



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES**

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**“DISEÑO DE UN ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO BI PERSONAL PARA
MANTENIMIENTO INTERIOR DE ALTURA DE LA BASÍLICA DE
NUESTRA SEÑORA DE EL CISNE.”**

**TESIS DE GRADO PREVIO
A OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

AUTOR:

MANUEL EDUARDO ORDÓÑEZ CABRERA

DIRECTOR:

ING. MILTON AMABLE LEÓN TAPIA MG.SC.

LOJA-ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN

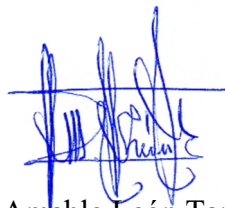
Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.,

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa sobre **“Diseño de un elevador electromecánico bi personal tipo tijera para mantenimiento interior de altura de la basílica de nuestra señora de El Cisne”**, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor **Manuel Eduardo Ordóñez Cabrera**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 12 de marzo de 2018

A handwritten signature in blue ink, consisting of several vertical strokes and loops, positioned above the typed name of the director.

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo, **MANUEL EDUARDO ORDÓÑEZ CABRERA**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales por el contenido de la misma

Firma:



.....

Cédula:

1104110240

Fecha:

23 de mayo de 2018

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **MANUEL EDUARDO ORDÓÑEZ CABRERA** declaro ser autor de la tesis titulada “**DISEÑO DE UN ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO BI PERSONAL PARA MANTENIMIENTO INTERIOR DE ALTURA DE LA BASÍLICA DE NUESTRA SEÑORA DE EL CISNE**”, como requisito para optar el grado de **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a los veinte y tres días del mes de mayo de dos mil dieciocho.

Firma: 
.....

Autor: Manuel Eduardo Ordóñez Cabrera

Cédula: 1104110240

Dirección: Cdla. Zamora Calle. Segundo Cueva Celi 95-51

Correo electrónico: mecanicordonez@live.com

Teléfono: 2721758 **Celular:** 0986878915

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Tesis: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta, Mg. Sc.

Ing. Jorge Luis Maldonado Correa, Mg Sc.

Ing. José Francisco Ochoa Alfaro, Mg Sc.

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico primeramente a Dios por haberme brindado salud y fuerza para poder culminar mis estudios universitarios. A mis amados padres Ángel Vicente Ordóñez y Fanny Cabrera, a mi esposa Anita y a mis hijos Alain, Dúnnia y Juan Sebastián, quienes me brindaron su apoyo y cariño en los buenos y malos momentos en el transcurso de mi formación académica.

A mis hermanos Dunia Isabel, Ángel Leonardo y Nelson Vicente Ordóñez Cabrera, quienes han sido un pilar fundamental para seguir adelante, apoyándome moral y económicamente en los momentos más felices de mi vida.

A mis docentes por brindarme sus conocimientos a mis compañeros, amigos y familiares que me han apoyado emocionalmente en esta etapa.

Manuel Eduardo Ordóñez Cabrera

AGRADECIMIENTO

Primero a Dios y a su Santísima Madre la Virgen de El Cisne, a la Parroquia Eclesiástica de El Cisne en la persona del Rvdo. Padre Armando Jiménez, rector por haberme permitido el desarrollo del presente trabajo en su Basílica.

A la Universidad Nacional de Loja, al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables en la Carrera de Ingeniería Electromecánica, a cada uno de los docentes, quienes me impartieron conocimientos científicos y éticos para mi futuro profesional.

Al Sr. Ing. Milton León Tapia Mg. Sc. director de tesis, quien ha sabido ser guía, docente y amigo en el presente proyecto de tesis, sin sus conocimientos y paciencia no hubiera sido llevado a cabo

A mis padres, mi esposa, mis hijos, mis hermanos y amigos quienes no cesaron en apoyar hasta la culminación de la presente con inmenso cariño.

Manuel Eduardo Ordóñez Cabrera

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	I
DIRECTOR DE TESIS.....	I
AUTORÍA.....	II
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ABREVIATURAS	IX
a. TÍTULO.....	1
b. RESUMEN.....	2
c. INTRODUCCIÓN.....	4
Objetivo General	5
Objetivos Específicos.....	5
d. REVISIÓN DE LITERATURA	6
d.1. CAPÍTULO I: Plataformas para trabajos de altura.....	6
d.1.1. Definición.....	6
d.1.2. Principio de funcionamiento	6
d.1.4.3. Por la altura de trabajo	7
d.1.4.4. Por tipo de accionamiento	8
d.1.4.5. Por el tipo de comando.....	8
d.1.4.6. Por el centro de gravedad	8
d.1.4.7. En función de sus posibilidades de traslación, se dividen en tres tipos:	9
d.1.5. Descripción de componentes.....	9
d.1.5.1. Componentes mecánicos	9
d.1.5.2. Componentes eléctricos.....	11
d.1.5.3. Fundamentos mecánicos	11
d.1.5.3.1. Palanca	11
d.1.6. Esfuerzos	14
d.1.7. Fundamentos eléctricos.....	15
d.1.7.1. Sistemas de accionamiento.....	15
d.1.7.1. Estructura de los accionamientos	16

e.- MATERIALES Y MÉTODOS.....	18
e.1. CAPÍTULO II. Metodología	18
e.4.1. Cálculo de los ejes fijos de la base de las tijeras.	40
e.5. Selección del accionador eléctrico para el movimiento del elevador de tijera.....	44
e.6. Cálculo de las fuerzas en las ruedas y de la estructura base.....	45
e.7. Cálculo de las vigas de apoyo 1.....	48
e.8. Cálculo de vigas transversales 2, del marco base.....	51
e.9. Cálculo de los ejes transversales de las tijeras	54
f.- RESULTADOS	59
g. CONCLUSIONES	61
h. RECOMENDACIONES	62
j. BIBLIOGRAFÍA	63
k. ANEXOS.....	64
Características.....	72

SIMBOLOGÍA

m	Metro
m ²	Metro cuadrado
cm	Centímetro
cm ³	Centímetro al cubo
	Centímetro a la cuarta
mm	Milímetro
mm ²	Milímetro cuadrado
in	Pulgada
N	Newton
N.m	Newton por metro
KN	KiloNewton
KN/m ²	Kilo Newton – metro cuadrado
Kg	Kilogramo
Kg/m ²	Kilogramo – metro cuadrado
Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
Bar	Bar
Psi	Libras – pulgadas al cuadrado
m/seg	Metro –segundo
cm/seg	Centímetro –segundo
RPM	Revoluciones por minuto
I.V.A.	Impuesto al valor agregado

ABREVIATURAS

A	Área
D	Diámetro
r	Radio
h	Altura
b	Base
π	Pi
w	Peso
g	Gravedad
m	Masa
F	Fuerza
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo de corte
L	Longitud
M	Momento
n	Factor de seguridad
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
I _u	Segundo momento del área unitaria
v	velocidad
T	Torque
S _{ut}	Resistencia última
S _y	Resistencia de fluencia o resistencia de punto cedente

a. TÍTULO

**DISEÑO DE UN ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO BI PERSONAL PARA
MANTENIMIENTO INTERIOR DE ALTURA DE LA “BASÍLICA DE NUESTRA
SEÑORA DE EL CISNE”**

b. RESUMEN

El propósito de este trabajo consiste en diseñar una máquina elevadora de para trabajos de altura que sea de utilidad para el mantenimiento de la Basílica de Nuestra Señora de “El Cisne”.

En el capítulo I , se presentan los elementos teórico metodológicos para el cálculo y selección de los elevadores de tijeras, las normas técnicas internacionales y nacional que se deben cumplir para calcular y seleccionar un elevador de tijeras; la clasificación de los elevadores de tijeras, la descripción de sus principales componentes y los conceptos científicos básicos de la mecánica de los sólidos, para el cálculo y selección de los diferentes elementos y sistemas electromecánicos que constituyen la máquina.

En el capítulo II, se detalla la metodología empleada para identificar los parámetros que deben regir el cálculo y selección de los componentes electromecánicos del elevador, así como los requerimientos de uso y las consideraciones iniciales para el cálculo, diseño y selección de los elementos principales del elevador.

A continuación se presenta los cálculos y selección de los elementos principales del elevador, los cuales permiten realizar el correspondiente análisis de los elementos calculados, mismos que derivan en las correspondientes conclusiones y recomendaciones.

En anexos se presentan los diseños gráficos de los elementos mecánicos del elevador y las tablas usadas para los cálculos.

SUMMARY

The purpose of this work is to design a lifting machine for high-altitude work that is useful for the maintenance of the Basilica of Our Lady of "El Cisne".

In chapter I, the theoretical-methodological elements for the calculation and selection of scissors lifts, international and national technical standards that must be met to calculate and select a scissor lift are presented; the classification of scissors lifts, the description of its main components and the basic scientific concepts of the mechanics of solids, for the calculation and selection of the different elements and electromechanical systems that make up the machine.

Chapter II details the methodology used to identify the parameters that should govern the calculation and selection of the electromechanical components of the elevator, as well as the requirements for use and the initial considerations for the calculation, design and selection of the main elements of the elevator.

Below is the calculations and selection of the main elements of the elevator, which allow the corresponding analysis of the calculated elements, which derive in the corresponding conclusions and recommendations.

The graphic designs of the mechanical elements of the elevator and the tables used for calculations are presented in appendices.

c. INTRODUCCIÓN

Con la finalidad de proveer un dispositivo para realizar trabajos de altura para el mantenimiento de la Basílica de Nuestra Señora de El Cisne, se requiere diseñar un elevador para personal y equipo, que se ajuste a los requerimientos del trabajo a efectuarse.

El elevador es empleado como una técnica operativa que facilita la vida laboral de los trabajadores, y disminuye el riesgo de lesiones, a más de satisfacer diversas necesidades por la utilidad que presenta.

Su accionamiento será mediante un sistema de fuerza eléctrico, ya que el elevador debe operar desde cualquier punto y debe tener facilidad de transportación y al emplear un sistema neumático o hidráulico, se tendrían limitaciones debido a las cañerías, bombas etc.

Además que se incrementarían los costos de producción.

El elevador está diseñado para elevar una carga de 1960 N, partiendo de una altura mínima de 1000 mm, hasta una altura máxima de 15000 mm., de tal manera que pueda ingresar en la bodega de la Basílica sin ninguna dificultad.

El mantenimiento de cada una de los elementos constructivos de la máquina deberá ser fácil, económico, y en caso de daño de alguno de ellos se los pueda encontrar sin dificultad en el mercado local.

Mediante el diseño se buscará seleccionar la mejor alternativa que brinde facilidad de operación, de tal manera que el elevador sea seguro, confiable y económico, buscando que el elevador sea competitivo con equipos de similares características, en consecuencia los objetivos a cumplirse son:

Objetivo General

- Diseñar un elevador electromecánico bi personal para construcción y mantenimiento de altura media para la Basílica de Nuestra Señora de El Cisne.

Objetivos Específicos

1. Seleccionar la opción que más se adecue a los requerimientos de la basílica, en cuanto a mantenimiento y seguridad de trabajo en altura
2. Diseñar un elevador para las condiciones antes descritas.
3. Calcular y diseñar los principales elementos electromecánicos del elevador.

d. REVISIÓN DE LITERATURA

d.1. CAPÍTULO I: Plataformas para trabajos de altura.

d.1.1. Definición.

Una plataforma para trabajos de altura es una máquina de elevación y descenso controlado, que puede levantar personal y/o equipo a alturas de trabajo de forma segura, a velocidad continua y cumpliendo los parámetros de seguridad industrial.

d.1.2. Principio de funcionamiento

La máquina es un sistema mecánico basado en el empleo de palancas y por ende de puntos de apoyo. Se fundamenta en el sistema de palanca de segundo grado, es decir, que existe ganancia mecánica, pues la resistencia o carga siempre será mayor al esfuerzo, pero el esfuerzo siempre será suficiente para vencer la resistencia, las dos actúan en el mismo sentido.

Dependiendo de su sistema de potencia puede ser también de palanca simple, con la fuerza y la resistencia en direcciones contrarias, cuya amplitud dependerá de la distancia de estos al centro de apoyo.

d.1.3. Normativa técnica

d.1.3.1. Norma técnica europea

La norma técnica europea que rige el diseño, construcción y uso de este tipo de maquinaria es la UNE-EN 280, la cual regula entre sus normas desde la nomenclatura a usarse hasta anexos de uso de poleas y otros accionamientos. La norma EN 280, publicada en 2001 y elevada a norma internacional en 2002 es tal vez la más clara con respecto al tema competente.

d.1.3.2. Norma técnica ecuatoriana

Dentro de la normativa ecuatoriana la “NTE INEN 1652 (1988): Andamios tubulares. Requisitos”(1) presenta la base de seguridades para andamiajes tubulares, además la

Norma Técnica Trabajos en Alturas, Protección, promulgada por el Ministerio de Relaciones Laborales en 2013 solo regulan las seguridades para los trabajadores, y en algún caso para la propia estructura.

d.1.4. Clasificación

Para la presente clasificación será usada en la normativa europea, además de clasificaciones básicas de máquinas que por su similitud sean aplicables.

d.1.4.1. Por su peso

- Livianas, máquinas unipersonales y con poca capacidad de carga en equipo.
- Semi pesada, máquinas bipersonales, con capacidad para los dos operarios y su equipo de trabajo.
- Pesadas, hasta plataformas tetra-personales, con equipo de trabajo.
- Extra-pesadas, tetra-personales en adelante.
-

d.1.4.2. Por el peso a levantar

Para esta clasificación se tomará como base el peso de un humano promedio 80 kg y en equipo una carga de 40 kg según norma EN 280.

- **Unipersonal:** capacidad de 150 kg
- **Bi-personales:** capacidad de 240 kg
- **Tri-personales:** en adelante: más de 240 kg

d.1.4.3. Por la altura de trabajo¹

- Trabajos de altura media: desde 1,5 metros a 6 metros
- Trabajos de altura: desde 6 a 18 metros.

¹ Para trabajos de este tipo según norma ECP-DHS-I-2005, un trabajo de altura por lo general se lo toma desde 6 metros en adelante.

d.1.4.4. Por tipo de accionamiento

- **Mecánicas**

Cuando el accionamiento se lo hace por palancas, poleas, cadenas, cables, tornillos, etc., es decir por cualquier tipo de accionamiento enteramente mecánico.

- **Electromecánicas**

Cuando el accionamiento se lo hace por motores, controladores y actuadores eléctricos, pero que actúan sobre un sistema mecánico.

- **Electrohidráulicas**

Cuando su accionamiento es con maquinaria hidráulica para producir movimiento, con mandos eléctricos, como electroválvulas, sensores de sobrepresión eléctricos, etc.

d.1.4.5. Por el tipo de comando

- **Sobre la máquina**

Cuando el mando, sean estos palancas, válvulas, paneles eléctricos, paneles electrónicos, etc., están montados directamente sobre la máquina o sobre la canastilla.

- **A distancia**

Cuando el mando se puede hacer desde una distancia segura, siendo transmitidas las ordenes por cableado o sistemas inalámbricos.

d.1.4.6. Por el centro de gravedad

- “Grupo A: Son las que la proyección vertical del centro de gravedad (c.d.g.)² de la carga está siempre en el interior de las líneas de vuelco.”(2).
- “Grupo B: Son las que la proyección vertical del c.d.g. de la carga puede estar en el exterior de las líneas de vuelco.”(2).

d.1.4.7. En función de sus posibilidades de traslación, se dividen en tres tipos:

- Tipo 1: La traslación solo es posible si la PEMP³ se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada solo puede ser mandada por un órgano situado en el chasis.
- Tipo 3: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada puede ser mandada por un órgano situado en la plataforma de trabajo.”(2)

d.1.5. Descripción de componentes

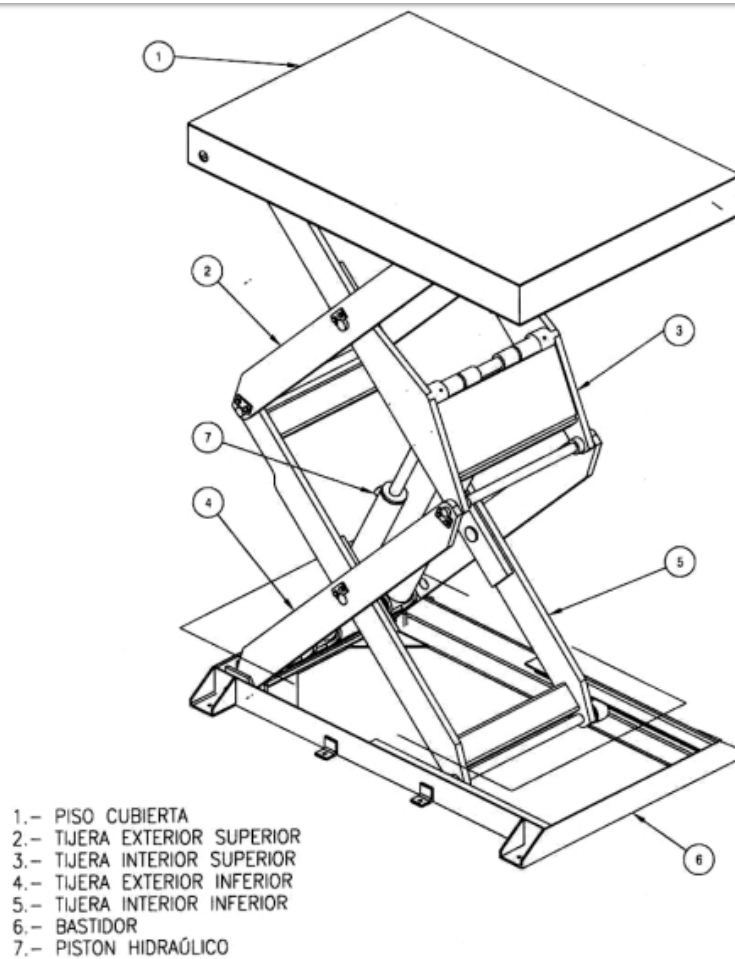
d.1.5.1. Componentes mecánicos

En la figura siguiente se denotan los principales componentes de un elevador tipo tijera de sistema de fuerza hidráulico.

