



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



TRABAJO ESPECIAL DE GRADO:

Diseño de una Estación de Ensamble para la Empresa
DiCentroBalanzas C.A.

Tutor: Prof. Ing. Edwin Peña

Julio Perez. C.I.: 19.919.007

Osmar Alvarez. C.I. 19.065.711

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

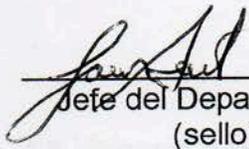
Pg N° 45
2/2010

FORMATO TG-2 DEL JEFE DE DEPARTAMENTO AL CONSEJO DE ESCUELA

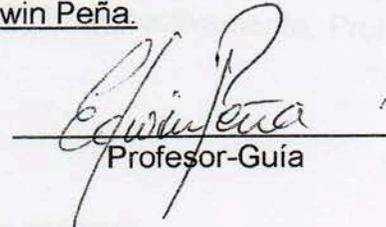
Naguanagua, 14 de febrero de 2011

Ciudadano
Prof. Carmelo Torres
Director-Presidente y demás miembros del
Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica
Presente.-

De acuerdo a lo establecido en el Artículo 11 del "Reglamento de Trabajo Especial de Grado", se presenta para su información y fines consiguientes la exposición de motivos, objetivos a desarrollar, Limitaciones, Alcance, Antecedentes preliminares y Plan de Trabajo a cumplir, por los bachilleres: Osmar Alvarez y Julio Perez, portadores de la cédula de identidad: 19065711 y 19919007, respectivamente, quienes están desarrollando el trabajo titulado: Diseño de Estación de Ensamblaje de Balanzas de Pesajes, bajo la tutela del profesor: Edwin Peña.


Jefe del Departamento
(sello)



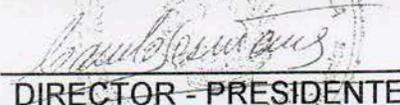

Profesor-Guía

Recibido en el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica en fecha:
correspondiente al período lectivo: 2-2010

FORMATO TG-3 APROBACIÓN DEL TEMA EN EL CONSEJO DE ESCUELA

En reunión Peña de Consejo de Escuela o Comisión Delegada, de acuerdo a lo establecido en el artículo 12 del Reglamento de Trabajo Especial de Grado, y en atención a la notificación del Departamento correspondiente, aprueba como tema de Trabajo Especial de Grado con las modificaciones que se hayan indicado, el arriba señalado, el cual deberá ser concluido y presentado dentro del plazo que señala el Artículo 21 del mencionado Reglamento.

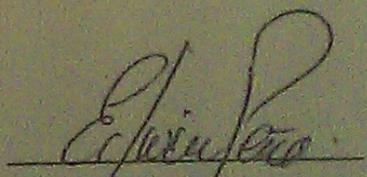
APROBADO EL TEMA A PARTIR DEL 2º PERÍODO LECTIVO DEL AÑO 2010


DIRECTOR - PRESIDENTE

**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Aprobación

De acuerdo a lo establecido por la materia Trabajo Especial De grado 1, yo, el Prof. Edwin Peña confirmo haber revisado la monografía del proyecto titulado: Diseño de Estación de Ensamblaje de Balanzas de Pesaje, de los bachilleres Julio Perez y Osmar Alvarez, portadores de la cedula 19919007 y 19065711 respectivamente, gracias.


Firma

Índice General

Índice de figuras	III
CAPÍTULO 1 EL PROBLEMA	
1.1. Situación problemática	1
1.2. Objetivos	4
1.2.1. <i>Objetivo General</i>	4
1.2.2. <i>Objetivos Específicos</i>	4
1.3. Justificación	5
1.4. Alcance	5
1.5. Limitaciones	6
1.6. Antecedentes	6
1.7 Plan de Trabajo	10
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO	
2.1. Balanzas	11
2.2 DiCentroBalanzas C.A	12

2.3 Sistemas de Transportes	13
2.3.1 Puente Grúa	13
2.3.2 Grúa Tipo Pluma	14
2.3.3 Rieles y Vagones	15
2.4 Salud e Higiene	15
2.4.1 La Ergonomía	15
2.4.2 Diseño de un Puesto de Trabajo	18
CAPÍTULO 3 MARCO METODOLÓGICO	
3.1 Diagnostico	20
3.2 Planteamiento de Problema	21
3.3 Soluciones Planteadas	21
3.4 Soluciones Seleccionadas	21
3.5 Diseño de la Selección Seleccionada	22
Bibliografía	23

Índice de Figuras

Figura 1.1: Diagrama de Proceso de Fabricación	2
Figura 2.1: Puente Grúa	13
Figura 2.2: Grúa Tipo Pluma	14
Figura 2.3: Vagón a través de Rieles	15
Figura 2.5: Posición Correcta de Trabajo Según la Ergonomía	16

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Situación problemática

La empresa **DiCentroBalanzas C.A** se encarga de importar, fabricar y distribuir sistemas y controles en pesaje industrial electrónico, poseen una amplia variedad de modelos, que van desde balanzas pequeñas y de gran precisión ideales para laboratorios científicos. Pasando por balanzas medianas de uso ganadero e industrial, hasta llegar a fabricar modelos de gran tamaño especializadas en pesar camiones de cualquier índole.

Se encuentra ubicada en la carretera nacional Guacara-San Joaquín, Urb. Complejo de las industrias Pruinca, calle este 1 Parcela N° 21. Cuenta con tres galpones los cuales poseen todos los departamentos de la empresa, donde la distribución de la línea de proceso se planteo desde el inicio de la construcción de la empresa.

En la empresa, la mayor parte del catálogo de balanzas procede de la importación de las mismas. **DiCentroBalanzas C.A.** fabrica modelos estandarizados (60x60, 90x90 y 120x120cm) pero también produce modelos a solicitud del cliente. Este rango de modelos requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema con un rango de peso

bastante amplio La línea de proceso de fabricación de estas balanzas es como se muestra en la figura 1.1.

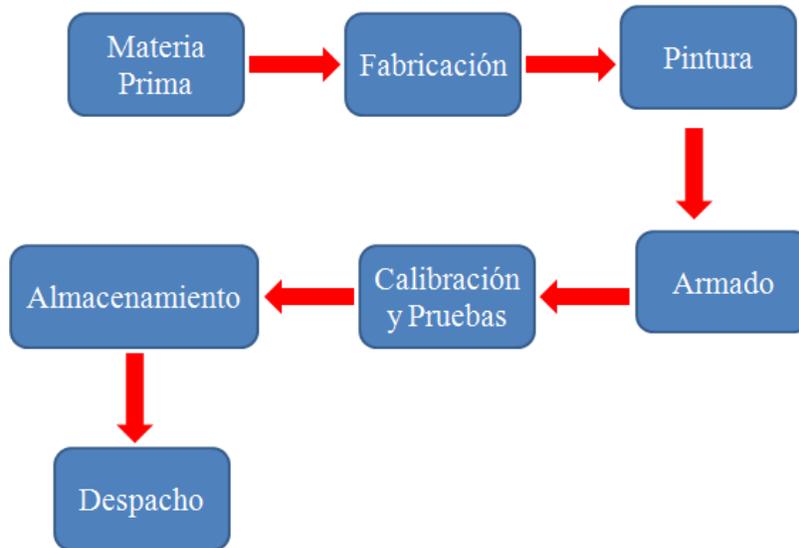


Figura 1.1. Diagrama de Proceso de Fabricación

En el departamento de materia prima se reciben y almacenan los materiales necesarios para la fabricación de cada modelo de balanza. El principal inconveniente, es la manera en la cual están dispuestos los materiales ya que los mismos están situados en el suelo y sin ninguna organización aparente, dificultando la selección de los materiales a utilizar según los modelos de balanzas.

La materia prima pasa al departamento de fabricación en el cual se realiza el corte de los tubos estructurales y láminas de acero, así como la unión de los mismos mediante cordones de soldadura. Una vez soldado el armazón de las balanzas, las mismas son llevadas al departamento de pintura, donde se fondea el metal, para evitar la corrosión, y se da el color característico de la empresa. Las piezas son almacenadas, ya que la empresa

trabaja con producción en serie y constante, ajustando el volumen de producción según el tamaño del pedido de compra.

Posteriormente, las balanzas son ensambladas en el departamento de ensamblaje y calibración, donde a cada armazón (en la base) se le colocan 4 sensores de presión, luego el armazón se voltea y se coloca un indicador digital. Una vez armada la balanza, se procede a calibrar cada una según especificaciones de la empresa, esto se realiza colocando pesas guías previamente calibradas. Una vez que el producto cumple con todas las especificaciones de fabricación, los mismos son llevados al departamento de despacho.

Siendo posible realizar mejoras en todos los departamentos, es necesario establecer prioridades. El departamento de armado, calibración y pruebas es donde se concentra la mayor problemática de la empresa debido a la cantidad de tareas que se tienen que llevar a cabo. En este departamento, el proceso se realiza enteramente manual, una vez la balanza llega del departamento de pintura se requiere de dos operarios y la ayuda de un montacargas para realizar el trabajo de armado. Así mismo la mesa donde se realiza el tendido del cableado y la colocación de sensores hace que esta labor sea incómoda para el personal, quien debe adoptar posiciones fuera del rango de confort, esto ya que la mesa no posee las medidas adecuadas en materia de ergonomía para realizar trabajos en ella.

Actualmente el departamento de armado y calibración presenta gran deficiencia debido a que los procesos que ahí se llevan a cabo no están estandarizados. Los operarios realizan las actividades de manera aleatoria, aumentando el tiempo de la operación debido a la incorrecta disposición de los materiales necesarios para el armado de las balanzas. En cierto punto del proceso de armado, es necesario girar la balanza de manera que el cableado quede en la parte inferior de la misma, para esto los operarios deben hacer el

movimiento manualmente ya que la empresa no cuenta con un sistema de elevación para esta operación, es necesario tener en cuenta que las balanzas pueden llegar a pesar aproximadamente 150 Kg, por lo que nuevamente los encargados de realizar esta operación son expuestos a movimientos peligrosos para su salud.

Mediante la siguiente investigación se plantea el diseño de una estación de trabajo la cual permita mayor comodidad para el trabajador, mayor eficiencia en el departamento de armado, calibración y pruebas, y una posterior disminución en los tiempos de fabricación; dicha estación consta de una mesa para el armado de las balanzas así como para la tarea de calibración, un sistema de elevación acorde al tamaño de la estación y el sistema de sujeción de las balanzas. En el proyecto no es indispensable hablar de disminución de costos ni aumento en la cantidad de producción, ya que la empresa opera a pedidos y el volumen de los mismos no es considerablemente amplio. Por lo que la principal razón del proyecto es optimizar la estación de trabajo en materia ergonómica, de manera de mantener la buena salud física del operario.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una estación de ensamblaje de balanzas para el departamento de ensamblaje y calibración de una empresa productora de equipos de pesaje.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diagnosticar la problemática actual de la empresa.
- Proponer posibles soluciones y seleccionar la mejor.

- Diseñar en detalle la estación de ensamble seleccionada.
- Diseñar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.
- Estudiar la factibilidad económica del proyecto.

1.3 Justificación

Ya que en el departamento de armado, calibración y pruebas, los operarios requieren de un gran gasto físico para realizar las labores de armado de las balanzas, y obligados a adoptar posiciones poco favorables para su salud. Es necesario minimizar los riesgos a los cuales está sometido el personal en materia de salud.

Otra de las razones principales para el desarrollo del proyecto es la estandarización de los procesos que en este departamento se realizan, lo cual permite una mayor automatización del proceso, minimizando las labores riesgosas para el personal. Con este proyecto se busca la mejora en materia ergonómica del departamento, así como el diseño de una estación de trabajo que permita un mejor manejo de los materiales y balanzas. Todo esto con el fin de satisfacer las necesidades de los operarios, así como de los encargados de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**

1.4 Alcance

En un principio el diseño que se pretende, permitirá el armado y calibración para los modelos de balanzas que van desde 60x60 cm hasta los de 120x120 cm, ya que balanzas de mayor tamaño son pedidas muy ocasionalmente y para este tipo de solicitudes las labores de ensamblaje y calibración se realizan de manera distinta al proceso de balanzas estándares.

Este rango de modelos requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema con un rango de peso bastante amplio.

En materia tecnológica se buscara simplificar el proceso de fabricación, así como la utilización de materiales comerciales que permitan la confiabilidad en las características mecánicas de los mismos, para la obtención de cálculos de esfuerzos y deformaciones lo más preciso posible. Todo esto con el fin de satisfacer plenamente las solicitudes de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.** y garantizar un diseño óptimo. Hay que agregar que el trabajo a desarrollar solo contempla la fase de diseño detallado en plano y la factibilidad económica del proyecto.

1.5 Limitaciones

En el desarrollo de este proyecto es necesario resaltar que el dispositivo a diseñar estará basado en especificaciones requeridas por la empresa, por lo que los parámetros de diseño, así como la funcionalidad del mismo, están dirigidos a satisfacer dichas necesidades.

1.6 Antecedentes

El sistema de puente grúa es un ejemplo apropiado para un dispositivo de elevación de peso muerto, el cual ha sido ampliamente utilizado para el transporte en zonas de construcción, los puertos, la manipulación de materiales, operación en las áreas nucleares y en la mayoría de las fábricas. Estos sistemas tienen una gran gama de estudios reflejados a través de los años, como lo son: controladores automáticos en el sistema de emergencia como el frenado y el anti-balanceo, ya que existe riesgo constante tanto de la maquinaria como del operador, dispositivos de mejoras en la neumática, para la precisión en los movimientos de la carga y métodos modernos para el

diseño del sistema como lo es el ADAMS (Análisis Automáticos de la Dinámica de Sistemas Mecánicos).

Yuang, (2007), estudió el control y supresión de la oscilación de carga examinando la posición de la carretilla y el balanceo de la carga en general, utilizando las ecuaciones dinámicas de una grúa las cuales son de naturaleza no lineales y ecuaciones diferenciales variables en el tiempo. Aplicó un método implícito de programación de ganancia para el control de la grúa. Utilizando el control de un mínimo de tiempo para reducir al mínimo la oscilación de carga; llamando a este estudio Ley de Adaptación de Control Difuso.

Guo et al. , (2008), estudiaron y simularon la dinámica del periodo de levantamiento de sobrecarga en una grúa. El período se divide en tres sub-períodos, es decir, el vacío de ejecución, pre-tensión y el levantamiento de los objetos. El estudio se centra principalmente en los últimos dos sub-períodos, que pueden ser considerados como forzoso y sin vibraciones de los procesos, respectivamente. Implementó un nuevo modelo analítico donde tuvo que realizar algunos supuestos para simplificar los aspectos pocos importantes de la grúa. De acuerdo a esto, la viga principal, carretilla, levantamiento de objetos, y el cable; pueden ser considerados como un haz de masa de distribución continua. En consecuencia, el tipo de grúa investigado se puede modelar como un sistema dinámico incluyendo un rayo de distribución de masa continua, dos concentrados de masas, un cuerpo rígido y dos muelles. La simulación se llevó a cabo en un software conocido como ADAMS (Análisis Automático de la Dinámica de Sistemas Mecánicos), modelando la viga principal como una viga de caja flexible, el carro como una masa de materia, el objeto de levantamiento como un cuerpo rígido, y el cable como un cuerpo flexible que consiste en pequeños cilindros y las fuerzas del buje. Demostrando que el modelo dinámico del sistema de la grúa se puede considerar como viable y confiable.

Ma et al. , (2009), estudiaron el control de frenado de emergencia para un sistema de puentes grúas, centrándose en el hecho de que un freno súbito del carro no detiene la carga de forma simultánea, sino que conducen a oscilaciones no deseadas residuales para la carga útil, propusieron un novedoso sistema de control de frenado de dos etapas. La primera etapa es la colocación de un controlador de frenado dentro de la carretilla del puente grúa, para evitar el movimiento brusco de balanceo de la carga útil lo más pronto posible. La segunda etapa es la implementación de un controlador de amortiguación para estabilizar todo el sistema más rápidamente. Ambos controladores se relacionan permanentemente, siendo posible ajustar el tiempo de respuesta de los mismos para aumentar la efectividad del sistema.

Guangju et al. , (2009), estudiaron un actuador neumático flexible para sustituir el típico cilindro neumático, basados en mecanismos ortogonales de palancas que amplifican la fuerza. Con base en este principio de funcionamiento, un mecanismo ortogonal se puede definir como una especie de mecanismo en el cual se cambia la dirección de la fuerza de entrada a la salida en 90° . Un mecanismo ortogonal normalmente tiene dos formas: de un paso y de dos pasos. En los mecanismos ortogonales de un solo paso la relación de la fuerza de salida y de la fuerza de entrada son perpendiculares, mientras que en las de dos pasos la dirección de la fuerza de salida y la fuerza de entrada son paralelas. Recalaron que el objetivo del actuador neumático es el mismo, por lo que presentaron todas las ventajas que lleva el actuador sobre el cilindro de la siguiente manera:

- La relación de fuerza y masa es superior.
- Tiene una estructura simple y el tamaño del sistema es más compacto.
- El músculo neumático tiene una eficiencia más alta de transición de energía y el aire interno de trabajo no se escapará.

- Tiene poca pérdida por fricción y no posee contaminantes del medio ambiente.
- El costo del sistema es mucho menor.

El nuevo sistema mecánico de transmisión neumática que amplifica la fuerza de los antiguos mecanismos, posee una buena perspectiva de aplicaciones en la ingeniería, de acuerdo con el desarrollo de formas ambientalmente amigables. Demostrando de esta manera, que el músculo neumático, como amplificador de fuerzas en la ingeniería, es una de las mejores propuestas para el futuro tecnológico.

Wu et al. , (2009), estudiaron a través de modelos holográficos y métodos de diseño paramétricos, el diseño de un puente grúa, destacando que el proceso de transformación del modelo sólido tridimensional a los planos de ingeniería de dos dimensiones tiene defectos, tales como diseños pobres en detalles, dimensión desordenada y notas erróneas. En primer lugar, eligieron la función de módulos de acuerdo a los requisitos de diseño, introduciendo los datos paramétricos principales en la computadora a través de una aplicación especial. En segundo lugar, conduciendo el modelo holográfico correspondiente, la aplicación genera automáticamente los diseños tridimensionales. Y por último, en los dibujos donde los parámetros son verificados, se aplica la configuración de diseño a través de la interfaz para cumplir con el rápido desarrollo de un nuevo puente. Adoptando el sistema paramétrico estándar junto al uso de la tecnología de diseño modular, la tecnología de modelado y la tecnología holográfica de configuración de productos de diseño se puede satisfacer rápidamente las demandas del mercado ya que es un método eficiente y de alta calidad de diseño.

Raja et al. ,(2009), estudiaron el modelo dinámico y diseño de control para el sistema de grúa de pórtico en 3-D, basándose en el método de

Lagrange para derivar las ecuaciones dinámicas que presenta el sistema. Lograron simular el efecto de la aceleración de la carretilla sobre la carga útil y el balanceo de la misma. Permitiendo observar digitalmente los errores en el movimiento del sistema de elevación y facilitando los cálculos en relación a la velocidad de operación óptima de cada elemento del puente grúa.

1.7 Plan de Trabajo

N°	ACTIVIDAD	SEMESTRE LECTIVO	
		2-2010	1-2011
1	Definir el problema planteado	X	
2	Recopilar información sobre elementos auxiliares.	X	
3	Proponer posibles soluciones.	X	
4	Diseñar en detalle la estación de ensamble.		X
5	Seleccionar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.		X
6	Estudiar la factibilidad económica del proyecto		X

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1. Balanzas, (*www.basculas-y-balanzas.com, 2008*)

A partir de medidas preestablecidas y en base a peso conocido, la balanza o báscula es un instrumento de medición que, tanto en laboratorios, fábricas, producción de tecnología, hogares, almacenes y supermercados, se utiliza para pesar, con la mayor precisión posible, objetos y sustancias.

La característica fundamental es, entonces, la precisión, la versatilidad y la sensibilidad, entendiéndose por la primera la exactitud con que el aparato puede registrar el peso del objeto pesado, y por lo segundo la capacidad de repetir el mismo resultado siempre que se esté pesando el mismo elemento a través del tiempo. La precisión se mide fundamentalmente en base a la capacidad de la balanza por medir con justicia la desviación resultante de una sobrecarga. Con respecto a la sensibilidad, es precisamente la capacidad del artefacto de poder precisar mayores divisiones de una medida dada, es decir, más cantidad de decimales, al punto de que la caída de un cabello sobre el plato de pesaje sea un problema.

2.2 DiCentroBalanzas C.A.

Es una empresa encargada de la manufactura y elaboración de todo tipo de balanzas, ya sean de ganchos donde la masa va suspendida, balanzas eléctricas usadas en entornos alimenticios, balanzas de piso para camiones y gandolas; y balanzas de piso para materiales pequeños los cuales son los productos con mas demanda en el mercado. Dichas balanzas poseen un rango de área de 60x60cm, 90x90cm y 120x120cm, suelen ser utilizadas para material o masa que no sobrepasen los 1000 Kg.

Debido a que la empresa está pasando por una etapa de crecimiento y adaptación, la cual han dejado de ser un taller para pasar a ser una industria, poseen un grado de ergonomía y seguridad muy bajo sobre todo para la fabricación del producto con mas demanda; gracias al crecimiento, se permitieron tener la oportunidad de optimizar la etapa de ensamblaje y calibración donde se estudia la posibilidad de establecer el diseño de una estación de ensamblaje.

El producto pasa por las siguientes fases en la etapa de ensamblaje y calibración:

- La balanza es dejada en una zona donde se almacena.
- Es cargada hasta una mesa de madera (melamina) donde el operario debe colocar dicha balanza volteada.
- Se procede a colocarle los dispositivos de resortes llamados sensores y la instalación eléctrica así como la mecánica.
- Es cargada nuevamente para darle una vuelta y colocarla al derecho en la mesa de calibración hecha de granito.
- Es sometida a los ensayos de repetitividad, excentricidad e impacto.

- La balanza una vez calibrada es cargada para ser llevada al siguiente departamento.

Todo este proceso es realizado manualmente por los operarios presentando la necesidad de una solución a la problemática presente en el proyecto.

2.3. Sistemas de Transporte

2.3.1. Puente Grúa, (<http://cnx.org>, 2010)

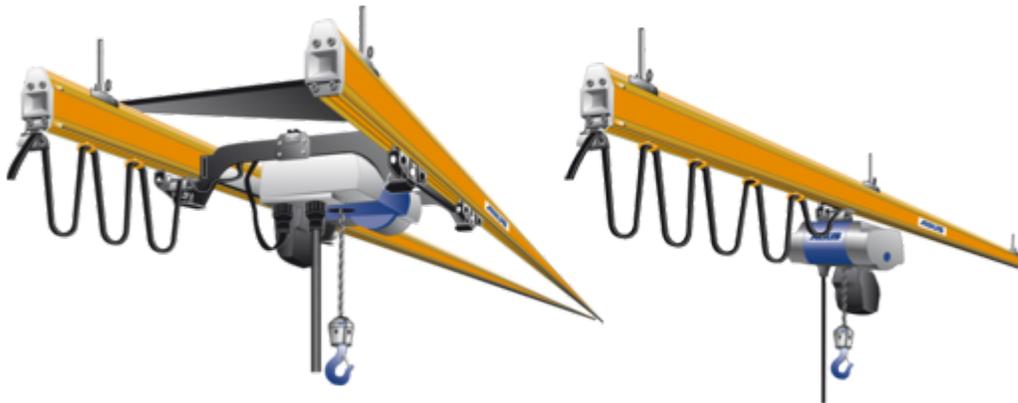


Figura 2.1 Puente grúa. (www.eleve.es, 2009)

A nivel industrial se utiliza ampliamente el puente grúa, el cual es un equipo que ofrece levantar y trasladar cualquier material o equipo con gran facilidad. Es un tipo de aparato de elevación compuesto por una viga, simple o doble, bi-apoyada sobre dos carriles elevados sobre unos postes, dispuestos sobre una estructura resistente. El movimiento longitudinal se lleva a cabo mediante la translación de la viga principal o puente a través de los carriles elevados. En la práctica totalidad de los casos, la rodadura es por ruedas metálicas sobre carriles también metálicos. El movimiento transversal se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos

carriles dispuestos sobre la viga principal. El movimiento vertical se ejecuta a través del mecanismo de elevación: polipasto o carro.

Estos sistemas de elevación se presentan en el mercado con una gran variedad y disposición, ya sean grúas omni-dimensionales o mono-dimensionales.

2.3.2. Grúa tipo pluma (*Enciclopedia encarta, 2011*)



Figura 2.2 Grúa tipo pluma. (www.hellopro.es)

Posee el mismo objetivo que otros sistemas de elevación por grúas con la diferencia de que su estructura y funcionamiento es radicalmente distinto. Consta de un pedestal anclado al piso, un eje que va del pedestal a la altura deseada el cual lleva en la parte superior rodamientos helicoidales con bocinas, donde allí va acoplada una viga en voladizo o pluma. En esta pluma va el carro el cual se encarga de los movimientos horizontales, un sistema de cables que permiten el movimiento vertical y gracias a los rodamientos en el eje este sistema permite un giro de 360° alrededor del pedestal.

2.3.3. Rieles y Vagones

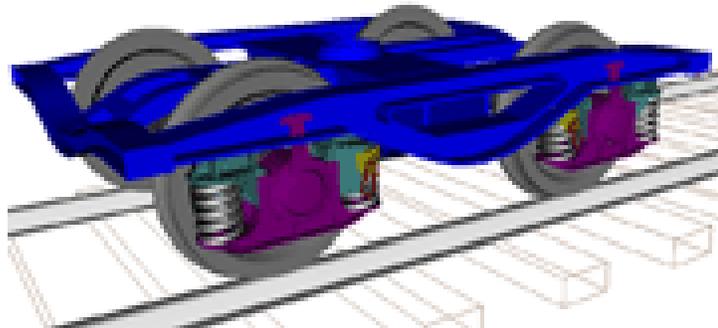


Figura 2.3. Vagón a través de rieles. (<http://ferroamigos.blogspot.com>, 2010)

Desde la antigüedad se ha usado los vagones a través de rieles para el traslado de todo tipo de materiales, aportando ideas a la humanidad de vagones con sistemas de rieles a escalas para la manipulación de objetos de menor tamaño, dando también la oportunidad de modificar la forma del vagón según el objeto que deseamos trasladar. Estos sistemas constan de rieles hechos de vigas y un patín que encaja en ellas, muy similar al sistema de rodadura entra una grúa tipo pluma y el carro. Esto proporciona el movimiento horizontal del material dando la facilidad de moverlo a través de grandes distancias sin la necesidad de que tengas que ser cargadas.

2.4 Salud e Higiene

2.4.1 La Ergonomía

La ergonomía analiza aquellos aspectos que abarcan al entorno artificial construido por el hombre, relacionado directamente con los actos y gestos involucrados en toda actividad de éste.

En todas las aplicaciones su objetivo es común: se trata de adaptar los productos, las tareas, las herramientas; los espacios y el entorno en general a la capacidad y necesidades de las personas, de manera que mejore la eficiencia, seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios o trabajadores. (*Enciclopedia Wikipedia, 2010*).

Esta ciencia ha establecido a través de los años ciertas normativas al momento de realizar actividades en relación a los espacios y los movimientos:



Figura 2.4. Posición correcta de trabajo según la ergonomía. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

- Hay que facilitar a cada puesto de trabajo un asiento cuando el trabajo se efectúe de pie. Las pausas periódicas y los cambios de postura del cuerpo disminuyen los problemas que causa el permanecer demasiado tiempo en pie.
- Hay que eliminar los reflejos y las sombras. Una buena iluminación es esencial.

- Los trabajadores deben poder trabajar con los brazos a lo largo del cuerpo y sin tener que encorvarse ni girar la espalda excesivamente.
- La superficie de trabajo debe ser ajustable a las distintas alturas de los trabajadores y las distintas tareas que deban realizar.
- Si la superficie de trabajo no es ajustable, hay que facilitar un pedestal para elevar la superficie de trabajo a los trabajadores más altos. A los más bajos, se les debe facilitar una plataforma para elevar su altura de trabajo.
- Se debe facilitar un escabel para ayudar a reducir la presión sobre la espalda y para que el trabajador pueda cambiar de postura. Trasladar peso de vez en cuando disminuye la presión sobre las piernas y la espalda.
- En el suelo debe haber una estera para que el trabajador no tenga que estar en pie sobre una superficie dura. Si el suelo es de cemento o metal, se puede tapar para que absorba los choques. El suelo debe estar limpio, liso y no ser resbaladizo.
- Los trabajadores deben llevar zapatos con empeine reforzado y tacos bajos cuando trabajen de pie.
- Debe haber espacio bastante en el suelo y para las rodillas a fin de que el trabajador pueda cambiar de postura mientras trabaja.
- El trabajador no debe tener que estirarse para realizar sus tareas. Así pues, el trabajo deberá ser realizado a una distancia de 8 a 12 pulgadas (20 a 30 centímetros) frente al cuerpo. (<http://training.itcilo.it>, 2010).

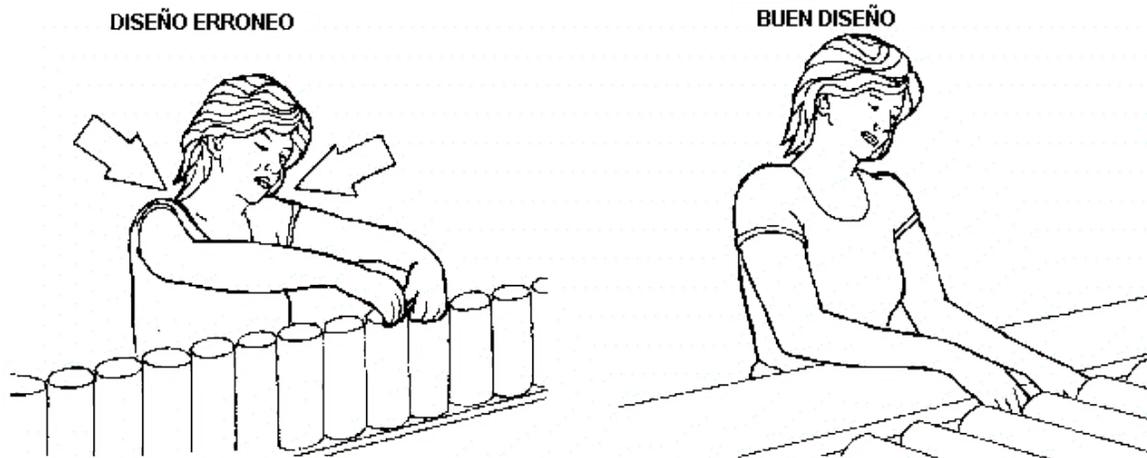


Figura 2.5. Posición correcta de los hombros y codos. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

El puesto de trabajo debe ser diseñado de manera tal que el trabajador no tenga que levantar los brazos y pueda mantener los codos próximos al cuerpo.

2.4.2 Diseño de un puesto de trabajo

Es importante diseñar los puestos de trabajo teniendo en cuenta los factores humanos.

La manera en que se diseña un puesto de trabajo determina si será variado o repetitivo, si permitirá al trabajador estar cómodo o le obligará a adoptar posiciones forzadas y si entraña tareas interesantes o estimulantes o bien monótonas y aburridas. (<http://training.itcilo.it>, 2010).

- Tipos de tareas que hay que realizar.
- Cómo hay que realizarlas.
- Cuántas tareas hay que realizar.
- El orden en que hay que realizarlas.

- El tipo de equipo necesario para efectuarlas.
- Permitir al trabajador modificar la posición del cuerpo.
- Incluir distintas tareas que estimulen mentalmente.

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

3.1 Diagnósticos

La empresa actualmente presenta algunas dificultades en muchas de sus zonas, planificando una visita se logra estudiar cada una de ellas. Desde que la materia prima entra a su respectivo departamento presenta un gran desorden, siendo apilada y mezclada con todos los demás materiales (tubos, cabillas, láminas de acero, entre otros). En la etapa de fabricación existe poca prudencia a la hora de usar las herramientas y presenta un inadecuado sitio de trabajo, obligando a los trabajadores a improvisar para sujetar el producto. En el departamento de pintura la problemática principal es el traslado del producto luego de ser pintado, ya que la mayoría de las veces se daña parte del trabajo realizado en esta etapa. En los departamentos de armado, calibración y pruebas la problemática se refleja en la falta de herramientas para la movilización del producto, produciendo lesiones y provocando mala salud en los operarios. En los departamentos de almacenamiento y despacho la dificultad es el traslado masivo debido a la poca maquinaria que posee la empresa.

3.2. Planteamiento del problema

Una vez estudiada y evaluada la situación en los lugares de trabajo de la empresa, se busca la problemática que mas pueda afectar a la empresa, la cual se presenta en la etapa de armado, calibración y pruebas, debido a que no existe factor más importante que la salud y el bienestar del operario. Esto se logra estableciendo conversaciones con el personal afectado y presenciando el proceso al que es sometido el producto en dicho departamento.

3.3. Soluciones Planteadas

Al establecer conversaciones con el personal del departamento, se pauta una reunión con los encargados de la empresa, para establecer la prioridad a cumplir en el proyecto, la cual es la comodidad de los operarios al hacer el trabajo, planteando la metodología conocida como Tormenta de ideas (brainstorming); donde se pretende evaluar no solo ese departamento, sino el de pintura y el de almacenamiento; con el propósito de que al seleccionar una solución no afecte negativamente al producto en dichas etapas.

Se realiza un estudio del espacio de trabajo, tomando medidas y evaluando la distribución para la posibilidad de alguna modificación física del departamento. Se efectúa una evaluación de los materiales y elementos existentes en la empresa ya que las soluciones planteadas a esta problemática deben ser diseñadas de una manera segura y económica.

3.4. Solución Seleccionada

Al tener una gama de soluciones gracias a los métodos aplicados anteriormente, es necesario escoger la mejor, para ello se planean cuadros de características subjetivas para cada una de ellas, donde se puede analizar

detalladamente las ventajas y desventajas, estudiando posiciones, movilidad, espacio, tiempo de producción y calidad del trabajo. Luego estableciendo un cuadro comparativo de las desventajas de dichas soluciones se procede a determinar la mejor solución teniendo en cuenta el cálculo para el diseño de la misma.

3.5 Diseño de la solución Seleccionada

Una vez obtenida la solución se pretende elaborar planos en detalles para especificar la dimensión real que tiene la estación, así como la posición del operario y los movimientos a realizar. Se pauta una reunión con los encargados de la empresa para estudiar de manera más profunda el funcionamiento y el proceso por el cual debe pasar el producto y corregir cualquier detalle en la estructura. Se analizan los factores de los cuales depende el diseño, como lo son: fuerzas, pesos, velocidades y tiempos; para realizar cálculos de esfuerzo mediante la aplicación de teoría de fallas clásicas, cálculos para la selección de controladores y la determinación de la factibilidad económica del proyecto según el método de valor actual.

Bibliografía

- Chang Cheng-Yuan (2007), Nonlinear coupling control laws for an underactuated overhead crane system, *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, VOL. 3, Nº 2, pp. 418–423.
- Guangju Si (2009), *Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive*, Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms Vol 5. Oulu, Finland: Oulu University Press, 2037-2042.
- Guo Xiaosong and Yao Xiaoguang (2008), *Global stabilization of an inverted pendulum – control strategy and experimental verification*, *Automatica*, vol 45, (1), pp. 265–269.
- Ma B., Fang Y. and Zhang Y. (2009), *Dynamics of Crane*. Beijing, China Machine Press, pp. 43-47.
- Raja Ismail R.M.T., Ramli M.S. and Rashidi F.R.M. (2002), Modelling and Energy Based Nonlinear Control of Crane Lifters, *IEE Proc. Control Theory Application*, Vol. 149, No. 3, pp. 209-216.
- WU Shufang and WANG Zongyan, (2009), Research on Modular and Parametric Design Technology of Overhead Traveling Cranes Bridge Structure. *Journal of North University of China (Natural Science Edition)*, 1: 16-20.

INTRODUCCIÓN

El diseño de la estación de ensamble para la empresa DiCentroBalanzas C.A. requiere un estudio de la situación problemática de dicha organización, con el capítulo I se logra describir el proceso productivo para la fabricación de balanzas. Partiendo de esto, se logra determinar el área crítica de trabajo que requiere de una solución inmediata; siendo esta, perteneciente al departamento de ensamble, calibración y prueba. En este capítulo se definen el alcance, justificación y limitaciones del proyecto.

Para llevar a cabo el diseño es necesario el desarrollo de un marco teórico que permita fundamentar los principios básicos en materias como sistemas de elevación, sistemas de transporte, ergonomía y factibilidad económica; ya que estos, son los objetivos principales para el desarrollo del proyecto.

El capítulo III permite trazar la estrategia para el desarrollo integral de una solución que permita mejorar el área de trabajo. Siendo desarrollada en detalle a través del capítulo IV, donde una vez definidas ciertas restricciones y especificaciones, se procede a seleccionar los elementos constitutivos de los sistemas de elevación, entre los cuales se destacan el polipasto, el elemento tensor y el conjunto motriz. Realizada la selección, se procede a llevar a cabo el análisis resistivo de la estructura, la cual cumple con los criterios de teoría de fallas clásicas (estática y dinámica). Por otro lado se estudia el comportamiento del perfil IPN-140 en aplicaciones como columnas y vigas, así como un estudio básico de una estructura de refuerzo o cercha.

Para todo proyecto de diseño ingenieril, es necesario presentar un análisis económico que justifique la realización de dicho proyecto. En el capítulo V se presenta el criterio de rentabilidad y su posterior desarrollo, partiendo de un análisis comparativo entre la situación actual y la situación propuesta, lo que permite conocer el tiempo de recuperación de la inversión, en función de un ahorro monetario.

