

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Investigación

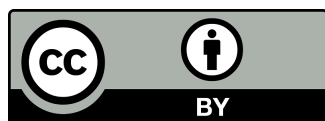
**Diseño de estructura para levante de carga de dos  
toneladas para taller de mantenimiento,  
Arequipa 2019**

Silver Huayta Ticona

Para optar el Grado Académico de  
Bachiller en Ingeniería Mecánica

Arequipa, 2019

Repositorio Institucional Continental  
Trabajo de investigación



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

## **AGRADECIMIENTO**

Primero agradecer a Dios, por permitir estar este punto y haberme dado bienestar para lograr uno de mis objetivos.

A los docentes de la universidad continental por la ocasión de desarrollarnos profesionalmente y por el valioso conocimiento que han compartido con mi persona.

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto de investigación a mis padres, por guiarme con principios y valores desde la infancia, lo cual permitió llegar hasta aquí.

A mi amiga Lorena, por sus consejos a seguir adelante para poder alcanzar mis objetivos.

## Índice

AGRADECIMIENTO .....	ii
DEDICATORIA .....	iii
RESUMEN.....	x
ABSTRACT .....	xi
INTRODUCCIÓN.....	xii
CAPITULO I.....	1
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO.....	1
1.1. Planteamiento y formulación del problema .....	1
1.1.1. Planteamiento del problema. ....	1
1.1.2. Formulación del problema.....	1
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Justificación e Importancia. ....	2
CAPÍTULO II:.....	3
MARCO TEÓRICO .....	3
2.1. Antecedentes del problema .....	3
2.2. Bases teóricas.....	5
2.2.1. Introducción al diseño en Ingeniería Mecánica. ....	5
2.2.1.1. El diseño .....	5
2.2.1.2. Fases e interacciones del proceso de diseño. ....	5
2.2.1.3. Esfuerzo y resistencia. ....	6
2.2.1.4. Factor de diseño y factor de seguridad.....	6
2.2.2. Esfuerzo. ....	8
2.2.2.1. Equilibrio de un cuerpo:.....	8
2.2.2.2. Esfuerzo Axial o normal.....	9
2.2.2.3. Esfuerzo cortante: .....	10
2.2.3. Deformaciones.....	11
2.2.3.1. Deformación unitaria normal.....	11
2.2.3.2. Deformación unitaria cortante.....	13
2.2.4. Diagrama esfuerzo deformación .....	13
2.2.5. Diseño de vigas .....	17
2.2.5.1. Diagrama cortante y momento flector .....	18
2.2.5.2. Diseño de vigas prismáticas a la Flexión. ....	19
2.2.6. Columnas .....	20
2.2.6.1. propiedades de la sección transversal de una columna.....	20

2.2.6.2. Procedimiento para analizar columnas rectas con carga central. ....	23
2.2.6.3. Análisis de columnas largas: La fórmula de Euler.....	23
2.2.6.4. Análisis de columnas cortas: La fórmula de J.B Johnson. ....	23
2.2.6.5. Factor de diseño y carga admisible. ....	23
2.2.7. Uniones atornilladas. ....	24
2.2.7.1. Clasificación de las uniones atornilladas. ....	24
2.2.7.2. Pernos precargados a la tensión. ....	27
2.2.7.3. Determinación del factor de rigidez en la junta ....	28
2.2.8. Uniones soldadas. ....	29
2.2.8.1. Principios de diseño de soldadura. ....	29
2.2.8.2. Carga estática en soldaduras. ....	30
2.2.8.3. Esfuerzo cortante permisible, en soldaduras de filete y con PJP cargadas estáticamente.....	30
2.3. Definición de términos básicos .....	32
CAPÍTULO III.....	34
METODOLOGIA .....	34
3.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución.....	34
CAPÍTULO IV .....	35
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN .....	35
4.1. Identificación de requerimientos .....	37
4.1.1. Comprensión de la solicitud: .....	37
4.1.1.1. Lista de exigencias. ....	37
4.1.1.2. Estado de la tecnología. ....	38
4.1.2. Concepción de la solución .....	42
4.1.2.1. Secuencia de proceso .....	42
4.1.2.2. Esquema de estructura de funciones.....	43
4.1.2.3. Matriz morfológica .....	44
4.2. Análisis de la solución .....	47
4.2.1. Elaboración del proyecto.....	47
4.3. Diseño. ....	50
4.3.1. Selección de la viga. ....	50
4.3.2. Calculo de columna. ....	54
4.3.3. Calculo de los soportes.....	57
4.3.4. Diseño de la placa base. ....	60
4.3.5. Diseño de las conexiones entre la columna y la viga .....	62

4.3.6. Diseño de soldadura. ....	67
4.3.7. Selección de carro de empuje.....	76
4.3.8. Selección de polipasto manual.....	77
4.3.9. Selección de rueda giratoria. ....	78
CAPÍTULO V .....	80
DISCUSION DE RESULTADOS .....	80
CONCLUSIONES. ....	81
REFERENCIAS BIBLOGRAFICAS.....	82
ANEXOS.....	83

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero.....	27
Tabla 2	Parámetros de la razón de aspecto j.....	29
Tabla 3	Factores de seguridad contra falla estática cuando utiliza la ecuación 32.....	31
Tabla 4	Tamaños mínimos de soldadura en filetes. ....	31
Tabla 5	Resistencias mínimas de algunos aceros estructurales ASTM.....	32
Tabla 6:	Lista de exigencias.....	37
Tabla 7:	Clasificación de grúas .....	38
Tabla 8:	Designación de perfiles de acero para la selección de viga .....	53
Tabla 9:	Datos geométricos de las vigas.....	69



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:Fases del proceso de diseño. ....	5
Figura 2:Reacciones en los apoyos .....	8
Figura 3: Cargas internas .....	9
Figura 4: Esfuerzo normal promedio de una barra cargada axialmente .....	9
Figura 5: Distribución del esfuerzo normal promedio. ....	10
Figura 6: Esfuerzo cortante promedio .....	11
Figura 7: Deformación unitaria normal (cuerpo no deformado) .....	12
Figura 8: deformación unitaria normal (cuerpo deformado).....	12
Figura 9:Deformacion unitaria cortante (cuerpo no deformado y deformado.....	13
Figura 10: Probeta para esfuerzo con longitud inicial.....	14
Figura 11: Probeta para esfuerzo con longitud final .....	14
Figura 12: Diagramas esfuerzo-deformación unitaria, convencional y real, para un material dúctil(acero) .....	15
Figura 13: Limite de proporcionalidad para un tipo particular de acero. ....	17
Figura 14: Configuración de apoyo en vigas comunes.....	17
Figura 15: Configuraciones de apoyo en vigas comunes .....	19
Figura 16:Longitudes efectivas de columna para varios condiciones de extremo .....	22
Figura 17: Perno con tuerca.....	24
Figura 18: Tornillo .....	25
Figura 19: Esparrago .....	25
Figura 20:Varios estilos de cuerdas usadas en tornillos roscados .....	26
Figura 21:Estilos de cabezas usadas en tornillos de máquinas pequeños .....	26
Figura 22:Ensamble con perno de tensión.....	27
Figura 23:Puerto grua .....	39
Figura 24: Grúa con base giratoria.....	39
Figura 25: Grúa tipo pluma .....	40
Figura 26:Grua tipo Pórtico .....	41
Figura 27: Grúa taller .....	42
Figura 28:Secuencia de proceso. ....	42
Figura 29:Esquema de estructura de funciones .....	43
Figura 30:Matriz morfológica.....	44
Figura 31:Concepción de la solución .....	45
Figura 32: Concepción de la solución 2 .....	45
Figura 33: Concepción de la solución 3 .....	46

Figura 34: Evaluación técnica .....	47
Figura 35: Evaluación económica. ....	48
Figura 36: Evaluación técnica vs Evaluación económica .....	49
Figura 37: Solución óptima. ....	49
Figura 38:Sistema de equilibrio de la viga.....	51
Figura 39:Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	52
Figura 40:Cargas presentes en la columna.....	54
Figura 41: designación de perfiles cuadrados.....	55
Figura 42:Representacion grafica de los soportes o bases .....	58
Figura 43: DCL de la base de la estructura.....	58
Figura 44:Diagrama fuerza cortante y momento flector.....	59
Figura 45:Carga que soporta la placa base .....	60
Figura 46: Dimensiones de la placa base .....	61
Figura 47: disposición de los tornillos .....	63
Figura 48: representación de medidas del perno y placa .....	64
Figura 49:Diagrama del pórtico .....	70
Figura 50:Diagrama fuerza cortante y momento flector.....	71
Figura 51:Datos geométricos del perfil W200x26.6 .....	72
Figura 52:Deflexión y pendiente de viga .....	73
Figura 53: Diagrama de esfuerzo máximo. ....	74
Figura 54:Esfuerzo Máximo de carga Axial.....	74
Figura 55:Deformacion máxima. ....	75
Figura 56:Esfuerzo Máximo de carga Axial.....	75
Figura 57:Deformacion máxima. ....	76
Figura 58:Carro de empuje HTP/HTG.....	76
Figura 59:Ficha técnica carro de empuje HTP/HTG Yale.....	77
Figura 60:Polipasto manual modelo Yalelift .....	77
Figura 61:Datos técnicos polipasto manual modelo Yalelift .....	78
Figura 62: ficha técnica rueda giratoria serie 55 giratoria.....	78
Figura 63:Rueda giratoria serie 55 giratoria .....	79

## RESUMEN

En este proyecto se tuvo como finalidad diseñar una estructura de levante de carga de dos toneladas, para solventar las necesidades de taller de mantenimiento de equipos pesados y semipesados.

La metodología de diseño empleado fue el de la norma VDI 2221 y 2222, partiendo de la comprensión de la solicitud, donde se elaboró la lista de exigencia, se verificó el estado de la tecnología. Como segunda fase concepción de la solución, se elaboró la estructura de funciones, luego se realizó la matriz morfológica planteando tres posibles soluciones de las cuales se valoraron técnicamente y económicamente dando como ganador la concepción de solución 1, grúa tipo pórtico. Los beneficios de implementar esta grúa de pórtico es que puede operar en cualquier superficie, ejecuta el trabajo de elevación y movimiento de cargas de alto peso y volumen, lo cual facilita el trabajo del operario, reduciendo la fatiga y el riesgo de lesiones laborales.

En la fase de elaboración de proyecto, se realizó el cálculo y selección de los elementos de la estructura, empleando los conceptos de estática, mecánica de materiales y diseño de elementos de máquina.

La conclusión que se llegó con el proyecto fue que la estructura presentada es la más adecuada porque no presenta interferencia con las máquinas a las cuales se le debe suministrar la materia prima o accesorios de gran peso, así mismo los factores de diseño están por encima de uno.

Términos claves: Diseño, Estructura, Taller, Grúa

## ABSTRACT

The purpose of this project was to design a two-ton load lift structure to meet the needs of a heavy and semi-heavy equipment maintenance workshop.

The design methodology used was that of VDI 2221 and 2222, based on the understanding of the application, where the list of requirements was drawn up, the state of the technology was verified. As a second phase conception of the solution, the structure of functions was elaborated, then the morphological matrix was made, proposing three possible solutions of which were technically and economically valued giving as winner the conception of solution 1, gantry crane. The benefits of implementing this gantry crane is that it can operate on any surface, performs the work of lifting and moving loads of high weight and volume, which facilitates the work of the operator, reducing fatigue and the risk of occupational injuries.

In the project development phase, I perform the calculation and selection of the elements of the structure, using the concepts of static, mechanical materials and design of machine elements.

The conclusion that came with the project was that the structure presented is the most appropriate because it does not present interference with the machines to which the raw material or accessories of great weight should be supplied, likewise the design factors are above one.

**Key Words:** Design, structure, workshop, crane

# INTRODUCCIÓN

El diseño de la estructura para levantar carga de dos toneladas para un taller de mantenimiento de equipos semipesados y pesados es realizar de una manera competente gracias a la búsqueda de soluciones simples, un fácil acceso a las materias primas e insumos, permitir la fabricación de los elementos del pórtico en serie y con el uso de tolerancias dimensionales amplias. Ética, a razón de dedicar los conocimientos y destrezas profesionales adquiridas en la Universidad Continental, con el fin de contribuir al avance y mejoramiento de la empresa evitando comprometer la integridad física de los empleados que se encuentran expuestos a la manipulación de cargas pesadas. Es así como este proyecto es de gran importancia porque es una tarea compleja que requiere muchas habilidades, capacidad y conocimientos.

El proyecto inicia con el capítulo I, describiendo el problema y los objetivos.

En el capítulo II, se presentará el marco teórico, donde se verá los proyectos similares en los antecedentes del problema, luego los conceptos teóricos que ayudaran en los cálculos.

En el capítulo III, se dará a conocer la metodología de investigación a utilizar.

En el capítulo IV, se desarrollará la metodología de diseño según la norma VDI 2221 y 2222, se elaborará la lista de exigencia, el estado de la tecnología actual, se elaborará la caja negra, para su posterior elaboración de la matriz morfológica para poder llegar la solución óptima.

Finalmente, en el capítulo V, se realizará las discusiones de los resultados.

# CAPITULO I

## PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO.

### 1.1. Planteamiento y formulación del problema

#### 1.1.1. Planteamiento del problema.

El presente proyecto busca desarrollar tecnología apropiada para satisfacer una necesidad en taller de montaje y desmontaje de componentes de unidades móviles semipesados

Específicamente se necesita una estructura que ayude a soportar y elevar carga de una manera cómoda y versátil.

Actualmente dicha labor se ejecuta realizando maniobras con un montacargas, lo cual es un riesgo trabajar por el acceso restringido que se presenta en el taller.

A partir de la necesidad antes mencionada surge la idea de diseñar y construir una máquina para segar forraje, que:

- Evite la incómoda posición en la que actualmente se realiza,
- Reduzca el riesgo de accidentes por atrapamientos, golpes,
- Aumente la eficiencia de este proceso de desmontaje y montaje de equipos.

#### 1.1.2. Formulación del problema

##### a) Problema general:

¿Es posible diseñar estructura para levante de carga que pueda soportar dos toneladas?

##### b) Problema específico

¿Será posible analizar en forma analítica los esfuerzos a la que va ser sometido la estructura a diseñar?

¿Será factible encontrar de manera local, los elementos de la estructura a diseñar y seleccionar?

## **1.2. Objetivos**

- a) Objetivo principal.
  - Diseñar una estructura para levante de carga de dos toneladas para taller de mantenimiento.
- b) Objetivos específicos.
  - Calcular los esfuerzos presentes en la estructura y hallar su factor de seguridad en cada miembro.
  - Seleccionar las elementos estándar y comercial de la estructura.

## **1.3. Justificación e Importancia.**

La presente situación que presenta el taller de mantenimiento de equipos pesados y semipesados como camiones y entre otros, no cuenta con un equipo que ayude a facilitar la labor de montaje y desmontaje de componentes, lo cual obliga a realizar reparaciones incompletas.

Para la labor mencionada, se requiere herramientas adecuadas que faciliten el trabajo y que sea ergonómica, por lo cual es indispensable contar con equipos y elementos que ayuden el tiempo de ejecución en el taller, por lo que es necesario la construcción de propios equipos, ya que el personal de taller es capacitado para realizar la fabricación.

Para satisfacer el requerimiento es por lo que se opta el presente proyecto en DISEÑO DE ESTRUCTURA PARA LEVANTE DE CARGA DE DOS TONELADAS PARA TALLER DE MANTENIMIENTO.

El equipo va constar de: la estructura que va soportar la carga, el mecanismo de levante y traslado del propio equipo como la carga suspendida.

## **CAPÍTULO II:**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. Antecedentes del problema**

Romero Barreto & Osma Mosquera, (2014) en sus tesis "*DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA SOPORTAR EL DIFERENCIAL PARA LEVANTAR CARGA DE 2000kg EN LA EMPRESA TASERVIN & CÍA. S. EN C*", cuyo objetivo fue solventar la necesidad de la empresa Taservin & CÍA. S. en C. para el levantamiento de cargas pesadas, utilizaron los conocimientos de las ciencia como la estática, resistencia de materiales y los criterios de fallas que son utilizados en elementos de máquina, los beneficios que obtuvieron al diseñar y fabricar la grúa tipo pórtico, es que puede operar en cualquier superficie. En el proyecto concluyen que la estructura no presenta fallas en los materiales utilizados en su construcción. La estructura aquí presentada es la más adecuada porque no presenta interferencia con las máquinas a las cuales se le debe suministrar la materia prima o accesorios de gran peso.

En el proyecto con título "*DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA TIPO DE 5 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA LA INDUSTRIA METALMECANICA.*", cuya finalidad es el diseño y fabricación de la grúa tipo puente, la cual utilizo la metodología de la estática, resistencia de materiales con el apoyo del Software en SAP 2000 es que se obtuvieron los resultados. De acuerdo al croquis elaborado para diseñar la estructura se tomó en cuenta todos sus componentes teniendo como propósito el sostener la economía y seguridad de la misma así como también la del personal que laborara en ella, es por eso que se aplicaron los análisis previos para conseguir al fin la estructura que se presentó anteriormente en los planos de elaboración, las cuales cumplen con los estándares locales e internacionales, como siguiente conclusión se minimizan los gastos para el producción de la estructura. (SILVA PROAÑO, y otros, 2011)

Para MUÑOZ VALDIVIEZO, el proyecto de titulación "*DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA SEDEMI S.C.C.*" tiene como objetivo disminuir los "tiempos muertos" dentro de la línea de



producción de la cizalla hidráulica CNC en el área de abastecimiento de la empresa, sustentando el dimensionamiento de todos los elementos necesarios para el funcionamiento óptimo de la pluma grúa de columna en las ingenierías básica, de concepto y de detalle, basándose principalmente en las necesidades especificadas por parte de la empresa, evitando errores de fabricación y de montaje, garantizando mejoras en la manipulación, posicionamiento y transporte de las planchas de acero en la zona de trabajo de la cizalla hidráulica CNC, disminuyendo la intervención física de los operarios que a su vez mejora las condiciones de trabajo de los mismos y aumenta la productividad de la empresa. Se construyó un modelo a escala de la grúa pluma de columna con el fin de realizar la verificación del diseño mediante la medición de deformaciones o deflexiones en la estructura. Se concluye por los resultados que se obtuvieron que el diseño cumple con todos los estándares de seguridad y es viable para una futura implementación en la empresa. (LEMA Llumiquinga, 2018)

Este proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA ELÉCTRICO DE ELEVACIÓN DE CARGAS PARA UN TALLER AUTOMOTRIZ” se realiza por medio de un elaborado diseño cuya estructura es compacta y cuenta con un accionamiento eléctrico siendo apto para la elevación y transporte, con la capacidad de sostener un peso determinado y limitado. La finalidad de implementarlo en el taller es la de ayudar al operario a maniobrar y manipular las cargas más pesadas transportándolas a los diversos sitios requeridos de una manera más segura, de esta manera también se evitará que lo realicen manualmente debido a que estas acciones o movimientos bruscos afectarían negativamente la salud física de los operarios. La elaboración de la estructura compacta, se hizo en función de un análisis realizado de la estructura, la cual permite determinar de una manera técnica los parámetros ideales del mismo, iniciando con un alcance de carga de 1 tonelada (1000 kilogramos), incluyendo la carga de impacto aplicada que constituye el 30% de carga total conjuntamente con la incorporación de un factor seguro equivalente a 2, se identificaron los valores de los resultados de las cargas propios para esta clase de estructuras de metal .Los momentos y los esfuerzos de flexionamiento así como la compresión soportada, y la deformación producida, las cuales permitieron determinar la selección del material de A36 y la dimensión de los elementos que lo conforman. Con los resultados que se obtuvieron los cuales fueron calculados minuciosamente se determinó el desarrollo y su acoplamiento con el sistema eléctrico. (MUÑOZ VALDIVIESO, 2017)

## 2.2. Bases teóricas.

### 2.2.1. Introducción al diseño en Ingeniería Mecánica.

#### 2.2.1.1. El diseño

Se denomina como la formulación de un plan el cual he de satisfacer una necesidad particular o darle solución resolver un determinado problema. En el caso de que el plan resulte en el surgimiento de algo físico y real, el producto deberá ser funcionalmente seguro, confiable, rentable, competitivo, que resulte posible de elaborar y sea comerciable.

Los procesos de diseño son innovadores y con alta repetitividad. Se les considera también como una serie de elección de decisiones, que en incluso deben tomarse en presencia de una mínima información, otras con tan solo la adecuada y en algunas con un excedente, pero parcialmente contradictoria información. En ocasiones las decisiones serán eventuales, por lo que será adecuado abstenerse de hacer arreglos hasta que se disponga de suficiente información. La condición de que el diseñador en ingeniería se sienta cómodo cuando se desempeña en su función de elección de decisiones y resolviendo problemas es de suma importancia. (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 5)

#### 2.2.1.2. Fases e interacciones del proceso de diseño.

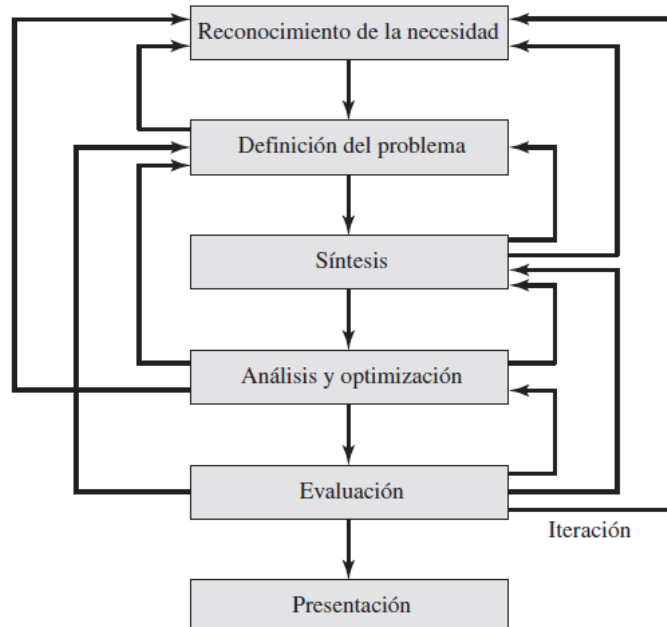


Figura 1: Fases del proceso de diseño.  
Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2012).