² Centro de gravedad es el punto de equilibrio estructural, donde se equilibran las fuerzas interiores del cuerpo.

³ Plataformas Elevadoras Móviles de Personal (PEMP)

Fig. 1 Componentes de un elevador tipo tijera



Fuente: 1 Manual de Elevadores serie TD, APF Products.(3)

- Base de la estructura o chasis: elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Van montados sobre él todos los grupos y sistemas de la plataforma y los transporta cuando se mueve.
- Barras de las tijeras: están unidas entre sí, a la base y a la plataforma mediante pasadores. Constituyen el nexo de unión que hacen que la plataforma se eleve o descienda al transmitir el movimiento que les proporciona el actuador de fuerza.
- Actuador de fuerza: en este elevador es el elemento que nos da la fuerza necesaria para levantar la estructura.
- Barras cilíndricas de unión, pasadores o bulones: son de sección circular, sirven como unión entre los distintos elementos del elevador. Dan la estabilidad para el movimiento en el eje vertical.
- Escalera de acceso en posición replegada: se acopla a uno de los laterales o va implícita en la geometría del chasis.

- Plataforma de trabajo: superficie donde trabajan los operarios.
- Barandillas: elementos de seguridad necesarios para que el operario pueda trabajar sin riesgo alguno. “La plataforma de trabajo dispondrá de barandillas de protección resistente de 90 cm. de altura mínima, formada por pasamanos, listón intermedio y rodapié de 15 cm. de altura. En el lado recayente al muro, la altura de la barandilla podrá ser de 70 cm. la distancia máxima entre la plataforma y el paramento no deberá exceder de 45 cm.”(4)
- Puerta de acceso: está instalada en uno de los laterales de la grúa.

d.1.5.2. Componentes eléctricos

- Accionamientos: un accionamiento eléctrico es un sistema capaz de convertir la energía eléctrica en mecánica, de forma útil y controlando los parámetros implicados, como la velocidad, posición o par.
- Actuadores lineales, “Los actuadores lineales industriales son productos de accionamiento eléctrico que operan en aplicaciones de lazo abierto alimentadas con 12, 24, 36 VCC o 115, 230, 400 VCA. Un actuador lineal resulta excelente para equipos agrícolas, de construcción, de minería e industriales para controlar asientos, capós, puertas, cubiertas, aceleradores y muchos otros dispositivos.”(5).
- Sensores fin carrera, son dispositivos electromecánicos que constan de un accionador vinculado mecánicamente a un conjunto de contactos. Cuando un objeto entra en contacto con el accionador, el dispositivo opera los contactos para cerrar o abrir una conexión eléctrica.

d.1.5.3. Fundamentos mecánicos

d.1.5.3.1. Palanca

- Palanca simple
- La ley de la palanca nos dice que:

La "potencia" por su brazo es igual a la "resistencia" por el suyo. Matemáticamente se puede decir que potencia multiplicado por brazo de potencia igual a resistencia por brazo de resistencia. Es decir:

$$P * B = R * B \quad (1)$$

Donde:

P potencia

BP brazo de palanca

R resistencia

BR brazo de resistencia

En la figura siguiente se muestra una palanca simple con sus componentes potencia, punto de apoyo y resistencia.

Fig. 2 Palanca simple

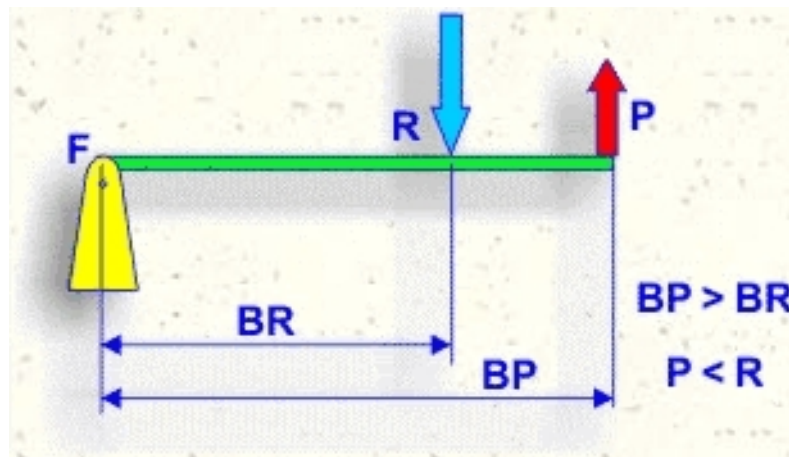


Fuente: 2 <http://www.rinconsolidario.org/fotografia/wp-content/uploads/2008/03/dibujo.JPG>

- Segundo tipo de palanca

Una palanca es de segundo tipo cuando la resistencia se halla entre el punto de apoyo y la potencia, la carga se ubica en la parte más cercana al punto de apoyo y la fuerza aplicada en la lejana. Como en las palancas de segundo tipo, el brazo de potencia es siempre mayor que el brazo de resistencia, en todas ellas se gana fuerza. Ejemplos de este tipo de palanca son los cascanueces, las carretillas, etc. En la figura siguiente se ve el diagrama del segundo tipo de palanca.

Fig. 3 Palanca de segundo tipo



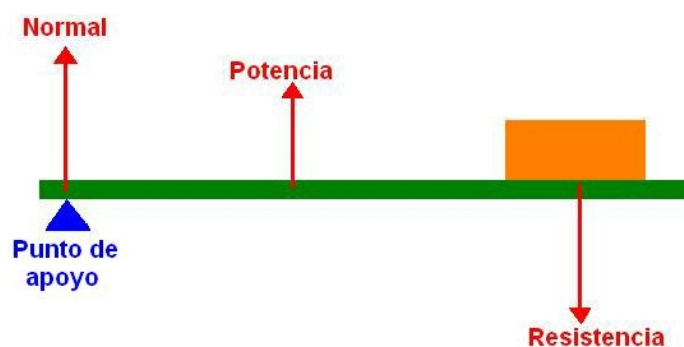
Fuente: 3 http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_pal_segundogrado.htm

- Tercer tipo de palanca

Una palanca es de tercer tipo cuando la potencia se encuentra entre el punto de apoyo y la resistencia.

En este tipo de palancas, el brazo de potencia siempre es menor que el brazo de resistencia y, por lo tanto, la potencia es mayor que la resistencia. Entonces, siempre se pierde fuerza, pero se gana comodidad, y la resistencia tiene un gran movimiento.

Fig. 4 Palanca del tercer tipo



Fuente: 4:

<http://www.rinconsolidario.org/fotografia/wp-content/uploads/2008/03/dibujo3.JPG>.

Ejemplo de este tipo de palanca es el quita grapas, en el cuerpo humano, el conjunto codo-bíceps branquial-antebrazo.

d.1.6. Esfuerzos

d.1.6.1. Concentraciones de tensiones en flechas o ejes

Para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos en los ejes, por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión o esfuerzo.

Estas concentraciones de tensión deben ser tomadas en cuenta durante el análisis de diseño. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconoce los valores reales de diseño correspondientes a los factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores depende de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de éstos, son los objetivos del diseño.

El dilema puede superarse estableciendo un conjunto de valores preliminares de diseño para factores de concentración de tensión, los cuales pueden utilizarse para obtener estimados iniciales para los diámetros de los ejes mínimos aceptables. Así, una vez que se seleccionan las dimensiones afinadas, se puede analizar la geometría final para calcular los valores reales para los factores de concentración de tensión.

Comparar los valores finales con los preliminares le permitirá juzgar la aceptabilidad del diseño.(6)

d.1.6.2. Teoría de la energía de distorsión (criterio de Von Mises-Hencky)

Se recordará que el criterio de máxima energía de distorsión establece que la falla se produce (en un material dúctil) cuando se cumple que:

$$\sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)} \geq \frac{\sigma_y}{n_s}, \quad (1)$$

Donde σ y n_s son el límite de fluencia del material y el coeficiente de seguridad del material.

Si el elemento sometido a carga, no soporta esfuerzos en la dirección y , el esfuerzo σ_2 es nulo, es decir:

$$\sigma_2 = 0$$

En consecuencia la ecuación (1) se reduce a:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_1^2 \geq \frac{\sigma_y}{n_s}} \quad (2)$$

d.1.7. Fundamentos eléctricos.

d.1.7.1. Sistemas de accionamiento.

Un accionamiento eléctrico es un conjunto de elementos mecánicos, eléctricos (de potencia), y electrónicos (de control), interconectados adecuadamente y alimentado desde un sistema eléctrico de potencia con el fin de obtener una respuesta mecánica controlada tanto en sus parámetros cinemáticos:

- posición (x, θ)
- velocidad (v, Ω)
-

Como en sus parámetros dinámicos:

- fuerza (f), par (T)
- potencia (P)
-

Los requerimientos que se exigen al sistema mecánico son de índole dinámica o de precisión:

Requerimientos de índole dinámica:

- Control de aceleración
- Tiempos de respuesta cortos

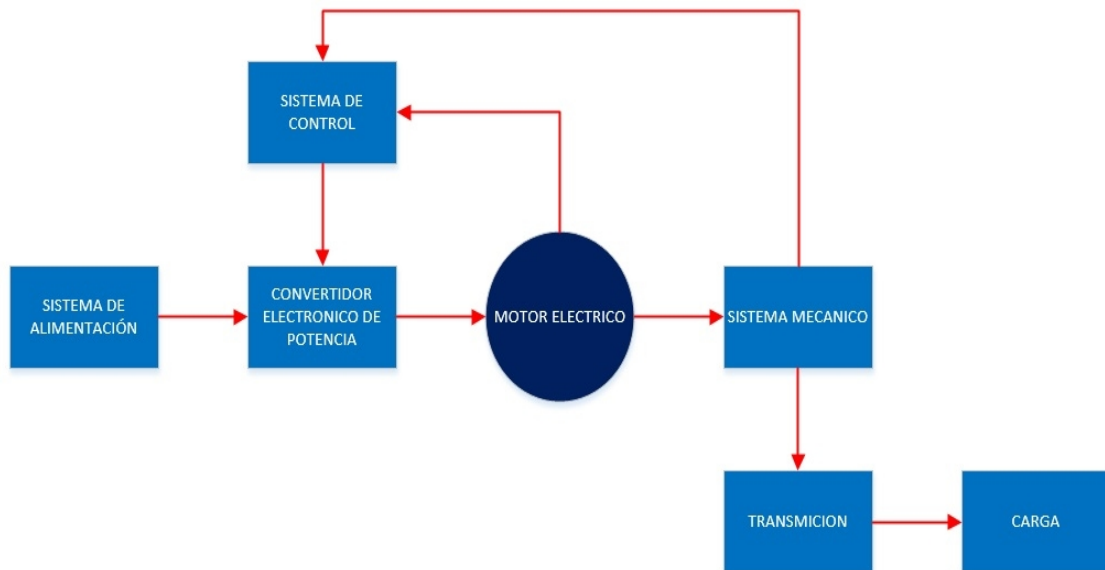
Requerimientos de precisión:

- Mantenimiento de velocidad constante
- Mantenimiento de par a bajas velocidades
- Parada en posición

d.1.7.1. Estructura de los accionamientos

Las partes de que consta un accionamiento se representan en la figura 1, a continuación comentamos brevemente cada una de las partes:

Fig. 5 Estructura básica de un accionamiento eléctrico



Fuente: 5 El Autor (apuntes de clase)

d.1.7.2. Sistema de alimentación. Suministra la potencia eléctrica necesaria tanto para todos los elementos eléctricos y electrónicos del accionamiento. La alimentación puede estar disponible en DC o AC desde la red eléctrica, generadores aislados o baterías.

d.1.7.3. Motor eléctrico. Se encarga de poner en funcionamiento el sistema mecánico. Actualmente se puede usar cualquier motor industrial tanto de AC como de DC. El estudio de los accionamientos eléctricos es fundamentalmente el estudio del comportamiento dinámico de los motores eléctricos.

d.1.7.4. Convertidor electrónico de potencia. Entrega al motor la energía eléctrica en la forma adecuada a la respuesta que se espera de éste. Su estructura en general es la de un convertidor electrónico que, según las características del motor y de la alimentación, puede ser AC-DC, AC-AC, DC-AC o DC-DC. En muchos casos son reversibles (permiten que el motor devuelva energía a la red, como en el caso del frenado regenerativo del motor).

d.1.7.5. Transmisión. Es el elemento que transmite la energía mecánica del motor a la carga. Puede ser directa (hay un eje común al motor y a la carga, como en el caso de un taladro), o indirecta (el motor se conecta a la carga a través de engranajes, correas, biela, como en el caso de un montacargas)

d.1.7.6. Carga mecánica. Es el elemento contra el que se realiza la fuerza o el par para realizar el movimiento. Puede ser pasiva (la fuerza o el par resistente es opuesto a la velocidad por ejemplo un taladro), o activa (la fuerza o el par resistente tiene un sentido concreto, independiente del sentido de la velocidad por ejemplo un ascensor).

d.1.7.7. Sistema de control. Se encarga de generar y entregar las órdenes de funcionamiento del accionamiento a partir de la información recibida de los sensores y de las consignas (manuales o programadas) que se le hayan dado. Se implementa con circuitos electrónicos de baja potencia (micro controladores, circuitos lógicos).

- **Sensores.** Miden los parámetros de salida y entregan la información al Sistema de control. Pueden ser eléctricos (transformadores de intensidad, sondas Hall,...), o mecánicos (tacómetros, finales de carrera, encoders,...). Pueden estar acoplados mecánicamente, o tomar la información a distancia (detector de proximidad, sensores opto electrónicos,...), en cuyo caso le llaman observadores.

e.- MATERIALES Y MÉTODOS

e.1. CAPÍTULO II. Metodología

EL elevador para trabajos de altura es una máquina de cierta complejidad que necesita, para su concepción, de cierto proceso de imaginación, concepción, diseño, cálculo, etc. Una máquina cuyo diseño parta desde una necesidad cierta y planificada para un uso determinado.

Se deberá partir desde una identificación plena de la necesidad, visitando el lugar de trabajo, identificando posibilidades de uso y diseño primario, incluyendo altura de trabajo, uso principal, uso secundario y de ser necesario identificar condiciones de uso extremo. Entonces, se visitará el Santuario Basílica de Nuestra Señora del El Cisne, para registrar cada expresión de necesidad de trabajo, en conclusión se parte del método científico de la entrevista.

La entrevista se realizará en primera instancia al personal encargado del trabajo de altura, al maestro a cargo de dicho personal y por último al señor jefe de trabajos, el señor Vicario parroquial, y al jefe principal en la persona del señor Párroco Rector.

Una vez realizado el primer paso, se indaga en la biblioteca física y/o virtual, en busca de la información básica para el escogimiento del tipo, cualidades, y especificaciones necesarias para un diseño preliminar básico.

Mediante la técnica de la observación se analizará datos del sistema principal (basado en el paso anterior) con el debido asesoramiento de personas que conocen del tema.

El método sintético también será uno de los más importantes ya que se lo usara al reunir los datos obtenidos para de esa forma lograr un diseño preliminar, que servirá de plataforma básica para el trabajo.

En ellas se indica los parámetros de diseño con los que se llevan a cabo los cálculos para determinar los esfuerzos a lo que está sometida la estructura. De esta forma podremos realizar el dimensionado de sus partes para asegurarnos estabilidad en cuanto a que aguanta todas las sollicitaciones y a que la grúa no vuelca.

Estos parámetros de diseño dependen de las dimensiones principales de la grúa: largo, alto, ancho. Por ello primero fijamos éstas y a partir de ellas y con las condiciones establecidas en las normas determinamos las fuerzas que actúan en nuestra grúa tijera.

e.2. Requerimientos técnicos – tecnológicos.

Basándose en las entrevistas, los parámetros de diseño se establecerán de acuerdo a las necesidades y aplicaciones de un elevador de altura tipo tijera, las principales características a tener en cuenta son el tamaño y el peso de las cargas, sin olvidar los parámetros de seguridad necesarios para los operarios que estén en contacto con el equipo. A parte de estos los principales factores a tener en cuenta en el diseño son:

- **Peso máximo del elevador:** Diseñaremos todos los elementos del elevador basados en los esfuerzos que produzcan o reciban
- **Altura máxima de elevación:** Diseñamos todos los elementos del elevador basados en los esfuerzos que produzcan o reciban.
- **Distancia máxima entre los ejes del chasis:** Dimensionamiento de la longitud de apoyo del bastidor.
- **Anchura máxima del chasis:** Dimensionamiento de anchura para el apoyo del bastidor.
- **Distancia entre las ruedas:** El vehículo debe poder ingresar libremente en los lugares de trabajo.
- **Trabajos a realizar con el elevador:** Los parámetros de diseño están dirigidos a que el trabajo y las actividades necesarias a ejecutarse en el elevador se hagan con la mayor comodidad posible.

