Universidad Autónoma Metropolitana

Casa abierta al tiempo Azcapotzalco

Proyecto Tecnológico

Licenciatura: Ingeniería mecánica

Diseño de una grúa viajera para la empresa “Desperdicios Industriales Laguna”.

Omar Agripino Zamora Ramos.

Matrícula: 2133002376.

Asesores:

Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Manuel Eurípides Ruiz Sandoval Hernández

Trimestre 2018 Primavera

Septiembre de 2018, Ciudad de México

Yo, ROMY PÉREZ MORENO, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

Ing. Romy Pérez Moreno

Yo, MANUEL EURÍPIDES RUIZ SANDOVAL HERNÁNDEZ, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

Dr. Manuel Eurípides Ruiz Sandoval Hernández

Yo, OMAR AGRIPINO ZAMORA RAMOS., doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

Omar Agripino Zamora Ramos.

Universidad Autónoma Metropolitana
Casa abierta al tiempo Azcapotzalco

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

CBI DIVISIÓN CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 17-O Fecha: 11/12/2017 PI-A-MEC 041/17

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Omar Agripino Zamora Ramos Matrícula: 2133002376

Correo personal: acromar2014@gmail.com

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Romy Pérez Moreno

No. económico: 23812 Adscripción/Departamento/Sección: Energía

Área de investigación: Centro de Desarrollo Asistido por Computadora (CEDAC)

Correo institucional: romy@azc.uam.mx

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: Manuel Eurípides Ruiz Sandoval Hernández

No. económico/Teléfono: 21499 Adscripción/Puesto: Materiales

Área de investigación/Departamento: Estructuras

Correo electrónico: mrh@azc.uam.mx

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

(●) Proyecto tecnológico ( ) Proyecto de investigación ( ) Estancia profesional ( ) Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño de una grúa viajera para la empresa "Desperdicios Industriales Laguna."

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: (●) No ( ) Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una grúa viajera capaz de desplazar, en un espacio de trabajo definido, el material de trabajo de la empresa "Desperdicios Industriales Laguna."

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inicio: 18 I
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		Término: 18 P
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno

Universidad Autónoma Metropolitana Casa abierta al tiempo Azcapotzalco CBI DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
11 DIC 2017
COORDINACIÓN DE MECÁNICA
Sello de la Coordinación de Estudios

Revisión: Febrero 2016

Originales: Coordinador de Estudios; Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno; Asesor(es).

Resumen

Se diseñó la estructura que soporta una grúa viajera y se seleccionaron los dispositivos de elevación y traslación de las cargas que conforman a la grúa viajera. El proyecto se realizó para la empresa “Desperdicios Industriales Laguna”, que busca agilizar las actividades que implican el desplazamiento de cargas, así como brindar una mayor seguridad a sus trabajadores.

Se trata de una estructura elaborada de acero estructural ASTM A-36 que permite el desplazamiento de un puente, integrado por dos vigas paralelas separadas, a lo largo de sus trabes carril, y a su vez el puente permite el desplazamiento de un carro que soporta un dispositivo de elevación (polipasto).

Debido a que se trata de una grúa viajera bipuente apoyada, se seleccionó un polipasto eléctrico de cable con un carro de traslación de doble viga, y un par de testeros apoyados.

A continuación, se describe el procedimiento que se llevó a cabo para la selección del dispositivo de elevación y los dispositivos de traslación, así como el diseño de las vigas puente, las trabes carril y las columnas que conforman la estructura que soporta a la grúa.

Tabla de contenido

1. Introducción 1
2. Antecedentes 1
3. Justificación 2
4. Objetivos 3
4.1 *Objetivo general* 3
4.2 *Objetivos particulares* 3
5. Marco Teórico 4
5.1 La importancia que tienen las grúas en el manejo de materiales y materias primas. ... 4
5.2 Clasificación de las grúas por su tipo de construcción 5
5.3 Clasificación de las grúas por su operación 5
5.4 Clasificación de las Grúas según su servicio 6
Clase A1. Servicio de Emergencia o Reserva 6
Clase A2. Servicio Infrecuente 6
Clase B. Servicio Ligero 6
Clase C Servicio Mediano 7
Clase D Servicio Pesado 7
Clase E Servicio Severo 7
Clase F Servicio Molino 7
5.5 Puente Grúa 7
5.6 Movimientos de una grúa viajera 8
5.7 Criterios para la selección del equipo 9
6. Desarrollo del proyecto 9
6.1 Selección del dispositivo de elevación, el polipasto 9
6.1.1 Elementos del polipasto 9
6.1.2 Criterios de selección de un polipasto. 12
6.1.4 Reacciones estáticas sobre las vigas puente. 25
6.1.4 Selección de los testeros. 27
6.2 Diseño de las vigas puente y las trabes carril. 30
6.2.1 Cargas verticales que actúan sobre las vigas puente. 30
6.2.2 Determinación de los esfuerzos normales en las vigas. 34

6.2.3 Diseño de las trabes carril por fatiga 36
6.2.3 Revisión por flexión. 42
6.3 Diseño de las columnas. 53
6.3.1 Diseño de columnas bajo una carga céntrica 55
6.3.2 Diseño de columnas bajo una carga excéntrica 58
6.3.3 Revisión por flexocompresión 63
7. Resultados 70
8. Análisis y discusión de resultados. 71
9. Conclusiones. 72
10. Referencias bibliográficas 73

Índice de figuras.

Figura 1. Elementos de un polipasto eléctrico de cable 10
Figura 2. Cotas de un polipasto eléctrico de cable. Vista frontal. 21
Figura 3. Cotas del polipasto. Vista lateral. 22
Figura 4. Cotas del carro. Vista lateral. 24
Figura 5. Cotas del carro. Vista frontal. 25
Figura 6. Reacciones que actúan sobre las vigas puente. 26
Figura 7. Vista frontal del polipasto y carro. 26
Figura 8. Vista lateral del polipasto y carro. 27
Figura 9. Diagrama para determinar el diámetro de las ruedas. 28
Figura 10. Velocidades posibles de traslación para testeros apoyados. 28
Figura 11. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente. 29
Figura 12. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente. 29
Figura 13. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente. 29
Figura 14. Viga simplemente apoyada. 34
Figura 15. Sentido positivo de las fuerzas internas de una viga. 34
Figura 16. Curca Resistencia a la fatiga. 40
Figura 17. Trabes carril. Vista lateral de la estructura y las cargas permanentes y móviles. 49
Figura 18. Trabes carril. Vista lateral de la estructura. Elaboración de la línea de fluencia en Ftool. 49
Figura 19. Trabes carril. Vista lateral de la estructura. Elaboración de la línea de fluencia en SAP 2000®. 50
Figura 20. Viga puente. Vista frontal. Elaboración de la línea de fluencia en Ftool. 52
Figura 21. Longitudes equivalentes de acuerdo a la configuración de la columna. 55
Figura 22. Gráfico relación de esbeltez vs esfuerzo crítico para columnas de acero sometidas a carga axial en pruebas de laboratorio. 56
Figura 23. Gráfico para el diseño de columnas de acero a partir de la relación de esbeltez. 57
Figura 24. Carga axial de compresión excéntrica a ambos ejes de simetría de la sección. . 60

Figura 25. Curva relación de esbeltez vs carga por unidad de área para columnas de acero ASTM A-36. 63
Figura 26. Columnas. Vista lateral de la estructura. Momentos flexionantes 69
Figura 27. Columnas. Vista lateral de la estructura. Carga axial. 70
Figura 28. Estructura que soporta a la grúa viajera y vigas puente. Elaborada en SAP 2000®. 71

Índice de tablas.

Tabla 1. Recomendación de las velocidades para cada movimiento de una grúa viajera de acuerdo a su capacidad. 12
Tabla 2. Límites de uso de los quipos de elevación de acuerdo a su clasificación. 18
Tabla 3. Características de polipastos con capacidad de 2 500 kg que pertenecen al grupo de servicio FEM=3m. 20
Tabla 4. Dimensiones y peso del polipasto DRH 24V3-I. 20
Tabla 5. Dimensiones y peso de un carro compatible al polipasto DRT 24V3-I. 24
Tabla 6. Dimensiones del testero. 30
Tabla 7. Propiedades mecánicas para diferentes tipos de acero. 32
Tabla 8. Número de ciclos que alcanza una grúa según su clasificación. 37
Tabla 9. Número de ciclos recomendados para el diseño que efectúa la grúa con carga máxima según su clasificación. 38
Tabla 10. Cargas producidas por el desplazamiento de la grúa. 39
Tabla 11. Valor máximo del esfuerzo actuante que determina si se hace un análisis por fatiga. 41
Tabla 12. Deflexión máxima permisible en grúas puente según su clasificación. 41
Tabla 13. Valores máximos de las relaciones ancho/grueso. Elementos comprimidos que forman parte de miembros en flexión o flexocompresión. 42
Tabla 14. Dimensiones de la sección transversal de las vigas puente y las trabes carril. 45
Tabla 15. Propiedades de las vigas de perfil I 305 x 78.9. 46
Tabla 16. Propiedades de las vigas fabricadas de acero estructural ASTM -36. 46
Tabla 17. Valores máximos de las relaciones ancho/grueso. 64
Tabla 18. Dimensiones de la sección y peso de la columna. 64
Tabla 19. Propiedades geométricas de la sección de la columna. 64
Tabla 20. Propiedades mecánicas de la columna. 65

Índice de gráficas.

Gráfica 1. Espectro de carga para el servicio ligero. 14
Gráfica 2.Espectro de carga para el servicio moderado. 14
Gráfica 3. Espectro de carga para el servicio pesado. 15
Gráfica 4. Espectro de carga para el servicio severo. 15

1. Introducción

"Desperdicios Industriales Laguna" es una pequeña empresa dedicada a la compra y venta de distintos tipos de metal (fierro, acero, aluminio, bronce, cobre, etc.). Además de la compra y venta de metal, se desarrollan otras actividades como limpieza (remoción de pedazos de madera o plástico), separación (metal-metal) y almacenamiento de los mismos. Habitualmente se compran pedazos de gran tamaño y de formas irregulares. Durante su limpieza se va cortando con ayuda de sopletes y hachas, pero básicamente se tiene un pedazo de similar tamaño y forma. El uso de herramientas como sopletes genera un gasto excesivo en combustible, y cortarlo a trozos con hachas demanda sobre esfuerzo al trabajador. Cuando se requiere desplazarlos para almacenarlos o depositarlos en los contenedores de las camionetas de carga, subirlos a los contenedores se vuelve peligroso para el trabajador, comúnmente sufren golpes o lesiones.

En el presente proyecto tecnológico se diseñarán los elementos estructurales que integran a la estructura de una grúa viajera, y se hará una selección de los elementos mecánicos más adecuados que integran el carro de una grúa viajera. Una grúa viajera representa una posible solución a la problemática anteriormente señalada. La máquina se diseñará para desplazar los pedazos de metal desde el área de limpieza al área donde comúnmente se colocan los contenedores. La máquina ejercerá una de las actividades que más esfuerzo demanda además de que se reducirá la posibilidad de que los trabajadores sufran lesiones que incluso puedan ser permanentes. Se diseñará una grúa viajera exclusiva para la empresa "Desperdicios Industriales Laguna".

2. Antecedentes

Existen empresas como SEMSA [1], que brinda alternativas para la selección, compra, instalación y mantenimiento de las más prestigiadas marcas de equipos especializadas en el manejo y suspensión de materiales.

Sin embargo, empresas como SEMSA se dedican únicamente a comercializar un catálogo de posibilidades que brindan la solución más cercana, y no la específica, del problema al que se le sujeta. SEMSA es uno de los centros de servicio certificados por Yale [2] y actualmente, uno de los distribuidores de CM-Yale más grandes a nivel nacional. Estas se sujetan a un proceso

definido de mantenimiento y fabricación para evitar poner en riesgo la marca con procesos y servicios de mala calidad.

En el ámbito académico se han desarrollado análisis, metodologías de diseño y pruebas enfocadas al desarrollo de grúas viajeras. Por ejemplo, La Sociedad Mexicana de Ingeniería Estructural (SMIE) elaboró una propuesta para el análisis del efecto de fatiga presente en las estructuras de soporte para las grúas viajeras [3].

3. Justificación

En “Desperdicios Industriales Laguna”, una de las actividades que mayor cantidad de energía y tiempo demandan es la de desplazar y depositar metales de gran tamaño, formas irregulares y pesos de entre los 100 kg y los 500 kg. Se carece de maquinaria capaz de facilitar la manipulación de este material.

El método que usualmente se emplea en “Desperdicios Industriales Laguna” para depositar en los contenedores los pedazos de metal, consiste en una participación en conjunto de la mayor cantidad de manos posibles, así como también del uso de cuerdas y apoyos improvisados (tambos e incluso otros pedazos de metal). Este método implica un sobre esfuerzo que puede generar lesiones y accidentes, además la organización y ejecución son lentas. Dicho escenario no es provechoso en un ambiente laboral que requiere la agilización de las actividades para rápidamente desempeñar nuevas actividades que surgen sin anticipación.

Una grúa viajera simplificaría las actividades de almacenamiento y deposito, ampliará el rango de carga para futuras necesidades, reduciría el riesgo al que se enfrentan los trabajadores y agilizaría los tiempos para así distribuirlos en otras actividades. En general se vería beneficiada toda la empresa.

4. Objetivos

4.1 *Objetivo general*

Diseñar una grúa viajera capaz de desplazar, en un espacio de trabajo definido, el material de trabajo de la empresa “Desperdicios Industriales Laguna”.

4.2 *Objetivos particulares*

Determinar las cargas críticas a las que se someterá la estructura que conformará la grúa viajera en condiciones estáticas y dinámicas, para desplazar desperdicio industrial con pesos que van desde los 100 kg hasta los 2 500 kg.

Diseñar la estructura de columnas, sistema de trabes, vigas puente y cabezales que conformarán a la grúa viajera. La grúa se desplazará en un espacio de 15m de largo, 10m de ancho y 3.5m de alto, este es el espacio de trabajo determinado en “Desperdicios Industriales Laguna”.

Seleccionar, de los elementos mecánicos comerciales más adecuados, el polipasto, gancho o almeja, topes de cabezales y ruedas de cabezales que conformarán a la grúa viajera, capaz de desplazar elementos de formas irregulares y dimensiones de entre 0.125 m^3 a 1.0 m^3.

Considerar, en lo pertinente, para el diseño las especificaciones que indican las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero [4].

Verificar las cargas estáticas y dinámicas de los elementos estructurales de la grúa viajera con el software SAP2000®.

Crear un modelo de la grúa viajera a partir de la elaboración de dibujos detallados de los elementos que la conforman con el software Inventor®.

Analizar los resultados y realizar las correcciones pertinentes.

Estimar el costo de la fabricación y compra de los elementos que integran a la grúa viajera, así como su costo de instalación y mantenimiento.

Concluir respecto a los resultados definitivos.

5. Marco Teórico

5.1 La importancia que tienen las grúas en el manejo de materiales y materias primas.

Una grúa es una máquina formada por un conjunto de mecanismos, que sirve para elevar y trasladar cargas. Recibe energía eléctrica, mecánica, fluida, etc. para transformarla en energía mecánica y desarrollar trabajo.

La importancia que tienen las grúas en el manejo de materiales y materias primas en las distintas áreas de producción, ha conducido el desarrollo tecnológico de la grúa con el fin de obtener una maquina capaz de trasportar el material de la manera más rápida, eficiente y segura.

Los diferentes tipos de grúas que existen actualmente, son el resultado del refinamiento de los elementos mecánicos y la estructura que los soporta, integrados de una manera específica dependiendo de las actividades que deban realizar. Se construyen grúas para la industria minera, la industria automotriz, la industria acerera, la industria cementera, la industria de la construcción, los astilleros, las plantas termoeléctricas, las plantas nucleares, etc.

La grúa viajera está formada, principalmente, por un dispositivo de elevación (habitualmente un polipasto), una estructura fija que lo soporta, una fuente de energía y un sistema de control. Su configuración le permite aprovechar casi la totalidad del espacio de trabajo, es decir, no genera espacios muertos, no entorpece el resto de actividades que se desarrollan en el espacio común cuando está en funcionamiento y mantiene libre el espacio de trabajo durante la suspensión de sus operaciones.

La primera grúa viajera capaz de elevar y desplazar, el carro y el puente, fue construida en 1980. Los tres movimientos eran independientes y operaban con el servicio de tres motores independientes. Su capacidad era limitada y las velocidades eran bajas.

A finales de la década de los cincuenta, la empresa Hércules S.A. de C.V. comenzó a satisfacer la creciente demanda de grúas eléctricas viajeras en nuestro país. Sus capacidades eran limitadas y operaban a bajas velocidades [5].

En 1970, la Sociedad Americana de Fabricantes de Grúas (Por sus siglas en inglés CMMA) presento la especificación 70 que señala los estándares para propósitos generales de diseño de grúas viajeras de doble puente y grúas pórtico, contenida en ocho secciones:

1. Especificaciones generales.
2. Clasificación según el servicio.
3. Diseño estructural.
4. Diseño mecánico.
5. Equipo electrónico.
6. Hoja de preguntas de datos y velocidades.
7. Glosario.
8. Índice.

5.2 Clasificación de las grúas por su tipo de construcción

La clasificación por su tipo de construcción es muy amplia, debido a las exigencias de las distintas áreas de producción. Existen grúas bandera, grúas torre, grúas pórtico, grúas pluma, grúas viajeras, etc. Sin embargo, en este trabajo se presta especial atención a la construcción de grúas viajeras.

Las grúas viajeras están formadas por un dispositivo de elevación, un carro que lo aloja, una o dos vigas puente que soportan al carro (y en consecuencia al dispositivo de elevación) y una estructura que soporta todo lo anterior. Se puede trasladar las vigas puente sobre dos vías fijas paralelas situadas en colocadas en las vigas carril de la estructura por medio de cabezales, que descansan sobre ruedas que corren a lo largo de las vías. Además, se puede trasladar al carro a lo largo de las vigas puente, gracias a que el carro cuenta con ruedas que descansan sobre vías fijas paralelas situadas a lo largo de las vigas puente.

Los tipos de grúas viajeras que cubren la mayoría de las diferentes formas de construcción son:

- Grúas viajeras monopuente apoyadas
- Grúas viajeras bipuente apoyadas
- Grúas viajeras monopuente suspendidas
- Grúas viajeras bipuente suspendidas

5.3 Clasificación de las grúas por su operación

1. Manuales: Diseñadas y construidas para trabajar con capacidades bajas, máximo hasta 10 toneladas. Cada movimiento de la grúa se ejecuta en forma manual y su velocidad depende exclusivamente del esfuerzo físico del operador.

2. Eléctricas: Existen dos tipos de grúas operadas eléctricamente, las que se accionan por medio de la botonera y las que se accionan desde una cabina. Las primeras se construyen con una capacidad de hasta 15 toneladas y su velocidad permisible es de $45\ m/min$.
3. Mixtas: Aquellas grúas donde algunos movimientos se accionan manualmente y otros eléctricamente.

5.4 Clasificación de las Grúas según su servicio

Es importante definir el tipo de servicio que dará la grúa. Éste puede estimarse por medio de la frecuencia de carga y el porcentaje en que se utiliza la carga máxima. La clasificación de trabajo que usualmente se emplea por los fabricantes de grúas se puede consultar en manuales como el de la Asociación de Fabricantes de Grúas de America (CMAA por sus siglas en inglés), en el manual del Instituto Canadiense de Diseño de Elementos de Acero (CICS), etc.

El Boletín Técnico 5/99 "Clasificación de servicio según su clase de servicio", que brinda Hancar Industrial S.A. de C.V. [6], indica que dependiendo del tipo de servicio que realizará la grúa, el material con el que se trabajará y la cantidad de veces (por hora) que operará, las grúas se clasifican en 7 grupos: Clase A1, Clase A2, Clase B, Clase C, Clase D, Clase E y Clase F.

Clase A1. Servicio de Emergencia o Reserva

Grúas que operan en instalaciones como: plantas de generación de energía y cuarto de turbinas o motores. Se requieren para el manejo a precisión de cargas de alto valor a bajas velocidades. El número de operaciones por hora es indefinido, debido a que los tiempos muertos entre cada operación son bastante largos.

Clase A2. Servicio Infrecuente

Grúas que operan en instalaciones como: talleres de mantenimiento, cuarto de bombas y laboratorios de pruebas. Se requiere un bajo grado de precisión a bajas velocidades para la manipulación de cargas relativamente ligeras. Al igual que la clasificación anterior, se operan muy pocas veces.