El proceso de diseño según BUDYNAS, sigue varias etapas en toda su elaboración, inicia con la localización de una necesidad determinada, diferenciándose de la más específica que sería la identificación del problema y que incluye todos los parámetros de lo que se considere diseñar. Los parámetros vienen a ser las dosis de ingreso y salida, las propiedades y su dimensión, este se considera como la caja negra, luego viene la síntesis, posteriormente el análisis y optimización de los recursos, luego se tiene la evaluación del producto y por último la presentación. (págs. 5-6)

**Consideraciones del diseño:**

Se menciona las siguientes consideraciones a tomar en cuenta en el diseño:

- Funcionabilidad.
- Resistencia/Esfuerzo.
- Distorsión/Deflexión/Rigidez
- Desgaste.
- Corrosión.
- Seguridad.
- Confiabilidad.
- Facilidad de manufactura.
- Utilidad.
- Costo.
- Fricción.
- Peso.
- Ruido.
- Etc. (BUDYNAS, y otros, 2012 págs. 7-8)

**2.2.1.3. Esfuerzo y resistencia.**

Se considera como una propiedad del material la cual dependerá de la elección del tipo de tratamiento y el proceso que se le dará al material; en cambio el esfuerzo como propiedad del estado y que se atribuye a un punto en particular en el interior de un cuerpo siendo una función de carga. (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 15)

**2.2.1.4. Factor de diseño y factor de seguridad.**

Se le conoce como a la carga permisible contrario a la carga perdida de función. Las cuales deben analizar los tipos de pérdida de función en general. Al finalizar el diseño

y como producto de modificaciones el factor real de diseño cambia de resultados como sería el redondeo (a un tamaño estándar).

El factor seguro y el de diseño tienen el mismo concepto; pero se diferencian en las cantidades numéricas. (BUDYNAS, y otros, 2012)

$$n_d = \frac{\text{Resistencia de pérdida de la función}}{\text{Esfuerzo permisible}} = \frac{S}{\sigma} \quad (1)$$

Para MOTT la definición de factor de diseño, se describe como la medida de seguridad relativa de un componente bajo la efecto de una determinada carga. En la mayoría de los casos, la resistencia del material con la que se elaborara el componente se debe al factor de diseño que requiere determinar el esfuerzo de diseño llamado también esfuerzo admisible o esfuerzo permisible. Por lo mismo se debe tener en cuenta que el esfuerzo real que el componente desempeñara debe ser menor al esfuerzo de diseño aplicado. (pág. 185)

Consideraciones de algunos factores de diseño según MOTT para diferente tipo de materiales.

#### **Materiales Dúctiles.**

- **N=1.25 a 2.0.** Dirigido al diseño de estructuras efectuado bajo cargas estáticas, donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- **N=2.0 a 2.5.** De elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
- **N=2.5 a 4.0.** De estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbres acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- **N=4.0 o más.** De estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzo o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de esos valores.

#### **Materiales Frágiles.**

- **N=3.0 a 4.0.** Diseño de estructuras bajo cargas estáticas con un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.

- **N=4.0 a 8.0.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbres acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. (pp. 185-186)

## 2.2.2. Esfuerzo.

En el diseño de cualquier maquina o estructura, en primera instancia es fundamental aplicar los principios de la estática y así identificar las fuerzas que actúan sobre los diversos componentes así como también dentro de los miembros que lo conforman. (HIBBELER, 2006)

### 2.2.2.1. Equilibrio de un cuerpo:

**Carga externa:** Fuerza causada de forma directa (contacto de otro componente) o indirecta (gravedad).

**Reacciones en lo apoyos:** Fuerzas que representan la restricción de traslación o giro.

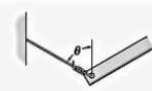




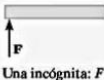

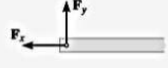
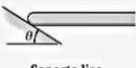


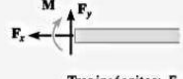
Tipo de conexión	Reacción	Tipo de conexión	Reacción
 Cable	 Una incógnita: $F$	 Pasador externo	 Dos incógnitas: $F_x, F_y$
 Rodillo	 Una incógnita: $F$	 Pasador interno	 Dos incógnitas: $F_x, F_y$
 Soporte liso	 Una incógnita: $F$	 Soporte fijo	 Tres incógnitas: $F_x, F_y, M$

Figura 2:Reacciones en los apoyos  
Fuente: (HIBBELER, 2006 pág. 5)

**Ecuaciones de equilibrio:** En el caso donde un cuerpo es subyugado a un sistema de fuerzas tendremos que las ecuaciones de equilibrio son 6 ecuaciones y 6 variables.

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 ; \sum M_x = 0 \\
 \sum F_y &= 0 ; \sum M_y = 0 \\
 \sum F_z &= 0 ; \sum M_z = 0
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

**Cargas internas.** Generalmente la estática se utiliza para identificar cargas resultantes las cuales actuaran dentro de un determinado cuerpo. En el caso de una viga o barra donde el elemento es largo y delgado como el, la sección que se considera se tomara perpendicularmente al eje longitudinal del elemento llamándose sección transversal. (HIBBELER, 2006)

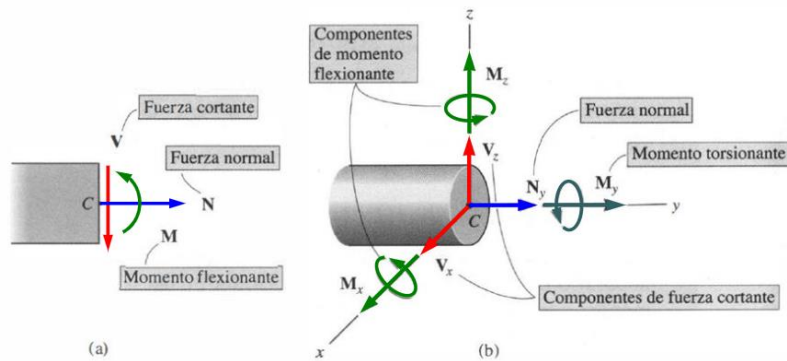


Figura 3: Cargas internas

Fuente: Tomado de diapositiva 13 del Prof. Herbert Yépez Resistencia de materiales 1A  
<https://docplayer.es/53405943-Resistencia-de-materiales-1a-profesor-herbert-yepez-castillo.html>

### 2.2.2.2. Esfuerzo Axial o normal.

Se le denomina axial o normal a la correlación entre la fuerza aplicada con el área de la sección donde hace efecto, en este caso la fuerza que ejerce es normal al área de la sección.

En los tipos de esfuerzo normal existen dos tipos, de compresión y el de tensión.

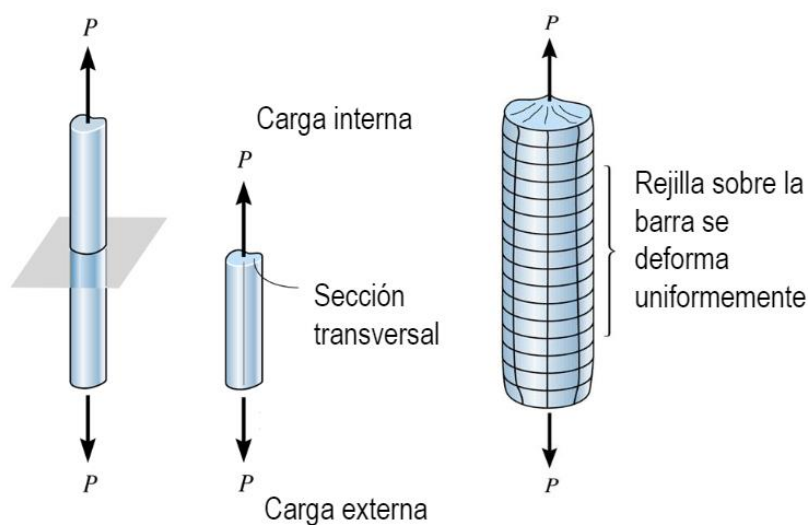


Figura 4: Esfuerzo normal promedio de una barra cargada axialmente  
 Fuente: Tomado de Mecánica de materiales (HIBBELER, 2006 p. 24)

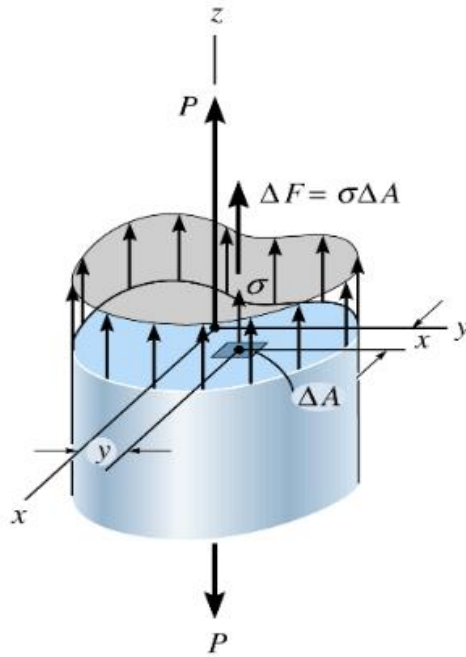


Figura 5: Distribución del esfuerzo normal promedio.  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 24)

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3)$$

Donde:

$\sigma$ : esfuerzo normal promedio en cualquier punto de área de la sección transversal.

$P$ : fuerza normal interna resultante, que actúa a través del centroide del área de sección transversal.  $P$  se determina usando el método de las secciones y las ecuaciones de equilibrio.

$A$ : área de la sección transversal de la barra, donde se determina el esfuerzo  $\sigma$

### 2.2.2.3. Esfuerzo cortante:

Se le denomina esfuerzo cortante a la correlación existente de la fuerza aplicada con el área de la sección donde hace efecto, en este caso la fuerza que se efectúa es tangencial al área de la sección.

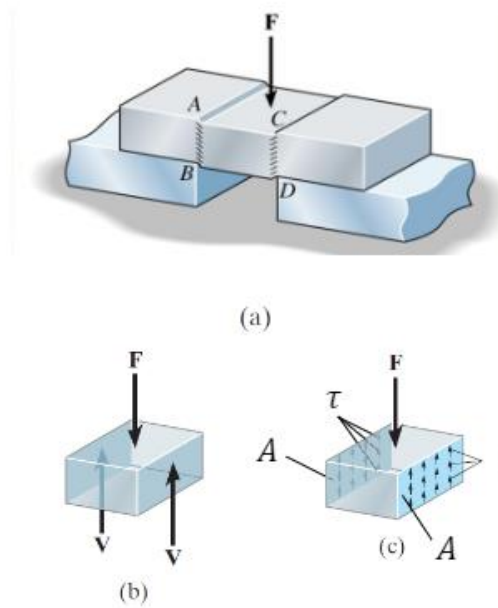


Figura 6: Esfuerzo cortante promedio  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 32)

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (4)$$

Donde:

$\tau$ : esfuerzo cortante promedio en la sección, que supone es igual en cada punto situado en la sección.

$V$ : fuerza cortante interna resultante.

$A$ : área de la sección transversal

### 2.2.3. Deformaciones

Para HIBBELER( 2006), la deformación se define como los ajustes realizados en las dimensiones de un cuerpo, en el momento que son sometidos a cargas del exterior.

#### 2.2.3.1. Deformación unitaria normal

Se considera como las variaciones en la longitud de una línea en base a una unidad de longitud exacta. (pág. 66)



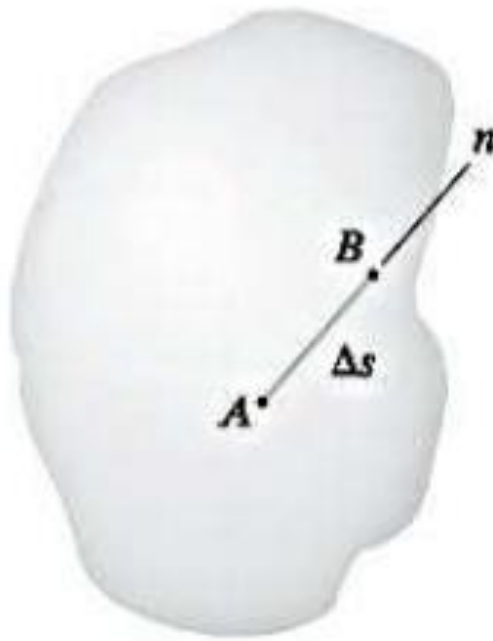


Figura 7: Deformación unitaria normal (cuerpo no deformado)  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 66)

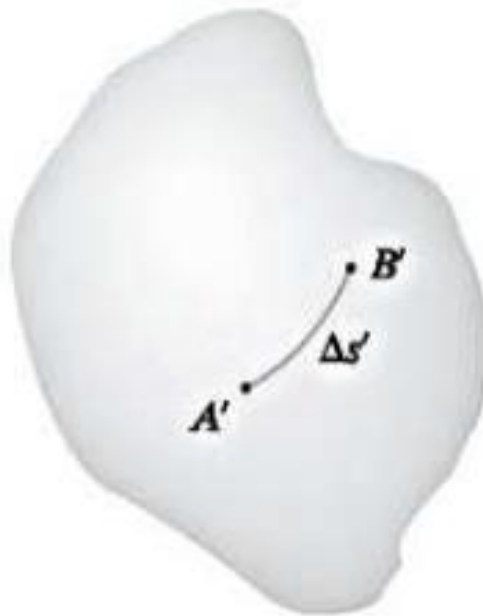


Figura 8: deformación unitaria normal (cuerpo deformado)  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 66)

$$\epsilon_{prom} = \frac{\Delta S' - \Delta S}{\Delta S} \quad (5)$$

Donde:

$\epsilon_{prom}$  : deformación unitaria normal promedio.

$\Delta S$ : longitud inicial.

$\Delta S'$ : longitud final.

### 2.2.3.2. Deformación unitaria cortante

La deformación no solo es de tensión o compresión, igualmente producen que las direcciones cambien. En el caso donde se seleccionan dos segmentos de línea que inicialmente eran perpendiculares entre sí, el cambio de ángulo que ocurrirá entre estos dos se denominara deformación unitaria cortante. (HIBBELER, 2006 pág. 67)

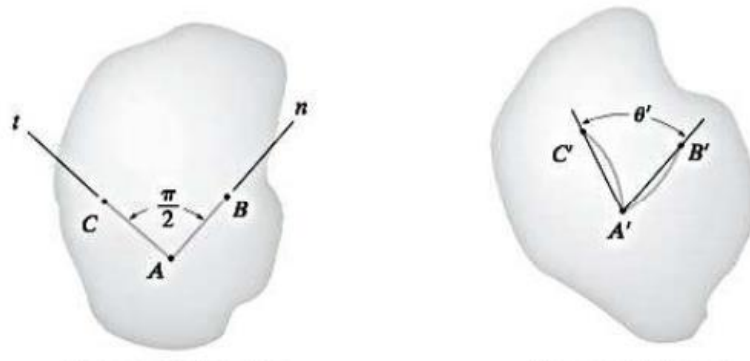


Figura 9: Deformación unitaria cortante (cuerpo no deformado y deformado)  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 67)

$$\gamma_{nt} = \frac{\pi}{2} - \lim_{\substack{B \rightarrow A \text{ a lo largo de } n \\ C \rightarrow A \text{ a lo largo de } t}} \theta' \quad (6)$$

### 2.2.4. Diagrama esfuerzo deformación

Para encontrar dicho diagrama se llevarán a un ensayo o ya sea una prueba de tensión donde se evaluará el material.

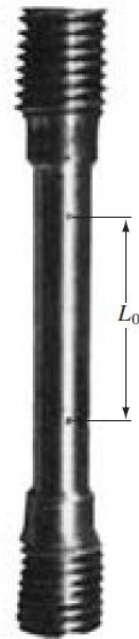


Figura 10: Probeta para esfuerzo con longitud inicial  
Fuente: (BEER, et al., 2013 p. 44)

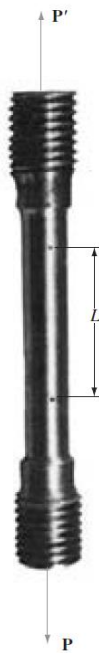


Figura 11: Probeta para esfuerzo con longitud final  
Fuente: (BEER, et al., 2013 p. 45)

**Esfuerzo nominal o de ingeniería**, se determina dividiendo la carga efectuada  $P$  con la respectiva área  $A_0$  de la sección transversal inicial en la probeta. Para este proceso se considera que el esfuerzo sea constante en la sección transversal así como también en la longitud calibrada total. (HIBBELER, 2006 pág. 83)

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (7)$$

**Deformación nominal o de ingeniería**, se produce directamente al leer el medidor de deformación, o también al dividir el cambio  $\delta$  (longitud calibrada de la probeta) entre  $L_0$  (longitud calibrada original de la probeta). (HIBBELER, 2006 pág. 83)

$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (8)$$

Los valores respectivos de  $\sigma$  y  $\epsilon$  se trazan, los esfuerzos en el eje vertical mientras que la deformación en el eje horizontal, la curva formada se llamara diagrama de esfuerzo – deformación convencional. Los gráficos para un material particular podrían ser parecidos; pero nunca iguales debido a que los resultados reales dependerán de varios aspectos como la composición, imperfecciones microscópicas, el método de fabricación , la rapidez de la carga y la temperatura establecida en el desarrollo del ensayo. (HIBBELER, 2006 pág. 83)

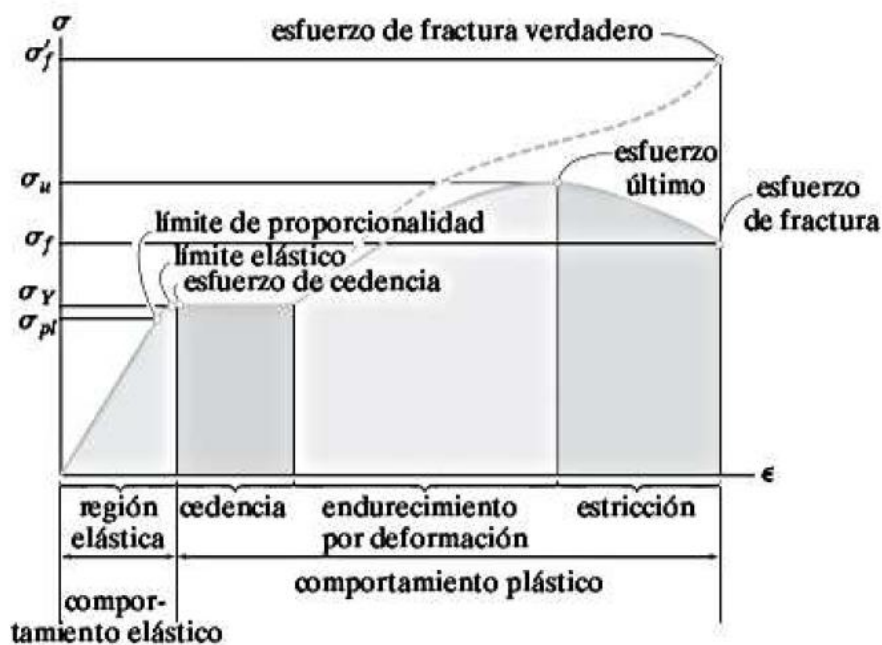


Figura 12: Diagramas esfuerzo-deformación unitaria, convencional y real, para un material dúctil(acero)

Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 84)

### **Comportamiento esfuerzo – deformación en materiales dúctiles y frágiles.**

**Materiales dúctiles**, es aquel que se puede someter a enormes deformaciones antes de llegar a fracturarse, como ejemplo tenemos el acero al carbono, estos materiales son utilizados mayormente por los ingenieros para su elaboración ya que son eficaces cuando se trata de absorber impactos, y si estas son sobrecargadas presentan deformaciones grandes antes de que pueda fallar. (HIBBELER, 2006 pág. 87)

Para poder determinar la ductilidad de un determinado material, se debe registrar el porcentaje de elongación o de reducción del área en el instante de la fractura.

$$\text{Porcentaje de elongacion} = \frac{L_f - L_o}{L_o} (100\%) \quad (9)$$

$$\text{Porcentaje de reduccion de area} = \frac{A_f - A_o}{A_o} (100\%) \quad (10)$$

Donde:

$L_f$ : longitud de fractura.

$L_o$ : longitud calibrada original de la probeta

$A_f$ : área del cuello en el momento de la ruptura.

$A_o$ : área original de la sección transversal de la probeta.

**Materiales frágiles**, estos elementos no disponen de cadencia, o demuestran una muy leve poco antes de la falla. Un ejemplo claro seria el hierro gris, las cuales no presentan un esfuerzo de fractura bien definido hacia la tensión. (HIBBELER, 2006 pág. 89)

### **Ley de Hooke**

Los diagramas presentados de esfuerzo deformación dentro de la región elástica definen como una correlación lineal del esfuerzo con la deformación.

$$\sigma = E\epsilon \quad (11)$$

Donde:

$E$ : Módulo de elasticidad o módulo de Young.

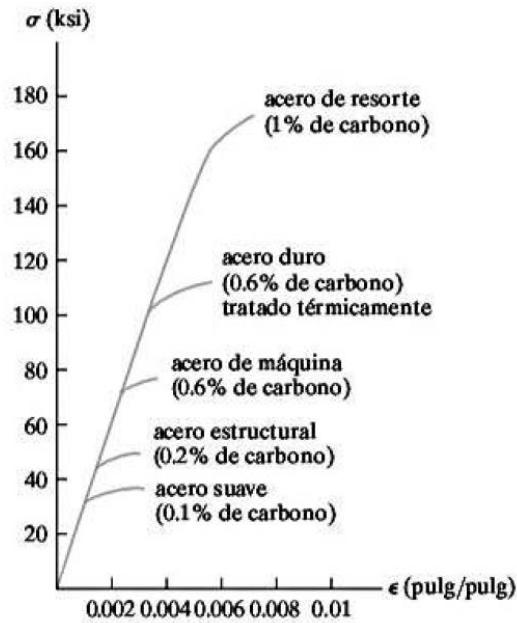


Figura 13: Limite de proporcionalidad para un tipo particular de acero.  
Fuente: (HIBBELER, 2006 p. 90)

### 2.2.5. Diseño de vigas

Se trata de un elemento estructural la cual está sujeta a cargas transversales en diversos puntos del elemento en toda su longitud. Las vigas conocidas como componentes prismáticos largos y directos. (BEER, y otros, 2013 pág. 264)

Las vigas se clasifican de acuerdo como se encuentran apoyadas.

