



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por
Tracción de Adherencia”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Tesis de Grado

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Héctor Israel Bonilla Choca

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2014

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios sobre todas las cosas ya que por Él hoy veo realizada esta etapa de mi vida.

A mi padre Ángel Choca Bonifaz, a mis madres Carmen Castro Guamán y Zoraida Choca Castro que siempre estuvieron allí y se esforzaron para que nunca me falte nada y logre salir adelante y ser un triunfador.

A mi esposa que siempre me incomodó para que no desista y avance en la realización de esta tesis.

Al Ing. Federico Camacho por la gran ayuda que me ha brindado en el desarrollo de esta tesis.

DEDICATORIA

Dedico este triunfo a Dios ya que a Él sea toda gloria y toda honra.

A mi padre Ángel Choca Bonifaz que siempre fue fuerte en alentarnos a superar metas y alcanzar victorias trabajando duro.

A mi amada esposa Edelina Aguirre que es parte de mi vida.

A mi hermanita Rita la cual ha sido una de mis inspiraciones para alcanzar metas y a mis madres que han sido mis compañeras.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Dr. Kleber Barcia V., Ph.D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Federico Camacho B.
DIRECTOR TFG

Ing. Alfredo Torres G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Trabajo Final de Graduación, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Héctor Israel Bonilla Choca

RESUMEN

La altura de los edificios e industrias modernas ha obligado a los constructores y propietarios de fábricas a considerar como una máquina auxiliar e indispensable a los sistemas elevadores de carga, los elevadores han sido herramientas útiles en lo que se refiere a transportar cargas materiales y humanas en sentido vertical.

La ventaja de estos equipos es su diversidad, que de acorde a la necesidad requerida se puede optar por diferentes sistemas de elevación, así como su versatilidad en el tamaño de cada uno, ajustándose al espacio proporcionado para ejecutar tal acción. Con el uso de estos sistemas se logra optimizar tanto tiempo como dinero en las diversas actividades requeridas.

Las normas técnicas que rigen a los sistemas elevadores de carga también juegan un papel muy importante ya que dan las pautas y las precauciones que se deben de tener tanto en el diseño como también en el mantenimiento de los mismos, así como las recomendaciones que cada sistema elevador debe cumplir, para asegurar en primer lugar la seguridad del personal que lo utilizará y el correcto funcionamiento del equipo.

Debido a todas estas ventajas que proporcionan estos equipos, se presenta esta tesis de grado con la finalidad de poder conocer el proceso de diseño y selección de cada uno de sus elementos constituyentes y así poder realizar la construcción de estos equipos localmente economizando los precios de compra e importación como generalmente se lo hace al momento de adquirir uno de estos sistemas.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	iv
ABREVIATURAS.....	vii
SIMBOLOGÍA.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE PLANOS.....	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1. ELEVADORES INDUSTRIALES Y DISEÑO CONCEPTUAL.....	3
1.1 Sistemas Elevadores de Carga.....	3
1.2 Tipos de Sistemas Elevadores.....	4
1.2.1 Sistema de Adherencia.....	6
1.2.2 Sistema Hidráulico.....	8
1.2.3 Sistema de Enrollamiento.....	10
1.3 Elementos fundamentales de un elevador.....	12
1.3.1 Grupo Tractor.....	12
1.3.2 Cabina.....	14
1.3.3 Rieles Guía.....	16
1.3.4 Puertas de Acceso.....	17

1.3.5 Control Eléctrico de Potencia, Mandos y Límites.....	18
1.3.6 Dispositivos de Seguridad.....	20
1.3.7 Infraestructura Civil requerida para el Elevador.....	21
1.4 Normas Técnicas Aplicables.....	23
1.5 Diseño Conceptual Seleccionado.....	23

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.....	26
2.1 Sistema de Cabina.....	26
2.1.1 Diseño de Estructura.....	27
2.1.2 Selección de Guías.....	42
2.2 Sistema de Contrapeso.....	45
2.2.1 Cálculo de Contrapeso.....	45
2.2.2 Diseño de Estructura.....	46
2.2.3 Selección de Guías.....	53
2.3 Sistema de Accionamiento.....	54
2.3.1 Cálculo de Potencia de Elevación.....	55
2.3.2 Diseño de eje/polea de Tracción.....	57
2.3.3 Selección de Rodamientos.....	70
2.4 Sistema de Elevación.....	73
2.4.1 Selección de Poleas.....	73
2.4.2 Selección del Cable y Accesorios.....	74
2.5 Sistemas de Seguridad y de Control.....	76