Índice General

CAPÍTULO 1 EL PROBLEMA

1.1 Situación problemática	1
1.2 Objetivos	4
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	4
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	4
1.3 Justificación	5
1.4 Alcance	5
1.5 Limitaciones	6
1.6 Antecedentes	6
1.7 Plan de trabajo	10

CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

2.1 Balanzas	11
2.2 DiCentroBalanzas C.A	12
2.3 Sistemas de transportes	13
2.3.1 <i>Puente grúa</i>	13
2.3.2 <i>Grúa tipo pluma</i>	14
2.3.3 <i>Rieles y Vagones</i>	15
2.4 Salud e Higiene	15
2.4.1 <i>La Ergonomía</i>	15
2.4.2 <i>Diseño de un puesto de trabajo</i>	18

CAPÍTULO 3 MARCO METODOLÓGICO

3.1 Diagnostico	19
3.2 Planteamiento del problema	20
3.3 Soluciones planteadas	20
3.4 Solución seleccionada	20
3.5 Diseño de la solución seleccionada	21

CAPÍTULO 4 CÁLCULOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 Diagnostico	22
4.2 Planteamiento del problema	23
4.3 Soluciones planteadas	24
4.4 Solución seleccionada	30
4.5 Diseño de la solución seleccionada	31
4.5.1 Selección del polipasto	32
4.5.2 Selección del elemento tensor	33
4.5.3 Diseño del sistema de sujeción de balanza	34
4.5.4 Selección del sistema de rodadura	35
4.5.4.1 Traslación lineal del polipasto	36
4.5.4.2 Traslación longitudinal del puente grúa	36
4.5.5 Selección del motor	38
4.5.6 Selección del variador de frecuencia	40
4.5.7 Selección del rodamiento de las ruedas de apoyo	40
4.5.8 Cálculos resistivos	46
4.5.8.1 Cálculos resistivos a la grúa monorriel	47
4.5.8.2 Cálculos resistivos al puente grúa	55
4.5.8.2.a Análisis resistivo del punto 1	56
4.5.8.2.b Análisis resistivo del punto 2	61
4.5.8.2.c Análisis resistivo del punto 3	64
4.5.8.2.d Análisis resistivo a la cercha	67

CAPÍTULO 5	FACTIBILIDAD ECONÓMICA	
5.1	Inversión inicial	71
5.2	Costos operacionales	73
5.3	Ingresos brutos	74
5.4	Valor residual	75
5.5	Calculo de la factibilidad económica	76
5.5.1	<i>Tiempo de pago</i>	78
CAPÍTULO 6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones	80
6.2	Recomendaciones	85
BIBLIOGRAFIA		86
ANEXOS		87

Índice de Figuras

1.1 Diagrama de proceso de fabricación	2
2.1 Puente grúa	13
2.2 Grúa tipo pluma	14
2.3 Vagón a través de rieles	15
2.4 Posición correcta de trabajo según la ergonomía	16
2.5 Posición correcta de hombros y codos	18
4.1 Diseño del sistema de sujeción	35
4.2 Rueda DRS Demag con garganta de perfil cuadrado	36
4.3 Montaje tipo K	37
4.4 Acople del motor-reductor y el bloque de rueda DRS	39
4.5 Nomenclatura del rodamiento	41
4.6 Interfaz del catálogo online FAG	42
4.7 Características del rodamiento	43
4.8 Espacio constructivo y capacidad de carga	44
4.9 Tabla de rodamientos posibles	44
4.10 Rodamiento seleccionado	45
4.11 Representación del sistema de carga en la grúa lineal	47
4.12 Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 1	48
4.13 Representación del sistema de carga en el puente grúa	56
4.14 diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga en la posición	57

1 (viga carrilera)	
4.15 Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 2 (viga puente)	62
4.16 Diagrama de corte y momento para el sistema de carga del punto 2 (viga puente)	63
5.1 Inversión inicial sobre escala de tiempo	72
5.2 Costos operacionales sobre escala de tiempo	74
5.3 Ingreso bruto sobre escala de tiempo	75
5.4 Valor residual sobre escala de tiempo	77

RESUMEN

En la empresa DiCentroBalanzas C.A. se está llevando a cabo proyectos ingenieriles con el fin de mejorar en materia ergonómica los puestos de trabajo. A través de una evaluación subjetiva se determina que en el departamento de armado, calibración y pruebas se consiguen los mayores riesgos para la salud del operario.

El objetivo de este proyecto es presentar una solución integral a dicha problemática. Para ello, se plantean tres (3) soluciones, las cuales se analizan mediante el criterio de cuadros comparativos. Siendo el proyecto seleccionado una combinación de una grúa monorraíl y un puente grúa.

Para su diseño se establecen como restricciones el espacio constructivo que posee la empresa. A partir de estas especificaciones se utilizan los catálogos proporcionados por una de los fabricantes más prestigiosos en dicho ámbito (DEMAG) para la selección de los elementos del sistema de elevación. A fin de proporcionar las herramientas necesarias para la selección individual de ciertos elementos presentes en los sistemas de elevación, se plantea la verificación de la confiabilidad de las diferentes partes constitutivas similares a las proporcionadas por los catálogos.

Una vez seleccionados todos los elementos de los sistemas de elevación, se procede a realizar un análisis resistivo de la estructura de la estación. Siendo uno de los más importantes el cálculo de la deflexión en las vigas de soporte, ya que es necesario garantizar el comportamiento mecánico de los materiales utilizados para la construcción de la estructura.

Por último se presenta un análisis económico según el método del ahorro, el cual permite conocer los flujos monetarios para un periodo de tiempo de aproximadamente un año. Ya que se conoce que la instalación del proyecto representa costos operacionales relativamente bajos al compararlos con los costos actuales

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Situación problemática

La empresa **DiCentroBalanzas C.A** se encarga de importar, fabricar y distribuir sistemas y controles en pesaje industrial electrónico, poseen una amplia variedad de modelos, que van desde balanzas pequeñas y de gran precisión ideales para laboratorios científicos. Pasando por balanzas medianas de uso ganadero e industrial, hasta llegar a fabricar modelos de gran tamaño especializadas en pesar camiones de cualquier índole.

Se encuentra ubicada en la carretera nacional Guacara-San Joaquín, Urb. Complejo de las industrias Pruinca, calle este 1 Parcela N° 21. Cuenta con tres galpones los cuales poseen todos los departamentos de la empresa, donde la distribución de la línea de proceso se planteó desde el inicio de la construcción de la empresa.

En la empresa, la mayor parte del catálogo de balanzas procede de la importación de las mismas. **DiCentroBalanzas C.A.** fabrica modelos estandarizados (60x60, 90x90 y 120x120cm) pero también produce modelos a solicitud del cliente. Este rango de modelos requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema con un rango de peso bastante amplio. La línea de proceso de fabricación de estas balanzas es como se muestra en la fig. 1.1.

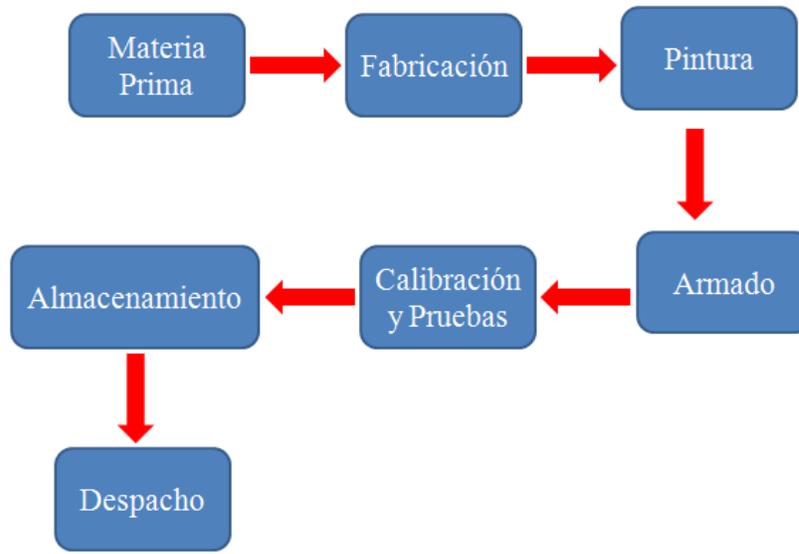


Figura 1.1. Diagrama de Proceso de Fabricación

En el departamento de materia prima se reciben y almacenan los materiales necesarios para la fabricación de cada modelo de balanza. El principal inconveniente, es la manera en la cual están dispuestos los materiales ya que los mismos están situados en el suelo y sin ninguna organización aparente, dificultando la selección de los materiales a utilizar según los modelos de balanzas.

La materia prima pasa al departamento de fabricación en el cual se realiza el corte de los tubos estructurales y láminas de acero, así como la unión de los mismos mediante cordones de soldadura. Una vez soldado el armazón de las balanzas, las mismas son llevadas al departamento de pintura, donde se fondea el metal, para evitar la corrosión, y se da el color característico de la empresa. Las piezas son almacenadas, ya que la empresa trabaja con producción en serie y constante, ajustando el volumen de producción según el tamaño del pedido de compra.

Posteriormente, las balanzas son ensambladas en el departamento de ensamblaje y calibración, donde a cada armazón (en la base) se le colocan 4 sensores de presión, luego el armazón se voltea y se coloca un indicador digital.

Una vez armada la balanza, se procede a calibrar cada una según especificaciones de la empresa, esto se realiza colocando pesas guías previamente calibradas. Una vez que el producto cumple con todas las especificaciones de fabricación, los mismos son llevados al departamento de despacho.

Siendo posible realizar mejoras en todos los departamentos, es necesario establecer prioridades. El departamento de armado, calibración y pruebas es donde se concentra la mayor problemática de la empresa debido a la cantidad de tareas que se tienen que llevar a cabo. En este departamento, el proceso se realiza enteramente manual, una vez la balanza llega del departamento de pintura se requiere de dos operarios y la ayuda de un montacargas para realizar el trabajo de armado. Así mismo la mesa donde se realiza el tendido del cableado y la colocación de sensores hace que esta labor sea incómoda para el personal, quien debe adoptar posiciones fuera del rango de confort, esto ya que la mesa no posee las medidas adecuadas en materia de ergonomía para realizar trabajos en ella.

Actualmente el departamento de armado y calibración presenta gran deficiencia debido a que los procesos que ahí se llevan a cabo no están estandarizados. Los operarios realizan las actividades de manera aleatoria, aumentando el tiempo de la operación debido a la incorrecta disposición de los materiales necesarios para el armado de las balanzas. En cierto punto del proceso de armado, es necesario girar la balanza de manera que el cableado quede en la parte inferior de la misma, para esto los operarios deben hacer el movimiento manualmente ya que la empresa no cuenta con un sistema de elevación para esta operación, es necesario tener en cuenta que las balanzas pueden llegar a pesar aproximadamente 150 Kg, por lo que nuevamente los encargados de realizar esta operación son expuestos a movimientos peligrosos para su salud.

Mediante la siguiente investigación se plantea el diseño de una estación de trabajo la cual permita mayor comodidad para el trabajador, mayor eficiencia en el departamento de armado, calibración y pruebas, y una posterior disminución en los tiempos de fabricación; dicha estación consta de una mesa para el armado de

las balanzas así como para la tarea de calibración, un sistema de elevación acorde al tamaño de la estación y el sistema de sujeción de las balanzas. En el proyecto no es indispensable hablar de disminución de costos ni aumento en la cantidad de producción, ya que la empresa opera a pedidos y el volumen de los mismos no es considerablemente amplio. Por lo que la principal razón del proyecto es optimizar la estación de trabajo en materia ergonómica, de manera de mantener la buena salud física del operario.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una estación de ensamblaje de balanzas para el departamento de ensamblaje y calibración de una empresa productora de equipos de pesaje.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diagnosticar la problemática actual de la empresa.
- Proponer posibles soluciones y seleccionar la mejor.
- Diseñar en detalle la estación de ensamble seleccionada.
- Diseñar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.
- Estudiar la factibilidad económica del proyecto.

1.3 Justificación

Ya que en el departamento de armado, calibración y pruebas, los operarios requieren de un gran gasto físico para realizar las labores de armado de las balanzas, y obligados a adoptar posiciones poco favorables para su salud. Es necesario minimizar los riesgos a los cuales está sometido el personal en materia de salud.

Otra de las razones principales para el desarrollo del proyecto es la estandarización de los procesos que en este departamento se realizan, lo cual permite una mayor automatización del proceso, minimizando las labores riesgosas para el personal. Con este proyecto se busca la mejora en materia ergonómica del departamento, así como el diseño de una estación de trabajo que permita un mejor manejo de los materiales y balanzas. Todo esto con el fin de satisfacer las necesidades de los operarios, así como de los encargados de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**

1.4 Alcance

En un principio el diseño que se pretende, permitirá el armado y calibración para los modelos de balanzas que van desde 60x60 cm hasta los de 120x120 cm, ya que balanzas de mayor tamaño son pedidas muy ocasionalmente y para este tipo de solicitudes las labores de ensamblaje y calibración se realizan de manera distinta al proceso de balanzas estándares. Este rango de modelos requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema con un rango de peso bastante amplio.

En materia tecnológica se buscara simplificar el proceso de fabricación, así como la utilización de materiales comerciales que permitan la confiabilidad en las características mecánicas de los mismos, para la obtención de cálculos de esfuerzos y deformaciones lo más preciso posible. Todo esto con el fin de

satisfacer plenamente las solicitudes de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.** y garantizar un diseño óptimo. Hay que agregar que el trabajo a desarrollar solo contempla la fase de diseño detallado en plano y la factibilidad económica del proyecto.

1.5 Limitaciones

En el desarrollo de este proyecto es necesario resaltar que el dispositivo a diseñar estará basado en especificaciones requeridas por la empresa, por lo que los parámetros de diseño, así como la funcionalidad del mismo, están dirigidos a satisfacer dichas necesidades.

1.6 Antecedentes

El sistema de puente grúa es un ejemplo apropiado para un dispositivo de elevación de peso muerto, el cual ha sido ampliamente utilizado para el transporte en zonas de construcción, los puertos, la manipulación de materiales, operación en las áreas nucleares y en la mayoría de las fábricas. Estos sistemas tienen una gran gama de estudios reflejados a través de los años, como lo son: controladores automáticos en el sistema de emergencia como el frenado y el anti-balanceo, ya que existe riesgo constante tanto de la maquinaria como del operador, dispositivos de mejoras en la neumática, para la precisión en los movimientos de la carga y métodos modernos para el diseño del sistema como lo es el ADAMS (Análisis Automáticos de la Dinámica de Sistemas Mecánicos).

Yuang, (2007), estudió el control y supresión de la oscilación de carga examinando la posición de la carretilla y el balanceo de la carga en general, utilizando las ecuaciones dinámicas de una grúa las cuales son de naturaleza no lineales y ecuaciones diferenciales variables en el tiempo. Aplicó un método implícito de programación de ganancia para el control de la grúa. Utilizando el

control de un mínimo de tiempo para reducir al mínimo la oscilación de carga; llamando a este estudio Ley de Adaptación de Control Difuso.

Guo et al. , (2008), estudiaron y simularon la dinámica del periodo de levantamiento de sobrecarga en una grúa. El período se divide en tres sub-períodos, es decir, el vacío de ejecución, pre-tensión y el levantamiento de los objetos. El estudio se centra principalmente en los últimos dos sub-períodos, que pueden ser considerados como forzoso y sin vibraciones de los procesos, respectivamente. Implementó un nuevo modelo analítico donde tuvo que realizar algunos supuestos para simplificar los aspectos pocos importantes de la grúa. De acuerdo a esto, la viga principal, carretilla, levantamiento de objetos, y el cable; pueden ser considerados como un haz de masa de distribución continua. En consecuencia, el tipo de grúa investigado se puede modelar como un sistema dinámico incluyendo un rayo de distribución de masa continua, dos concentrados de masas, un cuerpo rígido y dos muelles. La simulación se llevó a cabo en un software conocido como ADAMS (Análisis Automático de la Dinámica de Sistemas Mecánicos), modelando la viga principal como una viga de caja flexible, el carro como una masa de materia, el objeto de levantamiento como un cuerpo rígido, y el cable como un cuerpo flexible que consiste en pequeños cilindros y las fuerzas del buje. Demostrando que el modelo dinámico del sistema de la grúa se puede considerar como viable y confiable.

Ma et al. , (2009), estudiaron el control de frenado de emergencia para un sistema de puentes grúas, centrándose en el hecho de que un freno súbito del carro no detiene la carga de forma simultánea, sino que conducen a oscilaciones no deseadas residuales para la carga útil, propusieron un novedoso sistema de control de frenado de dos etapas. La primera etapa es la colocación de un controlador de frenado dentro de la carretilla del puente grúa, para evitar el movimiento brusco de balanceo de la carga útil lo más pronto posible. La segunda etapa es la implementación de un controlador de amortiguación para estabilizar todo el sistema más rápidamente. Ambos controladores se relacionan

permanentemente, siendo posible ajustar el tiempo de respuesta de los mismos para aumentar la efectividad del sistema.

Guangju et al. , (2009), estudiaron un actuador neumático flexible para sustituir el típico cilindro neumático, basados en mecanismos ortogonales de palancas que amplifican la fuerza. Con base en este principio de funcionamiento, un mecanismo ortogonal se puede definir como una especie de mecanismo en el cual se cambia la dirección de la fuerza de entrada a la salida en 90°. Un mecanismo ortogonal normalmente tiene dos formas: de un paso y de dos pasos. En los mecanismos ortogonales de un solo paso la relación de la fuerza de salida y de la fuerza de entrada son perpendiculares, mientras que en las de dos pasos la dirección de la fuerza de salida y la fuerza de entrada son paralelas. Recalaron que el objetivo del actuador neumático es el mismo, por lo que presentaron todas las ventajas que lleva el actuador sobre el cilindro de la siguiente manera:

- La relación de fuerza y masa es superior.
- Tiene una estructura simple y el tamaño del sistema es más compacto.
- El músculo neumático tiene una eficiencia más alta de transición de energía y el aire interno de trabajo no se escapará.
- Tiene poca pérdida por fricción y no posee contaminantes del medio ambiente.
- El costo del sistema es mucho menor.

El nuevo sistema mecánico de transmisión neumática que amplifica la fuerza de los antiguos mecanismos, posee una buena perspectiva de aplicaciones en la ingeniería, de acuerdo con el desarrollo de formas ambientalmente amigables. Demostrando de esta manera, que el músculo neumático, como amplificador de fuerzas en la ingeniería, es una de las mejores propuestas para el futuro tecnológico.

Wu et al. , (2009), estudiaron a través de modelos holográficos y métodos de diseño paramétricos, el diseño de un puente grúa, destacando que el proceso de transformación del modelo sólido tridimensional a los planos de ingeniería de dos dimensiones tiene defectos, tales como diseños pobres en detalles, dimensión desordenada y notas erróneas. En primer lugar, eligieron la función de módulos de acuerdo a los requisitos de diseño, introduciendo los datos paramétricos principales en la computadora a través de una aplicación especial. En segundo lugar, conduciendo el modelo holográfico correspondiente, la aplicación genera automáticamente los diseños tridimensionales. Y por último, en los dibujos donde los parámetros son verificados, se aplica la configuración de diseño a través de la interfaz para cumplir con el rápido desarrollo de un nuevo puente. Adoptando el sistema paramétrico estándar junto al uso de la tecnología de diseño modular, la tecnología de modelado y la tecnología holográfica de configuración de productos de diseño se puede satisfacer rápidamente las demandas del mercado ya que es un método eficiente y de alta calidad de diseño.

Raja et al. ,(2009), estudiaron el modelo dinámico y diseño de control para el sistema de grúa de pórtico en 3-D, basándose en el método de Lagrange para derivar las ecuaciones dinámicas que presenta el sistema. Lograron simular el efecto de la aceleración de la carretilla sobre la carga útil y el balanceo de la misma. Permitted observar digitalmente los errores en el movimiento del sistema de elevación y facilitando los cálculos en relación a la velocidad de operación óptima de cada elemento del puente grúa.

1.7 Plan de Trabajo

N°	ACTIVIDAD	SEMESTRE LECTIVO	
		2-2010	1-2011
1	Definir el problema planteado	X	
2	Recopilar información sobre elementos auxiliares.	X	
3	Proponer posibles soluciones.	X	
4	Diseñar en detalle la estación de ensamble.		X
5	Seleccionar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.		X
6	Estudiar la factibilidad económica del proyecto		X

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1. Balanzas (*www.basculas-y-balanzas.com, 2008*)

A partir de medidas preestablecidas y en base a peso conocido, la balanza o báscula es un instrumento de medición que, tanto en laboratorios, fábricas, producción de tecnología, hogares, almacenes y supermercados, se utiliza para pesar, con la mayor precisión posible, objetos y sustancias.

La característica fundamental es, entonces, la precisión, la versatilidad y la sensibilidad, entendiéndose por la primera la exactitud con que el aparato puede registrar el peso del objeto pesado, y por lo segundo la capacidad de repetir el mismo resultado siempre que se esté pesando el mismo elemento a través del tiempo. La precisión se mide fundamentalmente en base a la capacidad de la balanza por medir con justicia la desviación resultante de una sobrecarga. Con respecto a la sensibilidad, es precisamente la capacidad del artefacto de poder precisar mayores divisiones de una medida dada, es decir, más cantidad de decimales, al punto de que la caída de un cabello sobre el plato de pesaje sea un problema.

2.2 DiCentroBalanzas C.A.

Es una empresa encargada de la manufactura y elaboración de todo tipo de balanzas, ya sean de ganchos donde la masa va suspendida, balanzas eléctricas usadas en entornos alimenticios, balanzas de piso para camiones y gandolas; y balanzas de piso para materiales pequeños los cuales son los productos con más demanda en el mercado. Dichas balanzas poseen un rango de área de 60x60cm, 90x90cm y 120x120cm, suelen ser utilizadas para material o masa que no sobrepasen los 1000 Kg.

Debido a que la empresa está pasando por una etapa de crecimiento y adaptación, la cual han dejado de ser un taller para pasar a ser una industria, poseen un grado de ergonomía y seguridad muy bajo sobre todo para la fabricación del producto con más demanda; gracias al crecimiento, se permitieron tener la oportunidad de optimizar la etapa de ensamblaje y calibración donde se estudia la posibilidad de establecer el diseño de una estación de ensamblaje.

El producto pasa por las siguientes fases en la etapa de ensamblaje y calibración:

- La balanza es dejada en una zona donde se almacena.
- Es cargada hasta una mesa de madera (melamina) donde el operario debe colocar dicha balanza volteada.
- Se procede a colocarle los dispositivos de resortes llamados sensores y la instalación eléctrica así como la mecánica.
- Es cargada nuevamente para darle una vuelta y colocarla al derecho en la mesa de calibración hecha de granito.
- Es sometida a los ensayos de repetitividad, excentricidad e impacto.
- La balanza una vez calibrada es cargada para ser llevada al siguiente departamento.

Todo este proceso es realizado manualmente por los operarios presentando la necesidad de una solución a la problemática presente en el proyecto.

2.3. Sistemas de transporte

2.3.1. Puente grúa, (<http://cnx.org>, 2010)

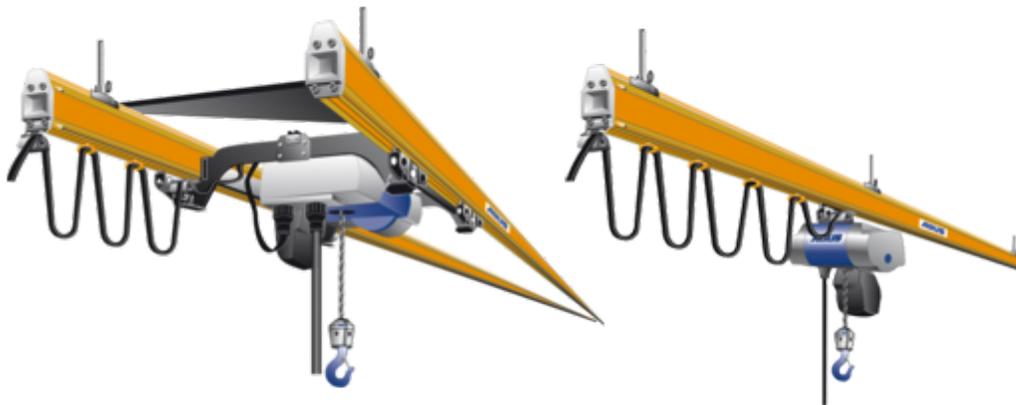


Figura 2.1 Puente grúa. (www.eleve.es, 2009)

A nivel industrial se utiliza ampliamente el puente grúa, el cual es un equipo que ofrece levantar y trasladar cualquier material o equipo con gran facilidad. Es un tipo de aparato de elevación compuesto por una viga, simple o doble, bi-apoyada sobre dos carriles elevados sobre unos postes, dispuestos sobre una estructura resistente. El movimiento longitudinal se lleva a cabo mediante la translación de la viga principal o puente a través de los carriles elevados. En la práctica totalidad de los casos, la rodadura es por ruedas metálicas sobre carriles también metálicos. El movimiento transversal se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal. El movimiento vertical se ejecuta a través del mecanismo de elevación: polipasto o carro.

Estos sistemas de elevación se presentan en el mercado con una gran variedad y disposición, ya sean grúas omni-dimensionales o mono-dimensionales.

2.3.2 Grúa tipo pluma (*Enciclopedia encarta, 2011*)



Figura 2.2 Grúa tipo pluma. (www.hellopro.es)

Posee el mismo objetivo que otros sistemas de elevación por grúas con la diferencia de que su estructura y funcionamiento es radicalmente distinto. Consta de un pedestal anclado al piso, un eje que va del pedestal a la altura deseada el cual lleva en la parte superior rodamientos helicoidales con bocinas, donde allí va acoplada una viga en voladizo o pluma. En esta pluma va el carro el cual se encarga de los movimientos horizontales, un sistema de cables que permiten el movimiento vertical y gracias a los rodamientos en el eje este sistema permite un giro de 360° alrededor del pedestal.

2.3.3. Rieles y Vagones

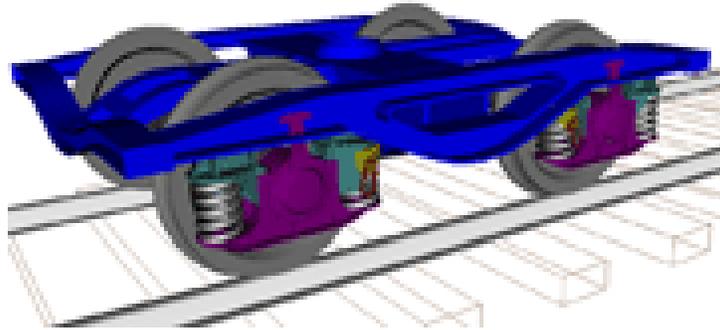


Figura 2.3. Vagón a través de rieles. (<http://ferroamigos.blogspot.com>, 2010)

Desde la antigüedad se ha usado los vagones a través de rieles para el traslado de todo tipo de materiales, aportando ideas a la humanidad de vagones con sistemas de rieles a escalas para la manipulación de objetos de menor tamaño, dando también la oportunidad de modificar la forma del vagón según el objeto que deseamos trasladar. Estos sistemas constan de rieles hechos de vigas y un patín que encaja en ellas, muy similar al sistema de rodadura entra una grúa tipo pluma y el carro. Esto proporciona el movimiento horizontal del material dando la facilidad de moverlo a través de grandes distancias sin la necesidad de que tengas que ser cargadas.

2.4 Salud e Higiene

2.4.1 La Ergonomía

La ergonomía analiza aquellos aspectos que abarcan al entorno artificial construido por el hombre, relacionado directamente con los actos y gestos involucrados en toda actividad de éste.

En todas las aplicaciones su objetivo es común: se trata de adaptar los productos, las tareas, las herramientas; los espacios y el entorno en general a la capacidad y necesidades de las personas, de manera que mejore la eficiencia,

seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios o trabajadores. (*Enciclopedia Wikipedia, 2010*).

Esta ciencia ha establecido a través de los años ciertas normativas al momento de realizar actividades en relación a los espacios y los movimientos:

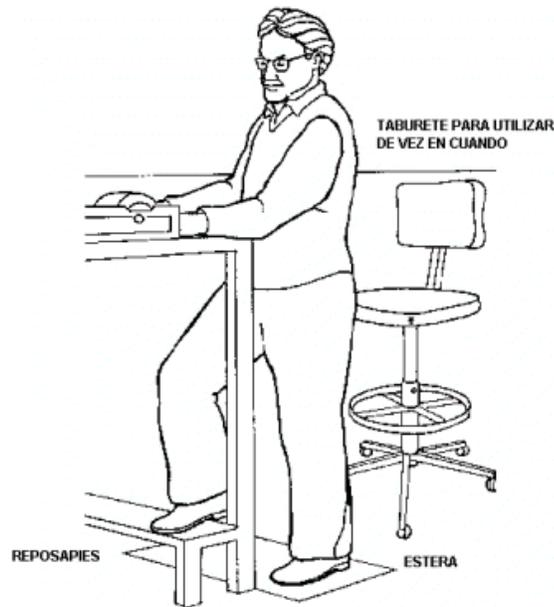


Figura 2.4. Posición correcta de trabajo según la ergonomía. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

- Hay que facilitar a cada puesto de trabajo un asiento cuando el trabajo se efectúe de pie. Las pausas periódicas y los cambios de postura del cuerpo disminuyen los problemas que causa el permanecer demasiado tiempo en pie.
- Hay que eliminar los reflejos y las sombras. Una buena iluminación es esencial.
- Los trabajadores deben poder trabajar con los brazos a lo largo del cuerpo y sin tener que encorvarse ni girar la espalda excesivamente.
- La superficie de trabajo debe ser ajustable a las distintas alturas de los trabajadores y las distintas tareas que deban realizar.

- Si la superficie de trabajo no es ajustable, hay que facilitar un pedestal para elevar la superficie de trabajo a los trabajadores más altos. A los más bajos, se les debe facilitar una plataforma para elevar su altura de trabajo.
- Se debe facilitar un escabel para ayudar a reducir la presión sobre la espalda y para que el trabajador pueda cambiar de postura. Trasladar peso de vez en cuando disminuye la presión sobre las piernas y la espalda.
- En el suelo debe haber una estera para que el trabajador no tenga que estar en pie sobre una superficie dura. Si el suelo es de cemento o metal, se puede tapar para que absorba los choques. El suelo debe estar limpio, liso y no ser resbaladizo.
- Los trabajadores deben llevar zapatos con empeine reforzado y tacos bajos cuando trabajen de pie.
- Debe haber espacio bastante en el suelo y para las rodillas a fin de que el trabajador pueda cambiar de postura mientras trabaja.
- El trabajador no debe tener que estirarse para realizar sus tareas. Así pues, el trabajo deberá ser realizado a una distancia de 8 a 12 pulgadas (20 a 30 centímetros) frente al cuerpo. (<http://training.itcilo.it>, 2010).

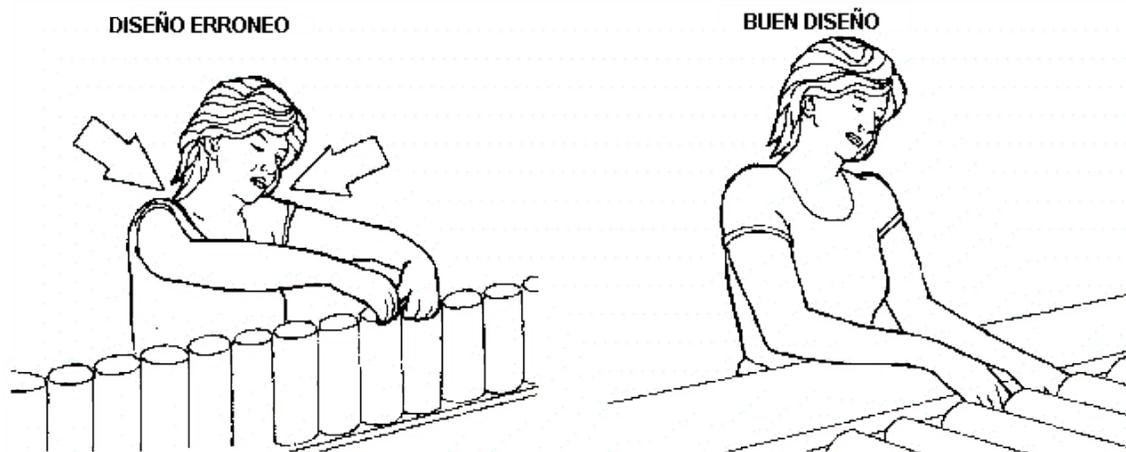


Figura 2.5. Posición correcta de los hombros y codos. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

El puesto de trabajo debe ser diseñado de manera tal que el trabajador no tenga que levantar los brazos y pueda mantener los codos próximos al cuerpo.

2.4.2 Diseño de un puesto de trabajo

Es importante diseñar los puestos de trabajo teniendo en cuenta los factores humanos.

La manera en que se diseña un puesto de trabajo determina si será variado o repetitivo, si permitirá al trabajador estar cómodo o le obligará a adoptar posiciones forzadas y si entraña tareas interesantes o estimulantes o bien monótonas y aburridas. (<http://training.itcilo.it>, 2010).

- Tipos de tareas que hay que realizar.
- Cómo hay que realizarlas.
- Cuántas tareas hay que realizar.
- El orden en que hay que realizarlas.
- El tipo de equipo necesario para efectuarlas.
- Permitir al trabajador modificar la posición del cuerpo.
- Incluir distintas tareas que estimulen mentalmente

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

3.1 Diagnósticos

La empresa actualmente presenta algunas dificultades en muchas de sus zonas, planificando una visita se logra estudiar cada una de ellas. Desde que la materia prima entra a su respectivo departamento presenta un gran desorden, siendo apilada y mezclada con todos los demás materiales (tubos, cabillas, láminas de acero, entre otros). En la etapa de fabricación existe poca prudencia a la hora de usar las herramientas y presenta un inadecuado sitio de trabajo, obligando a los trabajadores a improvisar para sujetar el producto. En el departamento de pintura la problemática principal es el traslado del producto luego de ser pintado, ya que la mayoría de las veces se daña parte del trabajo realizado en esta etapa. En los departamentos de armado, calibración y pruebas la problemática se refleja en la falta de herramientas para la movilización del producto, produciendo lesiones y provocando mala salud en los operarios. En los departamentos de almacenamiento y despacho la dificultad es el traslado masivo debido a la poca maquinaria que posee la empresa.

3.2. Planteamiento del problema

Una vez estudiada y evaluada la situación en los lugares de trabajo de la empresa, se busca la problemática que más pueda afectar a la empresa, la cual se presenta en la etapa de armado, calibración y pruebas, debido a que no existe factor más importante que la salud y el bienestar del operario. Esto se logra estableciendo conversaciones con el personal afectado y presenciando el proceso al que es sometido el producto en dicho departamento.

3.3. Soluciones Planteadas

Al establecer conversaciones con el personal del departamento, se pauta una reunión con los encargados de la empresa, para establecer la prioridad a cumplir en el proyecto, la cual es la comodidad de los operarios al hacer el trabajo, planteando la metodología conocida como Tormenta de ideas (brainstorming); donde se pretende evaluar no solo ese departamento, sino el de pintura y el de almacenamiento; con el propósito de que al seleccionar una solución no afecte negativamente al producto en dichas etapas.

Se realiza un estudio del espacio de trabajo, tomando medidas y evaluando la distribución para la posibilidad de alguna modificación física del departamento. Se efectúa una evaluación de los materiales y elementos existentes en la empresa ya que las soluciones planteadas a esta problemática deben ser diseñadas de una manera segura y económica.

3.4. Solución Seleccionada

Al tener una gama de soluciones gracias a los métodos aplicados anteriormente, es necesario escoger la mejor, para ello se planean cuadros de características subjetivas para cada una de ellas, donde se puede analizar

detalladamente las ventajas y desventajas, estudiando posiciones, movilidad, espacio, tiempo de producción y calidad del trabajo. Luego estableciendo un cuadro comparativo de las desventajas de dichas soluciones se procede a determinar la mejor solución teniendo en cuenta el cálculo para el diseño de la misma.

3.5 Diseño de la solución Seleccionada

Una vez obtenida la solución se pretende elaborar planos en detalles para especificar la dimensión real que tiene la estación, así como la posición del operario y los movimientos a realizar. Se pauta una reunión con los encargados de la empresa para estudiar de manera más profunda el funcionamiento y el proceso por el cual debe pasar el producto y corregir cualquier detalle en la estructura. Se analizan los factores de los cuales depende el diseño, como lo son: fuerzas, pesos, velocidades y tiempos; para realizar cálculos de esfuerzo mediante la aplicación de teoría de fallas clásicas, y posteriormente se recopilará información económica de los elementos diseñados y seleccionados para la determinación de la factibilidad económica del proyecto según el método de valor actual.

CAPÍTULO 4

Cálculos y Análisis de Resultados

4.1 Diagnostico.

En el departamento de materia prima se reciben y almacenan los materiales necesarios para la fabricación de cada modelo de balanza. El principal inconveniente, es la manera en la cual están dispuestos los materiales ya que los mismos están situados en el suelo y sin ninguna organización aparente, dificultando la selección de los materiales a utilizar según los modelos de balanzas.

La materia prima pasa al departamento de fabricación en el cual se realiza el corte de los tubos estructurales y láminas de acero, así como la unión de los mismos mediante cordones de soldadura. Una vez soldado el armazón de las balanzas, las mismas son llevadas al departamento de pintura, donde se fondea el metal para evitar la corrosión, y se da el color característico de la empresa. Las piezas son almacenadas, ya que la empresa trabaja con producción en serie y constante, ajustando el volumen de producción según el tamaño del pedido de compra.

Posteriormente, las balanzas son ensambladas en el departamento de armado y calibración, donde a cada armazón (en la base) se le colocan 4 sensores de presión, luego el armazón se voltea y se coloca un indicador digital.

Una vez armada la balanza, se procede a calibrar cada una según especificaciones de la empresa, esto se realiza colocando pesas guías previamente calibradas. Una vez que el producto cumple con todas las especificaciones de fabricación, los mismos son llevados al departamento de despacho.

Siendo posible realizar mejoras en todos los departamentos, es necesario establecer prioridades. El departamento de armado, calibración y pruebas es donde se concentra la mayor problemática de la empresa debido a la cantidad de tareas que se tienen que llevar a cabo. En este departamento, el proceso se realiza enteramente manual, una vez la balanza llega del departamento de pintura se requiere de dos operarios y la ayuda de un montacargas para realizar el trabajo de armado. Así mismo la mesa donde se realiza el tendido del cableado y la colocación de sensores hace que esta labor sea incómoda para el personal, quien debe adoptar posiciones fuera del rango de confort, esto ya que la mesa no posee las medidas adecuadas en materia de ergonomía para realizar trabajos en ella.

