interrelación del sistema de carga y con respecto a las diversas maneras de los cortes por secciones.

2.2.5.2.1. Cargas Principales.

a) Carga muerta (DL)

El peso de todas las componentes efectivas de la estructura del puente, los componentes que se da a los equipos que se encuentran fijos a la estructura.

b) Carga del Trolley (TL)

El peso del Trolley y del equipo unido al mismo.

c) Carga Izada (LL)

Se encarga en la carga de trabajo y del peso de dispositivos de izado empleado para la manipulación de la carga de trabajo como la viga de izado, balde, imán u otros dispositivos.

d) Fuerzas de Inercia Vertical (VIF)

Se enfoca al traslado de la grúa o sus dispositivos. Cargas adicionales se incluyen de una manera simplificada con la colocación del factor separado que conduce la carga muerta y la carga izada.

d.1) Factor de carga muerta (DLF)

Este factor aplica solamente sobre las cargas muertas de la grúa, trolley y sus equipos asociados deberán ser tomado en cuenta a la siguiente tabla.

Tabla 2*Factor de Carga Muerta*

Velocidad de Desplazamiento (RPM)	Factor de carga muerta (DLF)
Hasta 200	1.1
Más de 200	1.2

d.2) Factor de carga izada (HLF)

Se ejerce al traslado de la carga de la jornada laboral en sentido vertical y procede a las fuerzas de inercia, masa debido al izado de la carga. El factor de carga es el 0.5% de la revolución en pies por minuto, no menor del 15% o superior del 50%, salvo para las grúas de balde o imán, de lo que impacta son tomados como el 50% su progreso de jornada del balde o imán izado.

$$HLF = 0,15 \leq 0,005 \text{ (velocidad de izado)} \leq 0,5 \quad (\text{Ecuación 1})$$

e) Fuerza de Inercia de las Transmisiones

Estas fuerzas se producen durante la aceleración o desaceleración de los movimientos de la grúa y dependen de las cuplas de transmisión y frenado aplicadas a las unidades de transmisión durante cada ciclo.

2.2.5.2.2. Cargas adicionales.**a) Cargas de viento en operación (WLO)**

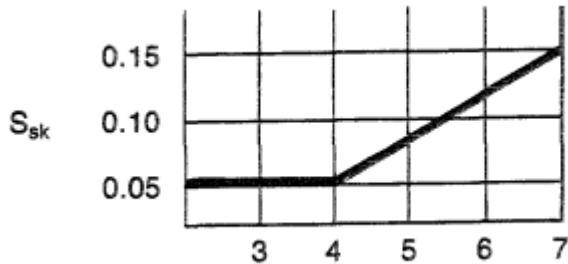
La carga lateral debido al viento en grúas de exteriores deber ser considerada como de 5 libras por pie al cuadrado del ambiente enfocada al viento. La carga de viento sobre el trolley debe ser considerada igualmente dividida entre las dos vigas.

b) Fuerzas debido a la oblicuidad (SK)

Cuentan con ruedas que se encuentran instaladas sobre el riel, son consideradas las fuerzas de manera horizontal que sostienen la estructura. El sentido horizontal es obtenido que

se multiplica sobre la carga en sentido vertical que ejercen en cada rueda por el coeficiente S_{sk} que enfocado en la relación que existe la trocha con la distancia entre ejes.

Figura 7
Diagrama Debido a la Oblicuidad



Nota. Norma Asociación de Fabricantes de Puente Grúa de América

$$\text{Relación} = \frac{\text{Trocha}}{\text{Distancia entre ruedas}} \quad (\text{Ecuación 2})$$

2.2.5.2.3. Cargas extraordinarias.

a) Carga de viento acumulado (WLS)

Este es el viento que supera a la grúa que está fabricada para sostener en el ambiente de acabado el trabajo. La velocidad y la presión de ensayo varía con la altura de la grúa sobre el nivel de terreno que la rodea, la sección geográfica y el nivel que se expone sobre los vientos prevalentes.

b) Fuerzas de colisión (CF)

Se aplican las fuerzas en la estructura como resultado de detectar contra los golpes, tendrá que ser calculado con la grúa a 0.4 veces la revolución por la jornada, teniendo que la velocidad de contragolpe absorben la fuerza. La energía cinética liberada en la coalición de dos grúas con las masas M_1 , M_2 y un 40% de velocidad máxima de desplazamiento VT_1 y VT_2 deberá determinarse con la siguiente ecuación:

$$E = \frac{M_1 M_2 (0.4 VT_1 + 0.4 VT_2)^2}{2 (M_1 + M_2)} \quad (\text{Ecuación 3})$$

2.2.5.2.4. Combinación de cargas.

Caso 1: Grúa en uso regular bajo aplicación de carga principal (nivel 1 de tensión).

$$C = DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD \quad (\text{Ecuación 4})$$

Caso 2: Grúa en uso regular bajo aplicación de cargas principales y adicionales (nivel 2 de tensión).

$$\begin{aligned} C = & DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO \\ & + SK \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Caso 3: Cargas extraordinarias (nivel 3 de tensión).

Grúa fuera de servicio sometida el viento

$$C = DL + TL + WLS \quad (\text{Ecuación 6})$$

Grúa en colisión

$$C = DL + TL + LL + CF \quad (\text{Ecuación 7})$$

Cargas de ensayo: La CMAA recomienda que la carga de ensayo no exceda el 125% de la carga de régimen.

2.2.5.2.5. Esfuerzos y deformaciones admisibles.

Figura 8

Esfuerzos y Deformaciones Admisibles

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

Nota. Norma Asociación de Fabricantes de Puentes Grúa de América.

La máxima deflexión que sufra la viga debido a la carga de trabajo y el peso del polipasto y trolley, no debe de exceder el 0.001125 de la luz de la viga.

$$\delta_{adm} = 0.001125 (L) \quad (\text{Ecuación 8})$$

2.2.6. Clasificación de Polipastos según FEM

Según FEM 9.512 para seleccionar el polipasto más apropiado, se debe conocer su forma de elevar y asimismo del grupo de clasificación donde manifiesta el tiempo de operatividad teórico de los elementos mecánicos cuando se realice la carga.

2.2.6.1. Clase de tiempo de funcionamiento. Indica el periodo medio por día durante el cual el mecanismo está en funcionamiento. El tiempo total de funcionamiento en horas está determinado por la relación entre el tiempo de funcionamiento anual hasta 250 días laborables al año; se considera que un mecanismo está en funcionamiento cuando está en movimiento. Las clases superiores de tiempo de funcionamiento se aplican solo en los casos en que un mecanismo se utiliza más de un turno por día.

Figura 9
Clase de tiempo de funcionamiento

Class of operating time	Average operating time per day in hours	Calculated total operating time in hours
V 1	≤ 2	3.200
V 2	≤ 4	6.300
V 3	≤ 8	12.500
V 4	≤ 16	25.000
V 5	> 16	50.000

2.2.6.2. Espectro de carga. La carga es hasta el punto de mecanismo o parte del mismo está sujeto a una tensión máxima o si está sujeto a cargas más pequeñas. Se distinguen 4 espectros de carga. Para las máquinas de almacenamiento y recuperación de

carga se utilizan los espectros enumerados en el Figura 10, que se determina mediante las definiciones dadas y por los rangos cubiertos por los valores medios cúbicos k.

Figura 10
Espectro de carga

Load spectrum	Definitions	Cubic mean value
L 2 (medium)	Mechanisms or parts thereof, rather often subject to maximum loads, but usually to small loads	$0,50 < k \leq 0,63$
L 3 (heavy)	Mechanisms or parts thereof, often subject to maximum loads and usually to medium loads	$0,63 < k \leq 0,80$
L 4 (very heavy)	Mechanisms or parts thereof, usually subject to almost maximum loads	$0,80 < k \leq 1,00$

2.2.6.3. Clasificación de mecanismos. Al aplicar las clases de tiempos de funcionamiento y los espectros de carga, los mecanismos se clasifican en 3 grupos: 3m, 4m y 5m, se puede observar en la Figura 11.

Figura 11
Clasificación de mecanismos

Load spectrum	Cubic mean value	Class of operating time				
		V 1	V 2	V 3	V 4	V 5
		Mean operating time per day in hours				
L 2	$0,50 < k \leq 0,63$			3 _m	4 _m	5 _m
L 3	$0,63 < k \leq 0,80$		3 _m	4 _m	5 _m	
L 4	$0,80 < k \leq 1,00$	3 _m	4 _m	5 _m		

De acuerdo con las recomendaciones de la norma de Asociación de Fabricantes de Grúas de América se opta por utilizar acero estructural y cumplir con las especificaciones de la ASTM- 36 en toda la estructura de diseño.

Capítulo III: Desarrollo del trabajo de investigación

3.1. Selección del Carro y Polipasto

Sobre la fabricación de un puente grúa monorriel primero se tiene que identificar y seleccionar el polipasto y carro eléctrico; para clasificar el polipasto debemos clasificar el nivel de operatividad de acuerdo a la norma FEM 9.512 (Federación Europea de la Manutención, Sección IX Equipos de elevación en serie).

3.1.1. Determinación del Espectro de Carga

Según la norma FEM 9.512, para una clasificación exacta se requiere el valor medio cúbico " K_H " referido a la carga a levantar.

Bajo el supuesto de que la vida útil del mecanismo es inversamente proporcional a la tercera potencia de la carga.

$$k_H = \sqrt[3]{(\beta_{H1} + \gamma_H)^3 \cdot t_{H1} + (\beta_{H2} + \gamma_H)^3 \cdot t_{H2} + \dots + (\gamma_H)^3 \cdot t_{H\Delta}} \quad (\text{Ecuación 9})$$

Donde:

$$\beta_{Hi} = \frac{\text{Efecto carga parcial}}{\text{Efecto de carga muerta} + \text{carga útil}}$$

$$\gamma_H = \frac{\text{Efecto carga muerta}}{\text{Efecto de carga muerta} + \text{carga útil}}$$

$$t_{Hi} = \frac{\text{Tiempo de funcionamiento bajo carga parcial}}{\text{Tiempo total de funcionamiento}}$$

$$t_{H\Delta} = \frac{\text{Tiempo funcionamiento solo bajo carga muerta}}{\text{Tiempo total de funcionamiento}}$$

Un mecanismo de elevación de carga útil 468 Kg para el izaje de techos de buses, una carga muerta de 1644.14 Kg; el espectro aplicado es:

Tabla 3*Espectro aplicado*

1.00	Carga muerta DL (kg)	1644.14
1.10	Carro eléctrico	25.2
1.20	Polipasto	64
1.30	Viga principal	1165.5
1.40	Viga testera	189.44
1.50	Reductores de velocidad	120
1.60	Sistema dura safe y tablero control	80
2.00	Carga útil (kg)	468
2.10	Techo de bus	468

El 75% del tiempo de funcionamiento del puente grúa opera con 1644.14 Kg de carga muerta y 468 kg de carga útil.

$$t_{H1} = 0.75$$

$$B_{H1} = \frac{468}{1644.14 + 468} = \frac{468}{2112.14} = 0.22$$

El 25% del tiempo de funcionamiento del puente grúa con 1644.14 kg de carga muerta.

$$t_{H\Delta} = 0.25$$

$$\gamma_{H1} = \frac{1644.14}{1644.14 + 468} = \frac{1644.14}{2112.14} = 0.77$$

El valor medio cúbico sería:

$$k_H = \sqrt[3]{(\beta_{H1} + \gamma_H)^3 \cdot t_{H1} + (\beta_{H2} + \gamma_H)^3 \cdot t_{H2} + \dots + (\gamma_H)^3 \cdot t_{H\Delta}}$$

$$k_H = \sqrt[3]{(0.22 + 0.77)^3 \cdot 0.75 + (0.77)^3 \cdot 0.25} = 0.94$$

Según la tabla de clasificación del mecanismo se aprecia que el polipasto se empleara para la jornada laboral pesada.

3.1.2. Cálculo del Tiempo de Funcionamiento Medio Diario

Se va a calcular el tiempo de operatividad medio diario, se hará uso de la siguiente ecuación:

$$t = \frac{2xHxNxT}{60xV}$$

Donde:

- H: Altura de elevación del puente grúa.
- N: Número de ciclos de trabajo por hora.
- T: Tiempo de funcionamiento diario.
- V: Velocidad de elevación.

La elevación sobre la altura del puente grúa comprende de 6m, el número de ciclos de trabajo por hora es 6 debido al lapso que el polipasto realizará 6 movimientos para levantar y descargar 3 techos de bus en los coches de transporte; el tiempo de funcionamiento diario 4 horas; la revolución de elevar es 10.66 m/min en función se recomienda la norma CMAA 70 Anexo E10. Por lo tanto, la ecuación se establece:

$$t = \frac{2xHxNxT}{60xV}$$

$$t = \frac{2x6x6x4}{60x10.66} = 0.45 \text{ h/d}$$

3.1.3. Selección del Grupo de Funcionamiento

Ya calculado el efecto de carga y el tiempo de operatividad resulta de manera diaria, se complementa con el equipo del polipasto con el apoyo se puede visualizar de la tabla 11. El efecto de carga muy pesada y un periodo medio ≤ 2 horas de manera diaria; resulta un polipasto definido para esta grúa deber llegar a 3m FEM.

3.1.4. Selección del Polipasto Disponible en el Mercado

Buscar un polipasto eléctrico de la marca Alemana YALE, manteniendo el estándar de polipastos en MODASA y que cumplan con grupo de funcionamiento 3m FEM. Se selecciona un polipasto y carro eléctrico tomando en cuenta la carga útil, velocidad de izaje según 3m FEM y según el catálogo del manual de fabricante YALE corresponde a 1Am FEM/DIN 15020.

Figura 12
Datos técnicos de carro eléctrico seleccionado modelo VTE-U

Datos técnicos

Modelo	Capacidad kg	Velocidad de translación m/min	Motor kW	Anchura ala de viga mm	Espesor de ala t max. mm	Radio mínimo de curva m	Peso neto kg
VTE 1-A-18/U*	1000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	58 - 180	19	0,90	19,5
VTE 1-B-18/U*	1000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	180 - 300	19	0,90	25,2
VTE 2-A-18/U*	2000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	58 - 180	19	1,15	26,0
VTE 2-B-18/U*	2000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	180 - 300	19	1,15	30,2
VTE 3-A-11/U	3000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	74 - 180	27	1,40	51,0
VTE 3-B-11/U	3000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	180 - 300	27	1,40	53,0
VTE 5-A-11/U	5000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	98 - 180	27	1,80	77,0
VTE 5-B-11/U	5000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	180 - 300	27	1,80	80,0

*velocidad de 11 ó 11/2,8 m/min bajo consulta!

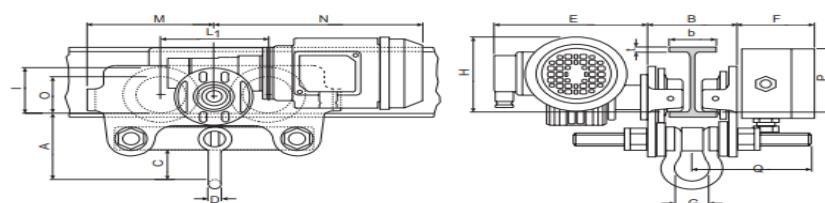
Nota. Modelo seleccionado VTE 1-B-18/U*.

Figura 13

Dimensiones en mm de carro eléctrico

Dimensiones en mm

Dimensión	VTE 1-A-18/U	VTE 1-B-18/U*	TE 2-A-18/U	VTE 2-B-18/U	VTE 3-A-11/U	VTE 3-B-11/U	VTE 5-A-11/U	VTE 5-B-11/U
A	113	113	115	115	139	139	161	161
B	b + 50	b + 50	b + 54	b + 54	b + 60	b + 60	b + 70	b + 70
C	49	49	47	47	57	57	60	60
D	16	16	16	16	19	19	22	22
E	187	187	187	187	202	202	202	202
F	97	97	97	97	97	97	97	97
G	43	43	43	43	51	51	58	58
H	129	129	128	128	144	144	178	178
I	77	77	98	98	133	133	149	149
L1	130	130	150	150	180	180	209	209
M	155	155	180	180	208	208	263	263
N 1G	255	255	255	255	292	292	292	292
N 2G	263	263	263	263	296	296	296	296
O	60	60	80	80	112	112	125	125
P	125	125	110	110	126	126	118	118
Q	145	205	153	213	160	220	182	242



Nota: Dimensiones de modelo VTE 1-B-18/U.

El carro seleccionado resulta ser el adecuado abocado a su grillete de conexión universal, motor de engranaje helicoidal que ayudar a prender de manera suave y usar el freno en automático, motor con protección IP54, Voltaje 400 V/ 60 Hz/ triásico. Además de eso la selección de esta marca es para seguir estandarizando los equipos para una futura manutención adecuada en la empresa MODASA.

Figura 14
Polipasto eléctrico de cadena CPM

Datos técnicos

Modelo	Capacidad en kg/ ramales	Dimensiones de cadena d x t en mm	Velocidad de elevación 1º velocidad m/min	Velocidad de elevación 2º velocidad m/min	Motor kW	Factor servicio ED %	Gancho de suspensión kg	Peso neto* Carro** de empuje kg	Carro*** eléctrico kg	Recogedor estándar para_m de cadena
CPM 1-8	125/1	5 x 15	8	–	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 1-8	125/1	5 x 15	8	2	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 1-12	160/1	5 x 15	12	–	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 1-12	160/1	5 x 15	12	3	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 2-8	250/1	5 x 15	8	–	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 2-8	250/1	5 x 15	8	2	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 3-6	320/2	5 x 15	6	–	0,4	50	23	34	43	8
CPMF 3-6	320/2	5 x 15	6	1,5	0,4/0,1	33/16	26	37	46	8
CPM 3-12	320/1	6 x 18	12	–	0,8	50	33	44	53	9
CPMF 3-12	320/1	6 x 18	12	3	0,8/0,2	33/16	41	52	61	9
CPM 5-4	500/2	5 x 15	4	–	0,4	50	23	34	43	8
CPMF 5-4	500/2	5 x 15	4	1	0,4/0,1	33/16	26	37	46	8
CPM 5-8	500/1	6 x 18	8	–	0,8	50	33	44	53	9
CPMF 5-8	500/1	6 x 18	8	2	0,8/0,2	33/16	41	52	61	9
CPM 6-6	630/2	6 x 18	6	–	0,8	50	36	47	56	9
CPMF 6-6	630/2	6 x 18	6	1,5	0,8/0,2	33/16	44	55	64	9
CPM 6-12	630/1	8 x 24	12	–	1,6	50	51	63	78	8
CPMF 6-12	630/1	8 x 24	12	3	1,6/0,4	33/16	62	80	89	8
CPM 10-4	1000/2	6 x 18	4	–	0,8	50	36	47	56	9
CPMF 10-4	1000/2	6 x 18	4	1	0,8/0,2	33/16	44	55	64	9
CPM 10-8	1000/1	8 x 24	8	–	1,6	50	51	63	78	8
CPMF 10-8	1000/1	8 x 24	8	2	1,6/0,4	33/16	62	80	89	8
CPM 12-6	1250/2	8 x 24	6	–	1,6	50	58	76	85	8

Nota. Datos técnicos de polipasto eléctrico de cadena CPM.

De la ficha técnica del carro y polipasto eléctrico seleccionado se tienen las siguientes características:

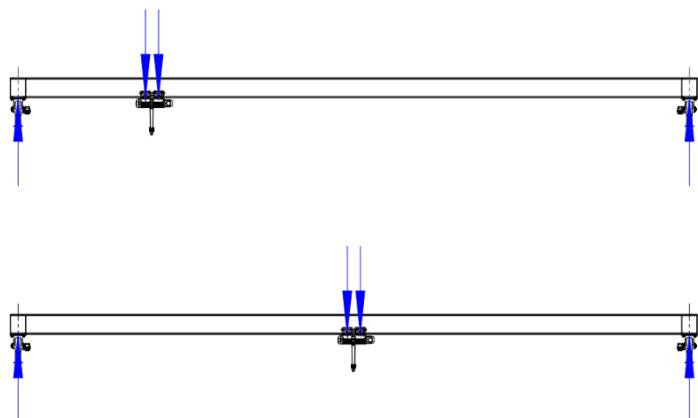
Figura 15
Peso de carro eléctrico y polipasto

ITEM	EQUIPO	PESO (Kg)
1.00	Peso del carro eléctrico	25.2
2.00	Peso polipasto	64

3.2. Selección de Viga Principal

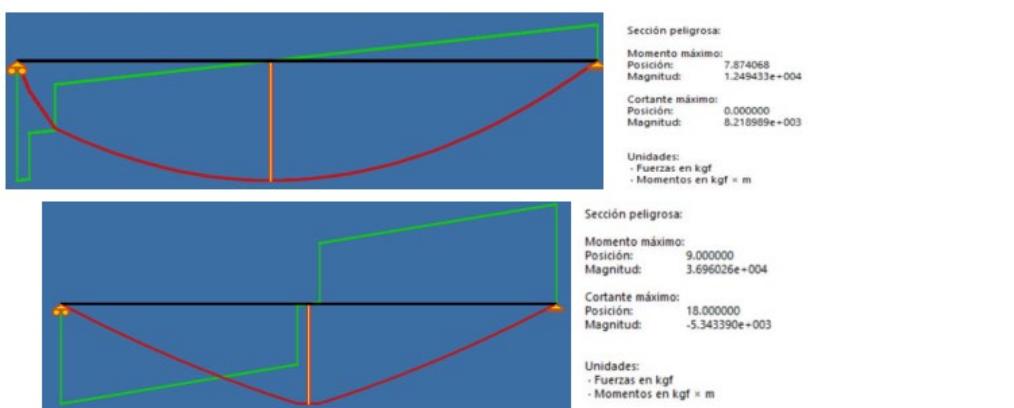
Después de determinar las cargas del polipasto y carro eléctrico del puente grúa se comienza con el diseño de la viga primordial.

Figura 16
Diagrama de cuerpo libre



Nota. Elaboración propia.

Figura 17
Diagrama cortante y momento máximo



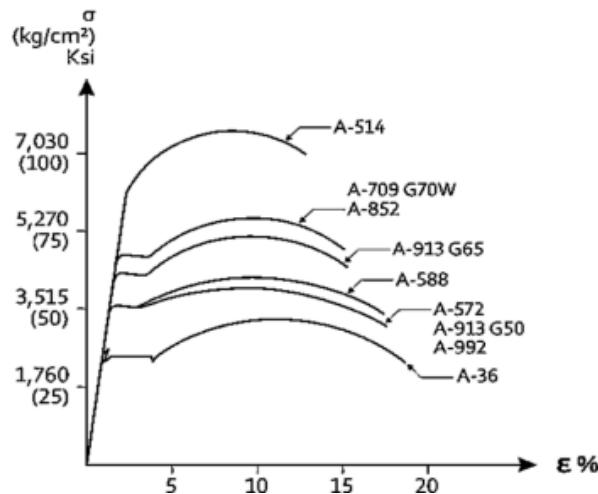
Nota. Diagrama de esfuerzos máximos.

Para la selección del perfil basado sobre la norma de Asociación de Fabricantes de Grúas de América CMAA, ASTM A36, las características mecánicas y con distribución térmicas del material tenemos las siguientes:

Figura 18
Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

ITEM	PROPIEDADES MECÁNICAS Y TÉRMICAS	CANTIDAD	UNIDAD
1.00	Módulo de Elasticidad (E)	200,000	Mpa
2.00	Módulo de Poisson (ν)	0.26	-
3.00	Esfuerzo de Fluencia (σ_y)	250	Mpa
4.00	Límite Plástico (σ_p)	400-552	Mpa
5.00	Peso Específico (γ)	77.11	KN/m

Figura 19
Gráfica de Esfuerzo



Nota: Laboratorio de Tecnología de Materiales – perfiles estructurales.

El espacio disponible es:

Viga principal: 15 m

Viga carrilera: 20 m

Altura de izaje: 6 m

Capacidad de grúa propuesta: 1 Tn

La norma CMAA 70 considera las siguientes cargas para el diseño de puentes grúas:

Carga muerta DL (Dead load): Es el peso de todas las componentes efectivas de la parte del puente y equipamiento fijo en el sistema, esta carga será considerado después de la selección de la viga.

Carga del trolley TL (Trolley load): Se considera la masa del carro eléctrico y polipasto.

$$TL: 89,2 \text{ Kg} \approx 875,05 \text{ N}$$

Carga Izada LL (Lifted load): Conlleva al trabajo bajo carga, la masa de los equipos de izados empleados para conllevar la carga laboral.

Para este caso los componentes a izar que serán proporcionados por la compañía MODASA; donde el peso de un techo de bus a base de fibra de vidrio es:

$$\rho = 2600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$V = abxe = 2,5 \times 12 \times 0,006 = 0,18 \text{ m}^3$$

$$M = \rho \times V = 0,18 \times 2600 = 468 \text{ Kg} \approx 4591,08 \text{ N}$$

ρ : Densidad de la fibra de vidrio

V : Volumen de techo

a : Ancho de techo de bus

b : Largo de techo de bus

e : Espesor de techo bus

M : Masa de techo bus

Fuerza de inercia verticales VIF (Vertical Inertia Forces): Son aquellas producidas debido al movimiento de la grúa o sus elementos y debido a la elevación y reducción de la carga a través del polipasto. Las cargas que se agreguen se tendrán que incluir de fácil uso a

través del factor separado sobre la carga muerta DLF (Dead Load Factor) y para el izaje de izado HLF (Hoist Load Factor), por lo que se requiere cargas actuantes deben multiplicarse.

Factor de carga muerta DLF (Dead load Factor): Se abarca solamente las cargas muertas de la grúa y la carga del polipasto en determinada la velocidad de desplazamiento en pies por minuto.

$$DLF = 1,1 \leq 1,05 + \frac{Velocidad\ desplazamiento\ (FPM)}{2000} \leq 1,2 \quad (\text{Ecuación 10})$$

En el gráfico siguiente se determina la carga el factor de carga muerta para el trolley

	VELOCIDAD FPM	FACTOR (DLF)
Para el trolley o carro eléctrico	59,4	1.1

Factor de carga de alzamiento HLF (Hoist Load Factor): Este movimiento es aplicado al movimiento de carga de régimen en la dirección vertical y abarca a las fuerzas de inercia, las fuerzas debido al levantamiento repentino y a la incertidumbre. Esto incluye la carga es 0.5% de la revolución para elevar (pies por minuto) del polipasto, donde se aplica por ser debajo al 15% o superior de 50%.

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 \times \text{Velocidad elevación (FPM)} \leq 0.5 \quad (\text{Ecuación 11})$$

	VELOCIDAD FPM	FACTOR (DLF)
Velocidad de elevación	13.12	0.15

Cargas de inercia debido al manejo IFD (Inertia Forces from drives): Estas fuerzas de inercia se producen durante la aceleración y desaceleración en los desplazamientos del puente grúa.

$$\text{Factor IFD} = 7.8 \times \text{aceleración} \left(\frac{ft}{s^2} \right) \geq 2.5 \% \quad (\text{Ecuación 12})$$

La aceleración se encuentra en función del mecanismo, el cual se estipula según el anexo E5 de la tabla 5.2.9.1.2.1-A (Rango típico de tasas de aceleración) de la norma CMAA 70; para la elevación de esta carga la velocidad requerida es 0.25 pies por segundo al cuadrado, por lo tanto, la carga es:

$$\text{Factor IFD} = 7.8 \times 0.25 = 1.95$$

La carga de inercia debido al manejo IFD será:

$$\text{IFD} = \text{Fuerza vertical (LL)} \times \text{Factor IFD} \quad (\text{Ecuación 13})$$

$$\text{IFD} = 468 \times 1.95 = 912.6 \text{ Kg} \approx 8952.6 \text{ N}$$

Combinación de cargas P': Según la norma CMAA las cargas combinadas de un puente grúa de uso regular de bajo aplicación de carga principal se debe calcular:

$$P' = DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD \quad (\text{Ecuación 14})$$

Dado que los valores de carga muerta DL no están determinados; para la carga de diseño P no se considerará esta carga sin embargo luego de la selección de los elementos estructurales se incorporará tal solución a la carga del análisis.

$$P' = 89.2 \times 1.1 + 468 \times (1 + 0.15) + 912.6 = 1548.92 \text{ Kg} \approx 15194.9 \text{ N}$$

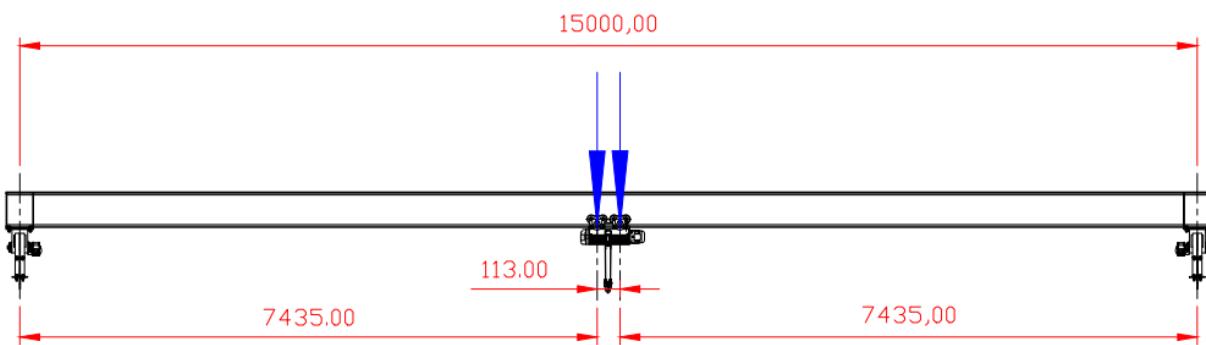
Por lo tanto, la carga principal P está apoyada en 4 ruedas el carro eléctrico, para el análisis de la viga esta se dividirá en dos.

$$P = \frac{P'}{2} = \frac{1548.92}{2} = 774.46 \text{ Kg} \approx 7597.4 \text{ N}$$

Cálculo de la viga principal

La viga principal del puente grúa se considera la parte crítica e importante del diseño, debido a que tienen que sostener toda la carga transmitida por el polipasto. La luz del puente es 15 m, se estudia la viga puente el cual se encuentra simplemente sobre sus lados posteriores con dos cargas puntuales que tienen una distancia de 0.13 m correspondientes a las ruedas del carro eléctrico del polipasto.

Figura 20
Análisis estático viga principal



Nota. Elaboración propia.

En los siguientes pasos se realizará la revisión estática y elaboración estructural de la viga principal.