Las entrevistas se pueden revisar en el apartado de Anexos, en las cuales están los cuestionarios realizados a los funcionarios de la parroquia.

e.3. Consideraciones iniciales para el cálculo y diseño del elevador

1. La conexión del grupo o conjunto de tijeras con la base y la plataforma de trabajo será del tipo deslizante, es decir, con ejes montados sobre cojinetes

antifricción, para asegurar un levantamiento o retracción uniforme de la plataforma de trabajo.

2. El elevador de tijera trabajará en un espacio interior cerrado y en superficie horizontal, por lo que no se considera el efecto de la fuerza del viento.
3. La altura máxima de elevación de trabajo será de hasta 15 metros.

e.4. Cálculos y diseño del elevador

Para la plataforma de trabajo, se consideran dimensiones de 3200 x 1500 mm, las dimensiones de un elemento o eslabón de tijera, se consideran como:

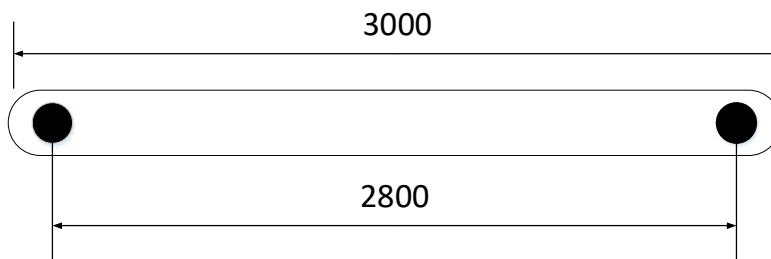


Fig. 6. Predimensionamiento de un eslabón de tijera.

La separación entre tijeras se tomará de acuerdo con la figura 2, la cual también muestra la longitud preliminar de los ejes de unión de los eslabones.

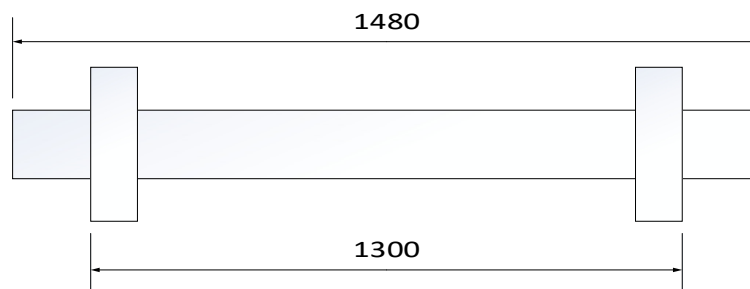


Fig. 7. Separación entre tijeras.

El elevador se diseñará para soportar una carga de dos operarios con su respectivo equipo de trabajo, según la siguiente tabla:

Tabla 1. Cargas sobre la plataforma de trabajo

No.	DESCRIPCIÓN	MASA INDIVIDUAL (kg)	PESO INDIVIDUAL (N)	PESO TOTAL (N)
1	2 Operadores	80	784	1568
2	2 Equipos de trabajo	20	196	392
TOTAL		100	980	1960

Fuente. El autor.

Es decir la carga nominal es:

$$P = 1960 \text{ N}$$

La plataforma de trabajo, se construirá con correa estructural y plancha de acero antideslizante y llevará baranda o cerca de protección.

Los datos de la correa⁴ son:

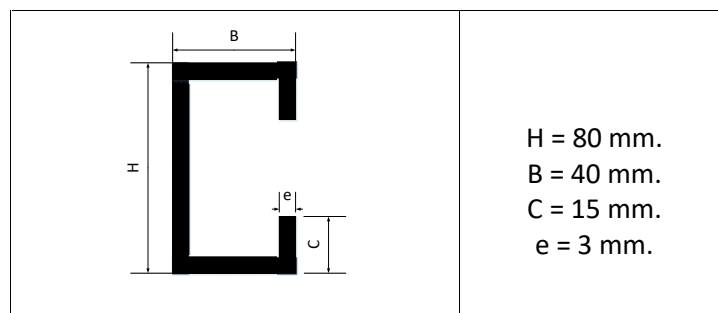


Fig. 3. Correa tipo G

La plancha de acero antideslizante tiene las siguientes características:

Espesor= 3 mm;

$$\frac{p}{m} = 25,17 \frac{k}{m^2} \cong 246,7 \frac{N}{m^2} \cong 247 \frac{N}{m^2}$$

Como la plataforma tiene dimensiones de 3200 x 1500 mm, la longitud total de correa a emplearse será de conformidad con la siguiente figura es:

⁴ El catálogo de perfiles de acero de DIPAC, consta en anexos.

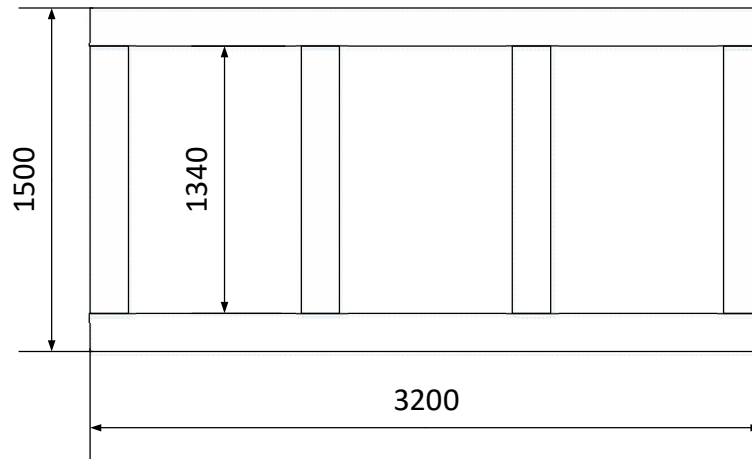


Fig. 8. Estructura para la plataforma de trabajo.

$$L = 2 \times 3,2 + 2 \times 1,5 + 2 \times 1,34 = 12,08 \text{ m.}$$

$$L = 12080 \text{ mm}$$

Su peso será de:

$$W_1 = 39,3 \frac{N}{m} \times 12,08 \text{ m} = 474,7 \text{ N}$$

$$W_1 \cong 475 \text{ N}$$

Se asume entonces:

$$W_1 = 475 \text{ N.}$$

El peso de la plancha es:

$$W_2 = 247 \frac{N}{m^2} \times 3,2 \times 1,5 \text{ m}^2 \cong 1185,6 \text{ N} \cong 1186 \text{ N}$$

El peso de la plataforma, aumentado en un 20 % para considerar el peso de la baranda de protección será:

$$W_P = 1,2(W_1 + W_2) = 1,2(475 + 1186) = 1993,2 \text{ N}$$

$$W_P \cong 1993 \text{ N}$$

A continuación y para garantizar la altura de trabajo de hasta 15 m., se debe calcular el

número de eslabones o tijeras del elevador, garantizando la estabilidad del mismo.

Como el elevador que se está diseñando, tendrá apoyos corredizos en los ejes terminales que se acoplan a la base y plataforma de trabajo, la distancia entre dichos ejes, al accionar el elevador para ascender, disminuirá, causando con ello una posible presencia de inestabilidad.

Las tijeras en posición horizontal, tienen una longitud entre apoyos de: $L_1 = 2960$ mm, como se muestra en la figura 1.

Cuando el elevador asciende, cada grupo de tijeras produce una ganancia de altura h para el elevador, pero también una disminución de la distancia entre apoyos L_2 ; como se muestra en la siguiente figura 5; por tanto,

$$L_2 < L_1$$

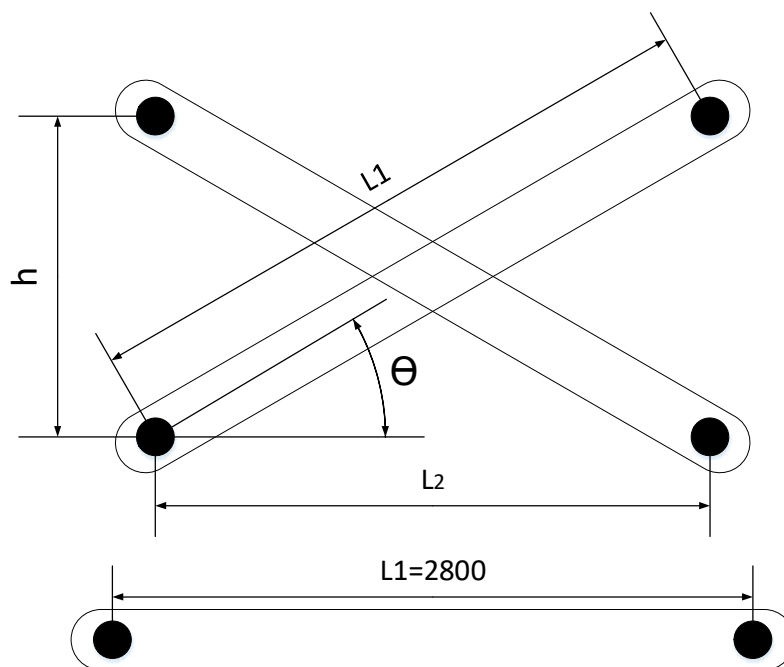


Fig. 9. Ganancia de altura h y longitud entre apoyos L_2

Del gráfico se tiene que:

$$L_2 = L_1 \cos \theta$$

$$h = L_1 \sin \theta$$

Asumiendo valores para el ángulo θ de: 30° , 45° , 55° se tiene:

Tabla 2: Ganancia de la altura y distancia entre apoyos

Θ	L_2 (mm)	h (mm)	PERDIDA DE DISTANCIA ENTRE APOYOS $\Delta L = L_2 - L_1$ (mm)
30	2455	1500	402
45	2121	2121	879
55	1720	2457	1280

Fuente: El autor.

De la tabla anterior se puede concluir:

Para $\Theta = 30^\circ$

$\Delta L = 402 \text{ m}$, la pérdida de distancia entre apoyos es pequeña.

$h = 1500 \text{ mm}$, la ganancia de altura es baja por cada eslabón

Para $\Theta = 45^\circ$

$\Delta L = 879 \text{ m} < 1000 \text{ m}$

$h = 2121 \text{ mm}$. Mejora la ganancia de altura

Para $\Theta = 55^\circ$

$\Delta L = 1720 \text{ m}$ Podría poner en riesgo la estabilidad

$h = 2457 \text{ mm}$ gran ganancia de altura

En consecuencia se puede asumir un ángulo máximo Θ para elevación de las tijeras como:

$$\Theta = 45^\circ$$

El número de tijeras para alcanzar la altura máxima de trabajo H que se estima inferior a **15 m** es:

$$H = n h,$$

Donde n es el número de tijeras

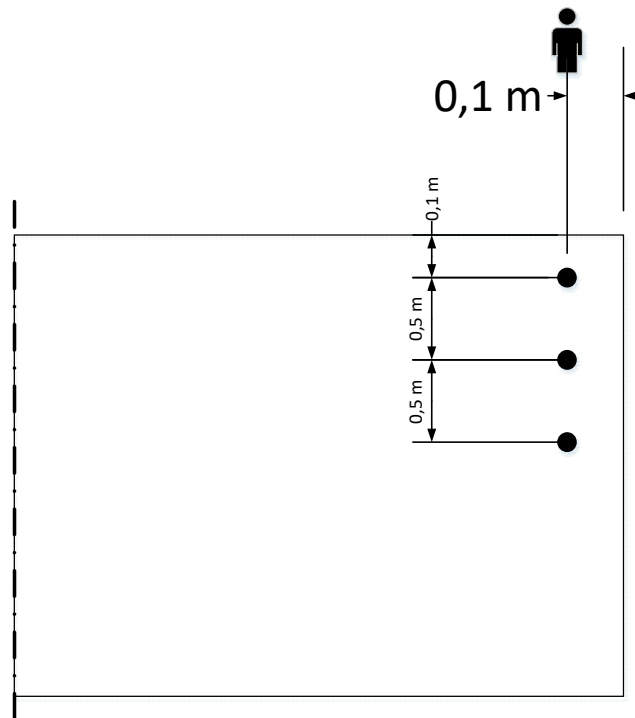
$$n = \frac{H}{h} = \frac{15}{2,1} = 7,0 \text{ tijeras}$$

Por lo tanto se asumen 7 tijeras, las cuales elevaran la plataforma

$$H' = 7 \times 1 = 1,8 \text{ m} < 15 \text{ m}$$

Valor H' que sumando a la altura de la base del elevador garantiza alcanzar la altura máxima de trabajo de hasta 15 m.

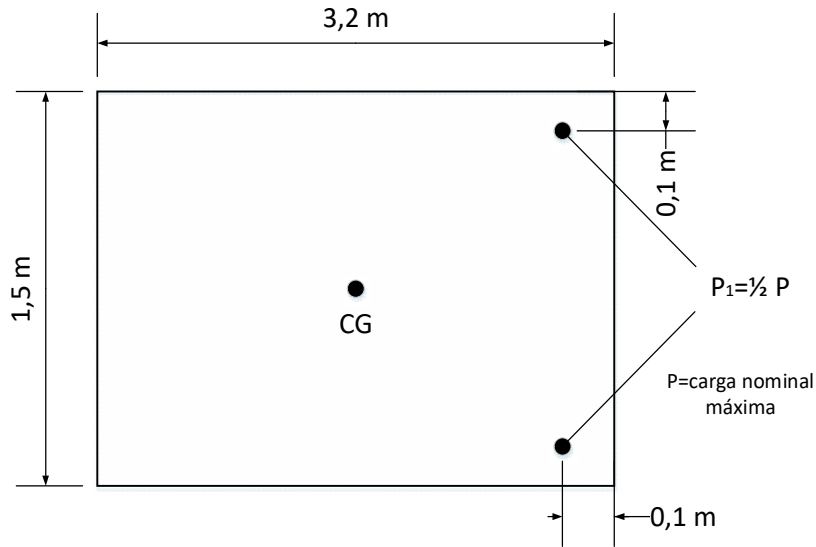
La norma técnica española UNE –EN 280 establece la manera como se distribuye la carga nominal (personas y equipo) sobre la plataforma de trabajo, la cual se muestra en el siguiente esquema:



ESQUEMA 1.- distribución de carga nominal sobre la plataforma.

La condición más crítica para el diseño del elevador se estima que se presentará en el caso que la carga nominal esté descentrada, es decir en los extremos más lejanos del centro de gravedad de la plataforma, el cual por condiciones de simetría coincide con el centro geométrico.

Dicha condición se ilustra en el siguiente esquema 2



P= carga nominal máxima

ESQUEMA 2.- Posición de carga nominal $P = 2P_1$

La plataforma se acopla con las tijeras mediante eje fijo con chumaceras en un extremo, mientras que el otro es deslizante sobre ruedas con cojinete antifricción.

El efecto del descentramiento de la carga nominal P es importante para el cálculo de estabilidad, para el cálculo estructural consideramos que las cargas $P_1 = P/2$ donde P es la carga nominal, incluyen el peso de un operario más el peso de su equipo de trabajo y que actúan puntualmente.

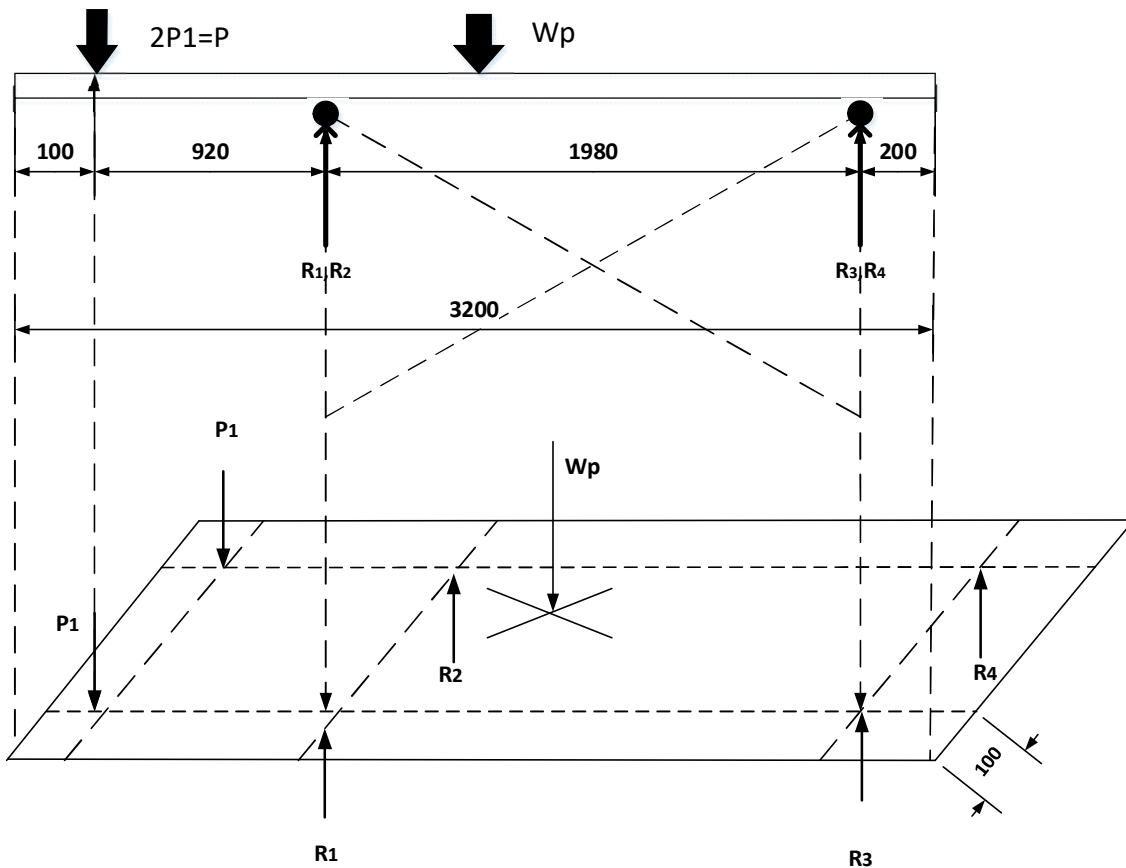
Por tanto:

$$P_1 = \frac{1}{2}P = \frac{1}{2}(18000 \text{ N}) = 9000 \text{ N}$$

P_1 p d u o más s e d t i s i ú n l e t e 1

Para el cálculo de los elementos del elevador, consideramos al mismo en su máxima elevación, en ese caso, las tijeras presentarán un ángulo de elevación de 45° .