CAPÍTULO 3

3. MODELADO VIRTUAL DEL SISTEMA ELEVADOR.....	91
3.1 Análisis Estructural de Componentes del Sistema con SAP-2000...	91
3.2 Modelado Virtual con Autodesk Inventor.....	111
3.2.1 Modelado en 3-D.....	111
3.2.2 Modelado Cinemático.....	117

CAPÍTULO 4

4. EVALUACIÓN DE COSTOS.....	120
4.1 Equipos Importados.....	120
4.2 Presupuesto de Implementación.....	122

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	127
---	------------

ABREVIATURAS

MRE	Machine room elevator
MRL	Machine room less
AC	Corriente alterna
DC	Corriente directa
ASME	American Society of Mechanical Engineers
EN	Norma Europea
NOM	Norma Mexicana
CPE	Código de Práctica Ecuatoriano
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ASTM	American Society for Testing and Materials

SIMBOLOGÍA

d_1	Profundidad útil
d_{eje}	Diámetro del eje
d_c	Diámetro de cable
d_w	Diámetro espira resorte
D_p	Diámetro de polea
F	Fuerza
F_c	Fuerza de compresión
Fle	Flecha
$F.S$	Factor de seguridad
g_n	Gravedad
H	Recorrido
h_1	Altura útil
h_2	Altura de bastidor de cabina
h_3	Altura de bastidor de contrapeso
J	Momento de inercia
K	Masa de la cabina
L_k	Longitud entre apoyo de guías
M	Momentos
M_{max}	Momento máximo
M_{vuelco}	Momento de vuelco
N_1	Rendimiento global del motor reductor
n_2	Número de cables
P	Presión específica
P_{max}	Presión específica máxima
P_{elev}	Potencia de elevación
Q_n	Carga nominal
$Q_{n.e}$	Carga no equilibrada
R	Reacciones
R_h	Empuje horizontal
S_{x-x}	Módulo de sección en eje X
S_{y-y}	Módulo de sección en eje Y
T	Tensión estática del cable
$T_{\text{elev.}}$	Torque de elevación
v_c	Velocidad del cable
v_n	Velocidad nominal
w_1	Ancho útil
w_2	Ancho de bastidor cabina
w_3	Ancho de bastidor contrapeso
q	carga distribuida
Z	Masa del contrapeso

β	Angulo del arco
σ_{perm}	Esfuerzo permisible
σ_y	Esfuerzo de fluencia

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Elevador o Ascensor.....	4
Figura 1.2 Clases de Elevadores de Carga [3].....	6
Figura 1.3 Elevador de Adherencia [4].....	7
Figura 1.4 Elevador Hidráulico [4].....	10
Figura 1.5 Elevador de Enrollamiento [4].....	12
Figura 1.6 Grupo Tractor [2].....	13
Figura 1.7 Diseño Conceptual Seleccionado.....	25
Figura 2.1 Estructura de Cabina.....	27
Figura 2.2 Estructura de Plataforma.....	29
Figura 2.3. Larguero.....	30
Figura 2.4. Perfil Final.....	32
Figura 2.5. Bastidor de Cabina.....	34
Figura 2.6 Travesaño Superior.....	37
Figura 2.7 Travesaño Inferior.....	38
Figura 2.8 Parantes Laterales de Cabina.....	40
Figura 2.9 Riel Guía Estándar.....	42
Figura 2.10 Cálculo de Empuje Horizontal [2].....	43
Figura 2.11 Bastidor del Contrapeso.....	46
Figura 2.12 Travesaño Superior Contrapeso.....	48
Figura 2.13 Travesaño Inferior Contrapeso.....	49
Figura 2.14 Parante Lateral del Contrapeso.....	51
Figura 2.15 Medidas de Pesas.....	53
Figura 2.16 Polea de Tracción.....	57
Figura 2.17 Perfiles de Poleas.....	58
Figura 2.18 Cargas Sobre Eje Polea Tracción.....	67
Figura 2.19 Cargas Sobre Eje Polea Desvío.....	69
Figura 2.20 Configuración de Poleas.....	73
Figura 2.21 Amortiguador de Resortes.....	77
Figura 2.22 Amortiguador para Cabina.....	83
Figura 2.23 Amortiguador para Contrapeso.....	88
Figura 3.1 Carga Viva y Carga Muerta actuando en Bastidor de Cabina.	93
Figura 3.2 Reacción en Bastidor de Cabina debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	94