Cálculo de la deflexión máxima permisible

La norma CMAA 70 pertenece al texto en el punto 3.5.5.1 donde se cuenta la máxima deflexión en sentido vertical de la viga no debe exceder $L/888$, como se indica en la siguiente ecuación.

$$Y'max = \frac{l}{888} \quad (\text{Ecuación 15})$$

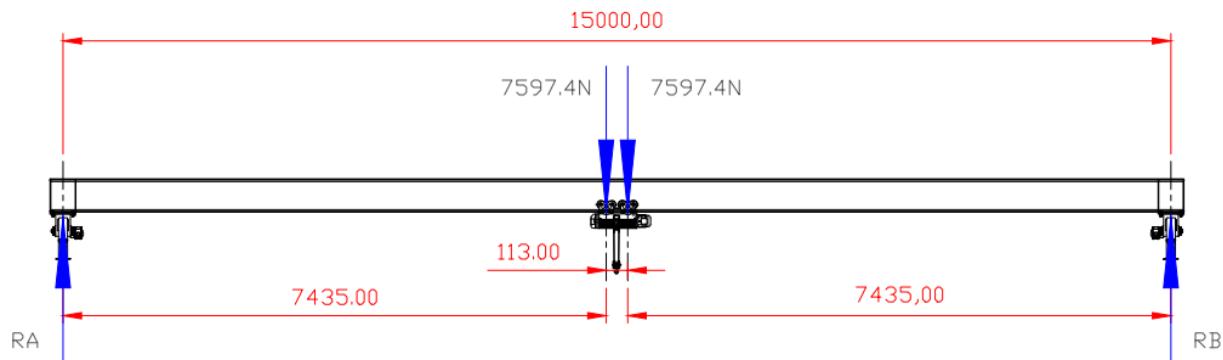
$$Y'max = \frac{l}{888} = \frac{15000}{888} = 16.89 \text{ mm} \approx 1.69 \text{ cm}$$

Cálculo del momento de Inercia Referencial

Previo a obtener la sección transversal de la viga principal, se determinará un valor del momento de inercia de referencia con la deflexión máxima permisible calculada anteriormente.

Figura 21

Diagrama de cuerpo libre de viga principal

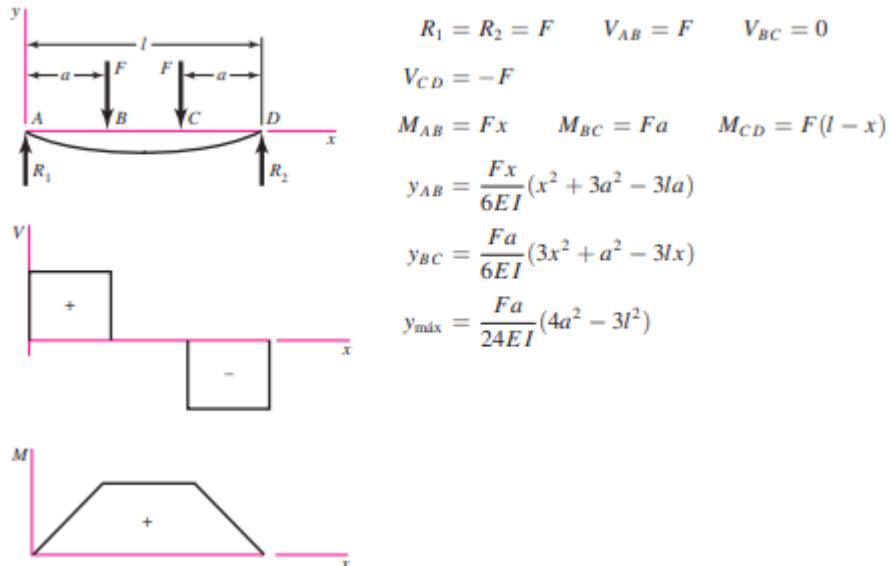


Nota. Elaboración propia.

Se utiliza la técnica de superposición para los casos en una viga de apoyo simple de cargas idénticas, que se obtiene de la tabla A-9 del libro Shigley (ver ANEXO F1).

Figura 22

Diagrama de apoyos simples cargas idénticas, cortante, momento y deflexión de vigas



Nota. Tabla A-9, pág. 993, libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Donde:

$Y'max$: Deflexión máxima

F : Cargas idénticas

l : Distancia entre apoyos

a : Distancia entre el apoyo y la carga puntual

E : Módulo de elasticidad (200 GPa)

I : Momento de inercia

Para determinar el momento de inercia máximo se hace uso de la siguiente ecuación:

$$I = \frac{Fa}{24EY'max} (3l^2 - 4a^2) \quad (\text{Ecuación 16})$$

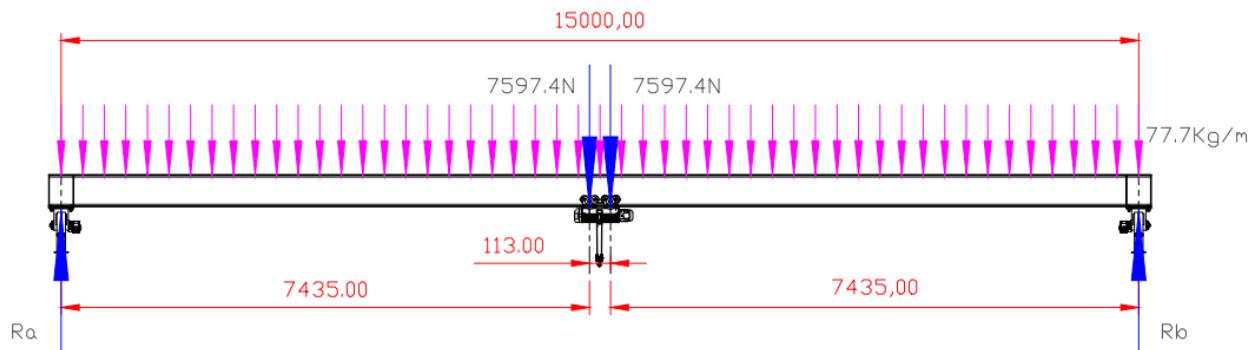
$$I = \frac{7597.4 Nx7.435m}{24x200x10^9 \frac{N}{m^2} x 0.0169m} (3x15^2 m^2 - 4x7.435^2 m^2) = 31605.45 cm^4$$

Se procede a comparar diferentes perfiles con relación al valor de inercia de referencia, se analiza un perfil tipo *IPE 450* de la tabla del manual de perfiles estructurales el cual presenta una inercia de $I = 33740 cm^4$ y peso $w = 77.7 \frac{Kg}{m}$, ver Anexo D1.

Análisis estático de la viga principal

Aplica el análisis estático sobre la viga principal, a través de la sumatoria de momentos y sumatorias de fuerzas; lo plantea el DCL el peso de la sección transversal seleccionada.

Figura 23
Diagrama estático de viga principal



Nota. Elaboración propia.

$$\sum Ma = 0$$

$$-Rbx15m + 7597.4Nx7.565m + 7597.4Nx7.435m + 77.7 \frac{Kg}{m} x 15mx9.81 \frac{m}{s^2} x 7.5m = 0$$

$$Rb = 13314.18 N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ra - Rb + 2x7597.4N + 77.7 \frac{Kg}{m} x 9.81 \frac{m}{s^2} x 15m = 0$$

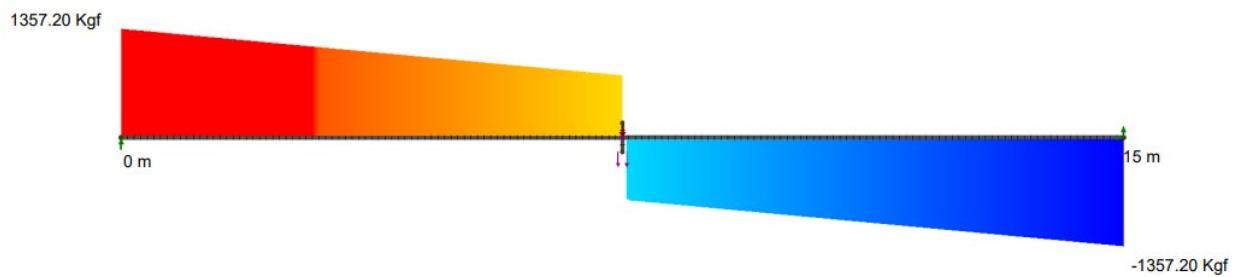
$$-Ra - 13314.18N + 2x7597.4N + 77.7 \frac{Kg}{m} x 9.81 \frac{m}{s^2} x 15m = 0$$

$$Ra = 13314.18 N$$

Cálculo de diagrama cortante y flexión

Con el valor de las reacciones calculadas se aplica a graficar el esquema de fuerzas cortantes.

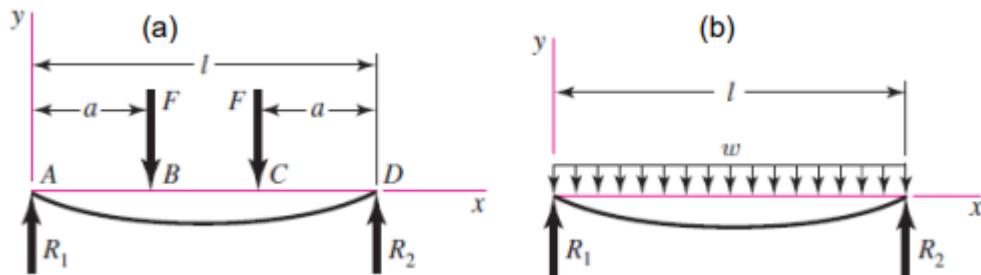
Figura 24
Diagrama Cortante de viga principal



Nota. Elaboración propia.

El momento flexionado máximo que se mantiene en la viga principal por ocasión de las dos cargas similares y la carga distribuida producto del peso del mismo se realiza a través de del cálculo de la técnica de la superposición (ver ANEXO F1).

Figura 25
Diagrama cargas, cortante, momento, deflexión de vigas en apoyos simples de cargas equidistantes y distribuida



Nota. Tabla A-9, Libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

$$M_F = Fxa \quad (\text{Ecuación 17})$$

$$M_W = \frac{Wxl^2}{8} \quad (\text{Ecuación 18})$$

Donde:

M_F : Momento flexionante a causa de las cargas idénticas equidistantes

M_W : Momento flexionante por la carga distribuida

F: Carga

l: Distancia entre apoyos

a: Distancia entre el apoyo y la carga puntual

Para obtener el momento flexionante máximo se debe sumar el resultado de los momentos de las ecuaciones.

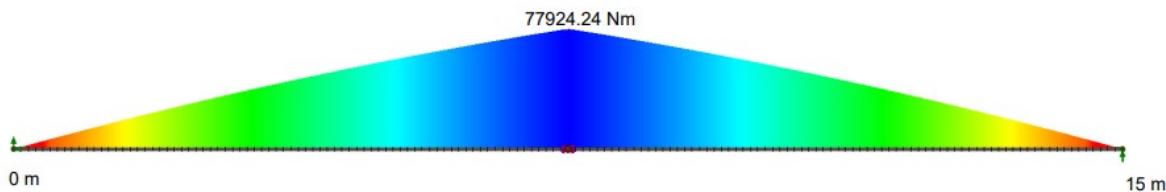
$$M_{\max} = M_F + M_W \quad (\text{Ecuación 19})$$

$$M_{\max} = Fx_a + \frac{Wxl^2}{8}$$

$$M_{\max} = 774.45 \frac{Kg}{m} \times 7.435m + \frac{77.7 \frac{Kg}{m} \times 15^2 m^2}{8} = 7943.34 \frac{Kg fm}{m} \approx 77.92 \frac{KN xm}{m}$$

Figura 26

Diagrama de momento de viga principal



Nota. Elaboración propia.

Cálculo de la deflexión de la viga principal

El cálculo de deflexión total de la viga puente es la suma de la deflexión de viga simple situada con dos cargas similares que mantienen una misma distancia Y_F ; y deflexión de una viga simple apoyada con carga distribuida Y_W .

$$Y_F = \frac{Fa}{24EI} (3l^2 - 4a^2) \quad (\text{Ecuación 20})$$

$$Y_W = \frac{5}{384EI} (Wl^2) \quad (\text{Ecuación 21})$$

$$Y_F = \frac{7597.4 Nx 7.435 m}{24x200x10^9 \frac{N}{m^2} x 33740 x 10^{-8} m^4} (3x15^2 m^2 - 4x7.435^2 m^2) = 0.0158 m \approx 1.58 cm$$

$$Y_W = \frac{5}{384x200x10^9 \frac{N}{m^2} x 33740 x 10^{-8} m^4} (77.7 \frac{Kg}{m} x 15 m x 9.81 \frac{m}{s^2} x 15^2 m^2) = 0.049 cm$$

La fuerza que ejerce la deflexión máxima que se encontrará puesta sobre la viga principal es el cálculo de la sumatoria de las fuerzas de deflexión a través por la carga principal y de la carga que es distribuida en toda la viga; está acorde a la norma CMAA; donde se indica la fuerza que ejerce sobre la deformación superior que puedes sostener una viga es $Y'_{max} = \frac{l}{888} = 1.69 cm$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W \quad (\text{Ecuación 22})$$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W < 1.69 cm$$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W = 1.58 cm + 0.049 cm = 1.629 cm \text{ (CUMPLE)}$$

Esfuerzo a flexión y cálculo de factor de seguridad

La fuerza que ejerce sobre la viga donde se coloca el esfuerzo máximo donde se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} x c}{I_x} \quad (\text{Ecuación 23})$$

$$\sigma_{max} = \frac{7943.34 K g m x 9.81 \frac{m}{s^2} x 225 x 10^{-3} m}{33740 x 10^{-8} m^4} = 51.96 MPa$$

Dado con el esfuerzo mínimo sometido sobre el material de acero estructural ASTM A36 es $\sigma_y = 250 Mpa$, la fuerza del esfuerzo máximo que se somete a una viga acorde a la norma CMAA es $0.75\sigma_y$ por lo tanto:

$$\sigma_{max} < 0.75\sigma_y$$

$$51.96 \text{ Mpa} < 0.75 \times 250 \text{ Mpa}$$

$$51.96 \text{ Mpa} < 187.5 \text{ Mpa} \text{ (CUMPLE)}$$

Existe un factor para la seguridad acorde a la normativa $n \geq 1.33$, la viga puente se encuentra dentro del rango:

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.33 \quad (\text{Ecuación 24})$$

$$n = \frac{0.75 \times 250 \text{ Mpa}}{51.96 \text{ Mpa}} = 3.60$$

$$n = 3.60 \text{ (CUMPLE)}$$

Se deduce finalmente que el porcentaje que se utiliza en el material es:

$$\% \text{ uso material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100\% \quad (\text{Ecuación 25})$$

$$\% \text{ uso material} = \frac{51.96 \text{ Mpa}}{0.75 \times 250 \text{ Mpa}} 100\% = 27.71\%$$

3.3. Selección de Viga Testera

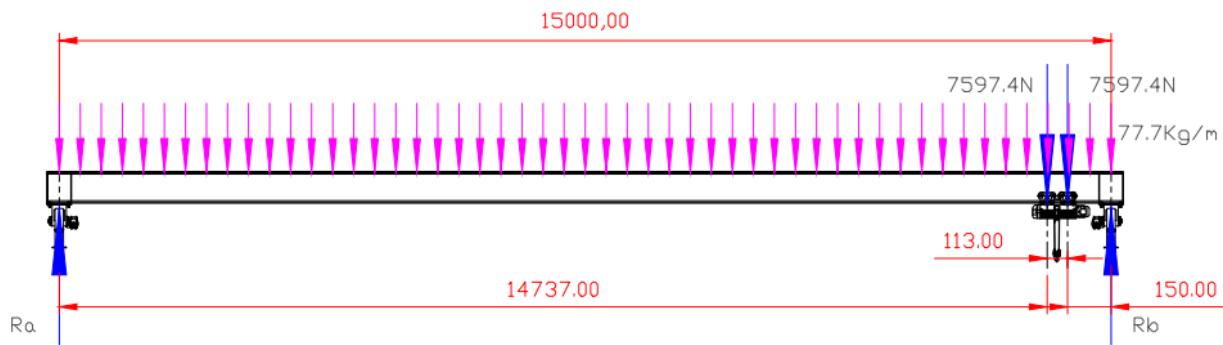
De acuerdo con la norma CMAA 70 establece que los puentes grúas deben transportarse a través de vigas testeras fabricadas para poder aplicar la máxima carga para utilizarlo cuando se encuentre a una distancia del extremo del puente. En cuanto a la distancia entre los componentes de las ruedas entre una viga testera no puede estar por debajo de 1/7 sobre el espacio del puente grúa.

Análisis de cargas

En base a la fabricación de la viga testera se toman todas las reacciones obtenidas en un extremo del puente grúa, además la máxima carga tiene que ser trasladada hacia el punto extremo del puente como se visualiza en la Figura 27

Figura 27

Diagrama viga puente con cargas equidistantes en su extremo máximo



Nota. Elaboración propia.

Se determina los fenómenos que suceden en los apoyos de la viga puente a través de ecuaciones equilibrio.

$$\sum M_A = 0$$

$$-Rbx15m + 7597.4Nx14.85m + 7597.4Nx14.74m + 77.7 \frac{Kg}{m} x 15mx9.81 \frac{m}{s^2} x 7.5m = 0$$

$$Rb = 20\ 703.92\ N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-Ra - Rb + 2x7597.4N + 77.7 \frac{Kg}{m} x 15mx9.81 \frac{m}{s^2} = 0$$

$$-Ra - 20\ 703.91N + 15\ 194.8\ N + 11\ 433.55\ N = 0$$

$$Ra = 5\ 924.45N$$

Selección de la sección transversal de la viga testera

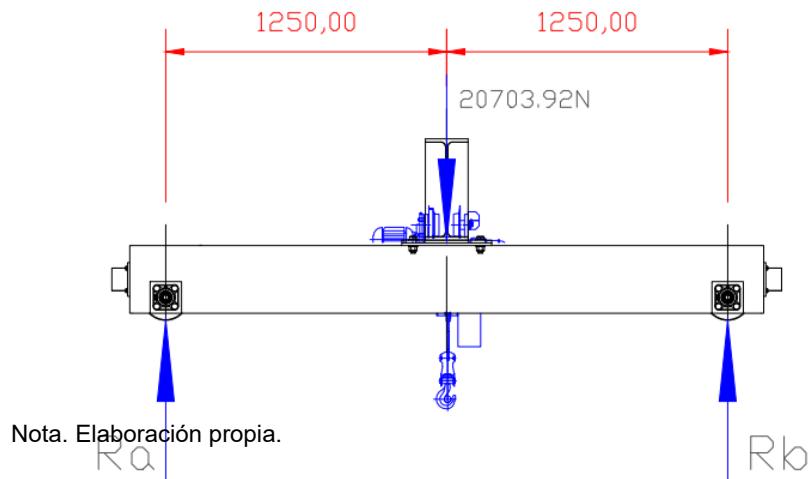
Es la parte transversal comprendida por componentes UPN de 300 de acero ASTM A36; el componente UPN cuenta con un momento de estática de 8030cm^4 con $47.36 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$ de peso, además de estos de perfiles similares existentes en la empresa MODASA.

Análisis estático de la viga testera

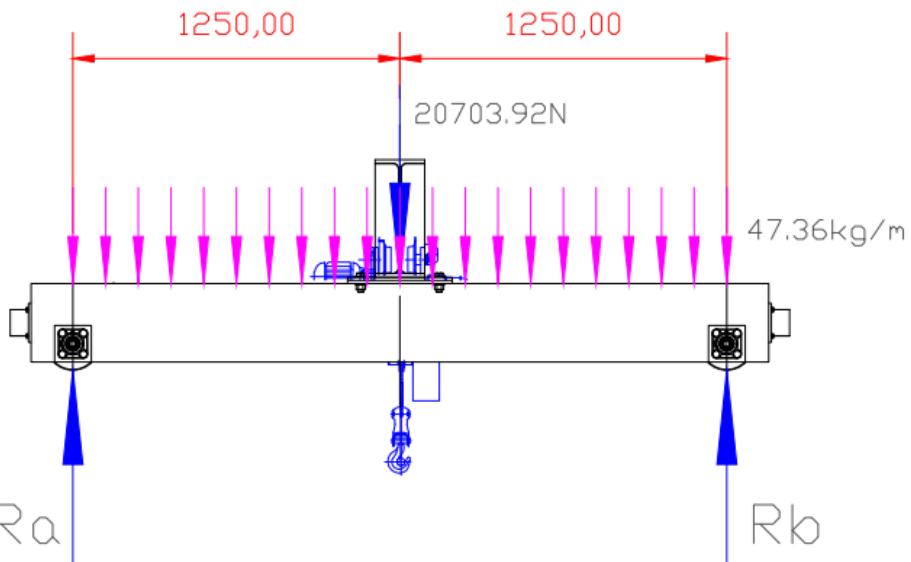
El marco sobre la viga testera considerando que soportará una carga máxima de 20 703.92N. Esta carga está situado en el medio de la viga es maciza.

Figura 28

Diagrama de cargas de viga testera



El diagrama de cuerpo libre se representa en la Figura 29 considerando la cantidad que sostiene el perfil seleccionado.

Figura 29*Diagrama de cuerpo libre de viga testera*

Nota. Elaboración propia.

Se plantea ecuaciones de equilibrio para obtener las reacciones.

$$\sum M_A = 0$$

$$-Rbx2.5m + 20703.92N \times 1.25m + 2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 2.5m \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 1.25m = 0$$

$$Rb = 11513.46N \approx 1173.95Kgf$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-Rb - Ra + 20703.92N + 2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 2.5m \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 0$$

$$-11513.46N - Ra + 20703.92N + 2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 2.5m \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 0$$

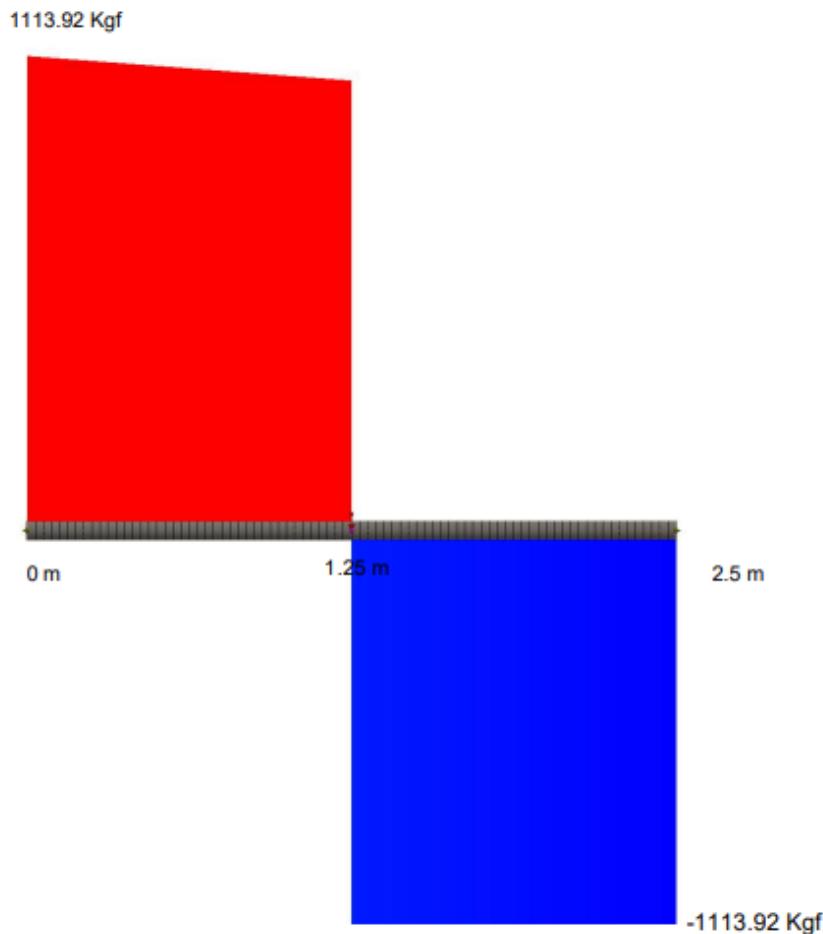
$$Ra = 11513.46N \approx 1173.95 Kgf$$

Diagramas de cargas cortantes y momento flexionante

Mediante el cálculo de cargas en secciones da a inicio a cargas de los momentos hallados.

Figura 30

Diagrama de carga cortante viga testera



Nota. Elaboración propia.

Se utilizan la fórmula de la técnica para la superposición, para calcular la fuerza máxima de deflexión de viga que se encuentra apoyada mediante la carga central, el máximo momento que soportará la viga testera se calcula a través del cálculo de la suma de los momentos a cargo de las fuerzas M_F y la distribución de la carga de momentos M_W .

$$M_{max} = M_F + M_W$$

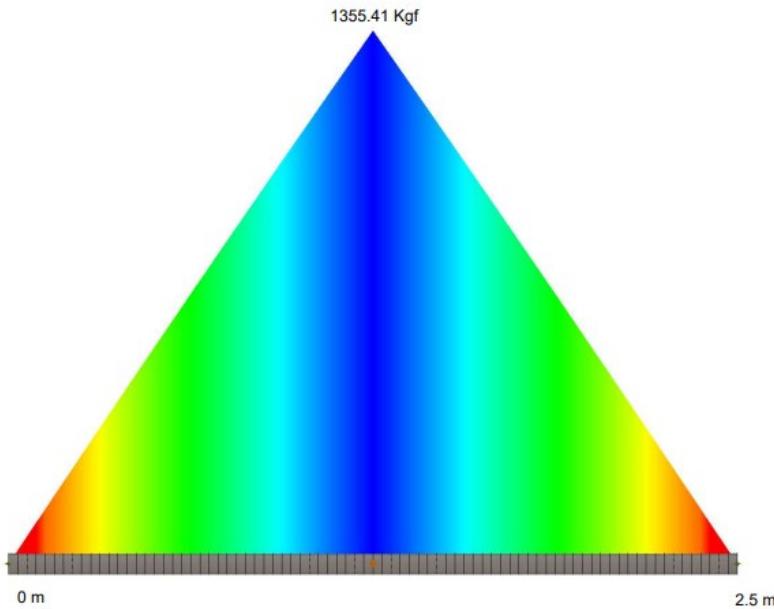
$$M_{max} = \frac{Fxl}{4} + \frac{Wxl^2}{8}$$

$$M_{max} = \frac{20703.92Nx2.5m}{4} + \frac{2x47.36\frac{Kg}{m}*9.81\frac{m}{s^2}x2.5^2xm^2}{8}$$

$$M_{max} = 13665.89Nm \approx 1393.06 Kgf m$$

El esquema flexionante que genera el momento de la viga testera se representa en la Figura 31.

Figura 31
Diagrama de momento flector viga testera



Nota. Elaboración propia.

Cálculo deflexión de viga testera

La viga se ejerce una deflexión testera dentro de una carga central del libro de Shigley en la tabla A-9.

$$Y_F = \frac{Fxl^3}{48EI} \quad (\text{Ecuación 26})$$

$$Y_F = \frac{20703.95N \times 2.5^3 m^3}{48 \times 200 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 3080 \times 10^{-8} m^4}$$

$$Y_F = 1.09 \times 10^{-3} m \approx 1.09 mm$$

La siguiente fuerza de deflexión de la viga testera se realiza sobre la carga que se distribuye donde es obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley.

$$Y_W = \frac{5}{384EI} (Wl^4) \quad (\text{Ecuación 27})$$

$$Y_W = \frac{5}{384 \times 200 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 3080 \times 10^{-8} m^4} (2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 2.5^4 m^4)$$

$$Y_W = 7.67 \times 10^{-5} m = 0.076 mm$$

La deflexión total es el cálculo de la suma de la flecha por la carga puntual, se adiciona la flecha por la carga distribuida; también debe cumplir con lo acorde a la norma CMAA 70; donde enfoca en la máxima deformación permisibles para que pueda sostener la viga es $l/888$, por lo tanto:

$$Y_{max} < \frac{2500mm}{888}$$

$$Y_{max} < 2.81 mm$$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W$$

$$Y_{max} = 1.09 mm + 0.076 mm < 2.81 mm$$

$$Y_{max} = 1.17 mm < 2.81 mm \text{ (CUMPLE)}$$

Cálculo del esfuerzo de flexión y factor de seguridad

La viga es sometida a una fuerza de flexión con máximo esfuerzo se encuentra conformado por:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}xC}{I_x}$$

$$\sigma_{max} = \frac{13665.84 Nm \times 0.15 m}{8030 \times 10^{-8} m^4}$$

$$\sigma_{max} = 0.2552 \times 10^8 Pa = 25.52 MPa$$

El factor de la fuerza que se ejerce es el máximo esfuerzo a lo que indica sobre el acero estructural ASTM A36 es $\sigma_y = 250 Mpa$, tiene que experimentar sobre el máximo esfuerzo que se obtiene sobre una viga de acuerdo con la norma CMAA es $0.75\sigma_y$ por lo tanto:

$$\sigma_{max} < 0.75x\sigma_y$$

$$25.52 Mpa < 0.75 \times 250 Mpa$$

$$25.52 Mpa < 187.5 Mpa (\text{CUMPLE})$$

La seguridad cuenta con un factor que de acuerdo a la normativa $n \geq 1.33$, la viga puente cuenta con dicho parámetro:

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}} ; n \geq 1.33$$

$$n = \frac{0.75 \times 250 Mpa}{25.52 Mpa} = 7.35$$

$$n = 7.35 (\text{CUMPLE})$$

Se puede entender que el porcentaje que se utiliza para el material es:

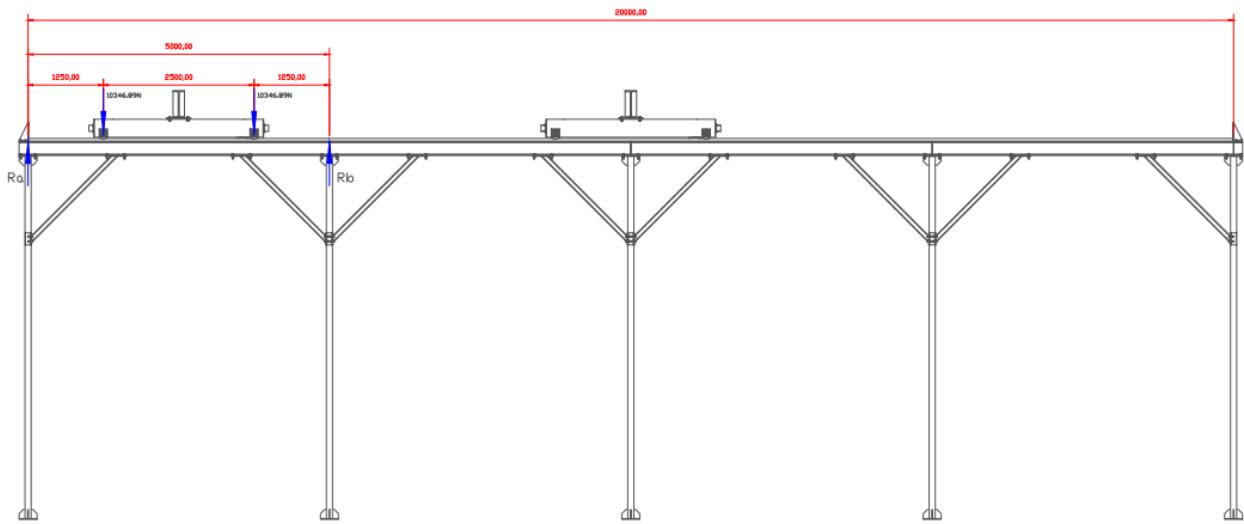
$$\% \text{ uso material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100\%$$

$$\% \text{ uso material} = \frac{25.52 \text{ MPa}}{0.75 \times 250 \text{ MPa}} 100\% = 13.61\%$$

3.4. Selección de Viga Carrilera

Se traslada el puente grúa a través de dos elementos carrileras, el cual debe enfocar la estructura del peso del puente grúa, se tiene también una platina guía por el cual desplaza la viga testera mediante ruedas.