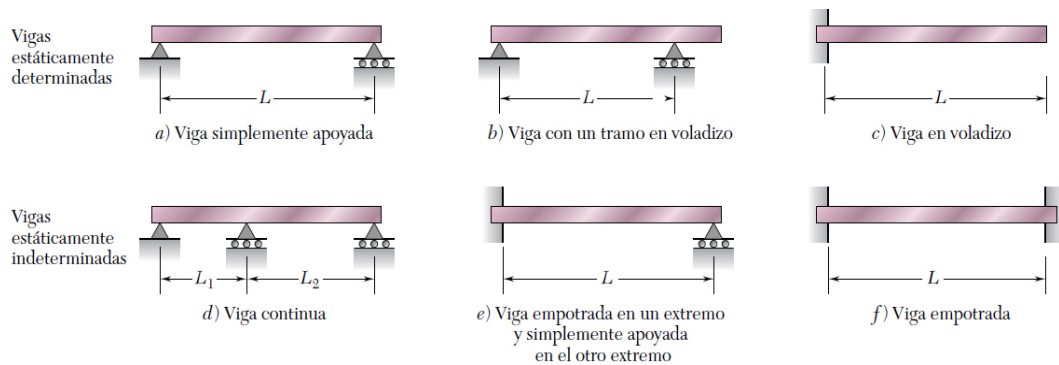


Figura 14: Configuración de apoyo en vigas comunes.  
Fuente: (BEER, y otros, 2013 pág. 264)

**Vigas estáticamente determinadas**, los cálculos puede realizarse empleando métodos estáticos.

**Vigas estáticamente indeterminadas**, aparte de los métodos estáticos, este requiere aplicar la resistencia de las deformaciones.

Como propósito el establecer el máximo de esfuerzo aplicado, como también el esfuerzo en algún determinado punto se puede obtener con la fórmula de flexión elástica. (BEER, et al., 2013 p. 264)

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I} \quad (12)$$

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (13)$$

Donde:

$\sigma_m$ : esfuerzo máximo de flexión.

$M$ : Momento flector.

$I$ : momento de inercia de la sección transversal con respecto a un eje centroidal.

$c, y$ : distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado de este eje y sobre el cual actúa el  $\sigma_m$ .

Viendo en la ecuación 12 se ve que  $c/I$  depende solo de la geometría de la sección transversal, la cual es representado por  $S$ .

$$\sigma_m = \frac{M}{S} \quad (14)$$

Donde:

$S$ : modulo elástico de la sección.

### 2.2.5.1. Diagrama cortante y momento flector

[...]El cortante  $V$  y el momento flector  $M$  en algún punto ubicado en una viga se tomaran positivos en el acto donde las fuerzas internas y los pares que se efectúan en cada fracción de la viga se dirigen como se menciona en la **figura 15**. (BEER, y otros, 2013)

Estas convenciones según (BEER, et al., 2013) se recordaran mucho más fácil cuando se hacen advertencias tales como:

- Las fuerzas externas (cargas y reacciones) son positivas cuando el punto cortante aleatorio dentro de alguna viga las misma que se efectúa cortando la viga en el punto como se demuestra en la figura b.
- Es positivo también el momento flector cuando las fuerzas del exterior las cuales actúan en cualquier punto dado de la viga tienden a flexionarla, así como se observa en la figura c.

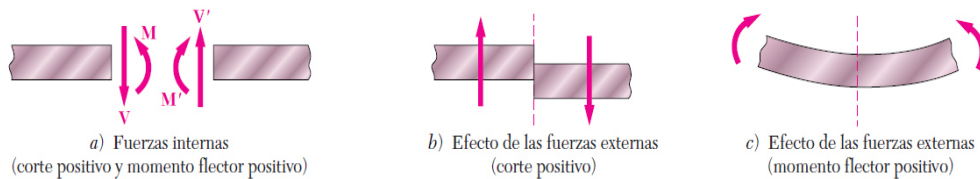


Figura 15: Configuraciones de apoyo en vigas comunes  
Fuente: (BEER, et al., 2013 p. 257)

### 2.2.5.2. Diseño de vigas prismáticas a la Flexión.

[...] Los diseños de vigas se manejan a menudo a través del máximo valor absoluto  $|M|_{max}$  correspondiente al momento flector el cual se presentara dentro de la viga. También se sabe que el esfuerzo nominal máximo  $\sigma_m$  perteneciente a la viga se ubica superficialmente sobre esta sección crítica y en donde se presenta  $|M|_{max}$  (BEER, y otros, 2013)

La cual se obtiene al sustituir  $|M|_{max}$  por  $|M|$  en la ecuación. (BEER, et al., 2013 p. 283)

$$\sigma_m = \frac{|M|_{max}c}{I} \quad (15)$$

$$\sigma_m = \frac{|M|_{max}}{S} \quad (16)$$

Para un diseño seguro se requiere que  $\sigma_m \leq \sigma_{perm}$ , esto se define en la siguiente ecuación.

$$S_{min} = \frac{|M|_{max}}{\sigma_{perm}} \quad (17)$$



Para BEER (2013) el proceso de elaboración del diseño de vigas debe cumplir con las siguientes etapas

- Primeramente se debe determinar el valor de  $\sigma_{perm}$  del material elegido en base a una tabla que contiene las propiedades y características de los materiales. Igualmente se es posible hallar el valor haciendo una división de la resistencia última  $\sigma_u$  sobre un factor de seguridad adecuado del material. Un ejemplo claro sería, que el valor de  $\sigma_{perm}$  puede ser igual para la tensión y compresión, procediendo como se señala en lo siguiente.
- Dibuje respectivamente con las condiciones específicas de carga, los diagramas de cortante y de momento flector luego determinar el valor máximo absoluto  $|M|_{max}$  del momento flector que se rige en la viga.
- Debe de obtener el valor mínimo permisible  $S_{min}$  del módulo de sección de la viga al realizar la ecuación (17),
- Cuando se trate con una viga de acero laminado, se debe consultar la tabla en el apéndice C para mejores conocimientos. De esta manera sabremos que las secciones disponibles de la viga deben considerar solo aquellas que cuentan con un módulo de sección  $S \geq S_{min}$  y se deben seleccionar de este grupo aquella sección que tenga el menor peso disponible por unidad de longitud. Así tendremos la sección más económica será para la que  $S \geq S_{min}$ . Se debe diferenciar que necesariamente no se trata del mínimo de S. En algunas ocasiones la elegibilidad de una sección por parte de algunas consideraciones puede verse limitada en la viga, en el caso de algunos como el espesor permisible de la sección transversal o el de la deflexión permisible. (pp. 283-284)

## 2.2.6. Columnas

Según (MOTT, 2006), se define como columna al miembro estructural que falla por su inestabilidad elástica o pandeo siendo el que sostiene una carga axial de compresión. (p230)

### 2.2.6.1. propiedades de la sección transversal de una columna

para MOTT, (2006) Una columna varía conforme a su forma y en función de las dimensiones de su sección transversal, longitud y manera de fijarla a elementos de apoyo adyacentes, las propiedades más importantes se muestran a continuación:

- El área de la sección transversal

- El momento de inercia  $I$  de la sección transversal, con respecto al eje para que  $I$  el valor sea mínimo.
- El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal,  $r$ .

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (18)$$

Donde:

$r$ : radio de giro.

$A$ : área de la sección transversal.

$I$ : momento de inercia de la sección transversal con respecto a un eje centroidal.

Longitud efectiva, viene a ser la postura de soporte dado sobre los extremos en la columna y es definida como sigue:

$$L_e = KL \quad (19)$$

Donde:

$L_e$ : longitud efectiva

$L$ : longitud real de la columna entre los soportes

$K$ : Constante dependiente del extremo fijo.

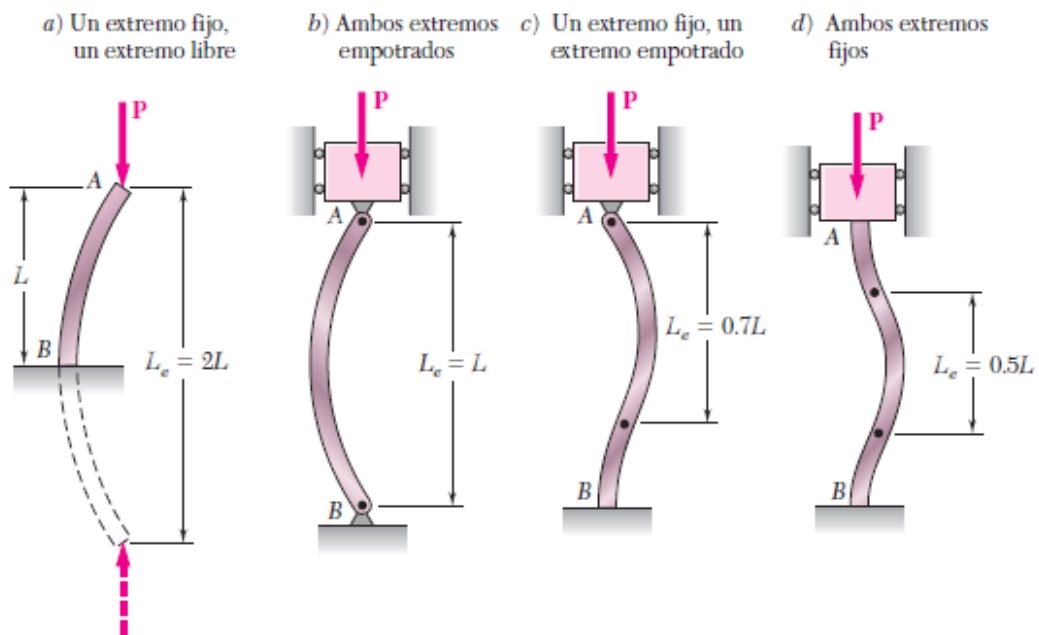


Figura 16: Longitudes efectivas de columna para varios condiciones de extremo  
 FUENTE: (BEER, et al., 2013 p. 539)

**Relación de esbeltez**, viene a ser el cociente de la longitud efectiva dado en la columna sobre giro mínimo del radio.

$$R_e = \frac{L_e}{r_{min}} = \frac{KL}{r_{min}} \quad (20)$$

**Constante de columna**, al analizar la columna tendremos que la elegibilidad del método oportuno dependerá del valor de la relación de esbeltez real.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (21)$$

Donde:

- $C_c$ : constante de columna
- $E$ : módulo de elasticidad del material
- $S_y$ : Resistencia de fluencia del material.

### 2.2.6.2. Procedimiento para analizar columnas rectas con carga central.

Para MOTT (2006) La aplicación en la columna de la constante se desarrollará mediante el procedimiento siguiente:

- Para la columna, calcule su relación de esbeltez real.
- Calcule el valor de  $C_c$
- Compare  $C_c$  con  $\frac{KL}{r_{min}}$ . Como  $C_c$  representa el valor de la relación de esbeltez que separa una columna larga de una corta, dependiendo del resultado de la comparación indicara que clase análisis debe usarse.
- Si  $\frac{KL}{r_{min}} > C_c$ , la columna es larga. Se emplea la ecuación de Euler.
- Si  $\frac{KL}{r_{min}} < C_c$ , la columna es corta. Se emplea la fórmula de J.B.Johnson.

### 2.2.6.3. Análisis de columnas largas: La fórmula de Euler

Se aplica la fórmula de Euler para el estudio de una columna larga.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{KL/r} \quad (22)$$

Donde:

$P_{cr}$ : Carga crítica.

De manera alternativa se tiene la siguiente ecuación.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (23)$$

### 2.2.6.4. Análisis de columnas cortas: La fórmula de J.B Johnson.

La fórmula de J.B Johnson se aplica para el estudio de una columna larga.

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y R_e^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (24)$$

### 2.2.6.5. Factor de diseño y carga admisible.

para MOTT indica que la definición de un elemento de diseño se desarrolla de manera diferente a que en la mayoría de los demás miembros que se someten a cargas. Se aplicará la carga crítica, calculada con las ecuaciones (23) y (24) en lugar

de desarrollar el elemento de diseño a la resistencia de la fluencia o a la resistencia ultima del material, así tenemos que se esperaba la falla con carga limite y no con esfuerzo.

Por lo tanto, el propósito del análisis efectuado y el diseño de las columnas es la garantizar que sea segura al aplicar carga a una columna, la cual deberá ser muy mínima a la carga critica de pandeo. (p. 238)

$$P_a = \frac{P_{cr}}{n} \quad (25)$$

Donde:

$P_{cr}$ : Carga critica.

$P_a$ : Carga admisible

$n$ : Factor de diseño.

La carga real aplicada  $P$  debe ser menor que  $P_a$

## 2.2.7. Uniones atornilladas.

### 2.2.7.1. Clasificación de las uniones atornilladas.

Para NORTON los sujetadores se dividen de muchas maneras: por su uso esperado, por el estilo de la cabeza y por su resistencia. Existen sujetadores de todos los tipos en varios materiales, incluyendo acero, acero inoxidable, aluminio, latón, bronce y plásticos.

- **Por su uso esperado**

- **Pernos:** se trata de un sujetador con cabeza es recto y roscado, se usa generalmente como una tuerca que mantendrá unido un ensamblaje. La norma ANSI en función de sus estándares considera al perno fijo y a la tuerca móvil la que creara la unión produciendo un torque.

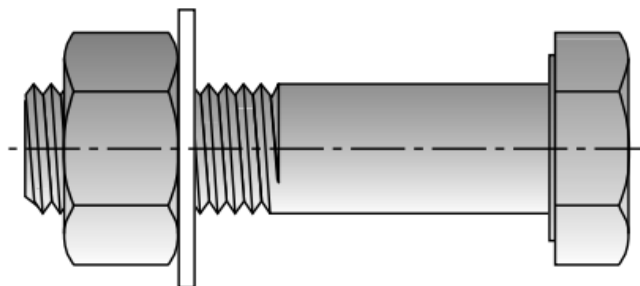
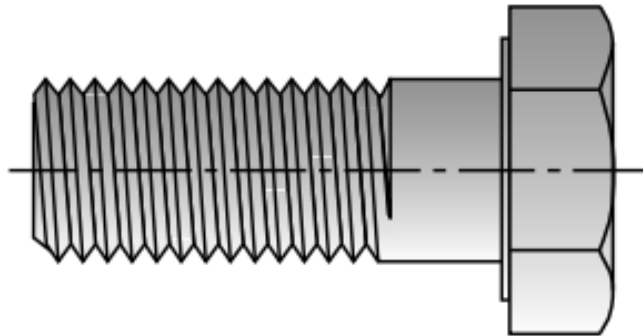


Figura 17: Perno con tuerca  
Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 739)

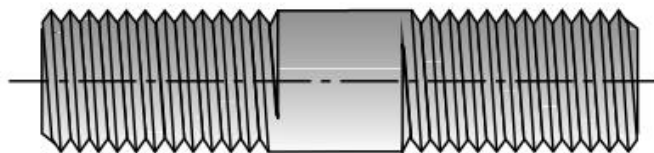
- **Tornillo:** se le considera cuando está enroscado en un orificio en vez de emplearlo con una. Según los estándares de la norma ANSI, el tornillo está orientado a girar en su propio eje.



*Figura 18: Tornillo*

*Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 739)*

- **Esparrago:** Se trata de un sujetador pero sin cabeza, y que ambos extremos presenta una cuerda, la finalidad es que por un lado en la mitad de un ensamble este atornillado pero no permanentemente (NORTON, 2011 pág. 739)



*Figura 19: Esparrago*

*Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 739)*

- **Por tipo de cuerda:**

- **TORNILLOS ROSCADOS:** para NORTON los tornillos roscados son sujetadores que tienden a elaborar su propio orificio o sus propias cuerdas,

como ejemplos tenemos los tornillos de autorroscado, de autotaladramiento, los formadores de cuerdas y también los cortadores de cuerdas.

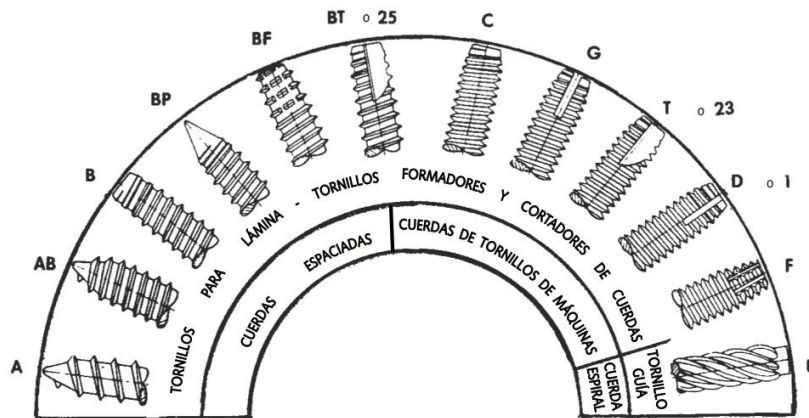


Figura 20: Varios estilos de cuerdas usadas en tornillos roscados  
Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 740)

- **Por su forma de cabeza:**
  - **TORNILLOS RANURADOS** Al fabricarse estilos variados de cabezas, se incluirán las de ranuras rectas, ranuras en cruz (Phillips), hexagonales, huecos hexagonales, y muchos más.
  - **TORNILLOS DE CABEZA HUECA CON CAPUCHA** Como se observa en la figura 11-13, se diseñan generalmente con acero de alta resistencia y endurecido, también con acero inoxidable y otros metales los cuales se usan abiertamente en máquinas. El dado hexagonal con ayuda de las llaves Allen hexagonales permite que se aplicar el torque suficiente. (págs. 738-740)

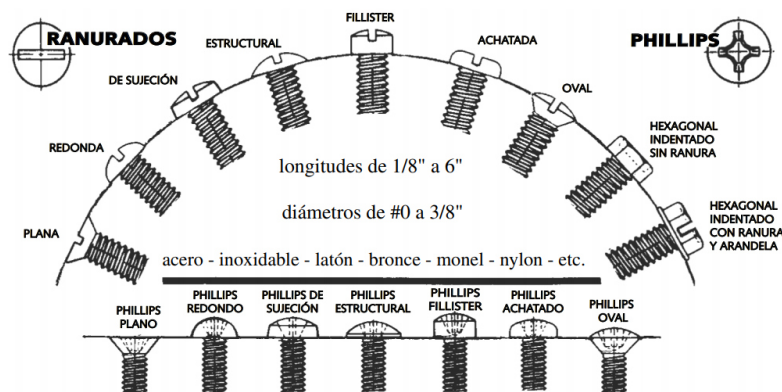


Figura 21: Estilos de cabezas usadas en tornillos de máquinas pequeñas  
Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 740)

### 2.2.7.2. Pernos precargados a la tensión.

La fuerza aplicada para cada perno se define con la siguiente ecuación.

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b} \quad (26)$$

Donde:

$F_e$ : Es la fuerza distribuida en cada perno

$F_{eT}$ : Es la fuerza externa total que intenta separar la conexión

$n_b$ : Numero de pernos.

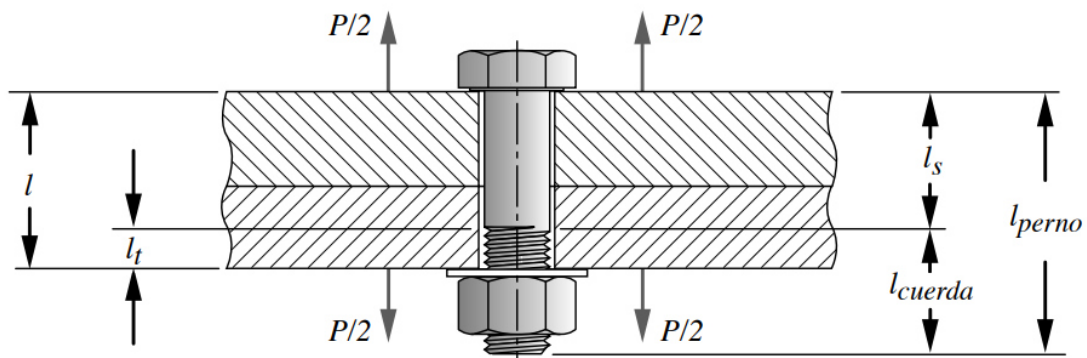


Figura 22: Ensamblaje con perno de tensión.

Fuente: Tomado de Diseño de máquinas (NORTON, 2011 p. 745)

Tabla 1  
Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Fuente: Tomado de Diseño de máquinas tabla 11-6 (NORTON, 2011 p. 744)



### 2.2.7.3. Determinación del factor de rigidez en la junta

Para NORTON la mayoría de los ensambles tienen varios pernos distribuidos con un patrón sobre la superficie sujeta. Para esto Cornwell ajustó ecuaciones empíricas a uso de datos de FEA sobre la rigidez de pernos y juntas de 4424 combinaciones únicas de cuatro parámetros de juntas: diámetro del perno, espesor de la junta, espesor de una placa individual y diversas combinaciones de materiales de las placas. (pp. 757-759)

Cornwell definió la razón de aspecto  $j$  de una junta como el diámetro  $d$  del perno entre la longitud  $l$  de sujeción: (NORTON, 2011 p. 759)

$$j = \frac{d}{l} \quad (27)$$

La razón de módulo  $r$  se muestra en la siguiente ecuación:

$$r = \frac{E_{material}}{E_{perno}} \quad (28)$$

La razón de espesor  $t$  de la placa como:

$$t = \frac{T_L}{T_L - T_H} \quad (29)$$

Juntas de dos placas del mismo material. La ecuación está definida por:

$$C_r = p_3 r^3 + p_2 r^2 + p_1 r + p_0 \quad (30)$$

Donde:

$C_r$ : Junta con los mismos materiales.

$p_i$ : Coeficiente en función de razón de aspecto  $j$

Tabla 2  
Parámetros de la razón de aspecto  $j$

$j$	$P_0$	$P_1$	$P_2$	$P_3$
0.10	0.4389	-0.9197	0.8901	-0.3187
0.20	0.6118	-1.1715	1.0875	-0.3806
0.30	0.6932	-1.2426	1.1177	-0.3845
0.40	0.7351	-1.2612	1.1111	-0.3779
0.50	0.7580	-1.2632	1.0979	-0.3708
0.60	0.7709	-1.2600	1.0851	-0.3647
0.70	0.7773	-1.2543	1.0735	-0.3595
0.80	0.7800	-1.2503	1.0672	-0.3571
0.90	0.7797	-1.2458	1.0620	-0.3552
1.00	0.7774	-1.2413	1.0577	-0.3537
1.25	0.7667	-1.2333	1.0548	-0.3535
1.50	0.7518	-1.2264	1.0554	-0.3550
1.75	0.7350	-1.2202	1.0581	-0.3574
2.00	0.7175	-1.2133	1.0604	-0.3596

Fuente: Tomado de Diseño de máquinas tabla 11-8 (NORTON, 2011 p. 759)

## 2.2.8. Uniones soldadas.

Para este estudio del tema de uniones soldadas se tomará como referencia el libro de Diseño de máquinas de NORTON, 2011.