Figura 3.3	Diagrama de Fuerza Cortante en Bastidor de Cabina debido a Carga Viva y Carga Muerta	94
Figura 3.4	Diagrama de Momento Flector en Bastidor de Cabina debido a Carga Viva y Carga Muerta	95
Figura 3.5	Factor de Seguridad en Bastidor de Cabina debido a Carga Viva y Carga Muerta	96
Figura 3.6	Carga Viva y Carga Muerta actuando en Perfil Final.....	97
Figura 3.7	Reacciones en Perfil Final debido a C. Viva y C. Muerta.....	98
Figura 3.8	Diagrama de Fuerza Cortante en Perfil Final debido a Carga Viva y Carga Muerta	98
Figura 3.9	Diagrama de Momento Flector en Perfil Final debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	99
Figura 3.10	Factor de Seguridad en Perfil Final debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	99
Figura 3.11	Carga Viva y Carga Muerta actuando en Larguero.....	100
Figura 3.12	Reacciones en Larguero debido a C. Viva y C. Muerta.....	101
Figura 3.13	Diagrama de Fuerza cortante en Larguero debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	101
Figura 3.14	Diagrama de Momento Flector en Larguero debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	102
Figura 3.15	Diagrama de Factor de Seguridad en Larguero debido a Carga Viva	102
Figura 3.16	Carga Viva y Carga Muerta actuando en Bastidor de Contrapeso.....	104
Figura 3.17	Reacción en Bastidor de Contrapeso debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	105
Figura 3.18	Diagrama de Fuerza Cortante en Bastidor de Contrapeso debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	106
Figura 3.19	Diagrama de Momento Flector en Bastidor de Contrapeso debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	106
Figura 3.20	Factor de Seguridad en Bastidor de Contrapeso debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	107
Figura 3.21	Carga Viva y C. Muerta actuando en Elevador de Carga.....	108
Figura 3.22	Reacción debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	109
Figura 3.23	Diagrama de Momento Flector debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	109
Figura 3.24	Diagrama de Fuerza Cortante debido a Carga Viva y Carga Muerta.....	110

Figura 3.25	Factor de Seguridad en Sistema Elevador.....	110
Figura 3.26	Modelado de Elevador de Carga.....	112
Figura 3.27	Modelado del Sistema de Cabina.....	113
Figura 3.28	Modelado del Bastidor de Cabina.....	113
Figura 3.29	Modelado de Plataforma de Cabina.....	114
Figura 3.30	Modelado de Estructura de Cabina Portante.....	114
Figura 3.31	Modelado del Sistema de Contrapeso.....	115
Figura 3.32	Modelado de Pesa para Sistema de Contrapeso.....	115
Figura 3.33	Modelado de Polea de Tracción.....	116
Figura 3.34	Modelado de Eje de Tracción.....	116
Figura 3.35	Modelado de Amortiguador para Cabina.....	117
Figura 3.36	Captura de Pantalla 1.....	118
Figura 3.37	Captura de Pantalla 2	118
Figura 3.38	Captura de Pantalla 3	119

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Ventajas y Desventajas de Elevador de Adherencia.....	8
Tabla 2	Ventajas y Desventajas de Elevador de Hidráulico.....	9
Tabla 3	Grupos Tractores Utilizados Según su Velocidad y Aplicación [5].....	14
Tabla 4	Requerimientos de Diseño.....	26
Tabla 5	Perfiles de Bastidor de Cabina.....	35
Tabla 6	Unidades para Cálculo de Momentos en Bastidor.....	36
Tabla 7	Esfuerzos Permisibles de Cada Elemento [6].....	41
Tabla 8	Perfiles de Bastidor de Contrapeso.....	47
Tabla 9	Datos Técnicos de Cables 8x19.....	74
Tabla 10	Mínimo Factor de Seguridad para Cables.....	75
Tabla 11	Datos de Diseño para Amortiguador Cabina.....	78
Tabla 12	Material para Amortiguadores.....	79
Tabla 13	Datos de Diseño para Amortiguador Contrapeso.....	84
Tabla 14	Empresas Comercializadora de Ascensores.....	121
Tabla 15	Costos de Material para Sistema de Cabina.....	122
Tabla 16	Costos de Material para Sistema de Contrapeso.....	123
Tabla 17	Costos de Material para Sistema de Accionamiento.....	123
Tabla 18	Costos de Material para Sistema de Elevación.....	124
Tabla 19	Costos de Material para Sistema de Seguridad.....	124
Tabla 20	Costos de Fabricación y Montaje.....	125
Tabla 21	Resumen de Costos.....	125