Figura 32
Diagrama de cargas sobre viga carrilera

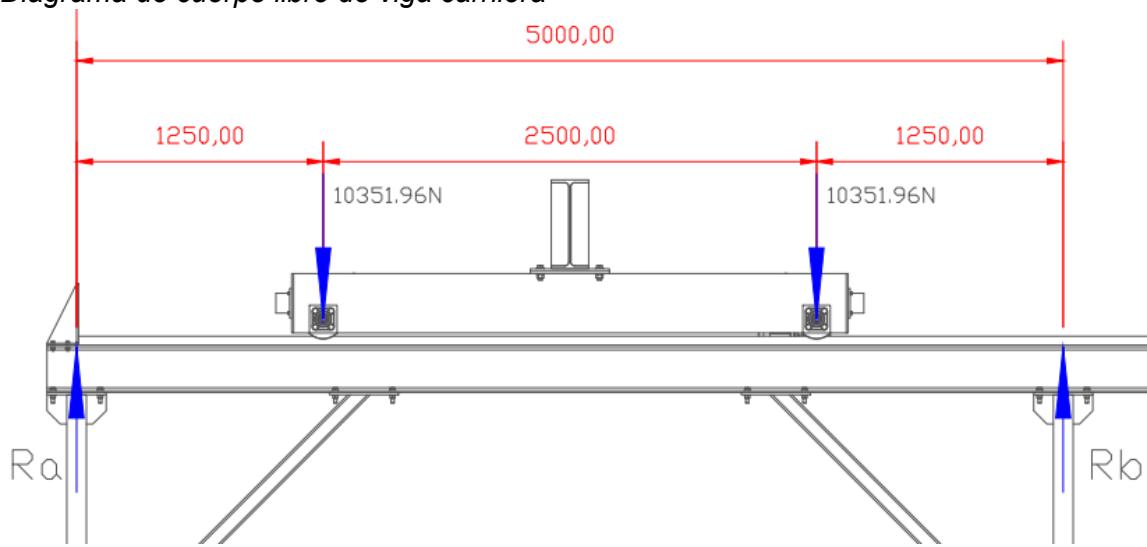


Nota. Elaboración propia.

Cálculo de la deflexión máxima permisible

Se establece en la normativa CMAA 70 en el acápite 3.5.5.1 determina que el sentido de la deflexión en sentido vertical máxima de la viga no debe exceder $L/888$, como se indica en la siguiente ecuación.

$$Y'_{max} = \frac{l}{888} = \frac{5000}{888} = 5.63 \text{ mm} \approx 0.00563 \text{ m}$$

Figura 33*Diagrama de cuerpo libre de viga carrilera*

Nota. Elaboración propia.

Se determina el momento de inercia máximo se hace uso de la siguiente ecuación:

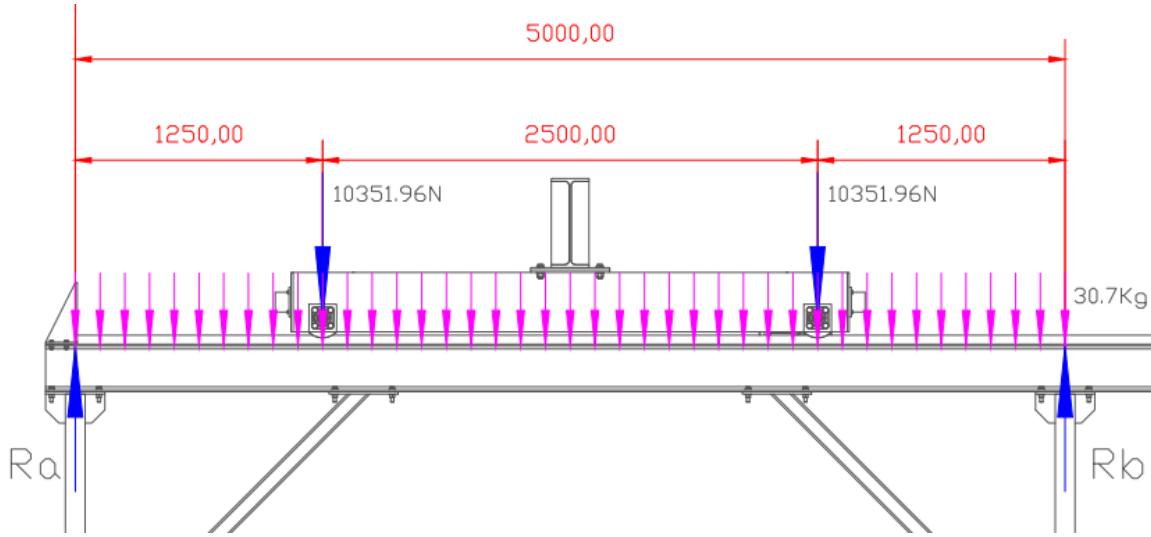
$$I = \frac{Fa}{24EY'max} (3l^2 - 4a^2)$$

$$I = \frac{10\ 351.96\ N \times 1.25m}{24 \times 200 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 0.00563m} (3 \times 5^2 m^2 - 4 \times 1.25^2 m^2) = 3315.43\ cm^4$$

Se compara con distintos componentes que buscan la interrelación del valor de inercia con referencia al tipo de componente tipo *IPE 240* según la tabla del manual de perfiles estructurales el cual presenta una inercia de $3890\ cm^4$ y peso $30.7\frac{Kg}{m}$.

Análisis estático de la viga carrilera

Aplica de la viga el cálculo de la estática carrilera, mediante sumatorias de momentos y fuerzas; se manifiesta el DCL el peso de la sección de manera transversal seleccionada.

Figura 34*Diagrama de cuerpo libre de la viga carrilera*

Nota. Elaboración propia.

$$\sum Ma = 0$$

$$-Rbx5m + 10351.96Nx3.75m + 10351.96Nx1.25m + 30.70 \frac{Kg}{m} x 5mx9.81 \frac{m}{s^2} x 2.5m = 0$$

$$Rb = 11104.16N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ra - Rb + 2x10351.96N + 30.70 \frac{Kg}{m} x 9.81 \frac{m}{s^2} x 5m = 0$$

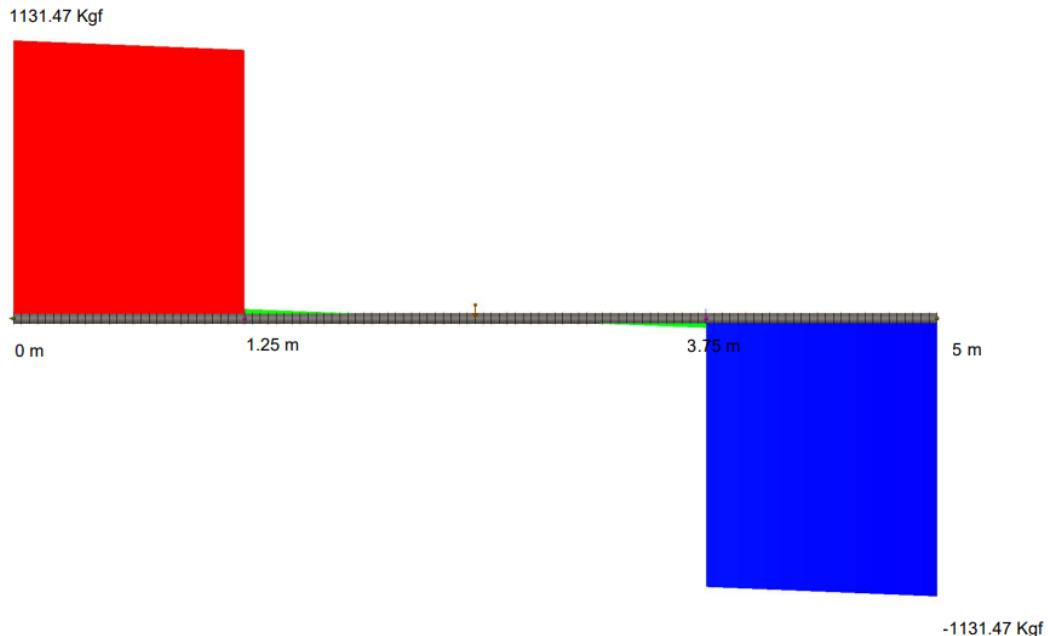
$$-Ra - 11104.16N + 2x10346.96N + 30.70 \frac{Kg}{m} x 9.81 \frac{m}{s^2} x 5m = 0$$

$$Ra = 11104.16N \cong 1131.92Kgf$$

Cálculo de diagrama cortante y flexión

Con el cálculo de las reacciones se determina a calcular el diagrama de fuerzas con dirección cortante.

Figura 35
Diagrama de fuerza cortante viga carillera



Nota. Elaboración propia.

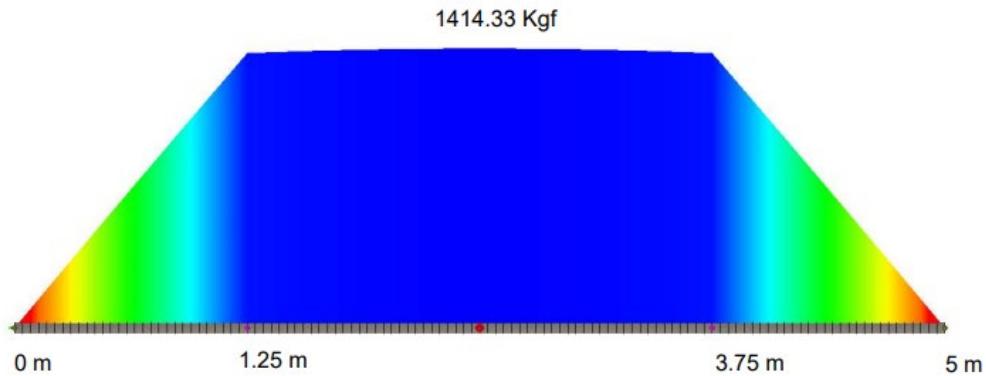
Se obtiene las ecuaciones como resultado de la sumatoria de momentos de manera flexionante.

$$M_{max} = M_F + M_W$$

$$M_{max} = F_{xa} + \frac{Wx l^2}{8}$$

$$M_{max} = 1055.25 Kgx 1.25m + \frac{30.70 \frac{Kg}{m} x 5^2 m^2}{8} = 1415 Kgx m \approx 13881.15 N$$

Figura 36
Diagrama de momento flexionante de la viga carrilera



Nota. Elaboración propia.

Cálculo de la deflexión de la viga carrilera

La viga carrilera se encuentra la deflexión total es la suma de la deflexión de viga simple encima con dos cargas idénticas equidistantes Y_F ; y viga en sentido de deflexión simple apoyada sobre una carga que se distribuye Y_W .

$$Y_F = \frac{Fa}{24EI} (3l^2 - 4a^2)$$

$$Y_W = \frac{5}{384EI} (Wl^2)$$

$$Y_F = \frac{10351.96N \times 1.25m}{24 \times 200 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 3890 \times 10^{-8} m^4} (3 \times 5^2 m^2 - 4 \times 1.25^2 m^2) = 0.00476 m \approx 4.76 mm$$

$$Y_W = \frac{5}{384 \times 200 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 3890 \times 10^{-8} m^4} (30.70 \frac{Kg}{m} \times 5m \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 5^2 m^2) = 0.063 mm$$

La máxima deflexión que se encuentra sujeta la viga carrilera se encuentra en el cálculo de sumatoria de la fuerza de manera deflexión sobre la carga en el centro y de la carga que se distribuye; también tiene que estar acorde a la norma CMAA; lo determina máxima deformación

$$\text{que permite una viga es } Y'_{max} = \frac{l}{888} = 5.63 mm$$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W < 5.63 \text{ mm}$$

$$Y_{max} = Y_F + Y_W = 4.76 \text{ mm} + 0.063 \text{ mm} = 4.827 \text{ mm} < 5.63 \text{ mm} \text{ (CUMPLE)}$$

Esfuerzo a flexión y cálculo de factor de seguridad

La viga está sometido al máximo esfuerzo en sentido de flexión dado en la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} x c}{I_x}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1415 \text{ Kgm} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 120 \times 10^{-3} \text{ m}}{3890 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 42.82 \text{ MPa}$$

Debido al límite de esfuerzo sobre la acumulación de acero estructural ASTM A36 es

$\sigma_y = 250 \text{ MPa}$, el máximo esfuerzo que contiene una viga dada la norma CMAA es $0.75\sigma_y$, por lo tanto:

$$\sigma_{max} < 0.75\sigma_y$$

$$42.82 \text{ MPa} < 0.75 \times 250 \text{ MPa}$$

$$42.82 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

La seguridad ejerce un factor de acuerdo la normativa $n \geq 1.33$, la viga puente cuenta con dicho estándar:

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}} ; n \geq 1.33$$

$$n = \frac{0.75 \times 250 \text{ MPa}}{42.82 \text{ MPa}} = 4.38$$

$$n = 4.38 \text{ (CUMPLE)}$$

Se infiere que la utilización del material en porcentaje es:

$$\% \text{ uso material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100\%$$

$$\% \text{ uso material} = \frac{42.82 \text{ Mpa}}{0.75 \times 250 \text{ Mpa}} 100\% = 22.83\%$$

3.5. Dimensionamiento de las ruedas

Las ruedas están ubicadas en la parte interna de las vigas testeras y manteniendo una distancia de 2.5 m entre ellas; se dimensionarán para una guía cuadrada de 45 mm y la carga máxima que debe soportar es el factor máximo que se calcula en el dimensionamiento de la viga testera.

$$Ra = Rb = 11104.16N \approx 2496.31lbf$$

Para el dimensionamiento de la rueda se hará uso del esquema 4.13.3-4 a la normativa CMAA 70. En el caso del material de la rueda que es acero SAE 1045 con rigidez BHN 200 se recomienda usar rueda de 8 pulgadas en diámetro el cual puede llegar a soportar 6750 lb el superior sobre la carga necesitada es 2496.31 lb.

Para comprobar el diámetro seleccionado y el coeficiente de carga de la rueda según la Tabla 4.13.3.4 se calcula de la siguiente manera:

$$Kwl = Kbw \times Cs \times Sm \quad (\text{Ecuación 28})$$

Kwl: Coeficiente de carga

Kbw: Factor de carga para ruedas del puente

Cs: Factor de velocidad

Sm: Factor de servicio de la rueda

El valor K_{bw} se obtiene a partir de la interpolación de valores de la Tabla, el cual está en función de la capacidad del puente y la luz del puente grúa; por lo tanto, para una carga de 1 Ton y una luz de 15m \cong 50 pies el valor del factor es $K_{bw} = 0.875$.

El factor C_s se cuenta con un esquema 4.13.3-2 el cual está en determinación de la distancia del diámetro del material de la rueda y las revoluciones del puente grúa. La velocidad de la grúa es 115 pies/min y el diámetro 8 pulgadas, se interpola los números que se encuentra en la tabla $C_s = 1.071$.

El factor servicio de la rueda S_m es 1.25 veces el factor de servicio de la maquinaria C_d , según la clase de servicio tipo C es 0.8 según la norma CMAA 4.1.3-1.

Los valores obtuvimos se reemplazan en la ecuación:

$$K_w l = K_{bw} \times C_s \times S_m$$

$$K_w l = 0.875 \times 1.071 \times 1.25 C_d$$

$$K_w l = 0.875 \times 1.071 \times 1.25 \times 0.8 = 0.937$$

Según la norma CMAA 4.13.3.5 la carga equivalente de la rueda se calcula de la siguiente manera:

$$P_e = \text{Carga máxima rueda} \times K_w l$$

$$P_e = 2496.31 lb \times 0.937 = 2339.04 lb$$

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

$$6750 lb > 2339.04 lb (\text{CUMPLE})$$

Para calcular el número de revoluciones al que giraran las ruedas de la viga testera se calcula con la siguiente formula:

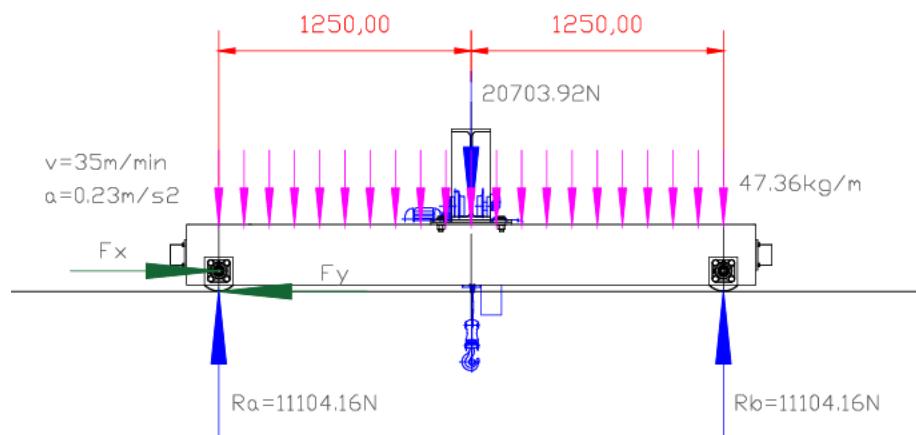
$$n = \frac{V}{\pi x D} \quad (\text{Ecuación 29})$$

$$n = \frac{35 \frac{m}{min}}{\pi x 8x25.4 * 0.001m} = 54.83 rpm$$

3.6. Torque de diseño

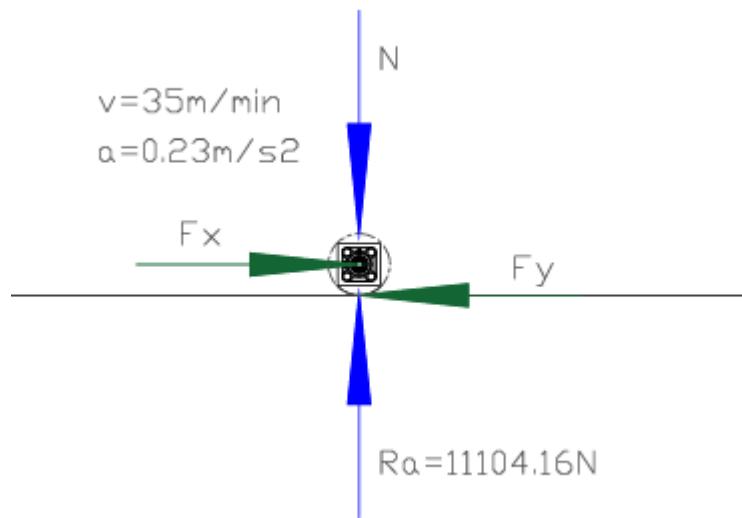
Se calcula la fuerza que se necesita en mover el puente grúa se analiza el diagrama de la viga Testera, su velocidad de desplazamiento es $35 \text{ m/min} \approx 115 \text{ fpm}$ y la aceleración es $0.75 \text{ ft/s}^2 \approx 0.23 \text{ m/s}^2$ se determinó a partir de la tabla 5.2.9.1.2.1-A de la guía para el traslado tiene que llegar a un alcance sobre el estándar de aceleración típico de la norma CMAA 70.

Figura 37
Análisis dinámico de viga testera



Nota. Elaboración propia.

En el esquema de la rueda del cuerpo libre, hará uso del movimiento cinemático.

Figura 38*Diagrama de cuerpo libre de rueda viga testera*

Nota. Elaboración propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$N - R_a = 0$$

$$N = R_a = 11104.16 \text{ N}$$

ITEM	PESO DE ESTRUCTURA Y CARGA NOMINAL	UNIDAD	CANTIDAD	PESO	SUB TOTAL
1.00	Viga principal	Kg	1	1,165.50	1165.50
2.00	Viga Testera	Kg	2	236.80	473.60
3.00	Polipasto	Kg	1	64.00	64.00
4.00	Carro eléctrico	Kg	1	25.20	25.20
5.00	Carga nominal o levantada	Kg	1	468.00	468.00
6.00	Masa total a desplazar	Kg			2196.3

Se calcula la fuerza de desplazamiento F_x ; donde el factor de fricción de la rueda metálica es 0.007 se obtiene del esquema 5.2.9.1.2.1-D acorde a la normativa CMAA (ver anexo E8).

$$\sum Fx = mxa$$

$$Fx - Fy = mxa$$

$$Fx - Nxfr = mxa$$

$$Fx = 11104.16x0.007 + 2196.3x0.23 = 582.88 N$$

El torque necesario para mover el puente grúa se calcula

$$\tau = \frac{FxDrueda}{2} \quad (\text{Ecuación 30})$$

$$\tau = \frac{582.88x0.2032m}{2}$$

$$\tau = 59.22 Nm$$

3.7. Cálculo, Selección de Motor y Reductor para el Puente Grúa

Para accionar el puente grúa y lograr el desplazamiento longitudinal se aplicará según la normativa CMAA 70 acápite 5.2.9.1.2.1; donde determina su motor la potencia en HP no debe ser menor que la que surge de la siguiente fórmula:

$$P(HP) = K_a x W x V x K_s$$

Donde:

K_a : Factor de aceleración para el tipo de motor empleado

K_s : Factor de servicio que tienen en cuenta el accionamiento y ciclo de trabajo ver tabla 5.2.9.1.2.1-E (ver Anexo E9).

W : Peso total a ser movido incluyendo todas las cargas (vivas y muertas)

V : Velocidad de régimen del accionamiento en Pies/ minuto

Para el caso general de accionamiento del puente y Trolley

$$K_a = \frac{f + \frac{2000xaxCr}{gxE}}{33000xKt} x \frac{Nr}{Nf}$$

Donde:

f: Fricción de rodamiento del accionamiento (incluyendo pérdidas de la transmisión, libras por tonelada) ver tabla 5.2.9.1.2.1-D, ver anexo E8; para el diámetro de una rueda de 8" es se obtiene un $f = \frac{16lb}{tn}$.

a: Relación entre la aceleración promedio o uniforme equivalente en pies por segundo al cuadrado y la velocidad de régimen en rpm del motor, ver tabla 5.2.9.1.2.1-A ver anexo E5, corresponde una aceleración de 0.75 $\frac{ft}{min}$.

Cr: Factor de inercia rotacional

$$Cr = 1.05 + \frac{a}{7.5}$$

$$Cr = 1.05 + \frac{0.75}{7.5} = 1.15$$

g: aceleración de la gravedad $32.2 \frac{ft}{s^2}$

E: Eficiencia de la maquinaria, se debe usar 0.9 si la eficiencia no es conocida acorde CMAA.

Nr: Velocidad nominal con carga del motor rpm

Nf: Rpm de la operación libre del motor a través de la conducción de la velocidad V

La velocidad del motor sin o con carga Nr/Nf se cuenta con un valor de 0.96

K_t: La aceleración de un factor par resulta del esquema 5.2.9.1.2.1-C ver anexo E7, está acorde al tipo del motor. Con ello se relaciona un motor A/C controlado a través del variador de frecuencia con un factor *K_t*; 1.5

Al reemplazar todos los valores en la ecuación se obtendrá *K_a*.

$$K_a = \frac{f + \frac{2000xaxCr}{gxE}}{33000xKt} x \frac{Nr}{Nf}$$

$$K_a = \frac{16 + \frac{2000x0.75x1.15}{32.2x0.9}}{33000x1.5} x 0.96 = 1.46x10^{-3}$$

En el factor K_s , calcula inicialmente del esquema 5.2.9.1.2.1-E acorde a la normativa CMAA 70, ver anexo E9, aquí aplica el tipo de motor y la clase de servicio de la grúa; para el requerimiento se utiliza para puente grúa tipo C y motor AC le corresponde $K_s = 1.2$.

La carga total para mover es $W = 2196.3 \text{ Kg} \approx 2.2 \text{ Ton}$ y la revolución de traslado lde manera en longitud que resulta es 35 m/min (115 fpm) se obtiene:

$$P(HP) = K_a x W x V x K_s$$

$$P(HP) = 1.46x10^{-3} x 2.2 x 115 x 1.2 = 0.44HP$$

3.8. Cálculo de Columnas

Las columnas de diseño tendrán una longitud de 6 m de altura y estará conformado por perfiles de IPE200; según sus propiedades geométricas y mecánicas tiene un valor $I_x = 1940 \text{ cm}^4$ y $I_y = 142 \text{ cm}^4$ y una sección transversal de área que resulta $S = 28.50 \text{ cm}^2$.

Hará uso de la técnica de estudio de columnas en función al libro de Resistencia de Materiales de Robert L. Mott a través de la secuencia de pasos:

Paso 1. Factor de Fijación

En la siguiente a los extremos sobre las columnas empotrados, a disposición en la fabricación en la actualidad se aplica el factor $K = 0.65$ donde se describe en la figura 6-3 pág. 234 del libro de Mott, ver Anexo G1.

Paso 2. Longitud efectiva

El valor de la longitud efectiva se calcula de la siguiente manera:

$$Le = KL \quad (\text{Ecuación 31})$$

Le: Longitud efectiva

L: Longitud de columna

K: Factor de fijación

$$Le = KL = 0.65 \times 6m = 3.9m$$

Paso 3. Radio de giro

La medida de esbeltez de una columna es su radio de giro y se determina según la ecuación:

$$R = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (\text{Ecuación 32})$$

Donde:

I: Momento de inercia de la sección transversal

A: Área de la sección transversal

Se determina la Inercia con respecto a los ejes "x" y "y" de la sección transversal de la columna, utilizando el teorema de los ejes paralelos.

$$Ix = 2(Ix + Ax dy^2) \quad (\text{Ecuación 33})$$

$$Ix = 2(1940 + 28.50 \times 10^2) = 9580 \text{ cm}^4$$

$$Iy = 2(Iy + Ax dx^2)$$

$$I_{yy} = 2(142 + 28.50x0^2) = 284\text{cm}^4$$

Por lo tanto, el radio de giro se calcula de la siguiente manera:

$$rx = \sqrt{\frac{Ix}{A}} = \sqrt{\frac{9580}{2x28.50}} = 12.96\text{cm}$$

$$ry = \sqrt{\frac{Iy}{A}} = \sqrt{\frac{284}{2x28.50}} = 2.23\text{cm}$$

Paso 4. Relación de esbeltez SR

Se refiere al cociente entre la distancia equivalente y el mínimo radio de giro.

$$SR = \frac{Le}{r_{min.}} \quad (\text{Ecuación 34})$$

$$SR = \frac{390\text{cm}}{2.23\text{cm}} = 174.88$$

Paso 5. Constante de la columna

Se encuentra en las características acorde al material de la columna acero A36, E=200

GPa y $\sigma_y=250$ MPa.

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} \quad (\text{Ecuación 35})$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 200 \times 10^3 \text{ Mpa}}{250\text{MPa}}} = 125.66$$

Paso 6. Comparación entre SR y Cc

Interrelaciona el SR y Cc, se toma la decisión si se enfoca en una columna larga o corta. SR es mayor que Cc, se utilizará la ecuación de pandeo crítico en columnas cortas.

$$P_c = A\sigma_y \left[1 - \frac{\sigma_y(SR)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (\text{Ecuación 36})$$

$$P_c = 2 \times 0.00285 \times 250 \times 10^6 Pa \left[1 - \frac{250 \times 10^6 Pa (174.88)^2}{4\pi^2 \times 200 \times 10^9 Pa} \right]$$

$$P_c = 36085.55 N$$

Paso 7. Verificación de la resistencia de la columna según normativa

La normativa CMMA 70 acápite 3.4.1 el máximo esfuerzo que se mantendrá sobre la estructura enfocada a comprimir no debe sobrepasar el $0.6\sigma_y$. Calcular la fuerza que sujeta una parte en compresión, el acápite 3.4.6.1 establece para la formula en columnas. Adicionalmente la norma establece un factor de diseño $N = 1.1$ para el caso 1 de esfuerzos.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_y \left[1 - \frac{(SR)^2}{2(Cc)^2} \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3(SR)}{8Cc} - \frac{(SR)^3}{(8Cc)^3} \right] N} \quad (\text{Ecuación 37})$$

$$\sigma_A = \frac{250 \times 10^6 Pa \left[1 - \frac{(174.88)^2}{2(125.66)^2} \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3(174.88)}{8 \times 125.66} - \frac{(174.88)^3}{(8 \times 125.66)^3} \right] \times 1.1}$$

$$\sigma_A = 3.29 MPa$$

$$\sigma_A \leq 0.6\sigma_y$$

$$3.29 Mpa \leq 150 Mpa \text{ (Cumple)}$$

Paso 8. Carga permisible

$$Pa = \frac{P_c}{N} \quad (\text{Ecuación 38})$$

$$Pa = \frac{36085.55 N}{1.1} = 32805.05 N$$

Paso 9. Comparación carga permisible y carga máxima

Las columnas cuentan con fuerzas que sostienen los parámetros en anclaje de la viga, $R_b = 11099.80N$ y esto es por debajo de la carga, en base a esto cumple con poder que la columna resista.

$$P < P_a$$

$$11 \text{ KN} < 32.80\text{KN} \text{ (Si cumple)}$$

3.9. Simulación

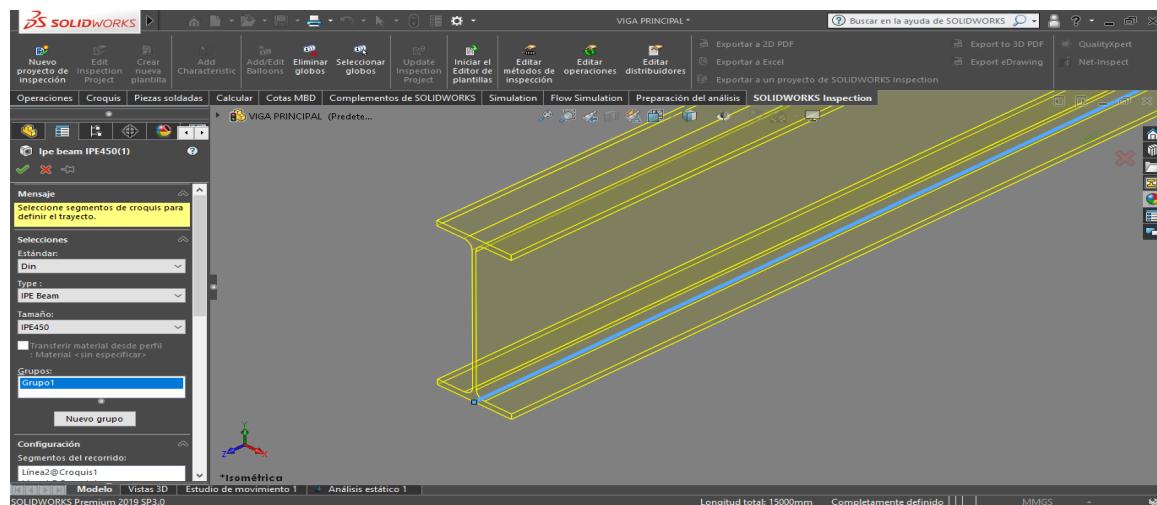
La validación de los resultados teóricos de los elementos estructurales obtenido mediante la mecánica de materiales clásica. Enfoca en un parámetro mediante componentes finitos a través del sistema comercial SolidWorks.