Clase B. Servicio Ligero

Grúas que operan en instalaciones como: talleres de reparación, operaciones de montaje liviano, almacenes, líneas de bajo nivel de producción, donde los requerimientos de servicio

son livianos y a baja velocidad. El promedio de operaciones por hora es de dos a cinco; elevando la carga a una altura promedio de cinco metros (o quince pies).

Clase C Servicio Mediano

Grúas que operan en instalaciones como: talleres de maquinado, líneas de producción de mediano nivel, donde las necesidades de servicio son moderadas. El promedio de operaciones por hora es de cinco a diez; elevando la carga a una altura promedio de cinco metros (o quince pies).

Clase D Servicio Pesado

Grúas que normalmente se operan desde una cabina como en instalaciones como: talleres de maquinado pesado, fundidoras, almacenes de acero, aserraderos, patios de contenedores y en instalaciones donde se utiliza electroimán o almeja. Las necesidades de servicio son pesadas y no existe un ciclo de operación específico. Se requiere que la grúa opere de diez a veinte veces por hora, a altas velocidades y eleve la carga a una altura promedio de cinco metros (o quince pies).

Clase E Servicio Severo

Grúas que operan en instalaciones como: patios de chatarra, cementeras, aserraderos, plantas fertilizantes, manipulación de contenedores y en plantas siderúrgicas. Se construyen con electroimán o almeja y se requiere que en la mayoría de sus operaciones desplacen una carga similar a la carga máxima. Se requiere que la grúa opere al menos veinte veces por hora de forma continua y a altas velocidades.

Clase F Servicio Molino

Grúas que operan en instalaciones como: plantas siderúrgicas o similares, donde se demandan ciclos de operación severos. Operan en forma continua durante toda su vida, elevando cargas cuyo valor es igual a la de la capacidad máxima. Requieren un servicio de mantenimiento más constante que el de las otras clasificaciones. Se rigen por las normas AISE.

5.5 Puente Grúa

Se compone de una o dos vigas, comúnmente de acero estructural A-36, que mantienen a una altura fija un bastidor denominado carro, que soporta y aloja al dispositivo de elevación (comúnmente un polipasto).

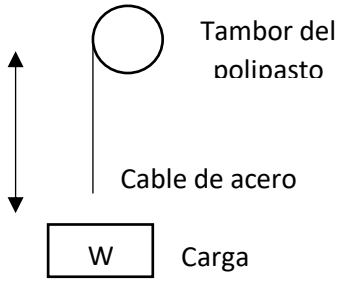
La forma, dimensiones y peso del carro se diseñan y construyen dependiendo la capacidad y el tipo de servicio que deba ejecutar la grúa. El carro puede desplazarse a lo largo la o las vigas mediante rieles. Según sea la configuración de la grúa, más adelante se revisarán los diferentes tipos de configuración. Las vigas suelen ser los elementos de mayor dimensión y peso dentro de la grúa.

El dispositivo de elevación de la grúa se desplaza junto con el puente a lo largo de la estructura gracias a que son soportados por un par de testeros o cabezales perpendiculares a las vigas y mediante otro par de rieles que le permite moverse para ubicarse en cualquier punto de las trabes de la estructura.

La estructura se compone de columnas y trabes de acero, comúnmente de acero A-36. La forma, dimensiones y el tipo de construcción dependerán del volumen que se desee abarcar (la longitud de elevación, el claro y el largo) y el tipo de servicio al que se expondrá.

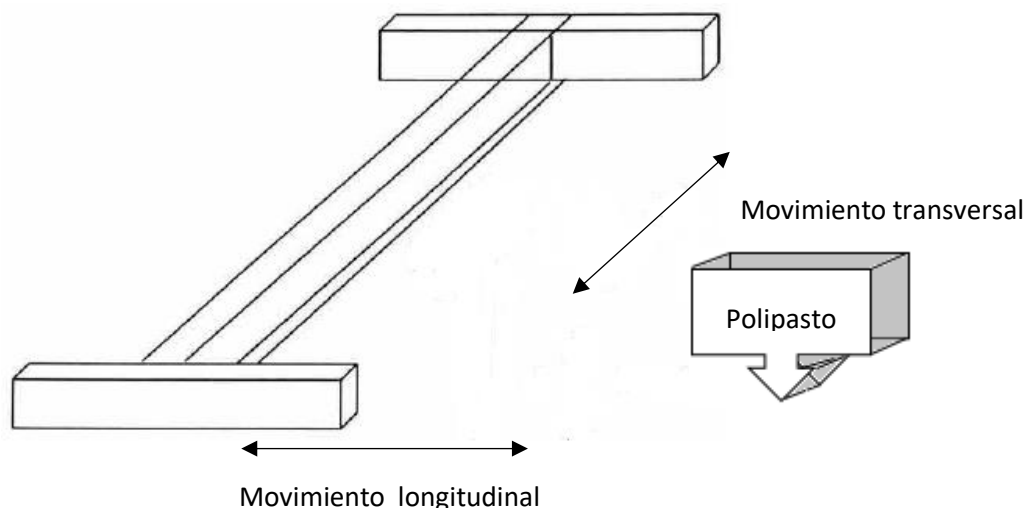
5.6 Movimientos de una grúa viajera

Movimiento de elevación. Movimiento vertical del gancho.



Movimiento longitudinal. Movimiento horizontal del puente a lo largo de la estructura.

Movimiento transversal. Movimiento horizontal del carro a lo largo de la viga puente.



5.7 Criterios para la selección del equipo

La selección de cada elemento que forma parte de la grúa debe soportar las condiciones a las que será expuesta. Una grúa integrada por elementos de altas capacidades puede resultar en una máquina altamente funcional, pero de elevado costo.

Mediante diagramas de cuerpo libre, ecuaciones de equilibrio y cálculos de esfuerzo y deformación, se definirán las dimensiones de los componentes estructurales de la grúa. El procedimiento se lleva a cabo de acuerdo a las recomendaciones señaladas por las Normas Técnicas para el diseño y construcción de Estructuras de Acero de la Ciudad de México.

Los polipastos y los dispositivos que permiten el desplazamiento del carro y del puente se seleccionan de los disponibles en el mercado.

6. Desarrollo del proyecto

6.1 Selección del dispositivo de elevación, el polipasto.

6.1.1 Elementos del polipasto

Las dimensiones laterales son las mínimas, pues sus componentes base (el motor, el reductor y el tambor) están acoplados entre ellos en línea coaxial mediante ensambladuras empreñadas de alta resistencia.

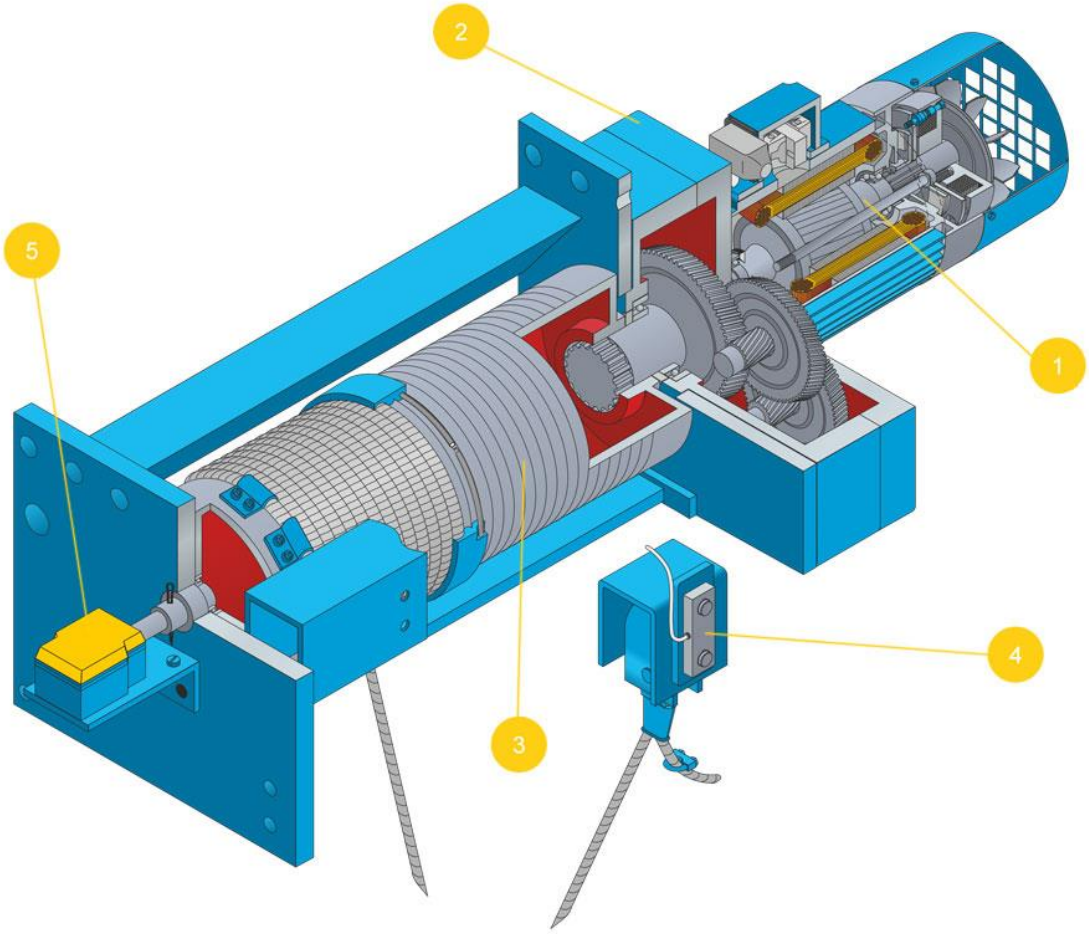


Figura 1. Elementos de un polipasto eléctrico de cable

1. Motor de elevación: Es un motor de cortocircuito con rotor cilíndrico de polos conmutados. Diseñado con un par de arranque importante, en equilibrio con una baja intensidad de arranque.

   Freno de elevación: Se activa automáticamente en caso de falta de suministro de energía. Es cónico, está equipado con guarniciones de fricción libres de asbesto. La zapata de freno, cuenta con un ventilador que asegura el enfriamiento del propio freno y del motor, se mueve axialmente con el eje del motor.
2. Reductor: Coaxial, de tres etapas de reducción, hecho con engranes cilíndrico helicoidales de acero de alta resistencia, tratados térmicamente, montado sobre cojinetes de bolas y lubricado de por vida en aceite. La carcasa está hecha con aletas radiantes en aleación de aluminio para favorecer la disipación térmica. Dimensionado

para resistir de por vida los fenómenos de fatiga y desgaste en relación con el grupo de servicio FEM.

3. Tambor: Construido a partir de un tubo de acero laminado, ranurado mecánicamente según DIN-15061. Es soportado por rodamientos comerciales, libres de mantenimiento debido a su lubricación permanente. Se diseña en base a las normas ISO 4308-1:2003 y UNI 9466:1994, así como las reglas FEM 9.661/86.

   Guía aprietacables. Está formada por dos piezas, su montaje es sencillo. Constituida con material metálico, Fundición Nodular (GGG-70), con estructura de grafito, que ofrece cierta auto lubricación al material, y en particular resistencia al desgaste por una virola roscada de hierro fundido esferoidal que permite un devanado óptimo del cable en el tambor. Un sistema elástico permite el ajuste automático de huelgos y desgastes. Está equipada con brazos de reacción de patín de latón que, actuando en los tirantes de la envoltura, funcionan como accionadores en los límites de carrera.

   Cable: De acero flexible de alta resistencia a la fatiga y al desgaste, el coeficiente de utilización se elige de acuerdo a la norma ISO 4308-1:2003.

4. Limitador de carga. Todos los polipastos están equipados con un limitador de carga electromecánico (control eléctrico). Se compone de una célula electrónica a tracción y un mecanismo, que se encargan de medir y controlar constantemente el valor de la carga y los efectos dinámicos e inerciales debidos a la manipulación. Cuando supera los valores que se le han calibrado, el microinterruptor del limitador interviene abriendo el circuito de control del dispositivo de mando de elevación.
5. Final de carrera de elevación. De igual forma que ocurre con el limitador de carga, lo incluyen todos los polipastos. Es un elemento se seguridad, es del tipo sin fin corona. Se localiza en el eje del tambor. Su fin es limitar el recorrido del gancho. Consta de dos microinterruptores de precisión, que funcionan de acuerdo con el principio de “apertura lenta positiva” y actúan en el circuito auxiliar del dispositivo de mando del motor de elevación.

   Gancho: De acero de alta resistencia, está equipado con un dispositivo de seguridad (mosquetón), que impide que la carga se desenganche. Está montado en travesaño oscilante. Puede girar ya que está montado sobre rodamientos axiales.

6.1.2 Criterios de selección de un polipasto.

La selección de la velocidad con la que se efectuara cada movimiento, se ha propuesto de acuerdo a la siguiente tabla.

Tabla 1. Recomendación de las velocidades para cada movimiento de una grúa viajera de acuerdo a su capacidad.

	Velocidades recomendables para grúas operadas desde el piso por estaciones de botones (m/min)								
Capacidad (ton)	Polipasto			Carro			Puente		
	Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta
3	5	11	14	15	24	38	15	35	53
5	5	8	12	15	24	38	15	35	53
7.5	4	8	11.5	15	24	38	15	35	53
10	4	6	11.5	15	24	38	15	35	53
15	4	6	10	15	24	38	15	35	53
20	3	5	10	15	24	38	15	35	53
25	2.5	4	9	15	24	38	15	35	53
30	2	4	9	15	24	38	15	35	46
35	2	4	8	15	24	38	15	35	46
40	2	4	8	12	21	31	12	31	46
50	1.5	3	6	12	21	31	12	31	46
60	1.5	3	6	12	21	31	12	23	38
75	1	3	4.5	12	21	31	10	23	38
100	1	2.5	4	10	21	24	8	15	31
150	1	2	3	8	21	24	8	15	31

Se ha optado por velocidades bajas para cada movimiento que desarrolla la grúa. Una velocidad menor o igual a $15\,m/min$ para el carro evita el uso de frenos, ya que el carro se detiene libremente.

Para seleccionar el polipasto, no basta únicamente su capacidad, ya que en el mercado existen diversas opciones con la misma capacidad. Seleccionar el equipo incorrecto puede resultar

en la construcción de una máquina con una menor vida útil, riesgo de operación, así como problemas en el mantenimiento.

La elección y cotización del polipasto siempre debe hacer referencia al tipo de servicio. A partir del tipo de servicio, se puede estimar el número de ciclos con los que se utiliza el 100% de la capacidad de carga de la grúa.

La norma ISO 4301-1:1998 (International Organization for Standardization), así como la norma FEM 9.511/86 (Federación Europea de Manutención), son las normas de uso generalizado más utilizadas en el mundo para clasificar los polipastos eléctricos de cables según el tipo de servicio. La norma FEM es ampliamente utilizada en Europa, mientras que la ISO es de carácter global.

La FEM cuenta con su propia clasificación de polipastos según las condiciones de servicio, la normativa FEM 9.511; es una de las más utilizadas y ofrece las herramientas para la correcta selección del polipasto para montar una máquina que garantice un apto funcionamiento.

Existen dos factores que determinan el tipo de servicio del equipo dentro de la clasificación FEM: el espectro de la carga y el tiempo medio de funcionamiento por día de trabajo.

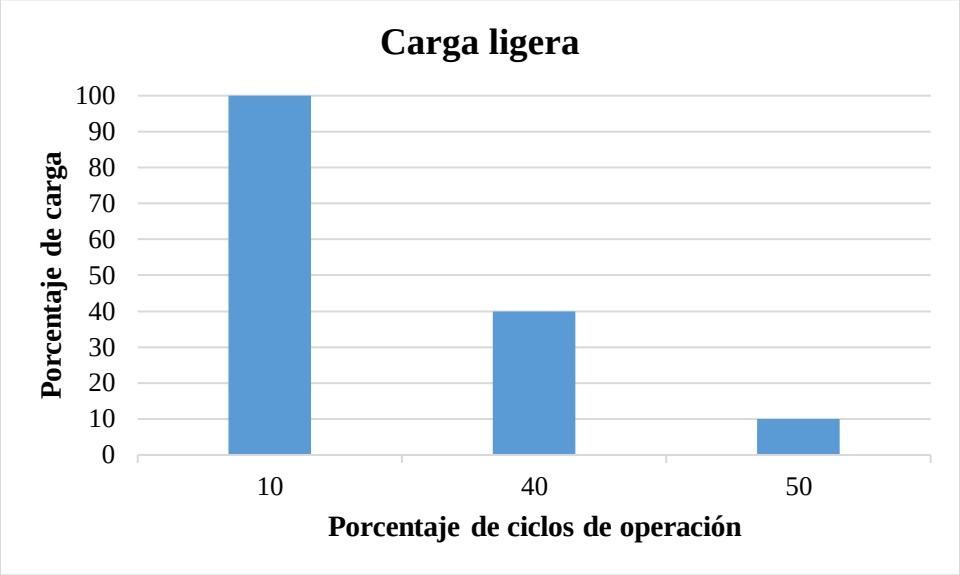
a) Espectro de carga.

El espectro de carga define al porcentaje de ciclos de operación que demandan un determinado porcentaje de carga (respecto a la capacidad total) durante la vida útil del polipasto.

Se evalúa en base a cuatro tipos de condiciones de servicio, representadas en cuatro gráficos, se elige de acuerdo al trabajo que se realizará por la grúa.

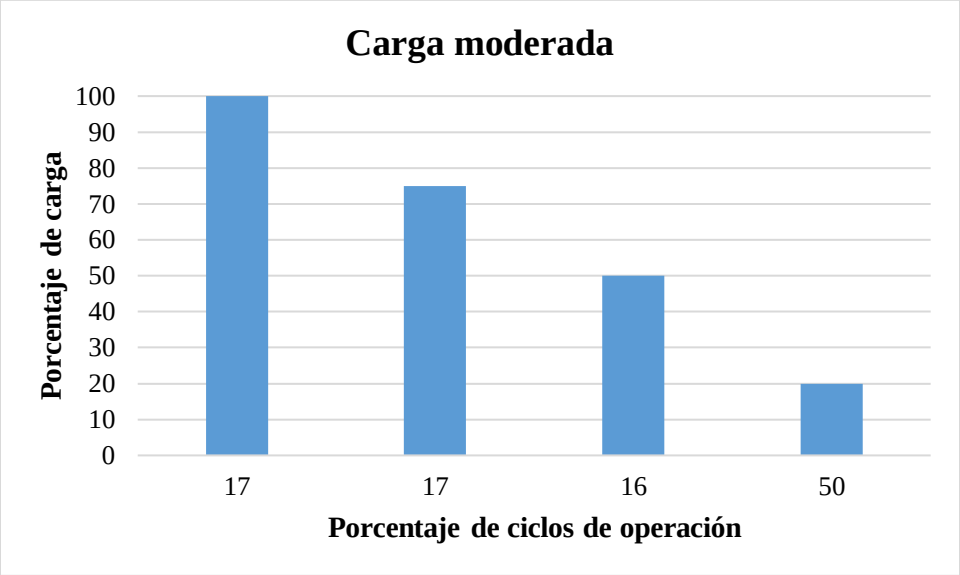
1. Servicio Ligero. Para polipastos normalmente sometidos a cargas pequeñas, raramente a cargas máximas.

Gráfica 1. Espectro de carga para el servicio ligero.



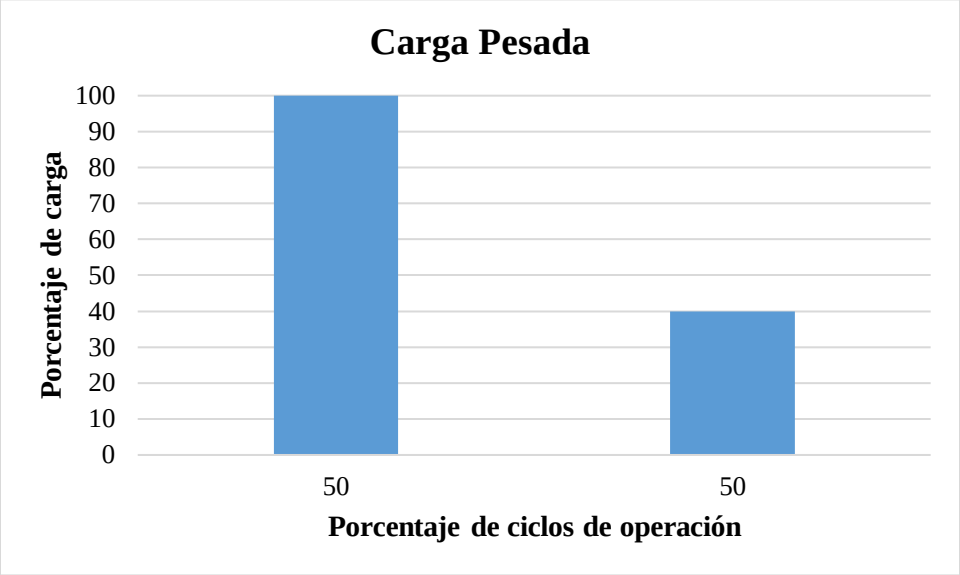
2. Servicio Medio. Para polipastos normalmente sometidos en igual medida a cargas pequeñas, medianas y máximas.