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Elevador de Carga 3-D
Plano 2	Elevador de Carga 2-D
Plano 3	Sistema de Cabina
Plano 4	Bastidor de Cabina
Plano 5	Estructura de Cabina
Plano 6	Plataforma de Cabina
Plano 7	Sistema de Contrapeso
Plano 8	Sistema de Elevación
Plano 9	Poleas del Sistema Elevador
Plano 10	Ejes del Sistema Elevador
Plano 11	Sistema de Seguridad
Plano 12	Amortiguadores

INTRODUCCIÓN

Esta tesis se ha desarrollado para mostrar el procedimiento a seguir en el diseño mecánico de un elevador de carga por sistema de tracción de adherencia, esperando que pueda servir como guía para diversos proyectos afines al tema, presentando así los elementos involucrados en el sistema, su dimensionamiento, su utilidad y su seguridad.

Como ejemplo para el diseño, se ha considerado una empresa que distribuye diversos equipos mecánicos tales como compresores, radiadores, equipos de aire acondicionado, que requiere de un sistema de elevación desde su planta baja hacia un primer piso alto, lugar de ubicación de la bodega para los equipos, con un total de carga útil de hasta 1500 kg.

En el Capítulo 1 se presentan los distintos sistemas de elevación de carga que existen, mostrando las características de cada uno de ellos, sus ventajas y desventajas tanto de instalación como de aplicación, así mismo se exponen los elementos que son fundamentales para un sistema de elevación y los dispositivos de seguridad y de control. Aquí también se presentan las normas técnicas aplicables que rigen al diseño y construcción de los elevadores y por último el diseño conceptual del modelo escogido.

En el Capítulo 2 se detalla el procedimiento a seguir en el diseño y selección de los elementos mecánicos y eléctricos del sistema de acorde al requerimiento mencionado anteriormente. Se derivan en varios sistemas locales como son: el Sistema de Cabina, Sistema de Contrapeso, Sistema de Accionamiento, Sistema de Elevación y el Sistema de Seguridad y Control.

En el Capítulo 3 se presenta un modelado virtual del sistema elevador de carga, realizado en Autodesk Inventor, como también un análisis estructural realizado en SAP-2000.

En el Capítulo 4 se realiza una evaluación de costos de los equipos necesarios, tanto dentro del país como algunos importados, lo cual permite contemplar la ventaja de construir esta clase de equipos dentro del país.

Finalmente, en el Capítulo 5 se definen las conclusiones y recomendaciones que se presentaron en el proceso de realización de esta tesis.

CAPÍTULO 1

1. ELEVADORES INDUSTRIALES Y DISEÑO CONCEPTUAL

1.1. Sistemas Elevadores de Carga

Un elevador o ascensor (Ver Figura 1.1.) se define como un sistema de elevación permanente que sirve a dos o más niveles, formado por una cabina o carro para transportar pasajeros y/o diferentes cargas, desplazándose por lo menos parcialmente entre rieles rígidas como guías, ambos verticales o inclinados de la vertical menos de 15° [1].

Se conforman de diferentes partes mecánicas, eléctricas y electrónicas que funcionan conjuntamente para lograr un medio seguro de transporte.