3.9.1. Simulación de Viga Principal

Paso 1. Geometría y selección del perfil:

Inicia la etapa en simular la viga principal es graficar en el plano x-y una línea de 15000 mm, en la opción pieza soldada de SolidWorks seleccionar el estándar normativo, tipo y tamaño de viga según Figura 39.

Figura 39
Geometría de viga principal

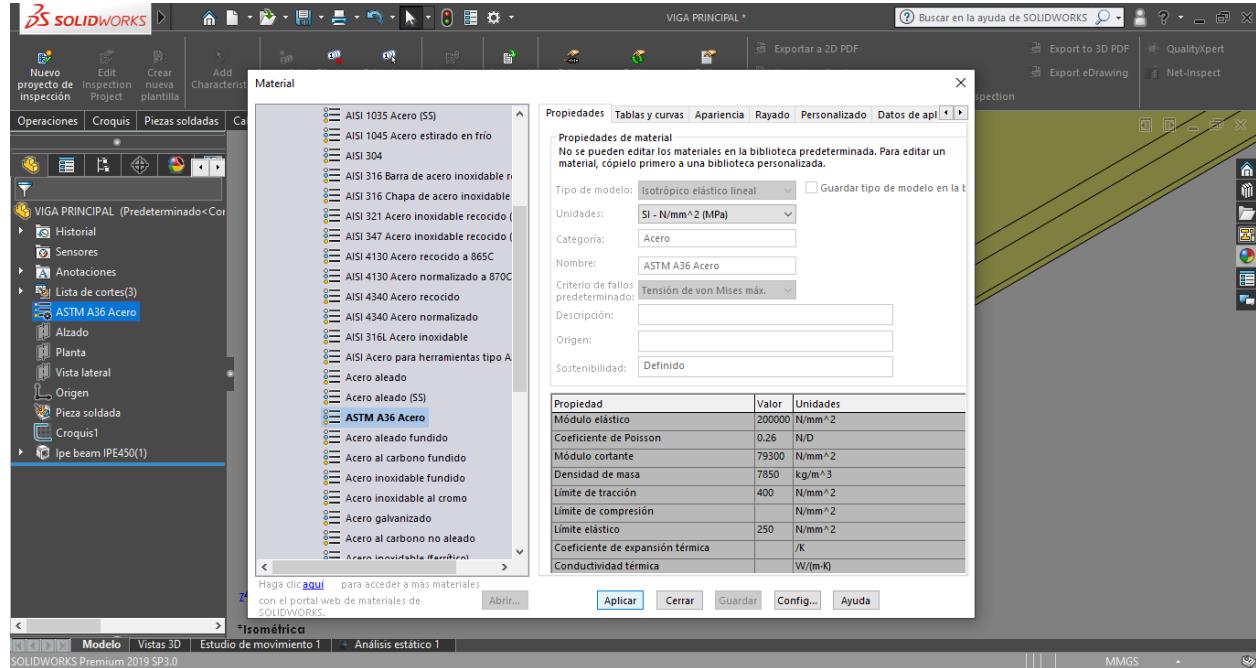


Nota: Selección de viga principal según norma DIN, tipo de viga y tamaño IPE450

Paso 2. Selección de material:

Con la opción agregar material asignar material al sólido, según la norma CMAA seleccionar acero estructural A36 según Figura 40.

Figura 40
Selección de material

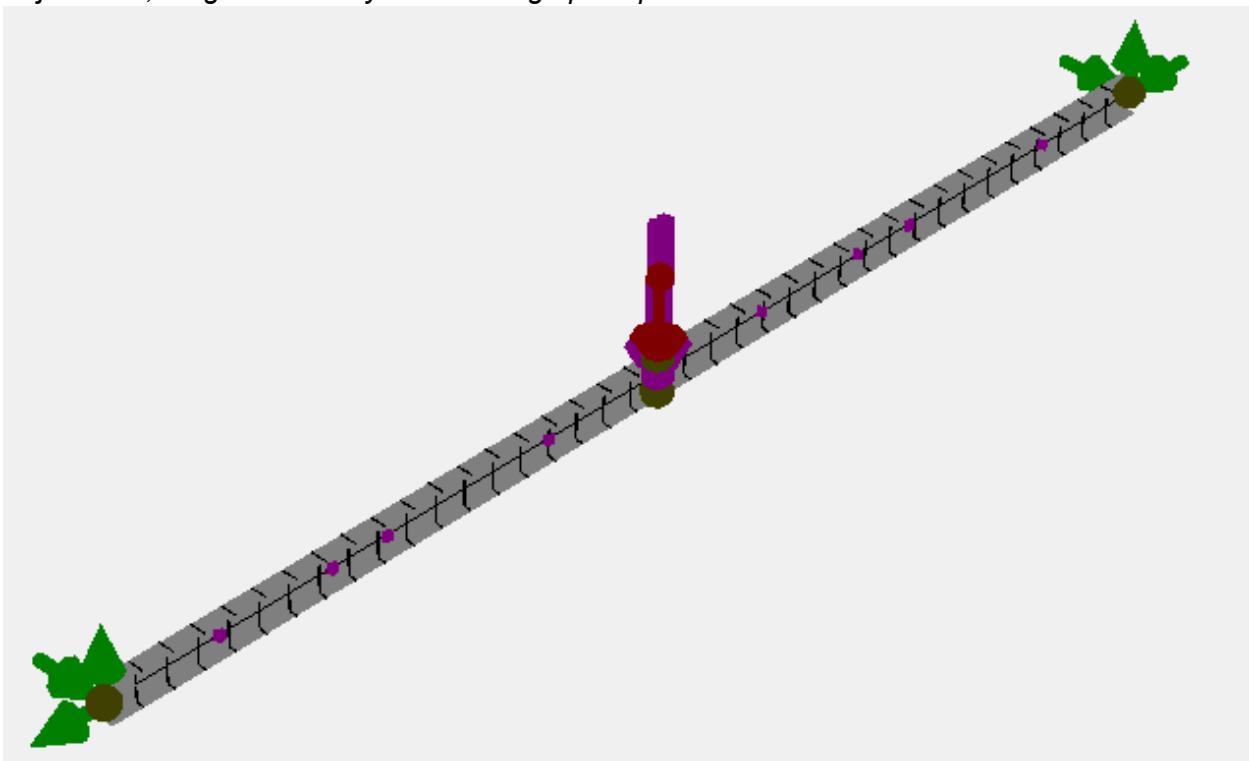


Nota: Selección de material ha sólido IPE450

Paso 3. Sujeciones, cargas externas y malla:

Con la opción simulación se generó un nuevo estudio de análisis estático donde se agrega sujetaciones en las juntas extremas de la viga, en las cargas externas se agrega la carga distribuida de la viga de perfil IPE 77.7 kg/m y dos fuerzas -7597.4 N como se ve en la Figura 41.

Figura 41
Sujeciones, cargas externa y malla de viga principal

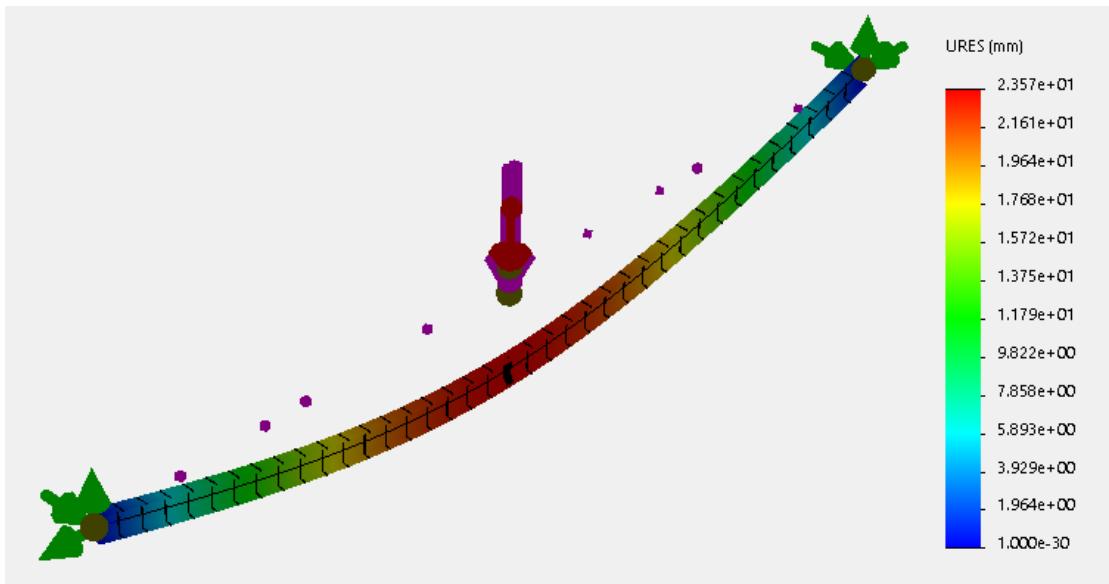


Nota. Condiciones para simulación.

Paso 4. Simulación y resultados:

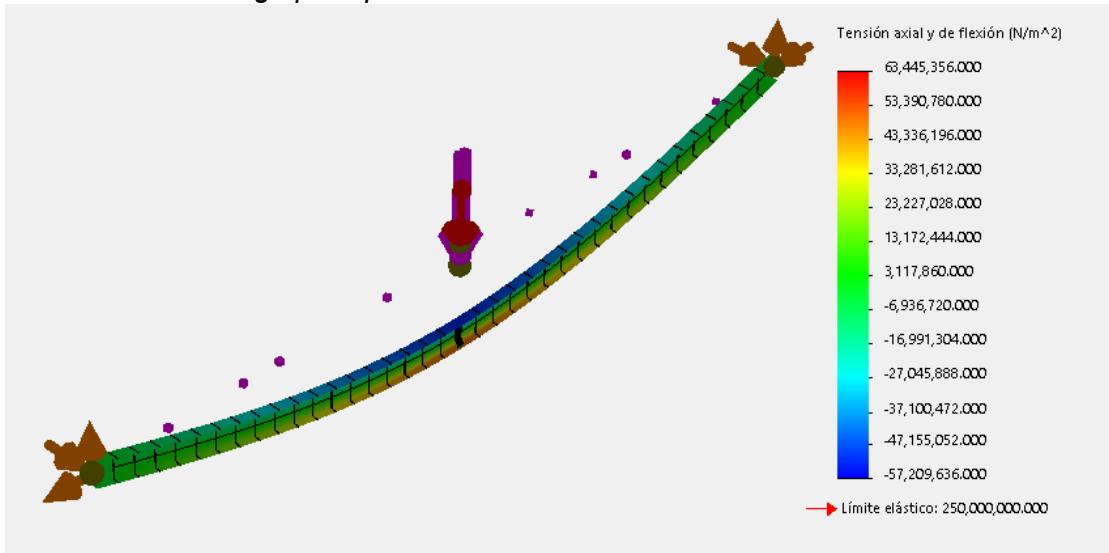
Con la opción ejecutar este estudio se realiza en simular y presentar los datos obtenidos. La máxima deformación surge la viga principal es 23.57 mm como se indica en la Figura 42; los esfuerzos equivalentes que soporta la viga por Von Mises es 63.44 MPa, ver Figura 43 y un factor de seguridad de 3.94 en lo que se visualiza en la Figura 44.

Figura 42
Deformación total de viga principal



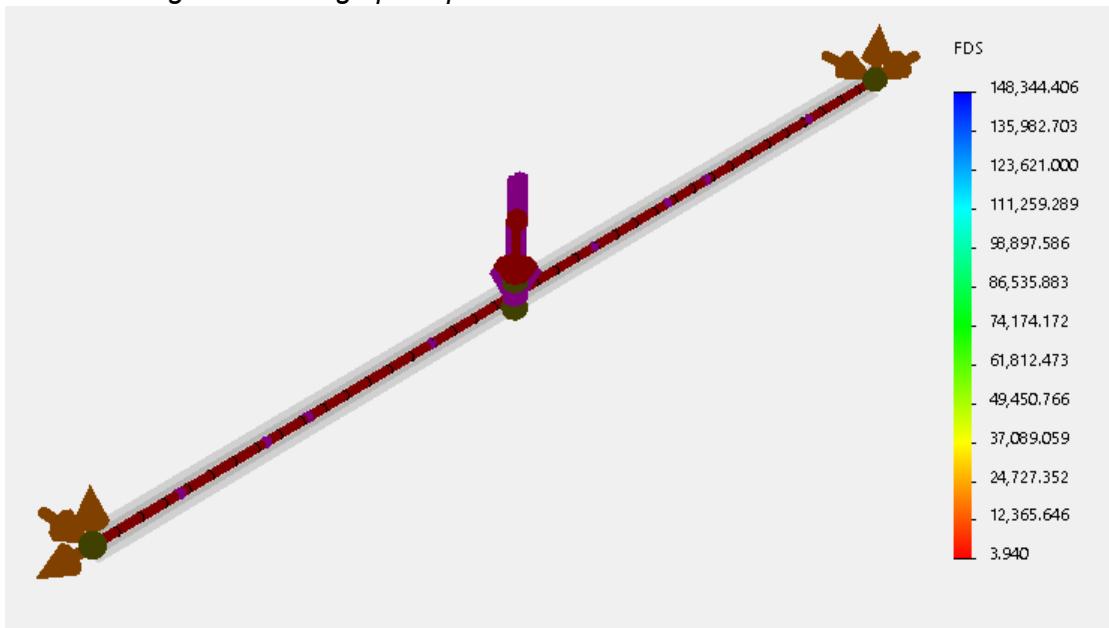
Nota: Fuente propia realizados en SolidWorks.

Figura 43
Esfuerzo total de viga principal



Nota. Elaboración propia realizada en SolidWorks.

Figura 44
Factor de seguridad de viga principal



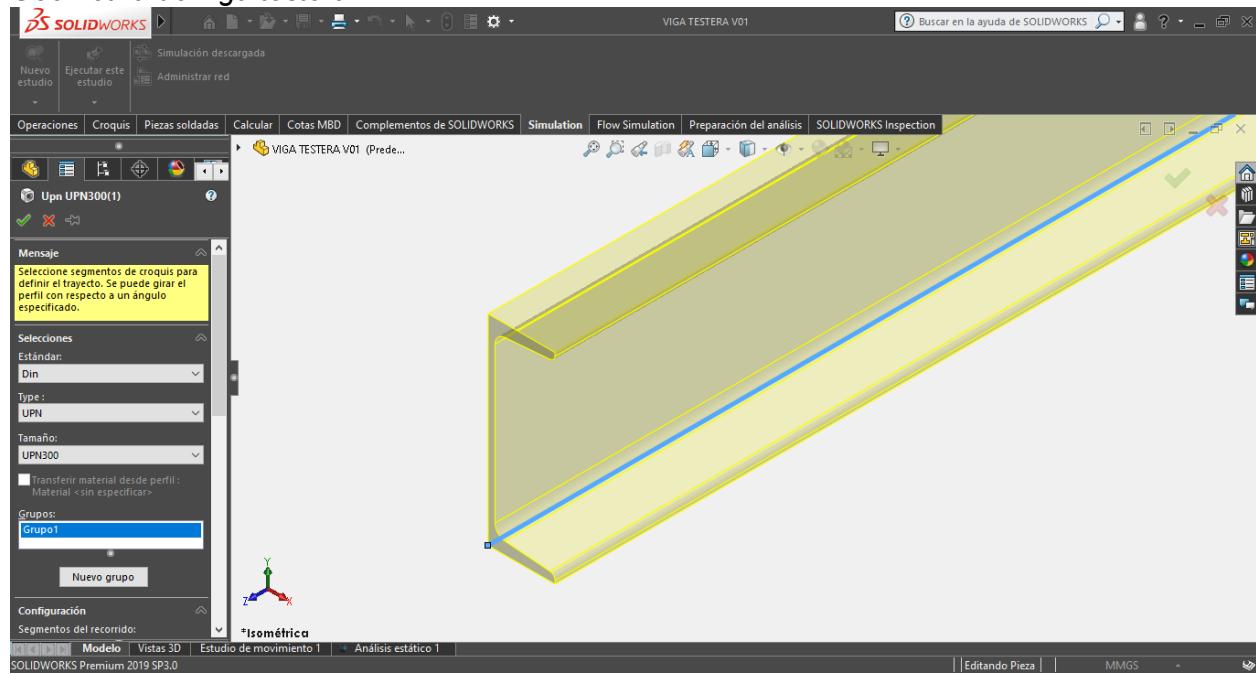
Nota. Elaboración propia realizada en SolidWorks.

3.9.2. Simulación de Viga Testera

Paso 1. Geometría y selección del perfil:

La segunda fase para dar cimiento a la simulación de la viga testera es graficar en el plano x-y una línea de 2500 mm, en la opción pieza soldada de SolidWorks seleccionar el estándar normativo, tipo y tamaño del perfil estructural según la Figura 45.

Figura 45
Geometría de viga testera



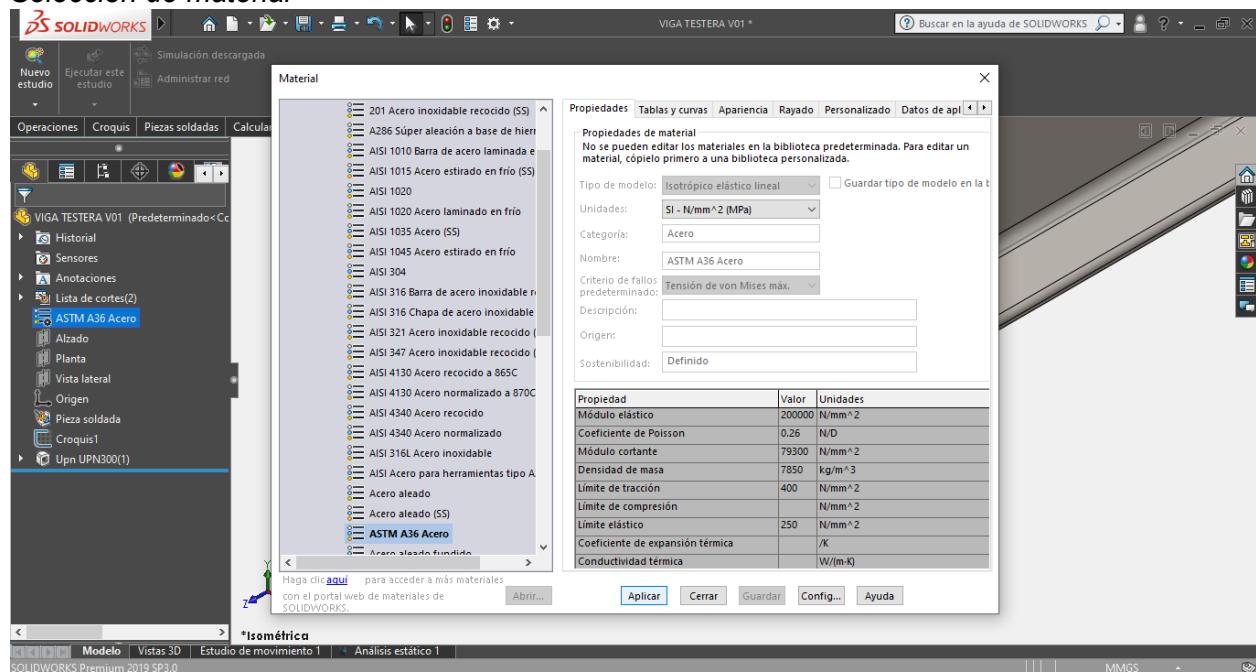
Nota. Selección de viga testera según norma DIN, tipo y tamaño UPN300.

Paso 2. Selección de material:

Con la opción agregar material asignar material al sólido, según la norma CMAA

seleccionar acero estructural A36 según Figura 46.

Figura 46
Selección de material

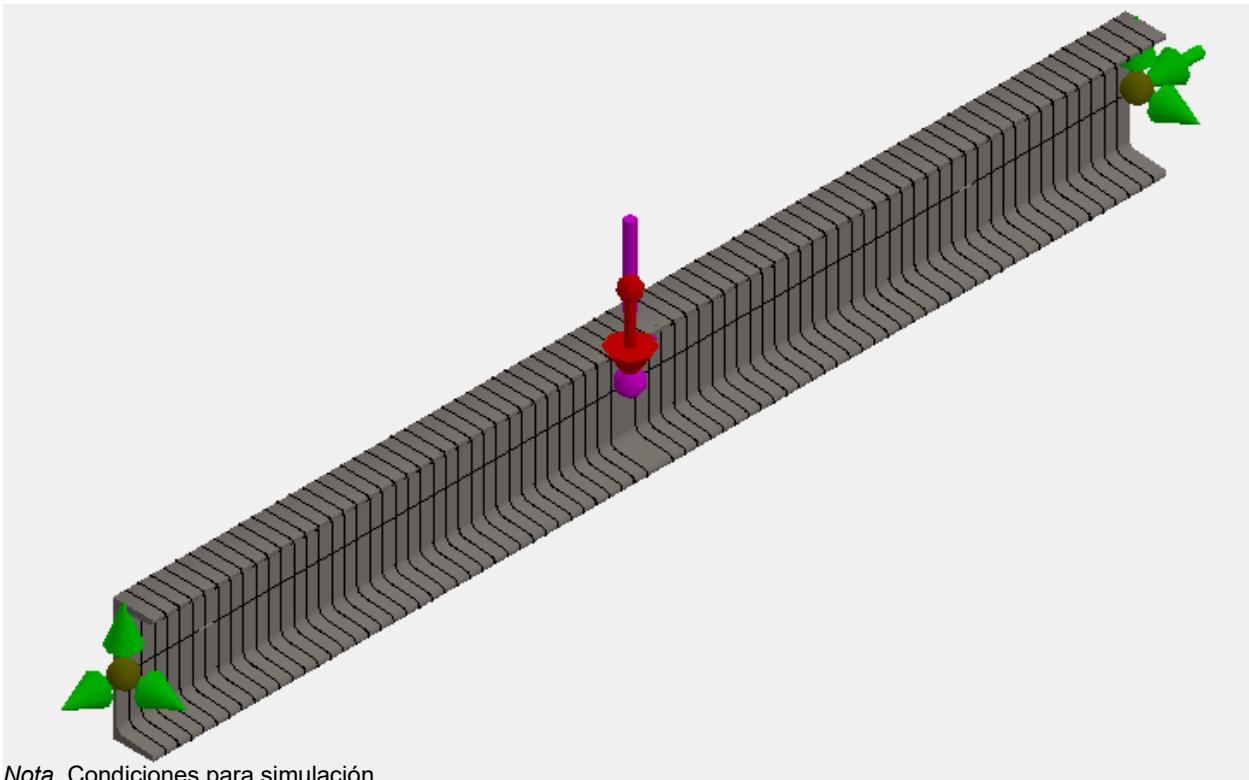


Nota. Selección de material ha solido UPN300.

Paso 3. Sujeciones, cargas externas y mallas.

Con la opción simulación se generó un nuevo estudio de análisis estático donde se agrega sujetaciones en las juntas extremas de la viga testera, en externas cargas que se agrega la carga será distribuida de la viga de perfil UPN300 47.36 kg/m y una fuerza de -20693.78 N como se ve en la Figura 47.

Figura 47
Sujeciones, cargas externas y malla de viga testera



Nota. Condiciones para simulación.

Paso 4. Simulación y resultados:

Con la opción ejecutar este estudio se simula y se presenta los datos numéricos. La máxima deformación que cuenta la viga testera es 1.72 mm como se indica en la Figura 48; los esfuerzos equivalentes que soporta la viga por Von Mises es 23.83 MPa, ver Figura 49 y un factor que tiene la seguridad de 10 donde se muestra la Figura 50.

Figura 48
Deformación máxima de viga testera

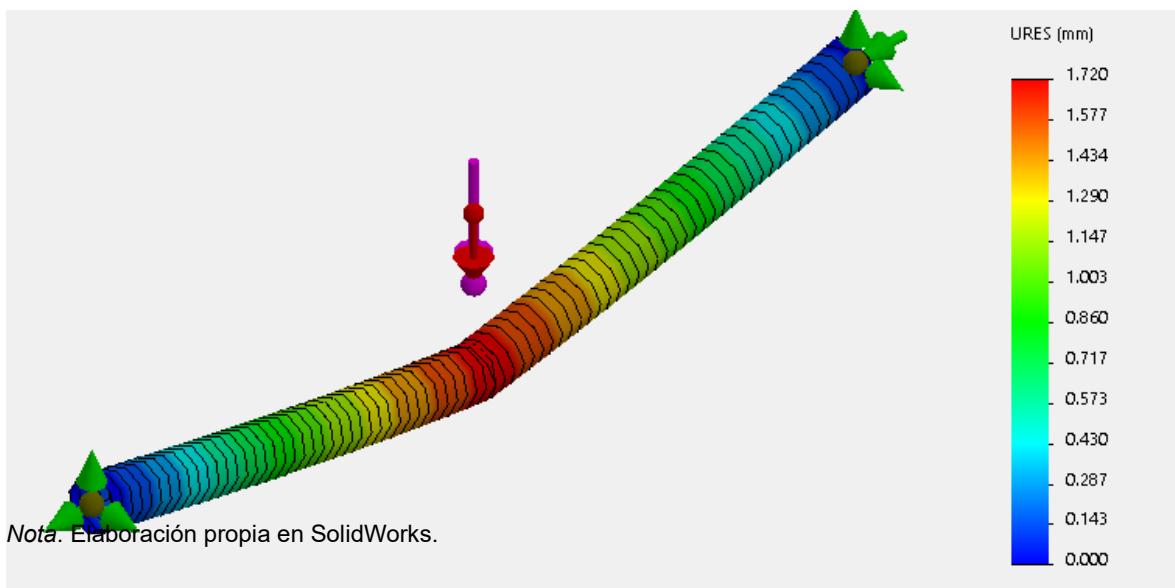


Figura 49
Esfuerzos de viga testera

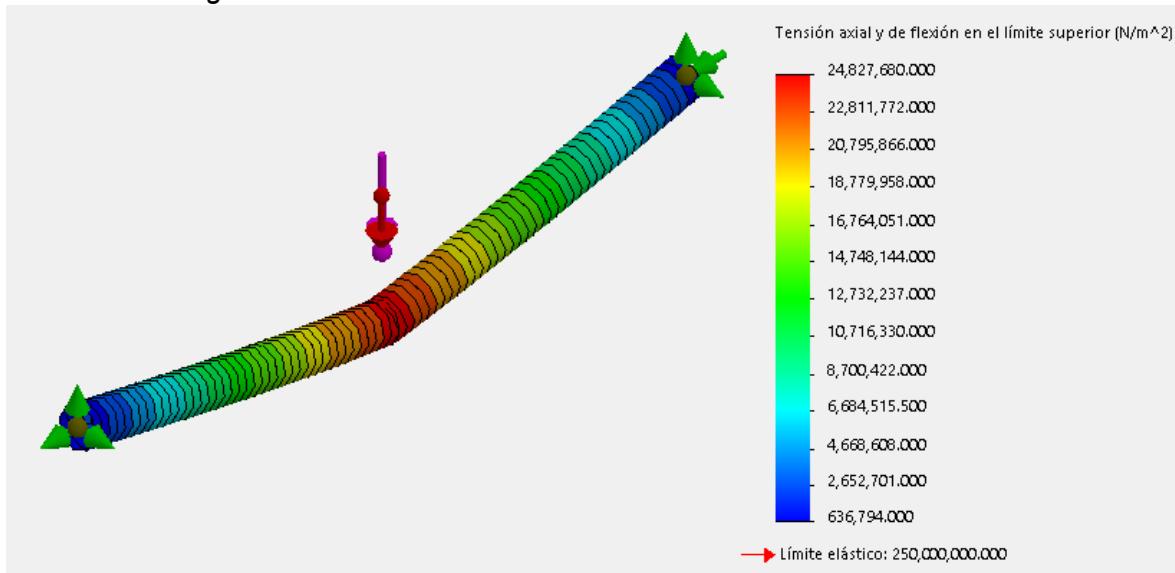
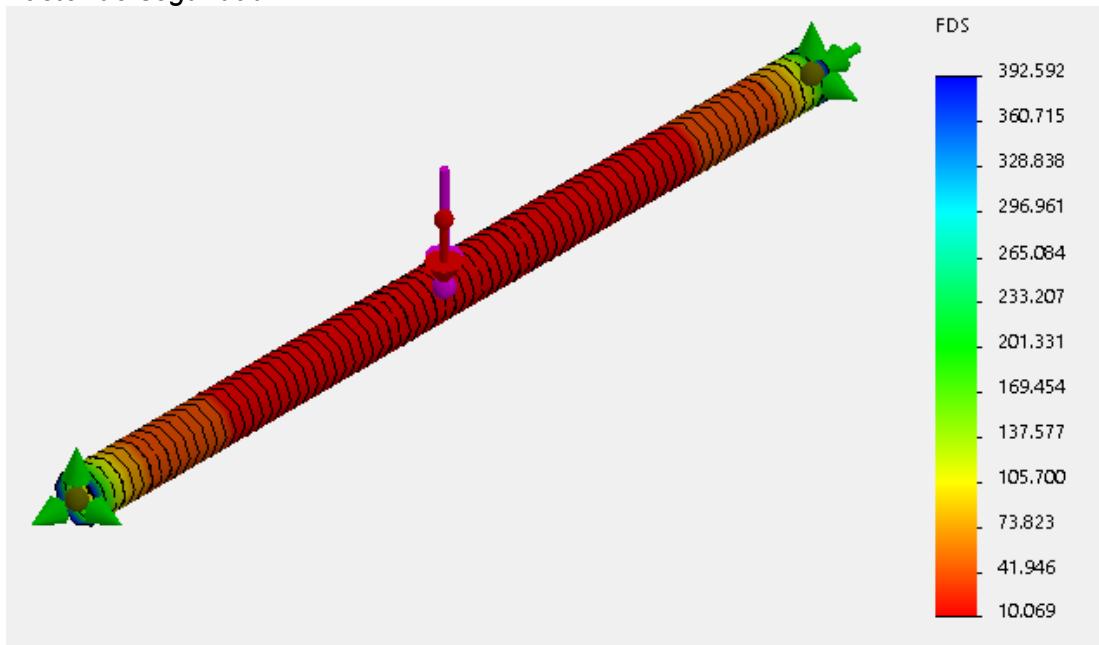


Figura 50
Factor de seguridad



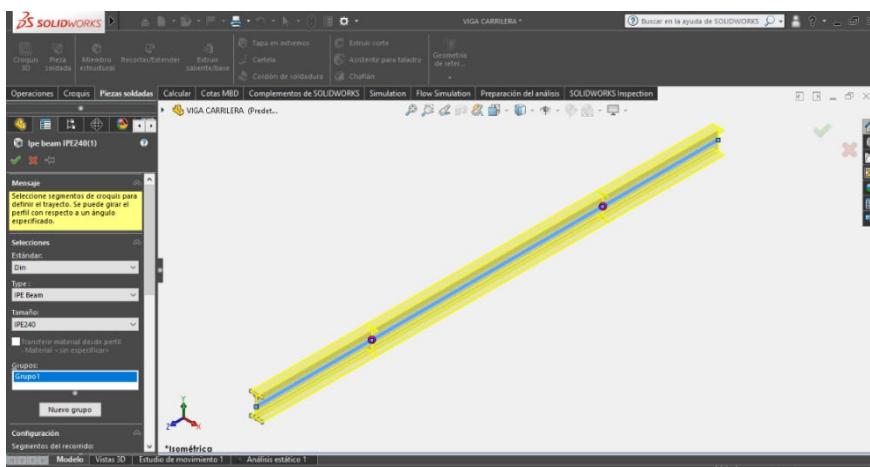
Nota. Elaboración propia en SolidWorks.