### 2.2.8.1. Principios de diseño de soldadura.

Para NORTON, indica que se debe prestar suma atención a la geometría de la soldadura y en la de sus tamaños, de esta manera se obtendrá un exitoso diseño. [...] Se elaboró el siguiente reglamento hecho por expertos de diseño de soldadura.

- Brindar una ruta donde las fuerzas aplicadas ingresen dentro de la(s) sección(es) del ensamble soldado que sea(n) paralela(s) a la fuerza efectuada.
- Es mejor tener una rigidez relativamente uniforme y una distribución de manera equitativa de las cargas de reacción en la soldadura para una mejor rigidez que será relativamente uniforme. De esta forma las fuerzas seguirán las rutas más rígidas de la estructura.
- Se trata en esencia de una sola pieza y no existen elementos secundarios en las soldaduras. Por consiguiente, las soldaduras pueden ser primarias las cuales transportan directamente la carga completa (su falla puede provocar que el ensamble soldado falle) o secundarias que sólo mantendrán las partes juntas y experimentaran una mínima fuerza aplicada.

- En su posibilidad, no se debe aplicar cargas de tensión a través de la veta (espesor transversal del material base). Los metales que se forjan presentan la veta en dirección del rolado y son más débiles levemente a través de la veta mientras que a lo largo no. Las soldaduras debajo de la soldadura que fueron cargadas a la tensión en la sección transversal pueden generar “microcanales de goteo” en el material. Es preferible la aplicación de cargas de corte superficial de una soldadura. (NORTON, 2011 pp. 796-797)

### **2.2.8.2. Carga estática en soldaduras.**

Al omitir las soldaduras cargadas a flexión, el cálculo de esfuerzos en soldaduras ser sencillo, mayormente las cargas serán de tensión / compresión directa o de corte directo.

### **2.2.8.3. Esfuerzo cortante permisible, en soldaduras de filete y con PJP cargadas estáticamente.**

Para NORTON la carga estática, se limitan al 30% de la resistencia, los esfuerzos cortantes en una soldadura de filete o en soldaduras con PJP a la tensión del electrodo, recomendó la AWS. Exx

$$\tau_{permisible} = 0.30Exx \quad (31)$$

Se presenta en un intervalo que va de 2.21 a 4.06 y tiene un factor de seguridad intrínseco leve ante la fractura, en variadas cargas en soldaduras que hacen uso de electrodos con resistencias de E60xx a E110xx en pruebas exhaustivas. [...] El factor nominal de seguridad de la ecuación 31 normalmente se entiende como 2.5, y que si está en el intervalo de valores los que corresponden al factor de seguridad de soldadura longitudinal presentes en la tabla 3. (NORTON, 2011 p. 799)

*Tabla 3*  
*Factores de seguridad contra falla estática cuando utiliza la ecuación 32*

Como los reportó la Testing Engineers, Inc., 1968

Metal base	Clase del electrodo	Factores de seguridad cuando se aplica un esfuerzo en el área de la garganta igual a 0.3 de la resistencia a la tensión del electrodo			
		Soldaduras longitudinales		Soldaduras transversales	
		Promedio	Mínimo	Promedio	Mínimo
A36	E60xx	2.88	2.67	—	—
A441	E70xx	2.95	2.67	4.62	4.06
A514	E110xx	2.41	2.21	3.48	3.30

Fuente: Tomado de *Diseño de máquinas tabla 12-1 (NORTON, 2011 p. 800)*

Para NORTON, los tamaños mínimos de soldaduras se definen mediante el código de soldadura estructural (AWS D1.1), concerniente al espesor del material que este en el proceso de soldadura. En la tabla 4 se presentarán uno que otro de esos datos. Para garantizar que se aplica suficiente calor consiste al tamaño mínimo de soldadura con el fin de lograr una fusión adecuada. (p. 799)

*Tabla 4*  
*Tamaños mínimos de soldadura en filetes.*

Espesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
<u>tamaño en pulgadas</u>	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
<u>tamaños en mm</u>	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Fuente: Tomado de *Diseño de máquinas tabla 12-2 (NORTON, 2011 p. 800)*

Tabla 5  
Resistencias mínimas de algunos aceros estructurales ASTM

Número ASTM	$S_y$ kpsi (MPa)	$S_{ut}$ kpsi (MPa)
A36	36 (250)	58-80 (400-500)
A572 Gr42	42 (290)	60 (415)
A572 Gr50	50 (345)	65 (450)
A514	100 (690)	120 (828)

Fuente: Tomado de Diseño de máquinas tabla 12-3 (NORTON, 2011 p. 800)

### 2.3. Definición de términos básicos

**Fuerza:** Se define como la magnitud vectorial la que representa toda causa que modifica el estado (móvil o reposo) de un cuerpo o de influenciar deformaciones en él.

<https://www.fisicalab.com/apartado/las-fuerzas#contenidos>

**Momento de una fuerza:** Se trata del producto vectorial de la fuerza aplicada con el vector distancia que se inicia en un punto para el cual se hace el cálculo del momento (eje por el cual el cuerpo giraría) y termina en el punto dónde se ve aplicada la fuerza.

<https://www.fisicapractica.com/momento.php>

**Esfuerzo de flexión.** Para BEER, se produce en componentes prismáticos los cuales son sometidos a partes iguales y opuestos  $M$  y  $M'$  actuando sobre el mismo plano longitudinal. (p. 182)

**Fluencia:** para HIBBELER se trata de un leve aumento del esfuerzo yendo más allá del límite elástico provocando un desborde del material deformándose permanentemente. (HIBBELER, 2006 p. 88)

**Esfuerzo último.** Para BEER sucede en el aumento de la magnitud de fuerza donde se miden varios cambios en la probeta, longitud y diámetro. Por último se alcanza la mayor fuerza que se aplica en la probeta, esto generara que se rompa o comience a soportar cada vez menos carga. (BEER, et al., 2013 p. 24)

**Deflexión en vigas.** Para NORTON se ve provocada por cualquier carga de flexión aplicada generando una deflexión sobre la viga por tratarse de un material elástico. En

caso de que la deflexión no genere deformaciones más allá del punto de fluencia del material, cuando se vaya a retirar la carga, regresará a su estado antes de aplicar la flexión; pero si la deformación excede ese punto de fluencia del material entonces la viga si cederá adquiriendo dureza (si es dúctil, o quizá se fracture si es frágil). Al darle un tamaño a la viga para evitar los esfuerzos que exceden el punto de fluencia del material u otros criterios de resistencia adecuados, por lo tanto, no presentara un endurecimiento o una ruptura permanente. No obstante, las deflexiones elásticas de esfuerzos con los niveles de falla muy bajos el material podrían generar graves problemas en una maquinaria. (NORTON, 2011 p. 92)

**Columna:** Para MOTT lo considera como el elemento estructural que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo el cual sostiene una carga axial de compresión y. (MOTT, 2006 p. 230)

**Pandeo de columna.** Para NORTON es uno de los modos de fallas más peligrosos de las columnas, que ocurre repentinamente en los materiales dúctiles. (NORTON, 2011 p. 123)

**Soldadura de arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW).** Para NORTON Se le llama también “soldadura con varilla”, hace uso de trozos de electrodos (varillas) recubiertas con fundente al exterior. El fundente licuado fluye hacia el charco para cubrirlo y protegerlo del contacto con el aire paralelamente mientras el arco funde el electrodo, Este método mayormente al exterior o en reparaciones en campo, por lo que no puede producir gas que pueda ser llevado por la influencia del viento. (NORTON, 2011 p. 792)

**Soldadura de Filete.** Se encuentran a 45 grados mayormente aunque las unen a cualquier ángulo entre las dos piezas ortogonales. (NORTON, 2011 pp. 794-795)

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGIA**

#### **3.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución**

El tipo de investigación a utilizar es del tipo tecnológico, por lo que se está proponiendo el diseño de una estructura de levante de carga de dos toneladas para satisfacer una necesidad de un taller de mantenimiento.

Según SINACYT , define el Desarrollo Tecnológico como la aplicación de los resultados de la investigación o de cualquier otro tipo de conocimiento científico, a un plan o diseño en particular, para la elaboración de materiales, productos, métodos, procesos o sistemas nuevos, o sustancialmente mejorados, antes del comienzo de su producción o utilización comercial.

Es una investigación de tipo descriptivo, ya que el estudio será en base a cálculos, simulaciones y diversos componentes.

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN**

El presente trabajo se desarrollará aplicando un método sistemático que tiene la facilidad de poder ser manejado por un diseñador con o sin experiencia. Este método generalizado permite optimizar en cada una de sus fases, lo cual obliga que las soluciones entregadas por el diseñador sean las mejores. La metodología de diseño a utilizar es la de la norma VDI 2221 y 2222.

Esta metodología comprende 4 fases, la cual la describiremos como sigue:

#### **a) Comprensión de la solicitud.**

En esta etapa se van definiendo las necesidades del usuario último y las exigencias para el producto a diseñar respondiendo las siguientes preguntas: ¿de qué trata el problema?, ¿Qué deseo o expectativas hay que satisfacer?, ¿Cuáles son las restricciones?, etc

A la vez se estudia el estado de la tecnología, esto nos permite conseguir una lista de exigencias neutral, donde se especifica, lo que el usuario espera del diseño y lo que el diseñador está obligado a diseñar. También se realiza un plan de trabajo.

#### **b) Concepción de la solución.**

En esta fase se investigan las actividades que se requiere ejecutar, para lo cual se propone una estructura de funciones que representa la entrada y salida de datos, de energía y de materia.



Después, se elabora una matriz de doble entrada (las filas representan las funciones parciales colocadas en orden correlativo y las columnas contienen los portadores para cada función; los portadores son los principios que realizan los efectos buscados) se unen los portadores entre sí para conseguir conceptos de solución, los cuales se bosquejan y se realiza la evaluación técnica y económicamente. Esta fase se adquiere un concepto de solución óptimo.

**c) Elaboración del proyecto.**

En base al concepto de la solución elegido se realiza la configuración de los portadores y se definen las dimensiones principales teniendo en cuenta las exigencias determinantes de la configuración.

Además de las restricciones geométricas, los esfuerzos y las deformaciones que tendrán lugar, también se deben tomar en cuenta los procesos de fabricación y las tolerancias dimensionales. Se pueden realizar evaluaciones técnico-económicas para optimizar el diseño. Esta etapa nos permite obtener los planos de ensamble.

**d) Elaboración de detalles.**

En esta fase se definen las características y las dimensiones finales, así como los materiales, los procesos de fabricación, las tolerancias y los acabados superficiales finales. Esta fase permite obtener los planos de despiece.

## 4.1. Identificación de requerimientos

### 4.1.1. Comprensión de la solicitud:

#### 4.1.1.1. Lista de exigencias.

Tabla 6:  
Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			
Proyecto	Diseño de estructura para soportar carga de levante de 2 toneladas		
Cliente	Taller de mantenimiento de equipo pesado y semipesado		
Cambios	Deseo ó Exigencia	Descipcion	Responsable
01/09/2019	E E	<b>Funcion</b> Elevear carga de 2.5 toneladas Usar tecnologia apropiada	Silver Huayta
01/09/2019	E E E	<b>Geometria.</b> Altura Maxima: 3m Ancho Maximo: 2m Largo Maximo: 3m	Silver Huayta
01/09/2019	E D E	<b>Cinematica.</b> Movimineto lineal para elevar carga Movimiento giratorio para psara de un punto hacia otro La velocidad de levnate 5-10 cm/s	Silver Huayta
01/09/2019	E	<b>Energia.</b> Energia mecanica,suministrada por el tecnico	Silver Huayta
01/09/2019	E D E	<b>Fuerzas.</b> Fuerzas verticales y horizontales Peso de estructura 100Kg Regidez y estabilidad	Silver Huayta
01/09/2019	E E	<b>Montaje.</b> Estructura desmontable Union atornillada	Silver Huayta
01/09/2019	E E	<b>Uso.</b> Expuesto al medio ambiente Taller mecanio Equipo movil	Silver Huayta
01/09/2019	E	<b>Transporte.</b> Transportable por una o dos personas como maximo	Silver Huayta
01/09/2019	E E	<b>Mantenimiento.</b> Mantenimiento con el equipo basico de cualquier taller Uso de pintura epoxica	Silver Huayta
01/09/2019	E D	<b>Seguridad.</b> Seguridad del operario mientras opera el equipo Sistema autobloqueo cuando exceda la capacidad permitida	Silver Huayta
01/09/2019	E	<b>Fabricacion.</b> Tamaño estandarizado de componentes (Fabricacion y montaje)	Silver Huayta
01/09/2019	E	<b>Materiales.</b> Acero estructural	Silver Huayta
01/09/2019	E	<b>Ergonomia.</b> Mandos firmes y de gemoetria comoda para su operatividad	Silver Huayta

Fuente: Elaboración propia

#### 4.1.1.2. Estado de la tecnología.

La grúa es una herramienta de la industria de la construcción, también utilizada para la elevación y transporte de carga, que instalados sobre vías elevadas permite a través de su elemento y de su carro, cubrir toda la superficie rectangular entre la que se encuentra instalado(<https://es.slideshare.net/ARTRmichael12/grua-puente>)

Uno de los puntos de vista para la clasificación de las grúas es de acuerdo a los servicios que prestan las grúas. Es así, que de acuerdo al servicio que va a prestar una grúa se clasifica en cuatro grupos cada uno de los cuales tiene sus respectivos factores de seguridad y de trabajo.

Las normas británicas B.S.2573 por ejemplo, clasifican a las grúas en cuatro clases:

Tabla 7:  
Clasificación de grúas

Clase	Servicios	Utilización (horas/años)	Ejemplos
1	Ligero	1000	Baja potencia
2	Medio	2000	Fábricas bodegas
3	Pesado	3000	Siderurgias
4	Extra pesado	3000	Siderurgias y acerías

Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

De acuerdo con estas normas se debe utilizar diversos factores de seguridad en su diseño y estos son más altos según estos presten servicios más pesados. Se indica los factores de impacto de trabajo que deben ser aplicados a la carga útil y a los esfuerzos permisibles que soportan las grúas.

Existe una amplia gama de grúas que pueden cumplir con los requerimientos de trabajo solicitados (elevación y traslado de componentes) y, entre las principales se mencionará:

### **Puentes grúas:**

El puente grúa consta de doble viga donde se apoya el carro que sustenta el polipasto. Este modelo de puente grúa permite alcanzar la máxima altura de gancho. Este modelo es ideal para cargas elevadas o para naves con una luz media o grande. La capacidad total de carga puede alcanzar las 100 Tn. (GONZALES TITUAÑA,, 2007 pág. 7)



*Figura 23:Puente grua*

Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

### **Grúas con base giratoria:**

Se encuentra constituido por un brazo o pluma montada sobre un eje giratorio o fijo, estos equipos elevan y desplazan materiales que están al alcance de la pluma o brazo, aun cuando estas se suelen utilizar para trabajos ligeros y poco frecuentes, no son adecuadas porque están limitadas por la distancia de transporte de la carga. (GONZALES TITUAÑA,, 2007 pág. 8)



*Figura 24: Grúa con base giratoria.*

Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

### **Grúas Tipo Pluma:**

La grúa tipo pluma o grúa bandera, tienen una capacidad de girar, esto dependiendo de la aplicación de 0° a 360° y sus capacidades abarcan grandes rangos de tonelajes. Su limitación radica en el alcance que puede tener el brazo y la altura de levante ya que este tipo de configuración necesita una columna cada vez más robusta para tener mayor altura de izaje. (GONZALES TITUAÑA,, 2007 pág. 9)



*Figura 25: Grúa tipo pluma*

Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

### **Grúa tipo pórtico:**

Estas son una modificación de las grúas viajeras, que se emplean al aire libre donde no tienen limitaciones en la elevación como en el transporte de carga, esta ventaja hace que la estructura ocupe gran espacio, lo que es una limitación ya que si va a trabajar en talleres pequeños donde el espacio disponible es reducido hace que esta sea un inconveniente a la vez. (GONZALES TITUAÑA,, 2007 pág. 9)



Figura 26: Grúa tipo Pórtico

Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

### **Grúa taller.**

Para GONZALES TITUAÑA, La grúa taller consta con una base desplazable sobre cuatro ruedas, dos de ellas giratorias (garruchas), un brazo basculante, un cilindro hidráulico y una bomba hidráulica de accionamiento manual o eléctrico.

Las de control manual se utilizan una bomba de pistón manual (Bomba de desplazamiento positivo); mientras que las de control eléctrico se usan un motor eléctrico y una bomba de pistón o engranajes para su funcionamiento.

El costo de estos equipos es bajo comparado con otros casos citados anteriormente además de ser está muy versátil, ya que ocupa poco espacio y puede desplazar carga en todas las direcciones que se requiera. El mantenimiento preventivo se lo puede hacer de mejor manera por cuanto todos los elementos a inspeccionarse se pueden visualizar rápidamente y reduce fallas mecánicas y accidentes personales. (GONZALES TITUAÑA,, 2007 págs. 10-11)



Figura 27: Grúa taller

Fuente: Fuente: Google <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/721/1/T-UIDE-0657.pdf>

## 4.1.2. Concepción de la solución

### 4.1.2.1. Secuencia de proceso

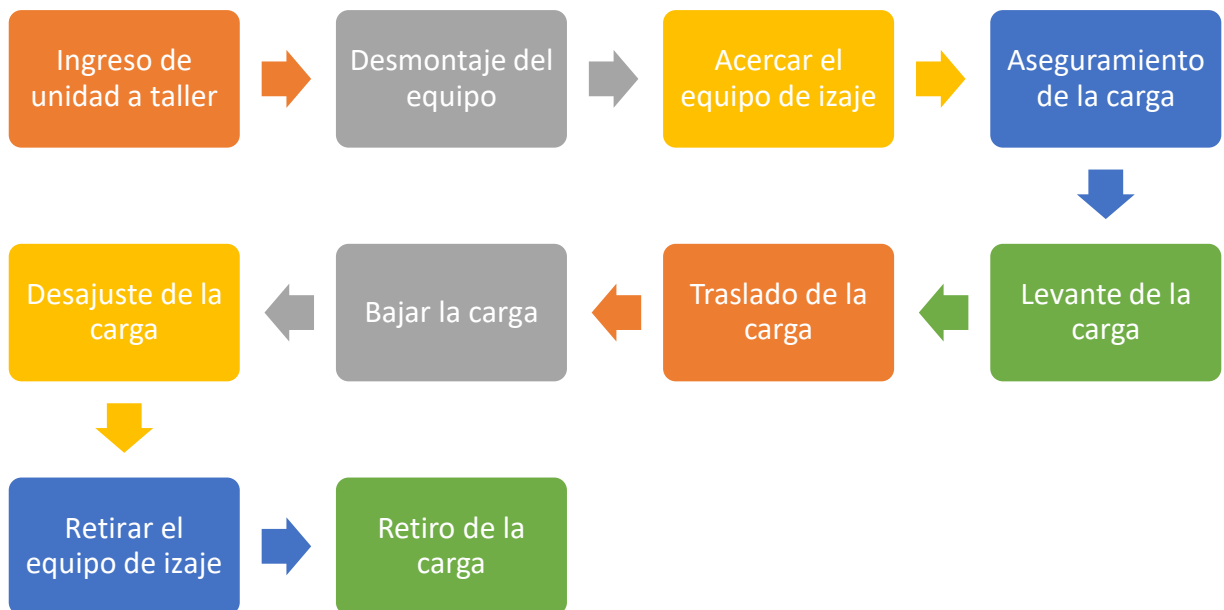


Figura 28: Secuencia de proceso.  
Fuente: elaboración propia.

#### 4.1.2.2. Esquema de estructura de funciones

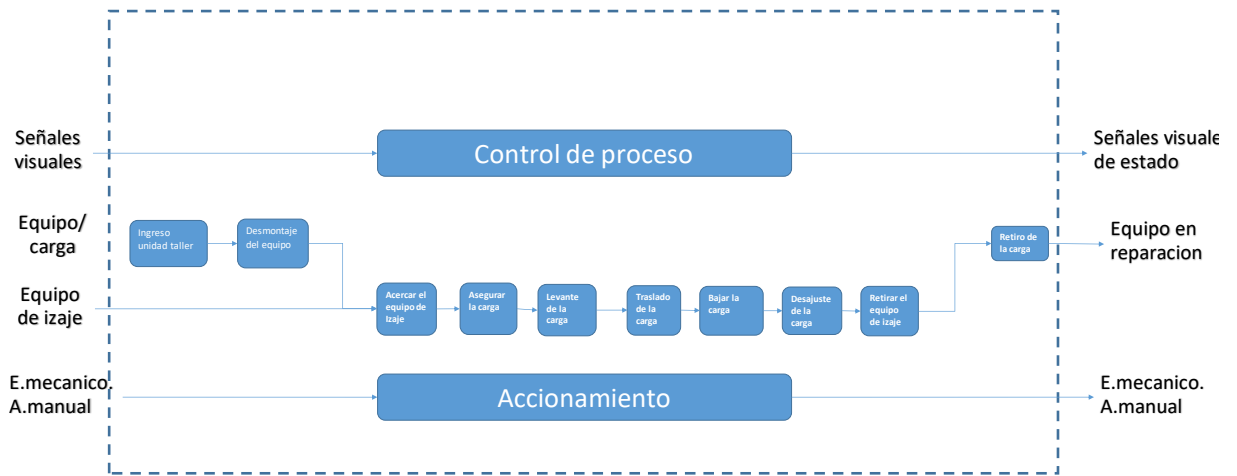


Figura 29:Esquema de estructura de funciones  
Fuente: elaboración propia.