4.2 Planteamiento del problema.

El problema planteado inicialmente es diseñar una mesa de trabajo que permita el ensamble de balanzas para pesaje en la empresa **DiCentroBalanzas C.A.** para ello se han planteado tres (3) diseños radicalmente opuestos entre sí.

Actualmente el departamento de armado y calibración presenta gran deficiencia debido a que los procesos que ahí se llevan a cabo no están estandarizados. Los operarios realizan las actividades de manera aleatoria, aumentando el tiempo de la operación debido a la incorrecta disposición de los materiales necesarios para el armado de las balanzas. En cierto punto del proceso de armado, es necesario girar la balanza de manera que el cableado quede en la parte inferior de la misma, para esto los operarios deben hacer el movimiento manualmente ya que la empresa no cuenta con un sistema de elevación para esta

operación, es necesario tener en cuenta que las balanzas pueden llegar a pesar aproximadamente 150 Kg , por lo que nuevamente los encargados de realizar esta operación son expuestos a movimientos peligrosos para su salud.

4.3 Soluciones planteadas.

El primer diseño planteado es la utilización de un sistema de elevación de tipo puente grúa, el cual se ubicara sobre una mesa de trabajo que permita el ensamble de varias balanzas al mismo tiempo. En este diseño se pretende ubicar una mesa o bancada de trabajo de $6 \times 1,50\text{ m}$ por $0,90\text{ m}$ de altura, que permita la manipulación de cuatro balanzas.

Sobre este tándem de mesas ensambladoras se sitúan dos mecanismos de elevación, uno diseñado para trabajar con poco peso (200 kg aproximadamente, que representa el peso de las balanzas ensambladas) el cual consta de un carro de traslación montado sobre un riel que permite el movimiento en la dirección longitudinal de la mesa más larga. Este mecanismo de elevación tendrá un recorrido máximo de 12 metros, ya que además servirá como grúa de servicio para el puente grúa de la estación de calibración. Situado inmediatamente después de la mesa más larga y por debajo del sistema de elevación antes mencionado, se ubica el sistema de puente grúa, diseñado para operar con una carga de 1.000 Kg aproximadamente (es el peso con el cual se calibran las balanzas de mayor dimensión, esta grúa permite la manipulación de las masas de calibración, así como el trabajo repetitivo de dicho proceso.

En este diseño además de la mesa y el sistema de elevación, una de las principales problemáticas, es el dispositivo de sujeción a emplear para manipular las balanzas una vez ensambladas y con esto evitar rayones en la pintura de las mismas. La idea es crear un armazón estructural universal (ajustable para todos

los tamaños de balanzas) en forma de “U” invertida, que permita el giro de la balanza en dos (2) direcciones.

Otra de las ideas es implementar una grúa de tipo pluma para el proceso de calibración, esto haría que la línea de producción se modifique permitiendo la manipulación de las masas de calibración sea de manera circular con un ángulo de giro de 180° reduciendo el espacio físico de toda la línea y disminuyendo el tamaño del dispositivo de elevación.

Esta alternativa presenta el mismo diseño en relación a las mesas descritas anteriormente, así como al mecanismo de elevación diseñado para la mesa de 6 metros de longitud. La variante está en el sistema de elevación para el proceso de calibración. La grúa tipo bandera está formada por un pedestal y en la parte superior un sistema abisagrado que consta de un eje montado en dos (2) bocinas con rodamientos que permite la unión y movimiento de una viga en voladizo. En la viga se encuentra instalado un carro de traslación con una grúa motorizada que permite elevar el peso muerto deseado. Gracias a este armado se logra el movimiento de 360° alrededor de la columna, un alcance o rango de movimiento a lo largo de la viga que depende del tamaño de la misma, así como el sistema de elevación diseñado para trabajar a una altura determinada.

Por otra parte, una nueva idea surge cuando se desea modificar tanto la mesa de trabajo principal así como el sistema de elevación de la misma. En las propuestas descritas anteriormente se presenta la mesa como una bancada de trabajo para manipular simultáneamente cuatro (4) balanzas, todas movidas única y exclusivamente por la grúa que se encuentra sobre ella.

Un nuevo diseño se logra colocando sobre la mesa de trabajo dos rieles o tubos guías paralelos entre sí con una longitud igual a la de la bancada, sobre los mismos se colocan dos (2) carros de traslación con una plataforma giratoria donde se montan las balanzas de pesajes. Este mecanismo permite que un operario pueda mover las balanzas a lo largo de la mesa así como girar 360° las mismas

para facilitar el ensamble del cableado necesario. Con este diseño se intenta quitar la grúa de mayor longitud así como el mecanismo de sujeción de las balanzas y así simplificar lo más posible el montaje de la estación final.

Para la selección de la propuesta más adecuada a las necesidades y requerimientos de la empresa, se realizó una reunión con los encargados de la misma, en ella se evaluaron las restricciones de espacio físico en la empresa (donde se tomaron medidas, fotos), así como se pudo observar el proceso de ensamble, lo que permitió conocer cómo se mueve la balanza a lo largo de la línea de producción. Otra de las restricciones presentes en el trabajo es la utilización de materiales ya existentes en el inventario de la empresa, para ello se recolectaron datos importantes que permitirán realizar cálculos de esfuerzos precisos para el correcto diseño de todas las partes.

Se hizo hincapié en conocer los movimientos que deben realizar los operarios a manera de mejorar la ergonomía de la estación de ensamble y calibración, ya que uno de los principales objetivos es realizar un diseño ergonómico, esto por encima de la disminución de costos o aumento de la producción. Se ha mencionado anteriormente que la empresa trabaja por volumen de pedido y no por proceso continuo, lo que hace de la ergonomía uno de los principales objetivos, así como el control de calidad del producto y la seguridad del operador.

Una vez conocidas las restricciones y prioridades de la empresa, se procede a analizar detalladamente las ventajas y desventajas de cada una de las propuestas a fin de seleccionar la mejor.

- Primer diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble, con grúa lineal y área de calibración con puente grúa.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Debido a la longitud del riel (12 m) se puede recorrer toda el área de proceso.	Se requiere gran espacio físico para la instalación de este sistema.
Se requiere de un solo carro de traslación y grúa para la manipulación de 4 balanzas.	Se necesita reubicar los equipos existentes.
El dispositivo de sujeción permite el giro de las balanzas en 2 dimensiones.	Para el momento de su fabricación se requiere gran cantidad de material estructural
Estos dispositivos son ajustables a los diferentes formatos de balanzas.	Además de las 2 grúas, también utiliza un puente móvil el cual requiere mantenimiento adicional.
Con el dispositivo de sujeción se puede colocar fácilmente la balanza en la mesa de calibración.	
Debido a que la grúa lineal circula sobre el sistema de puente grúa, se puede usar para hacer mantenimiento.	
El diseño de la bancada permite el almacenaje de componentes de ensamble.	
El sistema del puente grúa permite alcanzar todos los puntos para calibrar.	
Permite que 2 operarios realicen el trabajo de una manera ergonómica y segura.	

- Segundo diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble, con grúa lineal y área de calibración con grúa tipo bandera.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Debido a la longitud del riel (12 m) se puede recorrer toda el área de proceso.	Se requiere gran espacio físico para la instalación de este sistema.
Se requiere de un solo carro de traslación y grúa para la manipulación de 4 balanzas	Es necesario reubicar los equipos existentes.
El dispositivo de sujeción permite el giro de las balanzas en 2 dimensiones.	para el momento de su fabricación se requiere de obras civiles adicionales (excavación y fundación)
Estos dispositivos son ajustables a los diferentes formatos de balanzas.	No está garantizada la estabilidad de la bandera a través del tiempo.
Con el dispositivo de sujeción se puede colocar fácilmente la balanza en la mesa de calibración.	No se garantiza la horizontalidad de la pluma de la bandera.
Debido a que la grúa lineal circula sobre el sistema de puente grúa, se puede usar para hacer mantenimiento.	Se pueden generar oscilaciones indeseadas.
El diseño de la bancada permite el almacenaje de componentes de ensamble.	No se garantiza una calibración confiable.
El sistema de grúa tipo bandera permite alcanzar todos los puntos para calibrar.	
Permite a 2 operarios realizar el trabajo de manera ergonómica y segura.	

- Tercer diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble con rieles paralelos y área de calibración con puente grúa.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Se puede posicionar la balanza en cualquier espacio disponible de la bancada.	Es necesario gran espacio físico para la instalación de este sistema.
El armazón en los rieles permite girar la balanza 180°.	Se requiere de la reubicación de equipos existentes.
Permite gran facilidad a la hora de desplazar la balanza en el proceso de ensamble.	Se necesita de un esfuerzo adicional para colocar la balanza en la bancada al inicio y al final del proceso.
Este armazón es ajustable a los diferentes formatos de balanzas.	El armazón no permite giros en el plano horizontal.
El sistema de puente grúa permite alcanzar todos los puntos para calibrar.	No se puede aprovechar el espacio inferior de la bancada.
Permite que 2 operarios realicen el trabajo de una manera ergonómica y segura.	Se requiere de una estructura adicional para la acometida de aire comprimido necesario para las herramientas la cual debe ir por la parte superior.
	Se dificulta la conexión entre la bancada y la mesa de calibración.

4.4 Solución seleccionada.

Tomando en cuenta las ventajas y desventajas de cada una de las propuestas y las restricciones impartidas por la empresa **DiCentroBalanzas C.A.** se decide desarrollar completamente el diseño de una bancada de ensamble con una grúa lineal y área de calibración con puente grúa. Una de las razones principales para la selección de la misma, es la confiabilidad que presenta el puente grúa para la correcta manipulación de las masas de calibración, ya es que se debe tener exactitud y repetitividad en los movimientos de la misma.

Para el desarrollo de este diseño, es necesario separa cada una de los elementos que lo conforman, es por ello que en adelante se mencionaran las bancadas de ensamble y calibración, separadas de la grúa lineal y el sistema de puente grúa. Se realizarán cálculos de esfuerzos por teorías de fallas convencionales para determinar si los materiales proporcionados por la empresa pueden soportar el peso de trabajo.

En el diseño de la grúa lineal, debido a que la misma estará sujeta a la pared mediante elementos empotrados, se realizaran cálculos de esfuerzos por teorías de fallas convencionales a dichos empotramientos a fin de determinar el tamaño y los materiales necesarios para el correcto funcionamiento. Adicionalmente se requiere un cálculo de deformación en la viga que actuara de carril para el carro de traslación, esto con el fin de determinar la separación de los apoyos.

Por otro lado se requieren cálculos de esfuerzos y deformación para la estructura del puente grúa, debido a que se pretende diseñar un sistema de elevación bastante pequeño y con los materiales proporcionados por la empresa. Ya que se requiere el diseño completo del puente grúa, se calcularan los parámetros operacionales (velocidad de ascenso y descenso de las masas de calibración, velocidad de desplazamiento en los diferentes ejes) con el fin de seleccionar un controlador que permita la automatización de la mayoría de las

tareas y con esto centralizar todos los comandos en un instrumento de fácil manejo para el operario.

Para ambas grúas se requiere de un estudio de movimiento, con el fin de generar variables de operación y de este modo seleccionar de manera adecuada la potencia del motor, el tamaño del carro de traslación y el material, tipo y dimensiones del sistema de tensión.

4.5 Diseño de la solución seleccionada.

El diseño de la estación de ensamblaje, requiere la selección de los elementos que componen el sistema de elevación, para esto se establecen factores importantes según la norma UNE 58-112:

- Carga útil: masa de **500 Kg**.
- Luz del puente grúa: **2.150 mm**.
- Altura máxima de elevación (cota inferior del gancho): **1770 mm**.
- Condición de uso del puente grúa: Esto hace énfasis al número de ciclos, en el presente caso el N° ciclos es **$4,2 \times 10^4$** , se denomina “Uso Ocasional”.
- Condición de cargas: Consiste en la cantidad de veces que el mecanismo levanta la carga útil. Se establece de tipo “moderado” ya que el dispositivo trabaja con su carga útil y raramente cargas más pequeñas.

Al analizar estos puntos se establece una clasificación según la misma norma “Sistema de Elevación Tipo 1”.

4.5.1 Selección de polipasto.

Para la selección del polipasto se realiza una búsqueda a través de catálogos comerciales, siendo “catálogos y folletos técnicos Demag Cranes & Components” los utilizados como base para el desarrollo del proyecto. Debido a la clasificación de la norma establecida y que las especificaciones de altura máxima y luz del puente grúa proporcionado por los encargados de la empresa son relativamente pequeñas; se observa que los elementos del sistema de elevación pertenece a los equipos más pequeños y básicos del mercado, con esto se selecciona la gama de polipastos PK. Ya que son de peso ligero y pequeños en volumen, poseen una capacidad de elevación de 125 Kg a 5.000 Kg , con cadena de acero especial y con dos velocidades de elevación y descenso.

La gama de equipos PK está compuesta por cuatro tipos, PK1, PK2, PK5, PK10; todos cuentan con una caja de plástico para la recolección y almacenaje de la cadena. Hay varios tipos de carros de manos y carros eléctricos que se proporcionan con los Polipastos PK, por lo que pueden ser montados en grúas de un solo haz, así como en sistemas de puentes grúas y grúas tipo plumas.

El catálogo cuenta con una tabla donde la selección se realiza con el dato de carga útil, véase Anexo B. Esto lleva directamente a un modelo de polipasto con capacidad de 500Kg . Siendo la capacidad máxima del equipo igual a la carga de operación y con el fin de no someter a la maquinaria de manera constante a la condición límite de carga, se selecciona el modelo inmediato superior a 500Kg , donde se obtiene directamente el equipo PK5N – 2F.

Este equipo posee una capacidad de carga de 1.000 Kg , consta de 1 ramal de cadena de 3 m y de 8 mm de diámetro, velocidades 1 y 2 de $5\text{ m}/\text{min}$ y $1,25\text{ m}/\text{min}$ respectivamente, potencia de $1 - 0,25\text{ hp}$, frecuencia de voltaje $3 \sim 380\text{ V}$ y 50 Hz , alimentación de corriente de $220/440\text{V}$ y un peso de

120 *kg*, no está de más mencionar que el equipo es relativamente compacto en tamaño, con medidas desde el gancho a la viga de apoyo de 385 *mm*, cota que con el guarda cadena incrementa hasta los 420 *mm*.

4.5.2 Selección del elemento tensor.

Una vez seleccionado el polipasto, que representa la parte principal del sistema elevador, es necesario comprobar que los diferentes accesorios a utilizar en el mismo, sean capaces de soportar las condiciones de operaciones presentes en la estación de trabajo. Esto permite proporcionar una solución integral, detallada y confiable para la problemática presente en la estación de armado, calibración y pruebas en la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**

Uno de los accesorios principales para el polipasto es el elemento tensor, para esto se seleccionó como característica de diseño que dicho accesorio debe poseer cierto grado de rigidez a manera de evitar posibles balanceos en la carga mientras ésta se encuentra en movimiento. Otra de las características principales de diseño es el espacio efectivo de operación que tendrá el sistema elevador, y es que el recorrido que posee la eslinga de la cadena es de aproximadamente 1,5 *m* lo que representa una limitante al momento de la selección del elemento tensor.

Debido a las restricciones de operación y características de diseño, se selecciona como elemento tensor uno de tipo cadena, ya que la misma presenta ventajas en relación a su versatilidad a la hora de la instalación y operación, puesto que puede ser enrollada en ejes de diámetros relativamente pequeños, sin sufrir daños que perjudiquen su vida útil. Así mismo las cadenas están diseñadas para soportar grandes cargas de impacto, aspecto importante a tener en cuenta en el diseño del sistema de elevación.

Para la selección, se hizo uso del catálogo de productos que presenta la empresa Tenso Cables S.A. quienes ofrecen un amplio abanico de opciones en

relación a cadenas de elevación. Teniendo en cuenta el diámetro (8 mm) del elemento tensor que ofrece el polipasto seleccionado anteriormente, así como la carga útil con la cual opera dicho elemento (500 Kg), se selecciona una cadena WC802-08 electrogalvanizada, de 24 mm de paso, ancho interior de 10,4 mm, ancho exterior de 29,6 mm y una Carga Maxima de Utilizacion (CMU) de 2 Ton. Véase Anexo B.

4.5.3 Diseño del sistema de sujeción de balanza.

Debido a la necesidad que posee la estación de ensamblaje y calibración de operar con tres (3) tamaños de balanzas diferentes, es necesario diseñar un sistema de sujeción que permita la manipulación de las balanzas con las grúas en diseño. En reuniones con los encargados de la empresa, se toma como parámetro que para dicho elemento se utilizarán tubos estructurales de 4x4x2 in, mismos que se encuentran en el almacén de la empresa.

La estructura de este sistema de sujeción cuenta con tres elementos principales, primeramente un tubo estructural colocado de manera horizontal donde se sujetara el armazón de sujeción con el elemento tensor mediante una eslinga giratoria, este tubo estructural posee orificios en ambos extremos del mismo, lo cual permite la colocación de clavijas para el ajuste del tamaño deseado. La estructura cuenta con dos (2) brazos en forma de "L", los cuales en uno de los extremos poseen agujeros del mismo tamaño que en el elemento anteriormente descrito, con el fin de utilizar el sistema de sujeción para los tamaños de balanzas requeridos (60x60, 90x90 y 120x120 mm); en el otro extremo de los brazos, se colocó una chumacera que permite el giro de la balanza en el plano perpendicular a la mesa de armado. Por último se diseñó el mecanismo de sujeción de la balanza, el cual resulta de un eje del mismo tamaño que el agujero de la chumacera, al cual se anexaron pletinas soldadas en forma de "C" recubiertas con material de goma, que aprisionan la balanza mediante la

utilización de un perno M16. A continuación se muestra el conjunto armado de la estructura, dejando para el Anexo A los planos en detalle.

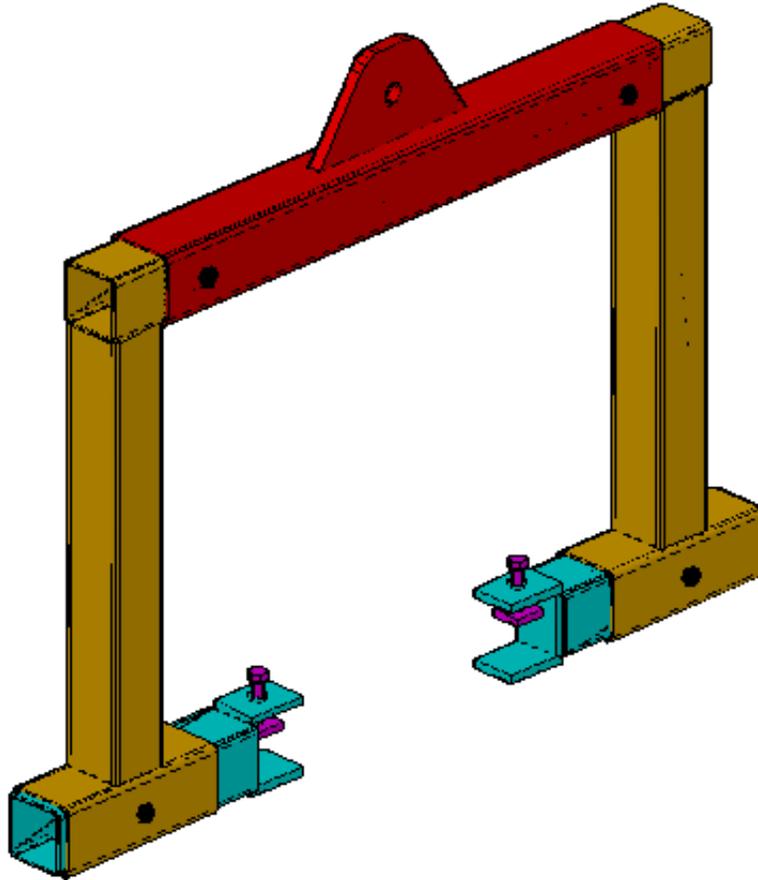


Figura 4.1. Diseño del sistema de sujeción.

4.5.4 Selección de sistema de rodadura.

El sistema de elevación cuenta con elementos de rodadura para realizar distintos movimientos. La traslación lineal del polipasto, es decir, el equipo va directamente sobre la viga y se moviliza a través de ella, así como para la traslación longitudinal del puente, donde la viga que porta el polipasto cuenta con un patín a cada extremo, estos permiten el movimiento de manera transversal a través de un sistema de riel. Se desea q dichos elementos sean accionados de

manera eléctrica y su selección se hace a través de los catálogos ya mencionados.

4.5.4.1 Traslación lineal del polipasto.

El elemento que satisface este movimiento es llamado con frecuencia carro de translación, y va instalado en una viga IPN-140. Con la misma metodología de la selección anterior y con una carga asegurada por parte del polipasto de 1.000 Kg , se obtiene directamente el mecanismo de translación U11 con accionamiento eléctrico E11 220 – 480V, 50/60Hz, 3~(trifásico), con capacidad de 1.100 Kg y peso de 4 Kg , véase las dimensiones en el Anexo B.

4.5.4.1 Traslación longitudinal del puente grúa.

Para este movimiento el catalogo proporciona el bloque de ruedas DEMAG DRS. Es un dispositivo versátil con rendimiento óptimo, gracias a una capacidad de carga superior (desde $2,75\text{ Ton}$ hasta 40 Ton) con dimensiones muy compactas. La rueda es de doble pestaña a ambos lados, con garganta estándar para sistema de carriles convencionales, véase la Fig. 4.2

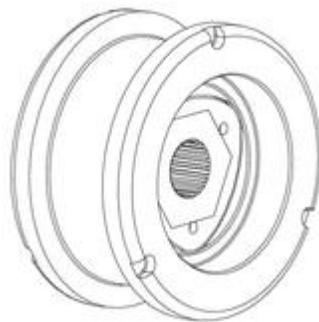


Figura 4.2 Rueda DRS Demag con garganta de perfil cuadrado.

La carcasa o bloque, cerrado por los lados, protege la rueda de las influencias mecánicas externas. En los tamaños DRS112 a DRS200, la carcasa se fabrica con aluminio de alta calidad fundido a presión o en coquilla resistente a la corrosión, con pintura pulverizada de hasta $90 \mu m$ de espesor. A partir del tamaño DRS250 se utiliza fundición nodular de alta resistencia. Las variantes de ruedas accionadas o co-accionadas se diferencian de las no accionadas por el perfil dentado de arrastre según la norma DIN 5480. El catalogo da una clasificación del tipo de montaje, para el diseño deseado es montaje superior “K”, véase la Fig. 4.3.

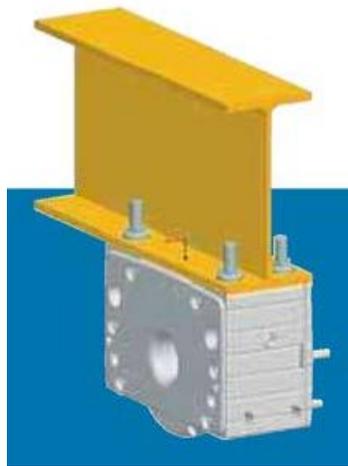


Figura 4.3 Montaje tipo K.

En el cuadro de selección se toma la de menor capacidad debido a la carga de operación del proyecto, siendo el bloque de rueda DEMAG DRS112, con una capacidad máxima de $2.750 Kg$, el más adecuado para el caso presente, véase Anexo B.

Para el modelo de ruedas elegido se proporcionan moto-reductores de engranajes cilíndricos, planos y angulares. Teniendo en cuenta la ficha técnica de la rueda seleccionada, se recomienda el elemento reductor de tipo angular los cuales se denotan con la letra “W” para 120 a $1.200 Nm$. Los motores son llamados de varias maneras, ZN los cuales no poseen frenos, ZB con frenos y KB que constituyen un sistema incorporado llamado “motor - freno”, véase Anexo B.

4.5.5 Selección del motor.

El trabajo a realizar en la etapa de calibración requiere de gran precisión, por lo que se decide establecer como condición principal de diseño, la presencia de frenos en los motores con un reductor W. Así mismo, cada lado del puente debe llevar un moto-reductor de manera sincronizada. Estimando la carga que debe vencer el sistema motriz, la cual consta de la carga de operación, el peso de la viga por unidad de longitud, el peso del polipasto y la condición de sobre-diseño en esta área de la ingeniería, se tiene una carga de $905,05 \text{ KgF}$, aproximadamente $8.875,50 \text{ N}$; y estableciendo una velocidad de traslación por parte de la empresa de 6 m/min , aproximadamente 0.1 m/s , se logra formular la siguiente ecuación:

$$P = F * V \quad [4.1]$$

$$P = 8.875,55 \text{ N} * 0,1 \text{ m/s}$$

$$P = 8.875,5 \text{ W} \approx 0,19 \text{ Hp}$$

Con este valor de potencia se procede a seleccionar del catálogo, el modelo del motor. Ya que la potencia es de $0,89 \text{ KW}$ se escoge el inmediato superior, dando como resultado el modelo ZB 90 A4 de 1.1 KW , véase en el Anexo B.

El modelo de motor seleccionado posee la recomendación de ser acoplado a un reductor W20 que proporciona un par de salida de 200 Nm y una gran gama de relaciones de transmisión véase en el Anexo B, por lo que el cálculo se refleja a continuación:

A la salida de la caja de reducción se tiene una velocidad lineal de 0.1 m/s , y el eje de transmisión que va del moto-reductor a la rueda motriz para la traslación longitudinal del puente posee un radio de $1,5 \text{ mm}$, de la siguiente manera se calcula la velocidad de rotación a la salida de la caja reductora.

$$w = \frac{V}{r} = \frac{0,1 \text{ m/s}}{0,0175 \text{ m}} = 5,71 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad [4.2]$$

Para la entrada del reductor no es necesario tener el diámetro o radio del eje ya que el motor acoplado posee una velocidad directa de 50 Hz.

$$\text{rad/s} = \text{Hz} * 2\pi \quad [4.3]$$

$$\therefore 50 \text{ Hz} * 2\pi = 314,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La relación de transmisión (*RT*) necesaria es la relación entre la entrada y la salida del reductor.

$$RT = 314,16 : 5,31 \quad [4.4]$$

$$RT = 55,01$$

La relación de transmisión calculada no se encuentra directamente en el catálogo por lo que se selecciona el inmediato superior y se requiere un variador de frecuencia para regular la velocidad del motor, así obtener la velocidad de traslación deseada.

$$RT = 58,7$$



Figura 4.4 Acople del moto-reductor y el bloque de rueda DRS.

4.5.6 Selección del variador de frecuencia.

Para que los motores hagan exactamente lo que deben, se desea la instalación de convertidores o variadores de frecuencia DEDRIVE Compact de la marca Demag. Entre las características más destacadas de este elemento se consigue adaptar con precisión los procesos de trabajo, reducir el esfuerzo de motores y reductores, cuidar el producto o mercancía a transportar, proteger el sistema mecánico (incluyendo las vigas de la grúa y los caminos de rodadura), posee un comportamiento en marcha independiente de la carga; y gracias a una aceleración sin tirones y desaceleración suave se garantiza un transporte cuidadoso, reduciendo el típico efecto de péndulo de la carga. Entre los catálogos y folletos técnicos Demag Cranes & Components se encuentra una sección para la selección del convertidor, véase Anexo B. Donde la selección se realiza con el dato de la potencia del motor. Este proyecto requiere de un solo variador de frecuencia, ya que la conexión de los dos motores se realiza en paralelo para obtener la sincronización deseada, con una potencia de $1,1 \text{ KW}$, se obtiene directamente el modelo DIC4-003.

4.5.7 Selección del rodamiento de las ruedas de apoyo.

Los aspectos más importantes que se deben tener en cuenta en este elemento mecánico son, la aplicación del rodamiento, las características del mismo, así como las dimensiones. Del bloque de ruedas seleccionado no se logra tener las especificaciones de los rodamientos de manera directa, pero si las dimensiones del mismo, por lo que se desea verificar la confiabilidad y establecer las características para dar a otros usuarios la información necesaria al momento que se desee realizar el mantenimiento o cambio del elemento rodante.

Para este procedimiento primero se establece una nomenclatura dimensional del rodamiento, véase la Fig. 4.5. Donde se pretende buscar un

rodamiento para cada una de las industrias más grandes a nivel comercial en esta rama (FAG).

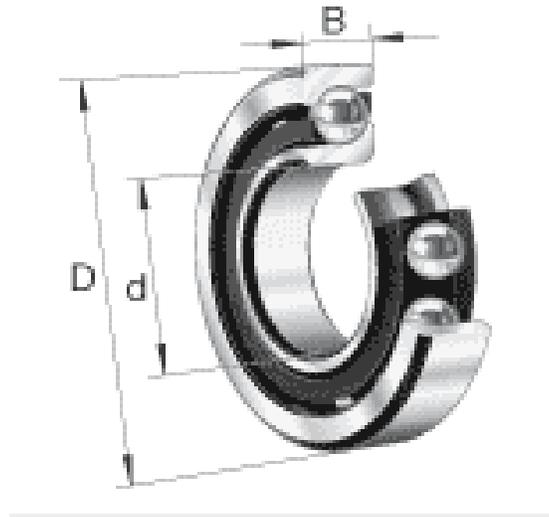


Figura 4.5 Nomenclatura del rodamiento.

La herramienta que se utiliza para la selección es el catálogo online proporcionado por el grupo SchaefferGroup de productos INA y FAG, a continuación se presenta el procedimiento a seguir:

1. Se debe entrar en la dirección: <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp/>, donde se despliega la respectiva página, en la parte inferior derecha de esta se debe dar clic en **selección de rodamientos** ya que no se conoce ninguna referencia del producto, véase la Fig. 4.6.

¿Conoce Ud. la referencia del producto
INA o FAG deseado?
Entonces introduzca aquí las letras iniciales
de la referencia:

Se ignoran mayúsculas, minúsculas así como
espacios en blanco.

O utilice nuestro asistente de selección, que le
llevará al producto más adecuado:

Selección de rodamientos

Selección lineal

Selección del soporte

Figura 4.6 Interfaz del catálogo online FAG.

2. Al desplegarse una nueva ventana (medias® Professional), se cuenta con un sistema de selección donde se especifica las características del elemento deseado. Con los pictogramas (1) a la izquierda, se eligen las propiedades que necesita el rodamiento (fuerza radial, fuerza axial en un sentido, fuerza radial en ambos sentidos, tipo de lubricación y sellos); mediante las casillas de selección (2) a la derecha, seleccionará el tipo necesario (rodamientos a bolas, rodamientos de rodillo o casquillo, rodamientos cónicos, etc.). En la mayoría de las ruedas o poleas, la carga es prácticamente radial con lo que el rodamiento rígido de bolas es el más adecuado. Cada clic a la izquierda tiene consecuencias en el lado derecho y viceversa; por lo que, si una propiedad o un tipo ya no se pueden seleccionar, es debido a los pictogramas y casillas de selección ya activados. Arriba a la derecha medias® Professional indica el número de los productos posibles que cumplen con las condiciones establecidas (4). Puede suprimir toda la selección, haciendo un clic en "Cancelar" en la línea de botones en la parte inferior derecha, donde también se encuentra el botón siguiente y volver (3). Véase la Fig. 4.7



Figura 4.7 Características del rodamiento.

3. Se presiona el botón siguiente, el cual con lleva a la solapa donde se establece el espacio constructivo del elemento y las capacidades de carga. Se introduce las dimensiones de montaje que pertenecen diámetro interno, diámetro externo y ancho (1) y los datos de rendimientos (cargas a soportar) (2) para el rodamiento buscado. Tomando en cuenta un dimensionamiento previo de la rueda DRS112, se establecen medidas límites de la geometría del rodamiento $d = 35 \text{ mm}$, $D = 72 \text{ mm}$ y $b = 27 \text{ mm}$, de esta manera se procede a introducir los datos, como también la carga máxima que soporta la estructura, la cual representa $8875,5 \text{ N}$, se divide esto a la mitad ya que son 2 patines, lo que resulta en una carga de 4437.75 N (caso crítico: que toda la carga sea ejercida en una rueda y que esta posea un solo rodamiento). medias® Professional indica el número de los productos posibles (4). Puede suprimir toda la selección, haciendo un clic en "Cancelar" en la línea de botones de acción

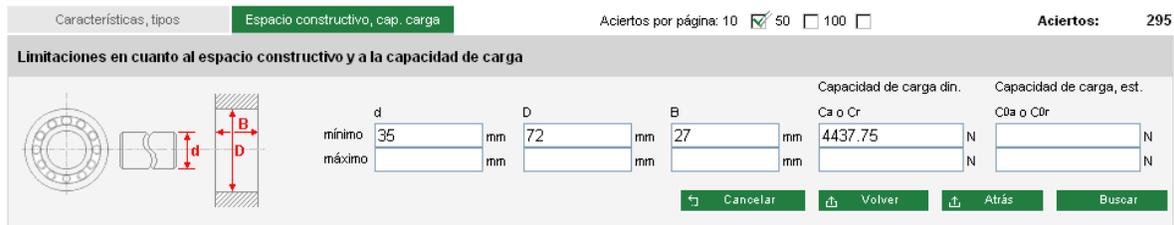
en la parte inferior derecha, donde también se encuentra el botón siguiente y volver (3). Véase la Fig.4.8.



Figura 4.8 Espacio constructivo y capacidad de carga.

- Se presiona buscar y el catálogo de manera automática muestra la cantidad de rodamientos con características similares a las proporcionadas por el usuario, como se puede ver en la Fig. 4.9.

Selección de rodamiento



Página [1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | ... | 30]

Producto	d mm	D mm	B mm	C _r N	C _{0r} N	n _G 1/min	n _B 1/min	Reestablecer configuración estándar
3207-BD	35	72	27	41000	30000	10100	9900	
3207-BD-2HRS-TVH	35	72	27	41000	30000	6100	9900	
3207-BD-2Z-TVH	35	72	27	41000	30000	10100	9900	
3207-BD-TVH	35	72	27	41000	30000	10100	9900	
4307-B-TVH	35	80	31	51000	38000	8000	7000	
62307-2RSR	35	80	31	35500	19100	5600	0	
3307-BD	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	
3307-BD-2HRS-TVH	35	80	34.9	55000	36500	5800	8100	
3307-BD-2Z-TVH	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	
3307-BD-TVH	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	

Figura 4.9 Tabla de rodamientos posibles.

Se observa que según las dimensiones, se tiene un número limitado de rodamientos, donde todos poseen una capacidad de carga entre 30.000 N y 41.000 N, carga bastante amplia para el trabajo al que serán sometidos. Ya que todos los rodamientos poseen la misma geometría se realiza una búsqueda en la

gama comercial para establecer un criterio de economía, siendo el elemento seleccionado: Rodamientos a bolas de contacto angular 3207-BD-TVH medidas principales según DIN 628-1, ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$, véase la Fig. 4.10

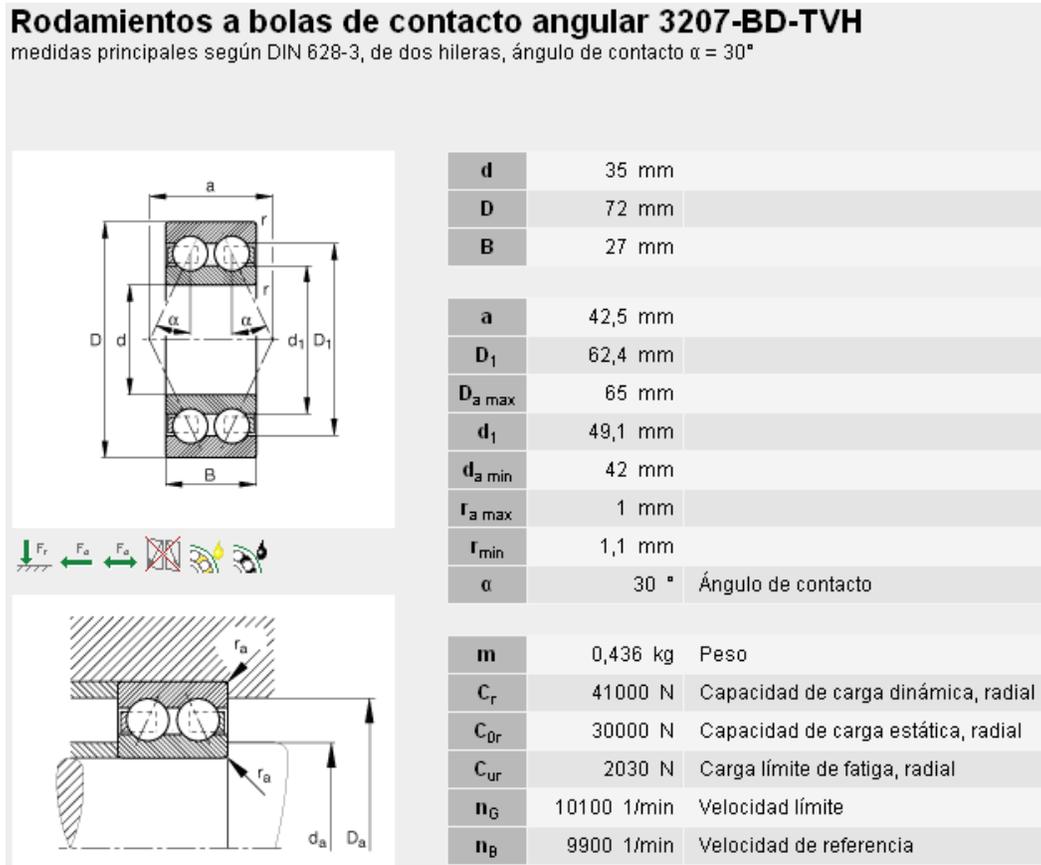


Figura 4.10 Rodamiento seleccionado.

Al dar clic en el código del rodamiento que se desea seleccionar, se tiene un cuadro donde aparece algunos valores límites de carga del elemento, queriendo establecer un factor de seguridad confiable, según la teoría establecida por FAG se denomina Factor de Seguridad Estático (S_0). Es la comparación de la capacidad de carga estática radial o axial (C_{0r} ó C_{0a}) y la carga estática máxima sobre el rodamiento (P_0). La estructura consta de 2 unidades de patín, cada patín lleva 2 ruedas y cada rueda lleva 2 rodamientos, por lo que la carga de $4437,75 N$, se convierte en una carga $P_0 = 1.109,43 N$

$$N = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{30.000 N}{1.109,43 N} \quad [4.5]$$

$$N = 27,04$$

Al obtener el factor de seguridad se logra verificar que no se presenta incertidumbre por parte del sistema de rodadura $N \geq 4$ y se puede usar el rodamiento 3207-BD-TVH o similares a este.