3.9.3. Simulación de Viga Carrilera

Paso 1. Geometría y selección de perfil

La tercera etapa se inicia con la gráfica de la viga carrilera en el plano z-y una línea con una cota de 5000 mm, posterior a ello en la opción pieza soldada de SolidWorks seleccionar el estándar normativo, tipo y tamaño de la viga según la Figura 51.

Figura 51
Geometría de Viga Carrilera

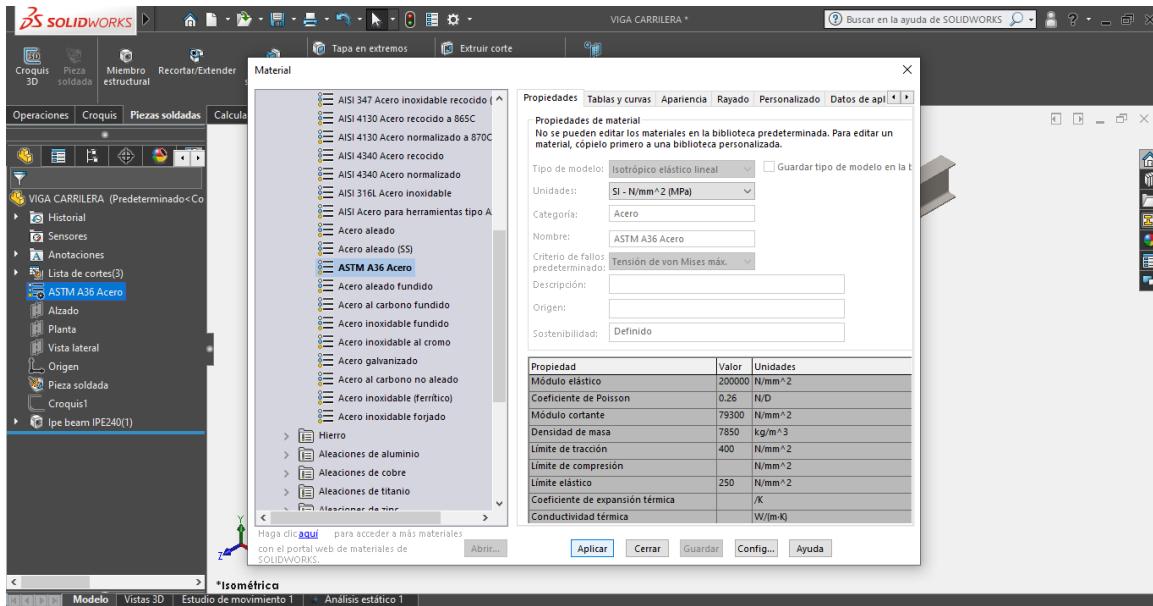


Nota. Selección de viga carrilera según norma DIN, tipo de viga y tamaño IPE240.

Paso 2. Selección de material

Con la opción agregar material asignar material al sólido, según la norma CMAA seleccionar acero estructural A36 según Figura 52.

Figura 52
Selección de material

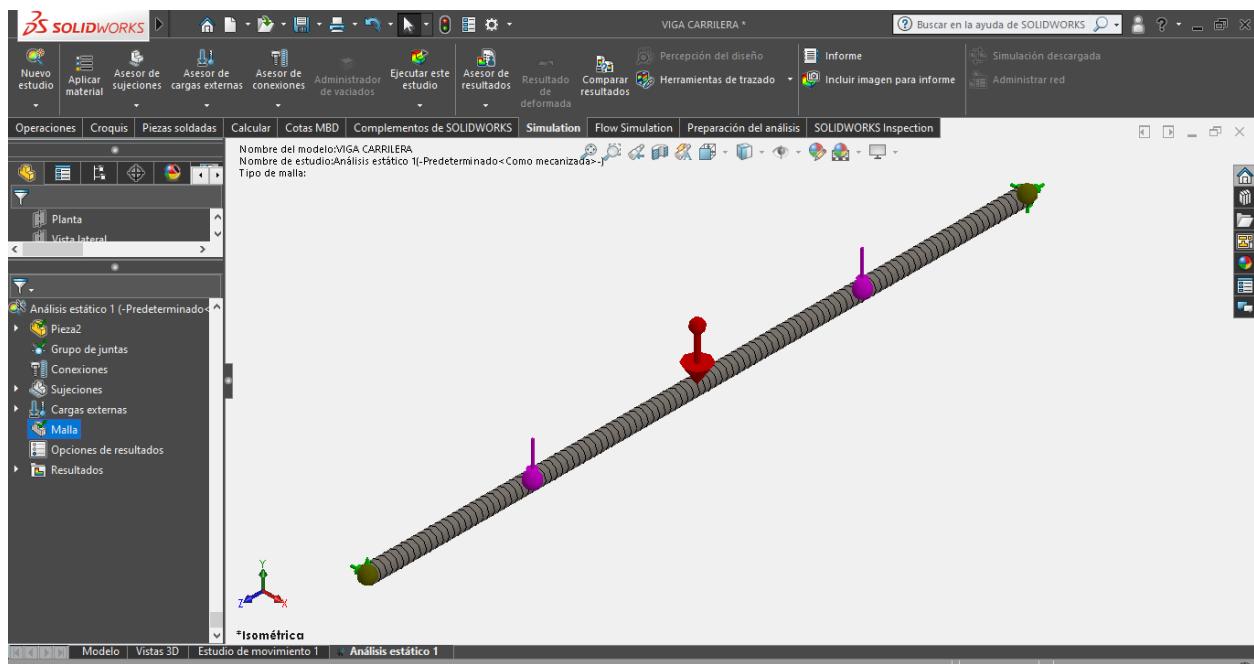


Nota. Selección de material a sólido IPE240.

Paso 3. Sujeciones, cargas externas y mallas

Con la opción simulación se generó un nuevo estudio de análisis estático donde se agrega sujetaciones en las juntas extremas de la viga carrilera, en las cargas externas se agrega la carga distribuida de la viga de perfil IPE240 30.7 kg/m, momento de inercia 3890 cm⁴, Dos fuerzas de 10346.89N equidistante a 1500 mm en el centro de la viga de acuerdo a la Figura 53.

Figura 53
Fuerzas y sujetaciones de Viga Carrilera

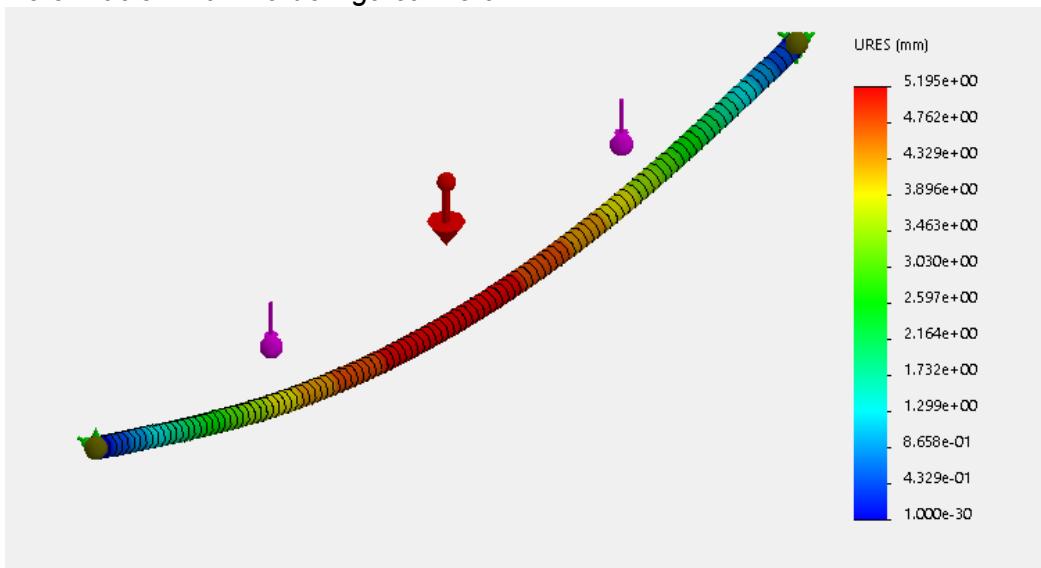


Nota. Distribución de fuerzas viga carrilera.

Paso 4. Simulación y resultados

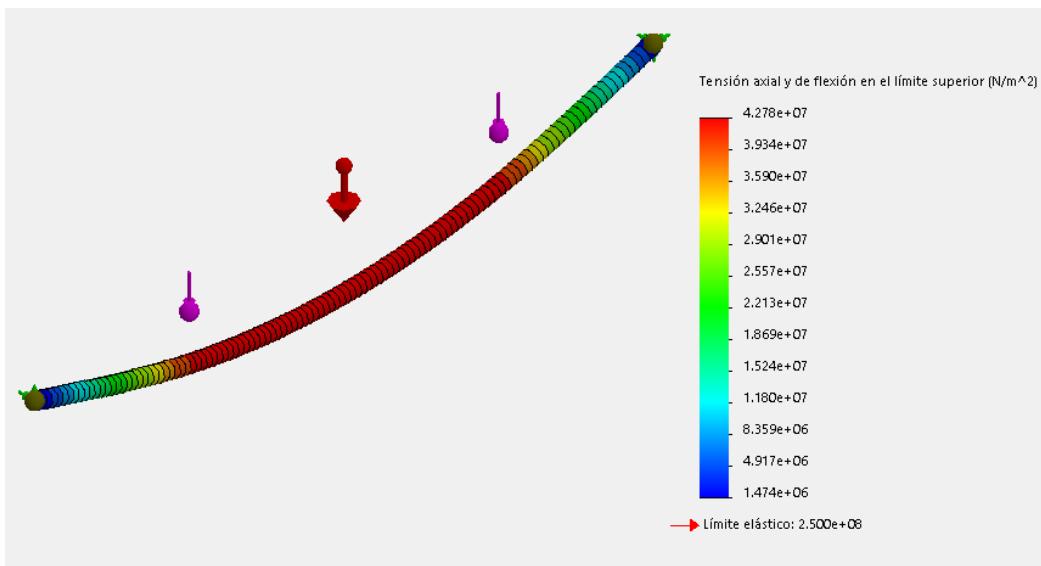
En la opción ejecutar este estudio se simula y presenta los datos numéricos. La máxima deformación que coloca sobre la viga carrilera es 5.2 mm como se indica en la Figura 54; los esfuerzos equivalentes que soporta la viga por Von Mises es 42.78 MPa, ver Figura 55 y un factor de seguridad de 5.8 que se muestra en la Figura 56.

Figura 54
Deformación máxima de viga carilera



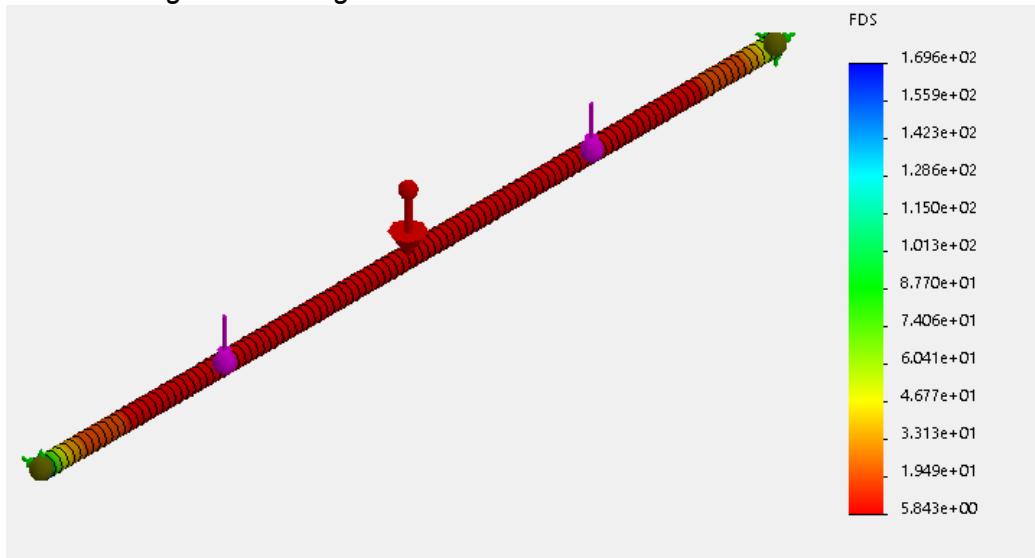
Nota. Elaboración propia.

Figura 55
Esfuerzos de viga carilera



Nota. Elaboración propia.

Figura 56
Factor de seguridad de viga carrilera

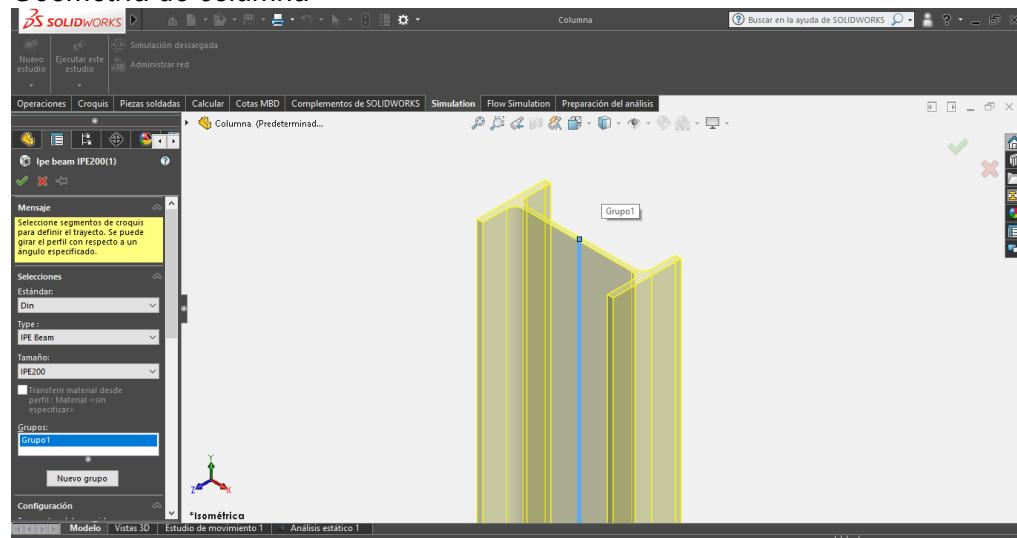


Nota. Elaboración propia.

3.9.4. Simulación de Columnas

Paso 1. La cuarta etapa se inicia con la gráfica de la columna en el plano x-y una línea con una cota de 6000 mm, posterior a ello en la opción pieza soldada de SolidWorks seleccionar el estándar normativo, tipo y tamaño de la viga según la Figura 57.

Figura 57
Geometría de columna

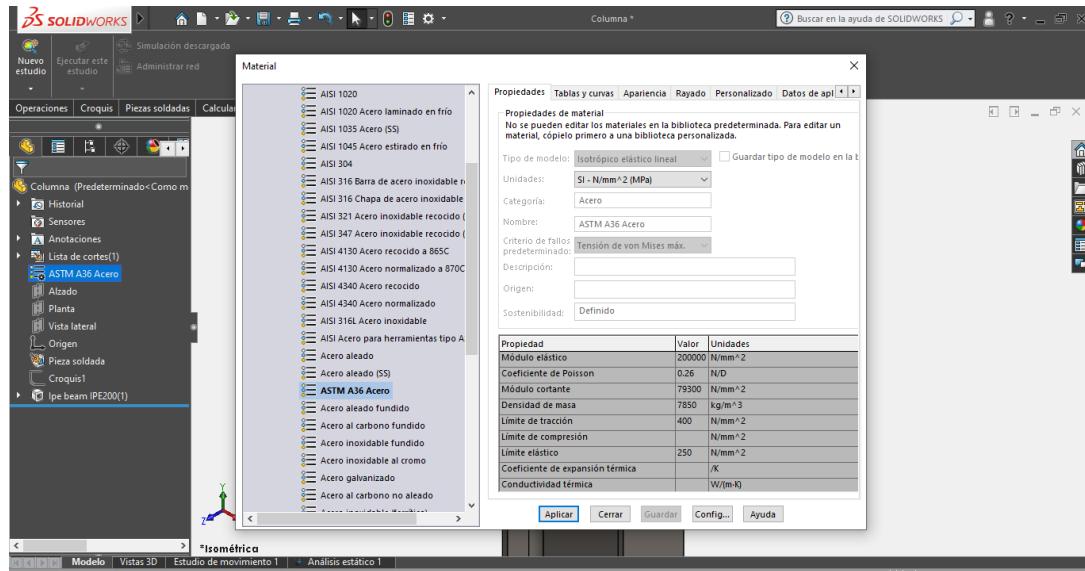


Nota. Elaboración propia.

Paso 2. Selección de material

Con la opción agregar material asignar material al sólido, según la norma CMAA seleccionar acero estructural A36.

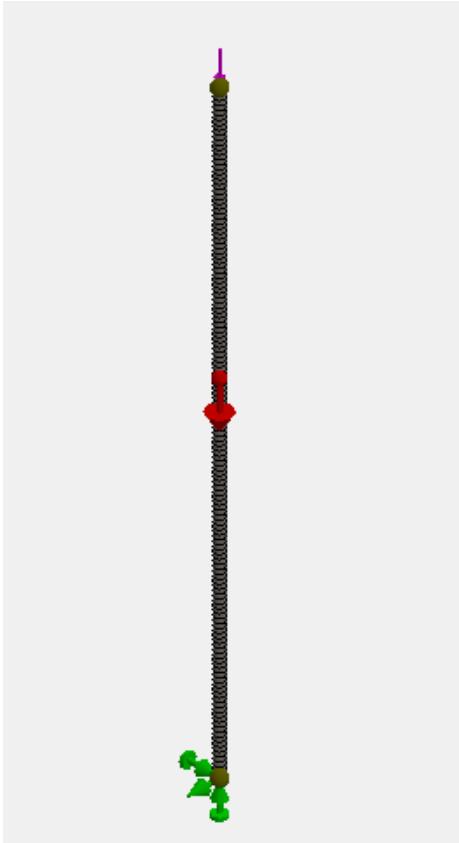
Figura 58
Agregar material de columna de puente grúa



Paso 3. Sujeciones, cargas externas y mallas

Con la opción simulación se generó un nuevo estudio de análisis estático donde se agrega sujetos en las juntas extremas de la viga carrilera, en las cargas externas se agrega la carga distribuida de la viga de perfil IPE200 22.36 kg/m, una fuerza vertical de 11099.80N en la parte central del alma de la viga acorde Figura 59.

Figura 59
Sujeción, fuerzas y enmallado de columna

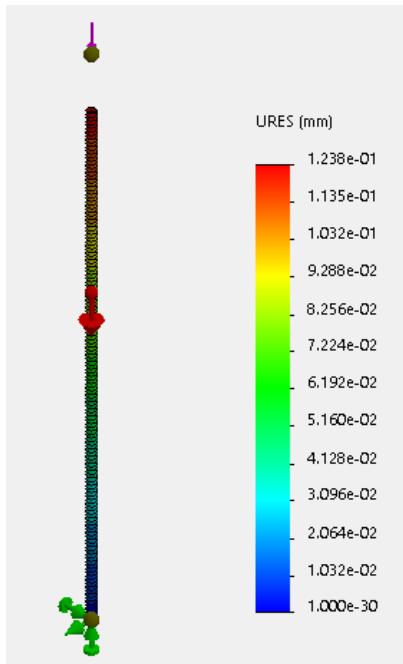


Nota. Elaboración propia.

Paso 4. Simulación y resultados

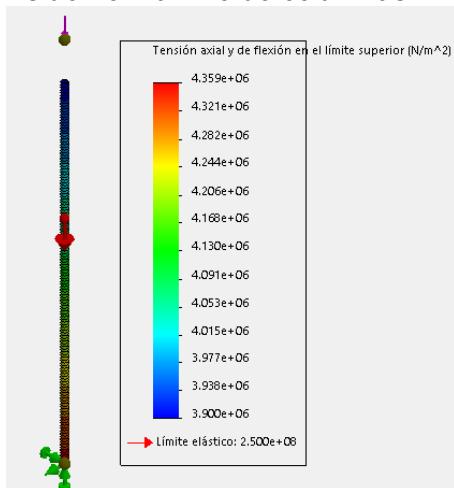
La opción ejecutar este estudio se simula y se presenta datos numéricos. La deformación máxima que experimenta la viga carrilera es 0.12 mm como se indica en la Figura 60; los esfuerzos equivalentes que soporta la viga por Von Mises es 4.35 MPa, ver Figura 61 y un factor de seguridad de 57.35 como se muestra en la Figura 62.

Figura 60
Deformación máxima de columna



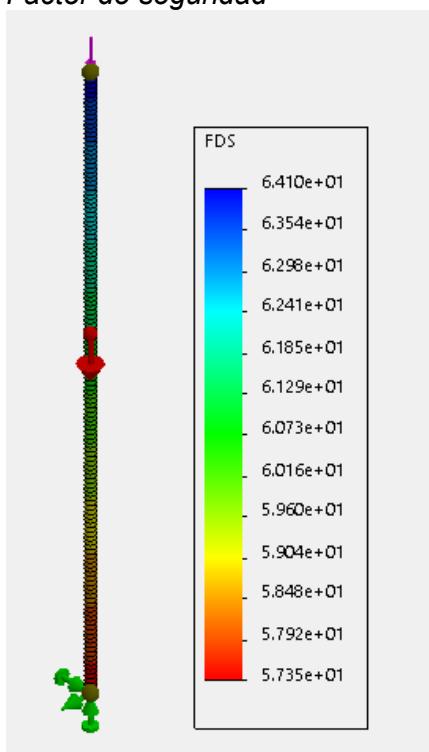
Nota. Elaboración propia.

Figura 61
Esfuerzo máximo de columnas



Nota. Elaboración propia.

Figura 62
Factor de seguridad



Nota. Elaboración propia.

Capítulo IV: Resultados Obtenidos

4.1. Resultados Obtenidos del Diseño Mecánico

El principal objetivo es realizar la fabricación de un puente grúa monorriel que optimice el traslado del techo de buses en la empresa Modasa; la intención es eliminar el cuello de botella existente en el área de fibra de vidrio. Adicionalmente esta investigación permitirá reducir costos mano de obra, evitar accidentes y mejorar lapsos de entrega al área de estructuras.

A continuación, se mostrará el cuadro resumen de los tiempos de operación antes y después de la implementación.

Figura 63

Resumen comparativo de operación inicial y después de la implementación en \$

ITEM	DESCRIPCIÓN DE ACTIVIDADES	C.U/h (\$)	UNIDAD	ANTES IMPLEMENTACIÓN		DESPUÉS IMPLEMENTACIÓN	
				QTY	C.P/m (\$)	QTY	C.P/m (\$)
1.00	Tiempo total de operación diaria (h)	\$6.00	h	24	\$4,320.00	0.7	\$126.00
1.10	Tiempo de operación para desmolde de techo de bus		min	20		7	
1.20	Cantidad de mano de obra involucrada		und	12		1	
1.30	Cantidad de techos desmoldados		und	6		6	
2.00	Incumplimiento de producción (h)	\$6.00	h	24	\$4,320.00	0.7	\$126.00
2.10	Costo de incumplimiento area fibra vidrio		h	24		0.7	
3.00	Rajaduras de techos (m)	\$6.00	h	12	\$2,160.00	0	\$0.00
3.10	Tiempo de reparación		h	2		0	
3.20	Cantidad de techos rajados		und	6		0	
3.30	Cantidad de mano de obra en reparación		und	1		0	
4.00	Cantidad promedio de accidentes por año		und	6		0	
Costo mensual por actividades de operación de desmolde					\$10,800.00		\$252.00

Nota. Reporte del jefe de área de vidrio.

4.2. Resultados Obtenidos del Análisis del Diseño de los Elementos Críticos

Resultados de la viga principal.

Figura 64

Resumen de resultados obtenidos del análisis de la viga principal

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Cálculo de la máxima deflexión vertical	$Y'_{max} = \frac{l}{888}$	$Y'_{máx}=1.69\text{cm}$
2.00	Cálculo de momento inercia referencial	$I = \frac{Fa}{24EI'}(3l^2 - 4a^2)$	$I=31605.45\text{cm}^4$
3.00	Selección sección transversal	N/A	$I_{xx}=33740\text{cm}^4$ $w=77.7\text{kg}$
4.00	Análisis estático de la viga principal	$\begin{aligned} -Rbx15m + 7597.4N \times 7.565m + 7597.4N \times 7.435m + 77.7 \frac{Kg}{m} \times 15mx9.81 \frac{m}{s^2} \times 7.5m \\ = 0 \\ -Ra - Rb + 2 \times 7597.4N + 77.7 \frac{Kg}{m} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 15m = 0 \end{aligned}$	$R_a = 13314.18\text{ N}$ $R_b = 13314.18\text{ N}$
5.00	Cálculo del momento flexionante máximo	$M_{max} = F_{xa} + \frac{Wxl^2}{8}$	$M_{max} = 7943.34\text{ Kgf xm}$ $\approx 77.92\text{ KNxm}$
6.00	Cálculo de la deflexión de la viga principal	$Y_F = \frac{Fa}{24EI}(3l^2 - 4a^2) \quad Y_W = \frac{5}{384EI}(Wl^4) \quad Y_{max} = Y_F + Y_W$	$Y_{max} = Y_F + Y_W = 1.629\text{ cm}$
7.00	Esfuerzo máximo a flexión	$\sigma_{max} = \frac{M_{max}xc}{I_x}$	$\sigma_{max} = 51.96\text{ MPa}$
8.00	Factor de seguridad	$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.33$	$n = 3.60$

Resultados de la viga testera.

Figura 65

Resumen de resultados del análisis de viga testera

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Análisis de cargas	$\begin{aligned} \sum M_A = 0 & \quad -Rbx2.5m + 20703.92N \times 1.25m + 2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 2.5mx9.81 \frac{m}{s^2} \times 1.25m = 0 \\ \sum F_y = 0 & \quad -Rb - Ra + 20703.92N + 2 \times 47.36 \frac{Kg}{m} \times 2.5mx9.81 \frac{m}{s^2} = 0 \end{aligned}$	$R_b = 11513.46\text{N} \approx 1173.95\text{Kgf}$ $R_a = 11513.46\text{N} \approx 1173.95\text{Kgf}$
2.00	Selección sección transversal	N/A	$I_{xx}=8030\text{cm}^4$ $w=47.36\text{kg}$
3.00	Cálculo del momento flexionante máximo	$M_{max} = F_{xa} + \frac{Wxl^2}{8}$	$M_{max} = 13665.89\text{Nm}$ $\approx 1393.06\text{ Kgf m}$
4.00	Cálculo de la deflexión de la viga testera	$Y_F = \frac{Fx l^3}{48EI} \quad Y_W = \frac{5}{384EI}(Wl^4) \quad Y_{max} = Y_F + Y_W$	$Y_{max} = 1.17\text{ mm}$
5.00	Esfuerzo máximo a flexión	$\sigma_{max} = \frac{M_{max}xc}{I_x}$	$\sigma_{max} = 25.52\text{ MPa}$
6.00	Factor de seguridad	$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.33$	$n = 7.35$

Resultados de la viga carrilera.

Figura 66
Resumen de resultados del análisis de la viga carrilera

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Cálculo de la máxima deflexión vertical	$Y'_{max} = \frac{l}{888}$	$Y'_{máx}=0.563\text{cm}$
2.00	Cálculo de momento inercia referencial	$I = \frac{Fa}{24EI'_{max}}(3l^2 - 4a^2)$	$I=3315.43\text{cm}^4$
3.00	Selección sección transversal	N/A	$I_{xx}=3890\text{cm}^4$ $w=30.7\text{k}$
4.00	Análisis estático de la viga principal	$\sum Ma = 0$ $-Rbx5m + 10351.96Nx3.75m + 10351.96Nx1.25m +$ $30.70 \frac{Kg}{m} x5mx9.81 \frac{m}{s^2} x2.5m = 0$ $\sum Fy = 0$ $-Ra - Rb + 2x10351.96N + 30.70 \frac{Kg}{m} x9.81 \frac{m}{s^2} x5m = 0$	$Rb = 11104.16N$ $Ra = 11104.16N$
5.00	Cálculo del momento flexionante máximo	$M_{max} = Fxa + \frac{Wxl^2}{8}$	$M_{max} = 1415 \text{Kgxm}$ $\approx 13881.15N$
6.00	Cálculo de la deflexión de la viga principal	$Y_F = \frac{Fa}{24EI}(3l^2 - 4a^2)$ $Y_W = \frac{5}{384EI}(Wl^2)$ $Y_{max} = Y_F + Y_W$	$Y_{max} = Y_F + Y_W = 4.827 \text{ mm}$
7.00	Esfuerzo máximo a flexión	$\sigma_{max} = \frac{M_{max}xc}{I_x}$	$\sigma_{max} = 42.82 \text{ MPa}$
8.00	Factor de seguridad	$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}$; $n \geq 1.33$	$n = 4.38$

Resultados obtenidos del diseño de la rueda.

Figura 67
Resumen de resultados del análisis de la rueda

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Carga máxima (Reacción máxima calculada)	N/A	$Ra = Rb = 11104.16N$ $\approx 2496.31\text{lbf}$
2.00	Coeficiente de carga de la rueda	$Kwl = KbwxCsxSm$	$Kwl = 0.937$
3.00	Número de revoluciones de la rueda	$n = \frac{V}{\pi x D}$	$n = 54.83\text{rpm}$

Resultados obtenidos en el dimensionamiento de torque.

Figura 68*Resumen de resultados del cálculo del torque*

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Determinación de la fuerza de desplazamiento	$F_x - F_y = mx a$	$F_x = 582.88 N$
2.00	Torque necesario para mover el puente grúa	$\tau = \frac{F_x D_{rueda}}{2}$	$\tau = 59.22 Nm$

Resultados obtenidos en la selección del motor y reductor.

Figura 69*Resumen de cálculo de potencia de motor eléctrico*

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Potencia del motor eléctrico	$P(HP) = K_a x W x V x K_s$	$P(HP) = 0.44HP$

Resultados de las columnas.