Gráfica 2.Espectro de carga para el servicio moderado.



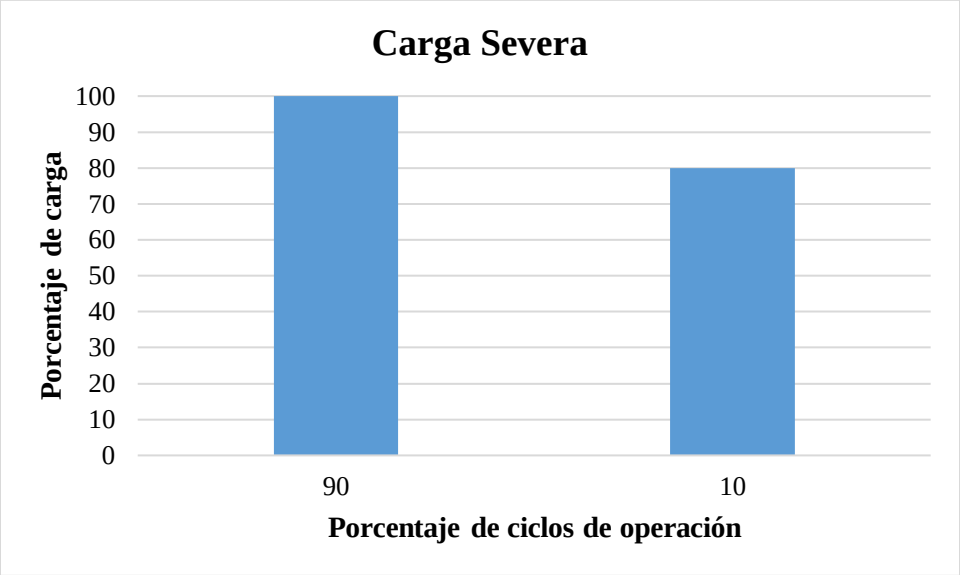
3. Servicio Pesado. Para polipastos sometidos en igual medida a cargas medianas y máximas.

Gráfica 3. Espectro de carga para el servicio pesado.



4. Servicio Muy pesado. Polipastos normalmente sometidos a cargas cercanas a la carga máxima.

Gráfica 4. Espectro de carga para el servicio severo.



De acuerdo a las necesidades que se pretende que resuelva la grúa viajera, se elige un servicio pesado.

b) Tiempo medio de funcionamiento por día de trabajo (Tm)

Se determina mediante la aplicación de la siguiente relación.

$$Tm = \frac{2}{60\,min/hr} * \frac{H * N * T}{V}$$

Donde

H = elevación promedio del gancho, en metros.

N = número de ciclos por hora.

T = horas de servicio por día.

V = velocidad del gancho con la carga, en m/min.

$$Tm = \frac{2}{60\,min/hr} * \frac{3.5\,m * 10 * 12}{6m/min} = 2.33\,hrs$$

Después de 10 años de funcionamiento, un polipasto puede agotar su tiempo de vida prevista, por lo tanto, se debe confirmar que el equipo no rebase las cantidades recomendadas por el proveedor.

Se determina la cantidad de horas que operará el polipasto y el número de ciclos que realizará durante diez años de servicio. Los resultados no deberán superar las cantidades recomendadas por el proveedor.

Se puede confirmar que el polipasto tenga al menos una vida útil de diez años utilizando las siguientes relaciones.

$$\text{Horas de funcionamiento en 10 años} = \text{Tm} * \text{G} * 10$$

$$Número\ de\ ciclos\ en\ 10\ años = N * T * G * 10$$

Donde

Tm = tiempo medio de funcionamiento por día de trabajo.

G = número de días de servicio al año.

N = número de ciclos por hora.

T = horas de servicio por día.

La grúa viajera trabajará de lunes a viernes, excepto los días feriados oficiales y algunos días conmemorativos. Tomando como referencia al año 2018 (52 semanas completas y un lunes), y aproximadamente 20 días feriados oficiales y conmemorativos, se espera que la grúa trabaje 240 días.

$$\text{Horas de funcionamiento en 10 años} = 2.33 * 240 * 10 = 5\,600\ hrs$$

$$Número\ de\ ciclos\ en\ 10\ años = 10 * 12 * 240 * 10 = 288\,000$$

De acuerdo a la tabla 1, el espectro de carga elegido (servicio pesado), el tiempo medio de funcionamiento por día de trabajo, y el número de horas y ciclos que realizará el polipasto durante diez años, el polipasto que debe elegirse corresponde al grupo de servicio de mecanismos de elevación y traslación $FEM = 3m$ ($ISO = M6$).

Tabla 2. Límites de uso de los quipos de elevación de acuerdo a su clasificación.

Clasificación y límites de uso de los equipos de elevación								
Tipo de servicio	Servicio Ligero	Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
		Horas de vida de los mecanismos a 10 años	3 200	6 300	12 500	25 000	50 000	100 000
		N° máx. de ciclos a 10 años	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$	$400x10^4$	$> 400x10^4$
	Servicio Medio	Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
		Horas de vida de los mecanismos a 10 años	1 600	3 200	6 300	12 500	25 000	50 000
		N° máx. de ciclos a 10 años	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$	$400x10^4$
	Servicio Pesado	Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm)	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
		Horas de vida de los mecanismos a 10 años	800	1 600	3 200	6 300	12 500	25 000
		N° máx. de ciclos a 10 años	$63x10^3$	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$
	Servicio Muy Pesado	Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm)	≤ 0.25	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
		Horas de vida de los mecanismos a 10 años	400	800	1 600	3 200	6 300	12 500

		N° máx. de ciclos a 10 años	$32x10^3$	$63x10^3$	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$
Grupo de servicio de mecanismos de elevación y traslación		ISO 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8
		FEM 9.511	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
Servicio intermitente	Mecanismo del Polipasto	Relación de intermitencia (RI%)	25	30	40	50	60	60
		N° máx. de arranque por hora	150	180	240	300	360	360
		N° máx. de ciclos por hora	25	30	40	50	60	60
	Mecanismo del Carro	Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	60
		N° máx. de arranque por hora	120	150	180	240	300	> 360
		N° máx. de ciclos por hora	20	25	30	40	50	> 60
Servicio temporal		Relación de intermitencia (RI%)	15	15	30	30	60	> 60
		N° máx. de arranque por hora	2.5	3	3.5	4	5	6
		N° máx. de ciclos por hora	10	10	10	10	10	10
Motores de dos velocidades	N° máx. de arranques por hora	Velocidad principal	33.3% del N° total de arranques por hora					
		Velocidad lenta	66.7% del N° total de arranques por hora					
	Tiempo medio de uso diario	Velocidad principal	66.7% del N° total de arranques por hora					
		Velocidad lenta	33.3% del N° total de arranques por hora					

La selección de un polipasto con capacidad de $2\,500\,kg$ y un grupo de servicio de mecanismos de elevación y traslación $FEM = 3m$ $(ISO = M6)$, se reduce a las siguientes posibilidades que ofrece el proveedor TEREX® DONATI [7].

Tabla 3. Características de polipastos con capacidad de 2 500 kg que pertenecen al grupo de servicio FEM=3m.

Capacidad (kg)	FEM	Tipo de polipasto DRH	Velocidad (m/min)		Potencia del motor (kW)		Carrera del gancho (m)	Cable	
			1 Vel.	2 Vel.	1 Vel.	2 Vel.		N° Ramales	Tipo
2 500	3m	14L3·I	4	4/1.3	3	3/1	4	4/1	7M
		24V3·I	6	6/2	5	5/1.65	5	4/1	8M
		32L3·I	8	8/2.6	10	10/3.3	10	2/1	12M
		32V3·I	12	12/4	10	10/3.3	10	2/1	12M

De acuerdo a la elección previa de la velocidad $(6\ m/min)$, y la altura de elevación necesaria en el espacio de trabajo donde se va a instalar la grúa viajera $(5\ m)$, se elige el polipasto DRH 24V3-I.

El diámetro del cable que corresponde al polipasto DRH 24V3-I es de $8\ mm$, su resistencia es clase M, y tiene una carga de rotura mínima de $42\ kN$.

Las dimensiones del polipasto DRH 24V3-I son:

Tabla 4. Dimensiones y peso del polipasto DRH 24V3-I.

Dimensiones totales (mm)															Peso (kg)
H	H1	H2	H3	I	L	L1	N	P	Q	S4	I1	R	S1	S3	
750	480	270	390	290	370	235	525	270	260	19	480	1275	105	180	600

S2 = I1 – S3 – S1

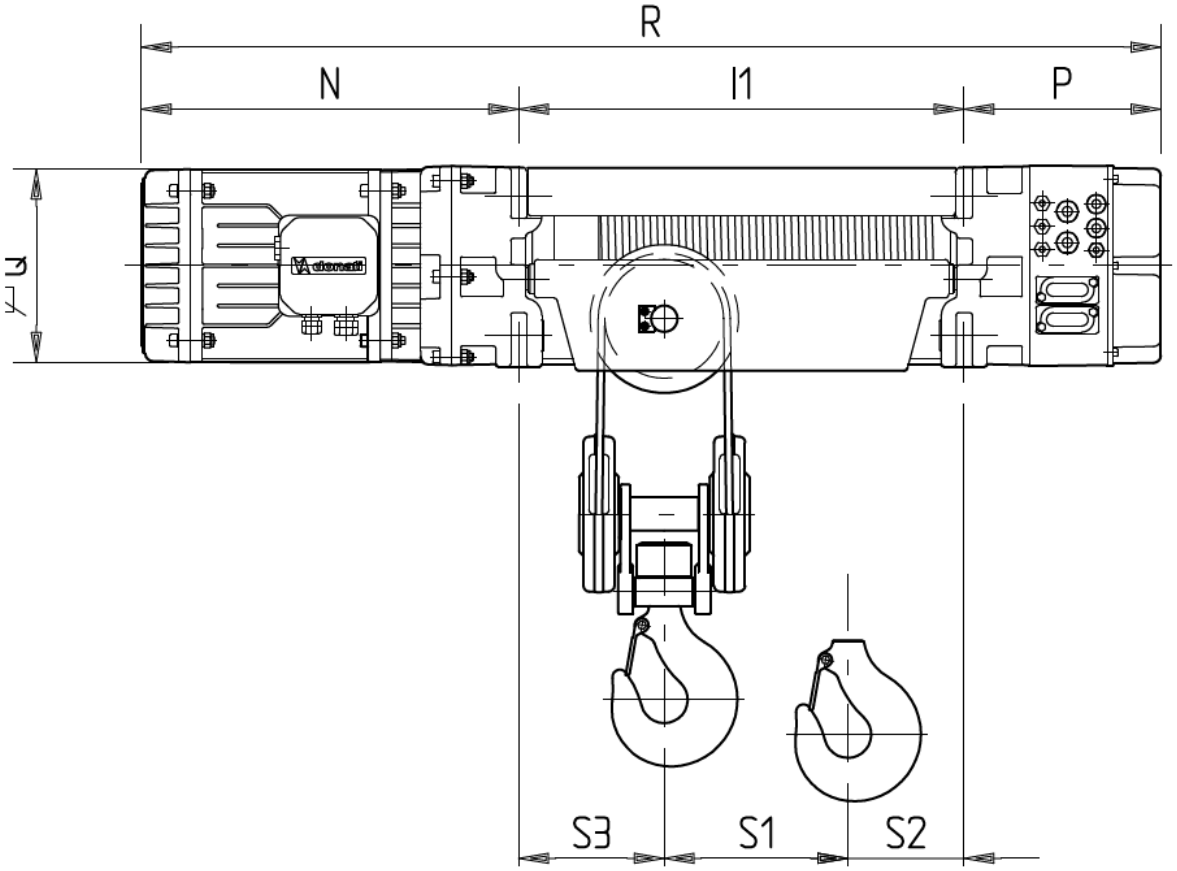


Figura 2. Cotas de un polipasto eléctrico de cable. Vista frontal.

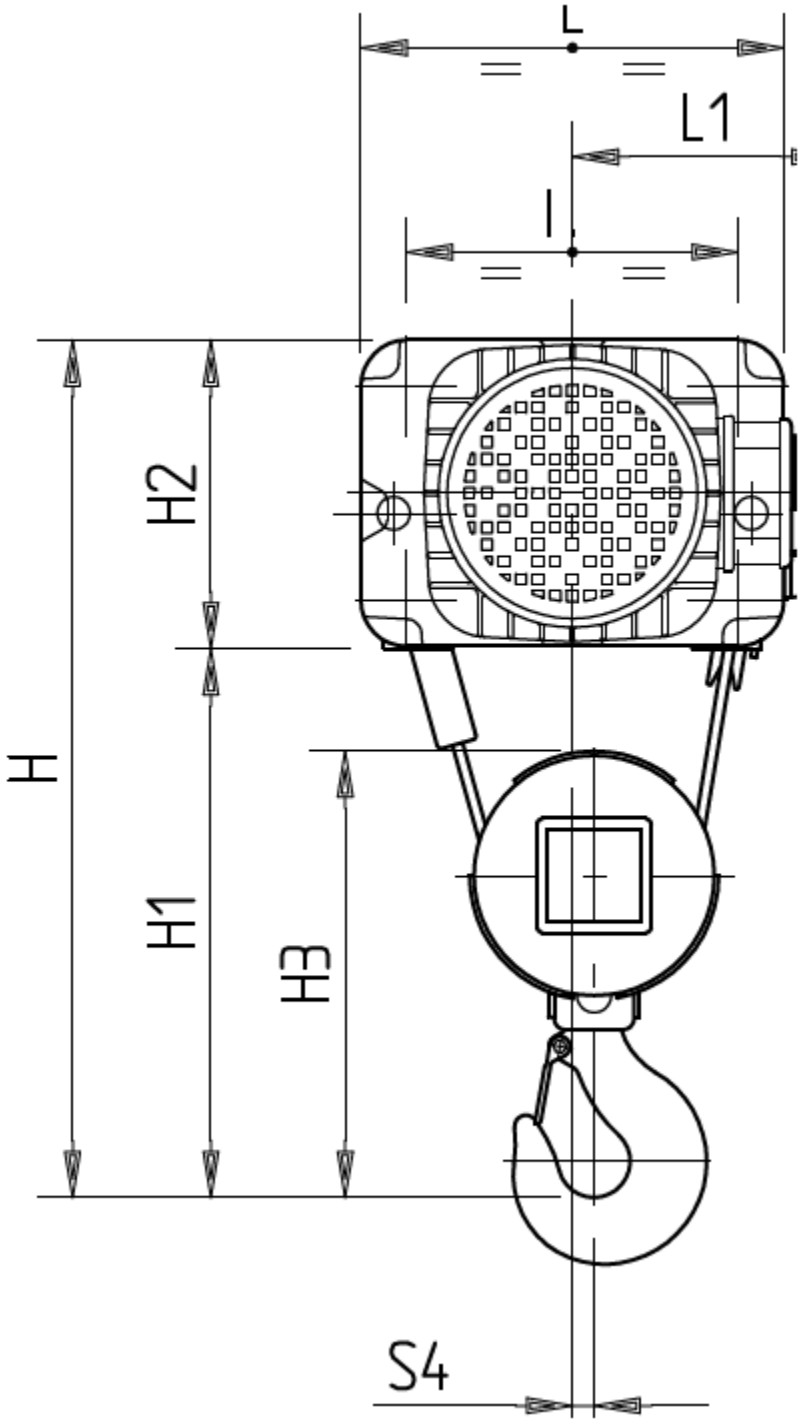


Figura 3. Cotas del polipasto. Vista lateral.

De acuerdo a la intención del cliente de aprovechar la máxima carrera del gancho del polipasto, se determinó diseñar una grúa viajera bipuente apoyada. Debido a esta elección, se requiere de un carro que sea soportado por dos vigas.

Al momento de seleccionar un polipasto, el proveedor indica, en su catálogo, que carro es compatible con nuestra selección. Para un polipasto eléctrico de cable DRH 24V3·I, se sugiere un carro DRT 1.

6.1.3 Selección del carro eléctrico de traslación de doble viga.

El carro es un bastidor de acero cuya función es soportar al mecanismo de elevación y al mecanismo de traslación del carro, formado por: las ruedas (de las cuales dos son motrices y dos locas), el motor, el reductor y el freno. Las ruedas, estampadas de acero al carbono, giran sobre cojinetes de bolas con lubricación de por vida.

Está equipado con dispositivos que evitan el descarrilamiento y el vuelco, así como de topes de goma. Se pone en movimiento mediante la acción de un motor autofrenante, de rotor cónico de arranque y frenado progresivos de una o dos velocidades y por un reductor pendular, de engranajes con dentado helicoidal y lubricación de por vida en baño de aceite, que proporciona el par a las ruedas motrices a través de un eje de transmisión.

El diseño de los carros debe considerar algunos puntos de carácter general.

a. Resistencia y seguridad de todas las piezas.
b. Fácil acceso a las piezas, en especial al tambor del cable (ante la necesidad de sustituir el cable) y de los frenos (ante la posibilidad de sustituir el forro del freno). Fácil desmontaje de las ruedas.
c. Distribución uniforme de las cargas en las ruedas, para conseguir una favorable solicitación del puente de la grúa.
d. Montaje cómodo y fácil alineación de las distintas piezas.
e. Diseño que permita unas dimensiones lo más pequeñas posibles, y de peso reducido.

Tabla 5. Dimensiones y peso de un carro compatible al polipasto DRT 24V3-I.

Tipo		Luz del carro S (mm)	Peso DRH + DRT (kg)	Dimensiones totales (mm)										
Polipasto DRH	Carro DRT			G1	G2	G3	G4	G5	G6	T1	T2	R	H4	H5
2	1	1000	296	710	940	115	115	66	392	295	40	125	145	433

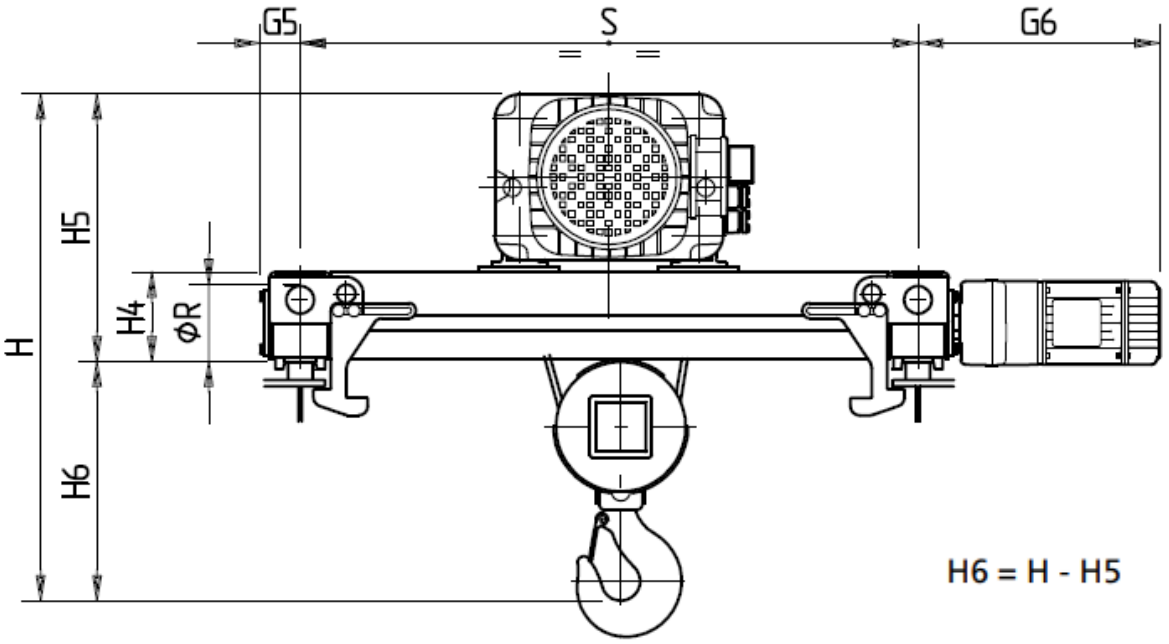


Figura 4. Cotas del carro. Vista lateral.