Un esquema de las cargas sobre la plataforma y los ejes del primer par de tijeras adyacentes es el siguiente:



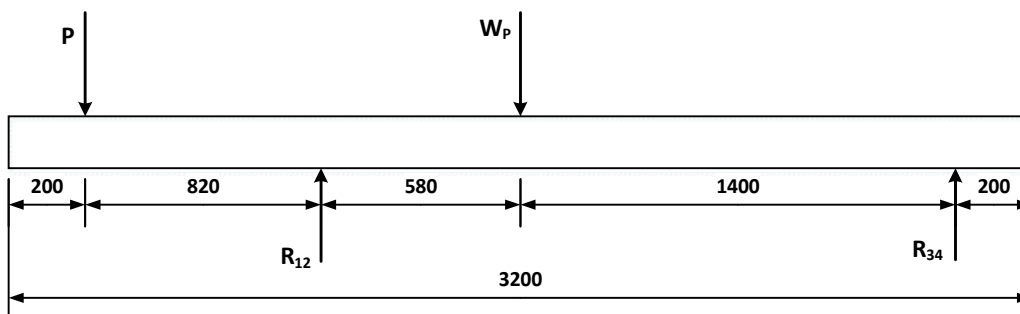
ESQUEMA 3.- diagrama de cargas sobre la plataforma (operarios situados en el voladizo)

Por simetría se puede apreciar que:

$$R_1 = R_2$$

$$R_3 = R_4$$

En consecuencia el diagrama de cargas se puede simplificar como sigue:



ESQUEMA 4.- Diagrama de cargas simplificado

Tomando momentos respecto al eje que pasa por R_1

$$\overset{\sim}{+} M_2 = 0$$

$$-0,92 P + 0,58 W_p - (0,58 + 1,4)R_3 = 0$$

$$-0,92 P + 0,58 W_p - 1,98 R_3 = 0$$

$$R_3 = \frac{0,58 W_p - 0,92 P}{1,98} = \frac{0,58 (1993) - 0,92 (1960)}{1,98}$$

$$R_3 = -326,8 N = -327 N; e. d \quad R_3 = 327 N$$

Como:

$$R_3 = R_3 + R_4 \text{ y } R_3 = R_4 \text{ Se tiene}$$

$$R_3 = R_4 = \frac{R_3}{2} = \frac{327}{2} = 163,5 N$$

$$\sum F = 0$$

$$-P + R_1 - W_p + R_3 = 0$$

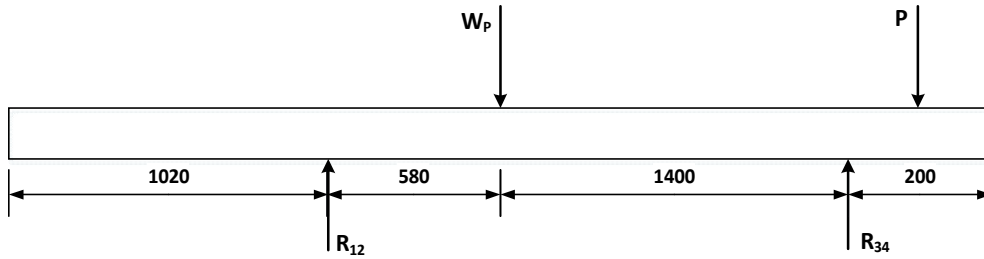
$$R_1 = P + W_p - R_3 = 1960 + 1993 - (-163,5) = 4116,5 N$$

$$\text{Como } R_1 = R_1 + R_2 \text{ y } R_1 = R_2$$

$$R_1 = R_2 = \frac{R_1}{2} = \frac{4116,5}{2} = 2058,25 N$$

$$R_1 = R_2 = 2058,3 N$$

Si la carga nominal actúa en la parte opuesta al voladizo se tiene el siguiente esquema de cargas:



ESQUEMA 5.- Diagrama de cargas simplificado para carga nominal en el extremo fijo

$$+\overset{\curvearrowright}{\sum} M_{R1} = 0$$

$$0,58W_p + 2,08P - 1,98R_3 = 0$$

$$R_3 = \frac{0,58W_p + 2,08P}{1,98} = \frac{0,58(1993) + 2,08(1960)}{1,98}$$

$$R_3 = 2642,8 \text{ N}$$

$$R_3 = R_4 = \frac{R_3}{2} = \frac{2642,8}{2} = 1321,4 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

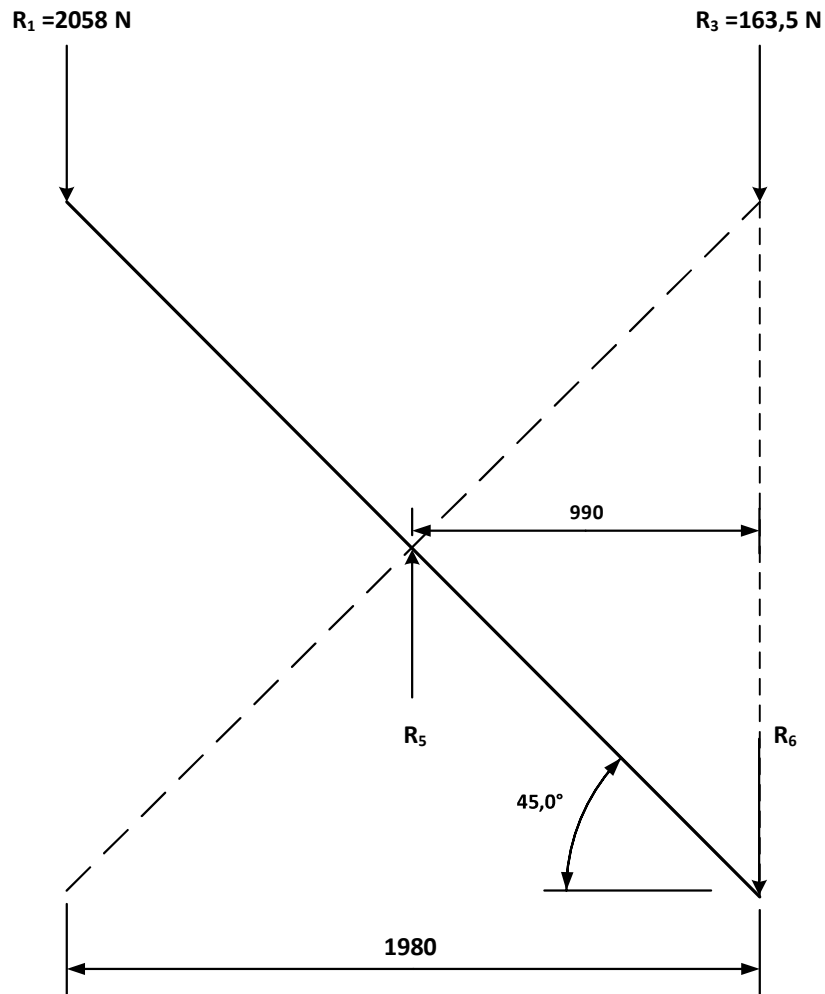
$$R_1 - W_p - P + R_3 = 0$$

$$R_1 = W_p + P - R_3 = 1993 + 1960 - 2642,8 = 1310,2 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{R_1}{2} = \frac{1310,2}{2} = 655,1 \text{ N}$$

Del análisis de estos dos casos se puede concluir que la plataforma transmite mayor carga a las tijeras y sus ejes superiores, cuando la carga nominal actúa en el extremo voladizo.

Para este caso, se calculará y pre-dimensionará las tijeras, por el momento sin considerar la acción de su propio peso.



ESQUEMA 6.- Diagrama de cargas en eslabón R₁-R₆ del primer par de tijeras o tijeras superiores

$$+\overset{\curvearrowright}{M}_6 = 0$$

$$-1,98R_1 + 0,99R_5 = 0$$

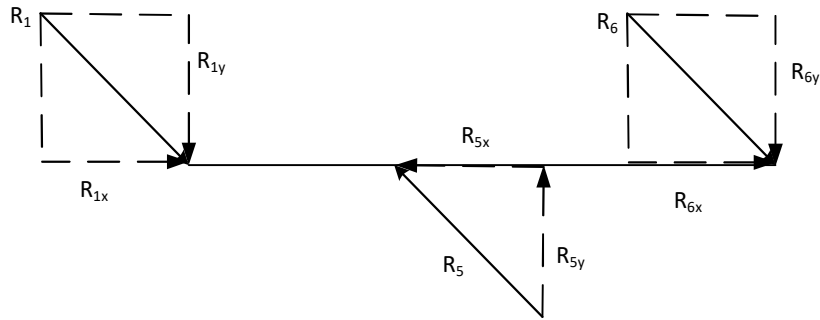
$$R_5 = \frac{1,98R_1}{0,99} = 2R_1 = 2(2058,3) = 4116,6 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$-R_1 + R_5 - R_6 = 0$$

$$R_6 = R_5 - R_1 = 4116,6 - 2058,3 = 2058,3 \text{ N}$$

Se dimensiona la barra o eslabón 1-6



ESQUEMA 7. Diagrama de cargas para la barra 1-6.

La barra 1-6 se calcula como viga simplemente apoyada.

$$R_{1x} = R_1 \cos 45^\circ = 2058,3 \cos 45^\circ = 1455,4 \text{ N}$$

$$R_{1y} = R_1 \sin 45^\circ = 2058,3 \sin 45^\circ = 1455,4 \text{ N}$$

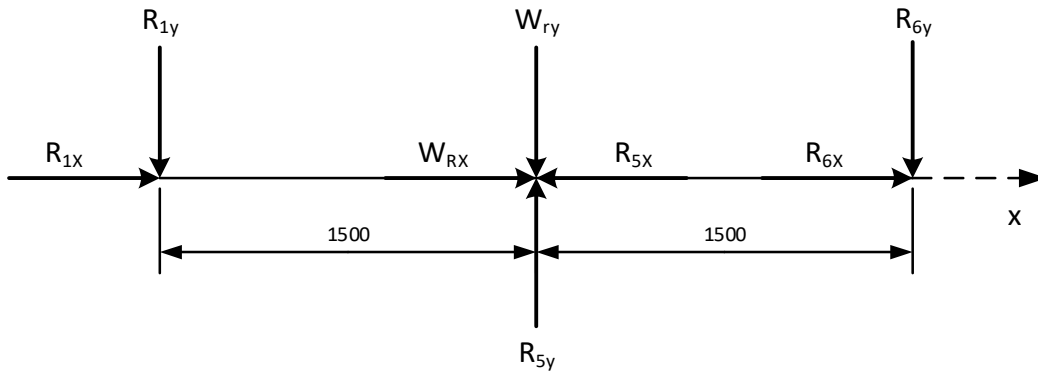
$$R_{5x} = R_5 \cos 45^\circ = 4116,6 \cos 45^\circ = 2911 \text{ N}$$

$$R_{5y} = R_5 \sin 45^\circ = 4116,6 \sin 45^\circ = 2911 \text{ N}$$

$$R_{6x} = R_6 \cos 45^\circ = 2058,3 \cos 45^\circ = 1455,4 \text{ N}$$

$$R_{6y} = R_6 \sin 45^\circ = 2058,3 \sin 45^\circ = 1455,4 \text{ N}$$

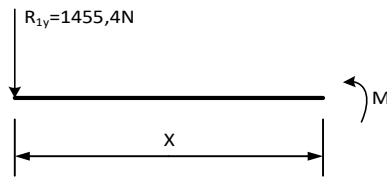
El diagrama de cargas según las componentes de las fuerzas es:



ESQUEMA 8. Diagrama de cargas componentes para el cálculo del momento flector.

Calculo del momento flector por secciones

$$0 \quad x \quad 1,5$$



$$M = -R_{1y}x$$

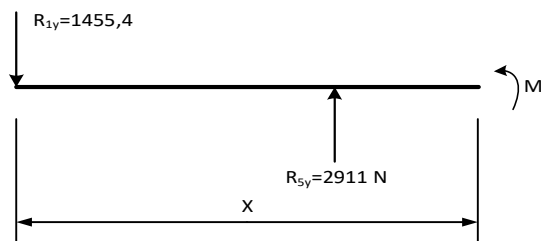
$$S \quad x = 0$$

$$M = -1455,4(0) = 0$$

$$S \quad x = 1,5$$

$$M = -1455,4 (1,5) = 2037,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1,4 \quad x \quad 3$$



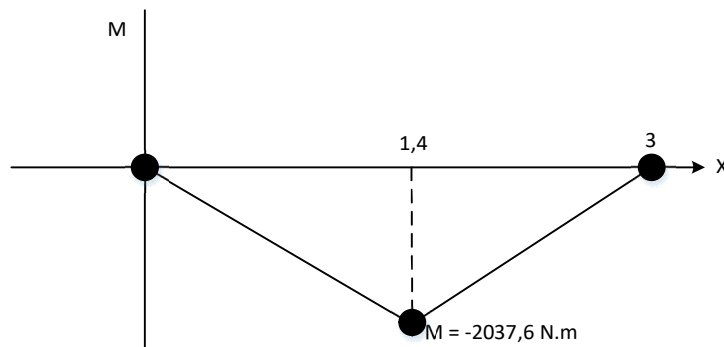
$$M = -1455,4 (x) + 2911 (x - 1,4)$$

$$x = 1,4$$

$$M = -1455,4 (1,4) + 2911 (0) = 2037,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S \quad x = 3$$

$$M = -1455,4(2,8) + 2911(1,4) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



ESQUEMA 9. Diagrama de momentos flectores.

El máximo momento flector se presenta en la mitad del elemento de tijera es decir cuándo:

$$x = 1,4 \text{ m}$$

$$M = 2,6 \text{ N.m}$$

El máximo esfuerzo flector, considerando una tijera de tipo pletina de sección rectangular será:

$$\sigma_m = \frac{M_c}{I}$$

$$\sigma_m = \frac{M}{W}$$

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

Donde:

σ_{\max} = Esfuerzo flector máximo

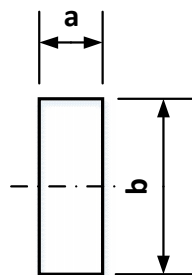
M = Momento flector máximo

I = Momento rectangular de inercia

c = Distancia más lejana del eje neutro de la tijera

W = Módulo de rectangular de inercia

Para una sección rectangular de la tijera, se tiene que:



$$W = \frac{a \cdot b^2}{6}$$

$$\sigma_m = \frac{6M}{a \cdot b^2}$$

El esfuerzo flector máximo no debe sobrepasar el esfuerzo admisible σ_a que soporta el material de la pletina:

$$\sigma_m = \sigma_a$$

$$\frac{6M}{ab^2} = \sigma_a$$

Se elegirá una pletina construida de acero A-36, disponible en Ecuador se tiene que el esfuerzo de fluencia mínimo es:

$$\sigma_f = 250M$$

Considerando un factor de seguridad N , considerando un coeficiente de seguridad:

$$N = 1,25$$

Para asegurar la resistencia de la pletina y la posible concentración de esfuerzos se tiene:

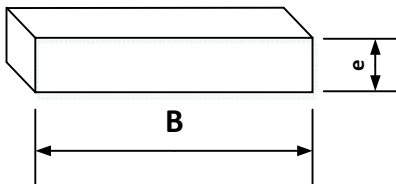
$$\sigma_a = \frac{\sigma_f}{N}$$

$$\sigma_a = \frac{250}{1,25} = 200M$$

Es decir:

$$\frac{6M}{a \cdot b^2} = 200M$$

Eligiendo del catálogo de aceros IPAC⁵ para pletinas, una pletina de dimensiones:



B Pulg.	e mm	Peso Kg/m
4x3/8	9,5	42,4

⁵ El catálogo de pletinas IPAC, consta en anexos.