### 4.1.2.3. Matriz morfológica


















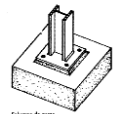

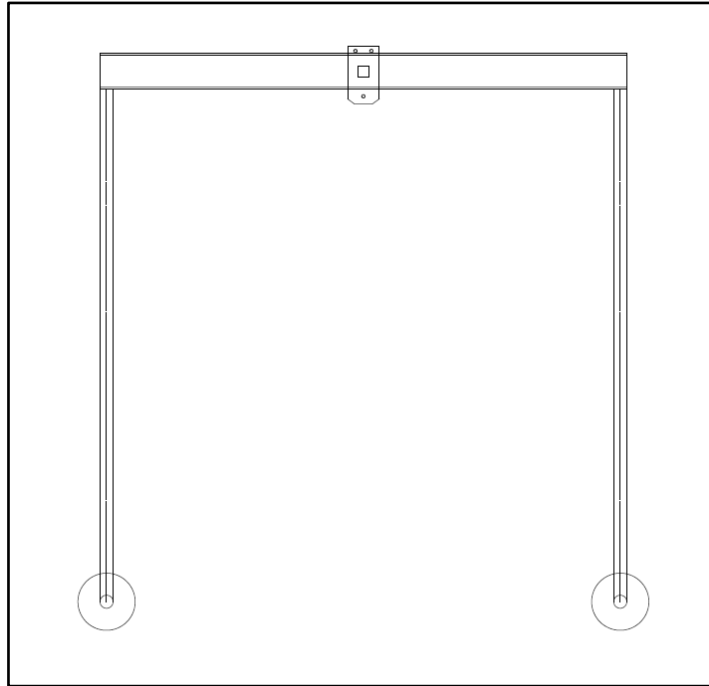
Funciones	PORTADORES DE FUNCIONES (Alternativas de efectos y/o de principios de solución)		
1. Ingreso de unidad a taller  Propio del camion			
2. Desmontaje del equipo  Manual			
3. Acercar el equipo de izaje  Motor electrico	 Manual (realizada por el operario)		
4. Aseguramiento de la carga  Eslingas	 Cadena  Estrobo		
5. Levante de la carga  Tecla mecanico	 Tecla Electrico		
6. Traslado de la carga  Portico con grua con accionamiento electrico	 Portico con accionamiento Mecanico	 Brazo con accionamiento mecanico	
7. Baja la carga  Tecla mecanico	 Tecla electrico		
8. Desajuste de la carga  Manual			
9. Retiro el equipo de izaje  Rueda fija	 Rueda giratoria	 Rigido	
10. Retiro de la carga  Taller			
	Concepcion de solucion 1	Concepcion de solucion 2	Concepcion de solucion 3

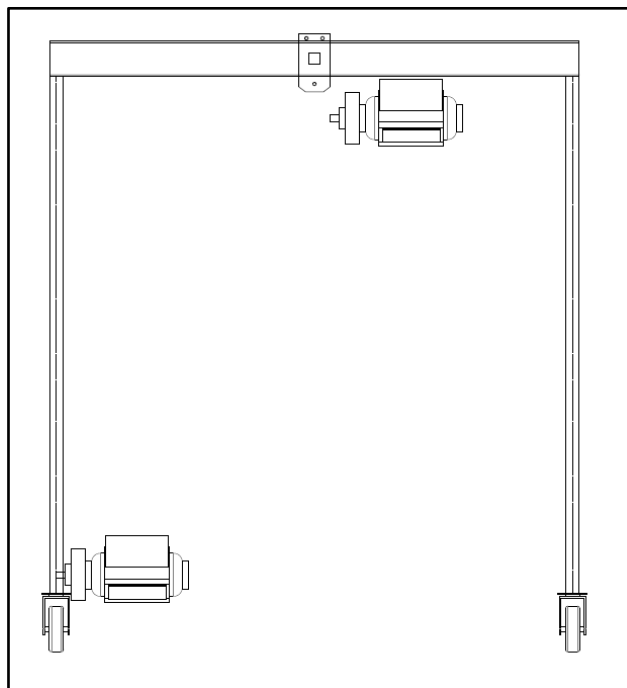
Figura 30: Matriz morfológica.  
Fuente: elaboración propia.

- **Concepción de la solución 1.**



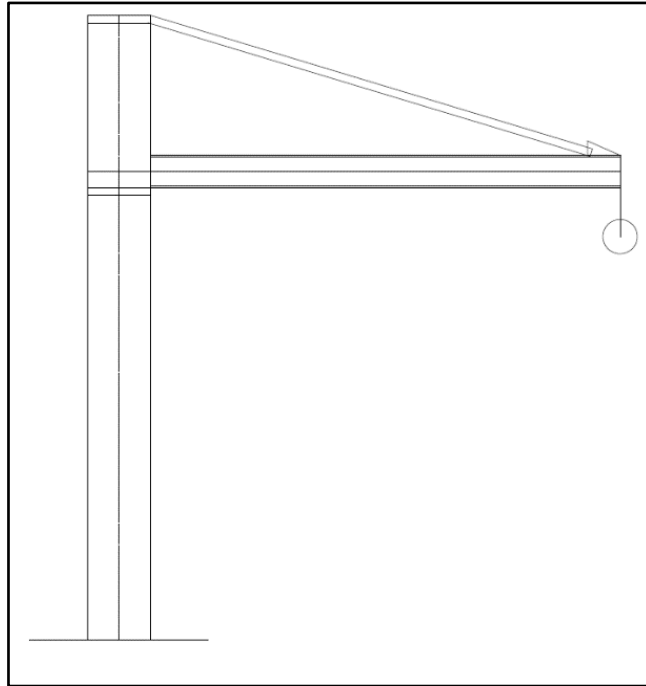
*Figura 31: Concepción de la solución  
Fuente: elaboración propia.*

- **Concepción de la solución 2.**



*Figura 32: Concepción de la solución 2  
Fuente: elaboración propia.*

- **Concepción de la solución 3**



*Figura 33: Concepción de la solución 3  
Fuente: elaboración propia.*

## 4.2. Análisis de la solución

### 4.2.1. Elaboración del proyecto

#### a) Evaluación técnica.

Diseño Mecánico - Evaluación de proyectos							Proyecto	
Valor Técnico (Xi)								
Proyecto: Diseño de estructura para soportar carga de levante de 2 toneladas-taller de mantenimiento equipo pesado y semipesado.								
p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien (ideal)								
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos								
Variante de Concepto/Proyecto			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3	
Nro:	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Buen uso de la fuerza o energía	4	4	16	4	16	4	16
2	seguridad	4	4	16	4	16	4	16
3	Rapidez	4	3	12	4	16	3	12
4	Estabilidad	4	4	16	4	16	3	12
5	Rigidez	3	3	9	3	9	3	9
6	Manipulación	3	3	9	3	9	3	9
7	Confiabilidad	4	4	16	4	16	4	16
8	Complejidad	4	4	16	4	16	4	16
9	Automatización	4	2	8	3	12	3	12
10	Fabricación	4	4	16	4	16	4	16
11	Mantenimiento	4	4	16	4	16	3	12
12	Montaje	4	4	16	4	16	3	12
13	Diseño	4	4	16	4	16	4	16
14	Ergonomía	4	2	8	4	16	3	12
15	Influencia del medio ambiente	4	4	16	4	16	4	16
		58	53	206	57	222	52	202
				0.89		0.96		0.87

Figura 34: Evaluación técnica  
Fuente: elaboración propia.

En la evaluación técnica el mayor puntaje se que obtiene es en la solución 2, con 0.96.

## b) Evaluación Económica.

Diseño Mecánico - Evaluación de proyectos							Proyecto	
Valor Económico(Yi)							Proyecto	
Proyecto:Diseño de estructura para soportar carga de levante de 2 toneladas-taller de mantenimiento equipo pesado y semipesado.								
p:Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente,3=Bien, 4=Muy bien (ideal)								
g:es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos								
Variante de Concepto/Proyecto			Solucion 1 S1		Solucion 2 S2		Solucion 3 S3	
Nro:	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Numero de piezas	4	4	16	4	16	4	16
2	Facil adquisicion de los materiales	4	4	16	4	16	3	12
3	Productividad	4	3	12	4	16	2	8
4	Costos diversos	4	4	16	4	16	4	16
5	Numero de operarios	4	3	12	4	16	4	16
6	Costo de tecnología	4	4	16	3	12	3	12
7	Facil montaje	4	4	16	4	16	3	12
8	Facil mantenimiento	4	4	16	4	16	4	16
9	Costo de operación	3	3	9	3	9	3	9
10	Transporte	3	3	9	3	9	2	6
		38	36	138	37	142	32	123
				0.91		0.93		0.81

Figura 35: Evaluación económica.

Fuente: elaboración propia.

En la evaluación económica el mayor puntaje lo obtiene la solución 2, con un puntaje de 0.93.

## c) Solución óptima.

A continuación, realizamos los gráficos con los valores obtenidos de las tablas de evaluación técnica con la evaluación económica.

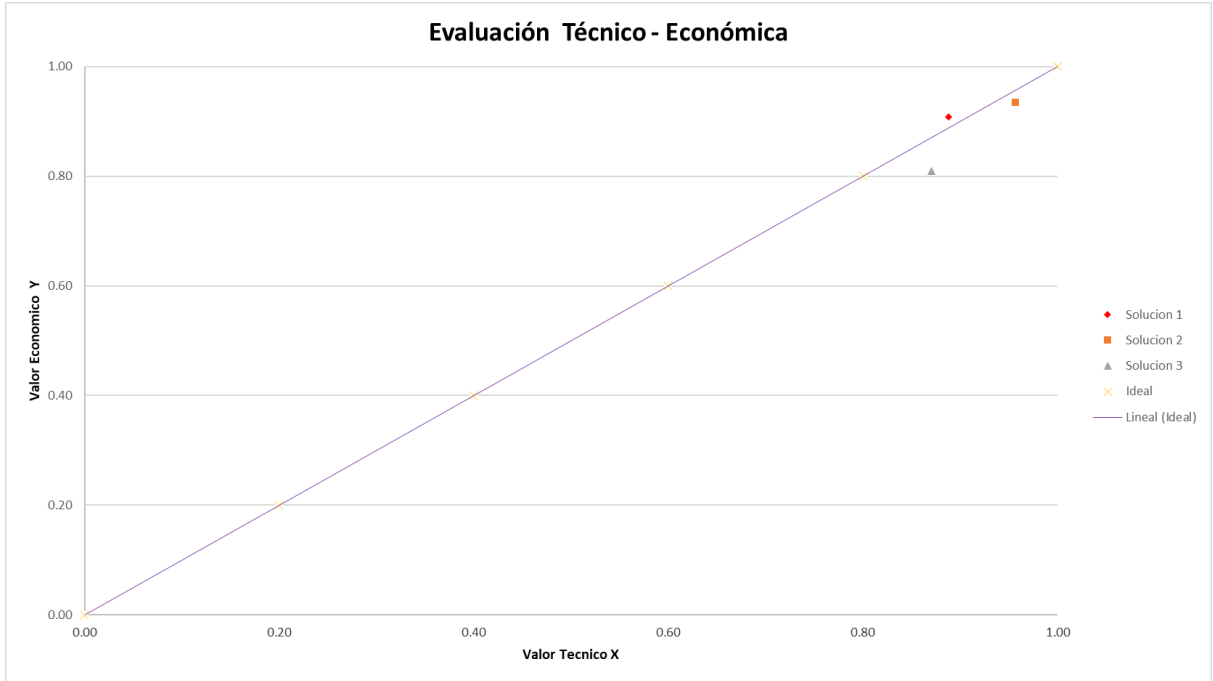


Figura 36: Evaluación técnica vs Evaluación económica  
Fuente: elaboración propia.

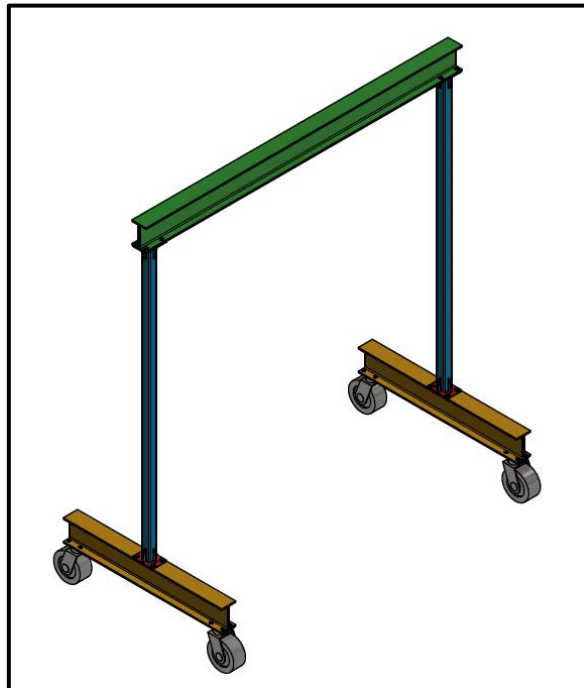


Figura 37: Solución óptima.  
Fuente: elaboración propia.

### 4.3. Diseño.

#### 4.3.1. Selección de la viga.

Consideraciones:

- La carga externa total no se conoce, solo se sabe la carga máxima que puede aplicarse, que sería dos toneladas, con este valor se puede hacer una aproximación al modelo real para después recalcular, ya que no se conoce ni el peso total de la estructura ni el conjunto para el levantamiento de la carga (carro de empuje y tecla)
- Según las exigencias se requiere la longitud de la viga de 3 metros.
- Para el cálculo del esfuerzo máximo se va asumir un factor de seguridad de 2.5.

Carga a elevar: 2000Kg=19620 N

Carga de impacto:

$$I_{imp} = \frac{50}{L + 125}$$

Donde:

$I_{imp}$ : carga de impacto

L: Luz de viga en pies

$$L = 3 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) = 9.84 \text{ ft}$$

$$I_{imp} = \frac{50}{9.84 + 125} = 0.37$$

La carga de impacto equivale al 37% de la carga viva.

Carga de impacto=740kg=7259.4 N

Total, carga a elevar=19620+7259.4 =26879.4 N=26.9 kN

P=26.9 kN

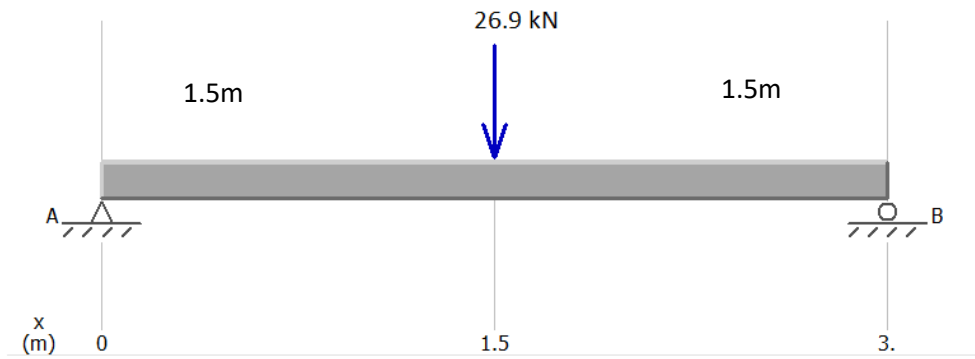


Figura 38: Sistema de equilibrio de la viga.  
Fuente: Generado por MDSolids y modificado por el autor.

Sistema de equilibrio de la viga:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 26.9 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$26.9 \text{ kN}(1.5 \text{ m}) = R_B(3 \text{ m})$$

$$R_B = 13.45 \text{ kN}$$

$$R_A + 13.45 \text{ kN} = 26.9 \text{ kN}$$

$$R_A = 13.45 \text{ kN}$$



## Diagrama de fuerza cortante y momento flector

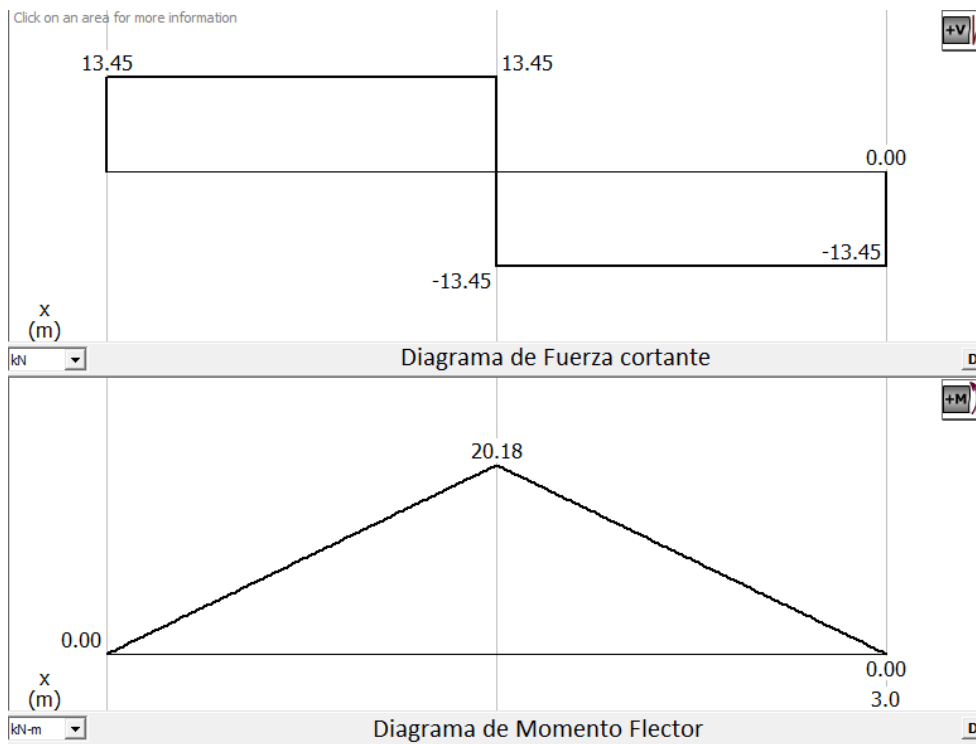


Figura 39: Diagrama de fuerza cortante y momento flector  
Fuente: Generado por MDSolids y modificado por el autor.

Momento flector:

$$M = 20.175 \text{ kN} = 20175 \text{ Nm}$$

Ahora calculamos el módulo de sección:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S}$$

Despejando:

$$S = \frac{M}{\sigma_{max}}$$

Donde:

M: Momento máximo absoluto.

S: Modulo de la sección.

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo máximo.

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$$

Para este cálculo tomamos el factor de seguridad de 2.5

$\sigma_y=250$  MPa valor tomado para un acero estructural A-36, con los datos calculamos el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_y}{FS}$$

$$\sigma_{max} = \frac{250 \text{ MPa}}{2.5} = 100 \text{ MPa}$$

Con el valor calculado hallamos el módulo de la sección.

$$S = \frac{20175 \text{ Nm}}{100(10^6) \text{ N/m}^2} = 2.0175(10^{-4}) \text{ m}^3$$

$$S = 201.75 \text{ cm}^3$$

Con el valor obtenido del módulo de la sección se puede ir a las tablas de los catálogos de los proveedores de perfiles tipo I, los más aproximados al módulo de la sección se muestran en la tabla

*Tabla 8:  
Designación de perfiles de acero para la selección de viga*

<b>Designación</b>	<b>Peso</b>	<b>Memento de Inercia cm4</b>	<b>Módulo de la sección cm3</b>
<b>IPE220</b>	26.2	2770	252
<b>IPN200</b>	26.3	2140	214
<b>HEA160</b>	30.4	1670	220
<b>HEB140</b>	33.7	1510	216
<b>W250X22.3</b>	22	2880	227
<b>W200X26.6</b>	26.6	2580	249
<b>W150X 30</b>	30	1710	218

*Fuente: elaboración propia.*

La viga a seleccionar se tiene el IPE220 por ser comercial.

### 4.3.2. Cálculo de columna.

Para las columnas se va utilizar perfil cuadrado, con la exigencia geométrica la altura a considerar es de 3 metros.

Entonces suponemos que la columna a utilizar es larga:

Peste cálculo se va considerar el peso de la viga anteriormente seleccionada.

$$m=26.2\text{kg/m}(3\text{m})=78.6\text{kg}$$

$$\text{Carga total: } 26.9 \text{ kN} + 0.77 \text{ kN}$$

$$P_a = 27.7 \text{ kN}$$

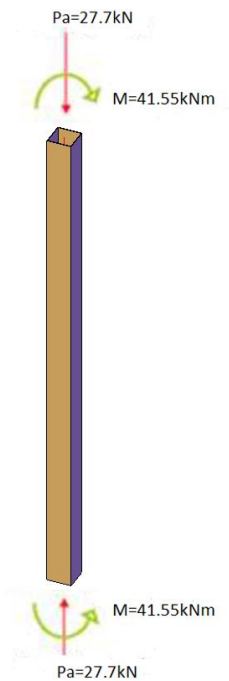


Figura 40: Cargas presentes en la columna  
Fuente: elaboración propia.

$$I = \frac{P_{cr}(KL)^2}{\pi^2 E} = \frac{NP_a(KL)^2}{\pi^2 E}$$

$$I = \frac{a^4}{12}$$

$$\frac{a^4}{12} = \frac{NP_a(KL)^2}{\pi^2 E}$$

$$a = \left( \frac{12NP_a(KL)^2}{\pi^2 E} \right)^{1/4}$$

$$a = \left( \frac{12(2.5)(27.7 \times 10^3 \text{ N})(0.5 \times 3 \text{ m})^2}{\pi^2(200 \times 10^9 \text{ N/m}^2)} \right)^{1/4}$$

$$a = 0.031 \text{ m}$$

$$A = a^2 = 9.61 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 9.61 \text{ cm}^2$$

Con el área calculado para un tubo cuadrado, se busca el perfil que tenga igual o mayor área de sección.

Perfil cuadrado 75x75x4mm

PERFIL CUADRADO											
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm <sup>2</sup>	FLEXIÓN			MÓDULO PLÁSTICO Z <sub>x</sub> = Z <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE
TAMAÑO NOMINAL					MOMENTO INERCIA I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	MÓDULO ELÁSTICO S <sub>x</sub> = S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	RADIO DE GIRO r <sub>x</sub> = r <sub>y</sub> cm		MOMENTO INERCIA J cm <sup>4</sup>	MÓDULO ELÁSTICO B cm <sup>3</sup>	
PULG.	MM										
1 X 1	25 X 25	1,50	1,06	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
		2,00	1,36	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
		2,50	1,64	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	
1 4/7 X 1 4/7	40 X 40	1,50	1,77	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13	25
		2,00	2,31	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
		2,50	2,82	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	1,50	2,24	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
		2,00	2,93	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
		2,50	3,60	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
		3,00	4,25	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	1,50	2,71	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78	25
		2,00	3,56	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
		2,50	4,39	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
		3,00	5,19	6,61	35,13	11,71	2,31	13,95	57,57	17,73	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	1,50	3,18	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50	16
		2,00	4,19	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50	
		2,50	5,17	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27	
		3,00	6,13	7,81	57,53	16,44	2,71	19,42	92,98	24,82	
3 X 3	75 X 75	3,00	6,60	8,41	71,62	19,10	2,92	22,49	115,14	28,81	16
		4,00	8,59	10,95	90,19	24,05	2,87	28,76	148,83	36,48	
		6,00	12,27	15,63	120,16	32,04	2,77	39,58	209,99	49,43	
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	2,00	5,45	6,94	88,86	19,75	3,58	22,78	138,32	29,66	9
		2,50	6,74	8,59	108,55	24,12	3,56	28,00	170,65	36,27	
		3,00	8,01	10,20	127,28	28,29	3,53	33,04	202,14	42,59	
4 X 4	100 X 100	2,00	6,07	7,74	123,01	24,60	3,99	28,30	190,75	36,94	9
		2,50	7,53	9,59	150,63	30,13	3,96	34,86	235,64	45,27	
		3,00	8,96	11,41	177,05	35,41	3,94	41,21	279,48	53,27	
		4,00	11,73	14,95	226,35	45,27	3,89	53,30	364,04	68,31	
		6,00	16,98	21,63	311,47	62,29	3,79	75,10	521,39	94,85	

Figura 41: designación de perfiles cuadrados.