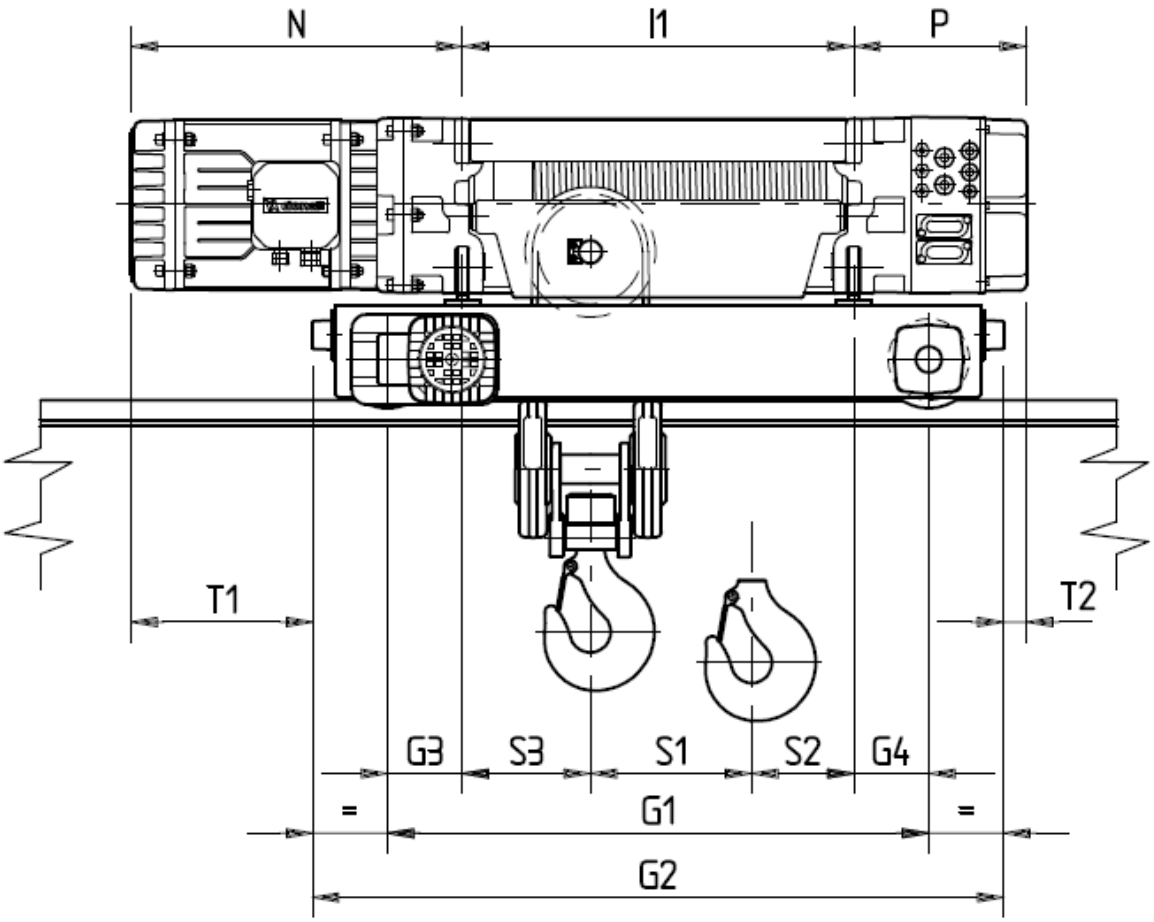


Figura 5. Cotas del carro. Vista frontal.

6.1.4 Reacciones estáticas sobre las vigas puente.

El proveedor proporciona una tabla que indica la reacción que produce la carga máxima permisible, el carro y el polipasto a las vigas puente. Esta magnitud depende del tipo de polipasto, su capacidad y el tamaño del tambor. Las reacciones son cargas puntuales que se presentan donde descansan las ruedas del carro.

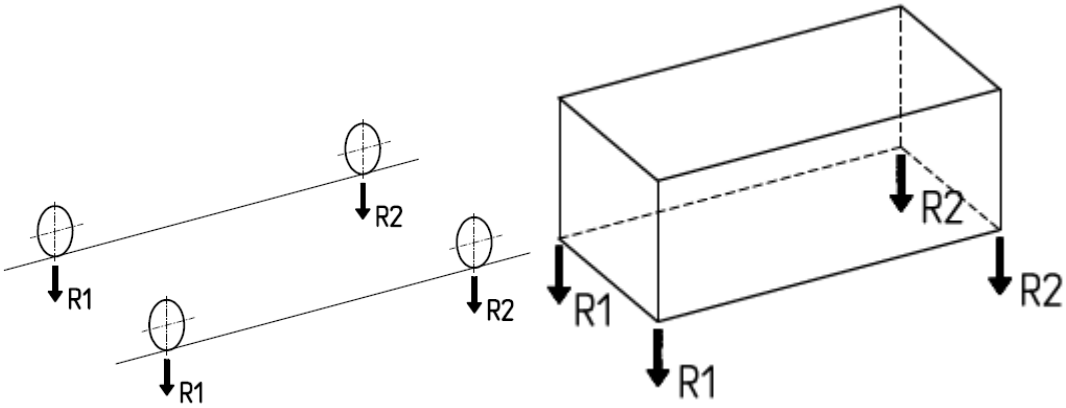


Figura 6. Reacciones que actúan sobre las vigas puente.

Para un polipasto eléctrico de polea DRH 24V3·I con un tambor corto ($5\ m$), las reacciones representan un porcentaje de la magnitud máxima apoyada sobre las vigas.

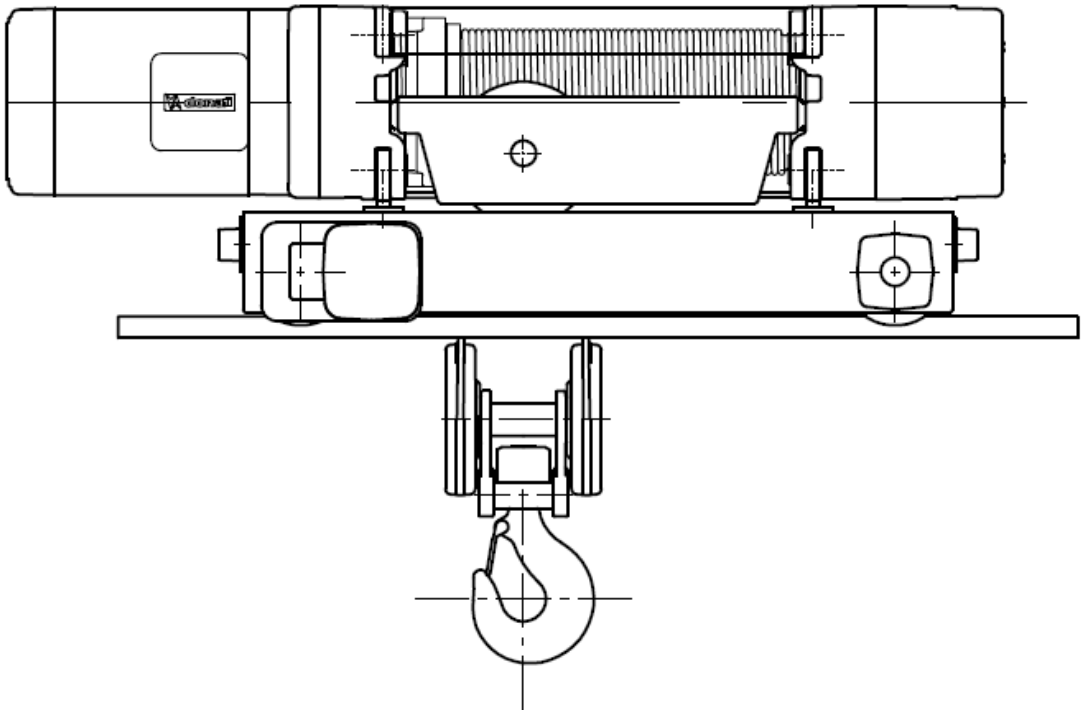


Figura 7. Vista frontal del polipasto y carro.

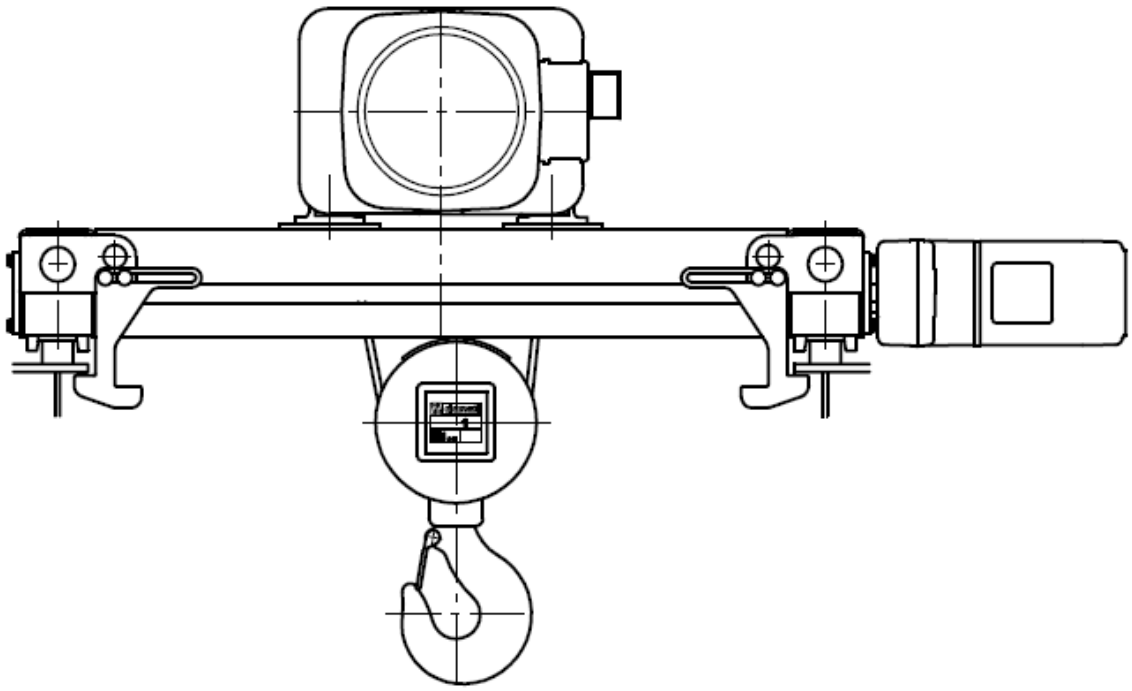


Figura 8. Vista lateral del polipasto y carro.

Si se añade la carga máxima ($2\ 500\ kg$), al peso del polipasto y el carro ($296\ kg$), se obtiene la carga máxima que soportan las viga puente. Con el fin de representar esta cantidad en términos de fuerza (N), se multiplica esta magnitud por la gravedad. Se obtiene:

$$W = (2\ 500\ kg + 296\ kg) * 9.81\, m/s^2 = 27\ 428.76\ N$$

Las magnitudes R1 y R2 correspondientes a un polipasto DRH 24V3·I de tambor corto son:

$$R1 = 8\ 228.628\ N$$

$$R2 = 5\ 485.752\ N$$

Se observa que $R1$ representa, aproximadamente el 30% de la carga total, mientras que $R2$ representa el 20% de la carga total.

6.1.4 Selección de los testeros.

La empresa Cranes & Components [8] ofrece testeros para grúas bipuente de capacidad entre 0 a $32\ Tn$.Mediante el diagrama de la figura 9, se determina el tipo de motor que se requiere y el diámetro de ruedas para un testero de determinada capacidad y luz.

La capacidad del testero que requiere la grúa viajera debe contemplar la carga nominal, el peso del polipasto, el peso del carro y el peso propio de las vigas puente. La capacidad de los testeros es:

$$P = 2\,500\,kg + 296\,kg + (2 * 78.9\,kg/m * 10m) = 4\,374\,kg$$

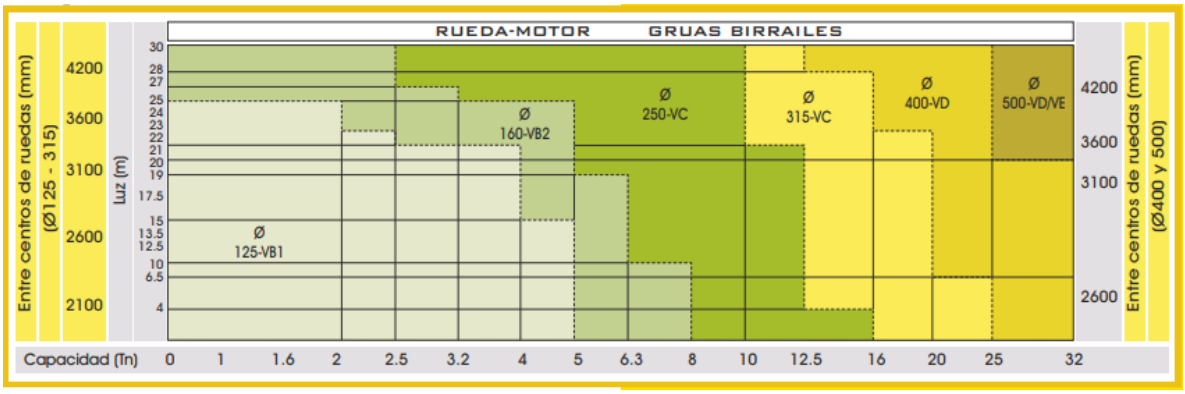


Figura 9. Diagrama para determinar el diámetro de las ruedas.

Por lo tanto, las ruedas serán de un diámetro $\phi = 160\,mm$.

La elección anterior se hizo tomando en cuenta la velocidad con la que se desplazan los testeros (previamente establecida e igual a $15\,m/min$). Ver figura 10.

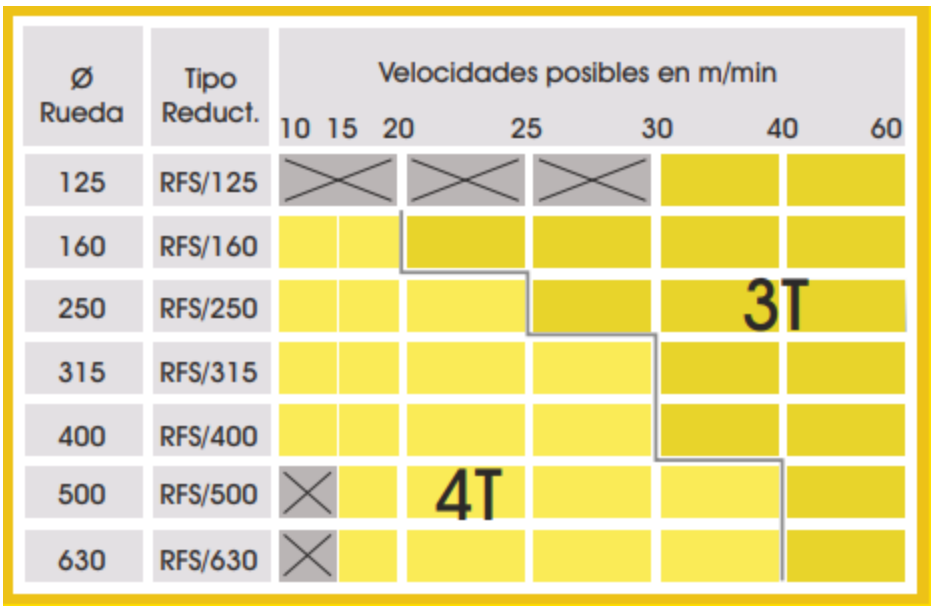


Figura 10. Velocidades posibles de traslación para testeros apoyados.

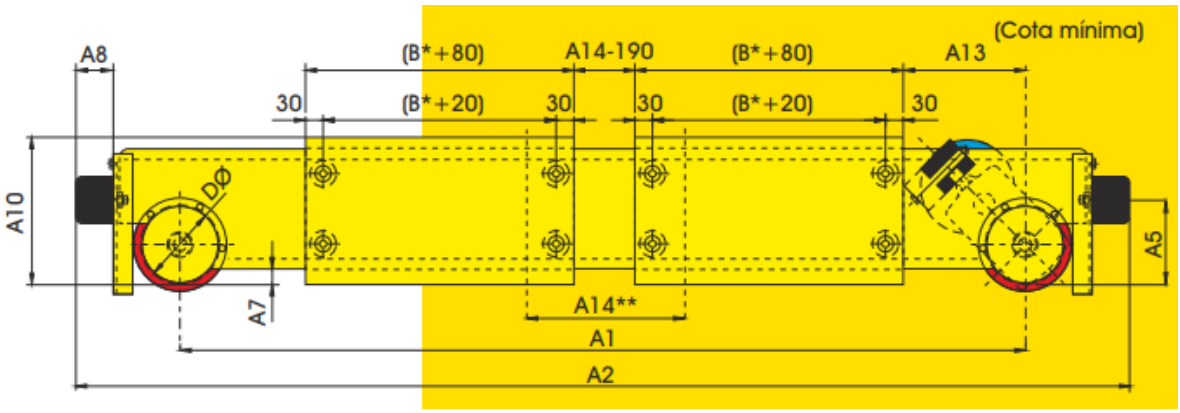


Figura 11. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente.

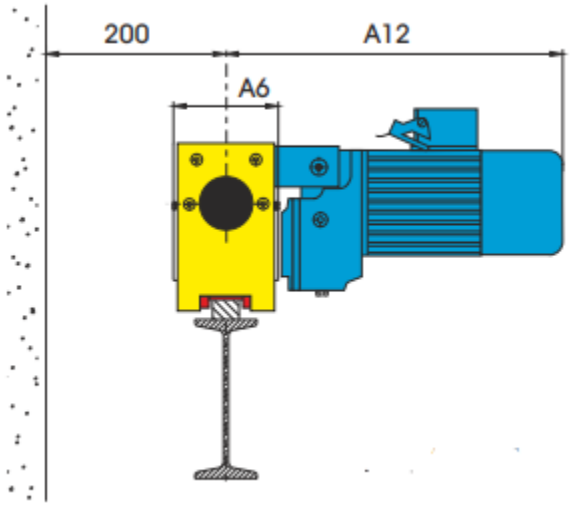


Figura 12. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente.

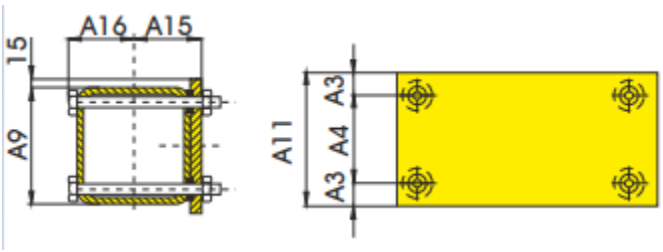


Figura 13. Dimensiones de testero suspendido para grúas bipuente.

Tabla 6. Dimensiones del testero.

ϕ mm	A1 mm	A2 mm	A3 mm	A4 mm	A5 mm	A6 mm	A7 mm	A8 mm	A9 mm	A10 mm	A11 mm	A12 mm	A13 mm	A14 mm	A15 mm	A16 mm	Peso kg
160	2100	2535	50	180	160	175	38	97	250	303	280	536	295	900	97	103	205

6.2 Diseño de las vigas puente y las trabes carril.

6.2.1 Cargas verticales que actúan sobre las vigas puente.

Las vigas puente se someterán a cargas muertas, el propio peso de la viga, y cargas vivas o móviles, que incluyen al polipasto, el carro y la carga sobre la cual se efectuará trabajo.

La viga que se propuso tiene un peso por unidad de longitud de $78.9\ kg/m$, es decir, la viga soporta una carga uniformemente distribuida a lo largo de su eje de

$$P_D = 78.9\ kg/m * 9.81\ m/s^2 = 774.009\ \ N/m$$

Mientras que la carga viva se conforma por el peso del polipasto, el peso del carro y la carga. La carga puede tener un valor dentro del rango de $0\ a\ 2\ 500\ kg$, por lo que se usará el límite superior de este rango para determinar el máximo valor de la carga viva.

$$P_L = (296\ kg + 2\ 500\ kg) * 9.81\ m/s^2 = 27\ 428.76\ N$$

Diseño por carga y factor de resistencia.

La carga ultima P_U, es la carga límite que soporta el material antes de que falle. Se determina al despejar la siguiente relación:

$$\sigma_U = \frac{P_U}{A}$$

Donde

σ_U = esfuerzo de ruptura. Se encuentra en las tablas de propiedades mecánicas de los materiales.

A = área donde se aplica la carga.