Tenemos que:

$$a = 9,5 \text{ mm} = 0,0095 \text{ m}$$

$$b = 101,6 \text{ mm} = 0,1016 \text{ m}$$

$$\text{Peso} = 69,25 \text{ N/m}$$

$$\sigma_m = \frac{6(2037,6)}{(0,0095)(0,1016)^2} = 124,7 \text{ M} \quad 125 \text{ M}$$

Por tanto:

$$\sigma_m \quad \sigma_a$$

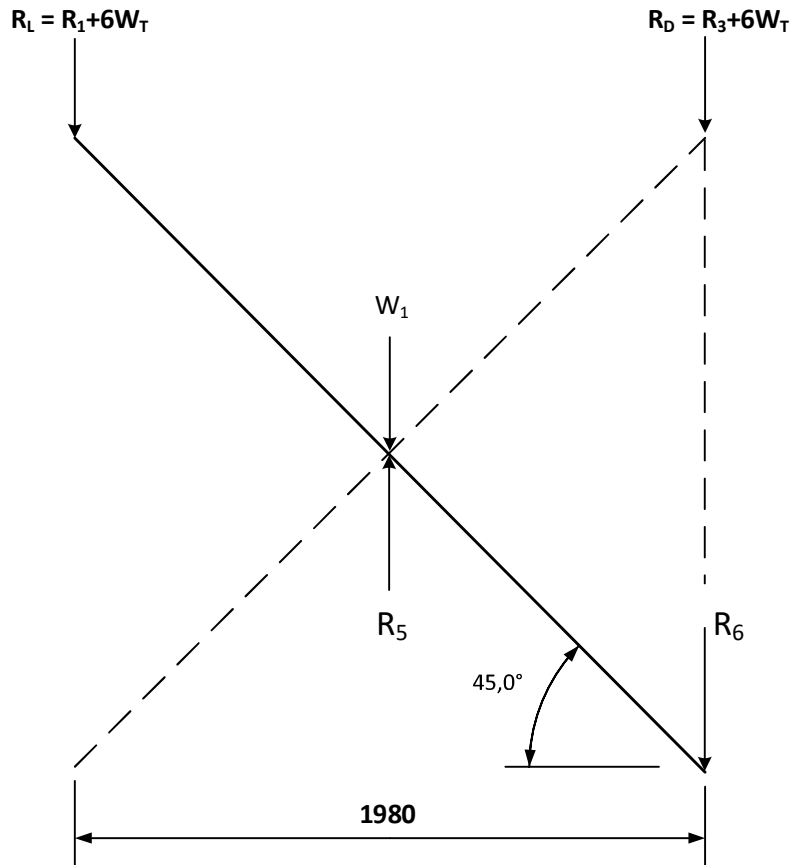
$$1 \quad M \quad 2 \quad M$$

Se cumple y la pletina resiste los esfuerzos.

Para considerar el efecto del peso de las tijeras en conjunto, se analizará las cargas actuantes sobre la tijera de la base.

La tijera de la base soportará el peso de la plataforma superior, su propio peso y además el peso de las 6 tijeras superiores.

El diagrama de cargas para el eslabón que conecta **R_L** hasta **R₆** , será:



ESQUEMA 10. Diagrama de cargas en tijera base.

$$W_1 = P \quad d \quad u \quad t \quad i \quad = (62,25) \times 3 = 207,75 \text{ N} \quad 208 \text{ N}$$

$$W_T = P \quad t \quad i \quad d \quad 6 \quad t \quad i \quad s \quad i \quad .$$

$$W_T = 6W_1$$

$$W_T = 6(208) = 1248 \text{ N}$$

$$R_L = 2058,3 + 1248 = 3306,3 \text{ N}$$

$$R_D = -163,5 + 1248 = 1064,5 \text{ N}$$

$$+ \curvearrowright M_{R6} = 0$$

$$-R_L(1,98) + R_5(0,99) - W_1(0,09) = 0$$

$$-3306,3(1,98) + 0,99R_5 - 208(0,09) = 0$$

$$R_5 = \frac{3303,6(1,98) + 208(0,99)}{0,99} = 6820,6 \text{ N}$$

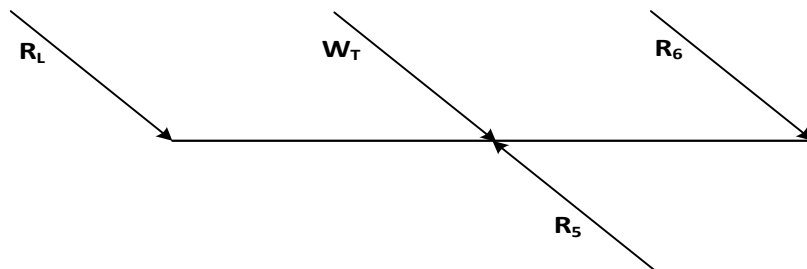
$$\sum F = 0$$

$$R_5 - R_L - W_1 - R_6 = 0$$

$$R_6 = R_5 - R_L - W_1$$

$$R_6 = 6820,6 - 3306,3 - 208 = 3306,3 \text{ N}$$

Calculando el eslabón desde RL hasta R6:



ESQUEMA 11. Diagrama de cargas en el eslabón 1-6.

$$R_{1x} = 3306,3 \cos 45^\circ = 2338 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 3306,3 \sin 45^\circ = 2338 \text{ N}$$

$$R_{5x} = 6820,6 \cos 45^\circ = 4823 \text{ N}$$

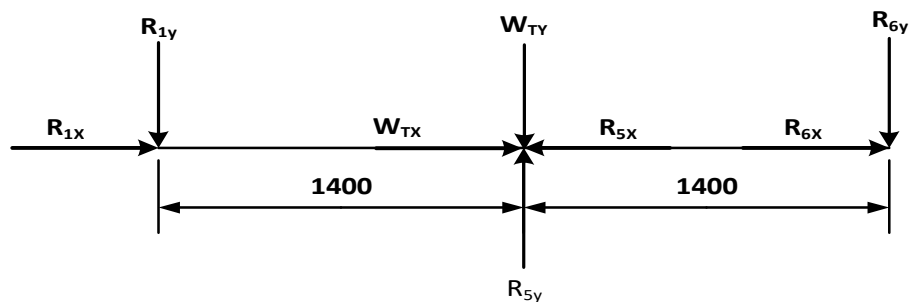
$$R_{5y} = 6820,6 \sin 45^\circ = 4823 \text{ N}$$

$$W_{1x} = 208 \cos 45^\circ = 147 \text{ N}$$

$$W_{1y} = 208 \sin 45^\circ = 147 \text{ N}$$

$$R_{6x} = 3303,6 \cos 45^\circ = 2338 \text{ N}$$

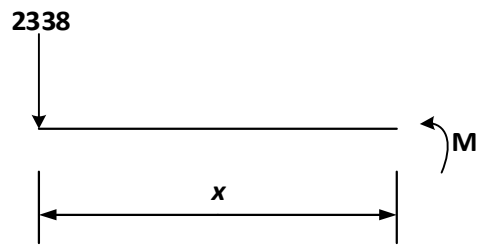
$$R_{6y} = 3303,6 \sin 45^\circ = 2338 \text{ N}$$



ESQUEMA 12. Diagrama de cargas según componentes rectangulares.

Calculando el momento flector por secciones

$$0 \quad x \quad 1,4$$



$$M = -2338 x$$

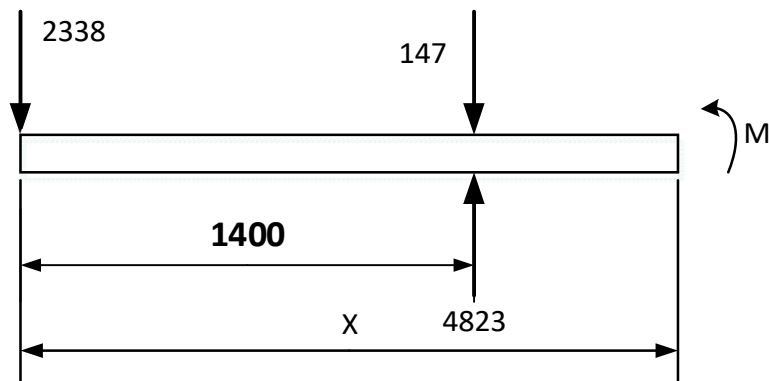
$$S \quad x = 0$$

$$M = -2338(0) = 0$$

$$S \quad x = 1,4$$

$$M = -2338 (1,4) = 3273,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1,4 \quad x \quad 2,8$$



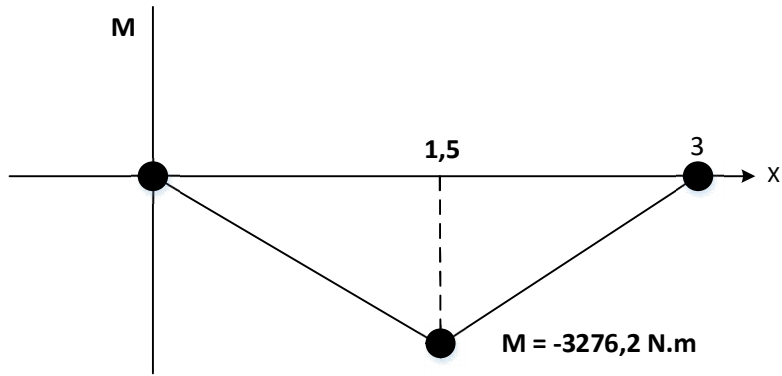
$$M = -2338 (x) + 147 (x - 1,4) + 4823(x - 1,4)$$

$$x = 1,4$$

$$M = -2338 (1,4) - 147(0) + 4823 (0) = -3273,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S \quad x = 2,8$$

$$M = -2328(2,8) - 147(2,8 - 1,4) + 4823(2,8 - 1,4) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



ESQUEMA 13. Diagrama de momentos flectores para las tijeras.

El esfuerzo flector máximo será:

$$\sigma_m = \frac{6M}{a \cdot b^2} = \frac{6(3275,2)}{(0,0095)(0,1016)^2} = 200,3 M$$

Ahora para que se cumpla que

$$\sigma_m \quad \sigma_a$$

$$200,3M \quad \text{—} \quad 200M$$

Se tiene que reconsiderar las dimensiones de la pletina, para efectos de seguridad eligiendo una nueva pletina de:

B Pulg.	e mm	Peso Kg/6m
4*1/2	12	56,52

$$a = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$$

$$b = 101,6 \text{ mm} = 0,1016 \text{ m}$$

$$W_1 = 92,3 \text{ N/m}$$

El momento flector máximo será:

$$W_T' = 6(92,3)(3) = 1661,4$$

$$R_L' = 2058,3 + 161,4 = 3719,7 \text{ N}$$

$$R_L'y = 3719,7 \cos 45^\circ = 2630,2 \text{ N}$$

$$M_m = -2630,2(1,4) = 3682,3 \text{ N.m}$$

$$\sigma_m = \frac{6(3682,3)}{(0,012)(0,1016)^2} = 179,9 M \quad 180 M$$

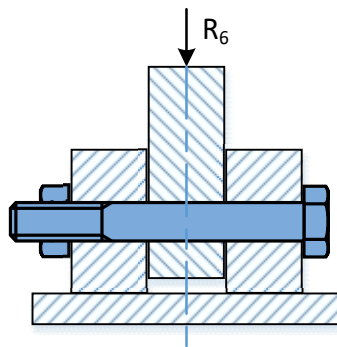
Ahora se cumple que:

$$\sigma_m = 180 M \quad \sigma_a = 200 M$$

La selección de la pletina para las tijeras es correcta.

e.4.1. Cálculo de los ejes fijos de la base de las tijeras.

Los ejes de la base se encuentran soportando la acción de la fuerza R_6 .



ESQUEMA 14. Soporte de sujeción de tijeras base.

Por ser elementos cortos se calcula el cizallamiento.

$$\tau_m = \frac{R_6}{A_c} \tau_a$$

Donde:

τ_{max} = esfuerzo cortante

τ_a = esfuerzo admisible al corte

A_c = área resistente al corte

$$A_c = 2A$$

A = área de la sección del eje

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{2}$$

Para acero suave, de la Tabla A1.4, con factor de seguridad de 2, de Anexos, el esfuerzo admisible al corte es

$$\tau_a = 300 \text{ k / c } / 2 = 29,4 \text{ M}$$

$$\tau_m = \frac{2R_6}{\pi d^2} = 29,4 \text{ M}$$

$$d = \sqrt{\frac{2R_6}{\pi(29,4 \times 10^6)}}$$

$$d = \sqrt{\frac{23306,3}{\pi(29,4 \times 10^6)}} = 0,00846 \text{ m}$$

$$d = 8,46 \text{ m}$$

Se elige un diámetro de

$$d = 10 \text{ m}$$

Se calcula el espesor del soporte para prevenir el desgarramiento

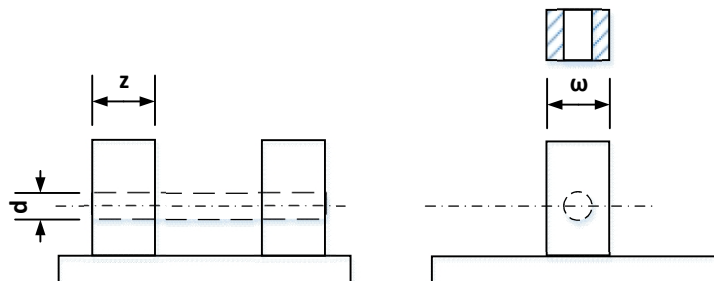
$$\tau_b = \frac{1/2 R_6}{A} = \tau_a$$

Donde:

τ_b = esfuerzo de cohesión

A_b = área de desgarramiento

τ_a = esfuerzo admisible de cohesión



ESQUEMA 15. Base de sujeción.

$$A = (w - d)z$$

Para acero suave (Tabla 104, Anexos)

$$\sigma_a = 36 \frac{k}{c^2} = 3,43 \cdot 10^6 P$$

$$\frac{\frac{1}{2}R_6}{z(w - d)} = 3,43 \cdot 10^6 P$$

$$w = \frac{\frac{1}{2}R_6}{(3,43 \cdot 10^6)z} + d$$

Asumiendo $z = 10 \text{ mm}$

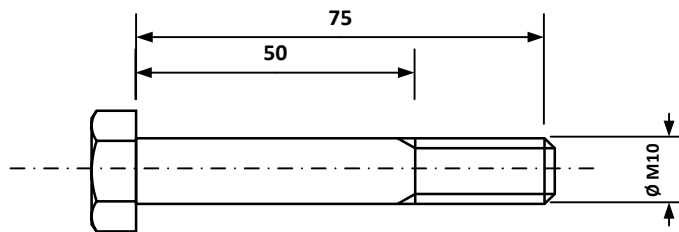
$$w = \frac{0,5(3303,6)}{3,43 \cdot 10^6(0,01)} + 0,010 = 0,0582 \text{ m}$$

$$w = 58,2 \text{ mm}$$

Se acepta

$$w = 60 \text{ mm}$$

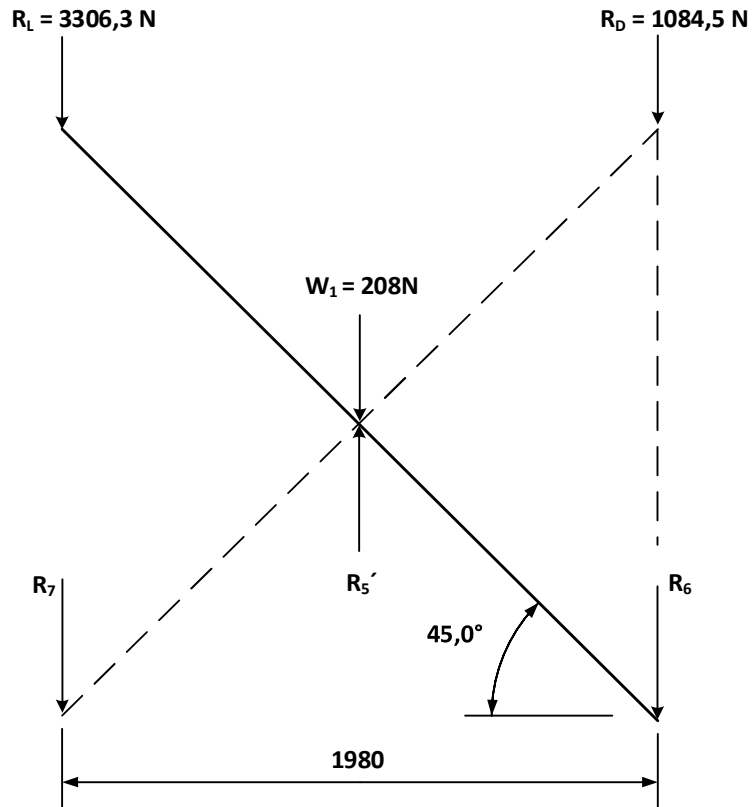
Los ejes de la base fija pueden ser reemplazados por pernos roscados de acero dulce de las siguientes dimensiones:



ESQUEMA 16. Pernos de sujeción en la base soporte.