Fuente: Catalogo de perfiles estructurales ASTM500-Colmena

Calculo de radio de giro: r

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Dónde:

I: Momento de inercia

A: Área de la sección transversal

$$r = \sqrt{\frac{90.19}{10.95}} = 2.87 \text{ cm} = 28.7 \text{ mm}$$

**Relación de esbeltez:**

$$R_e = \frac{KL}{r} = \frac{0.5(3000 \text{ mm})}{28.7 \text{ mm}} = 52.3$$

Constante de columna:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

**Dónde:**

E: Módulo de elasticidad

$S_y$ : Esfuerzo de Fluencia

Para ese caso  $E=200 \text{ GPa}$  y  $S_y=350 \text{ MPa}$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 200 \times 10^9 \text{ Pa}}{350 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 106.2$$

**Definir si es una columna larga o corta:**

$R_e > C_c$ : Columna larga

$R_e < C_c$ : Columna Corta

$R_e = 52.3 < C_c = 106.2$

Esto quiere decir que es una columna corta por lo tanto hay que emplear la fórmula de J.

B. Johnson.

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y R_e^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 8.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 350 \times 10^6 \text{ Pa} \left[ 1 - \frac{350 \times 10^6 \text{ Pa} \times 52.3^2}{4\pi^2 200 \times 10^9 \text{ Pa}} \right]$$

$$P_{cr} = 259.877 \text{ KN}$$

$$P_{cr} = 259.877 \text{ KN}$$

$$N = \frac{P_{cr}}{P_a} = \frac{259.877 \text{ kN}}{27.7 \text{ kN}} = 9.3$$

En síntesis, el valor de la carga crítica de pandeo es bastante mayor que la carga admisible, lo cual indica que la columna es segura por consiguiente el factor de diseño es un valor de 9.3.

#### **4.3.3. Calculo de los soportes.**

Anteriormente se estableció que la longitud de la viga a utilizar es de tres metros, cabe destacar que el material restante será utilizado para los soportes o bases de la estructura, de esta manera no se desperdiciará material.

$$L_S = \frac{L_T + L_V}{2}$$

Donde:

$L_S$ : Longitud del soporte

$L_T$ : Longitud total del perfil

$L_V$ : Longitud de la viga

Calculando:

$$L_S = \frac{6\text{ m} + 3\text{ m}}{2} = 1.5\text{ m}$$

La longitud para el soporte es de 1.5 metros teóricos, este dato se va utilizar para realizar los cálculos.

Cuando se diseñó la viga la condición máxima de carga se encontraba justo en el centro, cuando se diseña el soporte y la columna la condición máxima de carga se encuentra en uno de los extremos, logrando así la condición máxima de carga para este conjunto de soporte.

Con los datos calculados anteriormente, se realiza el cálculo de los soportes del puente grúa con la carga mayor de 28kN

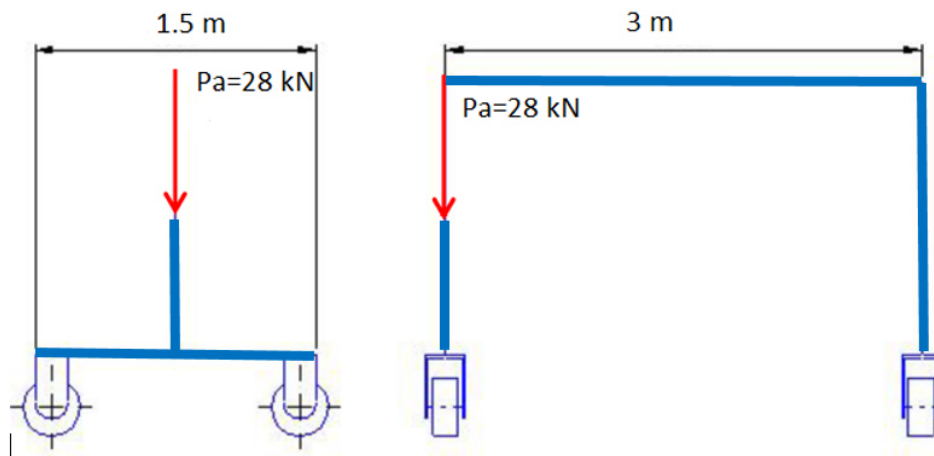


Figura 42: Representación gráfica de los soportes o bases  
Fuente: Elaboración propia.

### Representación gráfica de soportes

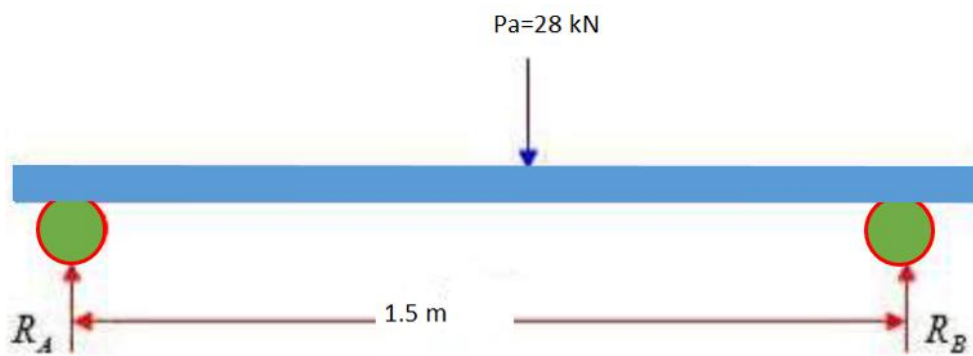


Figura 43: DCL de la base de la estructura.  
Fuente: elaboración propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 28 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$28 \text{ kN}(0.75 \text{ m}) = R_B(1.5 \text{ m})$$

$$R_B = 14 \text{ kN}$$

$$R_A + 14 \text{ kN} = 28 \text{ kN}$$

$$R_A = 14 \text{ kN}$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector para soporte.

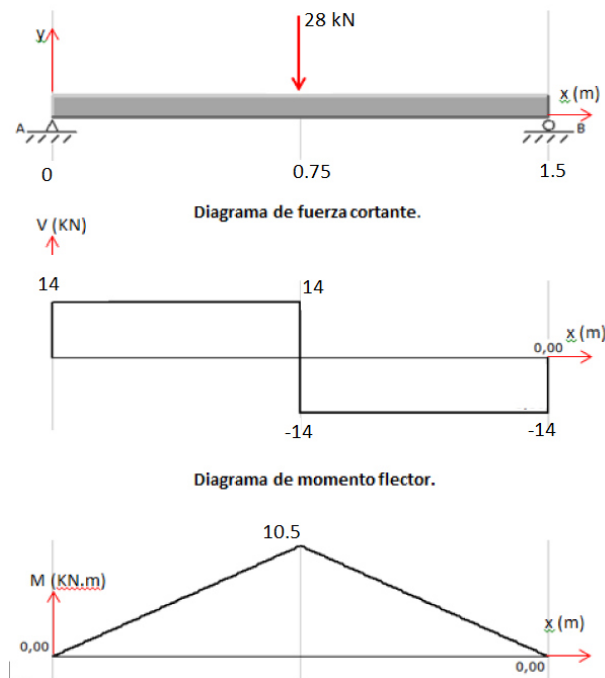


Figura 44: Diagrama fuerza cortante y momento flector  
Fuente: Generado por MDSolids y modificado por el autor.

$$M = 14 \text{ kN}(0.75 \text{ m}) = 10.5 \text{ kNm}$$

$$M = 10500 \text{ Nm}$$

**Calculamos el valor del esfuerzo por carga axial.**

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

**Dónde:**

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo Maximo

$M$ : Momento maximo absoluto

$c$ : Distancia al eje neutro

$I$ : Momento de inercia

$$\sigma_{max} = \frac{10500 \text{ Nm}(0.1035 \text{ m})}{0.0000258 \text{ m}^4} = 42.12 \text{ Mpa}$$

Al obtener el esfuerzo máximo, procedemos a encontrar un factor de seguridad que es la relación de dividir el esfuerzo a la fluencia y el esfuerzo máximo por la carga axial:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$$

Limite a la fluencia para carga axial  $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$



$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{42.12 \text{ MPa}} = 5.9 \cong 6$$

El resultado anterior indica que el elemento cuenta con un factor de seguridad de 6, con esto se demuestra matemáticamente que esta sección de viga no fallará por la carga a la cual está sometida. Se ve c

#### 4.3.4. Diseño de la placa base.

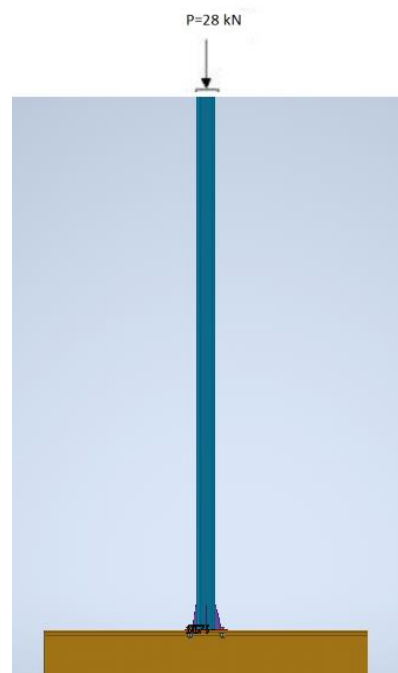


Figura 45: Carga que soporta la placa base  
Fuente: elaboración propia.

Para realizar el cálculo de la placa base se sigue los pasos detallados a continuación.

Debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_a \leq \sigma_p$$

$$\sigma_a = \frac{P}{A_{perfil}}$$

$$\sigma_p = 0.9\sigma_y$$

**Reemplazando datos:**

$$\sigma_a = \frac{28000 \text{ N}}{0.001095 \text{ m}^2} = 25.57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = 0.9(250 \text{ MPa}) = 225 \text{ MPa}$$

Comprobando la condición:

$$\sigma_a = 25.57 \text{ MPa} \leq \sigma_p = 225 \text{ MPa}$$

Para este caso cumple con la condición.

Para obtener las longitudes que tendrán del filo de la columna al borde de la placa se realiza los siguientes cálculos.

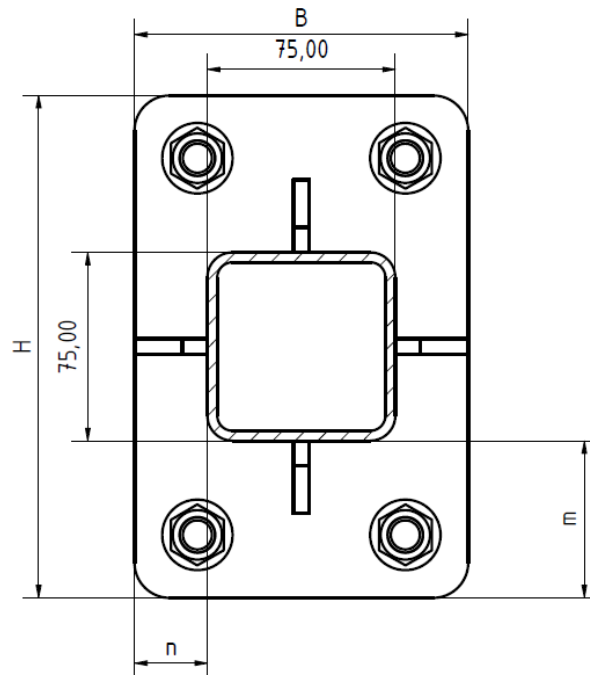


Figura 46: Dimensiones de la placa base  
Fuente: elaboración propia.

$$H = d + 2(m)$$

$$B = d + 2(n)$$

En este primer cálculo se toma (m y n) arbitrariamente para posteriormente ser verificadas como se indica a continuación.

$$H = 75 + 2(50) = 175 \text{ mm}$$

$$B = 75 + 2(30) = 135 \text{ mm}$$

Ahora debe cumplir con la condición:

$$\sigma_1 \leq \sigma_c$$

$$\sigma_1 = \frac{P}{A_{placa}}$$

$$\sigma_c = 0.25\sigma_y$$

Reemplazando datos.

$$\sigma_1 = \frac{28000 N}{(0.175 m)(0.155 m)} = 1.03 MPa$$

$$\sigma_c = 0.25(250 MPa) = 62.5 MPa$$

Ahora se comprueba la condición:

$$\sigma_1 = 1.03 MPa \leq \sigma_c = 62.5 MPa$$

En este caso cumple con la condición.

Para encontrar las distancias reales se proceden a ingresar los valores obtenidos en las siguientes ecuaciones:

$$m = \frac{1}{2}[H - 0.95d]$$

$$n = \frac{1}{2}[B - 0.8d]$$

$$t = \sqrt{\frac{3\sigma_1 n^2}{0.75\sigma_y}}$$

Reemplazando datos:

$$m = \frac{1}{2}[175 - 0.95(75)] = 51.9 mm$$

$$n = \frac{1}{2}[155 - 0.8(75)] = 47.5 mm$$

$$t = \sqrt{\frac{3(1.03(10^6))(0.0475)^2}{0.75(250(10^6))}} = 0.0061 m = 6.1 mm$$

#### 4.3.5. Diseño de las conexiones entre la columna y la viga

Para este diseño utilizaremos perno con cabeza hexagonal, ya que estos alcanzan torques más grandes.

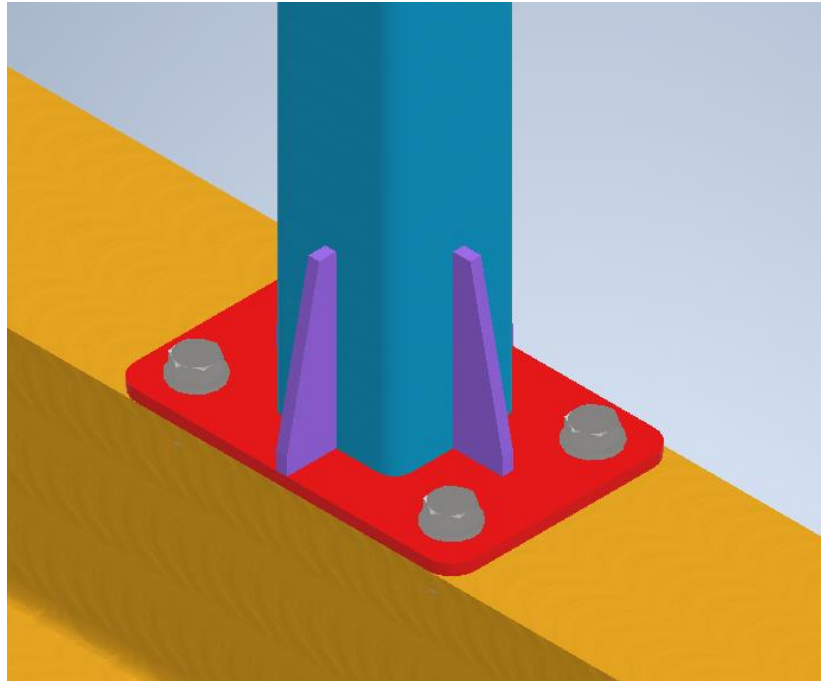


Figura 47: disposición de los tornillos  
Fuente: elaboración propia.

Calculamos la fuerza distribuida en cada perno.

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b}$$

Donde:

$F_e$ : Es la fuerza distribuida en cada perno

$F_{eT}$ : Es la fuerza externa total que intenta separar la conexión

$n_b$ : Numero de pernos.

Reemplazando valores:

$$F_e = \frac{24 \text{ kN}}{4} = 6 \text{ kN}$$

La carga en cada perno debe ser de 6 kN, especifique un perno de acero grado 8.8, para este su resistencia de prueba 600 MPa y su resistencia a la fluencia es de 660 MPa.

$$A_t = \left( \frac{6F_e}{25.4 S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \text{ para } d < 19.05 \text{ mm}$$

$$A_t = \frac{F_e}{0.4S_y} \text{ para } d > 19.05 \text{ mm}$$

Dónde:

$A_t$ : Area de traccion.

$S_y$ : resistencia a la fluencia

Calculando valores:

$$A_t = \left( \frac{6(6000 \text{ N})}{\frac{1}{25.4} (660 \text{ MPa})} \right)^{\frac{2}{3}} = 124.28 \text{ mm}^2$$

$$A_t = \frac{6000 \text{ N}}{0.4(660 \text{ MPa})} = 22.72 \text{ mm}^2$$

Con el dato seleccionado optamos por el perno M14 x2

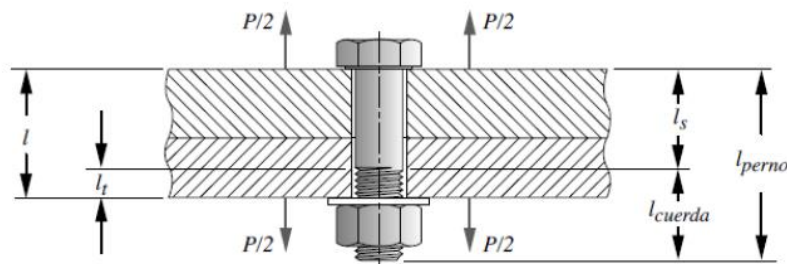


Figura 48: representación de medidas del perno y placa  
Fuente: (NORTON, 2011)

De la figura anterior se tiene las siguientes medidas.

$$l_{\text{perno}}: 40 \text{ mm}$$

$$l: 15 \text{ mm}$$

$$l_{\text{cuerda}} = 2d + 6\text{mm} = 2(14) + 6\text{mm} = 34 \text{ mm}$$

$$l_s = l_{\text{perno}} - l_{\text{cuerda}} = 40 - 34 = 6\text{mm}$$

$$l_t = l - l_s = 15 \text{ mm} - 6 \text{ mm} = 9 \text{ mm}$$

Datos de perno:

$$A_t = 115 \text{ mm}^2$$

Paso: 2

Resistencia de prueba mínima: 600 Mpa

Se calcula la carga de prueba:

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = 0.000115 \text{ m}^2 (600 \times 10^6 \text{ Pa}) = 69000 \text{ N}$$

La precarga para conexiones permanentes:

$$F_i = 0.90 F_p$$

$$F_i = 0.90 (69000 \text{ N}) = 62100 \text{ N}$$

Cuando los materiales son idénticos la relación de resortes de los elementos se expresa con a la siguiente ecuación.

$$K_m = \frac{0.577\pi E d}{2 \ln \left[ 5 + \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d} \right]}$$

$$K_m = \frac{0.577\pi E d}{2 \ln \left[ 5 + \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d} \right]}$$

$$K_m = \frac{0.577\pi (207 \times 10^9 \text{ Pa})(0.014 \text{ m})}{2 \ln \left[ 5 + \frac{0.577(0.015 \text{ m}) + 0.5(0.014 \text{ m})}{0.577(0.015 \text{ m}) + 2.5(0.014 \text{ m})} \right]} = 1.6 \times 10^9 \text{ N/m}$$

Cálculo de la rigidez efectiva estimada del perno de cabeza en la zona de sujeción:

$$K_b = \frac{EA_b}{L}$$

$$K_b = \frac{(207 \times 10^9 \text{ Pa})(0.000104 \text{ m}^2)}{0.04 \text{ m}} = 0.5 \times 10^9 \text{ N/m}$$

Calculo de la carga externa P:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$$C = \frac{0.5 \times 10^9 \text{ N/m}}{0.5 \times 10^9 \text{ N/m} + 1.6 \times 10^9 \text{ N/m}} = 0.23$$

Calculamos la carga resultante del perno.

$$F_b = CP + F_i$$

$$F_b = 0.23(6000 \text{ N}) + 62100 \text{ N} = 63480 \text{ N}$$

La carga resultante:

$$F_m = \frac{K_m P}{K_b + K_m} - F_i$$

$$F_m = \frac{(1.6 \times 10^9 \text{ N/m})(6000 \text{ N})}{(0.5 \times 10^9 \text{ N/m}) + (1.6 \times 10^9 \text{ N/m})} - 62100 \text{ N} = -57528 \text{ N}$$

$$F_m < 0$$

La fracción del esfuerzo de prueba dada por el perno, está dada por la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_1 = \frac{F_i}{S_p A_t}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{62100 \text{ N}}{(600 \times 10^6 \text{ Pa})(0.000115 \text{ m}^2)} = 0.9$$

La fracción del esfuerzo de prueba del perno se da con la siguiente ecuación.

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 + \frac{CP}{S_p A_t}$$

$$\varepsilon_2 = 0.9 + \frac{0.23(6000 \text{ N})}{(600 \times 10^6 \text{ Pa})(0.000115 \text{ m}^2)} = 0.92$$

El esfuerzo de precarga se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t}$$

$$\sigma_i = \frac{62100 \text{ N}}{0.000115 \text{ m}^2} = 540 \text{ MPa}$$

El esfuerzo del perno cargado se deduce de la siguiente ecuación.

$$\sigma_b = \sigma_i + \frac{CP}{A_t}$$

$$\sigma_b = 540 \text{ MPa} + \frac{0.23(6000 \text{ N})}{0.000115 \text{ m}^2} = 552 \text{ MPa}$$

Con la siguiente ecuación se calcula el factor de seguridad (medio que protege contra la deformación permanente)

$$\eta_P = \frac{1}{\varepsilon_1}$$

$$\eta_P = \frac{1}{0.9} = 1.1$$

Calculamos el factor de seguridad de la carga específica, está dado por la siguiente ecuación.

$$\eta = \frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}$$

$$\eta = \frac{1 - 0.9}{0.92 - 0.9} = 5$$

#### 4.3.6. Diseño de soldadura.

El tipo de soldadura recomendado para este diseño es la soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW). La elección del tipo de junta lo determinó la geometría deseada del ensamble soldado.

$$\tau_{permisible} = 0.3E_{xx}$$

De la ecuación anterior encontramos que el valor de:

$$\tau_{permisible} = 0.3(70 \text{ ksi}) = 21 \text{ ksi}$$

La carga externa a la que estará sometido esta conexión permanente es:

$$P = 28 \text{ kN}$$

Para efectos de cálculo tenemos que trabajar la carga externa en libras

$$P = 6.3 \text{ kip}$$

Se debe calcular el área cortante necesaria en la garganta para limitar el esfuerzo a este valor.

$$\tau_{xy} = \tau_{permisible} = 21 \text{ ksi}$$

$$\tau_{permisible} = \frac{P}{A_{cortante}}$$

$$A_{cortante} = \frac{P}{\tau_{permisible}}$$

Reemplazando valores:

$$A_{cortante} = \frac{6.3 \text{ kip}}{21 \text{ ksi}} = 0.3 \text{ in}^2$$

El área cortante también se denota por la siguiente formula:

$$A_{cortante} = 4Lt$$

Donde:



- $A_{cortante}$ : Area cortante
- $L$ : Dimension de la garganta.
- $t$ : Dimension de la garganta.