La carga máxima que soporta un elemento estructural, en condiciones normales de uso, no es la carga última, sino la carga permisible. El valor de la carga permisible es

considerablemente más pequeño que el de la carga última y se determina mediante la siguiente relación:

$$F.S. = \frac{P_U/A}{P_{perm}/A} = \frac{\sigma_U}{\sigma_{perm}}$$

Donde

$F.S.$ = factor de seguridad, su valor se asigna de acuerdo a juicio del diseñador.

Sin embargo, el método de esfuerzo permisible requiere que todas las incertidumbres se integren al diseño de la estructura en un solo factor de seguridad.

Por otro lado, el método de diseño por carga y factor de resistencia, hace posible distinguir aquellas incertidumbres asociadas a la propia estructura y aquellas asociadas a las cargas, la incertidumbre asociada a la carga viva y la asociada a la carga muerta.

Se debe comprobar que la resistencia de diseño sea mayor o igual al efecto de la combinación de cargas que intervienen, multiplicadas por los factores de carga correspondientes. El diseño será aceptable si se satisface la siguiente desigualdad:

$$\gamma_D P_D + \gamma_L P_L \leq \phi P_U$$

Donde

$$P_U = \sigma_{cr} A$$

ϕ = factor de resistencia. Será igual a 0.9 para el análisis por flexión.

P_D = carga muerta.

P_L = carga viva.

El factor de resistencia toma en cuenta las incertidumbres asociadas con la propia estructura, su valor es menor o igual a uno.

Los factores de carga γ_D y γ_L, tienen en cuenta las incertidumbres asociadas a la carga muerta y la carga viva, su valor es menor a uno.

De acuerdo a las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero, el factor de carga se escoge de acuerdo al tipo de combinación de acciones que se lleve a cabo.

Para el diseño de la grúa viajera, la seguridad de la estructura se verifica considerando el efecto combinado de todas las acciones que ocurran simultáneamente, se incluyó el efecto que produce la presencia de acciones permanentes y acciones variables, es decir, carga muerta y carga viva, correspondientemente.

Por lo tanto, para el diseño de una grúa viajera se utiliza un factor de carga permanente $\gamma_D = 1.5$ y un factor de carga variable $\gamma_L = 1.7$.

Las vigas que se van a usar para construir el puente y la estructurase se fabrican con acero al carbono ASTM A36. De acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla 7. Propiedades mecánicas para diferentes tipos de acero.

Norma			Propiedades mecánicas			
			F_y		F_u	
Aceros al carbono						
NMX	ASTM	Grado (Gr.)	MPa	kg/cm^2	MPa	kg/cm^2
B-254	A36		250	2 530	400	4 080
B-177	A53	B	240	2 460	415	4 220
B-199	A500	B	290	2 955	400	4 080
			315	3 235	400	4 080
		C	315	3 235	425	4 360
			345	3 515	425	4 360
B-200	A501	A	250	2 530	400	4 080
		B	345	3 515	485	4 920
B-099(7)	A529	50	345	3 515	450	4 570
		55	380	3 865	485	4 920
Aceros de Alta Resistencia y Baja Aleación						
B-284	A572	42	290	2 955	415	4 220

		50	345	3 515	450	4 570
		55	380	3 865	485	4 920
		60	415	4 220	515	5 275
		65	450	4 570	550	5 625
		50	345	3 515	415	4 220
		60	415	4 220	515	5 225
		65	450	4 570	550	5 625
	A913	70	485	4 920	620	6 330
	A992		345	3 515	450	4 570
		50	345	3 515	415	4 220
		60	415	4 220	485	4 920
		70	485	4 920	550	5 625
		80	550	5 625	620	6 330
Aceros de Alta Resistencia a la Corrosión						
		I y II	345	3 515	485	4 920
	A618	III	345	3 515	450	4 570
			290	2 955	435	4 430
			315	3 235	460	4 710
B-282	A242		345	3 515	485	4 920
	A588		345	3 515	485	4920
B-277	A606		345	3 515	485	4 920
	A847		345	3 515	485	4 920
Aceros con Templado y Revenido						
			620	6 330	690	7 030
	A514		690	7 030	760	7 735
	A678		345	3 515	485	4 920
	A852		485	4 920	620	6 330

6.2.2 Determinación de los esfuerzos normales en las vigas.

Las vigas de acero y aluminio juegan un papel importante en la ingeniería estructural; comúnmente son elementos prismáticos largos y rectos. Se debe analizar a las cargas aplicadas en varios puntos a lo largo de las vigas, comúnmente perpendiculares al eje de la viga. Tales cargas transversales sólo causan flexión y corte en la viga, pero si las cargas no son perpendiculares al eje de la viga, también producirán cargas axiales.

Las vigas se clasifican de acuerdo con la manera en la que se encuentran apoyadas. Las vigas que se usan para la construcción de una grúa puente son vigas estáticamente determinadas, simplemente apoyadas. La distancia entre los apoyos se denomina claro.

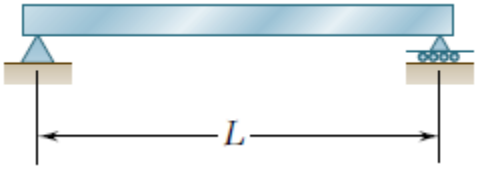


Figura 14. Viga simplemente apoyada.

Cuando una viga se somete a cargas transversales, las fuerzas internas en cualquier sección de la viga consistirán generalmente en una fuerza cortante V y un momento flector M. El momento flector produce esfuerzos normales en la sección transversal, mientras que la fuerza cortante produce esfuerzos cortantes.

A partir del diagrama de cuerpo libre de toda la viga y las ecuaciones de equilibrio estático, se determinan las reacciones en los apoyos. Luego, haciendo cortes en varios puntos a lo largo de la viga y mediante el uso de las ecuaciones de equilibrio estático, se determinan los diagramas de cortante V y momento flector M.

Las fuerzas internas que se generan al hacer un corte en la viga, es decir, el cortante y el momento flector, se consideran positivos sí su dirección se fija como muestra la imagen.

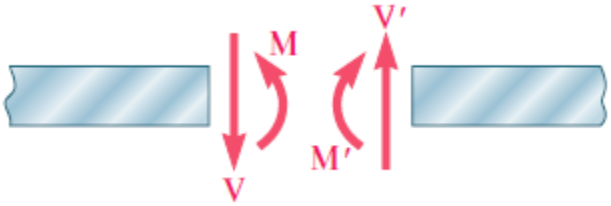


Figura 15. Sentido positivo de las fuerzas internas de una viga.

En la mayoría de los casos el criterio dominante en el diseño por resistencia de una viga es el valor máximo del esfuerzo normal en la viga. El punto a lo largo de la viga donde actúa el momento flector de mayor magnitud, también es el punto donde actúa el mayor esfuerzo normal.

La distribución de los esfuerzos normales en la sección transversal de la viga depende del momento flector máximo en dicha sección y de la geometría de la sección. Se utilizan las relaciones de flexión elástica para determinar el esfuerzo normal máximo y el esfuerzo normal en cualquier punto de la sección.

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I}$$

$$\sigma_x = -\frac{My}{I}$$

Donde I es el momento de inercia de la sección respecto a un eje centroidal, y y es la distancia desde la superficie neutra, c es el valor máximo de dicha distancia.

Dentro de las especificaciones que están disponibles para vigas comerciales, se encuentra la relación que se denomina módulo de sección, que se define como:

$$S = \frac{I}{c}$$

Esta relación es inversamente proporcional a σ_m. Por lo tanto, se prefiere elegir una viga con un módulo de sección grande, para obtener un esfuerzo normal de menor magnitud.

Una viga bien diseñada, es aquella que, debido a las cargas que se le imponen, presente esfuerzos normales que no excedan al valor permisible.

$$\sigma_m \leq \sigma_{perm}$$

Un procedimiento adecuado conduce a un diseño económico, ya que entre mayor sea el peso por unidad de longitud de la viga, es decir, entre mayor sea el área de la sección transversal, mayor será el costo de las vigas.

Un procedimiento adecuado es:

1. Determinar el valor de σ_{perm} a partir de las tablas de propiedades del material de la viga.
2. Dibujar los diagramas de cortante y momento flector y determinar el momento máximo absoluto.
3. Determinar el valor del módulo de sección adecuado para la viga. Se debe seleccionar $S \geq S_{mín}$.
4. Verificar que la selección de S se realizó considerando el peso por unidad de longitud. Una viga aumenta de precio a medida que aumenta su peso por unidad de longitud.

6.2.3 Diseño de las trabes carril por fatiga

Las trabes carril de la estructura que soporta a la grúa viajera son sometidas a múltiples ciclos de carga y descarga durante su vida útil, lo cual puede causar una degradación paulatina en sus propiedades debido a los efectos de fatiga del material. Al diseñar la estructura, se debe considerar los efectos de fatiga.

Cuando un elemento es sometido a cargas variables un número elevado de veces, puede fallar a un esfuerzo menor que el de resistencia nominal. Este fenómeno se clasifica como un estado límite de servicio porque se genera durante su operación normal y continua.

Para garantizar el adecuado desempeño de los elementos de soporte de una grúa viajera ante la fatiga, se sugiere:

1. Limitar los esfuerzos actuantes a niveles aceptables, es decir, permitir suficiente holgura en la resistencia de forma que el elemento tenga la capacidad de resistir esfuerzos adicionales.
2. Verificar que las conexiones realizadas sean las mismas que se consideraron en el diseño para evitar la concentración de esfuerzos en las conexiones debido a condiciones de apoyo inesperadas.
3. Evitar concentraciones de esfuerzo en los puntos de carga más críticos (centros de claro, apoyos, etc.).
4. Evitar excentricidades ocasionadas por la mala alineación de los rieles de la grúa.
5. Reducir los esfuerzos residuales al mínimo en los perfiles.

De acuerdo al tipo de servició que dará la grúa viajera, para el diseño de una trabe carril es necesario conocer cuatro puntos fundamentales:

- Capacidad de carga máxima de operación.
- Numero de ciclos de trabajo por hora.
- Duración de la jornada de trabajo
- Vida útil, en años, que se estima tendrá la grúa.

Estos datos ya se han determinado durante el proceso de selección del dispositivo de elevación, el polipasto.

Las normas CMAA (Construction Management Association of America), establecen un valor aproximado del número de ciclos (un ciclo se conforma por las operaciones de elevación y descenso de la carga) que efectúa la grúa con carga nominal.

Tabla 8. Número de ciclos que alcanza una grúa según su clasificación.

Clasificación de la grúa	Número de ciclos con la grúa a máxima capacidad
A	100000
B	200000
C	500000
D	800000
E	2000000
F	Mayor a 2000000

Sin embargo, sí solo se diseña empleando el número de ciclos estimado para la carga máxima, se estaría despreciando los efectos causados por los demás ciclos y a su vez se caería en un error si se utilizará el mayor número de ciclos con la carga más pequeña pues se despreciarían los efectos de mayor demanda. Por esa razón conviene estimar en un solo valor el número de ciclos de carga máxima que equivaldrían a los demás niveles de carga, mediante el espectro de carga que representa las operaciones de la grúa viajera que se construirá y la siguiente relación:

$$N = CT \sum_{k}^{M} (Pco_k)(FC_k)^3$$

Donde:

M = número de puntos con porcentaje de carga diferente del espectro de carga (M=3 para carca ligera, 4 para carga moderada y 2 para carga pesada y carga severa).

k = k-ésimo punto del espectro de carga.

CT = número total de ciclos de carga estimado en la vida útil de la grúa.

Pco_k = porcentaje de la carga total de operación en el k-ésimo punto del espectro de carga.

FC_k = porcentaje de ciclos de operación en el k-ésimo punto del espectro de carga.

Para una grúa viajera que se prevé tenga una vida útil con un total de 800 000 ciclos, clasificación D, y un espectro de carga de servicio pesado, el número de ciclos es.

$$N = 800\ 000 * \{[(1) * (0.5)^3] + [(0.4) * (0.5)^3]\} = 140\ 000$$

La CMAA establece una alternativa basada en datos estadísticos. Propone un número de ciclos para el diseño de elementos de soporte de la grúa de acuerdo a su categoría de trabajo.

Tabla 9. Número de ciclos recomendados para el diseño que efectúa la grúa con carga máxima según su clasificación.

Clasificación de la grúa	Número de ciclos con carga máxima recomendados para diseño.
A	20,000
B	40,000
C	100,000
D	400,000
E	1,000,000
F	2,000,000

Dado que la grúa es un elemento en movimiento a lo largo de las trabes de soporte, se debe calcular la línea de influencia. Se deben considerar los efectos de carga verticales debidos directamente a las cargas de peso propio, equipos y carga viva.

Además de los efectos verticales directos, se deben tomar en cuenta la flexión y cortante producidos por los efectos laterales que resultan del movimiento de la grúa. Se distinguen tres tipos de carga: carga de impacto, la fuerza debida al empuje lateral y la fuerza debida al frenado o tracción de la grúa. Por simplicidad, cada una de ellas se calcula a partir de las cargas verticales, como un porcentaje de las cargas verticales. Dicho porcentaje depende del tipo de grúa.

Tabla 10. Cargas producidas por el desplazamiento de la grúa.

Grúa	Carga				
	Vertical (incluye impacto)	Empuje lateral			Tracción
Operada en cabina o por radio.	1.25	0.4	0.2	0.1	0.2
De cucharon y dispositivos magnéticos.	1.25	1	0.2	0.1	0.2
Guiadas, apiladoras.	1.25	2	0.4	0.15	0.2
De mantenimiento.	1.2	0.3	0.2	0.1	0.2
Operada con control colgante.	1.1		0.2	0.1	0.2
De cadena.	1.05		0.1		0.1
Monorriel.	1.15		0.1		0.1

El diseño del perfil deberá realizarse de tal forma que el esfuerzo actuante y el esfuerzo resistente cumplan con la siguiente desigualdad.

$$\sigma_R \geq \sigma_m$$

Donde

$$\sigma_R = \left(\frac{C_f}{N}\right)^{\frac{1}{m}}$$

$$C_f = F_u * N_C$$

σ_R = esfuerzo resistente.

σ_m= esfuerzo actuante.

F_u = esfuerzo resistente en la sección.

N_C = número de ciclos de carga de diseño.

N = número de ciclos durante toda la vida útil del elemento.

El cálculo de los esfuerzos actuantes se hace a partir del análisis elástico. Los esfuerzos no deben ser amplificados por factores de concentración de esfuerzos o discontinuidades geométricas. En el caso de elementos que trabajan bajo carga axial, se calcula el esfuerzo ignorando los efectos de la excentricidad de la carga.

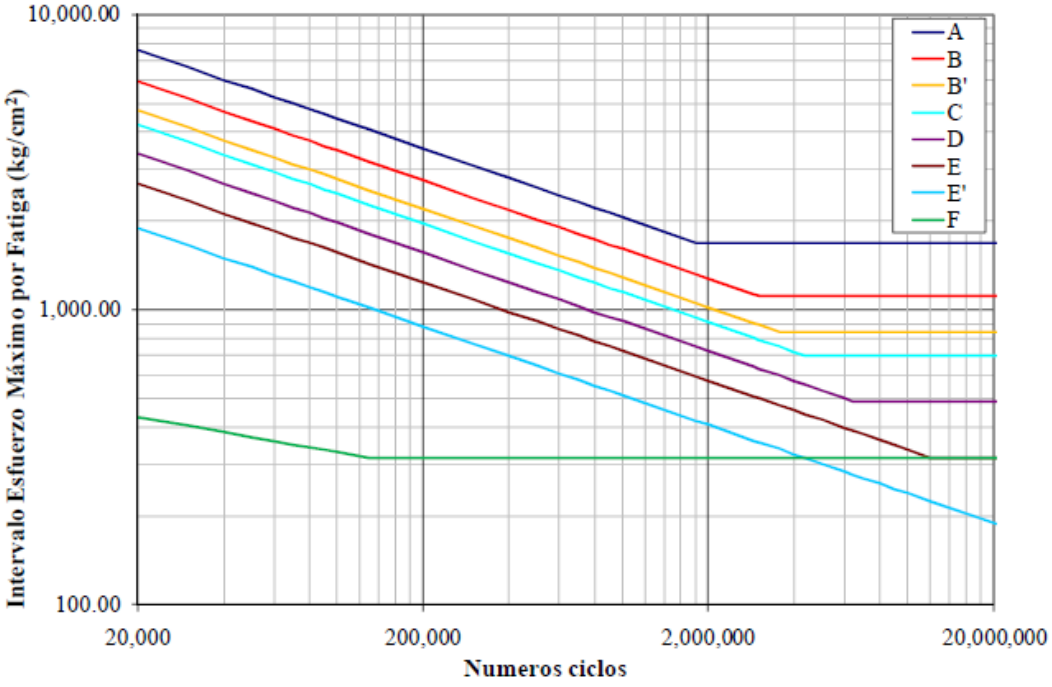


Figura 16. Curca Resistencia a la fatiga.

Si el número de ciclos de diseño es menor a 20 000, no es necesario revisar al elemento por fatiga.

Si el esfuerzo actuante es menor al esfuerzo límite mínimo, no es necesario revisar al elemento por fatiga.

Tabla 11. Valor máximo del esfuerzo actuante que determina si se hace un análisis por fatiga.

Valor mínimo para el esfuerzo actuante		
Clasificación de la grúa	C_f	σ_m (kg/cm^2)
A	$865X10^{13}$	1 680
B	$410X10^{13}$	1 120
B'	$210X10^{13}$	840
C	$150X10^{13}$	700
D	$75X10^{13}$	490
E	$37X10^{13}$	315
E'	$13.5X10^{13}$	182
F	$129X10^{18}$	315

Las Normas Técnicas Complementarias para Diseño de Estructuras Metálicas del Reglamento de la Ciudad de México, en su sección 7.3, estipulan las deflexiones máximas en la siguiente tabla.

Tabla 12. Deflexión máxima permisible en grúas puente según su clasificación.

Grúa puente		
Clase de servicio	Carga	Desplazamiento máximo
A, B o C	Carga vertical de la grúa (sin impacto)	$L/600$
D		$L/800$
E		$L/1\,000$

6.2.3 Revisión por flexión.

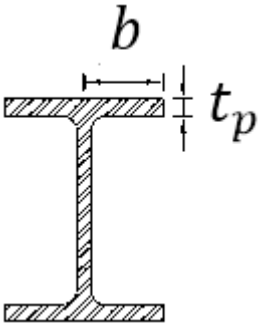
El análisis por flexión se realiza de acuerdo a las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero de la Ciudad de México.

Se deben considerarse los estados límite de falla y estados límite de servicio. Dado que se trata de una sección tipo dos, los estados límite de falla que se consideran son: Iniciación del flujo plástico en la sección crítica, fluencia (F), Pandeo lateral por flexotorsión (PLT) y fatiga; mientras que los estados límite de servicio que se consideran son: deformaciones y vibraciones.

Los miembros sujetos a flexión se clasifican en cuatro tipos de secciones transversales de acuerdo a sus características geometrías.

La relación ancho/grueso de la sección transversal, es decir, el parámetro de esbeltez del elemento estructural λ, determina el tipo de sección transversal como se indica la siguiente tabla.

Tabla 13. Valores máximos de las relaciones ancho/grueso. Elementos comprimidos que forman parte de miembros en flexión o flexocompresión.

Descripción del elemento	Sección				
	λ	Tipo 1 λ_{pl}	Tipo 2 λ_p	Tipo 3 λ_r	Ejemplo
Patines de secciones laminadas I, H, canales y tés	b/t_p	$0.30\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$0.38\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.00\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

De acuerdo a las dimensiones de la sección de las vigas puente y las trabes carril que se propusieron, la relación de esbeltez ancho/grueso de las vigas es:

$$\lambda = {}^{b}/_{t_p} = {}^{127\ mm}/_{14.7\ mm} = 8.64$$

$$0.30\sqrt{\frac{E}{F_y}} = 0.30\sqrt{\frac{2.04X10^6}{2530}} = 8.51$$

$$0.38\sqrt{\frac{E}{F_y}} = 0.38\sqrt{\frac{2.04X10^6}{2530}} = 10.79$$

$$\lambda \leq \lambda_p$$

$$8.64 \leq 10.79$$

Las vigas propuestas entran dentro de la clasificación de la sección tipo 2.

Las secciones tipo 2 son secciones compactas, para diseño plástico y para diseño sísmico con factor de comportamiento sísmico Q no mayor de 2. Al igual que as secciones tipo 1, pueden alcanzar el momento plástico, pero tienen una capacidad de rotación inelástica limitada, aunque suficiente para ser utilizadas en estructuras diseñadas plásticamente, bajo cargas predominantemente estáticas, y en zonas sísmicas, con factores de comportamiento sísmico reducidos.