Ahora se calculará la reacción R_7 en la otra tijera base:

Repetimos el esquema de cargas en la tijera base:



ESQUEMA 17. Diagrama de cargas en tijera base (repetido).

$$+\overset{\curvearrowright}{\sim} M_7 = 0$$

$$1,98R_D + 0,99W_I - 0,99R_5' = 0$$

$$R_5' = \frac{1,98R_D + 0,99W_I}{0,99} = \frac{1,98(1084,5) - 0,99(208)}{0,99}$$

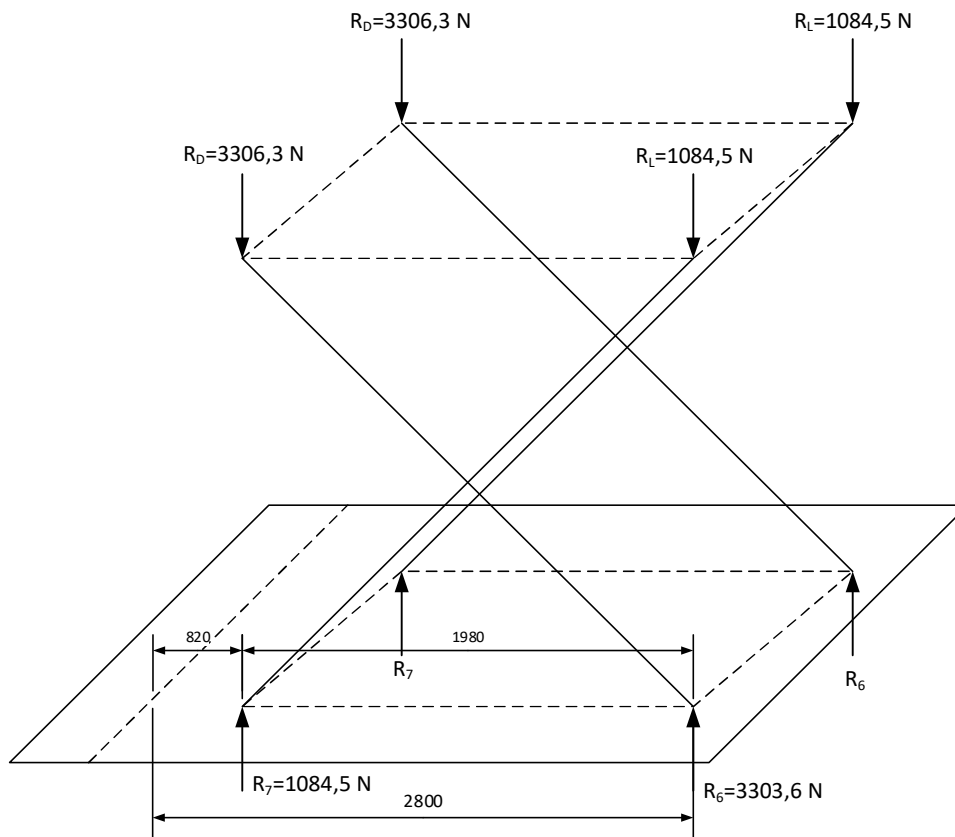
$$R_5' = 2377 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$-R_7 - R_D - W_I + R_5' = 0$$

$$R_7 = R_5' - R_D - W_I = 2377 - 1084,5 - 208 = 1084,5 \text{ N}$$

Las fuerzas \$R_7\$, una en cada lado del par de tijeras base, corresponderá a los apoyos deslizantes que se transmiten a la estructura base:



ESQUEMA 18. Diagrama de cargas en apoyos de tijera base.

e.5. Selección del accionador eléctrico para el movimiento del elevador de tijera

La fuerza de empuje del elevador de tijera tiene que vencer la fuerza de fricción ocasionada por las fuerzas actuantes en los apoyos R_7 y R_1 .

Los dos apoyos R_7 actúan en la base de soporte del elevador, en tanto que los apoyos R_1 actúan en la conexión del par superior de las tijeras del elevador, que se articulan en forma deslizante en la plataforma de trabajo.

La carrera o máximo desplazamiento del accionador eléctrico debe ser suficiente para elevar completamente el elevador.

Si:

$$L = c \quad e \quad l \quad b$$

$$L = 1980 \text{ m}$$

El accionador eléctrico se instalará en posición horizontal

$$F_A = 2\mu R_7 + 2\mu R_1$$

$$F_A = 2\mu(R_7 + R_1)$$

Siendo:

F_A = fuerza en el accionador

μ = coeficiente de fricción = 0,3

R_7 = fuerza en el extremo deslizando en la base = 1084,5 N

R_1 = fuerza en el extremo deslizando en la parte superior = 2058,3 N

Entonces:

$$F_A = 2(0,3)(1084,5 + 2058,3)$$

$$F_A = 1885,7 \text{ N}$$

El accionador eléctrico debe ejercer una fuerza de $F_A = 1885,7 \text{ N}$ y proporcionar un recorrido de $L = 920 \text{ mm}$.

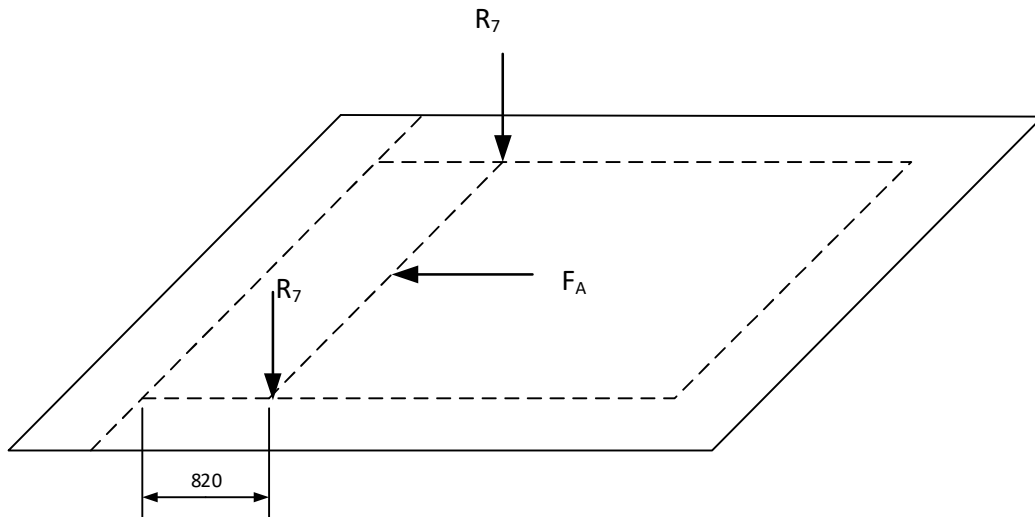
Del catálogo METAL WORK: GENERAL CATALOGUE (se adjunta en Anexos), se selecciona un accionador con las siguientes características:

ELECTRIC CYLINDER	
Serie	ELEKTRO ISO 15552
Tipo	Eléctrico
Tecnología	De vástago
Carrera Mínima	80 mm
Carrera Máxima	1500 mm
Velocidad Mínima	0,267 m/s
Velocidad Máxima	1,5 m/s

Con lo cual se asegura el funcionamiento del elevador.

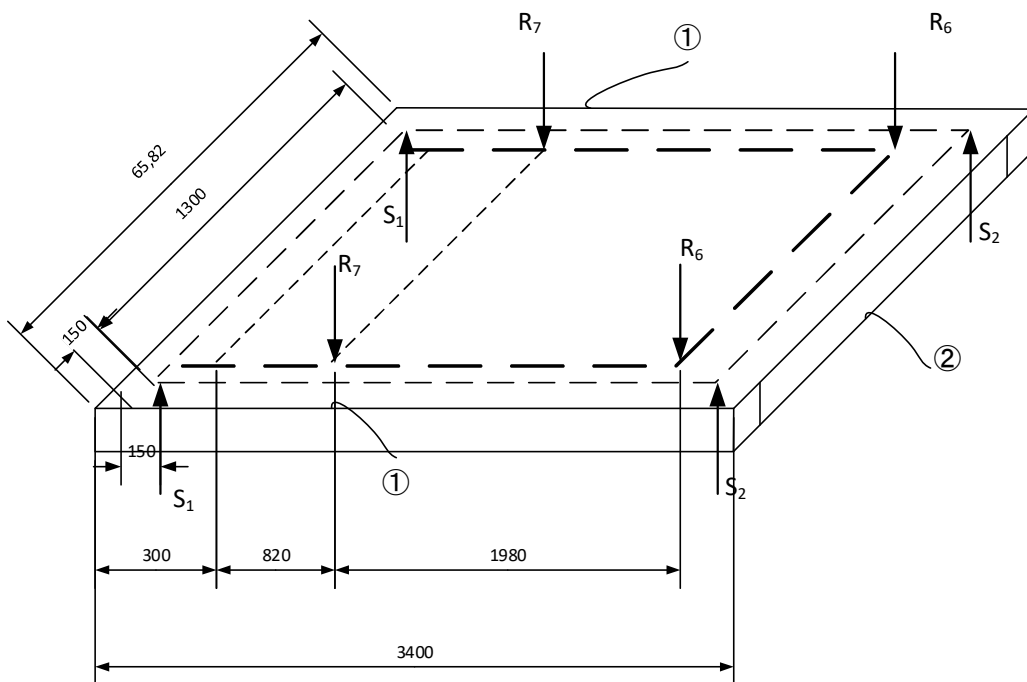
e.6. Cálculo de las fuerzas en las ruedas y de la estructura base

La base móvil de soporte constará de un marco de perfil G de acero, de dimensiones 3400 x 1700 mm, sobre el cual se suspenden 2 vigas también de perfil G, para soportar las bases deslizantes del elevador.



ESQUEMA 19. Esquema estructural del marco base.

En las esquinas del marco base, por la parte inferior se acoplan planchas de acero para instalación de las ruedas del elevador.



ESQUEMA 20. Diagrama de cargas sobre el marco base.

$$R_7 = 1084,5 \text{ N}$$

$$R_6 = 3303,6 \text{ N}$$

S_1 y S_2 son las reacciones de las ruedas.

Del esquema y por simetría:

$$\sum F = 0$$

$$2S_1 + S_2 - 2R_7 - 2R_6 = 0$$

$$S_1 + S_2 = R_7 + R_6$$

$$S_1 + S_2 = 1084,5 + 3303,6 = 4388,1 \text{ N}$$

$$+\tilde{M}_7 = 0$$

$$2R_7(0,97) + 2R_6(2,95) - 2S_2(3,1) = 0$$

$$S_2 = \frac{0,97R_7 + 2,95R_6}{3,1} = \frac{0,97(1084,5) + 2,95(3303,6)}{3,1}$$

$$S_2 = 3483,1 \text{ N}$$

$$S_1 = 4388,1 - 3483,1 = 905 \text{ N}$$

En consecuencia las ruedas se seleccionarán para soportar las cargas $S_2=3483,1 \text{ N}$.

Del catálogo de ruedas domesticas – industriales “RUEDAS AFO” (que consta en Anexos), se eligen 4 ruedas de las siguientes características:

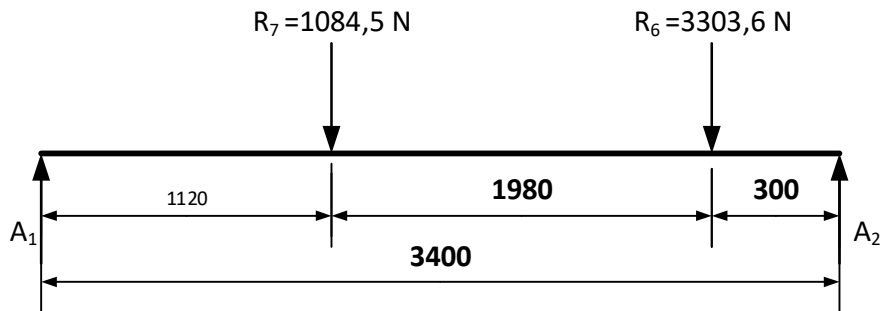
- Serie 68/70
- Soporte H

RUEDAS AFO	
Soporte H	Giratorio / Fijo
Diámetro de rueda	200 mm
Altura total	258 mm
Radio de giro	145 mm
Carga útil	400 Kg (3920 N)

Se seleccionan 2 ruedas de base giratoria y 2 ruedas de base fija.

e.7. Cálculo de las vigas de apoyo 1.

El diagrama de cuerpo libre será:



ESQUEMA 21. Diagrama de cargas en las vigas 1 del marco base.

$$\overset{\curvearrowright}{\sum} M_1 = 0$$

$$1,12R_7 + 3,1R_6 - 3,4A_2 = 0$$

$$A_2 = \frac{1,12R_7 + 3,1R_6}{3,4} = \frac{1,12(1084,5) + 3,1(3203,6)}{3,4}$$

$$A_2 = 3369,4 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

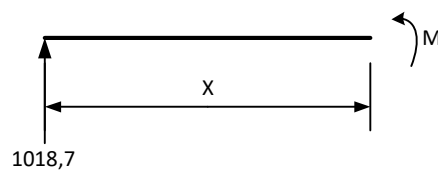
$$A_1 + A_2 - R_7 - R_6 = 0$$

$$A_1 = R_7 + R_6 - A_2 = 1084,5 + 3303,6 - 3369,4$$

$$A_1 = 1018,7 \text{ N}$$

Trazando el diagrama de momentos flectores por partes:

$$0 \quad x \quad 1,12$$

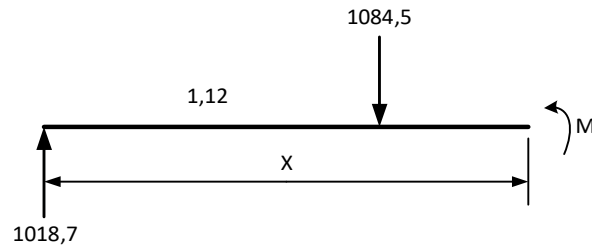


$$M = 1018,7 x$$

$$S \ x = 0 \ e; \quad M = 0$$

$$S \ x = 1,12 \ e; \quad M = (1018,7)(1,12) = 1141 \ N.m$$

$$1,12 \ x \ 3,1$$



$$M = 10187x - 1084,5(x - 1,12)$$

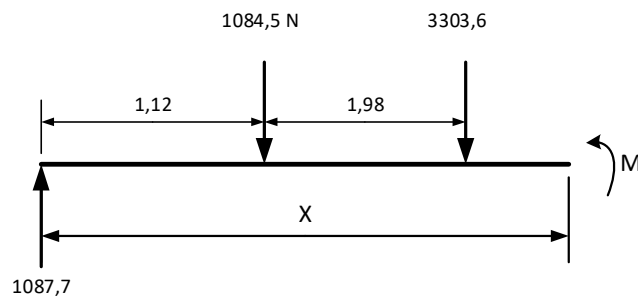
$$S \ x = 1,12$$

$$M = 10187,7(1,12) - 0 = 1141 \ N.m$$

$$S \ x = 3,1$$

$$M = 10187,7(3,1) - 1084,5(3,1 - 1,12) = 1010,7 \ N.m$$

$$3,1 \ x \ 3,4$$



$$M = 1018,7x - 1084,5(x - 1,12) - 3303,6(x - 3,1)$$

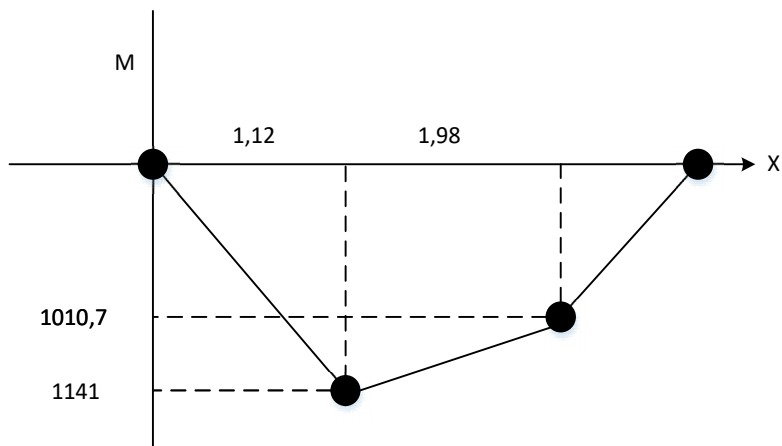
$$S \ x = 3,1$$

$$M = 1018,7(3,1) - 1084,5(3,1 - 1,12) - 3303,6(3,1 - 3,1) = 1010,7 \ N.m$$

$$S \ x = 3,4$$

$$M = 1018,7(3,4) - 1084,5(3,4 - 1,12) - 3303,6(3,4 - 3,1) = 0 \ N.m$$

El diagrama de momentos flectores es:



ESQUEMA 22. Diagrama de momentos flectores en viga 1.