De la ecuación despejamos t:

$$t = \frac{A_{cortante}}{4L}$$

$$t = \frac{0.3 \text{ in}^2}{4(3 \text{ in})} = 0.025 \text{ in}$$

Con el resultado anterior se calcula el ancho de la pierna (w), esto se puede suponer que es una junta T de 90.

$$w = \frac{t}{\cos 45} = \frac{0.025}{\cos 45} = 0.035 \text{ in}$$

Este valor anterior se debe verificar con el tamaño mínimo de soldadura para el espesor de la pieza, en este caso el espesor más pequeño será el del tubo que cuenta con un espesor de 0,098 in. El valor recomendado para un espesor de metal base menor a 0.25 in es un tamaño mínimo de soldadura de 0.125 in. De lo anteriormente dicho se encuentra que se debe incrementar el ancho de pierna de la soldadura:

$$w = 0.125 \text{ in}$$

Se verificará si la conexión falla en el metal base fundido.

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{fusion}} = \frac{P}{4Lw}$$

$$\tau_{xy} = \frac{6.3 \text{ kip}}{4(3 \text{ in})(0.125 \text{ in})} = 4.2 \text{ ksi}$$

Por el criterio de falla estática del esfuerzo cortante máximo se determina que:

$$N_{fluencia} = \frac{S_{ys}}{\tau_{xy}}$$

Dónde:  $S_{ys} \approx 0.5(S_y)$

$$N_{fluencia} = \frac{0.5(36 \text{ ksi})}{4.2 \text{ ksi}} = 4.3$$

Con el valor obtenido se verifica que la pieza no fallará en el metal base fundido. Ahora se verifica la resistencia de la parte contra falla por tensión:

$$\sigma_x = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_x = \frac{6300 \text{ lb}}{1.7 \text{ in}^2} = 3705.9 \text{ psi}$$

$$N_{fluencia} = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{36000 \text{ psi}}{3705.9 \text{ psi}} = 9.7$$

De esta forma se ha verificado que la pieza es segura y la soldadura no fallará.

### Recalculando la viga principal conociendo el perfil a utilizar.

Luego de haber realizado los cálculos de los miembros estructurales principales, procedemos a recalcular con los datos antes hallados, en este caso consideraremos las masas de las estructuras como es las vigas y columnas.

Tabla 9:

Datos geométricos de las vigas

Item	Elemento	Designacion	Cantidad	Longitud total (m)	Area de la seccion Transversal(m <sup>2</sup> )	Masa kg/m	Masa total (kg)
1	Viga Principal	Viga W200x26.6	1	3	0.00339	26.6	79.8
2	Soporte	Viga W200x26.6	2	3	0.00339	26.6	79.8
3	Columna	Perfil cuadrado 75x4	2	6	0.001095	8.59	51.54

Fuente: Elaboración propia.

Aquí contamos con la masa total de  $m=211.14 \text{ kg}$ , este dato adicionamos en el cálculo.

Hallamos el peso del pórtico:

$$w = mg$$

Donde:

$w$ : Peso del pórtico.

$g$ : Aceleración de la gravedad,  $9.81 \text{ m/s}^2$

$$w = (211.14 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$w = 2071.28 \text{ N} \cong 2 \text{ kN}$$

Posteriormente realizaremos el cálculo estático del pórtico.

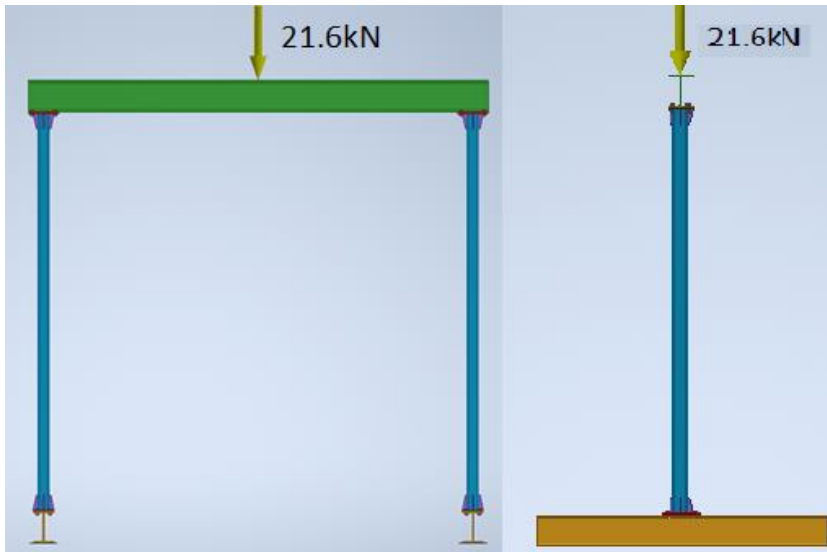


Figura 49: Diagrama del pórtico  
Fuente: Elaboración propia.

$$R_A + R_B = 21.6 \text{ kN}$$

Sumatoria de momentos:

$$R_B(3\text{m}) = 21.6 \text{ kN}(1.5\text{m})$$

$$\mathbf{R_B = 10.8 \text{ kN}}$$

Reemplazando:

$$R_A + 10.8 \text{ kN} = 21.6 \text{ kN}$$

$$\mathbf{R_A = 10.8 \text{ kN}}$$

Graficamos los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector.

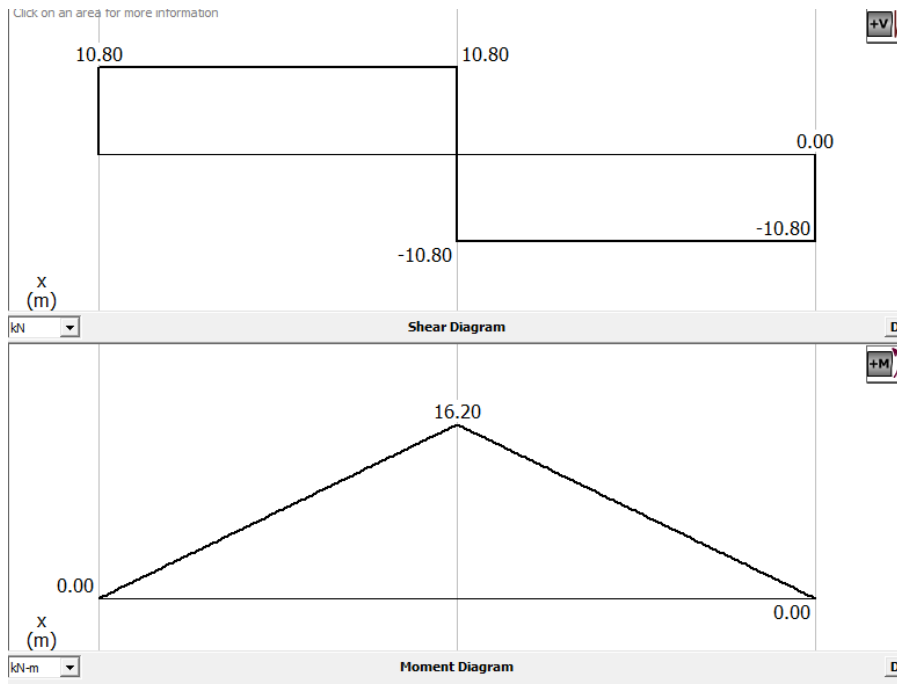


Figura 50:Diagrama fuerza cortante y momento flector  
Fuente: Generado por MDSolids

De los diagramas se tiene que la fuerza cortante máximo y el momento flector máximo.

$$V = 10.8 \text{ kN}$$

$$M = 16.2 \text{ kNm}$$

Las propiedades geométricas para una viga W200x26.6 son:

- $I_x = 25.8 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 0.0000258 \text{ m}^4$
- $S_x = 249 \times 10^3 \text{ mm}^3 = 0.000249 \text{ m}^3$
- $A = 3390 \text{ mm}^2 = 0.00339 \text{ m}^2$

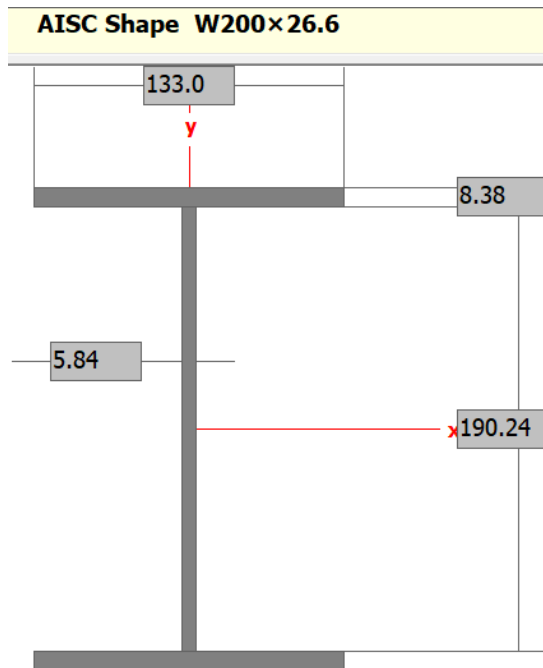


Figura 51: Datos geométricos del perfil W200x26.6  
Fuente: Generado por MDSolids

Calculamos el esfuerzo máximo de flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{|M|c}{I}$$

$$c = 0.1035 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = \frac{16.2 \text{ kNm}(0.1035 \text{ m})}{0.0000258 \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{max} = \mathbf{64.9 \text{ MPa}}$$

Hallamos el factor de seguridad de la viga, teniendo en cuenta que el límite de fluencia del material es de 250 MPa

$$F.S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$$

$$F.S = \frac{250 \text{ MPa}}{64.9 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{F.S = 3.9}$$

Posteriormente hallamos la pendiente y deflexión de la viga.

Viga y carga	Curva elástica	Deflexión máxima	Pendiente en el extremo	Ecuación de la curva elástica
		$-\frac{PL^3}{48EI}$	$\pm \frac{PL^2}{16EI}$	Para $x \leq \frac{1}{2}L$ : $y = \frac{P}{48EI}(4x^3 - 3L^2x)$

Figura 52: Deflexión y pendiente de viga

Fuente: Tomado de Mecánica de materiales (BEER, et al., 2013) apéndice D

Deflexión máxima ( $v_{max}$ )

$$v_{max} = -\frac{PL^3}{48EI}$$

Donde:

$P$ : Carga externa.

$L$ : Longitud de la viga.

$$v_{max} = -\frac{21600N(3m)^3}{48(200 \times 10^9 N/m^2)(0.0000258 m^4)}$$

$$v_{max} = -0.00235m = -2.35mm$$

Pendiente máxima ( $\theta_{max}$ )

$$\theta_{max} = -\frac{PL^2}{16EI}$$

$$\theta_{max} = -\frac{21600N(3m)^2}{16(200 \times 10^9 N/m^2)(0.0000258 m^4)}$$

$$\theta_{max} = -0.0023 \text{ rad}$$

$$\theta_{max} = -0.0023 \left( \frac{180^\circ}{\pi} \right) = 0.13^\circ$$

Para corroborar los resultados realizados los sometemos a simulación estática con el software de Autodesk Inventor Profesional 2020 y ANSYS 19.2. los softwares utilizan el método de los nodos para el cálculo de los esfuerzos.

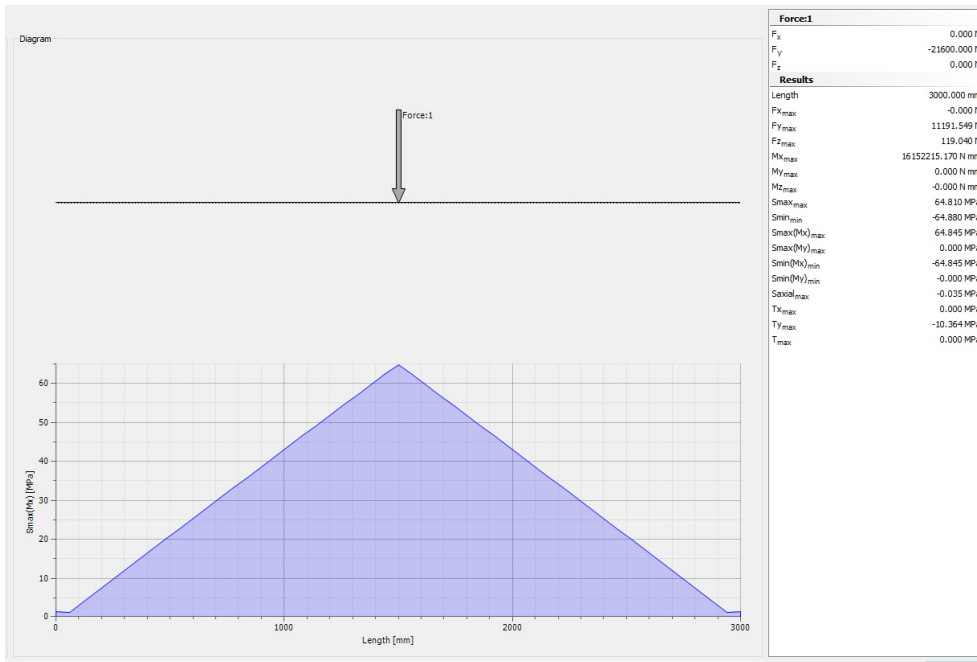


Figura 53: Diagrama de esfuerzo máximo.  
Fuente: Generado por Autodesk Inventor Profesional 2020

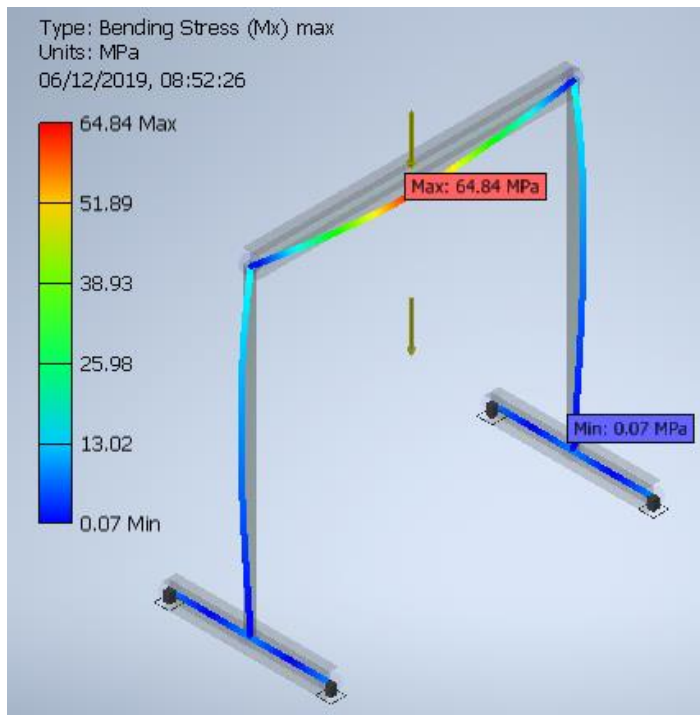


Figura 54: Esfuerzo Máximo de carga Axial.  
Fuente: Generado por Autodesk Inventor Profesional 2020

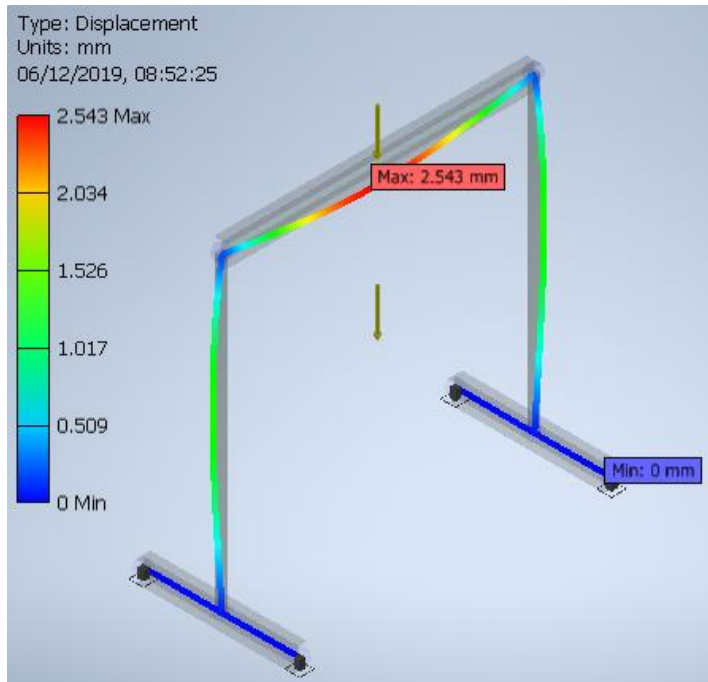


Figura 55: Deformación máxima.  
Fuente: Generado por Autodesk Inventor Profesional 2020

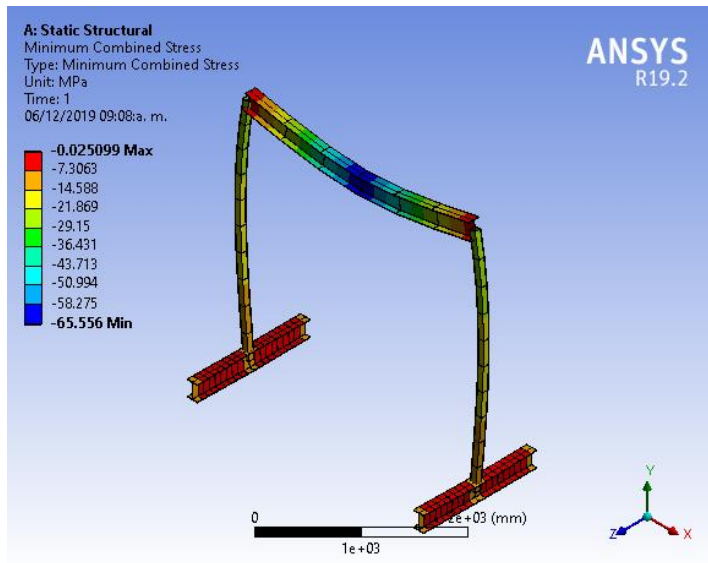


Figura 56: Esfuerzo Máximo de carga Axial.  
Fuente: Generado ANSYS R19.2 (análisis estructural)



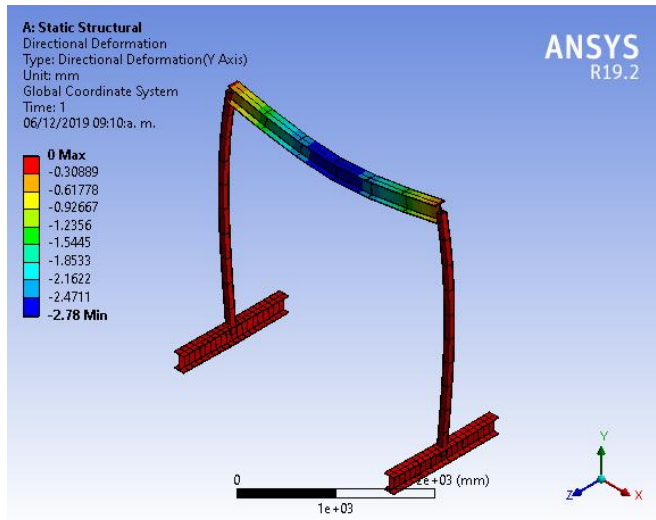


Figura 57: Deformación máxima.  
 Fuente: Generado ANSYS R19.2 (análisis estructural)

#### 4.3.7. Selección de carro de empuje.

El carro permite un posicionamiento exacto y un recorrido fácil con cargas pesadas, tanto usándolo con polipasto manuales como también los polipastos eléctricos. El carro a seleccionar es de la marca Yale, modelo: HTP-2000



Figura 58: Carro de empuje HTP/HTG  
 Fuente: Tomado de la ficha técnica TROLLEY -Yale <http://www.tecniyale.com>

#### Datos técnicos modelo HTP y modelo HTG

Modelo	Núm. EAN 4025092*	Capacidad kg	Tamaño	Ancho ala de viga b mm	Espesor ala de viga t máx. mm	Radio mín. curvatura m	Esfuerzo en cadena de mando a C.M.U. daN	Peso* kg	Peso* con freno kg
HTP 500	*054874	500	A	50 - 220	25	0,9	-	8,0	14,5
HTP 1000	*054881	1.000	A	50 - 220	25	0,9	-	9,0	17,0
<b>HTP 2000</b>	<b>*054898</b>	<b>2.000</b>	<b>A</b>	<b>66 - 220</b>	<b>25</b>	<b>1,15</b>	<b>-</b>	<b>16,0</b>	<b>24,0</b>
HTP 3000	*054904	3.000	A	74 - 220	25	1,4	-	32,0	41,2
HTP 5000	*054911	5.000	A	90 - 220	25	1,8	-	48,0	58,5
HTP 500	*054928	500	B	160 - 300	40	0,9	-	10,6	17,1
HTP 1000	*054935	1.000	B	160 - 300	40	0,9	-	12,0	20,0
HTP 2000	*054942	2.000	B	160 - 300	40	1,15	-	19,3	27,3
HTP 3000	*054959	3.000	B	160 - 300	40	1,4	-	35,8	45,0
HTP 5000	*054966	5.000	B	180 - 300	40	1,8	-	52,2	62,7

Figura 59:Ficha técnica carro de empuje HTP/HTG Yale  
Fuente: Tomado de la ficha técnica TROLLEY -Yale <http://www.tecniyale.com>

#### 4.3.8. Selección de polipasto manual

Se selecciona un polipasto manual, para este caso se opta por el YaleLift 360<sup>º</sup> que ofrece características particulares que lo hacen ir más allá del polipasto manual clásico. El sistema presenta un mando giratorio a 360<sup>º</sup> lo cual facilita la labor de poder elevar la carga, permitiendo maniobrarlo desde cualquier posición, en espacios cerrados o por encima de la carga, alejando al operario de la zona de peligro de la carga. El polipasto a escoger es un Modelo YL200.