6.2.3.1 Factor de pandeo lateral por flexotorsión, C_b

Este factor contempla, en el diseño, los efectos de la variación del momento entre puntos con soporte lateral. De manera conservadora se puede considerar $C_b = 1$.

6.2.3.2 Estado límite de falla: Fluencia.

Para miembros, cuya sección es tipo 1 o tipo 2, que están sujetos a flexión y son provistos de soportes laterales separados L, la resistencia nominal M_n es:

Si $L \leq L_u$

$$M_n = Z_x F_y = M_p$$

Donde

Z_x = Módulo de sección plástico respecto al eje X.

M_p = Momento plástico nominal de la sección.

6.2.3.3 Estado límite de falla: Pandeo lateral por flexotorsión.

Se presenta cuando $L > L_u$.

Cuando $M_e > \frac{2}{3} M_p$ $\quad (L_u < L \leq L_r)$

$$M_n = 1.15 M_p \left(1 - \frac{0.28 M_p}{M_e}\right) \leq M_p$$

Cuando $M_e \leq \frac{2}{3} M_p$ $\quad (L > L_r)$

$$M_n = M_e$$

$$M_e = \frac{C_b \pi}{L} \sqrt{E I_y G J + \left(\frac{\pi E}{L}\right)^2 I_y C_a}$$

$$M_e = \frac{C_b \pi E}{L} \sqrt{I_y \left[\frac{j}{2.6} + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 C_a\right]}$$

Donde

M_e = Momento de pandeo lateral elástico por flexotorsión.

E = Módulo de elasticidad del material.

I_y = Momento de inercia de la sección respecto al eje de simetría situado en el plano del alma.

G = Módulo de elasticidad a cortante

J = Constante de torsión de Saint Venant o de torsión pura.

L = Longitud de pandeo libre

C_a = Constante de torsión por alabeo

L_u = Longitud máxima no soportada lateralmente para la que un miembro en flexión puede desarrollar el momento plástico M_p.

L_r = Longitud característica, de un miembro en flexión, que separa los intervalos de pandeo lateral inelástico y plástico

Las longitudes características L_u y L_r se determinan usando las siguientes expresiones:

Para miembros de sección transversal I

$$L_u = \frac{\sqrt{2}\pi}{X_u}\sqrt{\frac{EC_a}{GJ}}\sqrt{1+\sqrt{1+{X_u}^2}}$$

$$L_r = \frac{\sqrt{2}\pi}{X_r}\sqrt{\frac{EC_a}{GJ}}\sqrt{1+\sqrt{1+{X_r}^2}}$$

$$X_u = 4.293\frac{Z_xF_y}{C_bGJ}\sqrt{\frac{C_a}{I_y}} = 3.22X_r$$

$$X_r = \frac{4}{3}\frac{Z_xF_y}{C_bGJ}\sqrt{\frac{C_a}{I_y}}$$

6.2.3.4 Determinación de la resistencia nominal M_n

Se propuso un perfil I de acero estructural ASTM A-36. Las dimensiones de la sección y propiedades mecánicas para las trabes carril son:

Tabla 14. Dimensiones de la sección transversal de las vigas puente y las trabes carril.

Designación	Peralte	Alma		Patín		Área
d x *peso*	d	h	t_w	b_f	t_f	A
$mm\ x\ kg/m$	mm	mm	mm	mm	mm	cm^2

305 x 78.9	308	248	8.8	254	14.7	100.7

Tabla 15. Propiedades de las vigas de perfil I 305 x 78.9.

$X-X$				$Y-Y$			
I	Z	S	r	I	Z	S	r
cm^4	cm^3	cm^3	cm	cm^4	cm^3	cm^3	cm
17690	1277	1157	13.3	3987	477	315	6.3

Tabla 16. Propiedades de las vigas fabricadas de acero estructural ASTM -36.

Pandeo local		Propiedades torsión		Propiedades mecánicas			
$b/2t_f$	h/t_w	J	C_a	E	G	F_y	C_b
		cm^4	cm^6	kg/cm^2	kg/cm^2	kg/cm^2	
8.7	28.1	66	848573	$2.04X10^6$	784000	2530	0.6

De acuerdo a la metodología descrita, primero se determinan las longitudes características:

$$X_r = \frac{4}{3}\frac{(1277cm^3)(2530\,kg/cm^2)}{(0.6)(784000\,kg/cm^2)(66cm^4)}\sqrt{\frac{848573cm^6}{3987cm^4}}$$

$$X_r = 2.024$$

$$X_u = 3.22X_r = 3.22 * 2.024 = 6.52$$

$$L_u = \frac{\sqrt{2}\pi}{6.52}\sqrt{\frac{(2.04X10^6\,kg/cm^2)(848573cm^6)}{(784000\,kg/cm^2)(66cm^4)}}\sqrt{1+\sqrt{1+6.52^2}}$$

$$L_u = 343.5753cm$$

$$L_r = \frac{\sqrt{2}\pi}{2.024}\sqrt{\frac{(2.04X10^6\,kg/cm^2)(848573cm^6)}{(784000\,kg/cm^2)(66cm^4)}}\sqrt{1+\sqrt{1+2.024^2}}$$

$$L_r = 724.59cm$$

Para las trabes carril $L > L_u$, por lo tanto se producirá pandeo lateral por flexotorsión. El momento de pandeo lateral elástico por flexotorsión se determina mediante la relación:

$$M_e = \frac{(0.6)(2.04X10^6\,kg/cm^2)\pi}{375cm}\sqrt{(3987cm^4)\left[\frac{(66cm^4)}{2.6}+\left(\frac{\pi}{375cm}\right)^2(848573cm^6)\right]}$$

$$M_e = 5.9673X10^6 kg\ cm$$

$$M_p = Z_x F_y$$

$$M_p = (1277cm^3)(2530\,kg/cm^2) = 3.2308X10^6 kg\ cm$$

$$M_n = 1.15M_p\left(1-\frac{0.28M_p}{M_e}\right)$$

$$M_n = 1.15(3.2308X10^6 kg\ cm)\left(1-\frac{0.28(3.2308X10^6 kg\ cm)}{5.9673X10^6 kg\ cm}\right)$$

$$M_n = 3.1522X10^6 kg\ cm$$

Se confirma que

$$M_n \leq M_p$$

$$3.1522X10^6 kg\ cm \leq 3.2308X10^6 kg\ cm$$

Aplicando el factor de reducción de resistencia $F_R = 0.9$

$$M_n = 2.8369X10^6 kg\ cm$$

Previamente se había calculado el peso total del carro (incluido el polipasto) y la carga nominal. Esta cantidad será necesaria para calcular la carga total que actúa sobre las trabes carril. Además es necesario añadir el peso propio de las vigas puente y el peso de los testeros (o cabezales).

$$W = \left(2\,500\ kg + 296\ kg + (2 * 78.9\ kg/m * 10m) + (2 * 160kg)\right) * 9.81\ m/s^2$$

$$W_{total} = 46.048X10^3\ N$$

Esta cantidad se divide entre las ruedas de cada testero. La carga que actúa sobre las trabes carril por cada rueda de los testeros será:

$$W_{rueda_testero} = \frac{W_{total}}{4} = \frac{46.048X10^3\ N}{4} = 11.51X10^3\ N$$

Debido a que la estructura estará sometida a cargas muertas o permanentes y cargas vivas o móviles, la variación de la fuerza cortante y del momento de flexión en el elemento se describe mejor usando la línea de influencia. Una línea de influencia representa la variación de la reacción, la fuerza cortante, el momento o la deflexión en un punto específico de un elemento. Después de construir esta línea, es posible determinar de un vistazo donde debe colocarse la carga móvil de tal forma que cree la mayor influencia en el punto específico.

Luego de determinar la resistencia nominal, se elaboran el diagrama de momento. Se puede obtener elaborando cortes en ciertos puntos a lo largo de la viga y resolviendo las ecuaciones de equilibrio. Sin embargo, se ha preferido obtenerlos a partir del uso del software *Ftool* y SAP 2000®.

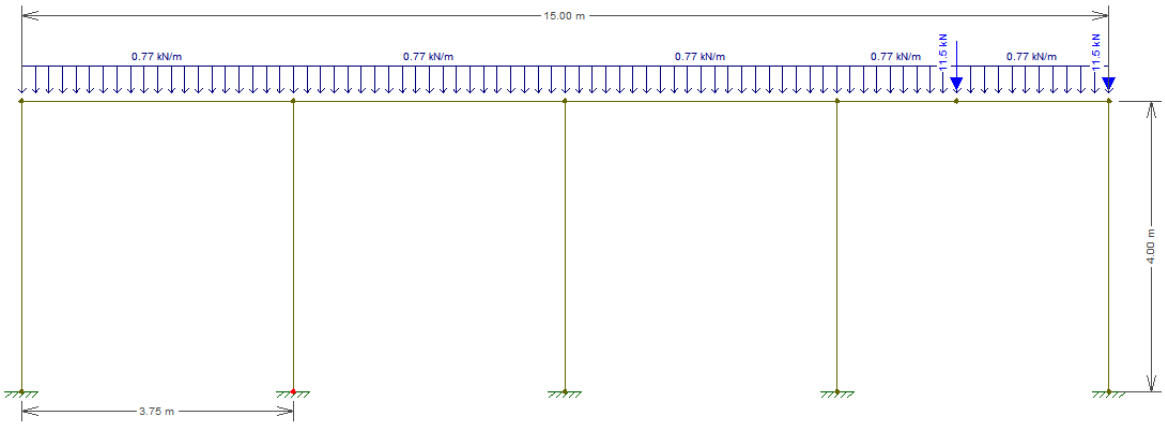


Figura 17. Trabes carril. Vista lateral de la estructura y las cargas permanentes y móviles.

La imagen se tomó durante la elaboración del diagrama de momentos. Muestra la combinación de cargas presentes en el análisis, a lo largo de las trabes carril se distribuye uniformemente el peso de la propia trabe por unidad de metro; mientras que las cargas concentradas son el resultado de la fuerza que provoca cada rueda del testero que se ubica en este plano.

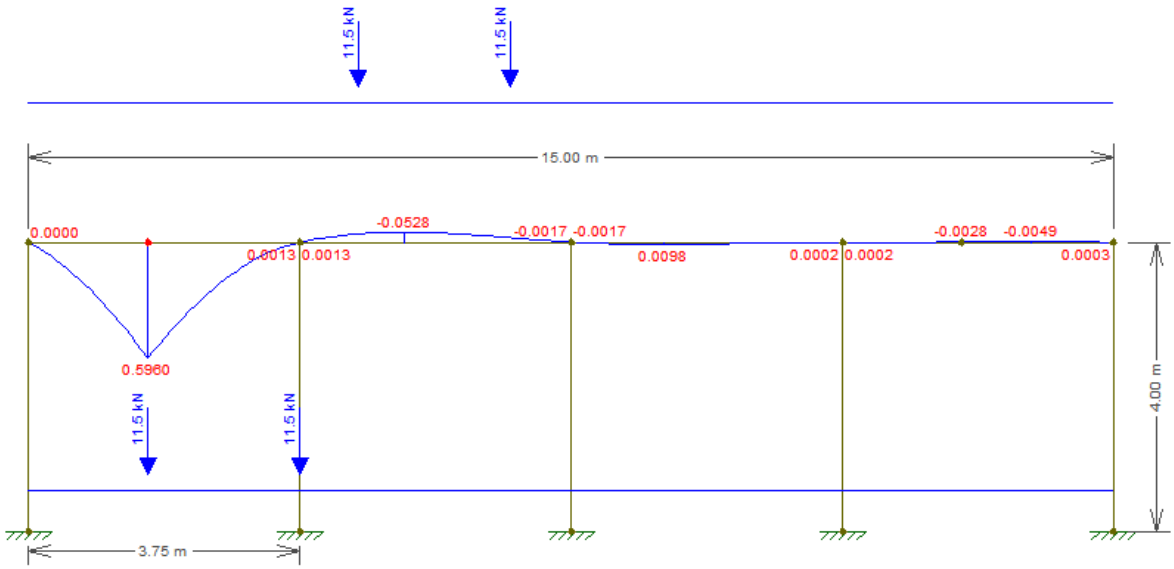


Figura 18. Trabes carril. Vista lateral de la estructura. Elaboración de la línea de fluencia en Ftool.

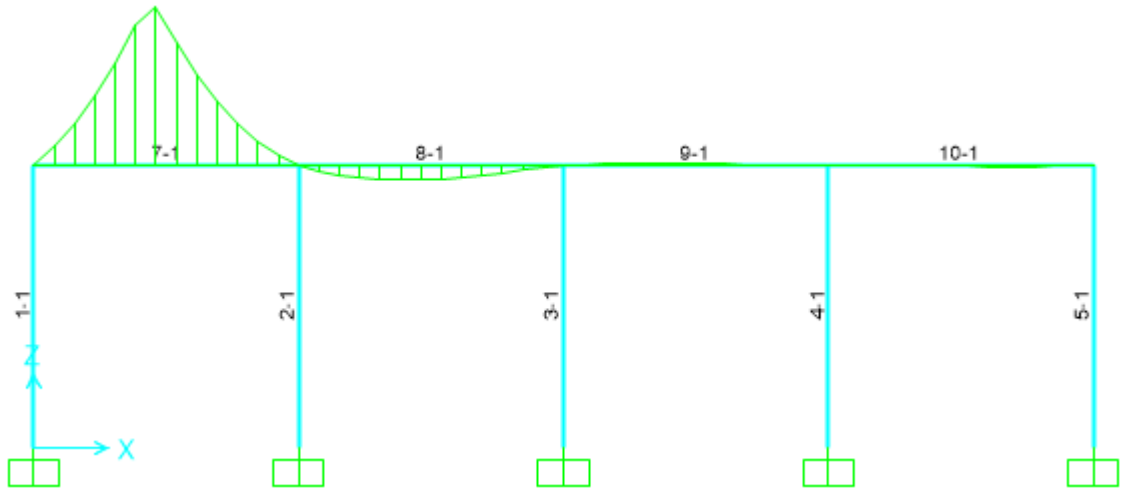


Figura 19. Trabes carril. Vista lateral de la estructura. Elaboración de la línea de fluencia en SAP 2000®.

Las imágenes 18 y 19 muestran el momento donde ocurre el mayor momento flector debido al desplazamiento del puente. El momento flector máximo ocurre cuando el puente se desplaza, en cualquier sentido, por $x = 1.65m$ y $x = 3.75m$, es decir, cuando las ruedas del testero caen en dichos puntos, se alcanza las líneas de fluencia que se ven en las imágenes.

El valor de la línea de fluencia del momento flector en $x = 1.65m$ es $0.5959m$. El momento flector máximo es:

$$M = 11.51X10^3\ N * 0.5959m = 6.86\ kNm$$

$$M = 69.9288X10^3\ kg\ cm$$

El momento máximo flector es notablemente menor a la resistencia nominal por flexión. Por lo tanto, las trabes carril soportarán las condiciones de servicio que se les impondrán.

$$\frac{2.8369X10^6\ kg\ cm}{69.9288X10^3\ kg\ cm} = 40.5684$$

Por último se asegura que las trabes carril no se expongan al estado límite de servicio producido por la fatiga.

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I} = \frac{(69.9288X10^3\ kg\ cm) * (15.4cm)}{17980\ cm^4} = 59.8945\ kg/cm^2$$

De acuerdo a la tabla 10, el esfuerzo actuante no supera el recomendado para despreciar la fatiga, por lo tanto las trabes carril no se analizaran por fatiga.

Para las vigas puente $L > L_r$, por lo tanto se producirá pandeo lateral por flexotorsión. El momento de pandeo lateral elástico por flexotorsión se determina mediante la relación:

$$M_e = \frac{(0.6)(2.04X10^6\ kg/cm^2)\pi}{1000cm}\sqrt{(3987cm^4)\left[\frac{(66cm^4)}{2.6} + \left(\frac{\pi}{1000cm}\right)^2(848573cm^6)\right]}$$

$$M_e = 1.4107X10^6 kg\ cm$$

$$M_p = Z_x F_y$$

$$M_p = (1277cm^3)(2530\ kg/cm^2) = 3.2308X10^6 kg\ cm$$

$$M_n = 1.15M_p\left(1 - \frac{0.28M_p}{M_e}\right)$$

$$M_n = 1.15(3.2308X10^6 kg\ cm)\left(1 - \frac{0.28(3.2308X10^6 kg\ cm)}{1.4107X10^6 kg\ cm}\right)$$

$$M_n = 1.3329X10^6 kg\ cm$$

Se confirma que

$$M_n \leq M_p$$

$$1.3329X10^6 kg\ cm \leq 3.2308X10^6 kg\ cm$$

Aplicando el factor de reducción de resistencia $F_R = 0.9$

$$M_n = 1.1996X10^6 kg\ cm$$

De igual forma que con las trabes carril, se elabora el diagrama de momento mediante el uso del software *Ftool*.

De acuerdo con las dimensiones del carro, la distribución de la carga en cada una de sus ruedas, la capacidad nominal de carga, y el peso del propio carro y el polipasto, por rueda de carro ser:

$$W = (2\ 500\ kg + 296\ kg) * 9.81\ m/s^2$$

$$W = 27.428X10^3\ N$$

La distribución de cargas por cada llanta del carro es:

$$R1 = 8\ 228.628\ N$$

$$R2 = 5\ 485.752\ N$$

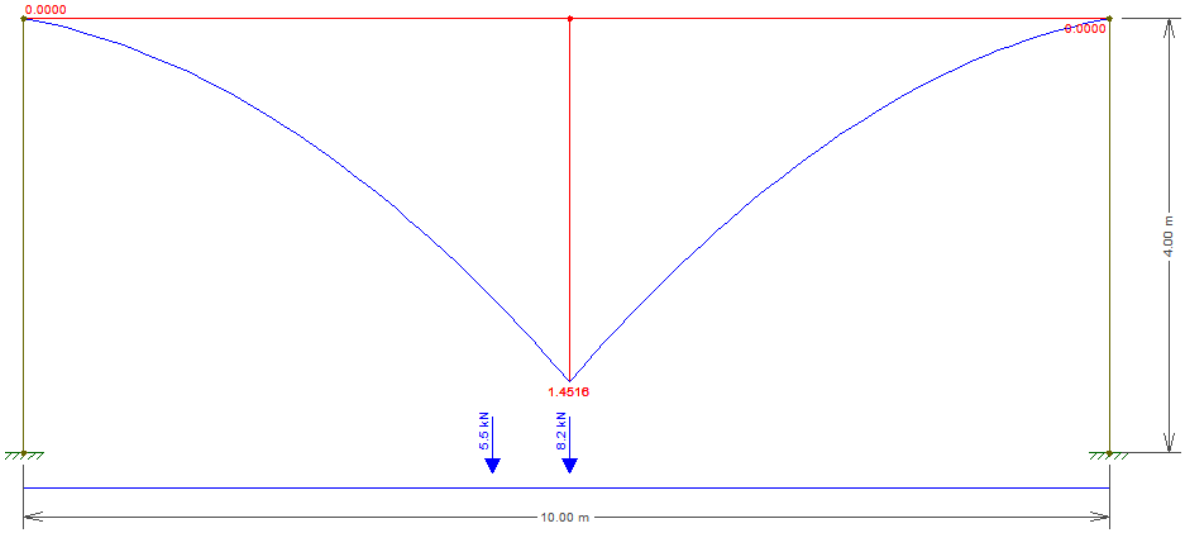


Figura 20. Viga puente. Vista frontal. Elaboración de la línea de fluencia en Ftool.

Se observa que momento máximo ocurre en cuando el carro se ubica como se describe a continuación:

No importa el sentido de desplazamiento, pero sí importa en qué punto de la viga se encuentra $R1$ y $R2$. Para que se produzca el máximo momento flector, $R2$ debe actuar en $x = 4.32m$ y $R1$ debe actuar en $x = 5.03m$.

El valor de la línea de fluencia para la condición descrita es:

Para $x = 4.32m$

$$Linea\ de\ fluencia = 0.1164m$$

Para $x = 5.03m$

$$Linea\ de\ fluencia = 0.4516m$$

El momento flector máximo es igual a:

$$M_{máx} = (8\ 228.628\ N * 0.4516m) + (5\ 485.752\ N * 0.1164m)$$

$$M_{máx} = 18.071\ kNm$$

$$M_{máx} = 184\ 209.9898\ kg\ cm$$

Se observa que

$$M_{máx} \leq M_n$$

$$184\ 209.9898\ kg\ cm \leq 1.1996X10^6 kg\ cm$$

Se prescinde de analizar la viga por fatiga ya que el esfuerzo máximo actuante no sobrepasa el máximo establecido en la tabla 11.