El máximo momento flector es $M=1141$ N.m

El esfuerzo flector es:

$$\sigma_m = \frac{M}{W_c} \quad [\sigma_a]$$

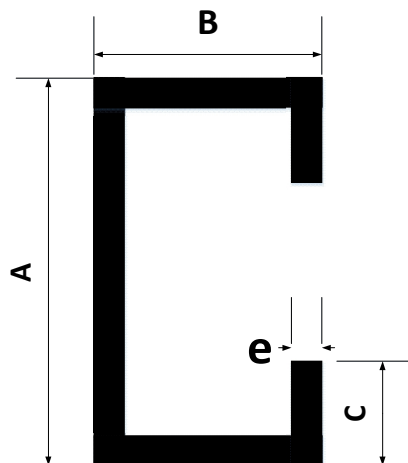
Tomando $[\tau_a]$ con un factor de seguridad de 2

$$[\sigma_a] = \frac{250}{2} M = 125 M$$

$$W_c \frac{M}{[\sigma_a]} = \frac{1141}{125 \times 10^6} = 9,128 \times 10^{-6} m^3$$

$$W_c \quad 9,128 c^3$$

Del catálogo de aceros IPAC para perfil estructural tipo G se elige:



Donde:

$$A = 80$$

$$B = 40$$

$$C = 15$$

$$e = 1,5$$

$$W = 12,30 \text{ cm}^3$$

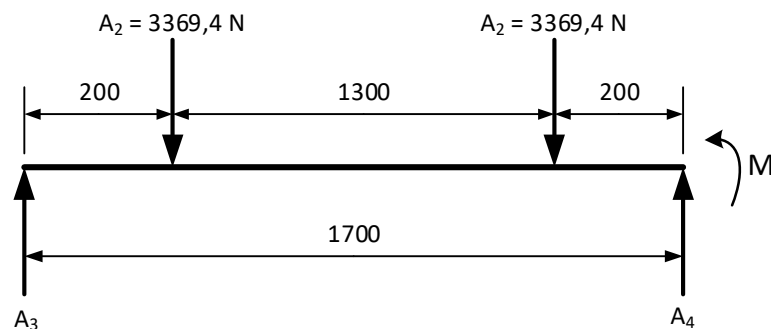
Como se cumple que:

$$\begin{array}{cc} W & W_c \\ 12,3 & 9,128 \end{array}$$

El perfil elegido es correcto.

e.8. Cálculo de vigas transversales 2, del marco base

Como $A_2 > A_1$ se calculará para la carga $A_2 = 3369,4 \text{ N}$:



ESQUEMA 23. Diagrama de cargas para las vigas 2 del marco base.

$$\sum F_y = 0$$

$$A_3 - 3369,4 - 3369,4 + A_4 = 0$$

$$A_3 + A_4 = 6738,8 \text{ N}$$

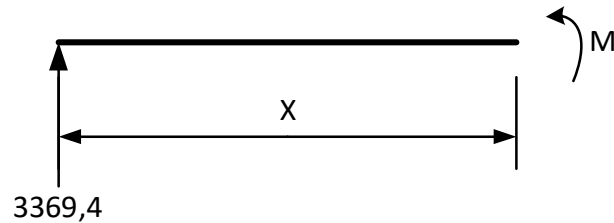
$$p \quad si \quad A_3 = A_4$$

$$2A_3 = 6738,8$$

$$A_3 = 3369,4 \text{ N} = A_4$$

Trazando el diagrama de momentos flectores por partes

$$0 \quad x \quad 0,2$$



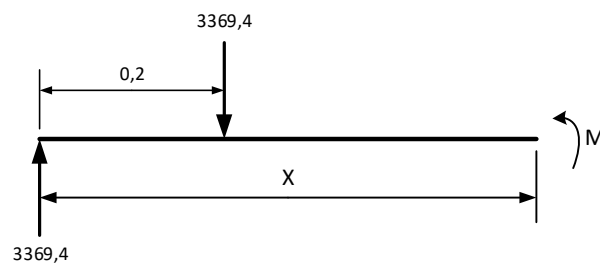
$$M = 3369,4x$$

$$\text{si } x = 0 \text{ e: } \quad M = 0$$

$$\text{si } x = 0,2$$

$$M = 3369,4(0,2) = 673,9 \text{ N.m}$$

$$0,2 \quad x \quad 1,5$$



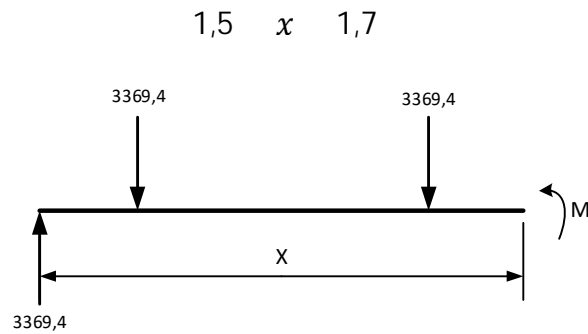
$$M = 3369,4x - 3369,4(x - 0,2)$$

$$\text{si } x = 0,2$$

$$M = 3369,4(0,2) - 3369,4(0) = 673,9 \text{ N.m}$$

$$\text{si } x = 1,5$$

$$M = 3369,4(1,5) - 3369,4(1,5 - 0,2) = 673,9 \text{ N.m}$$



$$M = 3369,4x - 3369,4(x - 0,2) - 3369,4(x - 1,5)$$

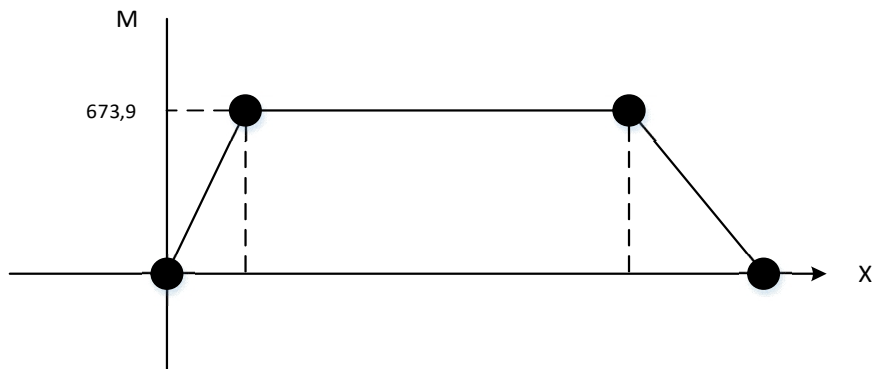
$$s: x = 1,5$$

$$M = 3369,4(1,5) - 3369,4(1,5 - 0,2) - 3369,4(1,5 - 1,5) = 673,9 \text{ N.m}$$

$$s: x = 1,7$$

$$M = 3369,4(1,7) - 3369,4(1,7 - 0,2) - 3369,4(1,7 - 1,5) = 0 \text{ N.m}$$

El diagrama de momentos flector es:



ESQUEMA 24. Diagrama de momentos flectores para las vigas 2 del marco base.

Siendo el máximo momento flector:

$$M = 679,3 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{M}{W_c} \quad [\sigma_a] = 125 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$W_c \frac{M}{[\sigma_a]} = \frac{679,3}{125 \times 10^6} = 5,43 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_c = 5,43 \text{ c}^3$$

Del catálogo de aceros IPAC se elige un perfil G.

$$A = 80 \text{ mm}$$

$$B = 40 \text{ mm}$$

$$C = 15 \text{ mm}$$

$$e = 1,5 \text{ mm}$$

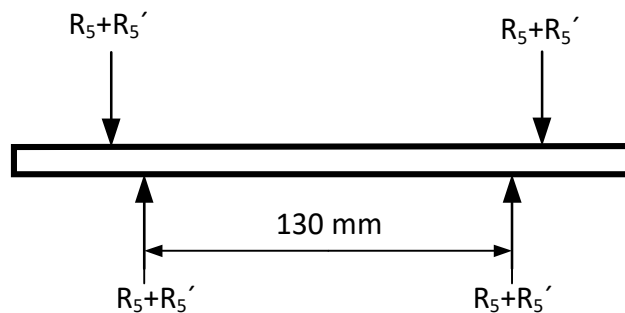
$$W = 6,86 \text{ cm}^3$$

Como W W_c

$$6,86 \quad 5,43$$

El perfil seleccionado es el adecuado.

e.9. Cálculo de los ejes transversales de las tijeras



ESQUEMA 24. Diagrama de cargas en ejes transversales de las tijeras.

El eje transversal crítico está sometido a las fuerzas R_5 y R_5' debidas a la acción del peso de la plataforma de trabajo más el peso de los eslabones de las tijeras del elevador.

Por tanto se calcula al corte puro.

$$\tau_m = \frac{F}{A_c} [\tau_a]; A_c = A \quad d \quad c_1 \quad c_2$$

Para corte puro con un factor de seguridad 2.

$$[\tau_a] = 800 \text{ K} / c_2 = 78,4 \text{ M}$$

Luego:

$$A_c = \frac{F}{[\tau_a]}$$

Como:

$$F = R_5 + R_5' = 6820,6 + 2377 = 9197,6 \text{ N}$$

$$A_c = \frac{9197,6}{78,4 \times 10^6} = 1,23 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_c = 1,23 \text{ cm}^2$$

Del catálogo de aceros de IPAC, debido a su bajo peso, se elige un tubo de vapor sin costura cédula 40, de las siguientes características:

Diámetro nominal	$\frac{3}{4}$ de pulgada
Diámetro exterior	De = 26,7 mm
Espesor	e = 2,87 mm

El diámetro interior será:

$$D_i = D_e - 2e = 26,7 - 2(2,87) = 20,96 \text{ mm}$$

El área resistente es:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (26,7^2 - 20,96^2)$$

$$A = 214,8 \text{ mm}^2 \quad 215 \text{ mm}^2$$

Como

$$A > A_c$$

$$215 > 1,23$$

El tubo elegido es satisfactorio.

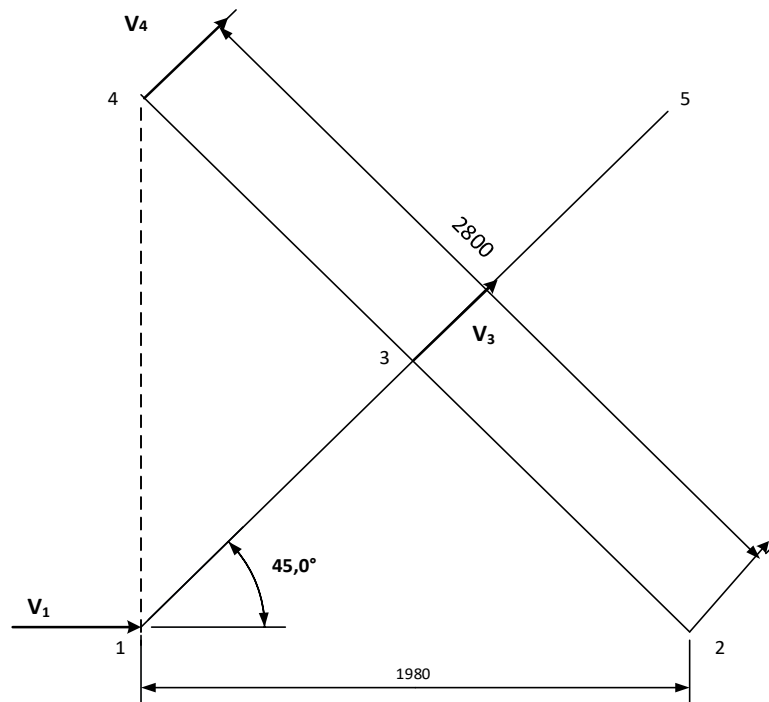
e.10. Cálculo de la velocidad de desplazamiento del elevador

La velocidad de desplazamiento del elevador, está en función de la velocidad lineal del

accionador eléctrico.

Si se mantiene constante la velocidad lineal del accionador eléctrico, la velocidad de ascenso o descenso del elevador será variable, aumentando conforme el elevador gana altura, es decir, cuando el ángulo de inclinación de las barras o eslabones de las tijeras aumenta; la velocidad de desplazamiento el elevador, disminuirá en caso contrario.

Por tanto se calculará la velocidad lineal del accionador eléctrico para que proporcione una velocidad de ascenso o descenso del elevador V_E de 1 m/s., cuando los eslabones de las tijeras tienen una inclinación de 45° .

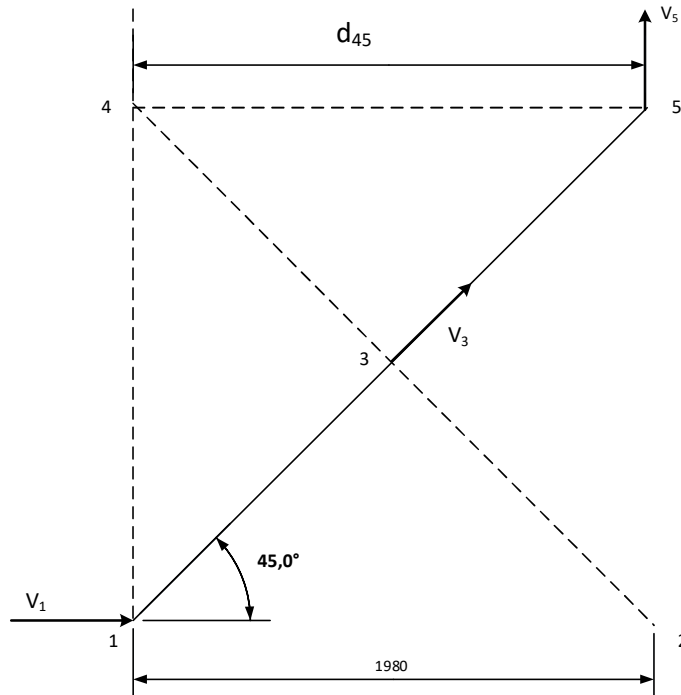


ESQUEMA 25. Diagrama de velocidades en las tijeras del elevador.

Las velocidades V_3 y V_4 , son de dirección conocida, puesto que la barra 2-4 está pivotada en 2, conforme se muestra en el esquema 25; en consecuencia las velocidades V_3 y V_4 , son perpendiculares al eje longitudinal de la barra 2-4.

V_1 es la velocidad lineal del accionador eléctrico, V_E y su dirección es horizontal, conforme se muestra en el esquema 25.

El diagrama de velocidades para la barra 1-5, es el siguiente:



ESQUEMA 26. Diagrama de velocidades en la barra 1-5.

Como se conocen las direcciones de V_1 y V_3 , el centro instantáneo de rotación de la barra 1-5, se encuentra en el cruce de las perpendiculares a las direcciones de V_1 y V_3 .

Dicho centro se encuentra en el punto 4 del esquema 26.

Por tanto, la velocidad V_5 , será perpendicular a su radio de giro, identificado como la distancia d_{45} en el esquema 26.

V_5 es también la velocidad de desplazamiento del elevador, asumida en 1 m/s.

$$d_4 = 1 \quad m = 1,9 \quad m$$

La velocidad angular ω_1 de la barra 1-4 será:

$$V_5 = \omega_1 d_4 = 1 \frac{m}{s}$$

$$\omega_1 = \frac{V_5}{d_4} = \frac{1}{1,9} = 0,5 \quad \frac{r}{s}$$

La velocidad lineal del accionador eléctrico será en consecuencia:

$$V_1 = \omega_1 d_1$$

$$d_1 = 2,8 \quad \omega_1 = 1,9 \text{ m}$$

$$V_1 = 0,5 \times 1,9 = 1 \text{ m/s}$$

En consecuencia la velocidad lineal del accionador eléctrico, deberá ser de 1 m/s.

$$V_E = 1 \text{ m/s}$$

f.- RESULTADOS

f.1. Análisis del diseño y descripción de la máquina.

El cálculo y diseño del elevador se ha realizado, los siguientes requerimientos de explotación:

- **Trabajos a realizar:** debido a la necesidad de optimizar el tiempo que se requiere la ejecución de las tareas profesionales, se ha diseñado un elevador que sirve para trabajos de mantenimiento preventivo y correctivo en los diversos sistemas eléctricos, mecánicos y civiles que conforman el lugar de trabajo de una forma fácil y segura.
- **Funcionalidad:** El elevador es de fácil transporte, debido a que la infraestructura donde va a utilizarse requiere de dicha versatilidad para permitir una amplia gama de utilización del mismo, además tiene un sistema de potencia electromecánico, que elimina la posibilidad de ocasionar contaminación del tipo con combustibles o aceites lubricantes no permisibles en una basílica como de El Cisne.
- **Construcción permisible:** Los materiales que se requieren para la construcción del elevador, como resultado del cálculo y diseño del mismo, son de fácil acceso, ya que se encuentran disponibles en el mercado local. La construcción y ensamblaje de los distintos elementos electromecánicos del elevador puede ser realizada en un taller de mecánica industrial común, debido a que no requieren de la utilización de máquinas herramientas complejas. Cada uno de los principales elementos diseñados, han sido rigurosamente calculados y seleccionados técnicamente a efecto de que soporten las cargas reales de trabajo, garanticen la rigidez y estabilidad necesarias y proporcionen seguridad a los operarios, permitiendo realizar los trabajos de mantenimiento previstos con la mayor eficacia y rapidez.