4.5.8 Cálculos resistivos.

Los primeros cálculos a realizar en el diseño de la estación de ensamblaje serán los cálculos resistivos a las estructuras involucradas, en este punto y como anteriormente se dividió el diseño, se realizarán análisis a la grúa lineal y el puente grúa de la estación de calibración. Como se mencionó en el capítulo anterior, el análisis resistivo de las estructuras se llevará a cabo mediante las teorías clásicas de falla, (estática y dinámicamente), esto con el fin de predecir el mecanismo por el cual dichos elementos estructurales cederán ante el sistema de carga asociado, y de esta manera establecer un factor de seguridad que cumpla con las exigencias del diseño.

Pensando siempre en el costo del diseño, para realizar los cálculos resistivos mencionados con anterioridad, se utilizarán materiales como vigas y tubos estructurales que la empresa posea en el almacén. Con respecto a las vigas (el soporte principal de los polipastos) se trata de tipo IPN-140, la cual cumple con las normas COVENIN ASTM-A-36, véase el anexo C. Para los tubos estructurales, se cuenta con tubos rectangulares de 4x2x0,188 in, los cuales cumplen con la norma ASTM-NPS-A.

4.5.8.1 Cálculos resistivos a la grúa monorraíl.

Por el diseño de la grúa, los cálculos resistivos se harán para la posición que se muestra en la figura 5.1 la cual debido al tipo de unión que se tienen entre la viga y el elemento de soporte (Soldadura), se describe como una viga doblemente empotrada. Se toma en cuenta que la carga esta aplicada en la mitad de la distancia de los apoyos. La aplicación de la misma, se toma como una de tipo distribuida, la cual resulta en cuatro (4) puntos de contacto con la viga monorraíl, esto debido a que el polipasto posee cuatro ruedas que soportan el peso del montante final. Ahora bien, como la distancia entre los centros de las ruedas resulta bastante corta, la aplicación de la carga se representa como sigue.

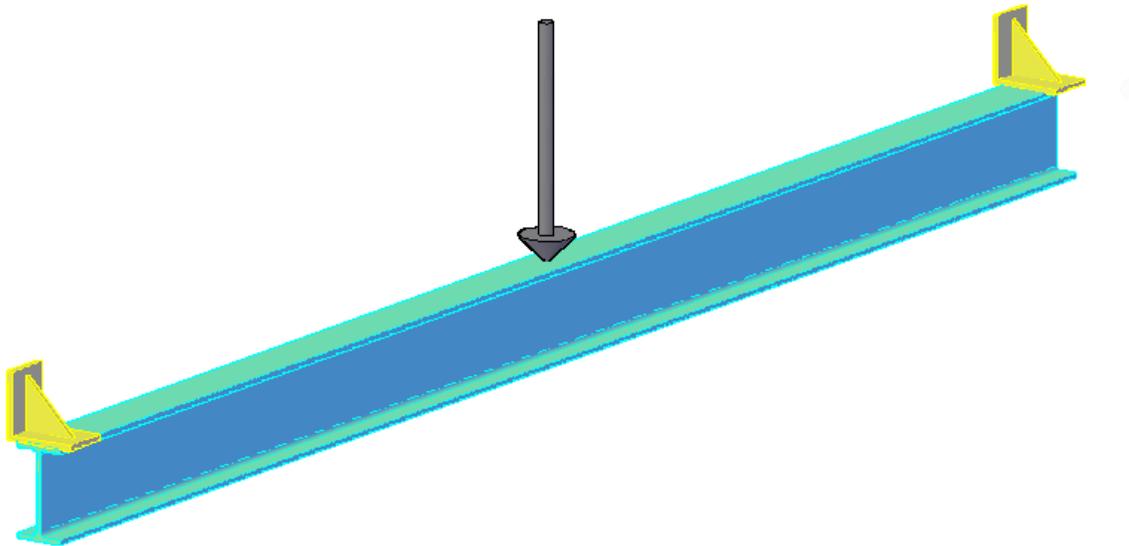


Figura 4.11. Representación del sistema de carga en la grúa monorraíl.

Se comienza analizando el estado estático de las cargas, mediante la generación de un diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) como se muestra en la figura 4.12. Debido al empotramiento en ambos extremos de la viga (viga hiperestática), es necesario generar la ecuación de momento que representa el estado de carga en la misma.

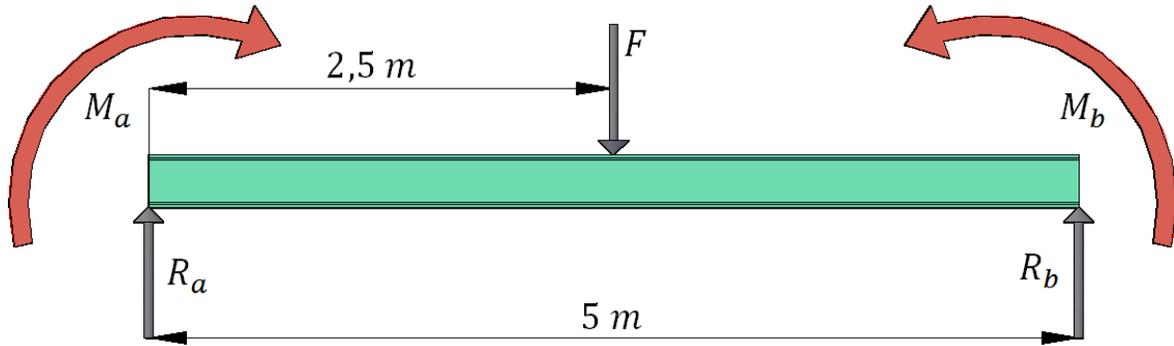


Figura 4.12. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 1.

$$F = \text{Carga} + \text{Polipasto}$$

$$F = 120 \text{ Kg} + 10 \text{ Kg} = 130 \text{ Kg} F = 1.274,86 \text{ N}$$

$$\sum M_b: M_a + R_a * (x) - 1.274,86 * < x - 2,5 > = 0 \quad [4.6]$$

El sistema de carga genera cuatro (4) incógnitas del tipo restrictivas a las ecuaciones de fuerza y momento, lo que implica que para conseguir los valores de R_a , R_b , M_a y M_b es necesario utilizar el método de la doble integración, para esto se utiliza la ecuación.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M \quad [4.7]$$

El método a utilizar para conseguir los valores de R_a , R_b , M_a y M_b , consiste en integrar dos (2) veces la ecuación [4.7]. Con la primera integral y suponiendo $E * I$ constante, se obtiene la ecuación de la pendiente de la curva elástica de la viga.

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \int M * dx + C_1 \quad [4.8]$$

Integrando nuevamente, es posible obtener la ecuación de la elástica de la viga y permite calcular el valor de la ordenada y para cualquier valor de x .

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \iint M * dx * dx + C_1 * x + C_2 \quad [4.9]$$

En este punto C_1 y C_2 , son constantes de integración a determinar por las condiciones de borde o de sujeción en los extremos de la viga. Sustituyendo la ecuación de momento [4.6] en la ecuación [4.7], e integrando dos (2) veces se obtiene.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M_a + R_a * (x) - 1.274,86 * \langle x - 2,5 \rangle \quad [a]$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = M_a * x + \frac{R_a}{2} * x^2 - 637,43 * \langle x - 2,5 \rangle^2 + C_1 \quad [b]$$

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{637,43}{3} * \langle x - 2,5 \rangle^3 + C_1 * x + C_2 \quad [c]$$

Donde C_1 y C_2 son iguales a cero, debido a que la pendiente y la deflexión en el punto A son nulas. Ahora existen dos reacciones desconocidas o sobrantes en la ecuación de la elástica y de la pendiente (M_a y R_a). Para determinarlas se aplican otras dos condiciones de deformación, en $x = 5 \text{ m}$, la deflexión y la pendiente también son nulas, por lo que sustituyendo en las ecuaciones [b] y [c] se obtiene:

$$0 = M_a * 5 + \frac{R_a}{2} * 5^2 - 637,43 * \langle 5 - 2,5 \rangle^2 \quad [d]$$

$$0 = \frac{M_a}{2} * 5^2 + \frac{R_a}{6} * 5^3 - \frac{637,43}{3} * \langle 5 - 2,5 \rangle^3 \quad [e]$$

Resolviendo el sistema de ecuación, se obtienen los siguientes valores:

$$R_a = 637,43 \text{ N} = 65 \text{ KgF}$$

$$M_a = -796,787 \text{ N} * m = -8.124,97 \text{ KgF} * cm$$

Haciendo uso de las ecuaciones de fuerzas estáticas, se obtiene.

$$\sum F_y: R_a + R_b - F = 0 \quad [4.10]$$

$$\sum M_b: M_a + R_a * 5 - F * 2,5 = M_b \quad [4.11]$$

$$R_b = 637,43 \text{ N} = 65 \text{ KgF}$$

$$M_b = 796,787 \text{ N} * m = 8.124,97 \text{ KgF} * cm$$

El signo negativo de M_a indica que la viga se deforma de manera cóncava, lo cual se espera que suceda. Así mismo la igualdad de las reacciones y los momentos, corroboran la simetría esperada en la deformación de la viga. Esto hace notar que efectivamente el punto seleccionado es el punto más crítico del diseño (donde se genera la mayor deformación), pero el momento máximo se encuentra en los puntos de apoyo de la viga, por lo que en ellos se realizarán los cálculos de esfuerzos. En el punto crítico (los apoyos) se tienen esfuerzo cortante y flector, por lo que se harán los cálculos de ambos para determinar el esfuerzo combinado del estado de fuerzas. Para el esfuerzo cortante se tiene:

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{65 \text{ KgF}}{18,2 \text{ cm}^2} \quad [4.12]$$

$$\tau_c = 3,571 \text{ KgF} / \text{cm}^2 \quad [I]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo flector generado en el punto de estudio, recordando que los valores de área de sección transversal de la viga, así

como el momento de inercia de la misma, utilizados para realizar los cálculos resistivos, se presentan como anexo de este proyecto.

$$\sigma_c = \frac{M * C}{I} = \frac{8.124,97 \text{ KgF} * \text{cm} * 0,7 \text{ cm}}{572 \text{ cm}^4} \quad [4.13]$$

$$\sigma_c = 9,943 \text{ KgF} / \text{cm}^2 \quad [II]$$

Una vez obtenidos los esfuerzos presentes en el punto de estudio, se procede a verificar el tipo de falla que se puede producir debido al estado de carga aplicada. Se comienza verificando si el elemento falla por fatiga, esto tomando como parámetros que el estado crítico de carga se presentará ocho (8) veces por día, donde la empresa tendrá operaciones veintidós (22) días al mes y estimando que el equipo funcionará sin cambiar la viga durante veinte (20) años.

Con los parámetros de operación asumidos anteriormente, se procede a calcular los ciclos a los cuales estará sometida la estructura teniendo en cuenta el estado crítico de carga, dando como resultado un total de 42.240 ciclos. Según los textos de referencia, las fallas por fatigas suceden en ciclos bajos (para $N \leq 10^3$ ciclos) y en ciclos altos (para $10^3 < N < 10^6$ ciclos); esto se deriva de la construcción de la gráfica S-N (Resistencia a la fatiga-números de ciclos) en escala bilogarítmica (Figura 7-9 del libro “*Diseño en Ingeniería Mecánica, Tercera edición en español, Joseph E. Shigley*”). De la gráfica se puede notar que la resistencia a la fatiga es bastante aproximada a la resistencia última del material, para ciclos menores de 10^3 . A partir de 10^3 ciclos se nota un punto de inflexión donde la resistencia a la fatiga disminuye notablemente mientras se aumentan los ciclos de aplicación de la carga, esto sucede hasta llegar a un número de ciclos de aproximadamente 10^6 ; donde a partir del cual, la resistencia a la fatiga tiende a ser constante. Para un análisis más profundo de este tipo de fallas, se recomienda al lector dirigirse al capítulo 6 del libro “*Diseño en Ingeniería Mecánica, Tercera edición en español, Joseph E. Shigley*”.

Debido al número de ciclos obtenidos para una operación crítica de veinte años, se realiza el estudio de fatiga con altos ciclos de aplicación de la carga. Para ciclos mayores a 10^3 los resultados presentan gran dispersión, lo que hace necesario aproximar el comportamiento de la curva con una tendencia lineal entre 10^3 y 10^6 . Tomando como límites de resistencia a la fatiga:

$$S'_f = 0,8 * S_{ult} \quad N = 10^3 \quad [4.14]$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ult} \quad N = 10^6 \quad [4.15]$$

$$\log S'_f = b * \log N + C \quad [4.16]$$

Se procede a generar la ecuación de la recta [4.15], la cual debe pasar por los puntos antes mencionados; resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los parámetros b y c .

$$c = \log \frac{(0,8 * S_{ult})^2}{S'_e} \quad [4.17]$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left(\frac{0,8 * S_{ult}}{S'_e} \right) \quad [4.18]$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación [4.15], es posible obtener el valor de S_f , para cualquier valor de N conocido.

$$S_f = 10^c * N^b \quad [4.19]$$

Sustituyendo el valor tabulado $S_{ult} = 5.000 \text{ KgF}/\text{cm}^2$ para las vigas IPN-140 en las ecuaciones [4.14] y [4.15]; se obtienen los puntos por los cuales pasa la recta de aproximación.

$$S'_f = 0,8 * 5.000 = 4.000 \text{ KgF}/\text{cm}^2$$

$$S'_e = 0,5 * 5.000 = 2.500 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones [4.17] y [4.18], se procede a calcular los factores c y b .

$$c = 3,8062$$

$$b = -0,0681$$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación [4.19], se obtiene el valor de resistencia a la fatiga para 42.240 ciclos.

$$S_f = 10^{3,8062} * 42.240^{-0,0681}$$

$$S_f = 3.098,76 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

Se observa que el resultado obtenido se encuentra entre los límites determinados para 10^3 y 10^6 ciclos, por lo que se acepta el resultado y se procede a comparar con los esfuerzos cortante y flector obtenidos anteriormente.

$$\tau_C < \sigma_C \ll S_f$$

Con esto se determina que la pieza no falla por fatiga para la cantidad de ciclos de vida a la cual se diseña la estructura. Ahora bien, es de hacer notar que los factores de los que depende este análisis de esfuerzos provienen en su mayoría de las propiedades del material, lo que permite obtener un valor general de resistencia a la fatiga para análisis posteriores.

Es necesario ahora calcular si el elemento falla de manera estática, para ello se utiliza la teoría de la energía de deformación o Von Mises-Hencky, la cual se utiliza en materiales dúctiles y con presencia de esfuerzos combinados en el punto de estudios, que es el caso que se presenta para este análisis.

$$\sigma'_f = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad [4.20]$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'_f} \quad [4.21]$$

Sustituyendo los valores [I] y [II] en la ecuación [4.18] se obtiene el esfuerzo combinado para el punto de estudio, el mismo, se utiliza para calcular el factor de seguridad y de esta manera determinar si el diseño cumple con el estado de carga presente.

$$\sigma'_f = 11,71 \text{ KgF/cm}^2$$

$$N = \frac{2.500 \text{ KgF/cm}^2}{11,71 \text{ KgF/cm}^2}$$

$$N = 213,48 = 214$$

Con el factor de seguridad obtenido, según los textos, se puede establecer que la viga a utilizar para el diseño del sistema de elevación lineal, es capaz de soportar el estado de carga aplicado en el punto más esforzado. No obstante, el valor de N no puede ser el único método analítico para garantizar la seguridad del diseño, puesto que con él no se determina el comportamiento físico del elemento estructural.

Por esta razón, es necesario calcular la flecha o deformación máxima del punto de aplicación de la carga, y de esta manera garantizar que el comportamiento elástico de la viga esta entre los parámetros aceptados de seguridad. Esto se logra, dándole valor a $x = 2,5 \text{ m}$ (que es el punto de aplicación de la carga) a la ecuación [c], y teniendo en cuenta que $E =$

$200 \times 10^9 \text{ Pa}$, y la inercia de la viga es $I = 5,72 \times 10^{-6} \text{ m}^4$ se obtiene la deformación máxima de la viga.

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{637,43}{3} * (x - 2,5)^3$$

$$y = 3,628 \times 10^{-3} \text{ m} = 3,628 \text{ mm}$$

De esta manera se puede asegurar que la viga no falla debido al estado de fuerzas aplicado, ya que según la norma AISC la deflexión máxima permisible para una grúa monorraíl es.

$$y_{max} \leq \frac{L}{450 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 11,11 \text{ mm}$$

4.5.8.2 Cálculos resistivos al puente grúa.

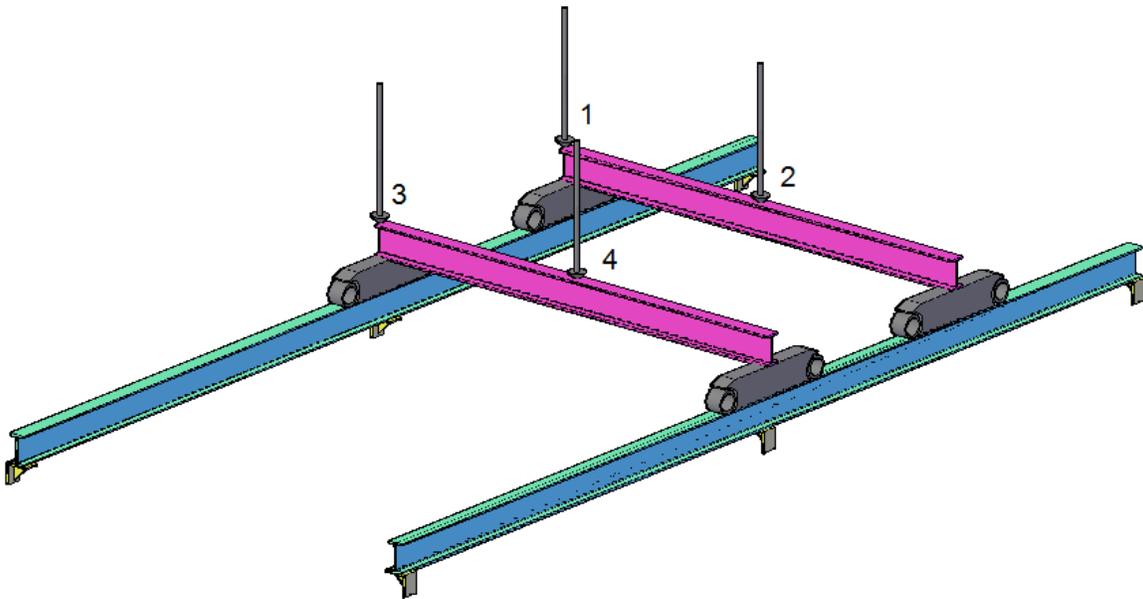


Figura 4.13. Representación del sistema de carga en el puente grúa.

Teniendo en cuenta el diseño de la estructura es necesario realizar el estudio resistivo a una mayor cantidad de puntos críticos debido a la naturaleza del movimiento de la grúa, para esto se tomará el mismo criterio utilizado en el apartado anterior (Teorías clásicas de fallas). Los puntos a estudiar se desglosarán en tres sectores como se muestra en la figura 4.13, para de esta manera tener un conocimiento preciso del comportamiento de la viga ante todos los esfuerzos presentes en la estructura.

4.5.8.2.a Análisis resistivo del punto 1.

El estudio del punto uno (1) se caracteriza por la posición de la carga, para ello se coloca todo el peso que soportará la estructura justo en la posición más cercana a la viga carrilera. De esta manera, se estudia el comportamiento de dicho elemento estructural. Primeramente es necesario realizar el estudio estático de las fuerzas mediante el diagrama de cuerpo libre (D.C.L).

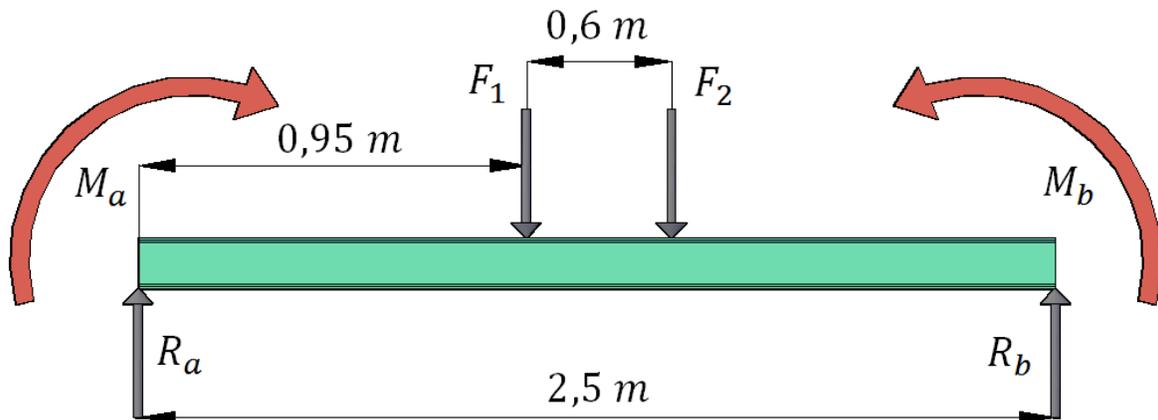


Figura 4.14. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga en la posición 1 (viga de soporte principal).

La fuerza F viene dada por el peso de todas las piezas constitutivas del polipasto que se está diseñando, además de la carga máxima a la cual se espera que trabaje el puente grúa, la misma representa las masas de calibración de 500 Kg. Por otra parte, cada motor que dará movimiento a las ruedas de apoyo de la

viga del puente grúa tiene un peso de 50 Kg, en vista de que esta viga posee dos apoyos y cada uno es motorizado, el peso total de los motores es de 100 Kg. Es de hacer notar que a este peso se le agregó una sobre-carga del 15%, a manera de garantizar cierto grado de seguridad.

$$F = Rueda + Viga + Polipasto + motor + Carro \\ + Masa de calibracion$$

$$F = 29 + 34 + 120 + 100 + 4 + 500 = 787 \text{ KgF}$$

$$F = 787 * 1,15 = 905 \text{ KgF} = 8.875,019 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{2} = 4.437,51 \text{ N}$$

Como se planteó en el apartado anterior, la viga carrileras también se encuentra empotrada en ambos extremos de la misma, por lo que para calcular las reacciones y el momento máximo, es necesario seguir los pasos antes mencionados. Para ello, se comienza deduciendo la ecuación de momento para el sistema de carga aplicado.

$$\sum M_b:$$

$$M_a + R_a * (x) - 4.437,51 * \langle x - 0,95 \rangle - 4.437,51 * \langle x - 1,55 \rangle = 0 \quad [4.22]$$

Sustituyendo en la ecuación [4.7] e integrando dos veces se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M_a + R_a * (x) - 4.437,51 * \langle x - 0,95 \rangle - 4.437,51 * \langle x - 1,55 \rangle$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = M_a * x + \frac{R_a}{2} * x^2 - 2.218,76 * \langle x - 0,95 \rangle^2 \\ - 2.218,76 * \langle x - 1,55 \rangle^2 + C_1 \quad [f]$$

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 0,95 \rangle^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 1,55 \rangle^3 + C_1 * x + C_2 \quad [g]$$

Como en el caso anterior C_1 y C_2 son iguales a cero debido a las condiciones de bordes planteadas para el punto A, donde la pendiente de la elástica así como la deformación son iguales a cero. Para conseguir los valores de R_a y M_a se aplican otras dos condiciones de deformación, en $x = 2,5 \text{ m}$ la deflexión y la pendiente también son nulas, por lo que sustituyendo en la ecuación [f] y [g] se obtiene:

$$0 = M_a * 2,5 + \frac{R_a}{2} * 2,5^2 - 2.218,76 * \langle 2,5 - 0,95 \rangle^2 - 2.218,76 * \langle 2,5 - 1,55 \rangle^2 \quad [h]$$

$$0 = \frac{M_a}{2} * 2,5^2 + \frac{R_a}{6} * 2,5^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle 2,5 - 0,95 \rangle^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle 2,5 - 1,55 \rangle^3 \quad [i]$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado se obtienen los siguientes valores.

$$R_a = 4.437,51 \text{ N} = 452,5 \text{ KgF}$$

$$M_a = -2.613,7 \text{ N} * \text{m} = -26.652,32 \text{ KgF} * \text{cm}$$

Haciendo uso de las ecuaciones de fuerza estática se consigue.

$$\sum F_y: R_a - F_1 - F_2 + R_b = 0 \quad [4.23]$$

$$\sum M_b: M_a + R_a * 2,5 \text{ m} - F_1 * 1,55 - F_2 * 0,9 = M_b \quad [4.24]$$

$$R_a = R_b = 452,5 \text{ KgF}$$

$$M_b = 26.652,32 \text{ KgF} * \text{cm}$$

Con los valores obtenidos anteriormente, es momento de calcular el esfuerzo cortante y flector presente en la distribución de carga planteada, para esto se hace uso de las ecuaciones [4.12] y [4.13], dando como resultado.

$$\tau_c = 24,86 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_c = 32,56 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

Se procede a realizar el estudio dinámico de las piezas para comprobar que el elemento no falla por fatiga, el análisis se lleva tomando los parámetros utilizados en el apartado 4.5.8.1 ya que se trata de la misma viga y se espera que se mantenga en operación durante el mismo periodo de tiempo. Como se mencionó anteriormente, se utilizará el valor de resistencia a la fatiga para comparar con los esfuerzos flector y cortante, presente en todos los puntos de estudios. Teniendo en cuenta que los que para los rangos de fuerzas aplicadas a la estructura de estudio son similares en todos los puntos de análisis, se puede afirmar que la viga no fallara por fatiga para ningún estado de carga aplicada a la estructura del puente grúa, por lo que se tomará como premisa este análisis para los puntos posteriores de estudio.

$$\tau_c < \sigma_c \ll S_f$$

Esto hace que el análisis de todos los puntos posteriores se enfoque en la teoría de falla estática y nuevamente utilizar el método de Von Mises-Hencky para su análisis resistivo. Según la ecuación [4.18]

$$\sigma'_f = 54 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

Haciendo uso de la ecuación [4.19] se obtiene que el factor de seguridad para este arreglo de carga sea $N = 47$, lo que garantiza la confiabilidad del sistema. Es de hacer notar que para los siguientes puntos de estudio, se llevarán a cabo los mismos criterios y métodos para el análisis de esfuerzo, por lo que solo se presentarán los resultados de los mismos.

Así mismo, al igual que en el apartado anterior se calcula la flecha o deformación del punto de aplicación de la carga para de esta manera garantizar la confiabilidad del diseño.

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 0,95 \rangle^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 1,55 \rangle^3$$

$$y = 3,031 \times 10^{-3} \text{ m} = 3,031 \text{ mm}$$

Con estos valores se corrobora que la viga cumple satisfactoriamente con los estándares de seguridad, ya que los mismos se encuentran por debajo de los sugeridos en la norma AISC, la cual establece la deflexión máxima permisible para vigas carrileras:

$$y_{max} = \frac{L}{750 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 3,34 \text{ mm}$$

4.5.8.2.b Análisis resistivo del punto 2.

En este caso, como se observa en la figura 4.13, el polipasto se coloca en el medio de la viga puente (soporte del polipasto), esto es con el fin de analizar la deformación de dicho elemento. Como se describió anteriormente, las vigas que soportan y son parte principal de la estructura del puente grúa, no fallarán por fatiga. Por lo que se continúa con el análisis de esfuerzo estático de la viga puente. Esta posición se caracteriza por el tipo de apoyo que existe en este elemento, para la cual se considera una tipo simplemente apoyada. Teniendo en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la viga secundaria para esta posición, se tiene.

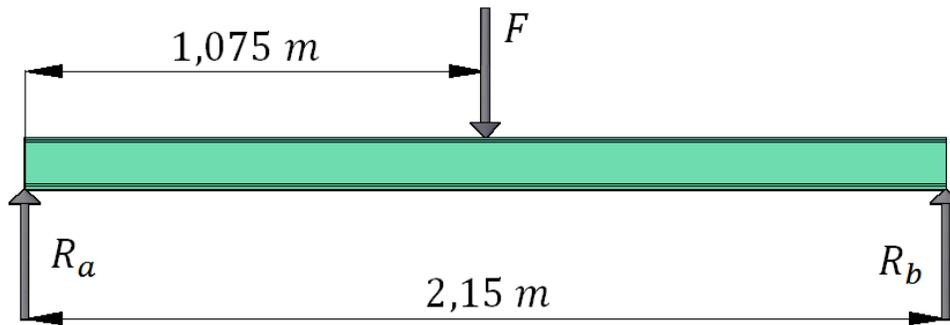


Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 2 (viga puente).

Ya que está en una viga simplemente apoyada, el método de resolución es el clásico, donde el número de restricciones es igual al número de ecuaciones. En este punto basta con plantear las ecuaciones de fuerza estática, para conseguir los valores de R_a y R_b .

$$\sum F_y: R_a - F + R_b = 0 \quad [4.25]$$

$$\sum M_a: R_b * 2,15 m - F * 1,075 m = 0 \quad [4.26]$$

La aplicación de la carga para este ejercicio, tiene las mismas premisas que en el apartado 4.5.8.1, ya que los polipastos son iguales, lo que varía es la carga aplicada sobre los mismos, donde para este punto de estudio $F = 8.875,019 N$. Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado anteriormente se obtiene

$$R_a = R_b = 4.437,51 N * m = 452,5 KgF$$

Con estos valores se procede a construir el diagrama de corte y momento para el estado de carga aplicado, resultando.

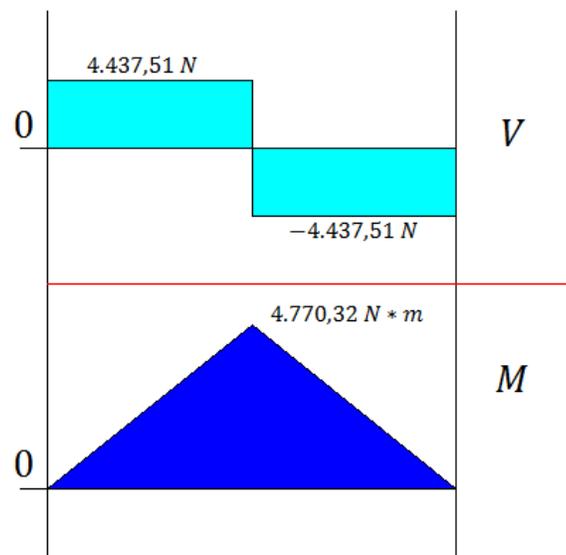


Figura 4.16. Diagrama de corte y momento para el sistema de carga del punto 2 (viga puente).

Sustituyendo los valores de V_{max} y M_{max} , que ocurren para $x = 1,075 m$, en las ecuaciones [4.12] y [4.13], se obtiene

$$\tau_c = 2.128,337 \frac{KN}{m^2} = 21,703 \frac{KgF}{cm^2}$$

$$\sigma_c = 5.828,092 \frac{KN}{m^2} = 59,43 \frac{KgF}{cm^2}$$

Aplicando la teoría de Von Mises-Hencky y haciendo uso de la ecuación [4.18] se obtiene el esfuerzo combinado para el punto de aplicación de la carga, y aplicando la ecuación [4.19] es posible conseguir el factor de seguridad.

$$\sigma'_f = 73,39 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

$$N = 34,09 = 34$$

Se observa que el valor N obtenido es mucho mayor que el recomendado por los textos, por lo que se da por satisfactorio dicho resultado. Ahora se procede a calcular la flecha o deformación en el punto de aplicación de la carga, para la misma se hace uso nuevamente de la metodología implementada en los apartados anteriores, ya que para el cálculo de las reacciones no fue necesario generar la ecuación de momento en la viga, a continuación se presenta el desarrollo de este análisis teniendo en cuenta que $x = 1,075 \text{ m}$.

$$\sum M_b: R_a * (x) - 1.274,86 * \langle x - 1,075 \rangle = 0 \quad [4.27]$$

$$E * I * y = R_a * (1,075) - 1.274,86 * \langle 1,075 - 1,075 \rangle$$

$$y = 4,17 \times 10^{-3} \text{ m} = 4,17 \text{ mm}$$

El resultado obtenido cumple con las especificaciones de seguridad propuestas por la norma AISA, ya que para la viga de puente, la deflexión máxima permisible es:

$$y_{max} = \frac{L}{400 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 5,38 \text{ mm}$$

Por lo que se puede garantizar que el elemento estructural en estudio, sometido al sistema de cargas propuesto no falla.

4.5.8.2.c Análisis resistivo al puntos 3.

En este apartado, la posición de la carga permite analizar la columna que actúa como base de la estructura, es necesario determinar si la misma falla por compresión pura o pandeo, y es que para este punto se asume que la carga actúa sobre el eje longitudinal de la columna. Aunque en la realidad existe cierta excentricidad, la misma se desprecia para analizar el comportamiento del elemento estructural bajo condiciones de compresión.

Se desprecia la acción de la excentricidad de la carga sobre la columna, debido a que el efecto de pandeo sobre dicho elemento, se verá afectado por la presencia de la estructura en forma de cercha en la parte superior de la misma, por lo que para este análisis se toma como premisa que la línea de acción de la carga, coincide con la línea centroidal del perfil a estudiar.

Las columnas se suelen dividir en tres (3) grupos: ***largas, intermedias y cortas***. Las diferencias entre estas vienen determinadas por su comportamiento. Las columnas largas se rompen por pandeo o flexión lateral; las intermedias, por una combinación de aplastamiento y pandeo, y los postes cortos, por aplastamiento. Debido a esto, es necesario determinar el tipo de columna que se genera en este diseño, para esto es necesario analizar la relación de esbeltez.

Columnas cortas:

$$\frac{h}{r} < 20$$

Columnas Intermedias:

$$20 \leq \frac{h}{r} \leq \frac{h}{r} \text{lim}$$

Columnas Largas:

$$\frac{h}{r} > \frac{h}{r} \lim$$

Donde $\frac{h}{r} \lim$, se calcula:

$$\frac{h}{r} \lim = \pi \sqrt{\frac{2 * n * E}{S_y}} \quad [4.28]$$

Debido a que el elemento estructural es un acero a bajo carbono, se conocen los valores de $E = 200 \text{ GPa}$ y $S_y = 420 \text{ MPa}$. El factor n depende del tipo de sujeción que posee la columna en los extremos; el caso particular a estudiar, se toma como condición que la misma esta empotrada en ambos extremos, por lo que $n = 4$. Sustituyendo los valores en la ecuación [4.25].

$$\frac{h}{r} \lim = \pi \sqrt{\frac{2 * 4 * 200 \times 10^9}{420 \times 10^6}}$$

$$\frac{h}{r} \lim = 193,9$$

Es necesario calcular la relación de esbeltez del perfil que se presenta en el diseño, teniendo en cuenta que para calcular el radio de giro, se utiliza la inercia de menor magnitud de la sección transversal del perfil.

$$r = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{35,1 \text{ cm}^4}{18,2 \text{ cm}^2}} \quad [4.29]$$

$$r = 1,389 \text{ cm} = 0,01389 \text{ m}$$

$$\frac{h}{r} = \frac{2,15 \text{ m}}{0,01389 \text{ m}} = 154,81$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que el elemento estructural se presenta como una columna de tipo intermedia, por lo que el método de resolución a utilizar será la aplicación de la ecuación de **J.B. Jhonson**, quien entre 1.908 y 1.910 propuso la siguiente ecuación.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{n * E} * \left(\frac{h}{r} \right)^2 \quad [4.30]$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene.

$$P_{cr} = 520.777 \text{ N}$$

Siendo P_{cr} , el valor de carga máxima que puede soportar la columna antes de sufrir una ruptura o deformación por aplastamiento. Se procede ahora a calcular un factor de seguridad utilizando la siguiente ecuación.

$$N = \frac{P_{cr}}{F} \quad [4.31]$$

$$N = \frac{520.777 \text{ N}}{8.875,019 \text{ N}} = 58,68$$

$$N = 59$$

Basado en los textos guías, los cuales recomiendan que el factor de seguridad oscile entre $4 \leq N \leq 8$, se observa que el resultado supera con creces estas recomendaciones, con lo que se puede garantizar que la columna en estudio no falla bajo el sistema de carga asociado.

4.5.8.2.d Análisis resistivo a la cercha (punto 4).

Para el calculo de la cercha o estructura de refuerzo se emplea la norma de acero AISC, donde para calcular el momento flector maximo se establecen los siguientes pasos:

Primeramente se verifica que la estructura pueda soportar cargas axiales (traccion y compresion)

Diseño por Traccion:

$$\frac{L}{r} < 300 \quad \rightarrow \quad \frac{215}{1.51} = 153,57$$

$$\frac{L}{r} = 153,57 \quad \therefore \quad \frac{L}{r} < 300$$

Donde

r es el radio de giro

L es la longitud de la cercha

Luego se calcula la resistencia de compresion nominal (P_n) basandose en el estado limite de flexion.

$$P_n = F_y * A_g \quad [4.32]$$

$$P_n = F_u * A_e \quad [4.33]$$

Donde:

P_n es la resistencia de compresion nominal.

A_g es el area gruesa.

A_e es el area efectiva.

F_y es el esfuerzo de fluencia del material.

F_u es el esfuerzo ultimo del materia.

El valor de A_g y A_e es $4,80 \text{ cm}^2$ según la norma.

$$P_u = \phi * P_n = \phi * F_y * A_g \quad [4.34]$$

Donde

ϕ , es el coef. de resistencia a la flexión, según F_y .

P_u , es resistencia axial de la cercha.

Según la norma el coeficiente de resistencia posee un valor de 0,9, al sustituir y resolver la ecuacion tal (ecuacion anterior al parrofo), se obtiene:

$$P_u = 0,90 * 2500 * 480 = 10.800 \text{ kg}$$

$$P_u = 10,8 \text{ Ton}$$

Es necesario calcular la resistencia axial en funcion de los 2 valores de P_n , por lo tanto:

$$P_n = \phi * F_u * A_e \quad [4.35]$$

Donde:

ϕ , coeficiente de resistencia, según F_u .