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I} = \frac{(184\ 209.9898\ kg\ cm) * (15.4cm)}{17980\ cm^4} = 157.77\ kg/cm^2$$

6.3 Diseño de las columnas.

Se asegura la estabilidad de la estructura al verificar la capacidad de las columnas para soportar una carga axial sin experimentar un cambio súbito en su configuración, es decir, sin que se pandee. Una columna que se pandea bajo la acción de una carga es una columna mal diseñada.

Una columna se puede considerar como una viga en posición vertical bajo una carga axial. Por lo tanto, es posible determinar el esfuerzo normal crítico de las columnas mediante el uso de la fórmula de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Donde

E = Módulo de elasticidad del material.

I = Momento de inercia de la sección transversal de la columna.

L = Longitud equivalente de pandeo.

El análisis tiene por objeto determinar el valor de la carga crítica P_{cr}. Si $P > P_{cr}$, la menor falta de alineación o perturbación provocará que la columna adopte una forma curva respecto a su eje longitudinal.

Para asegurarse de que la columna no presente pandeo se usa un factor de seguridad. De esta manera se determina la carga máxima que puede actuar en el extremo libre de la columna y no produzca pandeo. Normalmente se emplea un factor de seguridad de 1.67.

$$P_{máx} = \frac{P_{cr}}{F.S}$$

El esfuerzo crítico correspondiente a la carga crítica de calcula con:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 EI}{AL^2}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67}$$

Una columna empotrada en un extremo y libre en el otro, que se somete a una carga axial de compresión, se comporta igual que una columna formada por dos barras rígidas conectadas por uno de sus extremos mediante un pasador, articulada por ambos extremos y bajo una carga axial de compresión.

Por lo tanto, para determinar la carga crítica usando la fórmula de Euler, se debe utilizar una longitud del doble de la longitud real de la columna. Esta longitud se denomina longitud efectiva.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{{L_e}^2}$$

Donde

$$L_e = 2L$$

La imagen 16 muestra la longitud efectiva que se usa en la fórmula de Euler dependiendo la configuración de la columna.

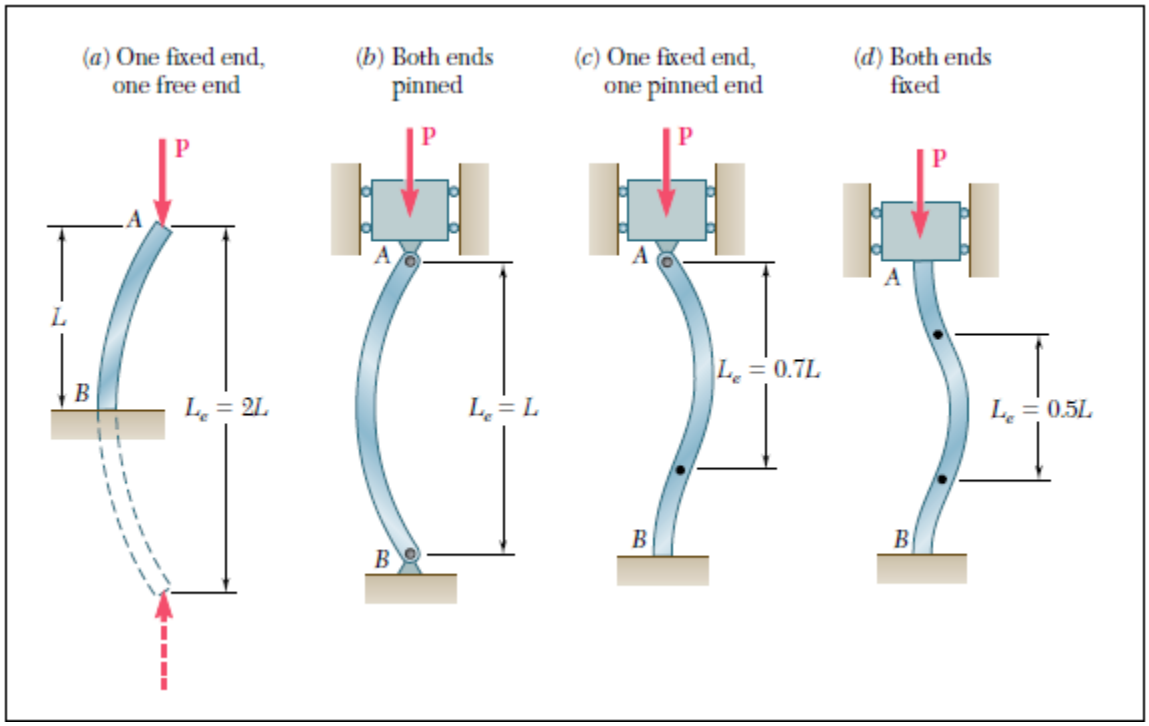


Figura 21. Longitudes equivalentes de acuerdo a la configuración de la columna.

6.3.1 Diseño de columnas bajo una carga céntrica

Las ecuaciones anteriores suponen que los esfuerzos permanecían debajo del límite de proporcionalidad y que la columna era inicialmente un prisma recto homogéneo. Sin embargo, el diseño de columnas reales no se ajusta a esa idealización, se basa en ecuaciones empíricas usadas en numerosas pruebas de laboratorio. Las pruebas realizadas a columnas de acero consisten en la aplicación de una carga axial céntrica que incrementa hasta producir falla.

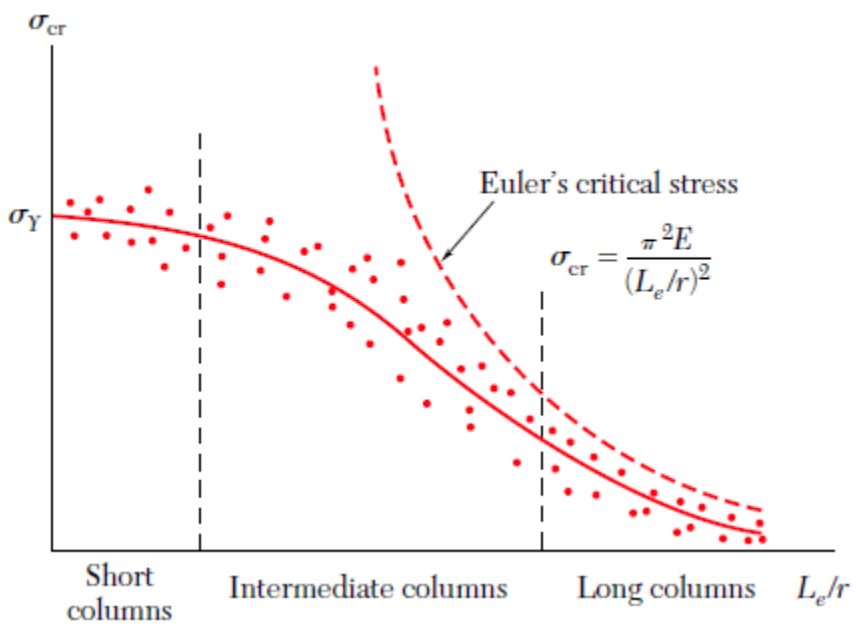


Figura 22. Gráfico relación de esbeltez vs esfuerzo crítico para columnas de acero sometidas a carga axial en pruebas de laboratorio.

La imagen muestra el resultado de numerosas pruebas realizadas a columnas de acero en laboratorio. Cada punto indica las coordenadas que corresponden al esfuerzo crítico σ_{cr} y la relación de esbeltez L_e/r de cada columna de acero que fue probada. Se observa que para columnas cuya relación de esbeltez es grande, el esfuerzo crítico σ_{cr} se puede predecir con exactitud mediante la fórmula de Euler, el esfuerzo crítico depende del módulo de elasticidad E; mientras que para columnas con una relación de esbeltez chico, el esfuerzo crítico ocurre esencialmente al alcanzar el esfuerzo de cedencia σ_Y. Para las columnas cuya relación de esbeltez es intermedia, el esfuerzo crítico se vuelve un fenómeno complejo que depende tanto del módulo de elasticidad como del esfuerzo de cedencia.

Dado que resulta bastante subjetivo hablar de valores de relación de esbeltez L_e/r grandes, intermedios y chicos, además de que una sola ecuación no es adecuada para determinar el esfuerzo crítico de cada uno de ellos, se han desarrollado diferente ecuaciones, cada una con un rango de aplicación, que proporcionan el valor del esfuerzo crítico para los diversos materiales.

Las ecuaciones para columnas de acero bajo carga céntrica más utilizadas se encuentran en las especificaciones para las construcciones con acero estructural del Instituto Americano de la Construcción de Acero (AISC por sus siglas en inglés).

Para columnas de longitudes cortas e intermedias, se utiliza la siguiente relación:

$$\sigma_{cr} = \left[0.658^{\left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_e}\right)}\right]\sigma_Y$$

Para columnas de longitudes largas, se utiliza la siguiente relación:

$$\sigma_{cr} = 0.877\sigma_e$$

Donde

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2}$$

Si observa que si $L/r = 0$, entonces

$$\sigma_{cr} = \left[0.658^{\left(\frac{\sigma_Y}{\infty}\right)}\right]\sigma_Y = \sigma_Y$$

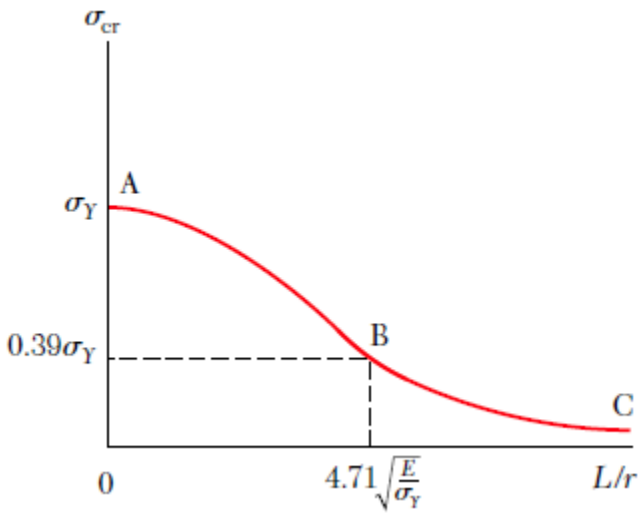


Figura 23. Gráfico para el diseño de columnas de acero a partir de la relación de esbeltez.

La relación esbeltez L/r, en ambas ecuaciones, cuando se está en el punto B es:

$$\frac{L}{r} = 4.71\sqrt{\frac{E}{\sigma_Y}}$$

Es decir, se puede determinar el valor de la relación de esbeltez a partir de las propiedades mecánicas del material de la columna.

Durante el diseño de la columna, la relación de esbeltez se determina a partir de las dimensiones, conocidas o por conocer, de la columna.

La relación de esbeltez que se calcula a partir de las propiedades mecánicas establece cual relación se usará para determinar el esfuerzo crítico, de acuerdo a la clasificación de la relación de esbeltez (larga, intermedia o corta)

Si L/r es menor al calculado mediante las propiedades mecánicas de la columna, el esfuerzo crítico se determina mediante la relación para longitudes cortas e intermedias.

Si L/r es menor al calculado mediante las propiedades mecánicas de la columna, el esfuerzo crítico se determina con la relación definida para columnas largas.

6.3.2 Diseño de columnas bajo una carga excéntrica

Una carga excéntrica P aplicada en un eje de simetría de una columna puede reemplazar por un sistema equivalente que consta de una carga céntrica P y un par $M = Pe$, donde e es la distancia entre la línea de acción de la carga y el eje longitudinal de la columna.

Los esfuerzos normales ejercidos en la sección transversal de una columna se obtienen superponiendo los esfuerzos debidos a P Y M, siempre y cuando la sección no esté muy próxima a alguno de los extremos de la columna y que los esfuerzos incorporados no excedan el límite de proporcionalidad del material.

Esfuerzo máximo de la columna

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I}$$

Una columna bien diseñada debe satisfacer:

$$\sigma_{máx} < \sigma_{perm}$$

Lo anterior se puede lograr mediante dos métodos: el método del esfuerzo permisible y el método de interacción.

1. Método del esfuerzo permisible. Se basa en la hipótesis de que los esfuerzos permisibles para una columna con carga excéntrica son iguales a los ocasionados con carga céntrica para la misma columna.

$$\sigma_{excéntrica} = \sigma_{céntrica}$$

$$\frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67}$$

Se sugiere usar la mayor relación de esbeltez para determinar el esfuerzo permisible, sin importar que este valor corresponda o no al plano real de flexión. El análisis mediante este método da como resultado un diseño muy conservador.

2. Método de interacción. El esfuerzo permisible en una columna sometida a carga céntrica generalmente es menor que el esfuerzo permisible en una columna sometida a flexión pura dado que la primera toma en cuenta la posibilidad de pandeo.
Fórmula de interacción.

$$\sigma_{excéntrica} \leq \sigma_{céntrica}$$

$$\frac{P/A}{\left(\sigma_{perm}\right)_{céntrico}} \frac{Mc/I}{\left(\sigma_{perm}\right)_{flexión}} \leq 1$$

Si $P = 0$ la relación se reduce a una para el diseño de una viga sometida a flexión, mientras que cuando $M = 0$ la relación se simplifica a una para el diseño de una columna con carga céntrica.

Nota: Se determina $\left(\sigma_{perm}\right)_{céntrico}$ usando la mayor relación de esbeltez, sin importar el plano de flexión.

Cuando la carga es excéntrica y no se aplica sobre ningún plano de simetría, ver imagen 19, la carga P puede reemplazarse por una fuerza céntrica y dos pares, M_x y M_z. La fórmula de interacción se reescribe:

$$\frac{P/A}{(\sigma_{perm})_{céntrico}} + \frac{M_x z_{máx}/I_x}{(\sigma_{perm})_{flexión}} + \frac{M_z x_{máx}/I_z}{(\sigma_{perm})_{flexión}} \leq 1$$

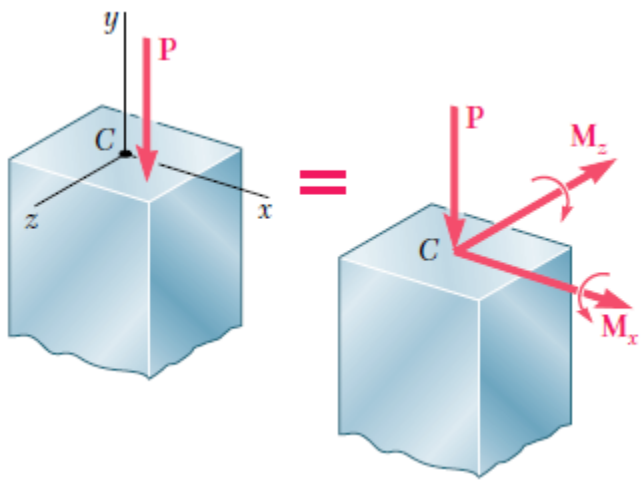


Figura 24. Carga axial de compresión excéntrica a ambos ejes de simetría de la sección.

Debido a que la excentricidad de la carga produce que la columna se flexione, no basta con determinar el esfuerzo permisible sino que también se debe calcular la deflexión máxima permisible. La deflexión máxima se determina mediante la siguiente relación:

$$y_{máx} = e\left[\sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{L}{2}\right) - 1\right]$$

La expresión se extiende hacia el infinito cuando

$$\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{L}{2} = \frac{\pi}{2}$$

Este resultado se interpreta como una deflexión excesivamente grande y no como una deflexión infinita. La carga crítica P no debe satisfacer dicha peculiaridad.

El esfuerzo máximo ocurre en la sección de la columna donde el momento flector es máximo, es decir, en la sección transversal a través de un punto medio C y se obtiene sumando los esfuerzos normales debidos a la fuerza axial y al momento flector ejercidos en esa sección.

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A} + \frac{M_{máx}c}{I}$$

Donde

$$M_{máx} = Py_{máx} + Pe$$

Por lo tanto

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A}\left[1 + \frac{(y_{máx} + e)c}{r^2}\right]$$

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A}\left[1 + \frac{\left(e\left[\sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{L}{2}\right) - 1\right] + e\right)c}{r^2}\right]$$

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A}\left[1 + \frac{ec}{r^2}\sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{L}{2}\right)\right]$$

Esta ecuación se puede usar en columnas con cualquier condición de extremo, sólo es necesario emplear la longitud efectiva correspondiente a casa caso.

Si $I = Ar^2$

$$\sigma_{máx} = \frac{P}{A}\left[1 + \frac{ec}{r^2}\sec\left(\sqrt{\frac{P}{4EA}}\frac{L_e}{r}\right)\right]$$

No puede emplease el principio de superposición en la determinación del esfuerzo, ya que el esfuerzo máximo no varía linealmente con la carga P, se debe obtener la carga resultante para determinar el esfuerzo máximo.

Nota: El factor de seguridad debe aplicarse a la carga y no al esfuerzo.

La fórmula de la secante define la fuerza por unidad de área que produce un esfuerzo máximo para una columna de relación de esbeltez conocida. Se obtiene despejando la fuerza por unidad de área de la ecuación anterior.

$$\frac{P}{A} = \frac{\sigma_{máx}}{1 + \frac{ec}{r^2}\sec\left(\sqrt{\frac{P}{4EA}}\frac{L_e}{r}\right)}$$

Dado que en ambos miembros aparece la relaciónP/A, es necesario recurrir a un método de prueba y error para resolverla.

A partir de la fórmula de la secante, se elaboraran curvas que permiten calcular la carga por unidad de área para columnas de acero de L_e/r y ec/r^2 conocidos.

Cuando $L_e/r \approx 0$, la fórmula de la secante se reduce a:

$$\frac{P}{A} = \frac{\sigma_{máx}}{1 + \frac{ec}{r^2}}$$

Para columnas cuya relación efectiva de esbeltez es grande, las diferentes curvas se acercan a la curva de Euler, es decir, para columnas largas, se puede despreciar el efecto de la excentricidad de la carga.

Esta relación se puede obtener despreciando el efecto de la deflexión lateral de la columna.

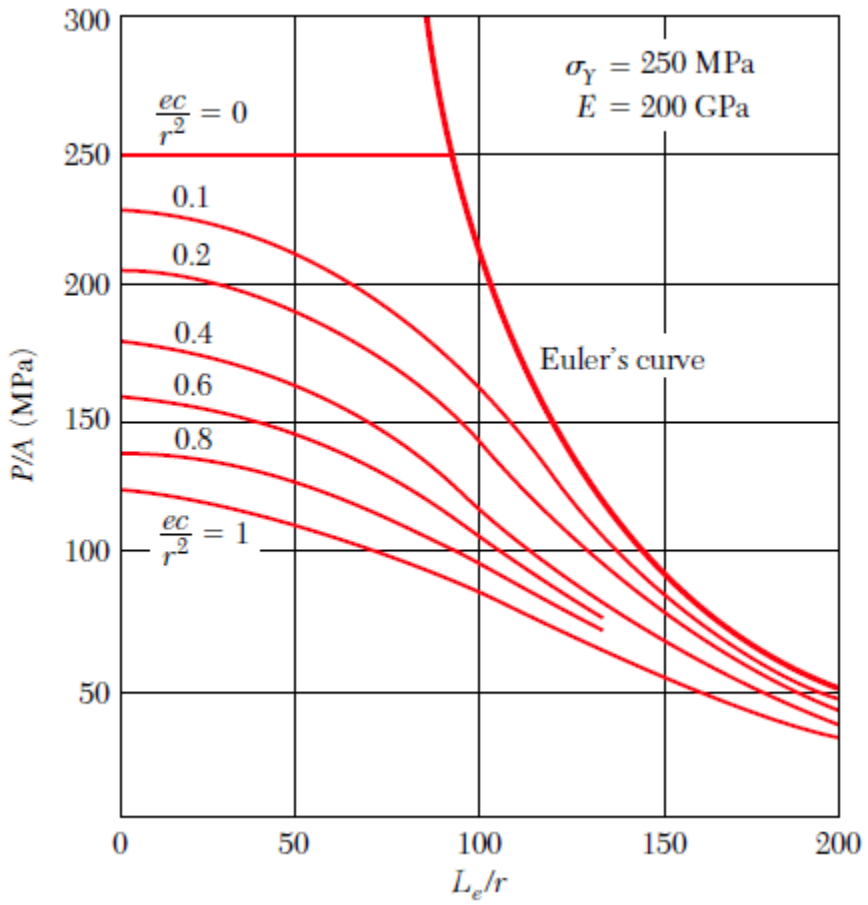


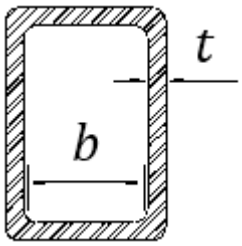
Figura 25. Curva relación de esbeltez vs carga por unidad de área para columnas de acero ASTM A-36.