Figura 70*Resumen de cálculo del diseño de columna*

ITEM	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN	RESULTADOS
1.00	Cálculo de la longitud efectiva	$Le = KL$	$Le = 3.9m$
2.00	Radio de giro	$rx = \sqrt{\frac{Ix}{A}}$ $ry = \sqrt{\frac{Iy}{A}}$	$rx = 12.96cm$ $ry = 2.23cm$
3.00	Relación de esbeltez	$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}}$	$Cc = 125.66$
4.00	Pandeo crítico para columnas cortas	$P_c = A\sigma_y \left[1 - \frac{\sigma_y (SR)^2}{4\pi^2 E} \right]$	$P_c = 36085.55N$
5.00	Esfuerzo máximo permisible	$\sigma_A = \frac{\sigma_y \left[1 - \frac{(SR)^2}{2(Cc)^2} \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3(SR)}{8Cc} - \frac{(SR)^3}{(8Cc)^3} \right] N}$	$\sigma_A = 3.29 MPa$
6.00	Carga máxima permisible	$Pa = \frac{P_c}{N}$	$Pa = 32805.05N$

4.3. Resultados Obtenidos de la Simulación de Elementos Críticos

Figura 71

Resultado de la simulación de la viga principal

ITEM	DESCRIPCIÓN	SIMULACIÓN	ANALÍTICO	ERROR
1.00	Deformación total (mm)	23.57	16.29	30.89%
2.00	Esfuerzo total (Mpa)	63.45	51.96	18.11%
3.00	Factor de seguridad	3.94	3.60	8.63%

Figura 72

Resultado de la simulación de la viga testera

ITEM	DESCRIPCIÓN	SIMULACIÓN	ANALÍTICO	ERROR
1.00	Deformación total (mm)	1.72	1.17	31.98%
2.00	Esfuerzo total (Mpa)	24.83	25.52	-2.78%
3.00	Factor de seguridad	10	7.35	26.50%

Figura 73

Resultado de la simulación de la viga carrilera

ITEM	DESCRIPCIÓN	SIMULACIÓN	ANALÍTICO	ERROR
1.00	Deformación total (mm)	5.19	4.82	7.13%
2.00	Esfuerzo total (Mpa)	42.78	42.82	-0.09%
3.00	Factor de seguridad	5.84	4.38	25.00%

Conclusiones

Con la fabricación se implementa se logró disminuir el tiempo de operación del proceso a un 65%, se generó un ahorro mensual de \$ 10,548.00 por cumplimiento a producción y reducir el tiempo de operación, se redujo a 0 el riesgo de materializar un accidente.

El diseño de los elementos principales resultó correcto obteniendo un polipasto 3M FEM con espectro de carga muy pesado y tiempo medio menor a 2h/d. Se analizó la deflexión máxima, esfuerzo máximo y factor de seguridad para seleccionar los perfiles adecuados de la viga principal, viga testera y viga carrilera.

Se aplicó los estándares que menciona la normativa CMAA con característica 70, ASTM A36, AWS D14.1 el cual fue útil para contrastar los cálculos analíticos garantizando la resistencia, confiabilidad y funcionalidad del diseño.

Con la finalidad de simular realizada con el sistema comercial SOLIDWORKS adquirida por la empresa Motores Diesel Andinos S.A. se logró validar cálculos matemáticos realizados con la mecánica clásica de materiales logrando resultados parecidos a los analíticos y valores de error bajos. Se demuestra que los cálculos realizados son confiables.

Recomendaciones

Se recomienda implementar este diseño en aplicaciones similares en el sector industrial y manufacturero.

El elemento de izaje seleccionado es de la marca alemana YALE, para garantizar la manutención y rápida intervención ante cualquier evento técnico futuro; debido que forma parte del stock de repuestos críticos en MODASA.

Se recomienda el uso de la norma CMAA Specification 70 por se ampliamente utilizada en el diseño de puentes grúas que operan en el sector industrial y manufacturero.

Se simula en los procesos, incrementar la densidad del enmallado para asegurar datos más precisos del fenómeno real. No obstante, es necesario tener en cuenta que una malla excesivamente densa puede no ser ideal, ya que puede aumentar significativamente el tiempo requerido por el software para realizar los cálculos.

Referencias

- American Welding Society. (2017). *Specification for Welding of Industrial and Mill Cranes and Other Material Handling Equipment.*
- Choto, M., & Villacís, E. (2023). *Diseño y Simulación de un Puente Grúa con Capacidad de Cinco Toneladas para la implementación en la empresa Elaplas del Ecuador S.A.* [Tesis de licenciatura, Escuela Politécnica Nacional de Ecuador].
<https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/24492>
- CMAA Specification 70. (2000). Crane Manufacturers Association of America.
- Crane Manufacturers Asociation of America. Inc. (2015). CMAA Specification 70.
- Federation Europeenne of the Manutention. (1997). FEM 9.512.
- Larrodé, E., & Miravete, A. (1996). *Grúas.* Universidad de Zaragoza.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas.* (4^a ed.). Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana.
- Ordoñez, W., Palomares, W. (2023). *Diseño Estructural de una Grúa Puente de Alma Doble de 30 Toneladas de Capacidad para una Empresa Metalmecánica.* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional del Callao].
https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UNAC_a39abe41ad669cd81c33ffffacabf952
- Purillo, D. (2019). *Diseño de un Puente Grúa Analizado por CMAA Aplicando Cargas Elevadas Móviles.* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional San Agustín De Arequipa]
- Richard G., & Keith, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8^a ed.). McGraw-Hill/ Interamericana Editores S.A. de C.V.

Anexos

Anexo A: Matriz de Consistencia.....	1
Anexo B: Características técnicas que conforman el equipo de izaje	4
Anexo C: Fichas técnicas de elementos que conforman el puente grúa	5
Anexo D: Perfiles Estructurales.....	11
Anexo E: Tablas de la norma CMAA 70.	12
Anexo F: Tablas y fórmulas para el cálculo por mecánica de materiales.	16
Anexo G: Valores de K para obtener la longitud de efectiva.	27
Anexo H: Cronograma.....	28
Anexo I: Presupuesto.	29
Anexo J: Planos.	30

Anexo A. Matriz de consistencia

Matriz de consistencia – Diseño de Puente Grúa Monorriel de 1 tonelada según norma de Asociación de Fabricantes de Grúas de América para optimizar izaje de techos de buses en MODASA.

DISEÑO DE PUENTE GRÚA MONORRIEL BASADO EN NORMA DE ASOCIACIÓN DE FABRICANTES DE GRÚAS DE AMÉRICA PARA MEJORAR EL IZAJE DE TECHOS DE BUSES EN MODASA				
PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
Problema General: ¿De qué manera se optimiza el izaje de los techos de fibra de vidrio de buses en la empresa Motores Diesel Andinos S.A.?	Objetivo General: Diseñar un puente grúa monorriel de 1 tonelada según la norma de la Asociación de Fabricantes de Grúa de América para optimizar el izaje de techos de buses en la Empresa Motores Diesel Andinos S.A. (MODASA).	Hipótesis General El Diseño de un puente grúa monorriel de 1 tonelada según la norma de la Asociación de Fabricantes de Grúa de América optimiza el izaje de techos de buses en la empresa MODASA.	Variable Independiente: Diseño de puente grúa monorriel de 1 tonelada Variable dependiente: Optimizar el izaje techos buses	Tipo de Investigación: Aplicada Diseño: Experimental Enfoque: Cuantitativo Nivel de Investigación: Explicativo
Problema Secundario 1: ¿Cómo se garantiza la eficiencia y seguridad en el izaje de techos de buses en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA?	Objetivo Específico 1: Diseñar los elementos principales de un puente grúa monorriel.	Hipótesis Específico 1: Diseñando el dispositivo de izaje, viga principal, viga testera y viga carrilera se logrará la funcionalidad correcta del puente grúa monorriel.		
Problema Secundario 2: ¿Qué normas se debe utilizar para diseñar adecuadamente el sistema de izaje en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA?	Objetivo Específico 2: Aplicar la norma CMMA Specification 70 (Crane manufacturers Association of America), ASTM A36 y AWS D14.1 en el diseño y seguridad del puente grúa monorriel.	Hipótesis Específico 2: Con la aplicación de la norma CMAA, ASTM y AWS, se logra diseñar los elementos principales del puente grúa monorriel?		
Problema Secundario 3: ¿Cómo se podría simular los elementos críticos de izaje en el área de fibra de vidrio de la empresa MODASA?	Objetivo Específico 3: Utilizar el método de elementos finitos con el apoyo del programa SolidWorks y contrastar los cálculos analíticos.	Hipótesis Específico 3: Con la utilización del método de cálculo por elementos finitos mediante el programa SolidWorks se logra		

		contrastar los cálculos analíticos.		
--	--	-------------------------------------	--	--

Anexo B. Características técnicas que conforman el equipo de izaje

POLIPASTO DE 1 TON		
ITEM	CARACTERISTICAS	
1.00	Marca	YALE
2.00	Modelo	CPE
3.00	Capacidad de carga	1000 Kg
4.00	Tipo	Electrico de cadena
5.00	Clasificación de servicio	FEM 3M
6.00	Altura de izaje	hasta 9 m
7.00	Velocidad de izaje	4-1 (m/min)
8.00	Voltaje de servicio polipasto	400V/60Hz/3F
9.00	Potencia de motor	0.8/0.2 (Kw)
10.00	Distancia entre ruedas de carro	130 mm
11.00	Velocidad de trolley	18/4.5 (m/min)
12.00	Potencia de motor de trolley	0.18/0.06 (Kw)
13.00	Tipo de motor	Motor jaula ardilla
14.00	Voltaje de servicio carro eléctrico	400V/60Hz/3F

Anexo C. Fichas técnicas de elementos que conforman el puente grúa

Anexo C1. Datos técnicos y dimensiones del carro eléctrico. **Fuente** Catalogo YALE carro eléctrico VTE-U pág. 31.

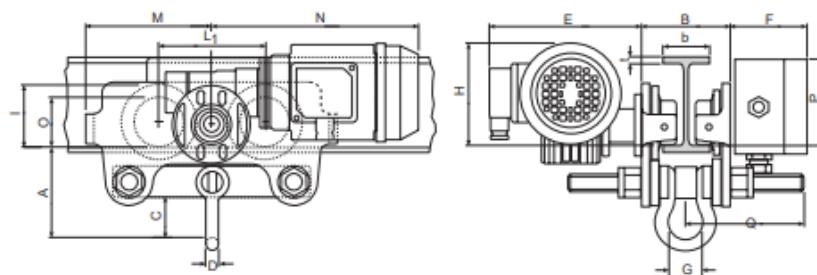
Datos técnicos

Modelo	Capacidad kg	Velocidad de translación m/min	Motor kW	Anchura ala de viga mm	Espesor de ala t max. mm	Radio minimo de curva m	Peso neto kg
VTE 1-A-18/U*	1000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	58 - 180	19	0,90	19,5
VTE 1-B-18/U*	1000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	180 - 300	19	0,90	25,2
VTE 2-A-18/U*	2000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	58 - 180	19	1,15	26,0
VTE 2-B-18/U*	2000	18 o 18/4,5	0,18 o 0,18/0,06	180 - 300	19	1,15	30,2
VTE 3-A-11/U	3000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	74 - 180	27	1,40	51,0
VTE 3-B-11/U	3000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	180 - 300	27	1,40	53,0
VTE 5-A-11/U	5000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	98 - 180	27	1,80	77,0
VTE 5-B-11/U	5000	11 o 11/2,8	0,37 o 0,3/0,09	180 - 300	27	1,80	80,0

*velocidad de 11 ó 11/2,8 m/min bajo consulta!

Dimensiones en mm

Dimensión	VTE 1-A-18/U	VTE 1-B-18/U	VTE 2-A-18/U	VTE 2-B-18/U	VTE 3-A-11/U	VTE 3-B-11/U	VTE 5-A-11/U	VTE 5-B-11/U
A	113	113	115	115	139	139	161	161
B	b + 50	b + 50	b + 54	b + 54	b + 60	b + 60	b + 70	b + 70
C	49	49	47	47	57	57	60	60
D	16	16	16	16	19	19	22	22
E	187	187	187	187	202	202	202	202
F	97	97	97	97	97	97	97	97
G	43	43	43	43	51	51	58	58
H	129	129	128	128	144	144	178	178
I	77	77	98	98	133	133	149	149
L1	130	130	150	150	180	180	209	209
M	155	155	180	180	208	208	263	263
N 1G	255	255	255	255	292	292	292	292
N 2G	263	263	263	263	296	296	296	296
O	60	60	80	80	112	112	125	125
P	125	125	110	110	126	126	118	118
Q	145	205	153	213	160	220	182	242



Anexo C2. Característica y dimensiones del polipasto. **Fuente Catalogo YALE Polipasto eléctrico de cadena CPM pág. 43.**

Datos técnicos

Modelo	Capacidad en kg/ ramales	Dimensiones de cadena d x t en mm	Velocidad de elevación 1º velocidad m/min	Velocidad de elevación 2º velocidad m/min	Motor kW	Factor servicio ED %	Gancho de suspensión kg	Peso neto* Carro** de empuje kg	Carro*** eléctrico kg	Recogedor estándar para_m de cadena
CPM 1-8	125/1	5 x 15	8	—	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 1-8	125/1	5 x 15	8	2	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 1-12	160/1	5 x 15	12	—	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 1-12	160/1	5 x 15	12	3	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 2-8	250/1	5 x 15	8	—	0,4	50	21	32	41	8
CPMF 2-8	250/1	5 x 15	8	2	0,4/0,1	33/16	24	35	44	8
CPM 3-6	320/2	5 x 15	6	—	0,4	50	23	34	43	8
CPMF 3-6	320/2	5 x 15	6	1,5	0,4/0,1	33/16	26	37	46	8
CPM 3-12	320/1	6 x 18	12	—	0,8	50	33	44	53	9
CPMF 3-12	320/1	6 x 18	12	3	0,8/0,2	33/16	41	52	61	9
CPM 5-4	500/2	5 x 15	4	—	0,4	50	23	34	43	8
CPMF 5-4	500/2	5 x 15	4	1	0,4/0,1	33/16	26	37	46	8
CPM 5-8	500/1	6 x 18	8	—	0,8	50	33	44	53	9
CPMF 5-8	500/1	6 x 18	8	2	0,8/0,2	33/16	41	52	61	9
CPM 6-6	630/2	6 x 18	6	—	0,8	50	36	47	56	9
CPMF 6-6	630/2	6 x 18	6	1,5	0,8/0,2	33/16	44	55	64	9
CPM 6-12	630/1	8 x 24	12	—	1,6	50	51	63	78	8
CPMF 6-12	630/1	8 x 24	12	3	1,6/0,4	33/16	62	80	89	8
CPM 10-4	1000/2	6 x 18	4	—	0,8	50	36	47	56	9
CPMF 10-4	1000/2	6 x 18	4	1	0,8/0,2	33/16	44	55	64	9
CPM 10-8	1000/1	8 x 24	8	—	1,6	50	51	63	78	8
CPMF 10-8	1000/1	8 x 24	8	2	1,6/0,4	33/16	62	80	89	8
CPM 12-6	1250/2	8 x 24	6	—	1,6	50	58	76	85	8
CPMF 12-6	1250/2	8 x 24	6	1,5	1,6/0,4	33/16	69	87	96	8
CPM 20-4	2000/2	8 x 24	4	—	1,6	50	58	76	85	8
CPMF 20-4	2000/2	8 x 24	4	1	1,6/0,4	33/16	69	87	96	8

*Peso para elevación estándar 3 m. Disponibles otras alturas de elevación.

**Para carros tipo A y B: peso adicional para el carro de cadena (VTG): 2,5 kg

***Para carro eléctrico (VTE) con 2 velocidades 2,0 kg.

Anexo C3. Ficha técnica del motor de reductor de velocidad. **Fuente** Catalogo de baja tensión Motores de aplicación general en Hierro fundido. Pág. 13.

Motores de aplicación general en hierro fundido - 60 Hz.

Datos técnicos para motores trifásicos del tipo jaula de ardilla totalmente cerrados y autoventilados

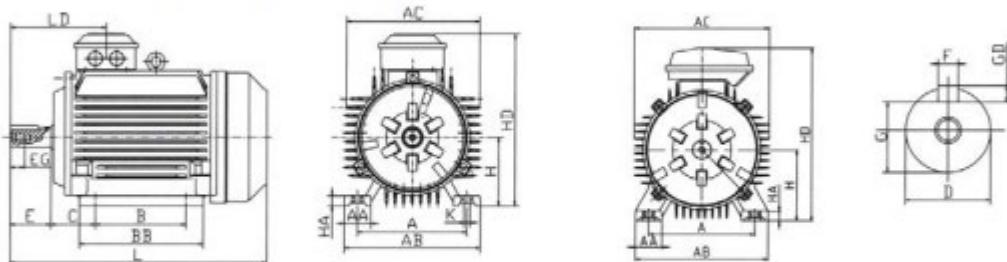
IP55 - IC 411 - Aislamiento clase F / ΔT B - 220-230/380/440-460V

Potencia			Eficiencia [%] Factor de potencia % de la potencia nominal								In	I _s	Ivacío	T _n	T _s	T _{max}	Momento de inercia J=1/4GD ²	Peso	Ruido	
[kW]	[HP]	Tipo	r/min	50	75	100	50	75	100	FS	[A]	In	[A]	[Nm]	Tn	Tn	[kgm ²]	[kg]	[dBA]	
6 polos = 1200 r/min			440 V 60 Hz																	
0,25	0,33	M2QA 71 M6B	1080	52,9	57,9	59,8	0,40	0,50	0,61	1,15	0,90	3,6	0,7	2,2	1,9	2,5	0,00074	11	46	
0,37	0,5	M2QA 80 M6A	1108	56,3	61,3	63,3	0,40	0,54	0,65	1,15	1,2	4,8	0,9	3,2	2,0	2,0	0,00159	17	49	
0,55	0,75	M2QA 80 M6B	1105	58,4	63,1	64,9	0,42	0,56	0,67	1,15	1,7	3,7	1,3	4,8	1,9	1,9	0,00196	18	49	
0,75	1	M2QA 90 S6A	1111	63,9	69,0	70,8	0,48	0,63	0,72	1,15	1,9	3,6	1,4	6,4	2,1	2,3	0,00292	21	52	
1,1	1,5	M2QA 90 L6A	1105	67,2	72,0	73,3	0,51	0,65	0,75	1,15	2,7	3,7	1,9	9,7	2,0	2,4	0,00379	25	52	
1,5	2	M2QA 100 L6A	1135	70,1	74,9	76,3	0,52	0,66	0,75	1,15	3,4	4,1	2,1	12,5	2,1	2,3	0,00999	32	55	
2,2	3	M2QA 112 M6A	1148	73,3	78,0	79,3	0,51	0,65	0,75	1,15	4,9	4,1	2,8	18,3	2,1	2,3	0,03116	40	58	
3	4	M2QA 112 M6B*	1140	76,8	80,6	80,6	0,55	0,69	0,77	1	6,3	6,5	4,0	28,9	1,9	2,1	0,01990	45	59	
3,7	5	M2QA 132 M6A	1156	78,9	82,7	84,2	0,52	0,65	0,74	1,15	7,8	5,4	5,5	31	2,2	3,1	0,04074	65	59	
4,5	6	M2QA 132 M6A	1147	80,8	83,9	84,0	0,58	0,71	0,79	1,15	8,9	5,4	5,5	37	1,8	2,5	0,04074	65	59	
5,5	7,5	M2QA 132 M6B	1152	81,5	84,8	85,7	0,57	0,70	0,78	1,15	10,9	5,2	5,5	46	2,0	2,9	0,05332	75	60	
7,5	10	M2QA 132 M6C*	1160	83,0	87,0	86,0	0,60	0,73	0,80	1	14,3	6,5	7,2	62	1,9	2,1	0,06110	75	62	
9,2	12,5	M2QA 160 L6A	1173	85,9	88,5	89,8	0,52	0,65	0,74	1,15	18,3	4,8	11,3	76	2,7	2,9	0,12970	140	66	
11	15	M2QA 160 L6A	1167	87,1	89,5	90,0	0,58	0,71	0,79	1,15	20,6	5,5	11,3	92	2,2	2,4	0,12970	140	66	
15	20	M2QA 160 L6B*	1160	82,5	85,5	85,5	0,60	0,73	0,80	1	28,6	6,0	15,3	132	2,1	2,2	0,13900	155	67	
18,5	25	M2QA 180 L6B*	1180	84,1	87,0	87,0	0,70	0,78	0,83	1,15	34,0	6,0	17,4	172	2,2	2,7	0,28308	196	68	
22	30	M2QA 200 L6B	1173	87,7	90,1	90,6	0,70	0,79	0,85	1,15	38,0	5,5	17,1	182	2,1	2,9	0,48837	254	67	
30	40	M2QA 200 L6C*	1180	87,4	90,4	90,4	0,64	0,77	0,84	1,15	51,7	6,0	24,3	279	2,0	2,6	0,49500	291	69	
37	50	M2QA 225 M6B*	1180	89,9	92,0	92,0	0,64	0,77	0,84	1,15	63,3	6,6	28,9	345	2,1	2,6	0,80327	351	71	
45	60	M2QA 250 M6A*	1176	90,9	92,7	92,6	0,84	0,90	0,91	1	70,0	4,9	17,5	364	2,0	2,4	0,97000	382	71	
55	75	M2QA 280 M6A	1176	90,2	92,4	92,9	0,78	0,86	0,88	1,15	89,0	6,0	29,1	455	2,3	2,6	1,48500	532	73	
75	100	M2QA 280 M6B*	1175	91,0	93,0	93,0	0,80	0,86	0,88	1	120	7,0	46	701	2,3	2,5	2,00000	1032	73	
90	125	M2QA 315 S6A*	1186	92,2	93,9	93,8	0,78	0,86	0,88	1	147	6,8	38	749	1,7	2,0	3,19420	920	73	
110	150	M2QA 315 L6A	1188	91,8	94,0	94,6	0,78	0,86	0,88	1,15	176	5,6	50	900	2,0	2,7	4,25640	1060	73	
132	175	M2QA 315 L6B	1189	92,2	94,4	95,1	0,78	0,85	0,88	1,15	205	5,6	60	1052	2,1	2,5	5,15770	1120	73	
150	200	M2QA 315 L6B*	1187	92,9	94,9	95,0	0,81	0,87	0,89	1	231	5,6	80	1199	1,8	2,2	5,15770	1120	73	

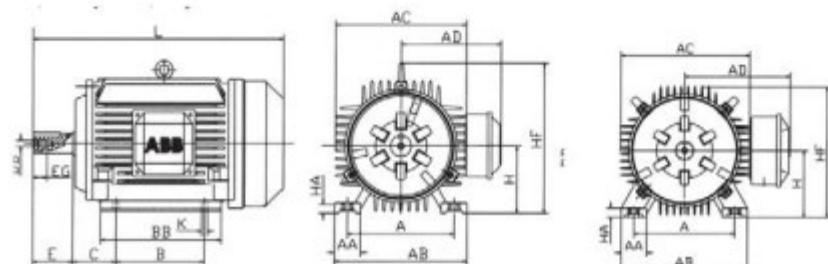
Motores de aplicación general en hierro fundido Dimensionales - Carcasas 71-132

Motor con patas; IM B3 (IM 1001), IM B6 (IM 1011), IM B7 (IM 1061),
IM B8 (IM 1071), IM V5 (IM 1011), IM V6 (IM 1031)

Motor trifásico, con patas, caja de bornes arriba



Motor trifásico, con patas, caja de bornes a la derecha



Tamaño de carcasa	Polos	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	C	D	DB	E	EG
71M	2-6	112	30	145	145	120	90	110	45	14	M5	30	12.5
80M	2-6	125	35	160	165	145	100	135	50	19	M6	40	16
90S	2-6	140	35	175	180	150	100	140	56	24	M8	50	19
90L	2-6	140	35	175	180	150	125	165	56	24	M8	50	19
100L	2-6	160	40	200	205	175	140	180	63	28	M10	60	22
112M	2-8	190	50	235	225	185	140	190	70	28	M10	60	22
132S	2-8	216	55	270	265	205	140	205	89	38	M12	80	28
132M	2-8	216	55	270	265	205	178	240	89	38	M12	80	28

Tamaño de carcasa	Polos	F	G	GD	H	HA	HD	HF	K	L	LD
71M	2-6	5	11	5	71	10	200	-	7	255	100
80M	2-6	6	15.5	6	80	12	225	170	10	285	116
90S	2-6	8	20	7	90	12	240	185	10	310	128
90L	2-6	8	20	7	90	12	240	185	10	335	128
100L	2-6	8	24	7	100	14	275	245	12	380	144
112M	2-6	8	24	7	112	15	290	265	12	380	144
132S	2-6	10	33	8	132	18	335	300	12	465	169
132M	2-6	10	33	8	132	18	335	300	12	505	169

Anexo C4. Ficha técnica del reductor de velocidad. **Fuente** Catalogo de reductores y motorreductores Sinfín. Pág. 34.

n_{h2} min ⁻¹	Tren de engr.	P [kW]	M [daN m]	Tamaño reductor																							
				32	40	50	63	64	80	81	100	125	126	160	161	200	250										
63	1 250	V 20	P_{N1}	0,35	0,63	1,1	0,9	1,59	1,89	1,6	2,93	2,4	3,49	2,4	5,8	9,6	11,4	17,4	20,8	16	34,2	25	59	38			
			P_{N2}	0,27	0,49	0,87	1,33	1,58	2,49	2,96	4,98	8,3	9,9	15,3	18,2	30,3	52										
			M_{h2}	4,15	7,4	13,4	20,3	24,2	38	45,3	76	127	151	234	279	463	798										
			M_{2max}	6,8	12,7	22,8	36,7	39,9	69	75	129	224	243	415	451	790	1366										
	1 000	V 16	P_{N1}	0,33	0,59	1,07	1,75	2,08	1,6	3,31	2,4	3,93	2,4	6,2	10	11,8	9,6	18,7	15	22,3	15	34,5	25	61	39		
			P_{N2}	0,27	0,48	0,89	1,47	1,75	2,82	3,36	5,4	8,7	10,3	16,5	19,7	30,9	56										
			M_{h2}	4,08	7,3	13,6	22,4	26,7	43,2	51	82	133	158	253	301	473	849										
			M_{2max}	6,8	12,2	22,3	39,2	42,6	74	80	145	228	247	463	503	843	1441										
	800	V 13	P_{N1}	0,32	0,57	1,04	1,74	2,07	1,5	3,24	2,4	3,86	2,4	6,5	10,6	12,6	9,4	19,5	15	23,2	15	36,1	23	—			
			P_{N2}	0,26	0,47	0,86	1,47	1,75	2,78	3,3	5,6	9,3	11,1	17,4	20,7	32,4											
			M_{h2}	4,07	7,3	13,4	22,8	27,1	43,1	51	87	145	172	270	321	503											
			M_{2max}	7,2	12,9	23,9	42	45,6	79	86	152	257	280	477	518	907											
	630	V 10	P_{N1}	0,33	0,6	1,06	1,8	2,14	1,7	3,37	2,6	4,01	2,6	6,5	10,7	9	12,7	9	18,8	14	22,3	14	—	—			
			P_{N2}	0,27	0,5	0,89	1,55	1,85	2,94	3,5	5,8	9,5	11,3	16,8	20												
			M_{h2}	4,09	7,5	13,5	23,5	28	44,5	53	87	144	171	255	303												
			M_{2max}	7,5	13,6	23,7	43,5	47,2	80	87	150	247	268	463	533												
56	1 400	V 25	P_{N1}	0,3	0,55	0,99	1,61	1,13	1,92	1,3	3,04	2,1	3,61	2,1	5,9	8,4	9,9	15,3	18,2	28,4	51	39	45,7	—			
			P_{N2}	0,23	0,42	0,77	1,29	1,53	2,47	2,94	4,89	83	123	146	227	270	426	779									
			M_{h2}	3,89	7,2	13,2	21,9	26,1	42,2	50	80	148	217	235	397	432	745	1341									
			M_{2max}	6,6	12,3	22,4	38,5	41,9	73																		
	1 120	V 20	P_{N1}	0,33	0,59	1,04	0,8	1,48	1,76	2,74	3,26	2,3	5,4	9	10,7	16,4	19,5	15	32,4	23	55	36	—				
			P_{N2}	0,25	0,45	0,81	1,23	1,47	2,32	2,76	4,65	7,8	9,3	14,3	17,1	28,6	49,2										
			M_{h2}	4,28	7,7	13,9	21	25	39,5	47	79	133	158	245	291	488	838										
			M_{2max}	7,1	13,2	23,3	37,8	41	71	77	132	231	251	429	466	836	1424										
	900	V 16	P_{N1}	0,31	0,55	1	1,64	1,95	1,5	3,1	2,3	3,68	2,3	5,8	9,4	11,2	8,9	17,6	14	21	14	32,6	23	58	37		
			P_{N2}	0,25	0,45	0,83	1,37	1,63	2,63	3,13	5	85	139	165	263	313	495	889									
			M_{h2}	4,21	7,6	14	23,2	27,6	44,6	53	83	146	235	256	477	518	855	1498									
			M_{2max}	7,3	12,8	22,8	40,3	43,8	76	83	156	266	287	494	528	929											
	710	V 13	P_{N1}	0,3	0,53	0,95	1,61	1,92	1,5	3,01	2,3	3,58	2,3	6	9,8	11,7	8,7	18,2	14	21,7	14	33,7	21	—			
			P_{N2}	0,24	0,43	0,79	1,36	1,61	2,63	3,05	5,2	8,6	10,3	16,2	19,3	283	337	528									
			M_{h2}	4,22	7,5	13,8	23,7	28,2	44,8	53	91	151															
			M_{2max}	7,3	13,3	24,3	42,9	46,6	82	89	156	266	287	494	528	929											
	560	V 10	P_{N1}	0,3	0,55	0,98	1,66	1,97	1,6	3,11	2,5	3,7	2,5	6	9,9	8,3	11,8	8,3	17,5	13	20,8	13	—	—			
			P_{N2}	0,25	0,45	0,82	1,43	1,7	2,7	3,21	5,3	8,8	10,4	15,6	18,6	266	316										
			M_{h2}	4,21	7,7	13,9	24,3	29	46	55	90	149	178	266	316												
			M_{2max}	7,7	13,9	24,9	44,3	48,2	82	89	153	253	275	476	548												



R V 32 ... 81

Ejecución

UO3A

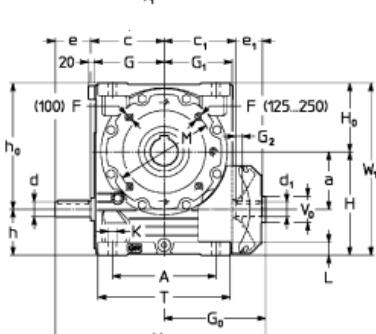
normal

UO3D

sinfin de doble salida con extremo de sinfin reduc.

UO3C¹⁾

UTC 645



R V 100 ... 250

Ejecución

UO2A⁵⁾

normal

UO2B^{1) 5)}

extremo de sinfin reduc.