Según la norma para este paso el coeficiente de resistencia posee un valor de 0,75, al sustituir y resolver la ecuacion (ecuacion anterior al parrafo), se obtiene:

$$P_n = 0.75 * 3.700 * 480 = 13.320 \text{ kg}$$

$$P_n = 13,20 \text{ Ton}$$

Se escoge el mas desfavorable lo cual es $P_u = 10,8 \text{ Ton}$, siendo este el valor que representa la resistencia a Tracción.

Diseño por Compresion:

Para el diseño por compresion se establecen 2 condiciones, la primera, $0 \leq \frac{L}{r} \leq 75$ y la segunda, $L/r > 75$, donde se corrobora directamente que el proyecto se encuentra en la segunda condicion.

Para miembros diseñados a compresion, la norma recomienda que la razon de esbeltez $\frac{L}{r} < 200$. Al verificar que se cumplen ciertas condiciones, se debe calcular la tension de pandeo por flexión F_{cr} que se determina de la siguiente manera:

$$F_{cr} = 0,877 * F_e \quad [4.36]$$

Donde:

F_e es la tension critica de pandeo elastico.

F_{cr} es la tension de pandeo por flexion.

Ademas

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = 590,30 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad [4.37]$$

Sustituyendo y resolviendo en la ecuacion (F_{cr}), se obtiene:

$$F_{cr} = 517,69 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_n = A_g * F_{cr} = 2.484,912 \text{ kg} \quad [4.38]$$

$$P_u = 0.90 * P_n = 2.236,43 \text{ kg}$$

$$P_u = 2,24 \text{ ton}$$

Como la P_u del diseño a compresion es mas desfavorable q la P_u a traccion, se verifica el diseño con P_u a compresion.

El Momento Ultimo es el momento maximo que puede absorver la cercha sin que sufra falla estatica, este viene dado por el siguiente calculos:

$$M_u = P_u * L \quad [4.39]$$

$$M_u = 2.236,43 * 0,50$$

$$M_u = 1.118,22 \text{ kg} * m$$

El momento flector aplicado en el proyecto es:

$$M = F * L' \quad [4.40]$$

$$M = 905 \text{ Kgf} * 1,075 \text{ m} = 952 \text{ Kgf} * m$$

Este momento flector resulta de aplicar la carga en el punto 4 y se logra verificar la seguridad de la estructura comparandolo con el momento ultimo.

$$M < M_u$$

CAPÍTULO 5

Factibilidad Económica

5.1. Inversión Inicial (II)

La inversión inicial o capital fijo de un proyecto se define como el conjunto de desembolsos necesarios para la adquisición y adecuación de las factibilidades de producción y ello incluye, los activos fijos y activos circulantes que se requieren para que el proyecto inicie sus operaciones normalmente.

A esta inversión se le clasifica de inicial porque usualmente ocurre al inicio de la vida de cualquier otro año de la actividad.

Sobre una escala de tiempo se representa en el punto cero o comienzo del primer año, véase la Fig. 5.1



Figura 5.1 Inversión inicial sobre escala de tiempo.

El proyecto estudiado presenta los siguientes factores clasificados como inversión inicial:

La adquisición del sistema de elevación:

- Polipasto de cadena marca Demag Modelo PK-5 220/440 capacidad 1 Ton, 4 metros de recorrido del gancho 28.000 Bs.
- 1 carro de traslación U11 Demag de 1.200 Kg, 17.000 Bs.
- 8 Sujetadores Demag KBK25 1.520 Bs.
- 8 Carros porta - cables KBK25 Demag, 2.800 Bs.
- 15 Metros de cable plano 4x6, 4.805,10 Bs.
- 3 Empalmes KBK25, 720 Bs.
- 2 Riel galvanizado KBK25 Demag, 3.600 Bs.
- 1 Puesta en marcha, 12.000 Bs.
- 4 Ruedas portantes DRS112, 28.000 Bs.
- 2 moto – reductores tipo angular ZBA90, 36.000 Bs.

El monto de los elementos que componen el sistema de elevación ya contienen el IVA.

Estructura y otros:

- 29,2m de viga IPN-140, 32.599 Bs.
- Electrodo, tornillería y equipo de seguridad, 2.400 Bs.
- Imprevistos, 5.000 Bs.

El proyecto posee una inversión inicial total de 174.444,27 Bs.

5.2 Costos Operacionales (Cop)

Los costos operacionales incluyen todos los desembolsos que se requieren para que el proyecto una vez puesto en marcha, continúe operando normalmente. Para efectos prácticos, se supone que ocurren a final de cada año, aunque realmente su frecuencia puede ser mensual, trimestral, semestral, etc.

Los principales renglones que integran los costos operacionales constan de materia prima, personal (sueldos, salarios y beneficios sociales), combustible o energía, servicios (agua, luz, teléfono, vigilancia, etc.), mantenimiento y repuestos, seguros, alquiler, distribución y venta, promoción y publicidad; y administración.

Sobre la escala de tiempo los costos operacionales se representan al final de cada año, véase la Fig. 5.2



Figura 5.2 Costos operacionales sobre escala de tiempo.

En forma general para cualquier año:

$$Cop = \sum(\text{gastos operacionales}) \quad 5.1$$

Teniendo en cuenta que los costos operacionales del proyecto son constantes, estos están compuestos por:

- Consumo eléctrico, 2.640 Bs/año
- Servicio de agua, 1.440 Bs/año
- Mantenimiento, 10.000 Bs/año
- 2 operarios, con un salario mensual de 3.250 Bs c/u, proporcionando un acumulado anual de 90.000 Bs/año

El proyecto posee un total en costos operacionales de 106.080 Bs/año.

5.3 Ingresos Brutos (IB)

Los ingresos brutos representan el producto de las ventas de los bienes producidos y/o de los servicios prestados. Para su determinación es necesario conocer tanto el precio de venta de los bienes o servicios, como el volumen de producción anual. Para efectos prácticos y de manera similar a los costos de operación, se supone que ocurre al final de cada año, véase la Fig. 5.3



Figura 5.3 Ingresos brutos sobre escala de tiempo.

En forma general para cualquier año:

$$IB = Pv * Q \quad 5.2$$

Dónde:

Pv : Precio de venta del bien producido y/o del servicio prestado.

Q : Volumen de producción vendido correspondiente al año (constante para el caso de la empresa)

En el caso de que el proyecto contemple la producción de varios bienes o la presentación de varios servicios, el ingreso bruto total está conformado por la sumatoria de los ingresos de cada bien o servicio particular.

El producto que se produce en el departamento de ensamble calibración y pruebas mayormente se hace por pedidos o lotes. La empresa proporciona la

información de 10 unidades al mes de manera constante a un precio de venta de 12.771 Bs. haciendo uso de la ecuación 4.2 se obtiene:

$$IB = 1.532.520 \text{ Bs.}$$

5.4 Valor Residual (VR)

Es la remuneración neta obtenida por la venta de los activos fijos tangibles. Usualmente ocurre al final de la vida del proyecto, aun cuando pudiera haber venta de activos fijos en cualquier otro año.

Luego en forma general para cualquier año:

$$VR = Pv - Cr \quad 5.3$$

Donde:

Pv : precio de venta del activo fijo tangible.

Cr : costo de remoción del activo fijo tangible.

Desde este punto de vista, el valor residual puede tomar valores positivos, nulos o negativos, es decir:

Si $Pv > Cr$, VR es positivo.

$Pv = Cr$, VR es cero.

$Pv < Cr$, VR es negativo.

Sobre la escala de tiempo, usualmente el valor residual se representa al final del periodo de estudio del proyecto, sea meses, trimestres o años, véase la Fig. 5.4



Figura 5.4 Valor Residual sobre escala de tiempo.

Al momento de diseñar o estudiar un proyecto, se asume el caso crítico en la mayoría de los términos, por ende se pretende establecer el valor residual como nulo, es decir que el precio de venta del activo es igual al costo por remoción.

$$VR = 0$$

5.5 Calculo de Factibilidad Económica

El método del ahorro, es el más adecuado para verificar la factibilidad del proyecto, esto debido a que el nivel de producción y los costos operacionales se mantienen constante, es decir, no son afectados por la ejecución de dicho proyecto, por lo que se debe analizar los factores variables entre la situación actual y la situación propuesta, que constan de, lesiones laborales y mantenimiento de la estación, respectivamente.

La situación actual de la empresa precede en un sistema de manipulación manual del producto, caso explicado en el capítulo 4, esto trae como consecuencia un costo operacional perteneciente a lesiones. A continuación se menciona tanto el tipo de lesión según el tipo de trabajo realizado, como el costo que refleja sobre la empresa un accidente de ese tipo.

Las lesiones que ocurren con frecuencia a nivel de estadísticas según INPSASEL (Instituto Nacional de Prevención, Salud y Seguridad Laboral) se presentan de manera porcentual, donde un 48.6% pertenece a las extremidades superiores, 21.9% a extremidades inferiores y 20.4 a lesiones de tipo lumbar.

El costo operacional que posee la empresa por un desgarre de manos es de 50.000 Bs, fractura de mano 30.000 Bs y dislocación de hombro de 10.000 Bs, estos montos incluyen cirugía en caso de necesitarlo, medicamentos y terapias. En los accidentes de las extremidades inferiores se encuentra, aplastamiento de pies con un costo de 10.0000 Bs, torcedura de tobillo con 10.000 Bs y desgarre muscular con 5.000 Bs. Las lesiones del tipo lumbar son las más comunes y presentan un gasto monetario de 8.000 Bs. Por lo cual el conjunto de todas las lesiones representan un total de 213.000 Bs.

Todos los precios que se reflejan, tienen incluido el monto de la contratación de personal suplente, mientras que el afectado se encuentre en rehabilitación y reposo.

La situación propuesta, consta de la instalación de la estación de ensamble, la cual suprime el costo operacional de las lesiones laborales, ya que el motivo principal es mejorar la comodidad del operario y minimizar riesgos, además de esto adiciona el gasto del mantenimiento de la misma, el monto de dicho mantenimiento es de 10.000 Bs/año.

Se procede a establecer el flujo monetario para ambas situaciones y luego aplicar la diferencia algebraica de la siguiente manera:

$$F_{propuesta} = -II - (cop + mantenimiento) + IB \quad 5.4$$

$$F_{actual} = -(cop + lesiones) + IB \quad 5.5$$

$$F = -II - cop - mantenimiento + cop + lesiones + IB - IB \quad 5.6$$

$$F = -II - mantenimiento + lesiones \quad 5.7$$

Sustituyendo y resolviendo la ecuación 5.7, se obtiene:

$$F = 28556 \text{ Bs}$$

El método establece que si $F > 0$, el tiempo de recuperación o tiempo de pago es menor a un año, por lo tanto se verifica que el proyecto es factible al calcular dicho tiempo en función del ahorro.

5.5.1 Tiempo de Pago (TP)

El tiempo de pago es un modelo de evaluación que mide el tiempo, requerido para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero.

De esta definición se deriva que el modelo hace énfasis en determinar cuán rápido se recupera la inversión capital y no en la cantidad de beneficios obtenidos.

$$\text{Ahorro} = \text{lesiones} - \text{mantenimiento}$$

$$\text{Ahorro} = 203.000 \frac{\text{Bs}}{\text{año}}$$

El ahorro representa el flujo monetario con el cual se debe recuperar la inversión, para calcular el tiempo se establece de manera lineal una regla de tres:

$$TP = \frac{I \times 12 \text{ meses}}{\text{Ahorro}} \quad 5.8$$

Sustituyendo y resolviendo la ecuación 5.8, se obtiene:

$$TP = 10.31 \text{ meses}$$

De manera efectiva se corrobora que el tiempo de pago es menor a un año, demostrando que el método aplicado es el más adecuado, por ende el proyecto es factible económicamente.

CAPÍTULO 6

Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones.

De los resultados obtenidos anteriormente, se logra generar una serie de conclusiones sobre el proyecto de investigación realizado.

- Actualmente el diseño de sistemas de elevación, no representa una tarea exigente hablando en el caso particular de cálculos matemáticos, debido a que la existencia de empresas especializadas en esta materia, permite conseguir de manera sencilla los sistemas más adecuados, según los requerimientos del cliente.
- Para la selección del polipasto es necesario establecer como condiciones de diseño el tipo de carga, el promedio de marcha o velocidades de operación, carga a elevar, distancia de operación del polipasto y los ramales del elemento tensor.
- La selección de un polipasto de cadena resulta la más adecuada para el diseño propuesto, debido a la gran adaptabilidad que poseen estos equipos, lo cual permiten realizar una gran cantidad de tareas de forma óptima, eficaz y precisa.

- Se selecciona la cadena como elemento tensor, debido a sus propiedades mecánicas, de diseño y de costo; así mismo, son las más adecuadas para trabajar con carga de pequeña y mediana magnitud. Su facilidad de almacenaje y el pretensado al cual se le somete en la instalación, la convierte en el elemento ideal para trabajos en áreas reducidas.
- La fabricación de las balanzas parte del mismo esqueleto constructivo para los diferentes tamaños producidos (60x60, 90x90 y 120x120 cm) lo que permite una estandarización en el proceso. Partiendo de las reuniones con los encargados de la empresa, se llegó al acuerdo de posibles modificaciones en el producto, al momento de la ejecución del proyecto.
- Las características de las balanzas producidas en la empresa DiCentroBalanzas C.A. requiere diseñar un elemento de sujeción que permita la manipulación de balanzas de diferentes tamaños. El diseño propuesto resulta un prototipo y debido a que la carga a la cual se somete el elemento es pequeña, se obvian los cálculos resistivos y se proporcionan los planos en detalle en los anexos.
- Los movimientos de ambas grúas se denominan movimientos de traslación, haciendo énfasis en la nomenclatura encontrada en los catálogos y a manera de unificar criterios; se hace notar que el movimiento presente entre el polipasto y la viga de soporte, es denominado traslación lineal del polipasto (presente en la grúa lineal y el puente grúa). En el caso del puente grúa, el segundo movimiento refleja el desplazamiento longitudinal de la viga de soporte secundaria (viga de soporte del polipasto) sobre las vigas de soporte principal.
- Para la selección del carro de traslación lineal (encargado de desplazar el polipasto) es necesario establecer como factores de diseño la carga de levantamiento, así como el perfil de la viga de soporte (para perfil I el modelo del carro es U-11).

- En el caso de la selección de las ruedas que permitan la traslación longitudinal del puente grúa, los datos de diseños necesarios para su selección son: la carga de levantamiento, el espacio constructivo y, el perfil y dimensiones del riel de desplazamiento.
- Ya que se desea que los movimientos de ambas grúas sean motorizados, la selección del motor (igual para ambas) resulta importante, en especial para el puente grúa, donde se necesita precisión en los movimientos. Para ello, la selección del motor viene de la mano con la caja reductora de velocidad para que permita un mayor control en el desplazamiento.
- Gracias a los variadores de frecuencia, el basculamiento de la carga se evita prácticamente por completo, lo que permite un posicionamiento rápido y preciso de la misma.
- Pensando en el mantenimiento de los diferentes elementos constitutivos de la estación de ensamblaje y calibración, en caso de no contar con catálogos especializados para la selección de dichos elementos, el diseño de una grúa permite adaptar partes individuales como cadenas de levantamientos, rodamientos para fabricación de ruedas a medidas, motores y reductores, entre otros; a una solución integral de la misma.
- La selección de un rodamiento mediante el catálogo de FAG, presenta una solución inmediata y efectiva para la sustitución de las ruedas de traslación longitudinal del puente grúa, en caso de presentar un problema con la instalación de las mismas, debido a que la mayoría de los productos que proporcionan las empresas especializadas son importados, lo que aumentaría los tiempos de mantenimiento o reparación de los mismos. Como solución se propone la utilización de rodamientos a bolas de contacto angular 3207-BD-TVH FAG o similares.

- En el análisis resistivo de las estructuras para cargas estáticas (falla estática) se empleó como criterio la teoría de la energía de deformación o Von mises-Hencky, la cual se aplica en materiales dúctiles y con presencia de esfuerzos combinados.
- Para cargas dinámicas (fatiga) se usó la teoría de esfuerzo-vida, la cual se lleva a cabo mediante el análisis del diagrama S-N. el cual permite analizar el comportamiento del material en función de los ciclos de aplicación de la carga.
- El análisis a fatiga se justifica cuando los esfuerzos presentes en el diseño, se aproximan a un 0,4% del esfuerzo último del material y la carga es aplicada una cantidad de ciclos mayor a 10^3 . Para ciclos mayores a 10^6 la tendencia de la curva S-N permite tener un valor directo del esfuerzo de fatiga máximo; donde esfuerzos menores a este determinan vida infinita de la pieza y nunca falla.
- Debido a la gran magnitud de momento de inercia que presentan las vigas IPN por su sección transversal, se logra obtener esfuerzos flectores bastante pequeños.
- La deflexión en las vigas IPN cuando la aplicación de la carga es paralela al plano del alma, resulta un valor sumamente pequeño comparado con la aplicación de una carga de igual magnitud cuando el plano de la misma es perpendicular al plano del alma de la viga.
- Al realizar análisis resistivos en estructuras fijas, es necesario emplear dos criterios para garantizar la confiabilidad del diseño; primeramente el estudio de esfuerzos (estático y dinámico) así como el cálculo de un factor de seguridad ($N > 4$), y como método de comprobación es necesario conocer la deflexión del elemento en el punto más esforzado, siendo la deflexión

máxima permisible (depende de la luz y la aplicación de la viga) suministrada por la norma AISC.

- La utilización de los perfiles IPN-140 como columnas, proporciona sencillez y económica para la construcción de estructuras como puente grúas, ya que presentan una buena relación de esbeltez y son capaces de soportar cargas a compresión considerablemente grandes; así mismo, su instalación en galpones industriales resulta versátil.
- Las dimensiones de la estación de ensamblaje y calibración, permite que ambas grúas sean de tamaño reducido, lo que implica que la estructura en general debe soportar poco peso.
- Ya que la intención del diseño propuesto en este proyecto es la mejora ergonómica de la estación de ensamble y calibración, se proporciona una solución integral que satisface la norma COVENIN 2273-91 “Principios Ergonómicos de la Concepción de los Sistemas de Trabajos”, al adecuar el área de trabajo a las dimensiones corporales de los operadores. Siendo la cota más importante, la altura de la mesa de trabajo así como el alcance máximo de operación dada la inclinación del tronco del operario.
- En el sector laboral es muy frecuente encontrar acciones que representen alto riesgo para la salud del operario, que con el pasar del tiempo puede convertirse en una carga monetaria para la organización. Es por esto que la estación de ensamble proporciona una solución que mejora tanto la salud del operario como la economía de la empresa, ya que la diferencia entre el gasto monetario de lesiones y mantenimiento de dicha estación, se refleja como un ahorro que logra ser significativo a través de los años.

6.2 Recomendaciones.

- Diseñar un eje de transmisión dentado, el cual permita conectar el movimiento de ambos patines que soportan la viga puente, esto proporciona la misma precisión y la utilización de un solo motor para la traslación longitudinal del puente grúa.
- Utilizar vigas IPN-120 para algunas partes de la estructura del puente grúa como por ejemplo las columnas, ya que permite un gasto monetario menor y una confiabilidad bastante alta.
- Proponer futuros proyectos con fines ergonómicos, debido a la importancia que presenta la salud del trabajador a nivel laboral.

Referencias Bibliográficas

- Chang Cheng-Yuan (2007), Nonlinear coupling control laws for an underactuated overhead crane system, *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, VOL. **3**, N° 2, pp. 418–423.
- Guangju Si (2009), *Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive*, Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms Vol **5**. Oulu, Finland: Oulu University Press, 2037-2042.
- Guo Xiaosong and Yao Xiaoguang (2008), *Global stabilization of an inverted pendulum – control strategy and experimental verification*, *Automática*, vol **45**, (1), pp. 265–269.
- Ma B., Fang Y. and Zhang Y. (2009), *Dynamics of Crane*. Beijing, China Machine Press, pp. 43-47.
- Raja Ismail R.M.T., Ramli M.S. and Rashidi F.R.M. (2002), Modelling and Energy Based Nonlinear Control of Crane Lifters, *IEE Proc. Control Theory Application*, Vol. **149**, No. 3, pp. 209-216.
- WU Shufang and WANG Zongyan, (2009), Research on Modular and Parametric Design Technology of Overhead Traveling Cranes Bridge Structure. *Journal of North University of China (Natural Science Edition)*, 1: 16-20.
- Norma COVENIN ASTM-A-36

- Norma ASTM-NPS-A
- Joseph E. Shigley (1998), *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Tercera edición en español.
- Luz Giugni de Alvarado (2009), *Evaluación de Proyectos de Inversión*, sexta impresión, Dirección de Medios y Publicaciones, Universidad de Carabobo

Páginas web:

- <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp/>, asistente de selección de rodamiento, *medias® Professional*.
- <http://pdf.directindustry.es/pdf/demag-cranes-components-14949.html>
- <http://www.tenso.es/productos>

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Situación problemática

La empresa **DiCentroBalanzas C.A** se encarga de importar, fabricar y distribuir sistemas y controles en pesaje industrial electrónico, poseen una amplia variedad de modelos, que van desde balanzas pequeñas y de gran precisión ideales para laboratorios científicos, pasando por balanzas medianas de uso ganadero e industrial, hasta llegar a fabricar modelos de gran tamaño especializadas en pesar camiones de cualquier índole.

Esta empresa, se encuentra ubicada en la carretera nacional Guacara-San Joaquín, Urb. Complejo de las industrias Pruinca, calle este 1 Parcela N° 21. Cuenta con tres galpones los cuales poseen todos los departamentos de la empresa, donde la distribución de la línea de proceso se planteó desde el inicio de la construcción de la empresa.

En la empresa, la mayor parte del catálogo de balanzas procede de la importación de las mismas. **DiCentroBalanzas C.A.** fabrica modelos estandarizados (60x60, 90x90 y 120x120cm), pero también produce modelos a solicitud del cliente. Este rango de modelos, requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema, con un rango de peso bastante amplio. La línea de proceso de fabricación de estas balanzas es como se muestra en la figura 1.1.

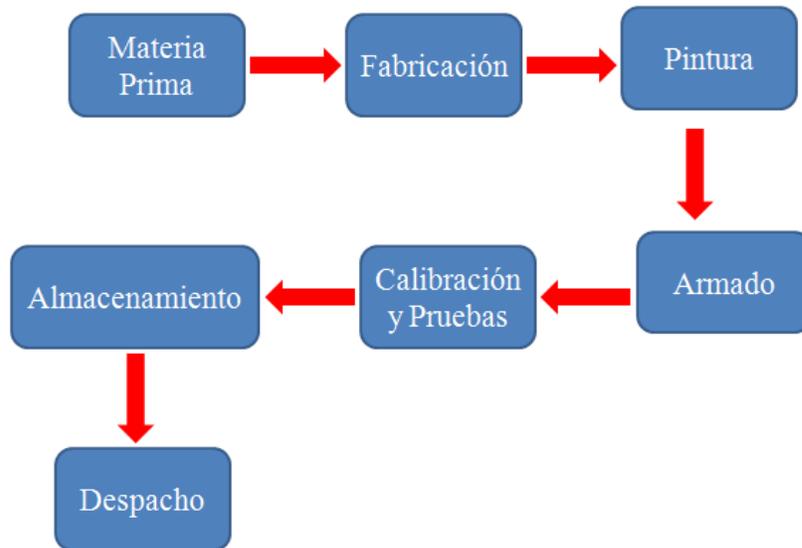


Figura 1.1 Diagrama de Proceso de Fabricación

En el departamento de materia prima se reciben y almacenan los materiales necesarios para la fabricación de cada modelo de balanza. El principal inconveniente, es la manera en la cual están dispuestos los materiales, ya que los mismos están situados en el suelo y sin ninguna organización aparente, dificultando la selección de los materiales a utilizar, según los modelos de balanzas.

La materia prima pasa al departamento de fabricación en el cual se realiza el corte de los tubos estructurales y láminas de acero, así como la unión de los mismos mediante cordones de soldadura. Una vez soldado el armazón de las balanzas, las mismas son llevadas al departamento de pintura, donde se fondea el metal, para evitar la corrosión, y se da el color característico de la empresa. Las piezas son almacenadas, ya que la empresa trabaja con producción en serie y constante, ajustando el volumen de producción según el tamaño del pedido de compra.

Posteriormente, las balanzas son ensambladas en el departamento de ensamblaje y calibración, donde a cada armazón (en la base) se le colocan 4

sensores de presión, luego el armazón se voltea y se coloca un indicador digital. Una vez armada la balanza, se procede a calibrar cada una según especificaciones de la empresa, esto se realiza colocando pesas guías previamente calibradas. Una vez que el producto cumple con todas las especificaciones de fabricación, los mismos son llevados al departamento de despacho.

Siendo posible realizar mejoras en todos los departamentos, es necesario establecer prioridades. El departamento de armado, calibración y pruebas es donde se concentra la mayor problemática de la empresa, debido a la cantidad de tareas que se tienen que llevar a cabo. En este departamento, el proceso se realiza enteramente manual, una vez la balanza llega del departamento de pintura se requiere de dos operarios, y la ayuda de un montacargas para realizar el trabajo de armado. Así mismo, la mesa donde se realiza el tendido del cableado y la colocación de sensores hace que esta labor sea incómoda para el personal, quien debe adoptar posiciones fuera del rango de confort, esto ya que la mesa no posee las medidas adecuadas en materia de ergonomía para realizar trabajos en ella.

Actualmente el departamento de armado y calibración presenta gran deficiencia debido a que los procesos que ahí se llevan a cabo, no están estandarizados. Los operarios realizan las actividades de manera aleatoria, aumentando el tiempo de la operación, debido a la incorrecta disposición de los materiales necesarios para el armado de las balanzas. En cierto punto del proceso de armado, es necesario girar la balanza de manera que el cableado quede en la parte inferior de la misma, para esto los operarios deben hacer el movimiento manualmente ya que la empresa no cuenta con un sistema de elevación para esta operación, es necesario tener en cuenta que las balanzas pueden llegar a pesar aproximadamente 150 Kg, por lo que nuevamente los encargados de realizar esta operación son expuestos a movimientos peligrosos para su salud.

Mediante la siguiente investigación se plantea el diseño de una estación de trabajo la cual permita mayor comodidad para el trabajador, mayor eficiencia en el

departamento de armado, calibración y pruebas, y una posterior disminución en los tiempos de fabricación; dicha estación consta de una mesa para el armado de las balanzas así como para la tarea de calibración, un sistema de elevación acorde al tamaño de la estación y el sistema de sujeción de las balanzas. En el proyecto no es indispensable hablar de disminución de costos ni aumento en la cantidad de producción, ya que la empresa opera a pedidos y el volumen de los mismos no es considerablemente amplio. Por lo que la principal razón del proyecto es optimizar la estación de trabajo en materia ergonómica, de manera de mantener la buena salud física del operario.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una estación de ensamblaje de balanzas para el departamento de ensamblaje y calibración de una empresa productora de equipos de pesaje.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diagnosticar la problemática actual de la empresa.
- Proponer posibles soluciones y seleccionar la mejor.
- Diseñar en detalle la estación de ensamble seleccionada.
- Diseñar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.
- Estudiar la factibilidad económica del proyecto.

1.3 Justificación

Ya que en el departamento de armado, calibración y pruebas, los operarios requieren de un gran gasto físico para realizar las labores de armado de las balanzas, y obligados a adoptar posiciones poco favorables para su salud. Es necesario minimizar los riesgos a los cuales está sometido el personal en materia de salud.

Otra de las razones principales para el desarrollo del proyecto es la estandarización de los procesos que en este departamento se realizan, lo cual permite una mayor automatización del proceso, minimizando las labores riesgosas para el personal. Con este proyecto se busca la mejora en materia ergonómica del departamento, así como el diseño de una estación de trabajo que permita un mejor manejo de los materiales y balanzas. Todo esto con el fin de satisfacer las necesidades de los operarios, así como de los encargados de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**

1.4 Alcance

En un principio el diseño que se pretende, permitirá el armado y calibración para los modelos de balanzas que van desde 60x60 cm hasta los de 120x120 cm, ya que balanzas de mayor tamaño son pedidas muy ocasionalmente, y para este tipo de solicitudes, las labores de ensamblaje y calibración se realizan de manera distinta al proceso de balanzas estándares. Este rango de modelos requiere que la estación de ensamble sea capaz de trabajar sin mayor problema con un rango de peso bastante amplio.

En materia tecnológica se buscará simplificar el proceso de fabricación, así como la utilización de materiales comerciales que permitan la confiabilidad en las características mecánicas de los mismos, para la obtención de cálculos de esfuerzos y deformaciones lo más preciso posible. Todo esto con el fin de satisfacer plenamente las solicitudes de la empresa **DiCentroBalanzas C.A.** y

garantizar un diseño óptimo. Hay que agregar que el trabajo a desarrollar solo contempla la fase de diseño detallado en plano y la factibilidad económica del proyecto.

1.5 Limitaciones

En el desarrollo de este proyecto es necesario resaltar que el dispositivo a diseñar estará basado en especificaciones requeridas por la empresa, por lo que los parámetros de diseño, así como la funcionalidad del mismo, están dirigidos a satisfacer dichas necesidades.

1.6 Antecedentes

El sistema de puente grúa es un ejemplo apropiado para un dispositivo de elevación de peso muerto, el cual ha sido ampliamente utilizado para el transporte en zonas de construcción, los puertos, la manipulación de materiales, operación en las áreas nucleares y en la mayoría de las fábricas. Estos sistemas tienen una gran gama de estudios reflejados a través de los años, como lo son: controladores automáticos en el sistema de emergencia como el frenado y el anti-balanceo, ya que existe riesgo constante tanto de la maquinaria como del operador, dispositivos de mejoras en la neumática, para la precisión en los movimientos de la carga y métodos modernos para el diseño del sistema como lo es el ADAMS (Análisis Automáticos de la Dinámica de Sistemas Mecánicos).

Cheng-Yuang (2007), estudió el control y supresión de la oscilación de carga examinando la posición de la carretilla y el balanceo de la carga en general, utilizando las ecuaciones dinámicas de una grúa, las cuales son de naturaleza no lineales y ecuaciones diferenciales variables en el tiempo. Aplicó un método implícito de programación de ganancia para el control de la grúa. Utilizando el

control de un mínimo de tiempo para reducir al mínimo la oscilación de carga; llamando a este estudio Ley de Adaptación de Control Difuso.

Guo, et al. (2008), estudiaron y simularon la dinámica del periodo de levantamiento de sobrecarga en una grúa. El período se divide en tres sub-períodos, es decir, el vacío de ejecución, pre-tensión y el levantamiento de los objetos. El estudio se centra principalmente en los últimos dos sub-períodos, que pueden ser considerados como forzoso y sin vibraciones de los procesos, respectivamente. Implementó un nuevo modelo analítico donde tuvo que realizar algunos supuestos para simplificar los aspectos pocos importantes de la grúa. De acuerdo a esto, la viga principal, carretilla, levantamiento de objetos, y el cable; pueden ser considerados como un haz de masa de distribución continua. En consecuencia, el tipo de grúa investigado se puede modelar como un sistema dinámico incluyendo un rayo de distribución de masa continua, dos concentrados de masas, un cuerpo rígido y dos muelles. La simulación se llevó a cabo en un software conocido como ADAMS (Análisis Automático de la Dinámica de Sistemas Mecánicos), modelando la viga principal como una viga de caja flexible, el carro como una masa de materia, el objeto de levantamiento como un cuerpo rígido, y el cable como un cuerpo flexible que consiste en pequeños cilindros y las fuerzas del buje. Demostrando que el modelo dinámico del sistema de la grúa, se puede considerar como viable y confiable.

Ma, et al. (2009), estudiaron el control de frenado de emergencia para un sistema de puentes grúas, centrándose en el hecho de que un freno súbito del carro no detiene la carga de forma simultánea, sino que conducen a oscilaciones no deseadas residuales para la carga útil, propusieron un novedoso sistema de control de frenado de dos etapas. La primera etapa es la colocación de un controlador de frenado dentro de la carretilla del puente grúa, para evitar el movimiento brusco de balanceo de la carga útil lo más pronto posible. La segunda etapa es la implementación de un controlador de amortiguación, para estabilizar todo el sistema más rápidamente. Ambos controladores se relacionan

permanentemente, siendo posible ajustar el tiempo de respuesta de los mismos para aumentar la efectividad del sistema.

Guangju, et al. (2009), estudiaron un actuador neumático flexible para sustituir el típico cilindro neumático, basados en mecanismos ortogonales de palancas que amplifican la fuerza. Con base en este principio de funcionamiento, un mecanismo ortogonal se puede definir como una especie de mecanismo, en el cual se cambia la dirección de la fuerza de entrada a la salida en 90°. Un mecanismo ortogonal normalmente tiene dos formas: de un paso y de dos pasos. En los mecanismos ortogonales de un solo paso, la relación de la fuerza de salida y de la fuerza de entrada es perpendicular, mientras que en las de dos pasos la dirección de la fuerza de salida y la fuerza de entrada son paralelas. Recalaron que el objetivo del actuador neumático es el mismo, por lo que presentaron todas las ventajas que lleva el actuador sobre el cilindro, de la siguiente manera:

- La relación de fuerza y masa es superior.
- Tiene una estructura simple y el tamaño del sistema es más compacto.
- El músculo neumático tiene una eficiencia más alta de transición de energía, y el aire interno de trabajo no se escapará.
- Tiene poca pérdida por fricción y no posee contaminantes del medio ambiente.
- El costo del sistema es mucho menor.

El nuevo sistema mecánico de transmisión neumática que amplifica la fuerza de los antiguos mecanismos, posee una buena perspectiva de aplicaciones en la ingeniería, de acuerdo con el desarrollo de formas ambientalmente amigables. Demostrando de esta manera, que el músculo neumático, como amplificador de fuerzas en la ingeniería, es una de las mejores propuestas para el futuro tecnológico.

Wu, et al. (2009), estudiaron a través de modelos holográficos y métodos de diseño paramétricos, el diseño de un puente grúa, destacando que el proceso de transformación del modelo sólido tridimensional a los planos de ingeniería de dos dimensiones tiene defectos, tales como: diseños pobres en detalles, dimensión desordenada y notas erróneas. En primer lugar, eligieron la función de módulos de acuerdo a los requisitos de diseño, introduciendo los datos paramétricos principales en la computadora a través de una aplicación especial. En segundo lugar, conduciendo el modelo holográfico correspondiente, la aplicación genera automáticamente los diseños tridimensionales. Y por último, en los dibujos donde los parámetros son verificados, se aplica la configuración de diseño a través de la interfaz para cumplir con el rápido desarrollo de un nuevo puente. Adoptando el sistema paramétrico estándar junto al uso de la tecnología de diseño modular, la tecnología de modelado y la tecnología holográfica de configuración de productos de diseño, se pueden satisfacer rápidamente las demandas del mercado ya que es un método eficiente y de alta calidad de diseño.

Raja, et al. (2009), estudiaron el modelo dinámico y diseño de control para el sistema de grúa de pórtico en 3D, basándose en el método de Lagrange para derivar las ecuaciones dinámicas que presenta el sistema. Lograron simular el efecto de la aceleración de la carretilla sobre la carga útil y el balanceo de la misma. Permitiendo observar digitalmente los errores en el movimiento del sistema de elevación, y facilitando los cálculos en relación a la velocidad de operación óptima de cada elemento del puente grúa.

1.7 Plan de trabajo

N°	ACTIVIDAD	SEMESTRE LECTIVO	
		2-2010	1-2011
1	Definir el problema planteado	X	
2	Recopilar información sobre elementos auxiliares.	X	
3	Proponer posibles soluciones.	X	
4	Diseñar en detalle la estación de ensamble.		X
5	Seleccionar elementos auxiliares para la estación de ensamblaje.		X
6	Estudiar la factibilidad económica del proyecto		X

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Balanzas, (www.basculas-y-balanzas.com, 2008)

A partir de medidas preestablecidas y en base a peso conocido, la balanza o báscula es un instrumento de medición que, tanto en laboratorios, fábricas, producción de tecnología, hogares, almacenes y supermercados, se utiliza para pesar, con la mayor precisión posible, objetos y sustancias.

La característica fundamental es, entonces, la precisión, la versatilidad y la sensibilidad, entendiéndose por la primera la exactitud con que el aparato puede registrar el peso del objeto pesado, y por lo segundo la capacidad de repetir el mismo resultado siempre que se esté pesando el mismo elemento a través del tiempo. La precisión se mide, fundamentalmente en base a la capacidad de la balanza por medir con justicia la desviación resultante de una sobrecarga. Con respecto a la sensibilidad, es precisamente la capacidad del artefacto de poder precisar mayores divisiones de una medida dada, es decir, más cantidad de decimales, al punto de que la caída de un cabello sobre el plato de pesaje sea un problema.

2.2 DiCentroBalanzas C.A.

Es una empresa encargada de la manufactura y elaboración de todo tipo de balanzas, ya sean de ganchos, donde la masa va suspendida, balanzas eléctricas usadas en entornos alimenticios, balanzas de piso para camiones y gandolas; y balanzas de piso para materiales pequeños, los cuales son los productos con mas demanda en el mercado. Dichas balanzas poseen un rango de área de 60x60cm, 90x90cm y 120x120cm, suelen ser utilizadas para material o masa que no sobrepasen los 1000 Kg.

Debido a que la empresa está pasando por una etapa de crecimiento y adaptación, la cual han dejado de ser un taller, para pasar a ser una industria, poseen un grado de ergonomía y seguridad muy bajo, sobre todo para la fabricación del producto con más demanda; gracias al crecimiento, se permitieron tener la oportunidad de optimizar la etapa de ensamblaje y calibración donde se estudia la posibilidad de establecer el diseño de una estación de ensamblaje.

El producto pasa por las siguientes fases en la etapa de ensamblaje y calibración:

- La balanza es dejada en una zona donde se almacena.
- Es cargada hasta una mesa de madera (melamina) donde el operario debe colocar dicha balanza volteada.
- Se procede a colocarle los dispositivos de resortes, sensores de presión, la instalación eléctrica, así como la mecánica.
- Es cargada nuevamente para darle una vuelta, y colocarla al derecho en la mesa de calibración hecha de granito.
- Es sometida a los ensayos de repetitividad, excentricidad e impacto.
- La balanza, una vez calibrada, es cargada para ser llevada al siguiente departamento.