Como el elevador escogido para este proyecto es del tipo tijera se procederá a enumerar y describir los componentes del elevador, empezaremos de abajo arriba, según la siguiente figura:

Fig. 6 Elevador tipo tijera



Fuente: 6 <http://www.tianhaopl.com/xby/show.asp?id=1>

- Base de la estructura (Marco base o bastidor): Es el elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Se encuentra apoyado en el piso, a través de las ruedas para el desplazamiento.
- Barras o eslabones de tijera: De sección rectangular y maciza, están unidas entre sí, a la base inferior o marco base y a la plataforma superior o de trabajo mediante ejes transversales y son el nexo de unión y transmisión de fuerza, para que la estructura se eleve o se retraiga.
- Accionador eléctrico o actuador de fuerza: Es el elemento que proporciona la fuerza necesaria para levantar o retraer la estructura.
- Plataforma superior o de trabajo: Superficie diseñada con chapa metálica y baranda de protección, obre la cual descansa el o los operarios destinados a realizar las tareas de mantenimiento a las diferentes alturas requeridas.
- Ejes transversales o pasadores y barras cilíndricas de unión: De sección circular tubular, sirven como unión entre los distintos elementos del elevador y que actúan además como piezas anti torsión, que van colocadas entre los eslabones de las tijeras del elevador para conferirle le confieren resistencia y rigidez para soportar las cargas externas y de los operarios.

g. CONCLUSIONES

- De conformidad con la naturaleza de los trabajos de mantenimiento electromecánico y construcción civil, que se deben realizar en la Basílica de Nuestra Señora de El Cisne, a través del presente trabajo, se ha logrado determinar el tipo de elevador de tijera, más adecuado para efectuar las tareas de mantenimiento descritas, garantizando alcanzar todos los espacios requeridos del local, en cuanto a la altura y movilidad.
- El elevador diseñado, además permite garantizar la seguridad de los operarios encargados del mantenimiento y preservar la integridad arquitectónica y patrimonial de la basílica, al evitar aspectos colaterales de contaminación con residuos de combustibles y/o lubricantes, derivados del petróleo.
- Los conocimientos adquiridos durante nuestra formación profesional en la Carrera de Ingeniería Electromecánica, nos han permitido calcular, sobre base científica los elementos principales del elevador de tijeras; dichos cálculos han permitido seleccionar adecuadamente, tanto los materiales a emplearse en la construcción del elevador, así como el tipo de accionamiento electromecánico, que proporcionará la potencia requerida de funcionamiento.
- El mantenimiento mecánico del elevador, es bastante simple y debería efectuarse según una correspondiente planificación, sobre la base de los requerimientos del accionador eléctrico, debido a que es el elemento principal de potencia.

h. RECOMENDACIONES

- Sería pertinente incluir soportes adicionales tipo “pie de amigo”, para trabajos en la máxima altura, para asegurar aún más la estabilidad del elevador, e impedir una mínima posibilidad de volteo vertical del elevador.
- Es factible adicionar un tipo de bloqueo o freno en las ruedas del elevador, para evitar cualquier mínimo desplazamiento en sentido longitudinal, que ocasione acciones de inercia que desestabilicen a los operarios cuando trabajen especialmente en condiciones de gran altura, a más de los “pie de amigo”.
- Se debe programar cuidadosamente la velocidad de avance del accionador eléctrico, para que no supere 1 m/s, a efecto de evitar un ascenso o descenso muy rápido del elevador, lo que podría provocar la aparición de fuerzas inerciales que desestabilicen la máquina. De igual forma la programación del accionador, no debe permitir de que el elevador, alcance una altura superior a los 15 m, que es la máxima altura posible de diseño.
- El elevador debe usarse siempre en terreno horizontal, con las ruedas obstaculizadas en su movimiento mediante acuñamiento mecánico.
- El uso del elevador, no debería efectuarse en terreno inclinado, a menos que se traben mediante cuñas, las ruedas del mismo.
- El uso del elevador no debe ser permitido a personas no preparadas en el manejo de los controles automáticos del accionador eléctrico.

j. BIBLIOGRAFÍA

- ESPOLE. (1984). Manual de diseño de máquinas.
- Larburu, N. (1980). Técnica del Dibujo. Madrid: Paraninfo S.A.
- Larburu, N. (1990). Máquinas Prontuario. Madrid: Paraninfo SA.
- Mott, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquina. En R. L. Mott, Diseño de Elementos de Máquina (págs. 90-91-105-95-97). México: Pearson Education.
- Prat, J. V. (Octubre de 2002). Elementos de Máquina Teoría.
- Singer, A. P. (1994). Resistencia de materiales. México: Oxford University Press México S. A. de C. V.
- White, T. P. (1992). Resistencia de Materiales. En T. P. White, Resistencia de Materiales (pág. 73). España: Ediciones Universidad de Salamanca.
- Wikipedia, C. d. (18 de Abril de 2015). Momento Flector. Obtenido de https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Especial:Citar&page=Momento_flector&id=81487119

k. ANEXOS

ANEXO 1. DISEÑOS

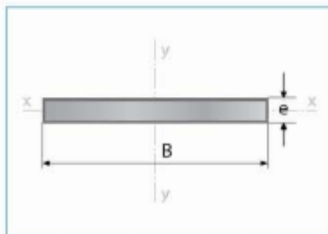
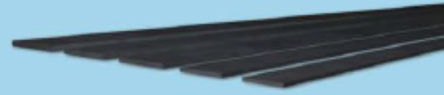
ANEXO 2. TABLAS

Perfiles estructurales G- DIPAC

IS														
Designaciones			Espesor	Peso		Área	Eje x-x			Eje y-y			Distancia de eje menor y superficie	
H	B	c	e	P	P	A	I	W	i	I	W	i		X
mm	mm	mm	mm	kg/m	kg/6m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	
60	30	10	1,40	1,44	8,62	1,83	10,38	3,46	2,38	2,30	1,19	1,12	1,06	
			1,50	1,53	9,19	1,95	11,01	3,67	2,38	2,43	1,25	1,11	1,06	
			1,80	1,81	10,87	2,31	12,83	4,28	2,36	2,78	1,43	1,10	1,06	
			2,00	1,99	11,95	2,54	13,96	4,65	2,35	3,00	1,55	1,09	1,06	
			2,50	2,42	14,55	3,09	16,57	5,52	2,32	3,47	1,78	1,06	1,05	
80	40	15	3,00	2,83	16,99	3,61	18,84	6,28	2,29	3,84	1,97	1,03	1,05	
			1,40	1,99	11,92	2,53	25,78	6,44	3,19	6,02	2,37	1,54	1,47	
			1,50	2,12	12,73	2,70	27,42	6,85	3,19	6,38	2,52	1,54	1,47	
			1,80	2,52	15,10	3,21	32,20	8,05	3,17	7,42	2,93	1,52	1,46	
			2,00	2,78	16,66	3,54	35,25	8,81	3,16	8,07	3,18	1,51	1,46	
100	50	15	2,50	3,41	20,44	4,34	42,46	10,61	3,13	9,56	3,76	1,48	1,46	
			3,00	4,01	24,06	5,11	49,05	12,26	3,10	10,85	4,27	1,46	1,46	
			1,50	2,59	15,55	3,30	53,48	10,70	4,02	11,74	3,59	1,89	1,73	
			1,80	3,08	18,50	3,93	63,06	12,61	4,01	13,72	4,19	1,87	1,73	
			2,00	3,40	20,43	4,34	69,24	13,85	4,00	14,98	4,57	1,86	1,73	
120	60	15	2,50	4,19	25,15	5,34	84,01	16,80	3,97	17,90	5,46	1,83	1,72	
			3,00	4,95	29,71	6,31	97,79	19,56	3,94	20,52	6,25	1,80	1,72	
			25	4,00	7,02	42,14	8,95	129,74	25,95	3,81	31,81	10,55	1,89	1,99
			1,50	3,06	18,38	3,90	92,05	15,34	4,86	19,36	4,83	2,23	1,99	
			2,00	4,03	24,20	5,14	119,75	19,96	4,83	24,86	6,19	2,20	1,98	
125	50	15	2,50	4,98	29,86	6,34	145,99	24,33	4,80	29,89	7,44	2,17	1,98	
			3,00	5,89	35,36	7,51	170,79	28,47	4,77	34,48	8,57	2,14	1,98	
			25	4,00	8,28	49,68	10,55	229,04	38,17	4,66	53,23	14,22	2,25	2,26
			1,50	2,89	17,32	3,68	89,64	14,34	4,94	12,66	3,68	1,86	1,56	
			2,00	3,80	22,78	4,84	116,42	18,63	4,91	16,16	4,70	1,83	1,56	
150	50	15	2,50	4,68	28,09	5,96	141,70	22,67	4,87	19,33	5,61	1,80	1,55	
			3,00	5,54	33,24	7,06	165,49	26,48	4,84	22,16	6,43	1,77	1,55	
			25	4,00	7,81	46,85	9,95	223,21	35,71	4,74	34,68	10,86	1,87	1,81
			1,50	3,18	19,09	4,05	137,29	18,31	5,82	13,41	3,75	1,82	1,42	
			2,00	4,19	25,14	5,34	178,72	23,83	5,79	17,13	4,79	1,79	1,42	
160	60	15	2,50	5,17	31,03	6,59	218,04	29,07	5,75	20,48	5,72	1,76	1,42	
			3,00	6,13	36,78	7,81	255,25	34,03	5,72	23,49	6,56	1,73	1,42	
			25	4,00	8,59	51,56	10,95	347,77	46,37	5,64	37,03	11,08	1,84	1,66
			1,50	3,53	21,20	4,50	178,67	22,33	6,30	21,27	4,98	2,17	1,73	
			2,00	4,66	27,96	5,94	233,19	29,15	6,27	27,32	6,40	2,14	1,73	
200	50	15	2,50	5,76	34,57	7,34	285,24	35,65	6,23	32,87	7,69	2,12	1,73	
			3,00	6,84	41,02	8,71	334,84	41,85	6,20	37,93	8,87	2,09	1,72	
			25	4,00	9,54	57,22	12,15	455,68	56,96	6,12	59,11	14,73	2,21	1,99
			2,00	4,97	29,85	6,34	354,94	35,49	7,48	18,60	4,91	1,71	1,21	
			2,50	6,15	36,92	7,84	434,46	43,45	7,44	22,24	5,87	1,68	1,21	
200	50	15	3,00	7,31	43,84	9,31	510,36	51,04	7,40	25,51	6,74	1,66	1,21	
			25	4,00	10,16	60,98	12,95	702,71	70,27	7,37	40,63	11,39	1,77	1,43

X = Distancia entre el eje menor y-y a la superficie exterior del perfil

Productos Laminados Pletina



Largo normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro
Espesores:
Desde 3,00 a 12,00 mm
Calidad de acero:
DIN 17100 / ST 37-2 / ASTM A-36
Norma de fabricación:
INEN 2222 / ISO 1035
Observaciones:
Otras dimensiones y largos previa
consulta.

Aplicaciones

- Somier camas.
- Cerrajería en general (puertas, ventanas, rejas).
- Estructuras en general.
- Muebles metálicos.
- Paquete de resortes (Sistemas de suspensión).



Dimensiones	Espesor	Peso
B	e	P
Pulg.	mm	kg/6m
1/2 x 1/8	3,00	1,70
1/2 x 3/16	4,00	2,26
1/2 x 1/4	6,00	3,39
3/4 x 1/8	3,00	2,68
3/4 x 3/16	4,00	3,58
3/4 x 1/4	6,00	5,37
1 x 1/8	3,00	3,53
1 x 3/16	4,00	4,71
1 x 1/4	6,00	7,07
1 x 3/8	9,50	10,59
1 x 1/2	12,00	14,13
1 1/4 x 1/8	3,00	4,24
1 1/4 x 3/16	4,00	5,65
1 1/4 x 1/4	6,00	8,47
1 1/4 x 3/8	9,50	12,71
1 1/2 x 1/8	3,00	5,37
1 1/2 x 3/16	4,00	7,16
1 1/2 x 1/4	6,00	10,74
1 1/2 x 3/8	8,00	16,11
1 1/2 x 1/2	12,00	21,48
2 x 1/8	3,00	7,07
2 x 3/16	4,00	9,50
2 x 1/4	6,00	14,13
2 x 3/8	9,50	21,20
2 x 1/2	12,00	28,26
2 1/2 x 1/4	6,00	18,37
2 1/2 x 3/8	9,50	27,55
2 1/2 x 1/4	6,00	18,37
3 x 1/4	6,00	21,20
3 x 3/8	9,50	31,80
4 x 1/4	6,00	28,26
4 x 3/8	9,50	42,40
4 x 1/2	12,00	56,52



Características

- **Tipo:** eléctrico
- **Tecnología:** de vástago
- **Otras características:**
ISO 15552
- **Carrera:**
Mín.: 80 mm
Máx.: 1500 mm
- **Esfuerzo:**
Mín.: 3300 N
Máx.: 36080 N
- **Velocidad:**
Mín.: 0.267 m/s (0.88 ft/s)
Máx.: 1.5 m/s (4.92 ft/s)

Serie 68/70
H Giratoria / Fija
 de 120 a 400 kgs.

Ruedas AFO

Fabricación de Ruedas Domésticas e Industriales
 ventas@ruedasafos.es - www.ruedasafos.es



Soporte H

Soporte: Giratorio y fijo de hierro fundido calidad GG-15, con platina base de sujeción horizontal.

Rodamiento: Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio.

Acabado: Pintado en color gris.

Aro Mononyl Nylon

Aro: Monobloque de nylon (poliamida), inyectado en color natural.

Rodamiento: Buje con taladro liso.



Recambio: Serie 188 NYL

							Código	Descripción	P.V.P.
60X28	95	56	104X73	78X46	8	120	12330	68/60 NYL	
80X30	123	66	123X85	90X52	8	150	12340	68/80 NYL	
100X35	145	81	143X100	104X64	10	180	12350	68/100 NYL	
130X40	172	98	160X110	123X70	13	250	12360	68/130 NYL	
160X45	206	110	172X132	131X91	13	350	12390	68/160 NYL	
200X50	258	145	210X160	155X105	16	400	11341	68/200 NYL	



68-NYL



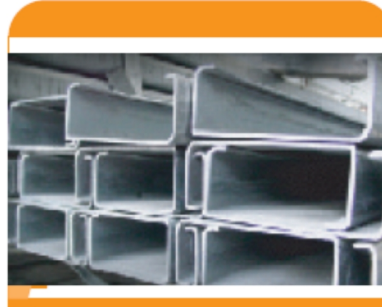
DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO



**PERFILES ESTRUCTURALES
CORREAS "G"**

Especificaciones Generales

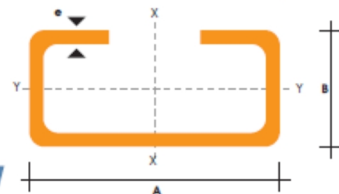
- Norma:** INEN 1 623: 2000
- Otras calidades:** Previa consulta
- Largo normal:** 6mts
- Otros largos:** Previa consulta
- Espesores:** Desde 1.5mm hasta 12mm
- Acabado:** Natural
- Otro acabado:** Previa consulta



CORREAS "G"

DIMENSIONES				PESOS			SECCION	EJE X-X			PROPIEDADES		
A	B	C	e	6metros	1metro	I		W	I	I	W	I	
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12	
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09	
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04	
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51	
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51	
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46	
100	50	15	2	20.40	3.40	4.34	69.20	13.80	4.00	15.00	4.57	1.86	
100	50	15	3	29.70	4.95	6.31	97.80	19.60	3.94	20.50	6.25	1.80	
100	50	20	4	40.26	6.71	8.55	126.70	25.34	3.85	28.50	9.05	1.83	
100	50	25	5	51.12	8.52	10.86	152.51	30.50	3.75	36.52	12.09	1.83	
125	50	15	2	22.80	3.80	4.84	116.00	18.60	4.91	16.20	4.69	1.83	
125	50	15	3	33.24	5.54	7.06	165.00	26.50	4.84	22.20	6.43	1.77	
125	50	20	4	44.99	7.49	9.55	217.00	34.70	4.77	30.90	9.32	1.80	
125	50	25	5	57.00	9.50	12.11	264.32	42.29	4.67	39.88	12.46	1.82	
125	50	30	6	70.78	11.78	14.73	307.13	49.14	4.56	48.69	15.81	1.81	
150	50	15	2	25.14	4.14	5.34	179.00	23.80	5.79	17.10	4.78	1.79	
150	50	15	3	36.78	6.13	7.81	255.00	34.00	5.72	23.50	6.56	1.73	
150	50	20	4	49.68	8.28	10.50	337.00	44.90	5.65	32.90	9.52	1.77	
150	75	25	5	74.70	12.45	15.86	545.36	72.71	5.86	117.22	24.17	2.72	
150	75	30	6	93.42	15.57	19.23	641.40	85.52	5.77	114.47	30.57	2.74	
175	50	15	2	27.48	4.58	5.84	258.00	29.40	6.64	17.90	4.85	1.75	
175	50	15	3	40.32	6.72	8.56	369.00	42.20	6.57	24.60	6.66	1.70	
175	75	25	4	65.40	10.9	13.90	653.00	74.60	6.84	105.00	20.90	2.75	
175	75	25	5	80.58	13.43	17.11	785.95	89.82	6.78	123.88	24.63	2.69	
175	75	30	6	100.74	16.79	20.73	929.39	106.22	6.70	152.84	31.19	2.72	
200	50	15	2	29.94	4.99	6.36	356.00	35.60	7.56	18.60	4.85	1.72	
200	50	15	3	43.86	7.31	9.31	507.00	50.70	7.45	25.10	6.57	1.65	
200	75	25	4	70.20	11.70	14.90	895.00	89.50	7.64	110.00	21.30	2.71	
200	75	25	5	86.52	14.42	18.37	1080.00	108.00	7.67	129.62	25.02	2.66	
200	75	30	6	108.00	18.00	22.23	1282.17	128.21	7.59	160.15	31.73	2.68	
250	75	25	4	79.80	13.30	16.90	1520.00	122.00	9.48	118.00	21.70	2.64	
250	100	25	5	109.98	18.33	23.36	2219.24	177.54	9.75	285.26	39.24	3.49	
250	100	30	6	135.48	22.58	28.23	2647.38	219.79	9.68	383.54	55.58	3.69	
300	100	30	4	100.80	16.80	21.30	2860.00	191.00	11.60	274.00	38.30	3.58	
300	100	35	5	126.60	21.10	26.90	3560.00	237.00	11.50	351.00	49.90	3.62	
300	100	35	6	154.74	25.79	31.80	4170.00	278.00	11.40	404.00	57.40	3.56	

También en galvanizado e inoxidable



www.dipacmanta.com PBX: (02) 2200 750 / Quito - Ecuador