Figura 60:Polipasto manual modelo Yalelift  
Fuente: Tomado de la ficha técnica de polipastos manuales Yalelift <http://www.tecniyale.com>

## Datos técnicos modelo Yalelift

Modelo	Núm. EAN 4025092*	Capacidad kg	Número de ramales	Dimensiones de la cadena d x p mm	Elevación por cada m de la cadena de mando mm	Esfuerzo a C.M.U. daN	Peso con altura elevación estándar (3m) kg
YL 500	*288545	500	1	5x15	33	21	9
YL 1000	*288552	1.000	1	6x18	20	30	13
<b>YL 2000</b>	<b>*288569</b>	<b>2.000</b>	<b>1</b>	<b>8x24</b>	<b>14</b>	<b>32</b>	<b>20</b>
YL 3000	*941129	3.000	1	10x30	12	38	29
YL 5000	*941143	5.000	2	10x30	6	34	38
YL 10000	*291842	10.000	3	10x30	4	44	71
YL 20000	*292153	20.000	6	10x30	2	2x44	196

Figura 61: Datos técnicos polipasto manual modelo Yalelift

Fuente: Tomado de la ficha técnica de polipastos manuales Yalelift/ <http://www.tecniyale.com>

### 4.3.9. Selección de rueda giratoria.

La rueda más adecuada para la estructura es una rueda de hierro fundido con recubrimiento de poliuretano, con capacidad de trabajar en una superficie de trabajo como el asfalto, baldosa y el concreto.

	Diámetro (Pulgadas)	Capacidad de carga (Kilogramos)	Radio de giro (Pulgadas)	Altura efectiva (Pulgadas)	Ancho de banda (Milímetros)	Sujeciones			
<b>Serie 55 Giratoria</b>									
Rod 4 SC 55 A	4	400	1-1/4	6-3/8	1-7/8	3-1/16	4-1/4	4-3/8	5-5/8
Rod 5 SC 55 A	5	600	1-3/8	7-1/4	2	3-1/16	4-1/4	4-3/8	5-5/8
Rod 6 SC 55 A	6	700	1-5/8	8-7/8	2	3-1/16	4-1/4	4-3/8	5-5/8
Rod 8 SC 55 A	8	800	1-3/4	10-7/8	2	3-1/16	4-1/4	4-3/8	5-5/8
Rod 10 SC 55 A	10	900	2-3/4	12-7/8	2-1/2	3-3/8	6	5	7-1/4
Rod 12 SC 55 A	12	1.200	2-3/4	15-3/4	2-1/2	3-3/8	6	5	7-1/4

Figura 62: ficha técnica rueda giratoria serie 55 giratoria

Fuente: tomado de catálogo serie Giratoria

El modelo a seleccionar es Rod. 8 SC55A



*Figura 63:Rueda giratoria serie 55 giratoria  
Fuente: tomado de catálogo serie 55 Giratoria*

## **CAPÍTULO V**

### **DISCUSION DE RESULTADOS**

En el resultado obtenido para la selección de la viga, se obtuvo como valor de módulo de sección  $S=201.75 \text{ cm}^3$  en comparación con la tesis de ROMERO BARRETO, (2014) que tuvo como resultado de  $188 \text{ cm}^3$  esto se debe a que no considero ROMERO la carga de impacto, que se aplica a los pórticos y por el movimiento que genera el carro de empuje. Aun realizado los cálculos, el factor de seguridad de ROMERO BARRETO,2014 fue de 3 a diferencia del factor tomado fue de 2.5.

Con respecto a la selección de la columna ROMERO, asumió el perfil cuadrado de  $40 \times 40 \times 2.5 \text{ mm}$ , en cambio en el resultado del proyecto se calculó el área de la sección transversal del perfil cuadrado, para su posterior selección del perfil de  $75 \times 75 \times 4 \text{ mm}$ . Así mismo el factor de seguridad obtenida por ROMERO es de 4.23 y el valor obtenido en el proyecto actual es de 9.3, esto se debe a la dimensión de la estructura.

La estructura principal empleada por MUÑOZ VALDIVIESO para el diseño de carga de una tonelada es un perfil cuadrado de  $3'' \times 3'' \times 3/16$  con un factor de seguridad de 2, en comparación del proyecto actual es un perfil  $W200 \times 26.6$ .

## **CONCLUSIONES.**

Se logró diseñar una estructura para levante de carga de dos toneladas para taller de mantenimiento.

Por medio de análisis de estática y resistencia de los materiales se determinó la geometría más adecuada para los elementos de la estructura, obteniendo un factor de seguridad de la viga principal de 3.9, lo cual satisface el elemento seleccionado.

Los materiales seleccionados cumplen con el objetivo planteado, ya que se basó en la facilidad de acceso a los perfiles y componentes utilizados en la estructura.

## REFERENCIAS BIBLOGRAFICAS.

- BEER, Fernand P, y otros. 2013.** *Mecanica de materiales (6ta edicion)*. Mexico : McGraw Hill, 2013. 9786071509345.
- BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J. Keit. 2012.** *Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley*. [ed.] Pablo E. Roig Vázquez. [trad.] Jesús Elmer Murrieta Murrieta. Novena edición. Mexico : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A., 2012. 978-607-15-0771-6.
- GONZALES TITUAÑA,, Monica Patricia. 2007.** *Diseño y construcción de una grúa hidraulica automatizada plegable para levantar hata una tonelada*. Carrera de Ingeniería automotriz, Escuela politecnica del ejercito. Latacunga, Ecuador : s.n., 2007. Proyectod de grado.
- HIBBELER, R.C. 2006.** *Mecánica de Materiales*. Sexta Edición. Mexico : PEARSON Educación, 2006. 970-26-0654-3.
- LEMA Llumiquinga, Sergio Fabricio. 2018.** *DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA SEDEMI S.C.C.* Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas. Sangolquí : s.n., 2018. Informe de tesis.
- MOTT, Robert L. 2006.** *Diseño de Elementos de Máquinas*. 4ta edición. Mexico : PEARSON Eduación, 2006. 9702608120.
- MUÑOZ VALDIVIESO, Jefferson Andrés. 2017.** *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA ELÉCTRICO DE ELEVACIÓN DE CARGAS PARA UN TALLER AUTOMOTRIZ*. Facultad de Ciencias de la Ingeniería e industrias, Universidad Tecnológica Equinoccial. Quito : s.n., 2017. Informe de Tesis.
- NORTON, Robert L. 2011.** *Diseño de máquinas*. Cuarta Edición. Mexico : PEARSON Educación, 2011. 978-607-32-0589-4.
- ROMERO BARRETO, Andres Felipe y OSMA MOSQUERA, Luis Alberto. 2014.** *DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA SOPORTAR EL DIFERENCIAL PARA LEVANTAR CARGA DE 2000kg EN LA EMPRESA TASERVIN & CÍA. S. EN C.* Facultad tecnologica, Universidad distrital Francisco José de Caldas. Bogota D.C : s.n., 2014. Tesis.
- SILVA PROAÑO, César Sebastián y MORALE GORDON, Santiago Cicerón. 2011.** *DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA TIPO DE 5 TONELADAS DE CAPACIDAD PARA LA INDUSTRIA METALMECANICA*. Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional. QUITO : s.n., 2011. Informe de Tesis.

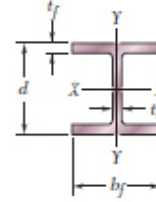
## ANEXOS.

### Anexo 1: Propiedades de perfiles laminado de acero.

753

**Apéndice C. Propiedades de perfiles laminados de acero**  
(Unidades SI)  
Continuación de la página 751

**Perfiles W**  
(Perfiles de aleta ancha)



Designación†	Área A, mm <sup>2</sup>	Altura d, mm	Aleta		Espesor del alma t <sub>w</sub> , mm	Eje X-X			Eje Y-Y			
			Ancho b <sub>f</sub> , mm	Espesor t <sub>f</sub> , mm		I <sub>x</sub> 10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup>	S <sub>x</sub> 10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	r <sub>x</sub> mm	I <sub>y</sub> 10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup>	S <sub>y</sub> 10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	r <sub>y</sub> mm	
W310 × 143	18 200	323	309	22.9	14.0	348	2 150	138	113	731	78.8	
	107	13 600	311	306	17.0	10.9	248	1 590	135	81.2	531	77.3
	74	9 480	310	205	16.3	9.4	165	1 060	132	23.4	228	49.7
60	7 590	303	203	13.1	7.5	129	851	130	18.3	180	49.1	
	52	6 670	318	167	13.2	7.6	119	748	134	10.3	123	39.3
	44.5	5 690	313	166	11.2	6.6	99.2	634	132	8.55	103	38.8
38.7	4 940	310	165	9.7	5.8	85.1	549	131	7.27	88.1	38.4	
	32.7	4 180	313	102	10.8	6.6	65.0	415	125	1.92	37.6	21.4
	23.8	3 040	305	101	6.7	5.6	42.7	280	119	1.16	23.0	19.5
W250 × 167	21 300	289	265	31.8	19.2	300	2 080	119	98.8	746	68.1	
	101	12 900	264	257	19.6	11.9	164	1 240	113	55.5	432	65.6
	80	10 200	256	255	15.6	9.4	126	984	111	43.1	338	65.0
67	8 580	257	204	15.7	8.9	104	809	110	22.2	218	51.0	
	58	7 420	252	203	13.5	8.0	87.3	693	108	18.8	185	50.3
	49.1	6 250	247	202	11.0	7.4	70.6	572	106	15.1	150	49.2
44.8	5 720	266	148	13.0	7.6	71.1	535	111	7.03	95.0	35.1	
	32.7	4 180	258	146	9.1	6.1	48.9	379	108	4.73	64.8	33.7
	28.4	3 630	260	102	10.0	6.4	40.0	308	105	1.78	34.9	22.1
22.3	2 850	254	102	6.9	5.8	28.9	228	101	1.23	24.1	20.8	
	W200 × 86	11 000	222	209	20.6	13.0	94.7	853	92.4	31.4	300	53.2
		71	9 100	216	206	17.4	10.2	76.6	709	91.7	25.4	247
59		7 560	210	205	14.2	9.1	61.1	582	89.9	20.4	199	51.9
52	6 660	206	204	12.6	7.9	52.7	512	89.0	17.8	175	51.7	
	46.1	5 860	203	203	11.0	7.2	45.5	448	87.9	15.3	151	51.1
	41.7	5 310	205	166	11.8	7.2	40.9	399	87.8	9.01	109	41.2
35.9	4 580	201	165	10.2	6.2	34.4	342	86.7	7.64	92.6	40.8	
	31.3	4 000	210	134	10.2	6.4	31.4	299	88.6	4.1	61.2	32.0
	26.6	3 390	207	133	8.4	5.8	25.8	249	87.2	3.3	49.6	31.2
22.5	2 860	206	102	8.0	6.2	20.0	194	83.6	1.42	27.8	22.3	
	19.3	2 480	203	102	6.5	5.8	16.6	164	81.8	1.15	22.5	21.5
	W150 × 37.1	4 730	162	154	11.6	8.1	22.2	274	68.5	7.07	91.8	38.7
29.8		3 790	157	153	9.3	6.6	17.2	219	67.4	5.56	72.7	38.3
24.0		3 060	160	102	10.3	6.6	13.4	168	66.2	1.83	35.9	24.5
18.0	2 290	153	102	7.1	5.8	9.17	120	63.3	1.26	24.7	23.5	
	13.5	1 730	150	100	5.5	4.3	6.87	91.6	63.0	0.918	18.4	23.0
W130 × 28.1	3 580	131	128	10.9	6.9	10.9	166	55.2	3.81	59.5	32.6	
	23.8	3 010	127	127	9.1	6.1	8.80	139	54.1	3.11	49.0	32.1
W100 × 19.3	2 480	106	103	8.8	7.1	4.77	90.0	43.9	1.61	31.3	25.5	

† Un perfil de aleta ancha se designa por la letra W seguida de la altura nominal en mm y la masa en kilogramos por metro.





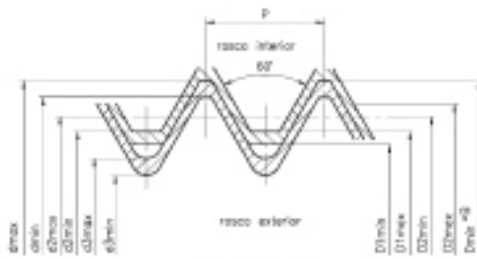
**1.1 ROSCA MÉTRICA**

**1.1.1 Rosca métrica paso grueso, calidad 6H/6g**

**Rosca métrica ISO de paso grueso -M-**

**NORMA**  
 DIN: 13 Parte 13/20  
 ISO: 965 Parte 2/-  
 NF: E 03 - 053

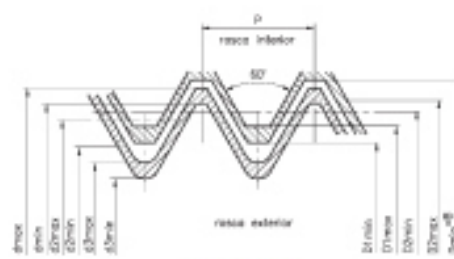
**Perfil de base y perfil de los límites**



**Roscado exterior:**  
 Para M1 hasta M 1,4 inclusive, calidad 6H/6h

Las líneas de trazo fuerte son las de los perfiles máximos de material.  
 El perfil máximo de material del roscado interior es el perfil de base.

D - diámetro exterior de base  
 P - paso



**Roscado exterior:**  
 Para M1,6 y más grande, calidad 6H/6g

d - diámetro exterior  
 d<sub>1</sub> - diámetro interior  
 d<sub>2</sub> - diámetro sobre flancos } rosca exterior

D - diámetro exterior  
 D<sub>1</sub> - diámetro interior  
 D<sub>2</sub> - diámetro sobre flancos } rosca interior

**Límites de dimensiones de la rosca métrica, paso grueso, calidad 6H/6g.**

Diámetro nominal D=D <sub>ext</sub>	Paso	Rosca exterior, clase de tolerancia 6g <sup>3</sup> . Bulones y tornillos						Rosca interior, clase de tolerancia 6H <sup>3</sup> . Tuercas				Sección del Ø interior A <sub>4</sub> mm <sup>2</sup> A <sub>4</sub> = d <sub>1</sub> <sup>2</sup> /4	Sección resistente A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup> A <sub>s</sub> = (d <sub>2</sub> +d <sub>3</sub> ) <sup>2</sup> /2
		Diámetro exterior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior			
		d <sub>ext</sub>	d <sub>ext</sub>	d <sub>ext</sub>	d <sub>ext</sub>	d <sub>ext</sub>	d <sub>ext</sub>	D <sub>int</sub>	D <sub>int</sub>	D <sub>int</sub>	D <sub>int</sub>		
1	0,25	1,000	0,833	0,838	0,785	0,693	0,630	0,838	0,894	0,729	0,785	0,377	0,460
1,1	0,25	1,100	1,033	0,938	0,885	0,793	0,730	0,938	0,994	0,829	0,885	0,494	0,588
1,2	0,25	1,200	1,133	1,038	0,985	0,893	0,830	1,038	1,094	0,929	0,985	0,526	0,732
1,4	0,3	1,400	1,325	1,205	1,149	1,032	0,964	1,205	1,265	1,075	1,142	0,837	0,983
1,6	0,35	1,581	1,496	1,354	1,291	1,152	1,075	1,373	1,458	1,221	1,321	1,075	1,27
1,8	0,35	1,781	1,696	1,554	1,491	1,352	1,275	1,573	1,658	1,421	1,521	1,474	1,70
2	0,4	1,981	1,886	1,721	1,654	1,490	1,407	1,740	1,830	1,567	1,679	1,788	2,07
2,2	0,45	2,180	2,080	1,888	1,817	1,628	1,540	1,908	2,003	1,713	1,838	2,133	2,48
2,5	0,45	2,480	2,380	2,188	2,117	1,928	1,840	2,208	2,303	2,013	2,138	2,480	3,39
3	0,5	2,980	2,874	2,655	2,580	2,367	2,273	2,675	2,775	2,469	2,599	4,475	5,03
3,5	0,6	3,479	3,354	3,089	3,004	2,743	2,635	3,110	3,222	2,850	3,010	6,000	6,78
4	0,7	3,978	3,838	3,523	3,433	3,119	3,002	3,545	3,663	3,242	3,422	7,749	8,78
4,5	0,75	4,478	4,338	3,991	3,901	3,558	3,439	4,013	4,131	3,688	3,878	10,07	11,3
5	0,8	4,976	4,826	4,456	4,361	3,995	3,869	4,480	4,605	4,134	4,334	12,69	14,2
6	1	5,974	5,794	5,324	5,212	4,747	4,596	5,350	5,500	4,917	5,153	17,89	20,1
7	1	6,974	6,794	6,324	6,212	5,747	5,596	6,350	6,500	5,917	6,153	26,38	29,9
8	1,25	7,972	7,750	7,160	7,042	6,438	6,272	7,188	7,348	6,647	6,912	32,84	36,6
9	1,25	8,972	8,750	8,160	8,042	7,438	7,272	8,188	8,348	7,647	7,912	43,78	48,1
10	1,5	9,968	9,732	9,094	8,962	8,178	7,938	9,026	9,206	8,376	8,676	52,30	58,0
11	1,5	10,968	10,732	9,994	9,862	9,128	8,938	10,026	10,206	9,376	9,676	65,90	72,3
12	1,75	11,966	11,701	10,829	10,679	9,819	9,602	10,863	11,063	10,106	10,441	76,25	84,3
14	2	13,962	13,682	12,663	12,503	11,508	11,271	12,701	12,913	11,835	12,210	104,7	115
16	2	15,962	15,682	14,663	14,503	13,508	13,271	14,701	14,913	13,835	14,210	144,1	157
18	2,5	17,958	17,623	16,334	16,164	14,891	14,625	16,376	16,600	15,294	15,744	175,1	193
20	2,5	19,958	19,623	18,334	18,164	16,891	16,625	18,376	18,600	17,294	17,744	225,2	245

Anexo 4: Carro de empuje.

Equipos de elevación Carros



Datos técnicos modelo HTP y modelo HTG

Modelo	Núm. EAN 4025092*	Capacidad kg	Tamaño	Ancho ala de viga b mm	Espesor ala de viga t máx. mm	Radio mín. curvatura m	Esfuerzo en cadena de mando a C.M.U. daN	Peso* kg	Peso* con freno kg
HTP 500	*054874	500	A	50 - 220	25	0,9	-	8,0	14,5
HTP 1000	*054881	1.000	A	50 - 220	25	0,9	-	9,0	17,0
HTP 2000	*054898	2.000	A	66 - 220	25	1,15	-	16,0	24,0
HTP 3000	*054904	3.000	A	74 - 220	25	1,4	-	32,0	41,2
HTP 5000	*054911	5.000	A	90 - 220	25	1,8	-	48,0	58,5
HTP 500	*054928	500	B	160 - 300	40	0,9	-	10,6	17,1
HTP 1000	*054935	1.000	B	160 - 300	40	0,9	-	12,0	20,0
HTP 2000	*054942	2.000	B	160 - 300	40	1,15	-	19,3	27,3
HTP 3000	*054959	3.000	B	160 - 300	40	1,4	-	35,8	45,0
HTP 5000	*054966	5.000	B	180 - 300	40	1,8	-	52,2	62,7
HTG 500	*074711	500	A	50 - 220	25	0,9	3	9,7	16,2
HTG 1000	*074728	1.000	A	50 - 220	25	0,9	6	11,2	19,2
HTG 2000	*074735	2.000	A	66 - 220	25	1,15	7	18,0	26,0
HTG 3000	*074742	3.000	A	74 - 220	25	1,4	7	35,4	44,6
HTG 5000	*074759	5.000	A	90 - 220	25	1,8	9	51,8	62,3
HTG 500	*074766	500	B	160 - 300	40	0,9	3	12,6	19,1
HTG 1000	*074841	1.000	B	160 - 300	40	0,9	6	14,1	22,1
HTG 2000	*074773	2.000	B	160 - 300	40	1,15	7	21,3	29,3
HTG 3000	*074780	3.000	B	160 - 300	40	1,4	7	39,2	48,4
HTG 5000	*074797	5.000	B	180 - 300	40	1,8	9	56,0	66,5
HTG 8000	*074803	8.000	B	125 - 310	40	1,8	14	104,0	-
HTG 10000	*074810	10.000	B	125 - 310	40	1,8	14	104,0	-
HTG 15000	*074827	15.000	B	125 - 310	40	5,0	29	230,0	-
HTG 20000	*074834	20.000	B	125 - 310	40	5,0	29	230,0	-

\*Peso HTG sin cadena de mando



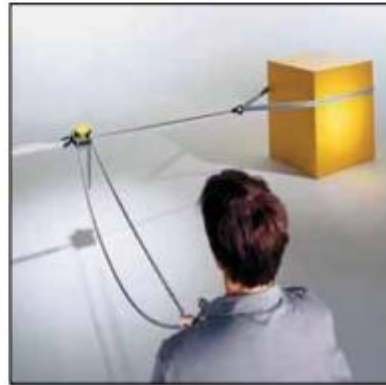
Opcionalmente disponible en versión ATEX.

Anexo 5: Polipasto manual.

**Equipos de elevación** Polipastos manuales de cadena

Datos técnicos modelo Yalelift

Modelo	Núm. EAN 4025092*	Capacidad kg	Número de ramales	Dimensiones de la cadena d x p mm	Elevación por cada m de la cadena de mando mm	Esfuerzo a C.M.U. daN	Peso con altura elevación estándar (3 m) kg
YL 500	*288545	500	1	5 x 15	33	21	9
YL 1000	*288552	1.000	1	6 x 18	20	30	13
YL 2000	*288569	2.000	1	8 x 24	14	32	20
YL 3000	*941129	3.000	1	10 x 30	12	38	29
YL 5000	*941143	5.000	2	10 x 30	6	34	38
YL 10000	*291842	10.000	3	10 x 30	4	44	71
YL 20000	*292153	20.000	6	10 x 30	2	2 x 44	196



## PLANOS DE FABRICACION.