UO2B^{1) 5)}

UTC 645

Tam.	a	A	B	D	c	d	e	c	d	e	Y ₁	d ₁	e ₁	F	G ₀	G ₁	G ₂	H	H ₀	H ₁	H ₂	h	h ₀	K	L	L ₁	M	N	P	Q	T	U	V ₀	W ₁	Y ₁	Z	Masa		
				Ø		Ø		Ø		Ø									h11	h11	h12	h11	h11	h12	h11	h11	Ø	h6	Ø	Ø	max								kg
32	32	61	52	19	51	14	25	50	10	14	112	11	20	M5 ⁽¹⁾	—	—	—	71	48	34,5	39	80	7	10	8,5	75	55	90	3	91	66	—	119	124	39	3			
40	40	70	62	24	59,5 ⁽²⁾	16	30	59,5	12	14	130	14	25	M6 ⁽³⁾	—	—	—	82	56	41,5	42	96	9,5	12	10	85	68 ⁽⁴⁾	105	3	108	80	—	138	146	46	5			
50	50	86	75	28	70,5	19	30	70,5	12	14	152	16	30	M6 ⁽⁵⁾	—	—	—	100	87	49	50	117	9,5	13	12	100	85 ⁽⁶⁾	120	3	126	95	—	167	168	53	9			
63, 64	63	102	90	32	83	19	40	85	17	17	182	19	30	M8	—	—	—	125	80	58,5	62	143	11,5	16	14	100	80	120	3	151	114	—	206	203	63	14			
80	80	132	106	38	103	24	50	105	17	17	222	24	36	M10	—	—	—	150	100	69,5	70	180	14	20	17	130	110	160	3,5	189	135	—	250	253	75	24			
81				40																																			
100	100	180	131	48	130	28	60	130	20	21	331	28	42	M12	180	122	11	180	125	84,5	80	225	16	23	—	165	130	200	3,5	236	165	45	305	370	90	43			
125, 126	125	225	155	60	155	32	80	155	25	26	402	32	58	M12 ⁽⁷⁾	221	148	15	225	150	99,5	100	275	18	28	—	215	180	250	4	287	194	50	375	456	106	74			
160	160	272	183	70	187	38	80	181	35	36	472	38	58	M14 ⁽⁸⁾	255	178	15	280	180	118,5	120	340	22	33	—	265	230	300	4	345	232	60	460	522	125	130			
161				75																																			
200	200	342	214	90	232 ⁽⁹⁾	48	110	226	35	36	586	48	82	M16 ⁽⁸⁾	324	222	20	335	225	137,5	135	425	27	40	—	300	250	350	5	431	270	80	560	666	150	233			
250	250	425	250	110	292 ⁽⁹⁾	60	105	281	40	46	706	55	82	M20 ^(8,10)	379	277	20	410	280	163	160	530	33	50	—	400	350	450	5	537	320	80	690	776	180	382			

1) Sólo para $i \geq 16$.

2) Longitud útil de la roca 2 - F.

3) Taladros girados de 22° 30' con respecto al esquema.

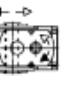
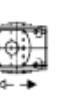
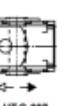
4) Tamaño 40: $c_1 = 57,5$; tamaño 200: $c_1 = 235$; tamaño 250: $c_1 = 287$.

5) Ejecución predispuesta para sinifín de doble salida (ver cap. 2).

6) Taladros girados de 45° con respecto al esquema.

7) Tolerancia 18.

Formas constructivas - sentido de rotación - y cantidades de aceite [l]

B3	B6	B7	B8	V5	V6	Tamaño	B3	B6, B7	B8	V5, V6
						32	0,16	0,2	0,16	0,16
						40	0,26	0,35	0,26	0,26
						50	0,4	0,6	0,4	0,4
						63, 64	0,8	1,15	0,8	0,8
						80, 81	1,3	2,2	1,7	1,3
						100	1,9	5,4	4,2	3
						125, 126	3,4	10	8,2	5,7
						160, 161	5,6	18	15	10
						200	9,5	33	30	20
						250	17	57	51	34
						UT.C 687				

1) Para los tam. 200 y 250, la forma constructiva B7, con $n > 710 \text{ min}^{-1}$, tiene un sobreprecio.

Anexo D. Perfiles Estructurales.

Anexo D1. Vigas Laminados en caliente IPE. Fuente Catálogo técnico Vigas de Acero

Prodalam pág. 15.

Código SAP (L 6m)	Código SAP (L 12m)	Descrip. IPE	Kg/m	Kg/ L6m	Kg/ L12m	Medidas mm					Sección cm ²	Momento inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio giro cm	
						h	b	t	e	R		I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
29412	34354	80	6	36	72	80	46	3,8	5,2	5	7,6	80,1	8,49	20	3,69	3,24	1,05
29413	30660	100	8,1	48,6	97,2	100	55	4,1	5,7	7	10,3	171	15,9	34,2	5,79	4,07	1,24
29414	34355	120	10,4	62,4	124,8	120	64	4,4	6,3	7	13,2	318	27,7	53	8,65	4,9	1,45
29415	34356	140	12,9	77,4	154,8	140	73	4,7	6,9	7	19,4	541	44,9	77,3	12,3	5,74	1,65
29416	33330	160	15,8	94,8	189,6	160	82	5	7,4	9	20,1	869	68,3	109	16,7	6,58	1,84
29417	33333	180	18,8	112,8	225,6	180	91	5,3	8,0	9	23,9	1320	101	146	22,2	7,43	2,05
29418	30249	200	22,4	134,4	268,8	200	100	5,6	8,5	12	28,5	1940	142	194	28,5	8,25	2,24
29419	30310	220	26,2	157,2	314,4	220	110	5,9	9,2	12	33,4	2770	205	252	37,3	9,11	2,48
29420	33265	240	30,7	184,2	368,4	240	120	6,2	9,8	11	39,1	3890	284	324	47,3	9,97	2,7
29421	34357	270	36,1	216,6	433,2	270	135	6,6	10,2	15	45,9	5790	420	429	62,2	11,23	3,02
29422	33266	300	42,2	253,2	506,4	300	150	7,1	10,7	15	53,8	8360	604	557	80,5	12,47	3,35
32990	32992	330	49,1	294,6	589,2	330	160	7,5	11,5	18	62,6	11770	788	713	98,5	13,7	3,55
34230	34358	360	57,1	342,6	685,2	360	170	8	12,7	18	72,7	16270	1040	904	123	14,96	3,78
34231	30104	400	66,3	397,8	795,6	400	180	8,6	13,5	21	84,5	23130	1320	1160	146	16,54	3,95
34232	34359	450	77,7	466,2	932,4	450	190	9,4	14,6	21	98,8	33740	1680	1500	176	18,48	4,12
29501	34360	500	90,7	544,2	1088,4	500	200	10,2	16,0	24	116	48200	2140	1930	214	20,38	4,3
34233	34361	550	106	636	1272	550	210	11,1	17,2	24	134	67120	2670	2440	254	22,38	4,77
34234	34362	600	122	732	1464	600	220	12	19,0	24	156	92080	3387	3070	308	24,3	4,66

Anexo D2. Vigas Laminados en caliente UPN. Fuente Catálogo técnico Vigas de Acero Prodalam

pág. 20

Código SAP (L 6m)	Código SAP (L 12m)	Descrip. UPN	Kg/m	Kg/ L6m	Kg/ L12m	Medidas mm					Sección cm ²	Momento inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio giro cm		
						h	b	t	e	R		I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y	
29423	34344	50	5,59	33,5	67,1	50	38	5	7	7	3,5	7,1	26,40	9,12	10,6	3,75	1,93	1,13
29424	34345	65	7,09	42,5	85,1	65	42	5,5	7,5	7,5	4	9	5750	14,1	17,7	5,07	2,52	1,25
29425	30305	80	8,64	51,8	103,7	80	45	6	8	8	4	11	106	19,4	26,5	6,36	3,1	1,33
29426	30306	100	10,6	63,6	127,2	100	50	6	8,5	8,5	4,5	13,5	206	29,3	41,2	8,49	3,91	1,47
29427	30250	120	13,4	80,4	160,8	120	55	7	9	9	4,5	17	364	43,2	60,7	11,1	4,62	1,59
29428	30619	140	15	96	192	140	60	7	10	10	5	20,4	605	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75
29429	30313	160	18,8	112,8	225,6	160	65	7,5	10,5	10,5	5,5	24	925	85,3	116	18,3	6,21	1,89
29430	30308	180	22	132	264	180	70	8	11	11	5,5	28	1350	114	150	22,4	6,95	2,02
29431	34001	200	25,3	151,8	303,6	200	75	8,5	11,5	11,5	6	32,2	1910	148	191	27	7,7	2,14
29432	34346	220	29,4	176,4	352,8	220	80	9	12,5	12,5	6,5	37,4	2690	197	245	33,6	8,48	2,3
29433	34347	240	33,2	199,2	398,4	240	85	9,5	13	13	6,5	42,3	3600	248	300	39,6	9,22	2,42
29434	34348	260	37,9	227,4	454,8	260	90	10	14	14	7	48,3	4820	317	317	74,7	9,99	2,56
29423	34349	280	41,8	250,8	501,6	280	95	10	15	15	7,5	53,3	6280	399	448	57,2	10,9	2,74
29435	33267	300	46,2	227,2	554,4	300	100	10	16	16	8	58,8	8030	495	535	67,8	11,69	2,9
34227	34350	320	59,5	357	714	320	100	14	17,5	17,5	8,8	75,8	10870	597	679	80,6	12,1	2,81
34228	34351	350	60,6	363,6	727,2	350	100	14	16	16	0,8	77,3	12840	570	734	75	12,9	2,72
34229	34352	380	63,1	378,6	757,2	380	102	13,5	16	16	8	80,4	15760	615	829	78,7	14	2,77
29436	34353	400	71,8	430,8	861,6	400	110	14	18	18	9	91,5	20350	846	1020	102	14,9	3,04

Anexo E. Tablas de la norma CMAA 70**Anexo E1.** Factor de servicio de maquinaria Cd. Fuente Norma CMAA pág. 33

TABLE 4.1.3-1

Machinery Service Factor C_d

Class of Service	A	B	C	D	E	F
C_d	.64	.72	.8	.9	1.0	1.16

Anexo E2. Factor de velocidad. Fuente Norma CMAA pág. 49

TABLE 4.13.3-2

SPEED FACTOR C_s

WHEEL DIA. IN INCHES	SPEED IN FEET PER MINUTE											
	30	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400
8	.907	.958	1.013	1.049	1.086	1.122	1.158	1.195	1.267	1.340	1.413	1.485
9	.898	.944	1.001	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163	1.227	1.292	1.356	1.421
10	.892	.932	.984	1.020	1.049	1.079	1.108	1.137	1.195	1.253	1.311	1.369
12	.882	.915	.958	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098	1.146	1.195	1.243	1.292
15	.872	.898	.932	.967	1.001	1.020	1.040	1.059	1.098	1.137	1.175	1.214
18	.865	.887	.915	.944	.973	1.001	1.017	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163
21	.860	.879	.903	.927	.952	.977	1.001	1.015	1.043	1.070	1.098	1.126
24	.857	.873	.894	.915	.937	.958	.980	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098
27	.854	.869	.887	.906	.925	.944	.963	.982	1.012	1.033	1.055	1.076
30	.852	.865	.882	.898	.915	.932	.949	.967	1.001	1.020	1.040	1.059
36	.849	.860	.873	.887	.901	.915	.929	.944	.973	1.001	1.017	1.033

Anexo E3. Factor de velocidad. Fuente Norma CMAA pág. 49

TABLE 4.13.3-3

WHEEL SERVICE FACTOR S_m AND MINIMUM LOAD SERVICE FACTOR K_{wf} MINIMUM

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

Anexo E4. Carga máxima permitida de las ruedas. Fuente Norma CMAA pág. 50

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

Wheel Hardness	Wheel dia. (D) inches	ASCE 20#	ASCE 25#	ASCE 30#	ASCE 40#	ARA-A 90#	ASCE 60 & 70# ARA-B 100#	ASCE 80 & 85# ARA-A 100# BETH 104 USS 105#	ASCE 100#	BETH & USS 135#	BETH &USS 175#	BETH 171#
200 BHN	8	6750	8000	8500	10000							
	9	7600	9000	9550	11250	14900	15750					
	10	8450	10000	10650	12500	16550	17500					
	12		12000	12750	15000	19850	21000	22500	25500			
	15			15950	18750	24850	26250	28150				
	18			19150	22500	29800	31500	33750	38250	40500		
	21				26250	34800	36750	39400	44600	47250	65600	73500
	24					39750	42000	45000	51000	54000	75000	84000
	27							50600	57400	60750	84400	94500
	30							56250	63750	67500	93750	105000
	36								76500	81000	112500	126000
260 BHN	8	8800	10400	11050	13000							
	9	9850	11700	12450	14600	19400	20450					
	10	10950	13000	13800	16250	21550	22750					
	12		15600	16600	19500	25850	27300	29250	33150			
	15			20750	24400	32300	34100	36550	41450			
	18			24850	29250	38750	40950	43850	49700	52560		
	21				34100	45200	47800	51200	58000	61400	85300	95550
	24					51650	54600	58500	66300	70200	97500	109200
	27							65800	74600	79000	109700	122850
	30							73100	82850	87750	121850	136500
	36								99450	105300	146250	163800
320 BHN	8	9400	11150	11850	13900							
	9	10550	12550	13300	15650	20750	21950					
	10	11750	13900	14800	17400	23050	24350					
	12		16700	17750	20900	27650	29250	31300	35500			
	15			22200	26100	34600	36550	39150	44400			
	18			26650	31300	41500	43850	47000	53250	56400		
	21				36550	48400	51150	54800	62150	65800	91350	102300
	24					55350	58450	62650	71000	75200	104400	116950
	27							70500	79900	84550	117450	131550
	30							78300	88750	93950	130500	146200
	36								106500	112750	156600	175400
(615 BHN)	8	11650	13800	14700	17250							
	9	13100	15550	16500	19450	25750	27200					
	10	14600	17250	18350	21600	28600	30200					
	12		20700	22050	25900	34300	36250	38850	44050			
	15			27550	32400	42900	45350	48550	55050			
	18			33050	38850	51500	54400	58300	66050	69950		
	21				45350	60050	63450	68000	77050	81600	113350	126950
	24					68650	72550	77700	88100	93250	129550	145050
	27							87450	99100	104900	145700	163200
	30							97150	110100	116600	161900	181350
	36								132100	139900	194300	217600
Effective Width of Rail Head (W) Inches (Top of head minus corner radii)		.844	1.000	1.063	1.250	1.656	1.750	1.875	2.125	2.250	3.125	3.500

Anexo E5. Rango típico de tasas de aceleración. Fuente Norma CMAA pág. 60

TABLE 5.2.9.1.2.1-A
GUIDE FOR TRAVEL MOTION
TYPICAL ACCELERATION RATES RANGE¹

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

Anexo E6. Guía para la tasa de aceleración máxima para evitar que la rueda despegue. Fuente Norma CMAA pág. 60

TABLE 5.2.9.1.2.1-B
GUIDE FOR MAXIMUM ACCELERATION RATE TO PREVENT WHEEL SKIDDING

Percent of Driven Wheels	100	50	33.33	25	16.67
Maximum Acceleration Rate Feet per Sec. per Sec. - Dry Rails - Based on .2 Coefficient of Friction	4.8	2.4	1.6	1.2	.8
Acceleration Rate - Wet Rails - Based on .12 Coefficient of Friction	2.9	1.5	1.0	.7	.5

Anexo E7. Valores recomendados de K_t. Fuente Norma CMAA pág. 60

TABLE 5.2.9.1.2.1-C
RECOMMENDED VALUES OF K_t (ACCELERATING TORQUE FACTOR)

Type of Motor	Type of Control	³ K _t
AC Wound Rotor	Contactor-Resistor	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor, Mill	Contactor-Resistor	1.5-1.7 ⁴
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contactor-Resistor	2.0

Anexo E8. Valores sugeridos para el factor de fricción. Fuente Norma CMAA pág. 61

TABLE 5.2.9.1.2.1-D

**SUGGESTED VALUES FOR F (FRICTION FACTOR) FOR BRIDGES & TROLLEYS
WITH METALLIC WHEELS & ANTI-FRICTION BEARINGS**

Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb/Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

Anexo E9. Valores recomendados del factor de clase de servicio. Fuente Norma CMAA pág. 61

**TABLE 5.2.9.1.2.1-E
RECOMMENDED VALUES OF TRAVEL DRIVE SERVICE CLASS FACTOR ³K_s**

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

Anexo E10. Velocidades de funcionamiento sugeridas. Fuente Norma CMAA pág. 82

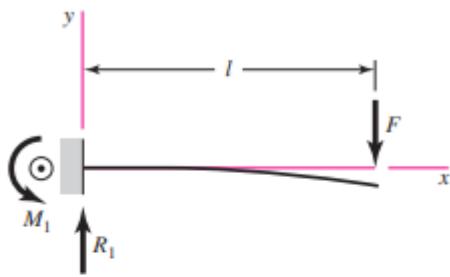
**Fig. 6.2
SUGGESTED OPERATING SPEEDS
FEET PER MINUTE
FLOOR CONTROLLED CRANES**

CAPACITY IN TONS	HOIST			TROLLEY			BRIDGE		
	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST
3	14	35	45	50	80	125	50	115	175
5	14	27	40	50	80	125	50	115	175
7.5	13	27	38	50	80	125	50	115	175
10	13	21	35	50	80	125	50	115	175
15	13	19	31	50	80	125	50	115	175
20	10	17	30	50	80	125	50	115	175
25	8	14	29	50	80	125	50	115	175
30	7	14	28	50	80	125	50	115	150
35	7	12	25	50	80	125	50	115	150
40	7	12	25	40	70	100	40	100	150
50	5	11	20	40	70	100	40	100	150
60	5	9	18	40	70	100	40	75	125
75	4	9	15	40	70	100	30	75	125
90	4	8	13	30	60	80	25	50	100
150	3	6	11	25	60	80	25	50	100

Anexo F. Tablas y fórmulas para el cálculo por mecánica de materiales

Anexo F1. Método de Súper Posición. Fuente Tabla A-9 libro Shigley

1 En voladizo: carga en extremo

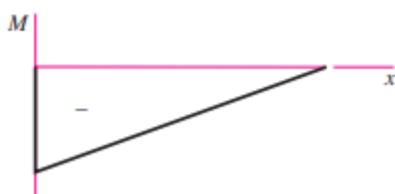


$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

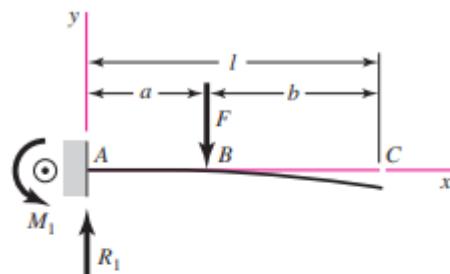
$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$



2 En voladizo: carga intermedia



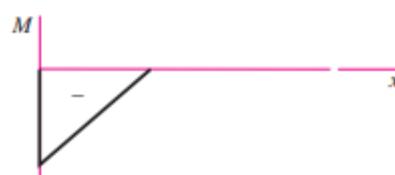
$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$$

$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

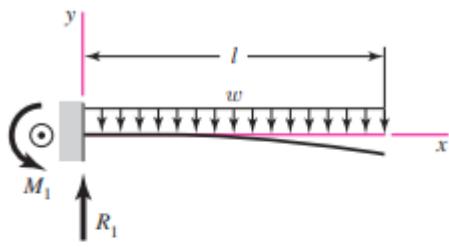
$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$$



3 En voladizo: carga uniforme



$$R_1 = wl \quad M_1 = \frac{wl^2}{2}$$

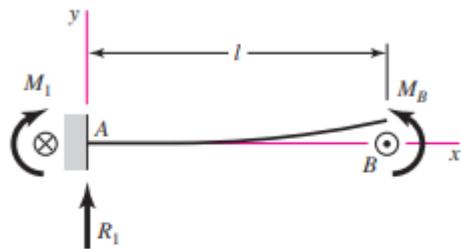
$$V = w(l - x) \quad M = -\frac{w}{2}(l - x)^2$$

$$y = \frac{wx^2}{24EI} (4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{8EI}$$



4 En voladizo: carga de momento

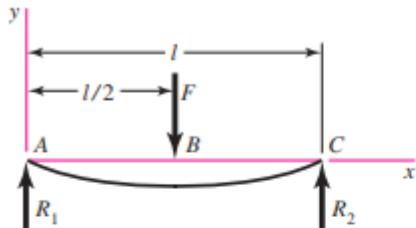


$$R_1 = V = 0 \quad M_1 = M = M_B$$

$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\max} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$



5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

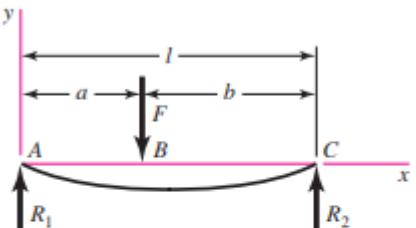
$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$



6 Apoyos simples: carga intermedia



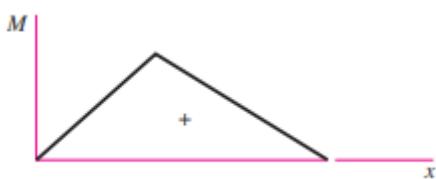
$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

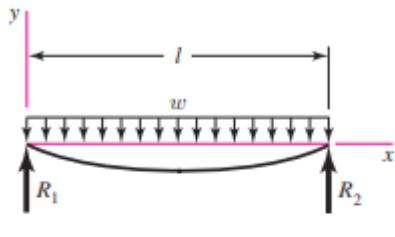
$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$



7 Apoyos simples: carga uniforme

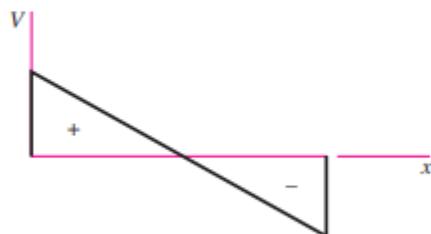


$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

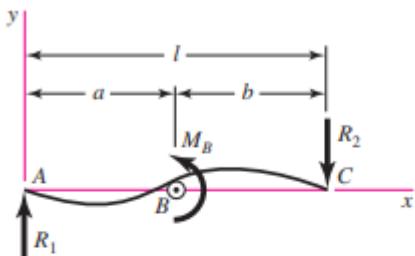
$$M = \frac{wx}{2}(l-x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\max} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$



8 Apoyos simples: carga de momento

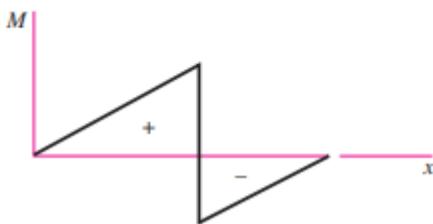
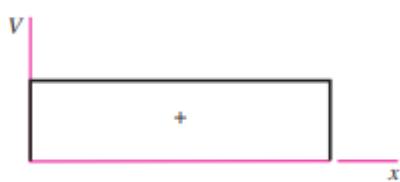


$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

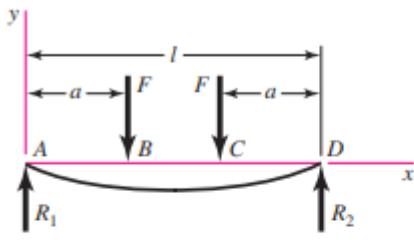
$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x-l)$$

$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EIl}(x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

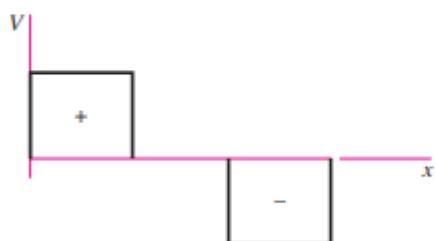
$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EIl}[x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$



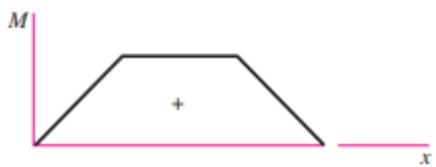
9 Apoyos simples: cargas idénticas



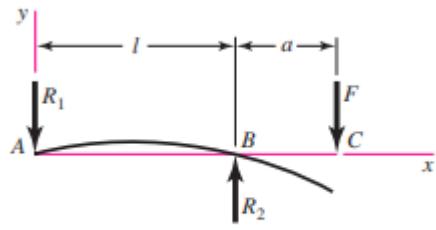
$$\begin{aligned}
 R_1 = R_2 &= F & V_{AB} &= F & V_{BC} &= 0 \\
 V_{CD} &= -F & M_{AB} &= Fx & M_{BC} &= Fa & M_{CD} &= F(l-x) \\
 y_{AB} &= \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la) & y_{BC} &= \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx) & y_{\max} &= \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 y_{AB} &= \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la) \\
 y_{BC} &= \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx) \\
 y_{\max} &= \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)
 \end{aligned}$$



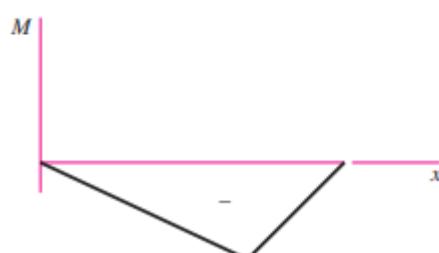
10 Apoyos simples: carga en voladizo



$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{Fa}{l} & R_2 &= \frac{F}{l}(l+a) \\
 V_{AB} &= -\frac{Fa}{l} & V_{BC} &= F \\
 M_{AB} &= -\frac{Fax}{l} & M_{BC} &= F(x-l-a)
 \end{aligned}$$

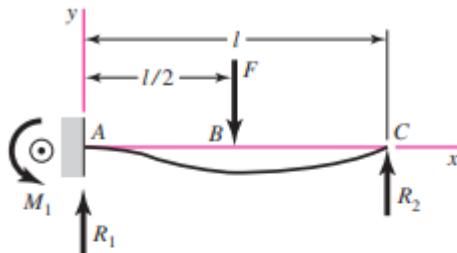


$$\begin{aligned}
 y_{AB} &= \frac{Fax}{6EI}(l^2 - x^2) \\
 y_{BC} &= \frac{F(x-l)}{6EI}[(x-l)^2 - a(3x-l)] \\
 y_c &= -\frac{Fa^2}{3EI}(l+a)
 \end{aligned}$$



{continu}

11 Un apoyo fijo y el otro simple: carga central



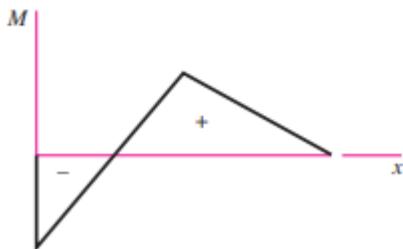
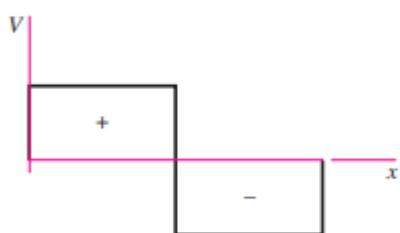
$$R_1 = \frac{11F}{16} \quad R_2 = \frac{5F}{16} \quad M_1 = \frac{3Fl}{16}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

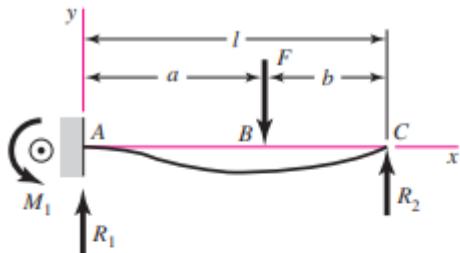
$$M_{AB} = \frac{F}{16}(11x - 3l) \quad M_{BC} = \frac{5F}{16}(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{96EI}(11x - 9l)$$

$$y_{BC} = \frac{F(l-x)}{96EI}(5x^2 + 2l^2 - 10lx)$$



12 Un apoyo fijo y el otro simple: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{2l^3}(3l^2 - b^2) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l - a)$$

$$M_1 = \frac{Fb}{2l^2}(l^2 - b^2)$$

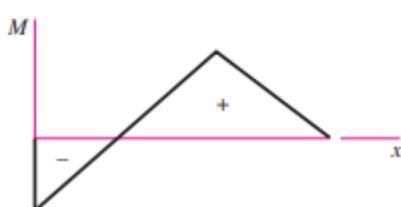
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb}{2l^3}[b^2l - l^3 + x(3l^2 - b^2)]$$

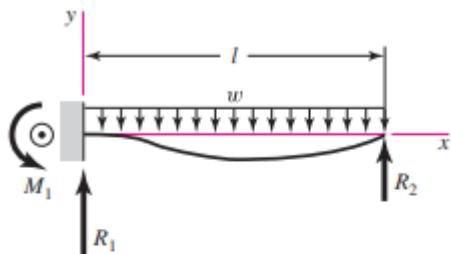
$$M_{BC} = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l^2 - 3lx - al + ax)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx^2}{12EI l^3}[3l(b^2 - l^2) + x(3l^2 - b^2)]$$

$$y_{BC} = y_{AB} - \frac{F(x-a)^3}{6EI}$$



13 Un apoyo fijo y el otro simple: carga uniforme

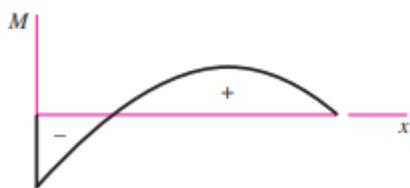
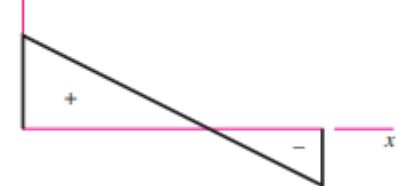


$$R_1 = \frac{5wl}{8} \quad R_2 = \frac{3wl}{8} \quad M_1 = \frac{wl^2}{8}$$

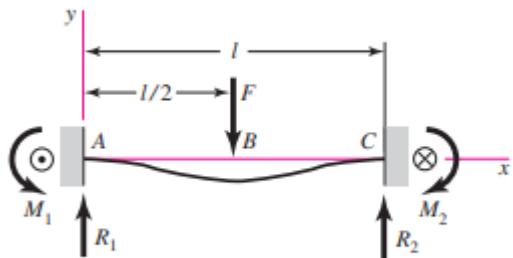
$$V = \frac{5wl}{8} - wx$$

$$M = -\frac{w}{8}(4x^2 - 5lx + l^2)$$

$$y = \frac{wx^2}{48EI}(l-x)(2x-3l)$$



14 Apoyos fijos: carga central



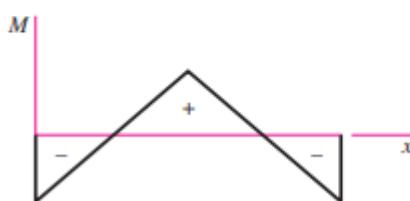
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x-l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l-4x)$$