Todo este proceso es realizado manualmente por los operarios, presentando la necesidad de una solución a la problemática presente en el proyecto.

2.3 Sistemas de transporte

2.3.1. Puente Grúa, (<http://cnx.org>, 2010)

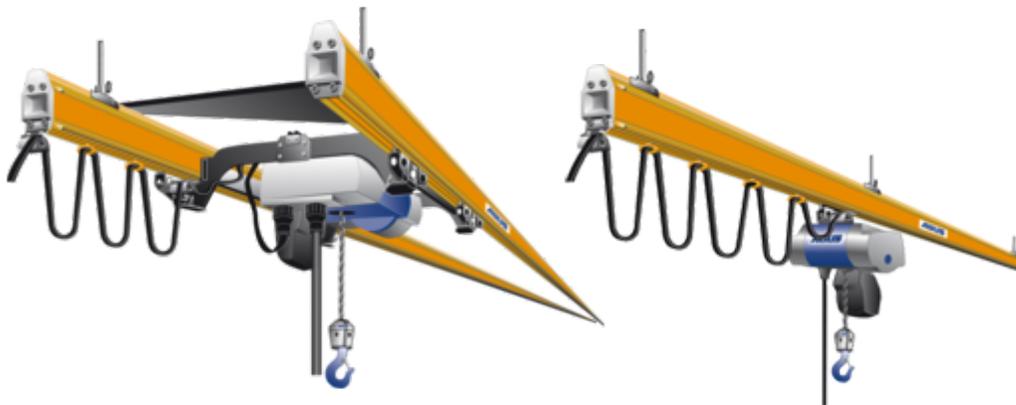


Figura 2.1 Puente grúa. (www.eleve.es, 2009)

A nivel industrial se utiliza ampliamente el puente grúa, el cual es un equipo que ofrece levantar y trasladar cualquier material o equipo con gran facilidad. Es un tipo de aparato de elevación compuesto por una viga, simple o doble, bi-apoyada sobre dos carriles elevados sobre unos postes, dispuestos sobre una estructura resistente. El movimiento longitudinal se lleva a cabo mediante la translación de la viga principal o puente, a través de los carriles elevados. En la práctica, en la totalidad de los casos, la rodadura es por ruedas metálicas sobre carriles también metálicos. El movimiento transversal se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal. El movimiento vertical se ejecuta a través del mecanismo de elevación: polipasto o carro.

Estos sistemas de elevación se presentan en el mercado con una gran variedad y disposición, ya sean grúas omni-dimensionales o mono-dimensionales.

2.3.1 Grúa tipo pluma (*Enciclopedia encarta, 2011*)



Figura 2.2 Grúa tipo pluma. (www.hellopro.es)

Posee el mismo objetivo que otros sistemas de elevación por grúas con la diferencia, de que su estructura y funcionamiento es radicalmente distinto. Consta de un pedestal anclado al piso, un eje que va del pedestal a la altura deseada, el cual lleva en la parte superior rodamientos helicoidales con bocinas, donde allí va acoplada una viga en voladizo o pluma. En esta pluma va el carro el cual se encarga de los movimientos horizontales, un sistema de cables que permiten el movimiento vertical, y gracias a los rodamientos en el eje, este sistema permite un giro de 360° alrededor del pedestal.

2.3.3 Rieles y Vagones

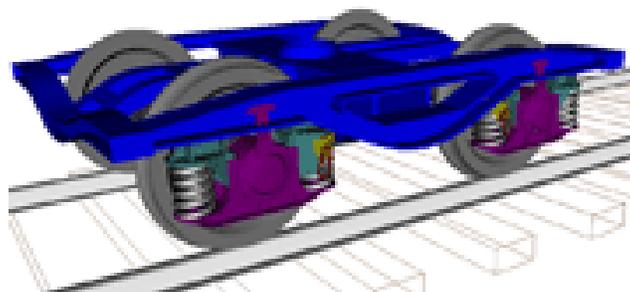


Figura 2.3 Vagón a través de rieles. (<http://ferroamigos.blogspot.com>, 2010)

Desde la antigüedad se han usado los vagones a través de rieles para el traslado de todo tipo de materiales, aportando ideas a la humanidad de vagones con sistemas de rieles a escalas para la manipulación de objetos de menor tamaño, dando también la oportunidad de modificar la forma del vagón, según el objeto que se desea trasladar. Estos sistemas constan de rieles hechos de vigas y un patín que encaja en ellas, muy similar al sistema de rodadura entra una grúa tipo pluma y el carro. Esto proporciona el movimiento horizontal del material dando la facilidad de moverlo a través de grandes distancias sin la necesidad de que tenga que ser cargadas.

2.4 Salud e Higiene

2.4.1 La Ergonomía

La ergonomía analiza aquellos aspectos que abarcan al entorno artificial construido por el hombre, relacionado directamente con los actos y gestos involucrados en toda actividad de éste. En todas las aplicaciones su objetivo es común: se trata de adaptar los productos, las tareas, las herramientas; los espacios y el entorno en general, a la capacidad y necesidades de las personas, de manera que mejore la eficiencia, seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios o trabajadores. (*Enciclopedia Wikipedia, 2010*).

Esta ciencia ha establecido, a través de los años, ciertas normativas al momento de realizar actividades en relación a los espacios y los movimientos:

Hay que facilitar a cada puesto de trabajo un asiento, cuando el trabajo se efectúe de pie. Las pausas periódicas y los cambios de postura del cuerpo disminuyen los problemas que causa el permanecer demasiado tiempo en pie. (Figura 2.4)

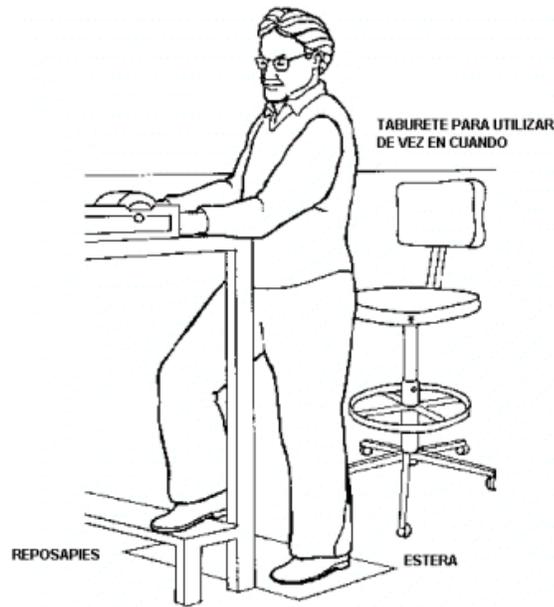


Figura 2.4 Posición correcta de trabajo según la ergonomía. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

- Hay que eliminar los reflejos y las sombras. Una buena iluminación es esencial.
- Los trabajadores deben poder trabajar con los brazos a lo largo del cuerpo, sin tener que encorvarse ni girar la espalda excesivamente.
- La superficie de trabajo debe ser ajustable a las distintas alturas de los trabajadores y a las distintas tareas que deban realizar.
- Si la superficie de trabajo no es ajustable, hay que facilitar un pedestal para elevar la superficie de trabajo a los trabajadores más altos. A los más bajos, se les debe facilitar una plataforma para elevar su altura de trabajo.
- Se debe facilitar un escabel para ayudar a reducir la presión sobre la espalda, y para que el trabajador pueda cambiar de postura. Trasladar peso de vez en cuando disminuye la presión sobre las piernas y la espalda.
- En el suelo debe haber una estera, para que el trabajador no tenga que estar en pie sobre una superficie dura. Si el suelo es de cemento o metal,

se puede tapar para que absorba los choques. El suelo debe estar limpio, liso y no ser resbaladizo.

- Los trabajadores deben llevar zapatos con empeine reforzado y tacos bajos, cuando trabajen de pie.
- Debe haber espacio suficiente, entre el suelo y la mesa, fin de que el trabajador pueda cambiar de postura mientras trabaja.
- El trabajador no debe tener que estirarse para realizar sus tareas. Así pues, el trabajo deberá ser realizado a una distancia de 8 a 12 pulgadas (20 a 30 centímetros) frente al cuerpo. (Figura 2.5)

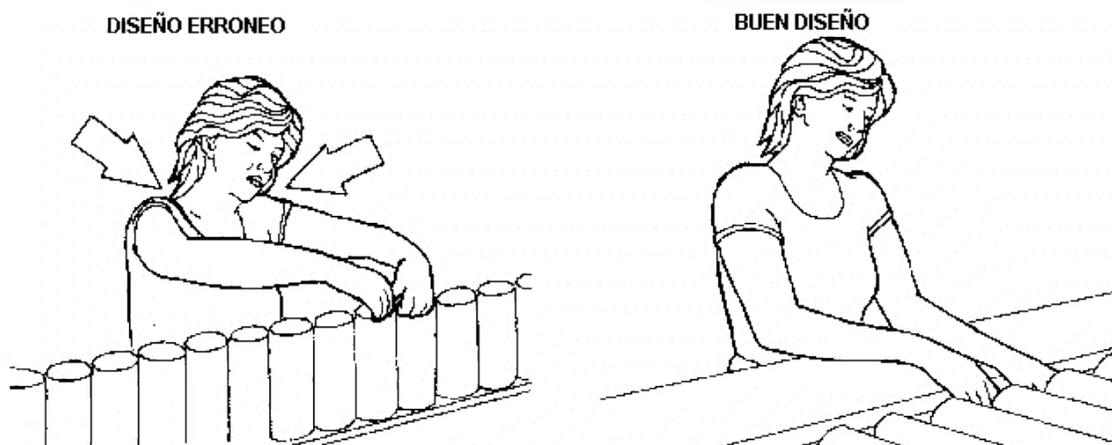


Figura 2.5 Posición correcta de los hombros y codos. (<http://training.itcilo.it>, 2010)

El puesto de trabajo debe ser diseñado de manera tal, que el trabajador no tenga que levantar los brazos y pueda mantener los codos próximos al cuerpo.

2.4.2 Diseño de un puesto de trabajo

Es importante diseñar los puestos de trabajo teniendo en cuenta los factores humanos.

La manera en que se diseña un puesto de trabajo determina si será variado o repetitivo, si permitirá al trabajador estar cómodo o le obligará a adoptar posiciones forzadas, y si entraña tareas interesantes o estimulantes, o bien monótonas y aburridas. (<http://training.itcilo.it>, 2010). Para esto hay que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Tipos de tareas que hay que realizar.
- Cómo hay que realizarlas.
- Cuántas tareas hay que realizar.
- El orden en que hay que realizarlas.
- El tipo de equipo necesario para efectuarlas.
- Permitir al trabajador modificar la posición del cuerpo.
- Incluir distintas tareas que estimulen mentalmente.

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

3.1 Diagnósticos

La empresa actualmente presenta algunas dificultades en muchas de sus zonas, planificando una visita se logra estudiar cada una de ellas. Desde que la materia prima entra a su respectivo departamento presenta un gran desorden, siendo apilada y mezclada con todos los demás materiales (tubos, cabillas, láminas de acero, entre otros). En la etapa de fabricación existe poca prudencia a la hora de usar las herramientas y presenta un inadecuado sitio de trabajo, obligando a los trabajadores a improvisar para sujetar el producto. En el departamento de pintura la problemática principal es, el traslado del producto luego de ser pintado, ya que la mayoría de las veces se daña parte del trabajo realizado en esta etapa. En los departamentos de armado, calibración y pruebas la problemática se refleja en la falta de herramientas para la movilización del producto, produciendo lesiones y provocando mala salud en los operarios. En los departamentos de almacenamiento y despacho la dificultad es el traslado masivo, debido a la poca maquinaria que posee la empresa.

3.2 Planteamiento del problema

Una vez estudiada y evaluada la situación en los lugares de trabajo de la empresa, se busca la problemática que más pueda afectar a la empresa, la cual se presenta en la etapa de armado, calibración y pruebas, debido a que no existe factor más importante que la salud y el bienestar del operario. Esto se logra estableciendo conversaciones con el personal afectado y presenciando el proceso al que es sometido el producto en dicho departamento.

3.3 Soluciones planteadas

Al establecer conversaciones con el personal del departamento, se pauta una reunión con los encargados de la empresa, para establecer la prioridad a cumplir en el proyecto, la cual es la comodidad de los operarios al hacer el trabajo, planteando la metodología conocida como Tormenta de ideas (brainstorming); donde se pretende evaluar no solo ese departamento, sino el de pintura y el de almacenamiento; con el propósito de que al seleccionar una solución no afecte negativamente al producto en dichas etapas.

Se realiza un estudio del espacio de trabajo, tomando medidas y evaluando la distribución para la posibilidad de alguna modificación física del departamento. Se efectúa una evaluación de los materiales y elementos existentes en la empresa, ya que las soluciones planteadas a esta problemática, deben ser diseñadas de una manera segura y económica.

3.4 Solución seleccionada

Al tener una gama de soluciones gracias a los métodos aplicados anteriormente, es necesario escoger la mejor, para ello se planean cuadros de características subjetivas para cada una de ellas, donde se puede analizar

detalladamente las ventajas y desventajas, estudiando posiciones, movilidad, espacio, tiempo de producción y calidad del trabajo. Luego estableciendo un cuadro comparativo de las desventajas de dichas soluciones se procede a determinar la mejor solución teniendo en cuenta el cálculo para el diseño de la misma.

3.5 Diseño de la solución seleccionada

Una vez obtenida la solución se pretende elaborar planos en detalles, para especificar la dimensión real que tiene la estación, así como la posición del operario y los movimientos a realizar. Se pauta una reunión con los encargados de la empresa, para estudiar de manera más profunda el funcionamiento y el proceso por el cual debe pasar el producto, y corregir cualquier detalle en la estructura. Se analizan los factores de los cuales depende el diseño, como lo son: fuerzas, pesos, velocidades y tiempos; para realizar cálculos de esfuerzo mediante la aplicación de teoría de fallas clásicas, y posteriormente se recopilará información económica de los elementos diseñados y seleccionados, para la determinación de la factibilidad económica del proyecto según el método de valor actual.

CAPÍTULO 4

Cálculos y Análisis de Resultados

4.1 Diagnóstico

En el departamento de materia prima se reciben y almacenan los materiales necesarios para la fabricación de cada modelo de balanza. El principal inconveniente, es la manera en la cual están dispuestos los materiales ya que los mismos están situados en el suelo y sin ninguna organización aparente, dificultando la selección de los materiales a utilizar según los modelos de balanzas.

La materia prima pasa al departamento de fabricación en el cual se realiza el corte de los tubos estructurales y láminas de acero, así como la unión de los mismos mediante cordones de soldadura. Una vez soldado el armazón de las balanzas, las mismas son llevadas al departamento de pintura, donde se fondea el metal para evitar la corrosión, y se da el color característico de la empresa. Las piezas son almacenadas, ya que la empresa trabaja con producción en serie y constante, ajustando el volumen de producción según el tamaño del pedido de compra.

Posteriormente, las balanzas son ensambladas en el departamento de armado y calibración, donde a cada armazón (en la base) se le colocan 4 sensores de presión, luego el armazón se voltea y se coloca un indicador digital.

Una vez armada la balanza, se procede a calibrar cada una según especificaciones de la empresa, esto se realiza colocando pesas guías previamente calibradas. Una vez que el producto cumple con todas las especificaciones de fabricación, los mismos son llevados al departamento de despacho.

Siendo posible realizar mejoras en todos los departamentos, es necesario establecer prioridades. El departamento de armado, calibración y pruebas es donde se concentra la mayor problemática de la empresa debido a la cantidad de tareas que se tienen que llevar a cabo. En este departamento, el proceso se realiza enteramente manual, una vez la balanza llega del departamento de pintura, se requiere de dos operarios y la ayuda de un montacargas para realizar el trabajo de armado. Así mismo la mesa donde se realiza el tendido del cableado y la colocación de sensores, hace que esta labor sea incómoda para el personal, quien debe adoptar posiciones fuera del rango de confort, esto ya que la mesa no posee las medidas adecuadas en materia de ergonomía para realizar trabajos en ella.

4.2 Planteamiento del problema

El problema planteado inicialmente es diseñar una mesa de trabajo que permita el ensamble de balanzas para pesaje en la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**, para ello se han planteado tres (3) diseños radicalmente opuestos entre sí.

Actualmente el departamento de armado y calibración presenta gran deficiencia debido a que los procesos que ahí se llevan a cabo no están estandarizados. Los operarios realizan las actividades de manera aleatoria, aumentando el tiempo de la operación debido a la incorrecta disposición de los materiales necesarios para el armado de las balanzas. En cierto punto del proceso de armado, es necesario girar la balanza de manera que el cableado quede en la parte inferior de la misma, para esto los operarios deben hacer el movimiento manualmente, ya que la empresa no cuenta con un sistema de elevación para

esta operación; es necesario tener en cuenta que las balanzas pueden llegar a pesar aproximadamente 150 *Kg*, por lo que nuevamente los encargados de realizar esta operación son expuestos a movimientos peligrosos para su salud.

4.3 Soluciones planteadas

El primer diseño planteado es la utilización de un sistema de elevación de tipo puente grúa, el cual se ubicará sobre una mesa de trabajo que permita el ensamble de varias balanzas al mismo tiempo. En este diseño, se pretende ubicar una mesa o bancada de trabajo de $6 \times 1,50 \text{ m}$ por $0,90 \text{ m}$ de altura, que permita la manipulación de cuatro balanzas.

Sobre este tándem de mesas ensambladoras se sitúan dos mecanismos de elevación, uno diseñado para trabajar con poco peso (200 *kg* aproximadamente, que representa el peso de las balanzas ensambladas), el cual consta de un carro de traslación montado sobre un riel que permite el movimiento en la dirección longitudinal de la mesa más larga. Este mecanismo de elevación tendrá un recorrido máximo de 12 metros, ya que además servirá como grúa de servicio para el puente grúa de la estación de calibración. Situado inmediatamente después de la mesa más larga y por debajo del sistema de elevación antes mencionado, se ubica el sistema de puente grúa, diseñado para operar con una carga de 1.000 *Kg* aproximadamente (es el peso con el cual se calibran las balanzas de mayor dimensión, esta grúa permite la manipulación de las masas de calibración, así como el trabajo repetitivo de dicho proceso).

En este diseño además de la mesa y el sistema de elevación, una de las principales problemáticas, es el dispositivo de sujeción a emplear para manipular las balanzas una vez ensambladas, y con esto evitar rayones en la pintura de las mismas. La idea es crear un armazón estructural universal (ajustable para todos los tamaños de balanzas) en forma de "U" invertida, que permita el giro de la balanza en dos (2) direcciones.

Otra de las ideas es implementar una grúa de tipo pluma para el proceso de calibración, esto haría que la línea de producción se modifique, permitiendo que la manipulación de las masas de calibración sea de manera circular con un ángulo de giro de 180° , reduciendo el espacio físico de toda la línea, y disminuyendo el tamaño del dispositivo de elevación.

Esta alternativa presenta el mismo diseño en relación a las mesas descritas anteriormente, así como al mecanismo de elevación diseñado para la mesa de 6 metros de longitud. La variante está en el sistema de elevación para el proceso de calibración. La grúa tipo bandera está formada por un pedestal, y en la parte superior un sistema abisagrado, que consta de un eje montado en dos (2) bocinas con rodamientos que permite la unión y movimiento de una viga en voladizo. En la viga se encuentra instalado un carro de traslación con una grúa motorizada que permite elevar el peso muerto deseado. Gracias a este armado se logra el movimiento de 360° alrededor de la columna, un alcance o rango de movimiento a lo largo de la viga que depende del tamaño de la misma, así como el sistema de elevación diseñado para trabajar a una altura determinada.

Por otra parte, una nueva idea surge cuando se desea modificar tanto la mesa de trabajo principal así como el sistema de elevación de la misma. En las propuestas descritas anteriormente se presenta la mesa como una bancada de trabajo para manipular simultáneamente cuatro (4) balanzas, todas movidas única y exclusivamente por la grúa que se encuentra sobre ella.

Un nuevo diseño se logra colocando sobre la mesa de trabajo dos rieles o tubos guías paralelos entre sí con una longitud igual a la de la bancada, sobre los mismos se colocan dos (2) carros de traslación con una plataforma giratoria donde se montan las balanzas de pesajes. Este mecanismo permite que un operario pueda mover las balanzas a lo largo de la mesa, así como girar 360° , las mismas para facilitar el ensamble del cableado necesario. Con este diseño se intenta quitar la grúa de mayor longitud, así como el mecanismo de sujeción de las balanzas, y así simplificar lo más posible el montaje de la estación final.

Para la selección de la propuesta más adecuada a las necesidades y requerimientos de la empresa, se realizó una reunión con los encargados de la misma, en ella se evaluaron las restricciones de espacio físico en la empresa (donde se tomaron medidas y fotos), así como se pudo observar el proceso de ensamble, lo que permitió conocer cómo se mueve la balanza a lo largo de la línea de producción. Otra de las restricciones presentes en el trabajo es la utilización de materiales ya existentes en el inventario de la empresa, para ello se recolectaron datos importantes que permitirán realizar cálculos de esfuerzos precisos para el correcto diseño de todas las partes.

Se hizo hincapié en conocer los movimientos que deben realizar los operarios a manera de mejorar la ergonomía de la estación de ensamble y calibración, ya que uno de los principales objetivos es realizar un diseño ergonómico, esto por encima de la disminución de costos o aumento de la producción. Se ha mencionado anteriormente que la empresa trabaja por volumen de pedido y no por proceso continuo, lo que hace de la ergonomía uno de los principales objetivos, así como el control de calidad del producto y la seguridad del operador.

Una vez conocidas las restricciones y prioridades de la empresa, se procede a analizar detalladamente las ventajas y desventajas de cada una de las propuestas a fin de seleccionar la mejor.

- Primer diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble, con grúa lineal y área de calibración con puente grúa.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Debido a la longitud del riel (12 m) se puede recorrer toda el área de proceso.	Se requiere gran espacio físico para la instalación de este sistema.

<p>Se requiere de un solo carro de traslación y grúa para la manipulación de 4 balanzas.</p>	<p>Se necesita reubicar los equipos existentes.</p>
<p>El dispositivo de sujeción permite el giro de las balanzas en 2 dimensiones.</p>	<p>Para el momento de su fabricación se requiere gran cantidad de material estructural.</p>
<p>Estos dispositivos son ajustables a los diferentes formatos de balanzas.</p>	<p>Además de las 2 grúas, también utiliza un puente móvil el cual requiere mantenimiento adicional.</p>
<p>Con el dispositivo de sujeción se puede colocar fácilmente la balanza en la mesa de calibración.</p>	
<p>Debido a que la grúa lineal circula sobre el sistema de puente grúa, se puede usar para hacer mantenimiento.</p>	
<p>El diseño de la bancada permite el almacenaje de componentes de ensamble.</p>	
<p>El sistema del puente grúa permite alcanzar todos los puntos para calibrar.</p>	
<p>Permite que 2 operarios realicen el trabajo de una manera ergonómica y segura.</p>	

- Segundo diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble, con grúa lineal y área de calibración con grúa tipo bandera.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Debido a la longitud del riel (12 m) se puede recorrer toda el área de proceso.	Se requiere gran espacio físico para la instalación de este sistema.
Se requiere de un solo carro de traslación y grúa para la manipulación de 4 balanzas.	Es necesario reubicar los equipos existentes.
El dispositivo de sujeción permite el giro de las balanzas en 2 dimensiones.	Para el momento de su fabricación se requiere de obras civiles adicionales (excavación y fundación)
Estos dispositivos son ajustables a los diferentes formatos de balanzas.	No está garantizada la estabilidad de la bandera a través del tiempo.
Con el dispositivo de sujeción se puede colocar fácilmente la balanza en la mesa de calibración.	No se garantiza la horizontabilidad de la pluma de la bandera.
Debido a que la grúa lineal circula sobre el sistema de puente grúa, se puede usar para hacer mantenimiento.	Se pueden generar oscilaciones indeseadas.
El diseño de la bancada permite el almacenaje de componentes de ensamble.	No se garantiza una calibración confiable.

El sistema de grúa tipo bandera permite alcanzar todos los puntos para calibrar.	
Permite que 2 operarios realicen el trabajo de una manera ergonómica y segura.	

- Tercer diseño planteado el cual consiste en: bancada de ensamble con rieles paralelos y área de calibración con puente grúa.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Se puede posicionar la balanza en cualquier espacio disponible de la bancada.	Es necesario gran espacio físico para la instalación de este sistema.
El armazón en los rieles permite girar la balanza 180°.	Se requiere de la reubicación de equipos existentes.
Permite gran facilidad a la hora de desplazar la balanza en el proceso de ensamble.	Se necesita de un esfuerzo adicional para colocar la balanza en la bancada al inicio y al final del proceso.
Este armazón es ajustable a los diferentes formatos de balanzas.	El armazón no permite giros en el plano horizontal.
El sistema de puente grúa permite alcanzar todos los puntos para calibrar.	No se puede aprovechar el espacio inferior de la bancada.

<p>Permite que 2 operarios realicen el trabajo de una manera ergonómica y segura.</p>	<p>Se requiere de una estructura adicional para la acometida de aire comprimido necesario para las herramientas la cual debe ir por la parte superior.</p>
	<p>Se dificulta la conexión entre la bancada y la mesa de calibración.</p>

4.4 Solución seleccionada

Tomando en cuenta las ventajas y desventajas de cada una de las propuestas y las restricciones impartidas por la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**, se decide desarrollar completamente la propuesta uno, que es el diseño de una bancada de ensamble con una grúa lineal y área de calibración con puente grúa. Una de las razones principales para la selección de la misma, es la confiabilidad que presenta el puente grúa para la correcta manipulación de las masas de calibración, ya que se debe tener exactitud y repetitividad en los movimientos de la misma.

Para el desarrollo de este diseño, es necesario separar cada uno de los elementos que lo conforman, es por ello que en adelante se mencionarán las bancadas de ensamble y calibración, separadas de la grúa lineal y el sistema de puente grúa. Se realizarán cálculos de esfuerzos, por teorías de fallas convencionales, para determinar si los materiales proporcionados por la empresa pueden soportar el peso de trabajo.

En el diseño de la grúa lineal, debido a que la misma estará sujeta a la pared mediante elementos empotrados, se realizarán cálculos de esfuerzos por teorías de fallas convencionales a dichos empotramientos, a fin de determinar el tamaño y los materiales necesarios para su correcto funcionamiento.

Adicionalmente se requiere un cálculo de deformación en la viga que actuará de carril para el carro de traslación, esto con el fin de determinar la separación de los apoyos.

Por otro lado se requieren cálculos de esfuerzos y deformación para la estructura del puente grúa, debido a que se pretende diseñar un sistema de elevación bastante pequeño y con los materiales proporcionados por la empresa. Ya que se requiere el diseño completo del puente grúa, se calcularán los parámetros operacionales (velocidad de ascenso y descenso de las masas de calibración, velocidad de desplazamiento en los diferentes ejes) con el fin de seleccionar un controlador que permita la automatización de la mayoría de las tareas y con esto centralizar todos los comandos en un instrumento de fácil manejo para el operario.

Para ambas grúas se requiere de un estudio de movimiento, con el fin de generar variables de operación, y de este modo seleccionar de manera adecuada la potencia del motor, el tamaño del carro de traslación y el material, tipo y dimensiones del sistema de tensión.

4.5 Diseño de la solución seleccionada

El diseño de la estación de ensamblaje, requiere la selección de los elementos que componen el sistema de elevación, para esto se establecen factores importantes según la norma UNE 58-112:

- Carga útil: masa de **500 Kg**.
- Luz del puente grúa: **2.150 mm**.
- Altura máxima de elevación (cota inferior del gancho): **1.770 mm**.

- Condición de uso del puente grúa: esto hace énfasis al número de ciclos, en el presente caso el N° ciclos es $4,2 \times 10^4$, se denomina “Uso Ocasional”.
- Condición de cargas: consiste en la cantidad de veces que el mecanismo levanta la carga útil. Se establece de tipo “moderado”, ya que el dispositivo trabaja con su carga útil y raramente cargas más pequeñas.

Al analizar estos puntos se establece una clasificación según la misma norma “Sistema de Elevación Tipo 1”.

4.5.1 Selección de polipasto

Para la selección del polipasto se realiza una búsqueda a través de catálogos comerciales, siendo “catálogos y folletos técnicos Demag Cranes & Components” los utilizados como base para el desarrollo del proyecto. Debido a la clasificación de la norma establecida, y que las especificaciones de altura máxima y luz del puente grúa, proporcionado por los encargados de la empresa, son relativamente pequeñas; se observa que los elementos del sistema de elevación pertenecen a los equipos más pequeños y básicos del mercado, con esto se selecciona la gama de polipastos PK. Ya que son de peso ligero y pequeños en volumen, poseen una capacidad de elevación de 125 Kg a 5.000 Kg, con cadena de acero especial y con dos velocidades de elevación y descenso.

La gama de equipos PK está compuesta por cuatro tipos, PK1, PK2, PK5 y PK10; todos cuentan con una caja de plástico para la recolección y almacenaje de la cadena. Hay varios tipos de carros de manos y carros eléctricos que se proporcionan con los Polipastos PK, por lo que pueden ser montados en grúas de un solo haz, así como en sistemas de puentes grúas y grúas tipo plumas.

El catálogo cuenta con una tabla donde la selección se realiza con el dato de carga útil, véase Tabla b.1 del Anexo B. Esto lleva directamente a un modelo de polipasto con capacidad de 500Kg. Siendo la capacidad máxima del equipo

igual a la carga de operación, y con el fin de no someter a la maquinaria de manera constante a la condición límite de carga, se selecciona el modelo inmediato superior a 500Kg, donde se obtiene directamente el equipo PK5N – 2F.

Este equipo posee una capacidad de carga de 1.000 Kg, consta de un ramal de cadena de 3 m y de 8 mm de diámetro, velocidades 1 y 2 de 5 m/min y 1,25 m/min respectivamente, potencia de 1 – 0,25 hp, frecuencia de voltaje 3 ~ 380 V y 50 Hz, alimentación de corriente de 220/440V y un peso de 120 kg, no está de más mencionar que el equipo es relativamente compacto en tamaño, con medidas desde el gancho a la viga de apoyo de 385 mm, cota que, con el guarda cadena se incrementa hasta los 420 mm.

4.5.2 Selección del elemento tensor.

Una vez seleccionado el polipasto, que representa la parte principal del sistema elevador, es necesario comprobar que los diferentes accesorios a utilizar en el mismo, sean capaces de soportar las condiciones de operaciones presentes en la estación de trabajo. Esto permite proporcionar una solución integral, detallada y confiable para la problemática presente en la estación de armado, calibración y pruebas en la empresa **DiCentroBalanzas C.A.**

Uno de los accesorios principales para el polipasto es el elemento tensor, para esto se seleccionó como característica de diseño que, dicho accesorio, debe poseer cierto grado de rigidez a manera de evitar posibles balanceos en la carga mientras ésta se encuentra en movimiento. Otra de las características principales de diseño es el espacio efectivo de operación que tendrá el sistema elevador, y es que el recorrido que posee la eslinga de la cadena es de aproximadamente 1,5 m lo que representa una limitante al momento de la selección del elemento tensor.

Debido a las restricciones de operación y características de diseño, se selecciona como elemento tensor uno de tipo cadena, ya que la misma presenta

ventajas en relación a su versatilidad a la hora de la instalación y operación, puesto que puede ser enrollada en ejes de diámetros relativamente pequeños, sin sufrir daños que perjudiquen su vida útil. Así mismo las cadenas están diseñadas para soportar grandes cargas de impacto, aspecto importante a tener en cuenta en el diseño del sistema de elevación.

Para la selección, se hizo uso del catálogo de productos que presenta la empresa Tenso Cables S.A., quienes ofrecen un amplio abanico de opciones en relación a cadenas de elevación. Teniendo en cuenta el diámetro (8 mm) del elemento tensor que ofrece el polipasto seleccionado anteriormente, así como la carga útil con la cual opera dicho elemento (500 Kg), se selecciona una cadena WC802-08 electrogalvanizada, de 24 mm de paso, ancho interior de $10,4\text{ mm}$, ancho exterior de $29,6\text{ mm}$ y una carga máxima de utilización (CMU) de 2 Ton . (Véase Tabla b.2 del Anexo B).

4.5.3 Diseño del sistema de sujeción de balanza

Debido a la necesidad que posee la estación de ensamblaje y calibración de operar con tres (3) tamaños de balanzas diferentes, es necesario diseñar un sistema de sujeción que permita la manipulación de las balanzas con las grúas en diseño. En reuniones con los encargados de la empresa, se toma como parámetro, que para dicho elemento se utilizarán tubos estructurales de $4\times 4\times 2$ pulg., mismos que se encuentran en el almacén de la empresa.

La estructura de este sistema de sujeción cuenta con tres elementos principales, primeramente un tubo estructural colocado de manera horizontal donde se sujetará el armazón de sujeción con el elemento tensor mediante una eslinga giratoria, este tubo estructural posee orificios en ambos extremos del mismo, lo cual permite la colocación de clavijas para el ajuste del tamaño deseado. La estructura cuenta con dos (2) brazos en forma de "L", los cuales en uno de los extremos poseen agujeros del mismo tamaño que en el elemento

anteriormente descrito, con el fin de utilizar el sistema de sujeción para los tamaños de balanzas requeridos (60x60, 90x90 y 120x120 mm); en el otro extremo de los brazos, se colocó una chumacera que permite el giro de la balanza en el plano perpendicular a la mesa de armado. Por último se diseñó el mecanismo de sujeción de la balanza, el cual resulta de un eje del mismo tamaño que el agujero de la chumacera, al cual se anexaron pletinas soldadas en forma de "C" recubiertas con material de goma, que aprisionan la balanza mediante la utilización de un perno M16. A continuación se muestra el conjunto armado de la estructura, dejando para el Anexo A los planos en detalle.

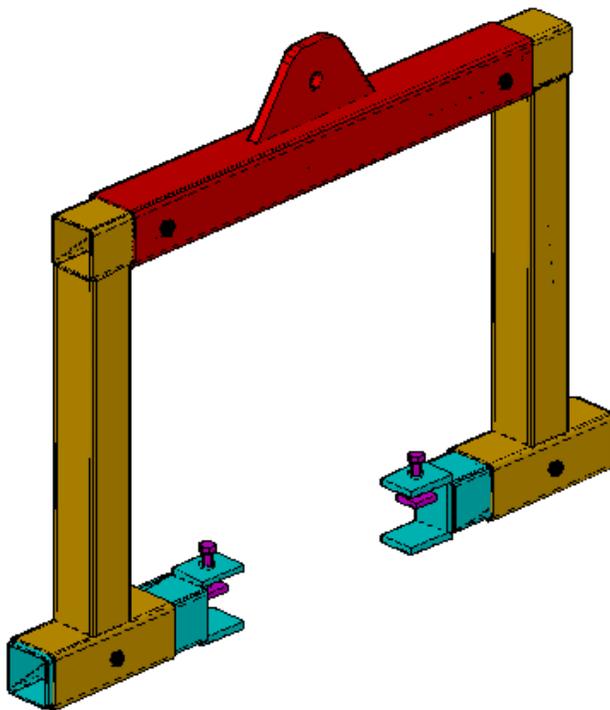


Figura 4.1 Diseño del sistema de sujeción

4.5.4 Selección del sistema de rodadura

El sistema de elevación cuenta con elementos de rodadura para realizar distintos movimientos. La traslación lineal del polipasto, es decir, el equipo va directamente sobre la viga y se moviliza a través de ella, así como para la traslación longitudinal del puente, donde la viga que porta el polipasto cuenta con

un patín a cada extremo, esto permite el movimiento de manera transversal a través de un sistema de riel. Se desea que dichos elementos sean accionados de manera eléctrica y su selección se hace a través de los catálogos ya mencionados.

4.5.4.1 Traslación lineal del polipasto

El elemento que satisface este movimiento es llamado con frecuencia carro de translación, y va instalado en una viga IPN-140. Con la misma metodología de la selección anterior y con una carga asegurada por parte del polipasto de 1.000 Kg, se obtiene directamente el mecanismo de translación U11 con accionamiento eléctrico E11 220 – 480V, 50/60Hz, 3~(trifásico), con capacidad de 1.100 Kg y peso de 4 Kg, véase las dimensiones en la Tabla b.3 del Anexo B.

4.5.4.2 Traslación longitudinal del puente grúa

Para este movimiento el catálogo proporciona el bloque de ruedas DEMAG DRS. Es un dispositivo versátil con rendimiento óptimo, gracias a una capacidad de carga superior (desde 2,75 Ton hasta 40 Ton) con dimensiones muy compactas. La rueda es de doble pestaña a ambos lados, con garganta estándar para sistema de carriles convencionales, véase la Figura. 4.2

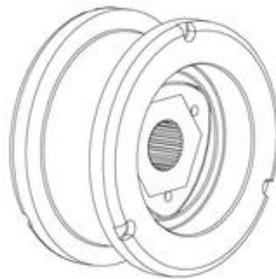


Figura 4.2 Rueda DRS Demag con garganta de perfil cuadrado.

La carcasa o bloque, cerrado por los lados, protege la rueda de las influencias mecánicas externas. En los tamaños DRS112 a DRS200, la carcasa se fabrica con aluminio de alta calidad fundido a presión o en coquilla resistente a la corrosión, con pintura pulverizada de hasta $90 \mu m$ de espesor. A partir del tamaño DRS250 se utiliza fundición nodular de alta resistencia. Las variantes de ruedas accionadas o co-accionadas se diferencian de las no accionadas por el perfil dentado de arrastre según la norma DIN 5480. El catálogo da una clasificación del tipo de montaje, para el diseño deseado es montaje superior "K", véase la Fig. 4.3.

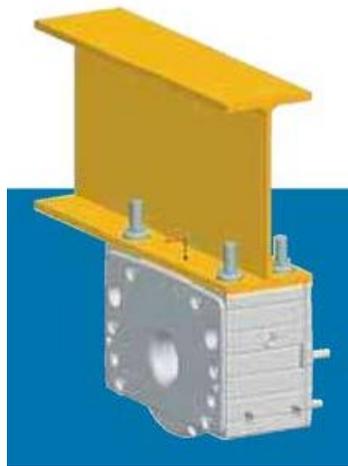


Figura 4.3 Montaje tipo K.