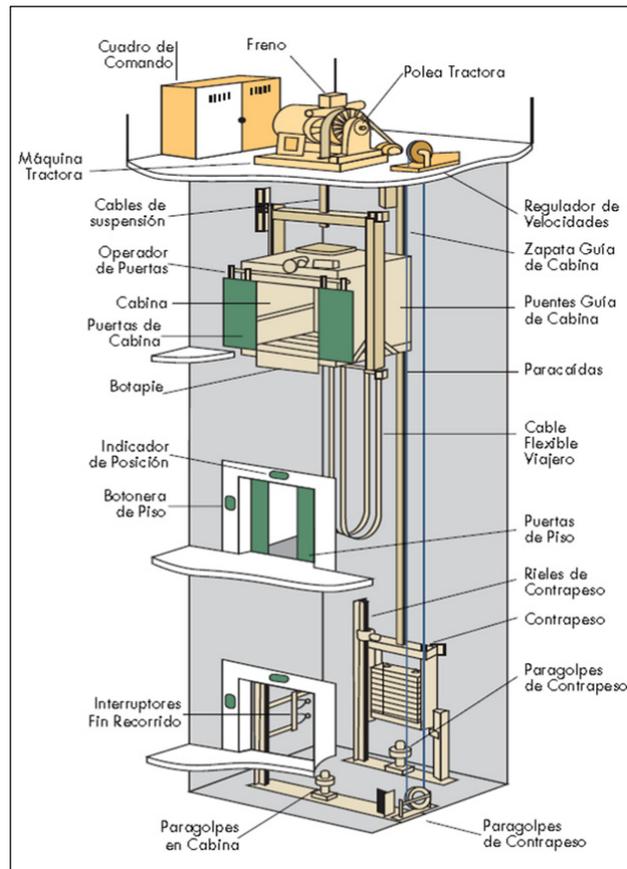


FIGURA 1.1 ELEVADOR O ASCENSOR

1.2. Tipos de Sistemas Elevadores

Los elevadores eléctricos pueden ser clasificados de acuerdo a varias características, siendo la más importante su método de

accionamiento, con diferentes principios de diseño y diferentes componentes de construcción [2].

Clasificándolos por este aspecto se tiene:

- a) Elevadores Eléctricos (elevador de tracción)
 - i. Elevadores con cuarto de máquina (MRE, por sus siglas en inglés)
 - ii. Elevadores sin cuarto de máquina (MRL, por sus siglas en inglés)
- b) Elevadores Hidráulicos

Las consideraciones de diseño de un proyecto en particular para escoger entre el elevador eléctrico y el hidráulico deberán ser por lo menos el número de pisos, la altura de elevación, el espacio disponible, el número de personas o tipo de carga y su velocidad.

Clasificándolos por su uso y tipo de carga se tiene:

- a) Elevadores para personas
- b) Elevadores para Carga (Ver Figura 1.2.)
 - 1. Clase A
 - 2. Clase B
 - 3. Clase C
 - i. Clase C1

- ii. Clase C2
- iii. Clase C3

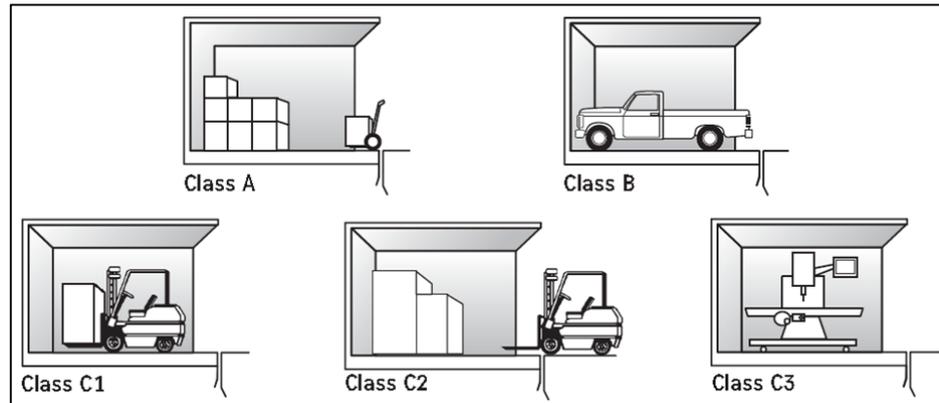


FIGURA 1.2 CLASES DE ELEVADORES DE CARGA [3]

1.2.1. Sistema de Adherencia

Los elevadores por adherencia (Ver Figura 1.3.) son aparatos en los cuales la cabina está unida mediante cables de acero a un contrapeso, en este tipo de elevadores los cables son movidos por una polea motriz acoplada al grupo tractor, que tiene tallados unos canales trapezoidales que producen la adherencia de los mismos por medio de la fricción que se genera en el movimiento, de allí su nombre.