6.3.3 Revisión por flexocompresión

De la misma manera que se realizó la revisión por flexión de las vigas puente y las trabes carril, el diseño de miembros estructurales de eje recto y sección transversal constante, con uno o dos ejes de simetría, sujetos a compresión y a flexión producida por momentos que obran alrededor de uno o ambos ejes de la sección se realiza de acuerdo a las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero de la Ciudad de México.

Así mismo se debe de verificar el tipo de sección de acuerdo su parámetro de esbeltez estructural λ. El tipo de sección se elige de la siguiente tabla.

Tabla 17. Valores máximos de las relaciones ancho/grueso.

Descripción del elemento	Sección				
	λ	Tipo 1 λ_{pl}	Tipo 2 λ_p	Tipo 3 λ_r	Ejemplo
Patines de secciones HSS y en cajón de paredes de grueso uniforme, ambas rectangulares	b/t	$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

Se propuso utilizar columnas de acero ASTM A-36, con sección de cajón rectangular. Las dimensiones de la sección y propiedades mecánicas de la columna son:

Tabla 18. Dimensiones de la sección y peso de la columna.

Designación	t diseño	Peso	Área
	cm	kg/m	cm^2
305 x 203 x 15.9	1.48	113.31	135.48

Tabla 19. Propiedades geométricas de la sección de la columna.

$X-X$				$Y-Y$			
I	Z	S	r	I	Z	S	r
cm^4	cm^3	cm^3	cm	cm^4	cm^3	cm^3	cm
16524.4	1345.4	1083.2	11.02	8740.9	1014.4	860.3	8.03

Tabla 20. Propiedades mecánicas de la columna.

Pandeo local		Propiedades torsión		Propiedades mecánicas		
b/t	h/t	J	C_a	E	G	F_y
		cm^4	cm^6	kg/cm^2	kg/cm^2	kg/cm^2
10.8	17.7	18896.9	1601	2.04	784000	2530

De acuerdo a las dimensiones de la sección de las columnas de acero que se propusieron, la relación de esbeltez ancho/grueso de las vigas es:

$$\lambda = {}^{b}/_{t} = {}^{203\ mm - (15.9\ mm * 2)}/_{14.8\ mm} = 11.5675$$

$$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}} = 1.12\sqrt{\frac{2.04X10^6}{2530}} = 31.8033$$

$$\lambda \leq \lambda_{pl}$$

$$11.5675 \leq 31.8033$$

La columna propuesta se clasifica como sección tipo 1.

Las secciones tipo 1 son secciones para diseño plástico y para diseño sísmico con factores de comportamiento sísmico Q igual a 3 o 4. Pueden alcanzar el momento plástico en vigas y el momento plástico reducido por compresión en barras flexocomprimidas, y conservarlo durante las rotaciones inelásticas necesarias para la redistribución de momentos en la estructura y para desarrollar las ductilidades requeridas en el diseño de estructuras construidas en zonas sísmicas con los valores de Q indicados.

El diseño de miembros estructurales de sección tipo 1, con dos ejes de simetría, en cajón, sometidos a compresión, considera los estados límite de inestabilidad por flexión. De esta forma se demuestra que el pandeo por torsión o flexotorsión no es crítico.

El dimensionamiento de columnas de estructuras regulares se hace considerando la resistencia de las dos secciones extremas y de la columna completa.

Para secciones tipo 1, en cajón, cuadradas, la revisión de las secciones extremas debe satisfacer la siguiente condición:

$$\frac{P_u}{F_R P_y} + \frac{0.80 M_{uox}}{F_R M_{px}} + \frac{0.80 M_{uoy}}{F_R M_{py}} \leq 1.0$$

Donde

P_u = Fuerza axial.

M_{uox} = Momento de diseño respecto al eje X en el extremo considerado.

M_{uoy} = Momento de diseño respecto al eje Y en el extremo considerado.

$M_{px} = Z_x F_y$ = Momento plástico nominal para flexión alrededor del eje X.

$M_{px} = Z_y F_y$ = Momento plástico nominal para flexión alrededor del eje Y.

$P_y = A F_y$ = Fuerza axial nominal.

Para columnas de sección transversal I, H o en cajón, cuadrada, debe comprobarse la siguiente condición:

$$\frac{M_{uox}}{F_R M_{px}} + \frac{M_{uoy}}{F_R M_{py}} \leq 1.0$$

Para secciones tipo 1, en cajón, cuadradas, la revisión de la columna completa debe satisfacer la siguiente condición:

$$\frac{P_u}{R_c} + \frac{M^*{}_{uox}}{M_{RX}} + \frac{M^*{}_{uoy}}{F_R M_{py}} \leq 1.0$$

Donde

$M^*{}_{uox}$ = Momento de diseño respecto al eje x en el extremo considerado.

$M^*{}_{uoy}$ = Momento de diseño respecto al eje y en el extremo considerado.

M_{RX} = Momento resistente alrededor del eje X.

R_c= Resistencia de diseño en compresión.

La resistencia de diseño de un elemento estructural de eje recto y sección transversal constante sometido a compresión axial, se determina mediante el uso de la siguiente relación:

Estado límite de pandeo por flexión de miembros de sección transversal H, I, circular o rectangular hueca:

$$R_c = F_R \mathcal{X} F_y A = F_R F_n A$$

Donde

F_R = Factor de reducción de resistencia igual a 0.9.

$\mathcal{X}$ = Factor de reducción por esbeltez.

$F_n = \mathcal{X} F_y$ Esfuerzo nominal en compresión.

A = Área de la sección transversal de la columna.

$$\mathcal{X} = \left[1 + {\lambda_c}^{2n}\right]^{-1/n} = \left[1 + \left(\frac{F_y}{\sigma_{cr}}\right)^n\right]^{-1/n}$$

Donde

λ_c = Parámetro de esbeltez.

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{F_y}{\sigma_{cr}}}$$

σ_{cr} = Esfuerzo critico de Euler.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r}\right)^2}$$

L_e = Longitud efectiva de la columna.

n = Coeficiente adimensional, depende de las características de la sección.

Previamente se había determinado que se trata de columnas empotrada en un extremo y libre en el otro, por lo tanto la longitud efectiva es $L_e = 2L$.

Debido a que el acero con el que se fabrica la columna es ASTM A-36, es decir, acero de grado menor a 60, laminado en frío, su sección es de cajón rectangular y su esfuerzo de fluencia es igual a $250\ MPa$, $n = 1.4$.

De la tabla 19, se obtiene:

$$r_x = 11.02\ cm$$
$$r_y = 8.03\ cm$$

$$A = 135.48\ cm^2$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2(2.04X10^6\ kg/cm^2)}{\left(\frac{2 * 400cm}{8.03cm}\right)^2} = 2028.528\ \ kg/cm^2$$

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{2530\ \ kg/cm^2}{2028.23\ \ kg/cm^2}} = 1.1167$$

Se calcula el factor de reducción por esbeltez.

$$\mathcal{X} = \left[1 + 1.1167^{2(1.4)}\right]^{-1/1.4}$$

$$\mathcal{X} = 0.5412$$

Se calcula la resistencia de diseño.

$$R_c = 0.9 * 0.5412 * 2530\ \ kg/cm^2 * 135.48\ cm^2$$

$$R_c = 192\ 959.219\ kg$$

Se calculan los momentos de diseño y los momentos resistentes.

$$M_{RX} = Z_x F_y = 1345.4\ cm^3 * 2530\ kg/cm^2 = 3\ 403\ 862\ kg\ cm$$

$$F_R M_{RX} = 0.9 * 3\ 403\ 862\ kg * \ cm = 3\ 063\ 475.8\ kg\ cm$$

$$M_{py} = Z_y F_y = 1\ 014.4\ cm^3 * 2530\ kg/cm^2 = 2\ 566\ 432\ kg\ cm$$

$$F_R M_{py} = 0.9 * 2\ 566\ 432\ kg * \ cm = 2\ 309\ 788.8\ kg\ cm$$

Por último se comprueba que la siguiente condición se satisfaga:

$$\frac{P_u}{R_c} + \frac{M^*{}_{uox}}{M_{RX}} + \frac{M^*{}_{uoy}}{F_R M_{py}} \leq 1.0$$

La carga axial y los momentos de diseño se obtienen mediante el uso del software Ftool.

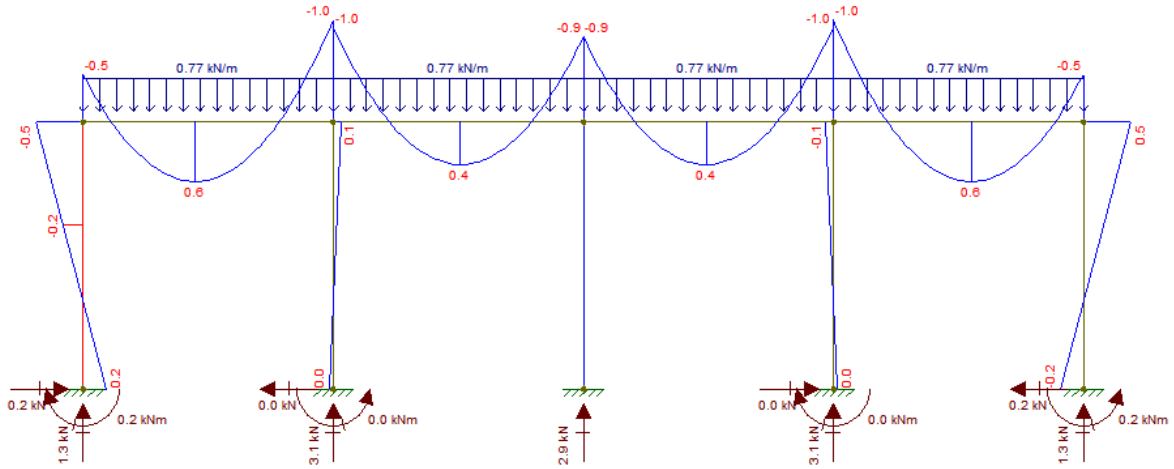


Figura 26. Columnas. Vista lateral de la estructura. Momentos flexionantes

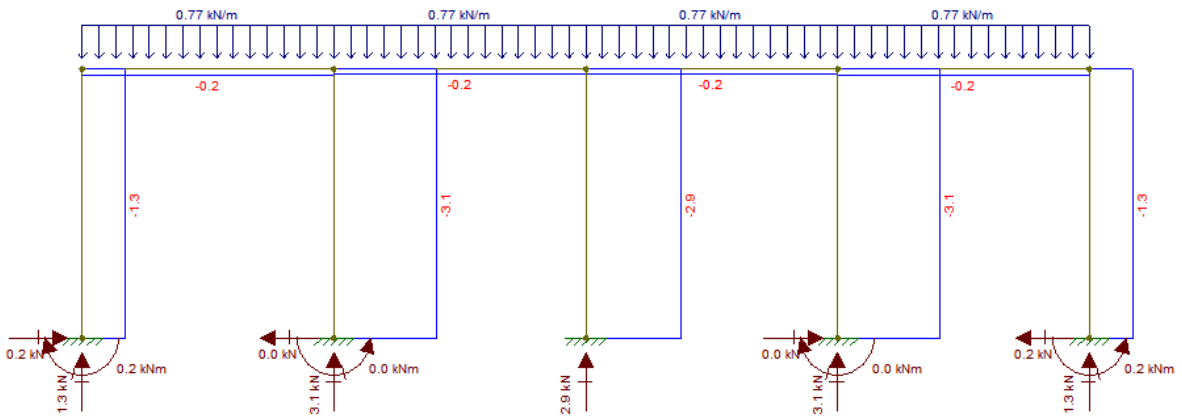


Figura 27. Columnas. Vista lateral de la estructura. Carga axial.

$$\frac{316.004\ kg}{192\ 959.219\ kg} + \frac{5\ 096.8399\ kg * \ cm}{3\ 063\ 475.8\ kg\ cm} + \frac{184\ 209.9898\ kg * \ cm}{2\ 309\ 788.8\ kg\ cm} \leq 1.0$$

$$0.001637 + 0.0016637 + 0.07975 \leq 1.0$$

$$0.083 \leq 1.0$$

7. Resultados

El desarrollo del proyecto condujo a la búsqueda de diversos proveedores de dispositivos de elevación, con el fin de analizar las variedades y características de sus productos y elegir el mejor para incorporarlo a la grúa viajera que se diseñó. Las metodologías para la selección de sus productos fueron asimilándose (la mayoría de ella similares entre sí), y la selección se convirtió en un proceso sencillo.

Por otro lado, el diseño de los elementos estructurales implico mayor esfuerzo, pues se enfrentó a problemas que no se resolvían como se acostumbraba a hacer. Se requirió de la revisión de literatura especializada en el tema. Primero se optó por la revisión de las Normas Mexicanas, pero cuando se estudiaron a detalle, no se encontraron las respuestas para llevar a cabo el diseño. Más adelante se sugirió emplear las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero, en ellas se encontró la metodología para llevar a cabo el diseño.

La estandarización de los procesos brinda la oportunidad de construir una máquina adquiriendo sus elementos de más de un proveedor. Este fue el caso del diseño de esta grúa viajera, ya que en lugar de adquirir todos los elementos (o la mayoría de ellos) de un solo proveedor, se tomó la decisión de adquirir unos e incluso diseñar otros.

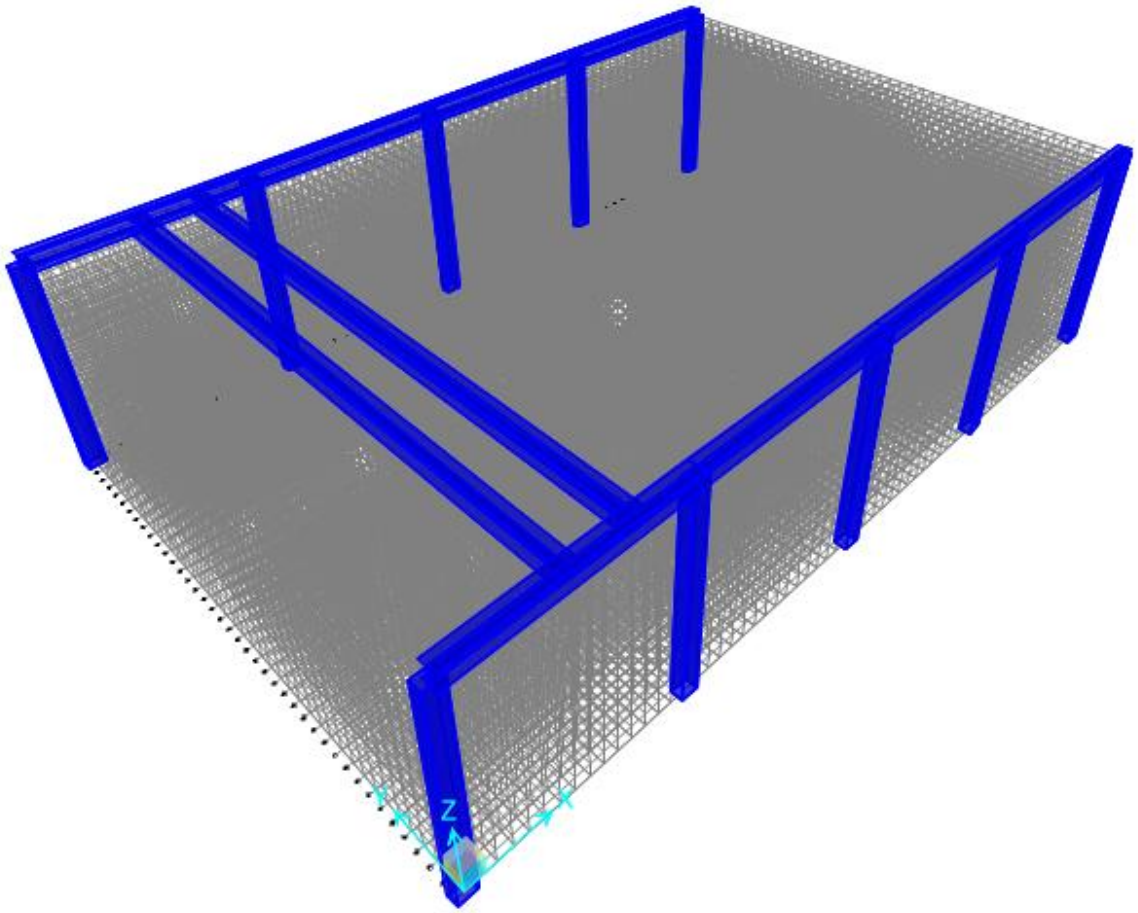


Figura 28. Estructura que soporta a la grúa viajera y vigas puente. Elaborada en SAP 2000®.

8. Análisis y discusión de resultados.

Inicialmente se limitó la capacidad de la carga a *2 000 kg*, pero durante la selección del dispositivo de elevación se observó que existía una brecha muy corta respecto a sus dimensiones, componentes y precio, por lo que se propuso un nuevo límite para la carga nominal. Se elaboró el diseño de una grúa viajera para una carga nominal de $2\,500\ kg$.

Por otro lado, el espacio de trabajo original se limitó a 15m de largo, 3.5m de ancho y 3.5m, pero luego de exponer las como las ventajas que se adquieren al construir una grúa viajera la empresa "Desperdicios Industriales Laguna" incremento el espacio de trabajo a 15m de largo, 10m de ancho y 3.5m. El claro de las vigas puente paso de $3.5m$ a $10m$.

Los análisis de flexión y flexotorsión para cada elemento estructural (las vigas puente, las trabes carril y las columnas), se llevaron a cabo de acuerdo a la metodología vigente de las Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero.

Cada elemento estructural mostró un margen amplio respecto a su resistencia nominal. Lo que sigue es presentar esta propuesta de diseño y exponer los resultados de los análisis ya mencionados, así como las ventajas que se adquieren al construirla a la empresa "Desperdicios Industriales Laguna".

9. Conclusiones.

Independientemente de que se ponga en marcha, o no, la construcción de la grúa viajera, se pretende elaborar un análisis más exhaustivo. Que incluya el análisis de los esfuerzos que se produce por la unión por soldadura de unos elementos a otros, así como aquellos que se conectan mediante remaches o tornillos. Verificar su resistencia y estudiar la posibilidad de emplear algún método de ensamble no convencional.

Respecto a los objetivos que se alcanzaron, se llevó a cabo el diseño de una grúa viajera capaz de desplazar, en un espacio de trabajo definido, el material de trabajo de la empresa "Desperdicios Industriales Laguna". Se determinaron las cargas críticas a las que se someterá la estructura que conformará la grúa viajera en condiciones estáticas y dinámicas, para desplazar desperdicio industrial con pesos de hasta los 2 500 kg.

Se Diseñaron las columnas, el sistema de trabes, y las vigas puente, y se seleccionó el polipasto, e carro y cabezales que conformarán a la grúa viajera.

10. Referencias bibliográficas

[1] SEMSA. Recuperado el 12 de octubre de 2017 de http://www.semsaventas.com/index.html

[2] Columbus McKinnon Corporation. Yale® Hoists. Recuperado el 12 de octubre de 2017 de https://www.cmworks.com/YaleShaw-Box/

[3] Huerta, C. Jean, R. & Taveras M. (2010). Propuesta para el diseño de trabes carril por fatiga. SMIE. Recuperado el 17 de octubre de 2017 de http://www.smie.org.mx/SMIE_Articulos/co/co_16/te_07/ar_12.pdf

[4] D. Edwin & F. Jesús. (2012). Análisis de los esfuerzos en forma analítica y experimental del puente grúa tipo monopuente con capacidad de 20 toneladas. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Azcapotzalco, Ciudad de México.

[4] Administración Publica de la Ciudad de México. (2007) Normas Técnicas Complementarias para el Diseño y Construcción de Estructuras de Acero. Ciudad de México.

[6] Hancar Industrial S.A de C.V. (1999) Boletín Técnico 5/99 Clasificación de Grúas Viajeras según se clase de servicio. Guadalajara, México. Recuperado el 2 de junio de 2014 de http://www.hancar.com.mx/archivos/2015/12/Bolet%C3%ADn-T%C3%A9cnico-5-99-Clasificacion-Gr%C3%BAas-CMAA.pdf

[7] Terex Corporation. Manual de polipastos eléctricos de cable. Recuperado el 15 de junio de 2014 de http://www.donaticranes.com/files/content/sites/donati_europe/files/PDF/Cataloghi-Commerciali/DRH/Commerciale%20DRH_spagnolo_KMAN02CE00-CRYP.pdf

[8] Cranes & Components. Componentes para grúas. Recuperado el 20 de juLio de 2014 de https://www.ghcranes.com/pdfs/catalogos/GH-10-testeros-2016.pdf