En el cuadro de selección, se toma la de menor capacidad debido a la carga de operación del proyecto, siendo el bloque de rueda DEMAG DRS112, con una capacidad máxima de $2.750 Kg$, el más adecuado para el caso presente, véase Anexo B (Tabla b.4).

Para el modelo de ruedas elegido se proporcionan moto-reductores de engranajes cilíndricos, planos y angulares. Teniendo en cuenta la ficha técnica de la rueda seleccionada, se recomienda el elemento reductor de tipo angular los cuales se denotan con la letra "W" para 120 a $1.200 Nm$. Los motores son llamados de varias maneras, ZN los cuales no poseen frenos, ZB con frenos y KB

que constituyen un sistema incorporado llamado “motor - freno”, véase Anexo B (Tabla b.5).

4.5.5 Selección del motor

El trabajo a realizar en la etapa de calibración requiere de gran precisión, por lo que se decide establecer como condición principal de diseño, la presencia de frenos (Figura b.1 del Anexo B) en los motores con un reductor W. Así mismo, cada lado del puente debe llevar un moto-reductor de manera sincronizada. Estimando la carga que debe vencer el sistema motriz, la cual consta de la carga de operación, el peso de la viga por unidad de longitud, el peso del polipasto y la condición de sobre-diseño en esta área de la ingeniería, se tiene una carga de $905,05 \text{ KgF}$, aproximadamente $8.875,50 \text{ N}$; y estableciendo una velocidad de traslación por parte de la empresa de $6 \text{ m}/\text{min}$, aproximadamente $0,1 \text{ m}/\text{s}$, se logra formular la siguiente ecuación:

$$P = F * V \quad [4.1]$$

$$P = 8.875,55 \text{ N} * 0,1 \text{ m}/\text{s}$$

$$P = 8.875,5 \text{ W} \approx 0,19 \text{ Hp}$$

Con este valor de potencia se procede a seleccionar del catálogo, el modelo del motor. Ya que la potencia es de $0,89 \text{ KW}$, se escoge el inmediato superior, dando como resultado el modelo ZB 90 A4 de $1,1 \text{ KW}$, véase en el Anexo B (Tabla b.7).

El modelo de motor seleccionado (Figura 4.4) posee la recomendación de ser acoplado a un reductor W20 que proporciona un par de salida de 200 Nm y una gran gama de relaciones de transmisión véase en la Tabla b.8 en el Anexo B, por lo que el cálculo se refleja a continuación:

A la salida de la caja de reducción se tiene una velocidad lineal de $0,1 \text{ m/s}$, y el eje de transmisión, que va del moto-reductor a la rueda motriz para la traslación longitudinal del puente, posee un radio de $1,5 \text{ mm}$, de la siguiente manera se calcula la velocidad de rotación a la salida de la caja reductora.

$$w = \frac{V}{r} = \frac{0,1 \text{ m/s}}{0,0175 \text{ m}} = 5,71 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad [4.2]$$

Para la entrada del reductor no es necesario tener el diámetro o radio del eje, ya que el motor acoplado posee una velocidad directa de 50 Hz .

$$\text{rad/s} = \text{Hz} * 2\pi \quad [4.3]$$

$$\therefore 50 \text{ Hz} * 2\pi = 314,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La relación de transmisión (RT) necesaria es la relación entre la entrada y la salida del reductor.

$$RT = 314,16 : 5,31 \quad [4.4]$$

$$RT = 55,01$$

La relación de transmisión calculada no se encuentra directamente en el catálogo (Tabla b.9 del Anexo B), por lo que se selecciona el inmediato superior, y además se requiere un variador de frecuencia para regular la velocidad del motor, para así obtener la velocidad de traslación deseada.

$$RT = 58,7$$



Figura 4.4 Acople del moto-reductor y el bloque de rueda DRS.

4.5.6 Selección del variador de frecuencia

Para que los motores hagan exactamente lo que deben, se desea la instalación de convertidores o variadores de frecuencia Dedrive Compact de la marca Demag. Entre las características más destacadas de este elemento se consigue adaptar con precisión los procesos de trabajo, reducir el esfuerzo de motores y reductores, cuidar el producto o mercancía a transportar, proteger el sistema mecánico (incluyendo las vigas de la grúa y los caminos de rodadura), posee un comportamiento en marcha independiente de la carga; y gracias a una aceleración sin tirones y desaceleración suave se garantiza un transporte cuidadoso, reduciendo el típico efecto de péndulo de la carga. Entre los catálogos y folletos técnicos Demag Cranes & Components se encuentra una sección para la selección del convertidor, véase Anexo B (Tabla b.10). Donde la selección se realiza con el dato de la potencia del motor. Este proyecto requiere de un solo variador de frecuencia, ya que la conexión de los dos motores se realiza en paralelo para obtener la sincronización deseada, con una potencia de 1,1 KW, se obtiene directamente el modelo DIC4-003.

4.5.7 Selección del rodamiento de las ruedas de apoyo

Los aspectos más importantes que se deben tener en cuenta en este elemento mecánico son, la aplicación del rodamiento, las características del mismo, así como las dimensiones. Del bloque de ruedas seleccionado no se logra tener las especificaciones de los rodamientos de manera directa, pero si las dimensiones del mismo, por lo que se desea verificar la confiabilidad y establecer las características para dar a otros usuarios la información necesaria al momento que se desee realizar el mantenimiento o cambio del elemento rodante.

Para este procedimiento primero se establece una nomenclatura dimensional del rodamiento, véase la Figura 4.5. Donde se pretende buscar un rodamiento para cada una de las industrias más grandes a nivel comercial en esta rama (FAG).

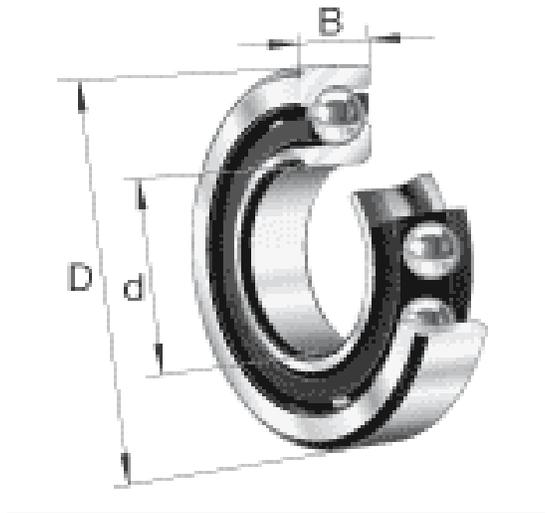
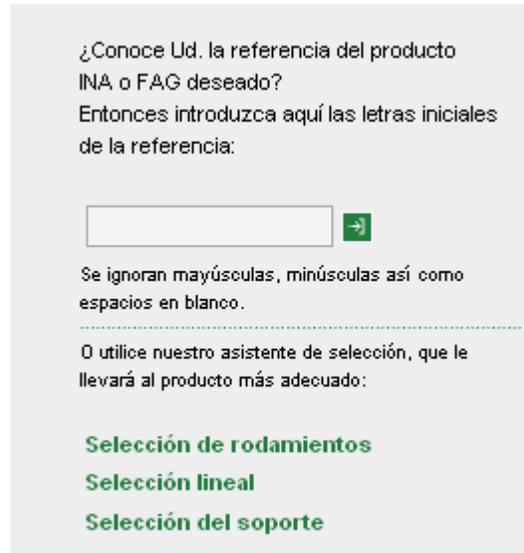


Figura 4.5 Nomenclatura del rodamiento. <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp/>

La herramienta que se utiliza para la selección es el catálogo online, proporcionado por el grupo SchaefferGroup de productos INA y FAG, a continuación se presenta el procedimiento a seguir:

1. Se debe entrar en la dirección: <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp/>, donde se despliega la respectiva página, en la parte inferior derecha de

ésta se debe dar clic en **selección de rodamientos**, ya que no se conoce ninguna referencia del producto, véase la Fig. 4.6.



¿Conoce Ud. la referencia del producto INA o FAG deseado?
Entonces introduzca aquí las letras iniciales de la referencia:



Se ignoran mayúsculas, minúsculas así como espacios en blanco.

O utilice nuestro asistente de selección, que le llevará al producto más adecuado:

- Selección de rodamientos**
- Selección lineal**
- Selección del soporte**

Figura 4.6 Interfaz del catálogo online FAG

- Al desplegarse una nueva ventana (medias® Professional), se cuenta con un sistema de selección donde se especifican las características del elemento deseado. Con los pictogramas (1) a la izquierda, se eligen las propiedades que necesita el rodamiento (fuerza radial, fuerza axial en un sentido, fuerza radial en ambos sentidos, tipo de lubricación y sellos); mediante las casillas de selección (2) a la derecha, seleccionará el tipo necesario de rodamientos (a bolas, rodamientos de rodillo o casquillo, rodamientos cónicos, entre otros). En la mayoría de las ruedas o poleas, la carga es prácticamente radial, con lo que el rodamiento rígido de bolas es el más adecuado. Cada clic a la izquierda tiene consecuencias en el lado derecho y viceversa; por lo que, si una propiedad o un tipo ya no se pueden seleccionar, es debido a los pictogramas y casillas de selección ya activados. Arriba a la derecha medias® Professional indica el número de los productos posibles que cumplen con las condiciones establecidas (4). Puede suprimir toda la selección, haciendo un clic en "Cancelar" en la línea

de botones en la parte inferior derecha, donde también se encuentra el botón siguiente y volver (3). Véase la Fig. 4.7



Figura 4.7 Características del rodamiento

3. Se presiona el botón siguiente, el cual conlleva a la solapa donde se establece el espacio constructivo del elemento y las capacidades de carga. Se introducen las dimensiones de montaje: diámetro interno, diámetro externo y ancho (1), y los datos de rendimientos (cargas a soportar) (2) para el rodamiento buscado. Tomando en cuenta un dimensionamiento previo de la rueda DRS112, se establecen medidas límites de la geometría del rodamiento $d = 35 \text{ mm}$, $D = 72 \text{ mm}$ y $b = 27 \text{ mm}$, de esta manera se procede a introducir los datos, como también la carga máxima que soporta la estructura, la cual representa $8.875,5 \text{ N}$, se divide esto a la mitad, ya que son 2 patines, lo que resulta en una carga de $4.437,75 \text{ N}$ (caso crítico: que toda la carga sea ejercida en una rueda, y que ésta posea un solo rodamiento); medias® Professional indica el número de los productos posibles (4). Puede suprimir toda la selección, haciendo un clic en

"Cancelar", en la línea de botones de acción en la parte inferior derecha, donde también se encuentra el botón siguiente y volver (3). Véase la Fig.4.8.



Figura 4.8 Espacio constructivo y capacidad de carga

- Se presiona buscar, y el catálogo de manera automática muestra la cantidad de rodamientos con características similares a las proporcionadas por el usuario, como se puede ver en la Fig. 4.9.

Selección de rodamiento ?

Características, tipos **Espacio constructivo, cap. carga** Aciertos por página: 10 50 100 Aciertos: 295

Limitaciones en cuanto al espacio constructivo y a la capacidad de carga

Diagrama de rodamiento con dimensiones d , D , B , d_1 , D_1 .

Capacidad de carga din. C_a o C_r Capacidad de carga, est. C_{da} o C_{Dr}

mínimo mm mm mm N N

máximo mm mm mm N N

Página [1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | ... | 30]

Producto	d mm	D mm	B mm	C_r II	C_{Dr} II	n_G 1/min	n_B 1/min	Reestablecer configuración estándar
3207-BD	35	72	27	41000	30000	10100	9900	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3207-BD-2HRS-TVH	35	72	27	41000	30000	6100	9900	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3207-BD-2Z-TVH	35	72	27	41000	30000	10100	9900	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3207-BD-TVH	35	72	27	41000	30000	10100	9900	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
4307-B-TVH	35	80	31	51000	38000	8000	7000	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/> <input type="button" value="CAD"/>
62307-2RSR	35	80	31	35500	19100	5600	0	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/> <input type="button" value="CAD"/>
3307-BD	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3307-BD-2HRS-TVH	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3307-BD-2Z-TVH	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>
3307-BD-TVH	35	80	34.9	55000	36500	9000	8100	<input type="button" value="Reestablecer configuración estándar"/>

Figura 4.9 Tabla de rodamientos posibles

Se observa que según las dimensiones, se tiene un número limitado de rodamientos, donde todos poseen una capacidad de carga entre 30.000 N y 41.000 N, carga bastante amplia para el trabajo al que serán sometidos. Ya que todos los rodamientos poseen la misma geometría se realiza una búsqueda en la gama comercial para establecer un criterio de economía, siendo el elemento

seleccionado: Rodamientos a bolas de contacto angular 3207-BD-TVH medidas principales según DIN 628-1, ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$, véase la Figura 4.10

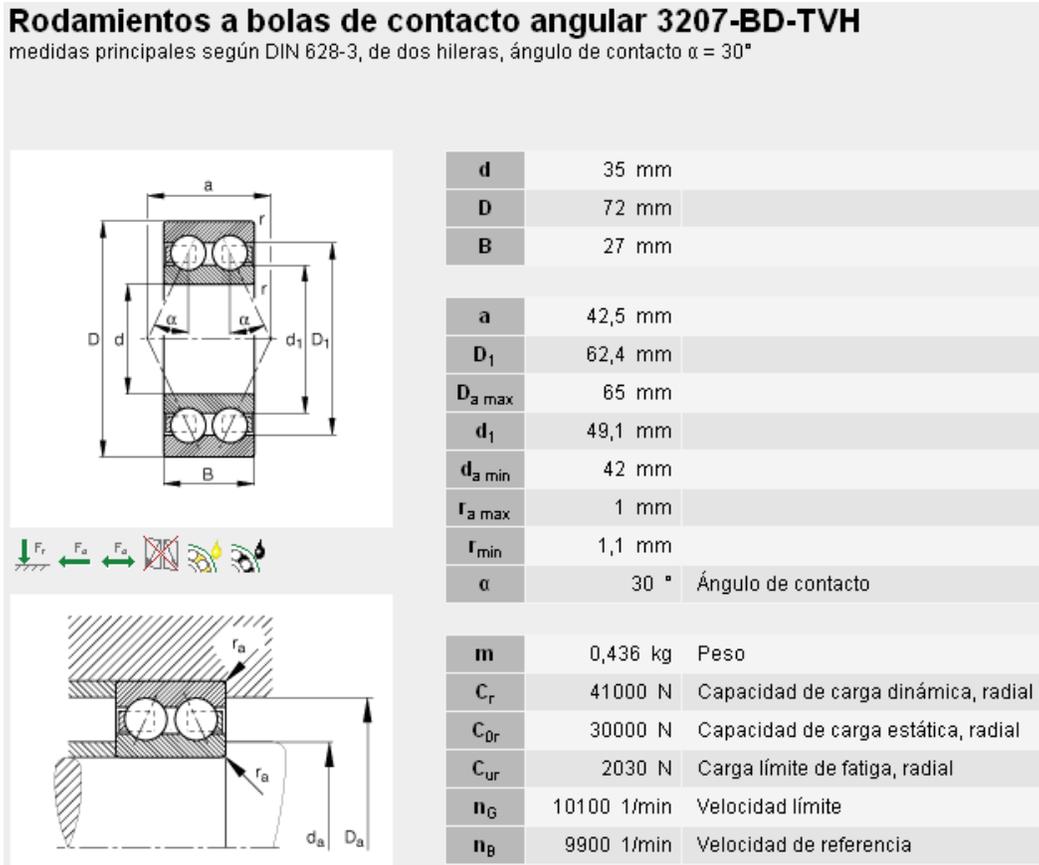


Figura 4.10 Rodamiento seleccionado

Al dar clic en el código del rodamiento que se desea seleccionar, se tiene un cuadro donde aparecen algunos valores límites de carga del elemento, queriendo establecer un factor de seguridad confiable, según la teoría establecida por FAG se denomina Factor de Seguridad Estático (S_0). Que es la comparación de la capacidad de carga estática radial o axial (C_{0r} ó C_{0a}) y la carga estática máxima sobre el rodamiento (P_0). La estructura consta de 2 unidades de patín, cada patín lleva 2 ruedas, y cada rueda lleva 2 rodamientos, por lo que la carga de 4437,75 N, se convierte en una carga $P_0 = 1.109,43 N$

$$N = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{30.000 N}{1.109,43 N} \quad [4.5]$$

$$N = 27,04$$

Al obtener el factor de seguridad se logra verificar que no se presenta incertidumbre por parte del sistema de rodadura $N \geq 4$, y se puede usar el rodamiento 3207-BD-TVH o similares a este.

4.5.8 Cálculos resistivos

Los primeros cálculos a realizar en el diseño de la estación de ensamblaje, serán los cálculos resistivos a las estructuras involucradas, en este punto y como anteriormente se dividió el diseño, se realizarán análisis a la grúa lineal y el puente grúa de la estación de calibración. Como se mencionó en el capítulo anterior, el análisis resistivo de las estructuras se llevará a cabo mediante las teorías clásicas de falla, (estática y dinámicamente), esto con el fin de predecir el mecanismo por el cual dichos elementos estructurales cederán ante el sistema de carga asociado, y de esta manera establecer un factor de seguridad que cumpla con las exigencias del diseño.

Pensando siempre en el costo del diseño, para realizar los cálculos resistivos mencionados con anterioridad, se utilizarán materiales como vigas y tubos estructurales que la empresa posea en el almacén. Con respecto a las vigas (el soporte principal de los polipastos) se trata de tipo IPN-140, la cual cumple con las normas COVENIN ASTM-A-36, véase el anexo C. Para los tubos estructurales, se cuenta con tubos rectangulares de 4x2x0,188 pulg., los cuales cumplen con la norma ASTM-NPS-A.

4.5.8.1 Cálculos resistivos a la grúa monorriel

Por el diseño de la grúa, los cálculos resistivos se harán para la posición que se muestra en la figura 5.1, la cual debido al tipo de unión que tiene entre la

viga y el elemento de soporte (Soldadura), se describe como una viga doblemente empotrada. Se toma en cuenta que la carga esta aplicada en la mitad de la distancia de los apoyos. La aplicación de la misma, se toma como una de tipo distribuida, la cual resulta en cuatro (4) puntos de contacto con la viga monorriel, esto debido a que el polipasto posee cuatro ruedas que soportan el peso del montante final. Ahora bien, como la distancia entre los centros de las ruedas resulta bastante corta, la aplicación de la carga se representa como sigue.

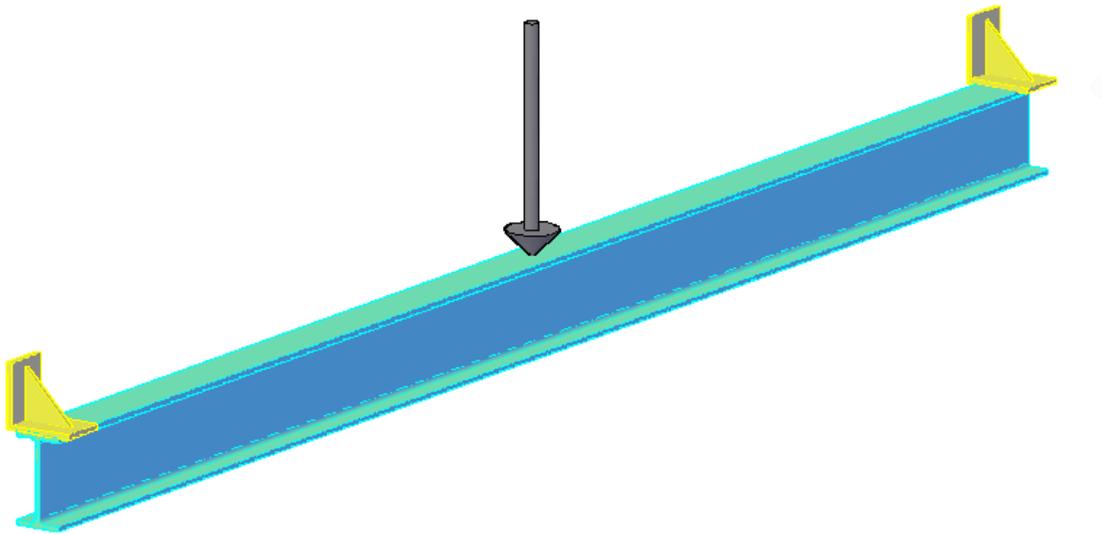


Figura 4.11 Representación del sistema de carga en la grúa lineal.

Se comienza analizando el estado estático de las cargas, mediante la generación de un diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) como se muestra en la figura 4.12. Debido al empotramiento en ambos extremos de la viga (viga hiperestática), es necesario generar la ecuación de momento que representa el estado de carga en la misma.

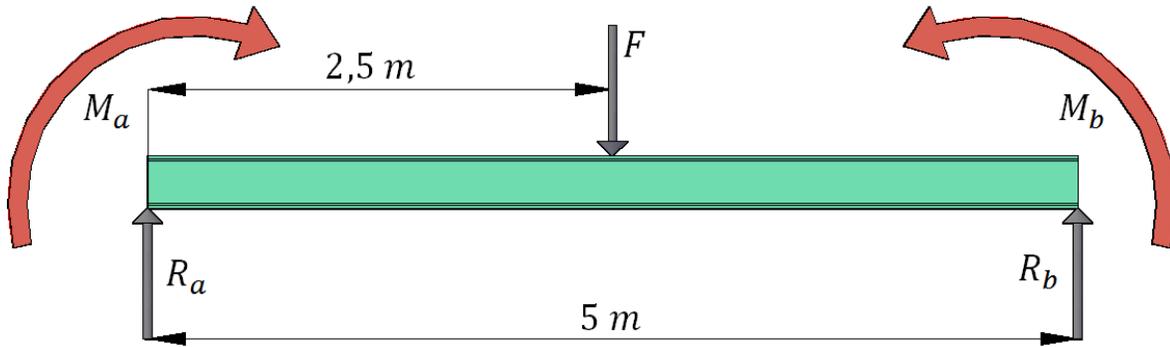


Figura 4.12. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 1.

$$F = \text{Carga} + \text{Polipasto}$$

$$F = 120 \text{ Kg} + 10 \text{ Kg} = 130 \text{ Kg} \quad F = 1.274,86 \text{ N}$$

$$\sum M_b: \quad M_a + R_a * (x) - 1.274,86 * (x - 2,5) = 0 \quad [4.6]$$

El sistema de carga genera cuatro (4) incógnitas del tipo restrictivas a las ecuaciones de fuerza y momento, lo que implica que para conseguir los valores de R_a , R_b , M_a y M_b es necesario utilizar el método de la doble integración, para esto se utiliza la ecuación.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M \quad [4.7]$$

El método a utilizar para conseguir los valores de R_a , R_b , M_a y M_b , consiste en integrar dos (2) veces la ecuación [4.7]. Con la primera integral y suponiendo $E * I$ constante, se obtiene la ecuación de la pendiente de la curva elástica de la viga.

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \int M * dx + C_1 \quad [4.8]$$

Integrando nuevamente, es posible obtener la ecuación de la elástica de la viga, y permite calcular el valor de la ordenada y para cualquier valor de x .

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \iint M * dx * dx + C_1 * x + C_2 \quad [4.9]$$

En este punto C_1 y C_2 , son constantes de integración a determinar por las condiciones de borde o de sujeción en los extremos de la viga. Sustituyendo la ecuación de momento [4.6] en la ecuación [4.7], e integrando dos (2) veces se obtiene.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M_a + R_a * (x) - 1.274,86 * \langle x - 2,5 \rangle \quad [4.9a]$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = M_a * x + \frac{R_a}{2} * x^2 - 637,43 * \langle x - 2,5 \rangle^2 + C_1 \quad [4.9b]$$

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{637,43}{3} * \langle x - 2,5 \rangle^3 + C_1 * x + C_2 \quad [4.9c]$$

Donde C_1 y C_2 son iguales a cero, debido a que la pendiente y la deflexión en el punto A son nulas. Ahora existen dos reacciones desconocidas o sobrantes en la ecuación de la elástica y de la pendiente (M_a y R_a). Para determinarlas se aplican otras dos condiciones de deformación, en $x = 5 m$, la deflexión y la pendiente también son nulas, por lo que sustituyendo en las ecuaciones [4.9b] y [4.9c] se obtiene:

$$0 = M_a * 5 + \frac{R_a}{2} * 5^2 - 637,43 * \langle 5 - 2,5 \rangle^2 \quad [4.9d]$$

$$0 = \frac{M_a}{2} * 5^2 + \frac{R_a}{6} * 5^3 - \frac{637,43}{3} * \langle 5 - 2,5 \rangle^3 \quad [4.9e]$$

Resolviendo el sistema de ecuación, se obtienen los siguientes valores:

$$R_a = 637,43 N = 65 KgF$$

$$M_a = -796,787 N * m = -8.124,97 KgF * cm$$

Haciendo uso de las ecuaciones de fuerzas estáticas, se obtiene.

$$\sum F_y: R_a + R_b - F = 0 \quad [4.10]$$

$$\sum M_b: M_a + R_a * 5 - F * 2,5 = M_b \quad [4.11]$$

$$R_b = 637,43 \text{ N} = 65 \text{ KgF}$$

$$M_b = 796,787 \text{ N} * \text{m} = 8.124,97 \text{ KgF} * \text{cm}$$

El signo negativo de M_a indica que la viga se deforma de manera cóncava, lo cual se espera que suceda. Así mismo la igualdad de las reacciones y los momentos, corroboran la simetría esperada en la deformación de la viga. Esto hace notar que efectivamente el punto seleccionado es el punto más crítico del diseño (donde se genera la mayor deformación), pero el momento máximo se encuentra en los puntos de apoyo de la viga, por lo que en ellos se realizarán los cálculos de esfuerzos. En el punto crítico (los apoyos) se tienen esfuerzos cortante y flector, por lo que se harán los cálculos de ambos para determinar el esfuerzo combinado del estado de fuerzas. Para el esfuerzo cortante se tiene:

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{65 \text{ KgF}}{18,2 \text{ cm}^2} \quad [4.12]$$

$$\tau_c = 3,571 \text{ KgF} / \text{cm}^2 \quad [I]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo flector generado en el punto de estudio, recordando que los valores de área de sección transversal de la viga, así como el momento de inercia de la misma, utilizados para realizar los cálculos resistivos, se presentan como anexo de este proyecto.

$$\sigma_c = \frac{M * C}{I} = \frac{8.124,97 \text{ KgF} * \text{cm} * 0,7 \text{ cm}}{572 \text{ cm}^4} \quad [4.13]$$

$$\sigma_c = 9,943 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

Una vez obtenidos los esfuerzos presentes en el punto de estudio, se procede a verificar el tipo de falla que se puede producir, debido al estado de carga aplicada. Se comienza verificando si el elemento falla por fatiga, esto tomando como parámetros que el estado crítico de carga se presentará ocho (8) veces por día, donde la empresa tendrá operaciones 22 días al mes y estimando que el equipo funcionará sin cambiar la viga durante 20 años.

Con los parámetros de operación asumidos anteriormente, se procede a calcular los ciclos a los cuales estará sometida la estructura, teniendo en cuenta el estado crítico de carga, dando como resultado un total de 42.240 ciclos. Según los textos de referencia, las fallas por fatigas suceden en ciclos bajos (para $N \leq 10^3$ ciclos) y en ciclos altos (para $10^3 < N < 10^6$ ciclos); esto se deriva de la construcción de la gráfica S-N (Resistencia a la fatiga-números de ciclos) en escala bilogarítmica (Figura 7-9 del libro "*Diseño en Ingeniería Mecánica, Tercera edición en español, Joseph E. Shigley*"). De la gráfica se puede notar que la resistencia a la fatiga es bastante aproximada a la resistencia última del material, para ciclos menores de 10^3 . A partir de 10^3 ciclos se nota un punto de inflexión donde la resistencia a la fatiga disminuye notablemente mientras se aumentan los ciclos de aplicación de la carga, esto sucede hasta llegar a un número de ciclos de aproximadamente 10^6 ; donde a partir del cual, la resistencia a la fatiga tiende a ser constante.

Debido al número de ciclos obtenidos para una operación crítica de veinte años, se realiza el estudio de fatiga con altos ciclos de aplicación de la carga. Para ciclos mayores a 10^3 los resultados presentan gran dispersión, lo que hace necesario aproximar el comportamiento de la curva con una tendencia lineal entre 10^3 y 10^6 . Tomando como límites de resistencia a la fatiga:

$$S'_f = 0,8 * S_{ult} \quad N = 10^3 \quad [4.14]$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ult} \quad N = 10^6 \quad [4.15]$$

$$\log S'_f = b * \log N + C \quad [4.16]$$

Se procede a generar la ecuación de la recta [4.15], la cual debe pasar por los puntos antes mencionados; resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los parámetros b y c .

$$c = \log \frac{(0,8 * S_{ult})^2}{S'_e} \quad [4.17]$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left(\frac{0,8 * S_{ult}}{S'_e} \right) \quad [4.18]$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación [4.15], es posible obtener el valor de S_f , para cualquier valor de N conocido.

$$S_f = 10^c * N^b \quad [4.19]$$

Sustituyendo el valor tabulado $S_{ult} = 5000 \text{ KgF}/\text{cm}^2$ para las vigas IPN-140 en las ecuaciones [4.14] y [4.15]; se obtienen los puntos por los cuales pasa la recta de aproximación.

$$S'_f = 0,8 * 5.000 = 4.000 \text{ KgF}/\text{cm}^2$$

$$S'_e = 0,5 * 5.000 = 2.500 \text{ KgF}/\text{cm}^2$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones [4.17] y [4.18], se procede a calcular los factores c y b .

$$c = 3,8062$$

$$b = -0,0681$$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación [4.19], se obtiene el valor de resistencia a la fatiga para 42.240 ciclos:

$$S_f = 10^{3,8062} * 42.240^{-0,0681}$$

$$S_f = 3.098,76 \text{ KgF/cm}^2$$

Se observa que el resultado obtenido se encuentra entre los límites determinados para 10^3 y 10^6 ciclos, por lo que se acepta el resultado y se procede a comparar con los esfuerzos cortante y flector obtenidos anteriormente.

$$\tau_c < \sigma_c \ll S_f$$

$$3,571 \text{ KgF/cm}^2 < 9,943 \text{ KgF/cm}^2 \ll 3.098,76 \text{ KgF/cm}^2$$

Con esto se determina que la pieza no falla por fatiga para la cantidad de ciclos de vida a la cual se diseña la estructura. Ahora bien, es de hacer notar que los factores de los que depende este análisis de esfuerzos provienen en su mayoría de las propiedades del material, lo que permite obtener un valor general de resistencia a la fatiga para análisis posteriores.

Es necesario ahora calcular si el elemento falla de manera estática, para ello se utiliza la teoría de la energía de deformación o Von Mises-Hencky, la cual se utiliza en materiales dúctiles y con presencia de esfuerzos combinados en el punto de estudios, que es el caso que se presenta para este análisis.

$$\sigma'_f = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad [4.20]$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'_f} \quad [4.21]$$

Sustituyendo los valores [I] y [II] en la ecuación [4.18] se obtiene el esfuerzo combinado para el punto de estudio, el mismo, se utiliza para calcular el factor de seguridad, y de esta manera determinar si el diseño cumple con el estado de carga presente.

$$\sigma'_f = 11,71 \text{ KgF/cm}^2$$

$$N = \frac{2.500 \text{ KgF}/\text{cm}^2}{11,71 \text{ KgF}/\text{cm}^2}$$

$$N = 213,48 = 214$$

Con el factor de seguridad obtenido, según los textos, se puede establecer que la viga a utilizar para el diseño del sistema de elevación lineal, es capaz de soportar el estado de carga aplicado en el punto más esforzado. No obstante, el valor de N no puede ser el único método analítico para garantizar la seguridad del diseño, puesto que con él no se determina el comportamiento físico del elemento estructural.

Por esta razón, es necesario calcular la flecha o deformación máxima del punto de aplicación de la carga, y de esta manera garantizar que el comportamiento elástico de la viga está entre los parámetros aceptados de seguridad. Esto se logra, dándole valor a $x = 2,5 \text{ m}$ (que es el punto de aplicación de la carga) a la ecuación [4.9c], y teniendo en cuenta que $E = 200 \times 10^9 \text{ Pa}$, y la inercia de la viga es $I = 5,72 \times 10^{-6} \text{ m}^4$ se obtiene la deformación máxima de la viga.

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{637,43}{3} * (x - 2,5)^3$$

$$y = 3,628 \times 10^{-3} \text{ m} = 3,628 \text{ mm}$$

De esta manera se puede asegurar que la viga no falla debido al estado de fuerzas aplicado, ya que según la norma AISC la deflexión máxima permisible para una grúa monorriel es.

$$y_{max} \leq \frac{L}{450 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 11,11 \text{ mm}$$

4.5.8.2 Cálculos resistivos al puente grúa

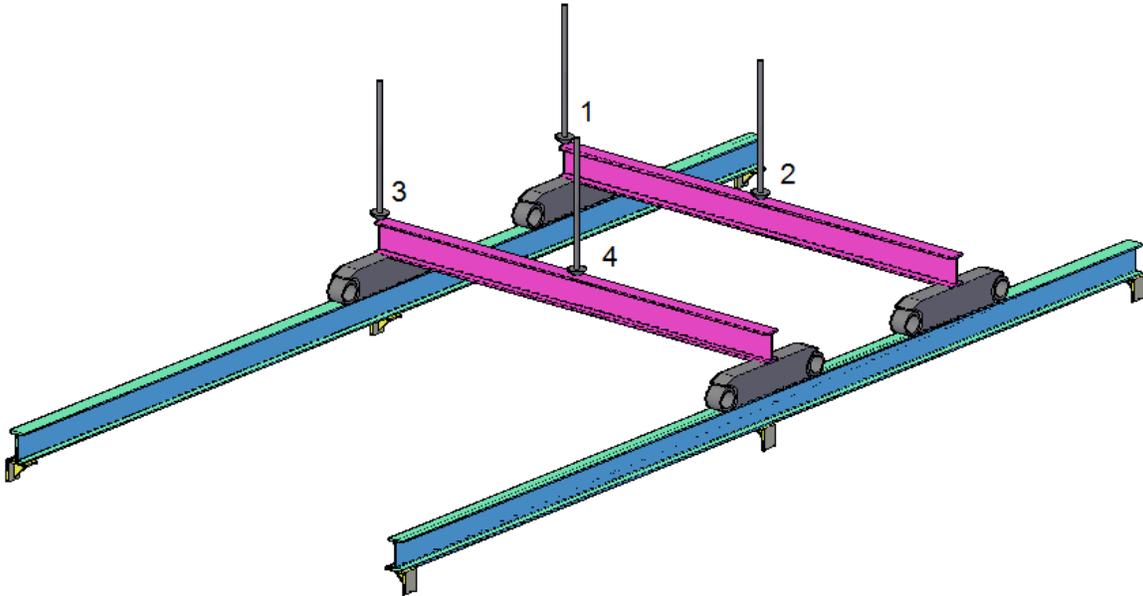


Figura 4.13 Representación del sistema de carga en el puente grúa.

Teniendo en cuenta el diseño de la estructura, es necesario realizar el estudio resistivo a una mayor cantidad de puntos críticos, debido a la naturaleza del movimiento de la grúa, para esto se tomará el mismo criterio utilizado en el apartado anterior (Teorías clásicas de fallas). Los puntos a estudiar se desglosarán en tres sectores como se muestra en la figura 4.13, para de esta manera tener un conocimiento preciso del comportamiento de la viga ante todos los esfuerzos presentes en la estructura.

4.5.8.2.a Análisis resistivo del punto 1

El estudio del punto uno (ver figura 4.13) se caracteriza por la posición de la carga, para ello se coloca todo el peso que soportará la estructura justo en la posición más cercana a la viga carrilera. De esta manera, se estudia el comportamiento de dicho elemento estructural. Primeramente es necesario realizar el estudio estático de las fuerzas, mediante el diagrama de cuerpo libre (D.C.L).

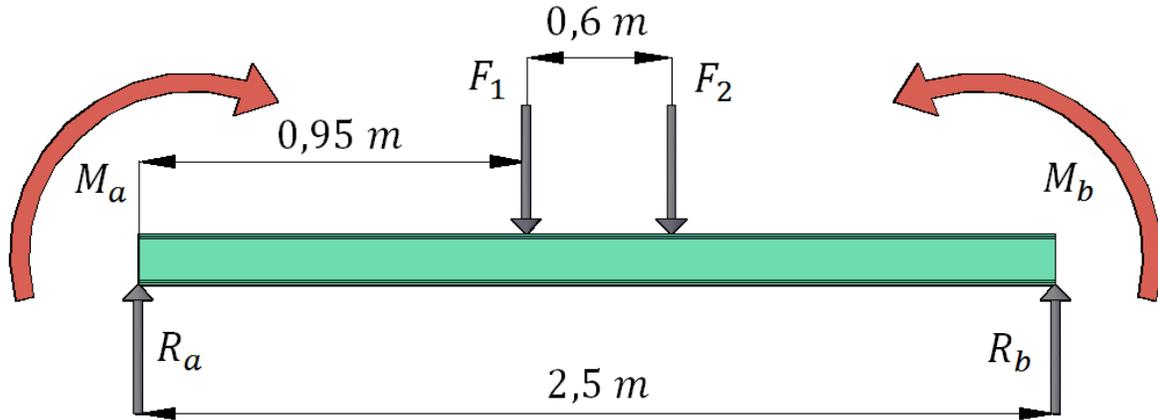


Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga en la posición 1 (viga de soporte principal).