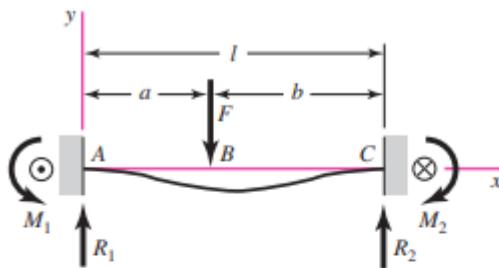
$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x-3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$



[continúa]

15 Apoyos fijos: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

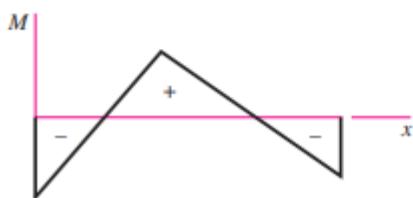
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

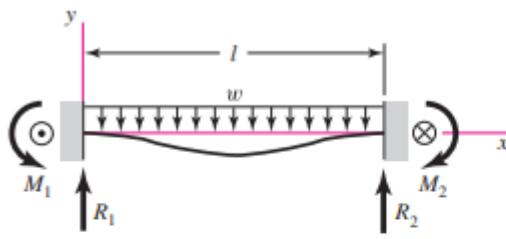
$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI l^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l - x)^2}{6EI l^3}[(l - x)(3b + a) - 3bl]$$



16 Apoyos fijos: carga uniforme



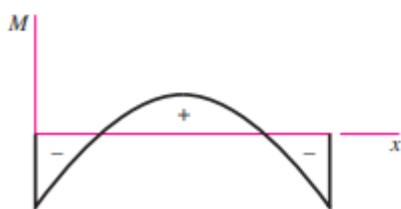
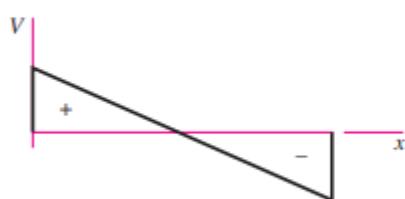
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

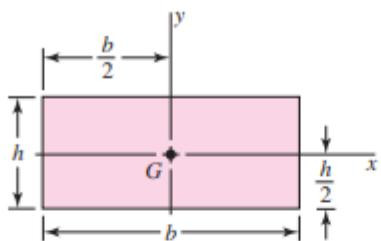
$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$



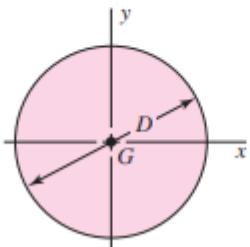
Anexo F2. Momentos de inercia. Fuente Tabla A-18 libro Shigley

Rectángulo



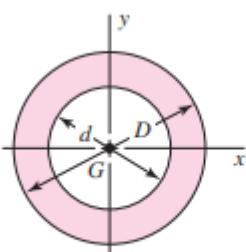
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



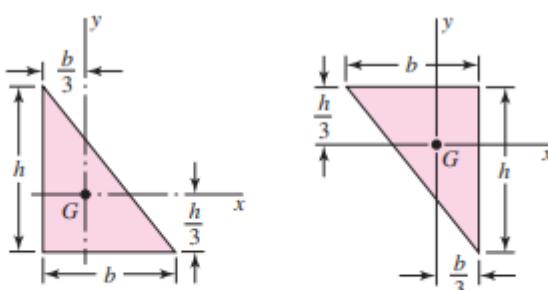
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Círculo hueco



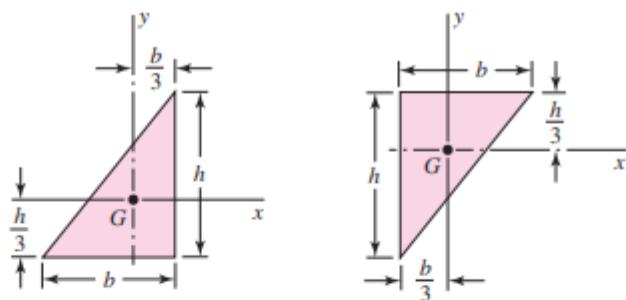
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

Triángulos rectángulos



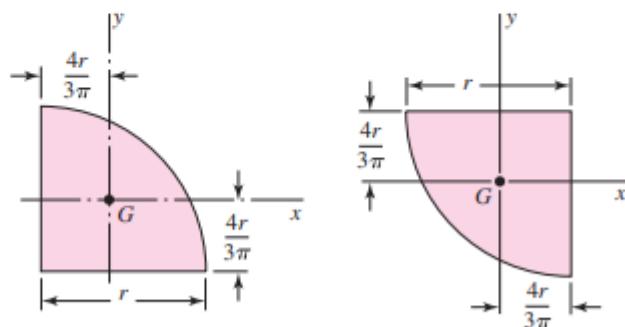
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$

Triángulos rectángulos



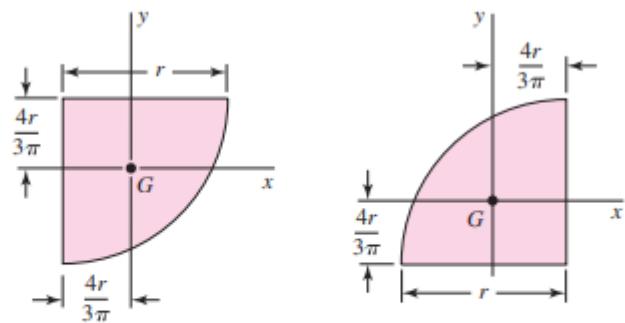
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

Cuarto de círculo



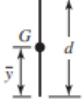
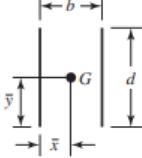
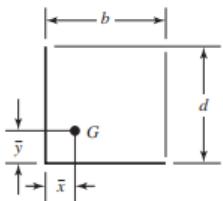
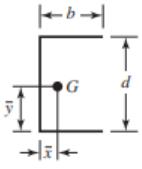
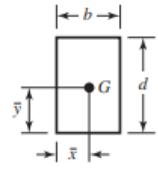
$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

Cuarto de círculo

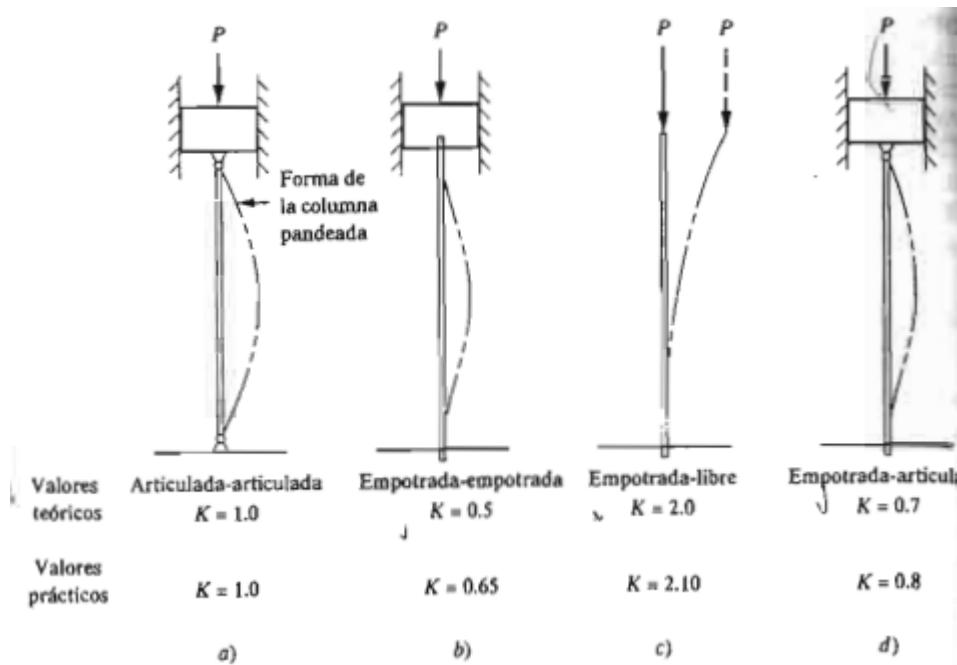


$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

Anexo F3. Tabla para el cálculo de soldadura. Fuente Tabla 9-1 libro Shigley

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

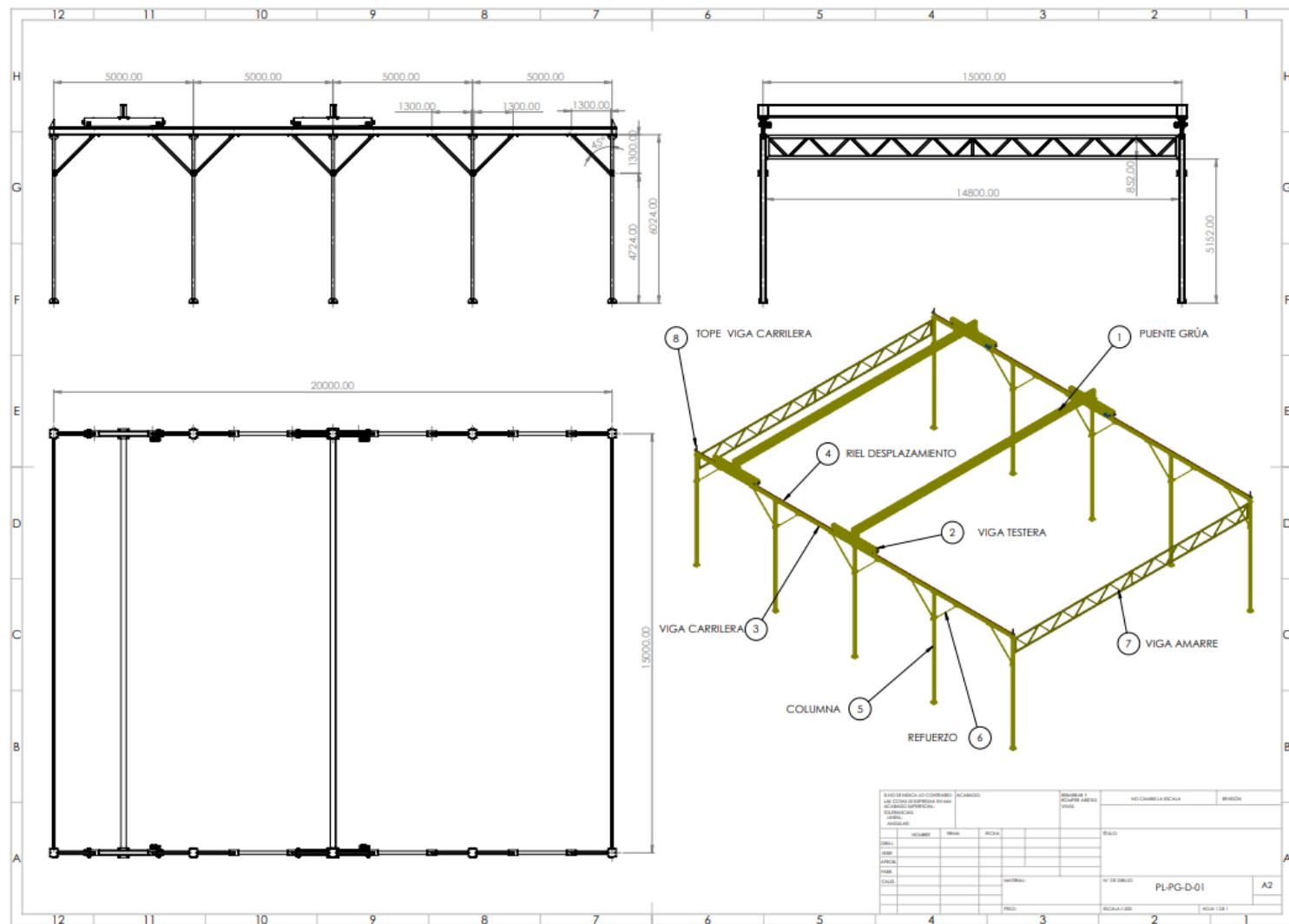
Anexo G. Valores de K para obtener la longitud efectiva.

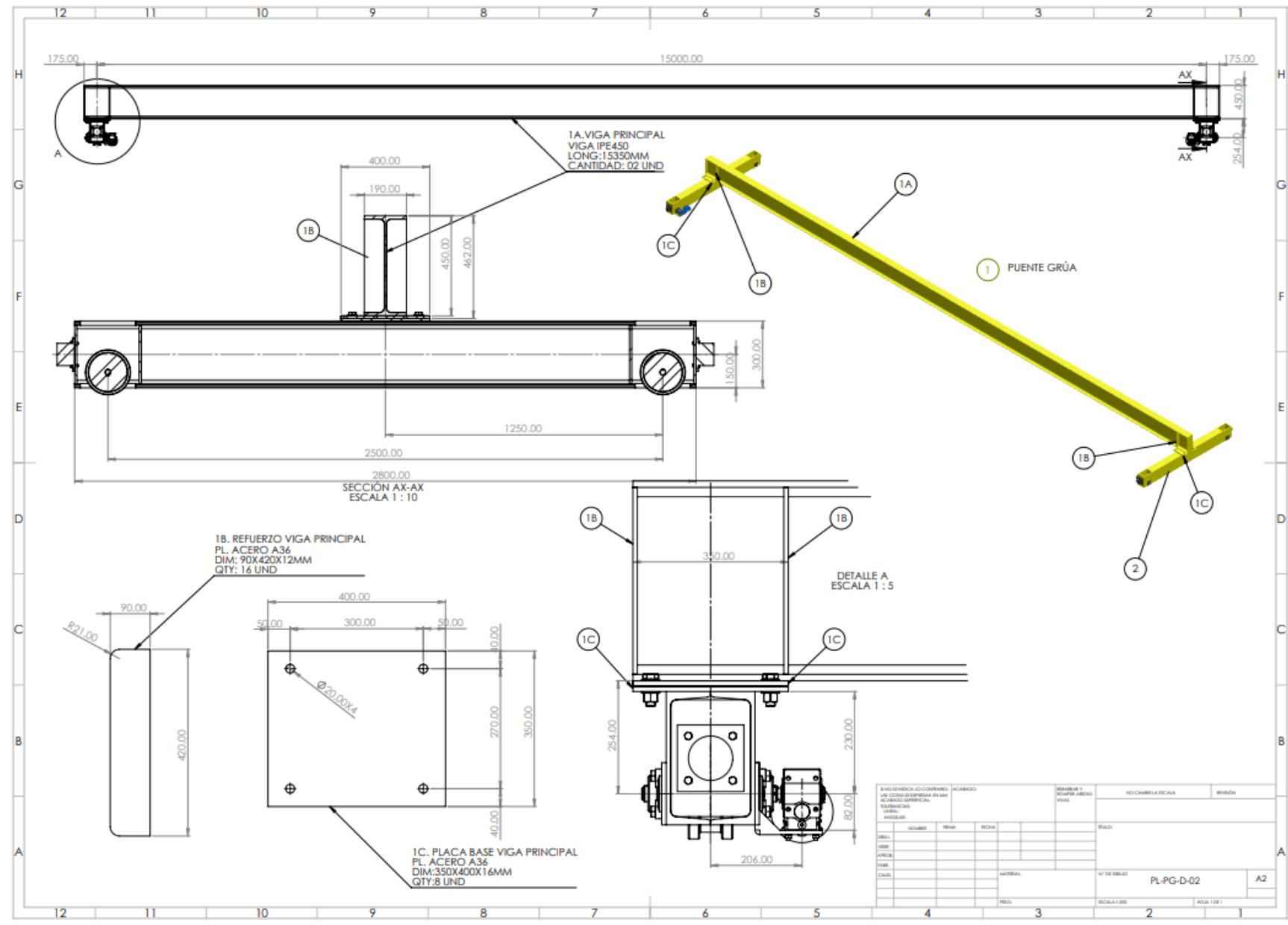


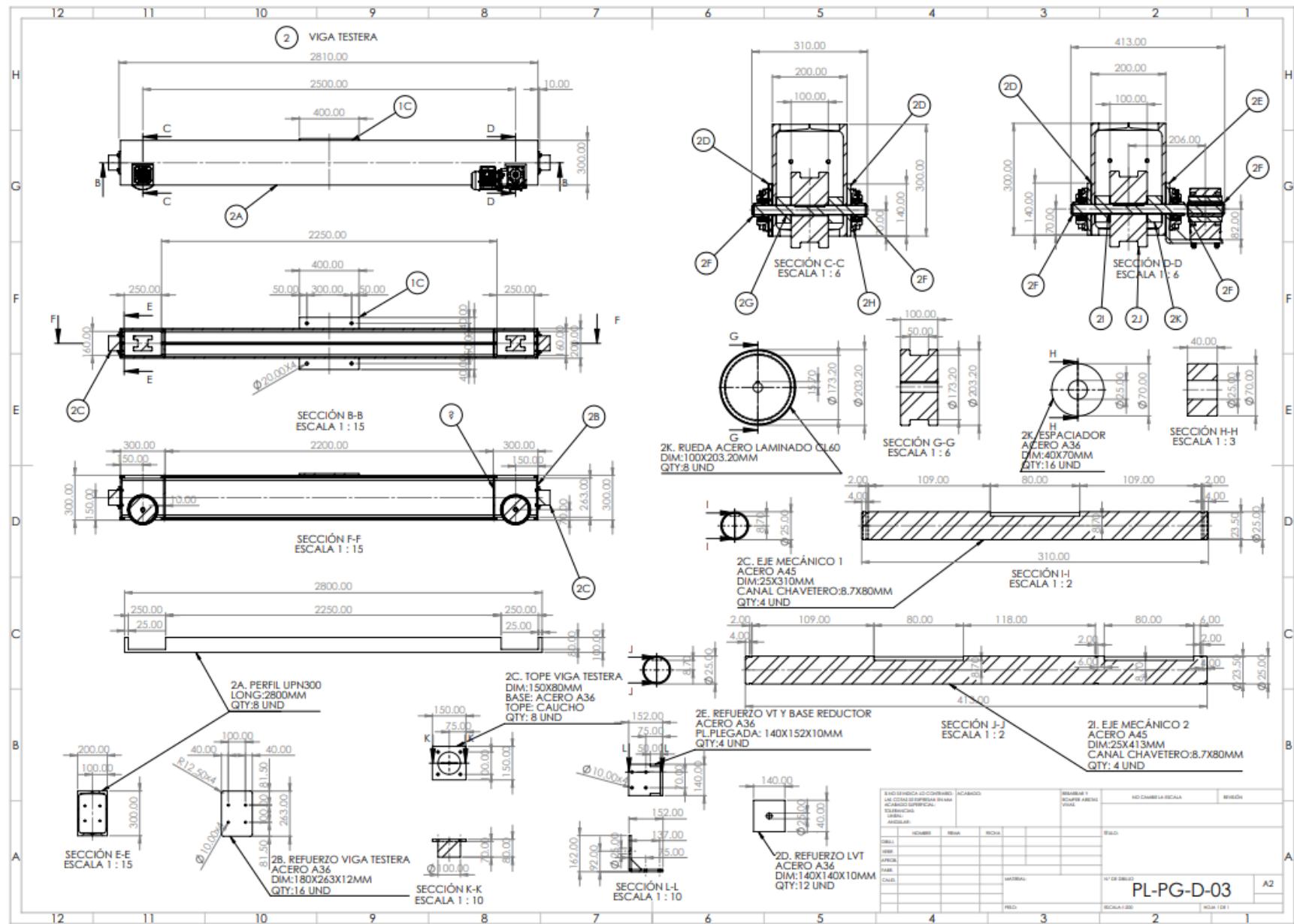
Anexo H. Cronograma

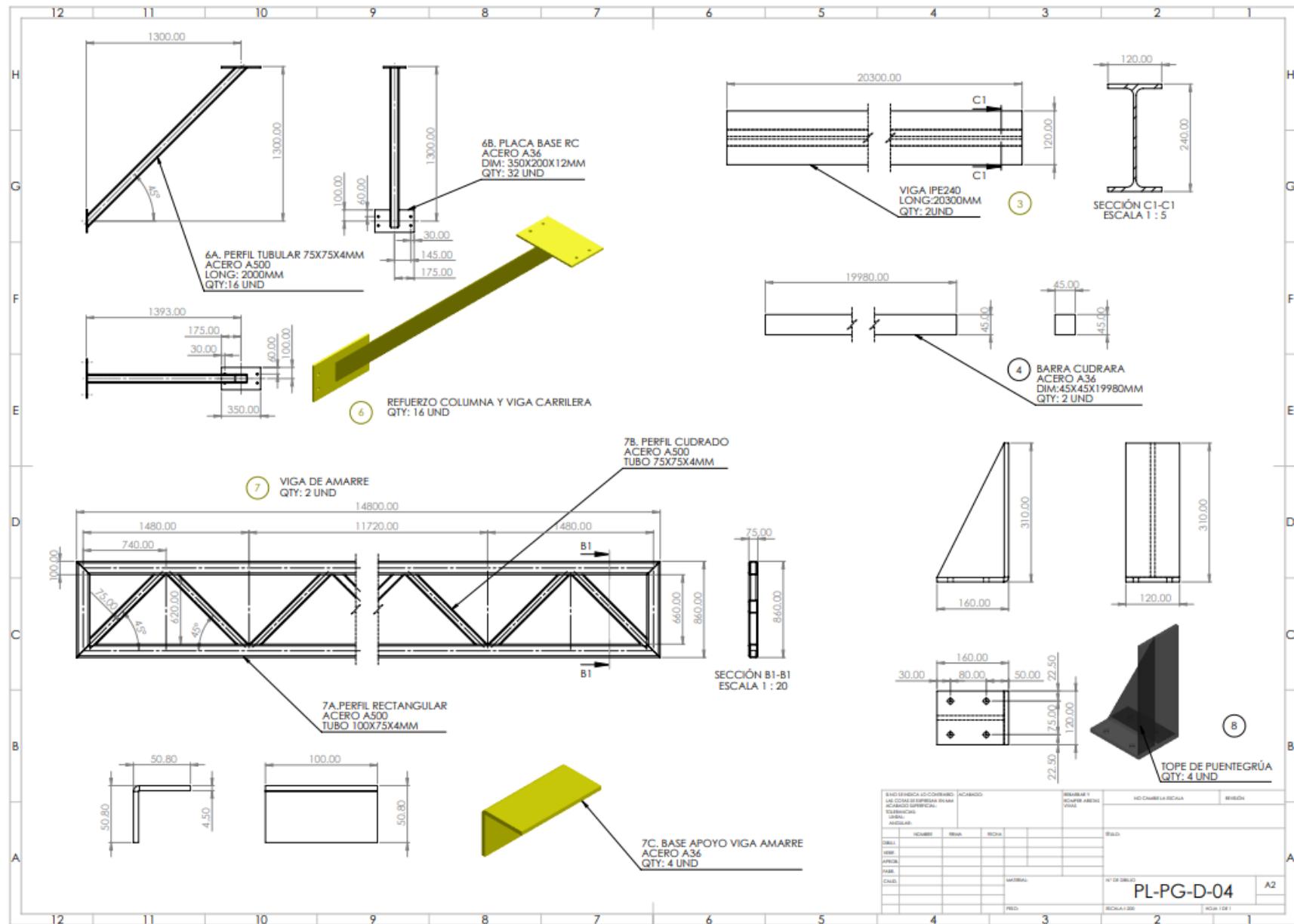
Anexo I. Presupuesto

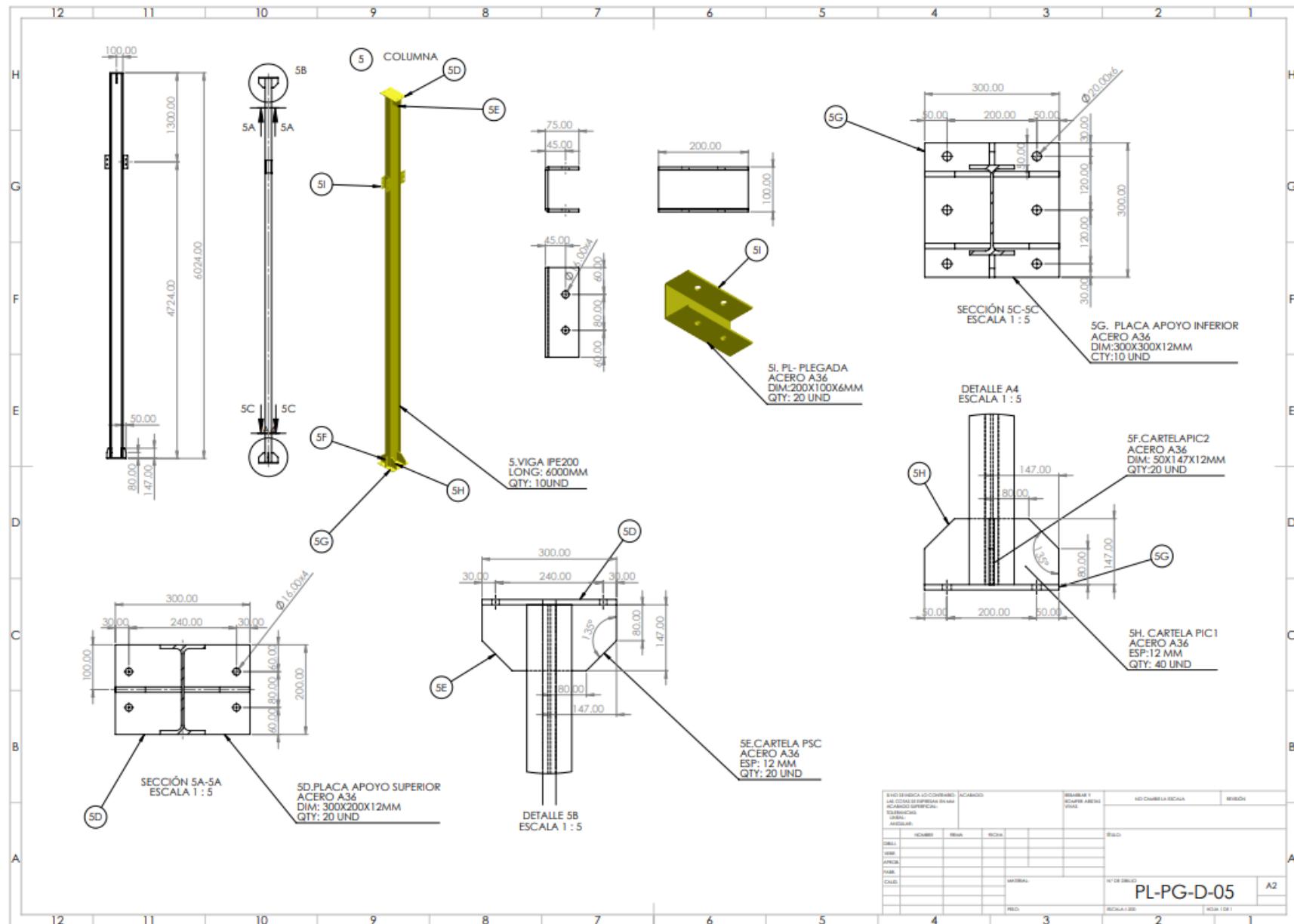
Anexo J. Planos











	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
H	ITEM	DESCRIPCIÓN				UNIDAD	CANTIDAD					
1.00	VIGA LAMINADA EN CALIENTE IPE450X15350MM					UND	2					
2.00	REFUERZO DE VIGA PRINCIPAL PLACERO A36 90X420X12MM					UND	16					
3.00	PLACA BASE DE VIGA PRINCIPAL PLACERO A36 350X400X16MM					UND	8					
4.00	VIGA LAMINADO EN CALIENTE UPNE300X2800MM					UND	8					
5.00	REFUERZO DE VIGA TESTERA ACERO A36 180X263X10MM					UND	16					
6.00	TOPE DE VIGA TESTERA 80X150MM					UND	8					
7.00	REFUERZO LATERAL DE VIGA TESTERA (RVT) 140X140X10MM					UND	12					
8.00	REFUERZO DE VIGA TESTERA Y BASE REDUCTOR 140X152X10MM					UND	4					
9.00	RUEDA DE ACERO ALIMINADO CL60X100X203.20 MM					UND	8					
10.00	ESPACIADOR ACERO A36 40X70MM					UND	16					
11.00	EJE MECÁNICO 1 ACERO A45 25X310MM CON CANAL CHAVETERO Y CHAVETA 80MM					UND	4					
12.00	EJE MECÁNICO 2 ACERO A45 25X413MM CON CANAL CHAVETERO Y CHAVETA 80MM					UND	4					
13.00	TUBO CUADRADO ACERO A500 L:2000-75X75X4MM					UND	16					
14.00	PLACA BASE DE REFUERZO DE COLUMNA PL. ACERO A36 350X200X12MM					UND	32					
15.00	VIGA LAMINADA EN CALIENTE IPE240X20300MM					UND	4					
16.00	PERFIL CUADRADO SÓLIDO ACERO A36 45X45X20300MM					UND	2					
17.00	TOPE DE PUENTE GRÚA PL. ACERO A36 120X160X310MM- ESP. 10MM					UND	8					
18.00	PERFIL CUADRADO ACERO A500 75X75X4MM-L:1000MM					UND	42					
19.00	PERFIL RECTANGULAR ACERO A500 100X75X4MM-L:31320MM					UND	2					
20.00	BASE DE APOYO DE VIGA DE AMARRE PLACERO A36 50.8X50.8X6MM-L:100MM					UND	4					
21.00	VIGA LAMINADA EN CALIENTE IPE200X6000MM					UND	10					
22.00	PLACA DE APOYO SUPERIOR PLACERO A36 300X200X12MM					UND	10					
23.00	CARTELÁ REFUERZO PLACA APOYO SUPERIOR PLACERO A36 147X147X12MM					UND	20					
24.00	CARTELÁ REFUERZO PLACA INFERIOR APOYO 1 PLACERO A36 147X147X12MM					UND	40					
25.00	CARTELÁ REFUERZO PLACA INFERIOR APOYO 2 PLACERO A36 50X147X12MM					UND	20					
26.00	PLACA DE APOYO INFERIOR APOYO PL. ACERO A36 300X300X12MM					UND	10					
27.00	PL. PLEGADO ACERO A36 CANAL C 100X200MM					UND	10					
28.00	ANILLO DE RETENCIÓN PARA EJE25MM P- EXTERNA					UND	20					
29.00	CHUMACERAS DE PARED SKF UCF305					UND	16					
30.00	TORNILLO MILIMÉTRICO HEAGONAL SAEB.8 M10X50MM+TUERCA GRADO 8 +ARANDELA PLANA Y PRESIÓN					UND	12					
31.00	TORNILLO MILIMÉTRICO HEAGONAL SAEB.8 M12X50MM+TUERCA GRADO 8 +ARANDELA PLANA Y PRESIÓN					UND	48					
32.00	TORNILLO MILIMÉTRICO HEAGONAL SAEB.8 M16X50MM+TUERCA GRADO 8 +ARANDELA PLANA Y PRESIÓN					UND	64					
33.00	TORNILLO MILIMÉTRICO HEAGONAL SAEB.8 M20X75MM+TUERCA GRADO 8 +ARANDELA PLANA Y PRESIÓN					UND	16					