La fuerza F viene dada por el peso de todas las piezas constitutivas del polipasto que se está diseñando, además de la carga máxima a la cual se espera que trabaje el puente grúa, la misma representa las masas de calibración de 500 Kg. Por otra parte, cada motor que dará movimiento a las ruedas de apoyo de la viga del puente grúa tiene un peso de 50 Kg, en vista de que esta viga posee dos apoyos y cada uno es motorizado, el peso total de los motores es de 100 Kg. Es de hacer notar que a este peso se le agregó una sobre-carga del 15%, a manera de garantizar cierto grado de seguridad.

$$F = \text{Rueda} + \text{Viga} + \text{Polipasto} + \text{motor} + \text{Carro} + \text{Masa de calibracion}$$

$$F = 29 + 34 + 120 + 100 + 4 + 500 = 787 \text{ KgF}$$

$$F = 787 * 1,15 = 905 \text{ KgF} = 8.875,019 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{2} = 4.437,51 \text{ N}$$

Como se planteó en el apartado anterior, la viga carrilera también se encuentra empotrada en ambos extremos de la misma, por lo que para calcular las reacciones y el momento máximo, es necesario seguir los pasos antes mencionados. Para ello, se comienza deduciendo la ecuación de momento para el sistema de carga aplicado.

$$\sum M_b:$$

$$M_a + R_a * (x) - 4.437,51 * \langle x - 0,95 \rangle - 4.437,51 * \langle x - 1,55 \rangle = 0 \quad [4.22]$$

Sustituyendo en la ecuación [4.7] e integrando dos veces se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = M_a + R_a * (x) - 4.437,51 * \langle x - 0,95 \rangle - 4.437,51 * \langle x - 1,55 \rangle$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = M_a * x + \frac{R_a}{2} * x^2 - 2.218,76 * \langle x - 0,95 \rangle^2 - 2.218,76 * \langle x - 1,55 \rangle^2 + C_1 \quad [4.7f]$$

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 0,95 \rangle^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle x - 1,55 \rangle^3 + C_1 * x + C_2 \quad [4.7g]$$

Como en el caso anterior, C_1 y C_2 son iguales a cero, debido a las condiciones de bordes planteadas para el punto A, donde la pendiente de la elástica así como la deformación son iguales a cero. Para conseguir los valores de R_a y M_a se aplican otras dos condiciones de deformación, en $x = 2,5 \text{ m}$ la deflexión y la pendiente también son nulas, por lo que sustituyendo en la ecuación [f] y [g] se obtiene:

$$0 = M_a * 2,5 + \frac{R_a}{2} * 2,5^2 - 2.218,76 * \langle 2,5 - 0,95 \rangle^2 - 2.218,76 * \langle 2,5 - 1,55 \rangle^2 \quad [4.7h]$$

$$0 = \frac{M_a}{2} * 2,5^2 + \frac{R_a}{6} * 2,5^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle 2,5 - 0,95 \rangle^3 - \frac{2.218,76}{3} * \langle 2,5 - 1,55 \rangle^3 \quad [4.7i]$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado se obtienen los siguientes valores.

$$R_a = 4.437,51 \text{ N} = 452,5 \text{ KgF}$$

$$M_a = -2.613,7 \text{ N} * m = -26.652,32 \text{ KgF} * cm$$

Haciendo uso de las ecuaciones de fuerza estática se consigue:

$$\sum F_y: R_a - F_1 - F_2 + R_b = 0 \quad [4.23]$$

$$\sum M_b: M_a + R_a * 2,5 \text{ m} - F_1 * 1,55 - F_2 * 0,9 = M_b \quad [4.24]$$

$$R_a = R_b = 452,5 \text{ KgF}$$

$$M_b = 26.652,32 \text{ KgF} * cm$$

Con los valores obtenidos anteriormente, es momento de calcular el esfuerzo cortante y flector presente en la distribución de carga planteada, para esto se hace uso de las ecuaciones [4.12] y [4.13], dando como resultado.

$$\tau_c = 24,86 \text{ KgF} / cm^2$$

$$\sigma_c = 32,56 \text{ KgF} / cm^2$$

Se procede a realizar el estudio dinámico de las piezas para comprobar que el elemento no falla por fatiga, el análisis se lleva tomando los parámetros utilizados en el apartado 4.5.8.1, ya que se trata de la misma viga, y se espera que se mantenga en operación durante el mismo periodo de tiempo. Como se mencionó anteriormente, se utilizará el valor de resistencia a la fatiga para comparar con los esfuerzos flector y cortante, presente en todos los puntos de estudios. Teniendo en cuenta que los que para los rangos de fuerzas aplicadas a la estructura de estudio, son similares en todos los puntos de análisis, se puede

afirmar que la viga no fallará por fatiga para ningún estado de carga aplicada a la estructura del puente grúa, por lo que se tomará como premisa este análisis para los puntos posteriores de estudio.

$$\tau_c < \sigma_c \ll S_f$$

Esto hace que el análisis de todos los puntos posteriores se enfoque en la teoría de falla estática, y nuevamente utilizar el método de Von Mises-Hencky para su análisis resistivo. Según la ecuación [4.18]

$$\sigma'_f = 54 \text{ KgF/cm}^2$$

Haciendo uso de la ecuación [4.19] se obtiene que el factor de seguridad para este arreglo de carga sea $N = 47$, lo que garantiza la confiabilidad del sistema. Es de hacer notar que para los siguientes puntos de estudio, se llevarán a cabo los mismos criterios y métodos para el análisis de esfuerzo, por lo que solo se presentarán los resultados de los mismos.

Así mismo, al igual que en el apartado anterior se calcula la flecha o deformación del punto de aplicación de la carga, para de esta manera garantizar la confiabilidad del diseño.

$$E * I * y = \frac{M_a}{2} * x^2 + \frac{R_a}{6} * x^3 - \frac{2.218,76}{3} * (x - 0,95)^3 - \frac{2.218,76}{3} * (x - 1,55)^3$$

$$y = 3,031 \times 10^{-3} \text{ m} = 3,031 \text{ mm}$$

Con estos valores se corrobora que la viga cumple satisfactoriamente con los estándares de seguridad, ya que los mismos se encuentran por debajo de los sugeridos en la norma AISC, la cual establece la deflexión máxima permisible para vigas carrileras:

$$y_{max} = \frac{L}{750 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 3,34 \text{ mm}$$

4.5.8.2.b Análisis resistivo del punto 2

En este caso, como se observa en la figura 4.13, el polipasto se coloca en el medio de la viga puente (soporte del polipasto), esto es con el fin de analizar la deformación de dicho elemento. Como se describió anteriormente, las vigas que soportan y son parte principal de la estructura del puente grúa, no fallarán por fatiga. Por lo que se continúa con el análisis de esfuerzo estático de la viga puente. Esta posición se caracteriza por el tipo de apoyo que existe en este elemento, para la cual se considera una tipo simplemente apoyada. Teniendo en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la viga secundaria para esta posición, se tiene.

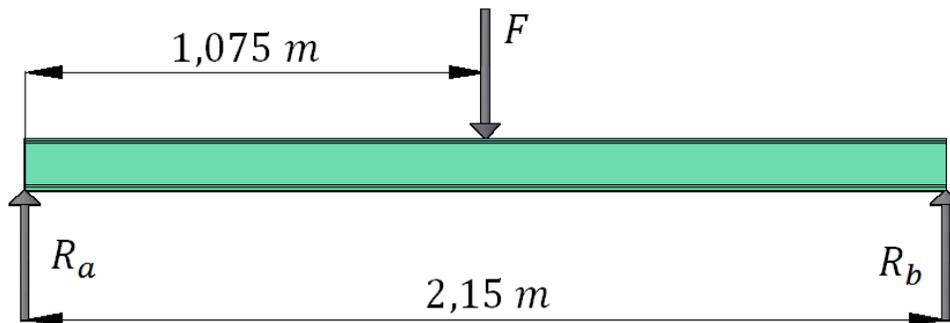


Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre para el sistema de carga del punto 2 (viga puente).

Ya que está en una viga simplemente apoyada, el método de resolución es el clásico, donde el número de restricciones es igual al número de ecuaciones. En este punto basta con plantear las ecuaciones de fuerza estática, para conseguir los valores de R_a y R_b .

$$\sum F_y: R_a - F + R_b = 0 \quad [4.25]$$

$$\sum M_a: R_b * 2,15 m - F * 1,075 m = 0 \quad [4.26]$$

La aplicación de la carga para este ejercicio, tiene las mismas premisas que en el apartado 4.5.8.1, ya que los polipastos son iguales, lo que varía es la carga aplicada sobre los mismos, donde para este punto de estudio $F = 8.875,019 N$. Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado anteriormente se obtiene

$$R_a = R_b = 4.437,51 N * m = 452,5 KgF$$

Con estos valores se procede a construir el diagrama de corte y momento para el estado de carga aplicado, resultando.

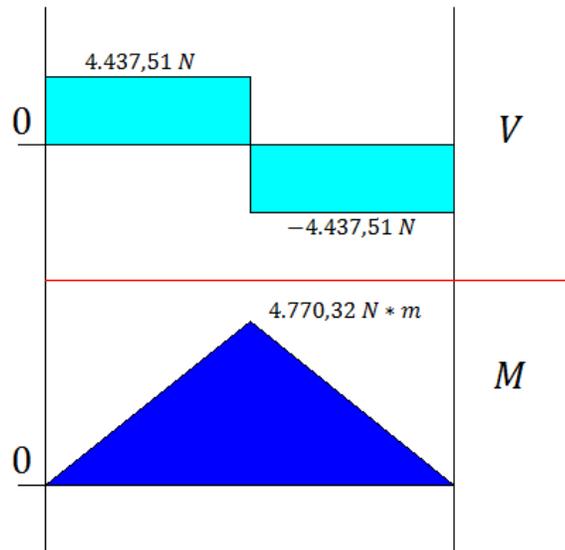


Figura 4.16 Diagrama de corte y momento para el sistema de carga del punto 2 (viga puente).

Sustituyendo los valores de V_{max} y M_{max} , que ocurren para $x = 1,075 m$, en las ecuaciones [4.12] y [4.13], se obtiene:

$$\tau_c = 2.128,337 \text{ KN}/m^2 = 21,703 \text{ KgF}/cm^2$$

$$\sigma_c = 5.828,092 \text{ KN}/m^2 = 59,43 \text{ KgF}/cm^2$$

Aplicando la teoría de Von Mises-Hencky y haciendo uso de la ecuación [4.18], se obtiene el esfuerzo combinado para el punto de aplicación de la carga, y aplicando la ecuación [4.19] es posible conseguir el factor de seguridad.

$$\sigma'_f = 73,39 \text{ KgF} / \text{cm}^2$$

$$N = 34,09 = 34$$

Se observa que el valor N obtenido es mucho mayor que el recomendado por los textos, por lo que se da por satisfactorio dicho resultado. Ahora se procede a calcular la flecha o deformación en el punto de aplicación de la carga, para la misma se hace uso nuevamente de la metodología implementada en los apartados anteriores, ya que para el cálculo de las reacciones no fue necesario generar la ecuación de momento en la viga, a continuación se presenta el desarrollo de este análisis teniendo en cuenta que $x = 1,075 \text{ m}$.

$$\sum M_b: R_a * (x) - 1.274,86 * (x - 1,075) = 0 \quad [4.27]$$

$$E * I * y = R_a * (1,075) - 1.274,86 * (1,075 - 1,075)$$

$$y = 4,17 \times 10^{-3} \text{ m} = 4,17 \text{ mm}$$

El resultado obtenido cumple con las especificaciones de seguridad propuestas por la norma AISA, ya que para la viga de puente, la deflexión máxima permisible es:

$$y_{max} = \frac{L}{400 \text{ mm}}$$

$$y_{max} = 5,38 \text{ mm}$$

Por lo que se puede garantizar que el elemento estructural en estudio, sometido al sistema de cargas propuesto no falla.

4.5.8.2.c Análisis resistivo al puntos 3

En este apartado, la posición de la carga permite analizar la columna que actúa como base de la estructura, es necesario determinar si la misma falla por compresión pura o pandeo, y es que para este punto se asume que la carga actúa sobre el eje longitudinal de la columna. Aunque en la realidad existe cierta excentricidad, la misma se desprecia para analizar el comportamiento del elemento estructural bajo condiciones de compresión.

Se desprecia la acción de la excentricidad de la carga sobre la columna, debido a que el efecto de pandeo sobre dicho elemento, se verá afectado por la presencia de la estructura en forma de cercha en la parte superior de la misma, por lo que, para este análisis se toma como premisa que la línea de acción de la carga, coincide con la línea centroidal del perfil a estudiar.

Las columnas se suelen dividir en tres (3) grupos: ***largas, intermedias y cortas***. Las diferencias entre estas vienen determinadas por su comportamiento. Las columnas largas se rompen por pandeo o flexión lateral; las intermedias, por una combinación de aplastamiento y pandeo, y los postes cortos, por aplastamiento. Debido a esto, es necesario determinar el tipo de columna que se genera en este diseño, para esto es necesario analizar la relación de esbeltez.

Columnas cortas:

$$\frac{h}{r} < 20$$

Columnas Intermedias:

$$20 \leq \frac{h}{r} \leq \frac{h}{r} \text{lim}$$

Columnas Largas:

$$\frac{h}{r} > \frac{h}{r} \text{lim}$$

Donde $\frac{h}{r} \lim$, se calcula:

$$\frac{h}{r} \lim = \pi \sqrt{\frac{2 * n * E}{S_y}} \quad [4.28]$$

Debido a que el elemento estructural es un acero a bajo carbono, se conocen los valores de $E = 200 \text{ GPa}$ y $S_y = 420 \text{ MPa}$. El factor n depende del tipo de sujeción que posee la columna en los extremos; el caso particular a estudiar, se toma como condición que la misma está empotrada en ambos extremos, por lo que $n = 4$. Sustituyendo los valores en la ecuación [4.28].

$$\frac{h}{r} \lim = \pi \sqrt{\frac{2 * 4 * 200 \times 10^9}{420 \times 10^6}}$$

$$\frac{h}{r} \lim = 193,9$$

Es necesario calcular la relación de esbeltez del perfil que se presenta en el diseño, teniendo en cuenta que para calcular el radio de giro, se utiliza la inercia de menor magnitud de la sección transversal del perfil.

$$r = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{35,1 \text{ cm}^4}{18,2 \text{ cm}^2}} \quad [4.29]$$

$$r = 1,389 \text{ cm} = 0,01389 \text{ m}$$

$$\frac{h}{r} = \frac{2,15 \text{ m}}{0,01389 \text{ m}} = 154,81$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que el elemento estructural se presenta como una columna de tipo intermedia, por lo que el método de resolución a utilizar será la aplicación de la ecuación de **J.B. Jhonson**, quien entre 1.908 y 1.910 propuso la siguiente ecuación.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{n * E} * \left(\frac{h}{r} \right)^2 \quad [4.30]$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene.

$$P_{cr} = 520.777 N$$

Siendo P_{cr} , el valor de carga máxima que puede soportar la columna antes de sufrir una ruptura o deformación por aplastamiento. Se procede ahora a calcular un factor de seguridad utilizando la siguiente ecuación.

$$N = \frac{P_{cr}}{F} \quad [4.31]$$

$$N = \frac{520.777 N}{8.875,019 N} = 58,68$$

$$N = 59$$

Basado en los textos guías, los cuales recomiendan que el factor de seguridad oscile entre $4 \leq N \leq 8$, se observa que el resultado supera con creces estas recomendaciones, con lo que se puede garantizar que la columna en estudio no falla bajo el sistema de carga asociado.

4.5.8.2.d Análisis resistivo a la cercha (punto 4).

Para el cálculo de la cercha o estructura de refuerzo se emplea la norma de acero AISC, donde para calcular el momento flector máximo se establecen los siguientes pasos:

Primeramente se verifica que la estructura pueda soportar cargas axiales (tracción y compresión)

Diseño por Tracción:

$$\frac{L}{r} < 300 \quad \rightarrow \quad \frac{215}{1.51} = 153,57$$

$$\frac{L}{r} = 153,57 \quad \therefore \quad \frac{L}{r} < 300$$

Donde

r , es el radio de giro.

L , es la longitud de la cercha.

Luego se calcula la resistencia de compresión nominal (P_n) basandose en el estado limite de flexión.

$$P_n = F_y * A_g \quad [4.32]$$

$$P_n = F_u * A_e \quad [4.33]$$

Donde:

P_n , es la resistencia de compresion nominal.

A_g , es el area gruesa.

A_e , es el area efectiva.

F_y , es el esfuerzo de fluencia del material.

F_u , es el esfuerzo ultimo del materia.

El valor de A_g y A_e es $4,80 \text{ cm}^2$ según la norma.

$$P_u = \phi * P_n = \phi * F_y * A_g \quad [4.34]$$

Donde

ϕ , es el coef. de resistencia a la flexión, según F_y .

P_u , es resistencia axial de la cercha.

Según la norma, el coeficiente de resistencia posee un valor de 0,9, al sustituir y resolver la ecuación [4.34], se obtiene:

$$P_u = 0,90 * 2500 * 480 = 10.800 \text{ kg}$$

$$P_u = 10,8 \text{ Ton}$$

Es necesario calcular la resistencia axial en función de los 2 valores de P_n , por lo tanto:

$$P_u = \phi * F_u * A_e \quad [4.35]$$

Donde:

ϕ , coeficiente de resistencia, según F_u .

Según la norma para este paso el coeficiente de resistencia posee un valor de 0,75, al sustituir y resolver la ecuación [4.35], se obtiene:

$$P_u = 0.75 * 3.700 * 480 = 13.320 \text{ kg}$$

$$P_u = 13,20 \text{ Ton}$$

Se escoge el mas desfavorable, lo cual es $P_u = 10,8 \text{ Ton}$, siendo éste el valor que representa la resistencia a Tracción.

Diseño por Compresión:

Para el diseño por compresión se establecen 2 condiciones, la primera, $0 \leq \frac{L}{r} \leq 75$, y la segunda $L/r > 75$, donde se corrobora directamente que el proyecto se encuentra en la segunda condición.

Para miembros diseñados a compresión, la norma recomienda que la razón de esbeltez $\frac{L}{r} < 200$. Al verificar que se cumplen ciertas condiciones, se debe calcular la tensión de pandeo por flexión F_{cr} , que se determina de la siguiente manera:

$$F_{cr} = 0,877 * F_e \quad [4.36]$$

Donde:

F_e . es la tensión crítica de pandeo elástico.

F_{cr} , es la tensión de pandeo por flexión.

Además:

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = 590,30 \frac{kg}{cm^2} \quad [4.37]$$

Sustituyendo y resolviendo en la ecuación (F_{cr}), se obtiene:

$$F_{cr} = 517,69 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_n = A_g * F_{cr} = 2.484,912 \text{ kg} \quad [4.38]$$

$$P_u = 0.90 * P_n = 2.236,43 \text{ kg}$$

$$P_u = 2,24 \text{ ton}$$

Como la P_u del diseño a compresión es mas desfavorable que la P_u a tracción, se verifica el diseño con P_u a compresión.

El momento ultimo, es el momento máximo que puede absorber la cercha sin que sufra falla estática, éste viene dado por el siguiente calculo:

$$M_u = P_u * L \quad [4.39]$$

$$M_u = 2.236,43 * 0,50$$

$$M_u = 1.118,22 \text{ kg} * m$$

El momento flector aplicado en el proyecto es:

$$M = F * L' \quad [4.40]$$

$$M = 905 \text{ Kgf} * 1,075 \text{ m} = 952 \text{ Kgf} * m$$

Este momento flector resulta de aplicar la carga en el punto 4, y se logra verificar la seguridad de la estructura comparándolo con el momento último.

$$M < M_u$$

CAPÍTULO 5

Factibilidad Económica

5.1 Inversión Inicial (II)

La inversión inicial o capital fijo de un proyecto se define como el conjunto de desembolsos necesarios para la adquisición y adecuación de las factibilidades de producción, y ello incluye, los activos fijos y activos circulantes que se requieren para que el proyecto inicie sus operaciones normalmente.

A esta inversión se le clasifica de inicial porque usualmente ocurre al inicio de la vida de cualquier otro año de la actividad.

Sobre una escala de tiempo se representa en el punto cero o comienzo del primer año, véase la Fig. 5.1



Figura 5.1 Inversión inicial sobre escala de tiempo.

El proyecto estudiado presenta los siguientes factores clasificados como inversión inicial:

La adquisición del sistema de elevación:

- Polipasto de cadena, marca Demag Modelo PK-5 220/440, capacidad 1 Ton, 4 metros de recorrido del gancho: 28.000 Bs.
- 1 carro de traslación U11 Demag de 1.200 Kg: 17.000 Bs.
- 8 Sujetadores Demag KBK25: 1.520 Bs.
- 8 Carros porta - cables KBK25 Demag: 2.800 Bs.
- 15 Metros de cable plano 4x6: 4.805,10 Bs.
- 3 Empalmes KBK25: 720 Bs.
- 2 Riel galvanizado KBK25 Demag: 3.600 Bs.
- 1 Puesta en marcha: 12.000 Bs.
- 4 Ruedas portantes DRS112: 28.000 Bs.
- 2 moto – reductores tipo angular ZBA90: 36.000 Bs.

El monto de los elementos que componen el sistema de elevación ya contienen el IVA.

Estructura y otros:

- 29,2m de viga IPN-140: 32.599 Bs.
- Electrodo, tornillería y equipo de seguridad: 2.400 Bs.
- Imprevistos: 5.000 Bs.

El proyecto posee una inversión inicial total de 174.444,27 Bs.

5.2 Costos Operacionales (Cop)

Los costos operacionales incluyen todos los desembolsos que se requieren para que el proyecto una vez puesto en marcha, continúe operando normalmente. Para efectos prácticos, se supone que ocurren a final de cada año, aunque realmente su frecuencia puede ser mensual, trimestral, semestral, entre otros.

Los principales renglones que integran los costos operacionales constan de materia prima, personal (sueldos, salarios y beneficios sociales), combustible o energía, servicios (agua, luz, teléfono, vigilancia, entre otros), mantenimiento y repuestos, seguros, alquiler, distribución y venta, promoción y publicidad; y administración.

Sobre la escala de tiempo, los costos operacionales se representan al final de cada año, véase la Fig. 5.2



Figura 5.2 Costos operacionales sobre escala de tiempo.

En forma general para cualquier año:

$$Cop = \sum(\text{gastos operacionales}) \quad 5.1$$

Teniendo en cuenta que los costos operacionales del proyecto son constantes, estos están compuestos por:

- Consumo eléctrico: 2.640 Bs/año
- Servicio de agua: 1.440 Bs/año
- Mantenimiento: 1.0000 Bs/año

- 2 operarios, con un salario mensual de $3.250 Bs \frac{c}{u}$, proporcionando un acumulado anual de $90.000 \frac{Bs}{año}$

El proyecto posee un total en costos operacionales de $106080 Bs/mes$.

5.3 Ingresos Brutos (IB)

Los ingresos brutos representan el producto de las ventas de los bienes producidos y/o de los servicios prestados. Para su determinación es necesario conocer tanto el precio de venta de los bienes o servicios, como el volumen de producción anual. Para efectos prácticos y de manera similar a los costos de operación, se supone que ocurre al final de cada año, véase la Fig. 5.3

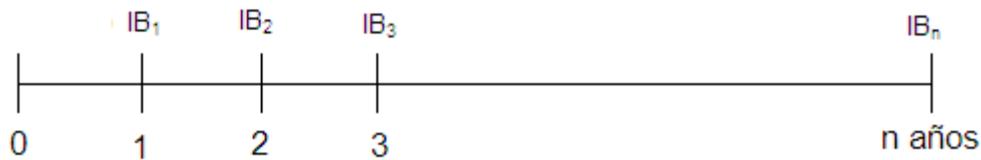


Figura 5.3 Ingresos brutos sobre escala de tiempo.

En forma general para cualquier año:

$$IB = Pv * Q \quad 5.2$$

Dónde:

Pv : Precio de venta del bien producido y/o del servicio prestado.

Q : Volumen de producción vendido correspondiente al año (constante para el caso de la empresa)

En el caso de que el proyecto contemple la producción de varios bienes o la presentación de varios servicios, el ingreso bruto total está conformado por la sumatoria de los ingresos de cada bien o servicio particular.

El producto que se produce en el departamento de ensamble calibración y pruebas mayormente se hace por pedidos o lotes. La empresa proporciona la información de 10 unidades al mes de manera constante a un precio de venta de 12.771 Bs. haciendo uso de la ecuación 5.2 se obtiene:

$$IB = 1.532.520 \text{ Bs.}$$

5.4 Valor Residual (VR)

Es la remuneración neta obtenida por la venta de los activos fijos tangibles. Usualmente ocurre al final de la vida del proyecto, aun cuando pudiera haber venta de activos fijos en cualquier otro año.

Luego en forma general para cualquier año:

$$VR = Pv - Cr \quad 5.3$$

Dónde:

Pv : Precio de venta del activo fijo tangible.

Cr : Costo de remoción del activo fijo tangible.

Desde este punto de vista, el valor residual puede tomar valores positivos, nulos o negativos, es decir:

Sí $Pv > Cr$, VR es positivo.

$Pv = Cr$, VR es cero.

$Pv < Cr$, VR es negativo.

Sobre la escala de tiempo, usualmente el valor residual se representa al final del periodo de estudio del proyecto, sea meses, trimestres o años, véase la Fig. 5.4



Figura 5.4 Valor Residual sobre escala de tiempo.

Al momento de diseñar o estudiar un proyecto, se asume el caso crítico en la mayoría de los términos, por ende se pretende establecer el valor residual como nulo, es decir que el precio de venta del activo es igual al costo por remoción.

$$VR = 0$$

5.5 Cálculo de Factibilidad Económica

El método del ahorro, es el más adecuado para verificar la factibilidad del proyecto, esto debido a que el nivel de producción y los costos operacionales se mantienen constante, es decir, no son afectados por la ejecución de dicho proyecto, por lo que se debe analizar los factores variables entre la situación actual y la situación propuesta, que constan de, lesiones laborales y mantenimiento de la estación, respectivamente.

La situación actual de la empresa precede en un sistema de manipulación manual del producto, caso explicado en el capítulo 4, esto trae como consecuencia un costo operacional perteneciente a lesiones. A continuación se menciona tanto el tipo de lesión según el tipo de trabajo realizado, como el costo que refleja sobre la empresa un accidente de ese tipo.

Las lesiones que ocurren con frecuencia a nivel de estadísticas según INPSASEL (Instituto Nacional de Prevención, Salud y Seguridad Laboral) se

presentan de manera porcentual, donde un 48,6% pertenece a las extremidades superiores, 21,9% a extremidades inferiores y 20,4 a lesiones de tipo lumbar.

El costo operacional que posee la empresa por un desgarre de manos es de 50.000 Bs, fractura de mano 30.000 Bs y dislocación de hombro de 10.000 Bs, estos montos incluyen cirugía en caso de necesitarlo, medicamentos y terapias. En los accidentes de las extremidades inferiores se encuentra, aplastamiento de pies con un costo de 10.0000 Bs, torcedura de tobillo con 10.000 Bs y desgarre muscular con 5.000 Bs. Las lesiones del tipo lumbar son las más comunes y presentan un gasto monetario de 8.000 Bs. Por lo cual el conjunto de todas las lesiones representan un total de 213.000 Bs. por operario.

Todos los precios que se reflejan, tienen incluido el monto de la contratación de personal suplente, mientras que el afectado se encuentre en rehabilitación y reposo.

La situación propuesta, consta de la instalación de la estación de ensamble, la cual suprime el costo operacional de las lesiones laborales, ya que el motivo principal es mejorar la comodidad del operario y minimizar riesgos, además de esto adiciona el gasto del mantenimiento de la misma, el monto de dicho mantenimiento es de 10.000 Bs/año.

Se procede a establecer el flujo monetario para ambas situaciones y luego aplicar la diferencia algebraica de la siguiente manera:

$$F_{propuesta} = -II - (cop + mantenimiento) + IB \quad 5.4$$

$$F_{actual} = -(cop + lesiones) + IB \quad 5.5$$

$$F = -II - cop - mantenimiento + cop + lesiones + IB - IB \quad 5.6$$

$$F = -II - mantenimiento + lesiones \quad 5.7$$

Sustituyendo y resolviendo la ecuación 5.7, se obtiene:

$$F = 28556 Bs$$

El método establece que si $F > 0$, el tiempo de recuperación o tiempo de pago es menor a un año, por lo tanto se verifica que el proyecto es factible al calcular dicho tiempo en función del ahorro.

5.5.1 Tiempo de Pago (TP)

El tiempo de pago es un modelo de evaluación que mide el tiempo, requerido para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero.

De esta definición se deriva que el modelo hace énfasis en determinar cuán rápido se recupera la inversión capital, y no en la cantidad de beneficios obtenidos.

$$\text{Ahorro} = \text{lesiones} - \text{mantenimiento}$$

$$\text{Ahorro} = 203.000 \frac{Bs}{\text{año}}$$

El ahorro representa el flujo monetario con el cual se debe recuperar la inversión, para calcular el tiempo se establece de manera lineal una regla de tres:

$$TP = \frac{I \times 12 \text{ meses}}{\text{Ahorro}} \quad 5.8$$

Sustituyendo y resolviendo la ecuación 5.8, se obtiene:

$$TP = 10,31 \text{ meses}$$

De manera efectiva se corrobora que el tiempo de pago es menor a un año, demostrando que el método aplicado es el más adecuado, por ende el proyecto es factible económicamente.

CAPÍTULO 6

Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones

De los resultados obtenidos anteriormente, se logra generar una serie de conclusiones sobre el proyecto de investigación realizado.

- Actualmente el diseño de sistemas de elevación, no representa una tarea exigente hablando en el caso particular de cálculos matemáticos, debido a que la existencia de empresas especializadas en esta materia, permite conseguir de manera sencilla los sistemas más adecuados, según los requerimientos del cliente.
- Para la selección del polipasto es necesario establecer como condiciones de diseño el tipo de carga, el promedio de marcha o velocidades de operación, carga a elevar, distancia de operación del polipasto y los ramales del elemento tensor.
- La selección de un polipasto de cadena resulta la más adecuada para el diseño propuesto, debido a la gran adaptabilidad que poseen estos equipos, lo cual permiten realizar una gran cantidad de tareas de forma óptima, eficaz y precisa.

- Se selecciona la cadena como elemento tensor, debido a sus propiedades mecánicas, de diseño y de costo; así mismo, son las más adecuadas para trabajar con carga de pequeña y mediana magnitud. Su facilidad de almacenaje y el pretensado al cual se le somete en la instalación, la convierte en el elemento ideal para trabajos en áreas reducidas.
- La fabricación de las balanzas parte del mismo esqueleto constructivo para los diferentes tamaños producidos (60x60, 90x90 y 120x120 cm), lo que permite una estandarización en el proceso. Partiendo de las reuniones con los encargados de la empresa, se llegó al acuerdo de posibles modificaciones en el producto, al momento de la ejecución del proyecto.
- Las características de las balanzas producidas en la empresa DiCentroBalanzas C.A. requiere diseñar un elemento de sujeción que permita la manipulación de balanzas de diferentes tamaños. El diseño propuesto resulta un prototipo, y debido a que la carga a la cual se somete el elemento es pequeña, se obvian los cálculos resistivos y se proporcionan los planos en detalle en los anexos.
- Los movimientos de ambas grúas se denominan movimientos de traslación, haciendo énfasis en la nomenclatura encontrada en los catálogos y a manera de unificar criterios; se hace notar que el movimiento presente entre el polipasto y la viga de soporte, es denominado traslación lineal del polipasto (presente en la grúa lineal y el puente grúa). En el caso del puente grúa, el segundo movimiento refleja el desplazamiento longitudinal de la viga de soporte secundaria (viga de soporte del polipasto) sobre las vigas de soporte principal.
- Para la selección del carro de traslación lineal (encargado de desplazar el polipasto) es necesario establecer como factores de diseño la carga de levantamiento, así como el perfil de la viga de soporte (para perfil I el modelo del carro es U-11).

- En el caso de la selección de las ruedas que permitan la traslación longitudinal del puente grúa, los datos de diseño necesarios para su selección son: la carga de levantamiento, el espacio constructivo y, el perfil y dimensiones del riel de desplazamiento.
- Ya que se desea que los movimientos de ambas grúas sean motorizados, la selección del motor (igual para ambas) resulta importante, en especial para el puente grúa, donde se necesita precisión en los movimientos. Para ello, la selección del motor viene de la mano con la caja reductora de velocidad para que permita un mayor control en el desplazamiento.
- Gracias a los variadores de frecuencia, el basculamiento de la carga se evita prácticamente por completo, lo que permite un posicionamiento rápido y preciso de la misma.
- Pensando en el mantenimiento de los diferentes elementos constitutivos de la estación de ensamblaje y calibración, en caso de no contar con catálogos especializados para la selección de dichos elementos, el diseño de una grúa permite adaptar partes individuales como cadenas de levantamientos, rodamientos para fabricación de ruedas a medidas, motores y reductores, entre otros; a una solución integral de la misma.
- La selección de un rodamiento mediante el catálogo de FAG, presenta una solución inmediata y efectiva para la sustitución de las ruedas de traslación longitudinal del puente grúa, en caso de presentar un problema con la instalación de las mismas, debido a que la mayoría de los productos que proporcionan las empresas especializadas son importados, lo que aumentaría los tiempos de mantenimiento o reparación de los mismos. Como solución se propone la utilización de rodamientos a bolas de contacto angular 3207-BD-TVH FAG o similares.

- En el análisis resistivo de las estructuras para cargas estáticas (falla estática) se empleó como criterio la teoría de la energía de deformación o Von Mises-Hencky, la cual se aplica en materiales dúctiles y con presencia de esfuerzos combinados.
- Para cargas dinámicas (fatiga) se usó la teoría de esfuerzo-vida, la cual se lleva a cabo mediante el análisis del diagrama S-N. el cual permite analizar el comportamiento del material en función de los ciclos de aplicación de la carga.
- El análisis a fatiga se justifica cuando los esfuerzos presentes en el diseño, se aproximan a un 0,4% del esfuerzo último del material y la carga es aplicada, una cantidad de ciclos mayor a 10^3 . Para ciclos mayores a 10^6 la tendencia de la curva S-N permite tener un valor directo del esfuerzo de fatiga máximo; donde esfuerzos menores a éste, determinan vida infinita de la pieza y nunca falla.
- Debido a la gran magnitud del momento de inercia que presentan las vigas IPN por su sección transversal, se logra obtener esfuerzos flectores bastante pequeños.
- La deflexión en las vigas IPN, cuando la aplicación de la carga es paralela al plano del alma, resulta un valor sumamente pequeño, comparado con la aplicación de una carga de igual magnitud, cuando el plano de la misma es perpendicular al plano del alma de la viga.
- Al realizar análisis resistivos en estructuras fijas, es necesario emplear dos criterios para garantizar la confiabilidad del diseño; primeramente el estudio de esfuerzos (estático y dinámico) así como el cálculo de un factor de seguridad ($N > 4$), y como método de comprobación es necesario conocer la deflexión del elemento en el punto más esforzado, siendo la deflexión

máxima permisible (depende de la luz y la aplicación de la viga) suministrada por la norma AISC.

- La utilización de los perfiles IPN-140 como columnas, proporciona sencillez y económica para la construcción de estructuras como puente grúas, ya que presentan una buena relación de esbeltez y son capaces de soportar cargas a compresión considerablemente grandes; así mismo, su instalación en galpones industriales resulta versátil.
- La obtención de factores de seguridad tan elevados en la parte resistiva de la estructura, sugiere que las cargas asociadas a la misma, no representan riesgos de fallas en la estructura. Partiendo de esta premisa, se decidió no realizar el estudio de soldadura de unión en los elementos estructurales.
- Las dimensiones de la estación de ensamblaje y calibración, permite que ambas grúas sean de tamaño reducido, lo que implica que la estructura en general debe soportar poco peso.
- Ya que la intención del diseño propuesto en este proyecto es la mejora ergonómica de la estación de ensamble y calibración, se proporciona una solución integral que satisface la norma COVENIN 2273-91 “Principios Ergonómicos de la Concepción de los Sistemas de Trabajos”, al adecuar el área de trabajo a las dimensiones corporales de los operadores. Siendo la cota más importante, la altura de la mesa de trabajo, así como el alcance máximo de operación dada la inclinación del tronco del operario.
- En el sector laboral es muy frecuente encontrar acciones que representen alto riesgo para la salud del operario, que con el pasar del tiempo puede convertirse en una carga monetaria para la organización. Es por esto, que la estación de ensamble proporciona una solución que mejora tanto la salud del operario como la economía de la empresa, ya que la diferencia entre el

gasto monetario de lesiones y mantenimiento de dicha estación, se refleja como un ahorro que logra ser significativo a través de los años.

- Al conocer un aproximado de los flujos monetarios actuales de la empresa y compararlos con los flujos monetarios, una vez la estación de ensamble se encuentre en operación, se logra establecer que el tiempo de recuperación de la inversión inicial es menor a un año, argumento necesario para la justificación del uso del método del ahorro.

6.2 Recomendaciones

- Diseñar un eje de transmisión dentado, el cual permita conectar el movimiento de ambos patines que soportan la viga puente, esto proporciona la misma precisión y la utilización de un solo motor para la traslación longitudinal del puente grúa.
- Utilizar vigas IPN-120 para algunas partes de la estructura del puente grúa como por ejemplo las columnas, ya que permite un gasto monetario menor y una confiabilidad bastante alta.
- Proponer futuros proyectos con fines ergonómicos, debido a la importancia que presenta la salud del trabajador a nivel laboral.
- Realizar el estudio resistivo a los cordones de soldaduras presentes en el diseño de la estructura.

Bibliografía

- Chang Cheng-Yuan (2007), Nonlinear coupling control laws for an underactuated overhead crane system, *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, VOL. 3, N° 2, pp. 418–423.
- Guangju Si (2009), *Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive*, Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms Vol 5. Oulu, Finland: Oulu University Press, 2037-2042.
- Guo Xiaosong and Yao Xiaoguang (2008), *Global stabilization of an inverted pendulum – control strategy and experimental verification*, *Automatica*, vol 45, (1), pp. 265–269.
- Ma B., Fang Y. and Zhang Y. (2009), *Dynamics of Crane*. Beijing, China Machine Press, pp. 43-47.
- Raja Ismail R.M.T., Ramli M.S. and Rashidi F.R.M. (2002), Modelling and Energy Based Nonlinear Control of Crane Lifters, *IEE Proc. Control Theory Application*, Vol. 149, No. 3, pp. 209-216.
- WU Shufang and WANG Zongyan, (2009), Research on Modular and Parametric Design Technology of Overhead Traveling Cranes Bridge Structure. *Journal of North University of China (Natural Science Edition)*, 1: 16-20.