Es el más sencillo de los sistemas de elevación, siendo posible efectuar su instalación sin ninguna restricción de altura, a diferencia de los otros sistemas en los que a partir de cierto recorrido las

dimensiones de sus elementos mecánicos se vuelven exageradas

[4].

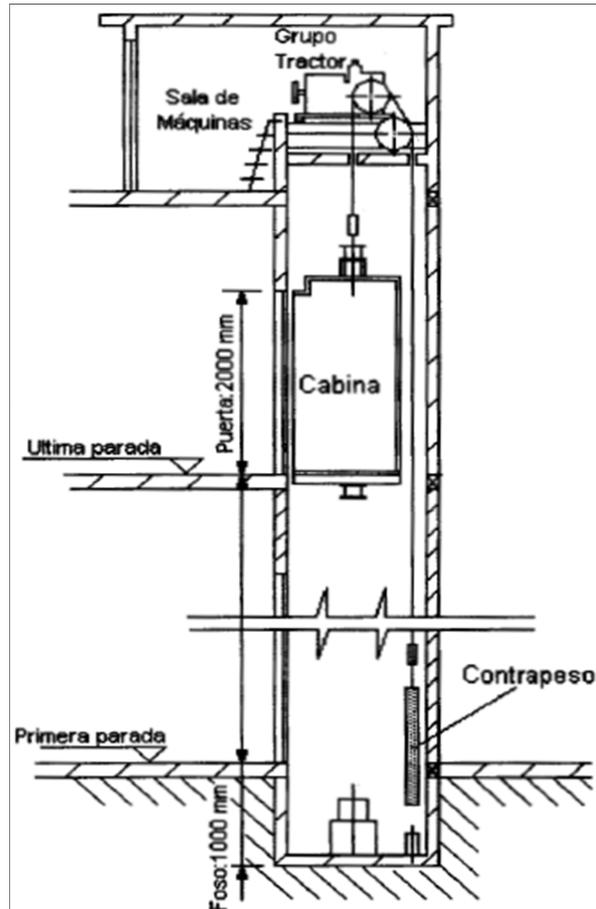


FIGURA 1.3 ELEVADOR DE ADHERENCIA [4]

La masa del contrapeso está definida por el peso de la cabina vacía más el 50% de la carga útil a elevar.

La instalación de estos sistemas requiere reservar un 30% del área del foso donde se los ubicará, para la instalación del contrapeso,

por lo cual el área útil de la cabina será menor al compararla con los otros sistemas elevadores.

En la Tabla 1 se puede observar las ventajas y desventajas de este tipo de elevadores.

TABLA 1
VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ELEVADOR DE ADHERENCIA

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Mecánicamente son muy fiables.	Se necesita aumentar la altura del edificio, para ubicar el cuarto de máquinas o de poleas.
Posibilidad de velocidades elevadas.	Muchos elementos están sometidos a desgaste.
Instalación muy económica.	Contrapeso voluminoso.

1.2.2. Sistema Hidráulico

En los elevadores hidráulicos (Ver Figura 1.4.) la fuerza de presión empuja el pistón hacia arriba, elevando la plataforma del elevador, el pistón puede empujar directa o indirectamente la cabina [4].

Los sistemas de elevación directa reúnen todas las ventajas de la impulsión hidráulica. Tienen el inconveniente de que no alcanzan largos recorridos, ni velocidades comparables con las de los elevadores por adherencia, salvo que utilicen pistones telescópicos, lo que encarece mucho su coste.

En la acción indirecta, estos elevadores transmiten el impulso del émbolo a la cabina por medio de cables o por medio de cadenas de rodillos. Este tipo de arreglo permite mayores recorridos y velocidades de elevación, sin aumentar excesivamente la longitud del émbolo.

En la siguiente Tabla 2 se puede observar las ventajas y desventajas de este tipo de elevadores.

TABLA 2
VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ELEVADOR DE HIDRÁULICO

VENTAJAS	DESVENTAJAS
El cuarto de máquinas, puede instalarse a gran distancia del foso y en cualquier nivel del edificio.	Son sensibles a la temperatura ambiente.
Son silenciosos y fiables.	Su velocidad es limitada.
Dimensionamiento máximo en el foso.	
La carga de elevación se transmite directamente a la cimentación del edificio.	
Desgaste mínimo y rendimiento superior.	

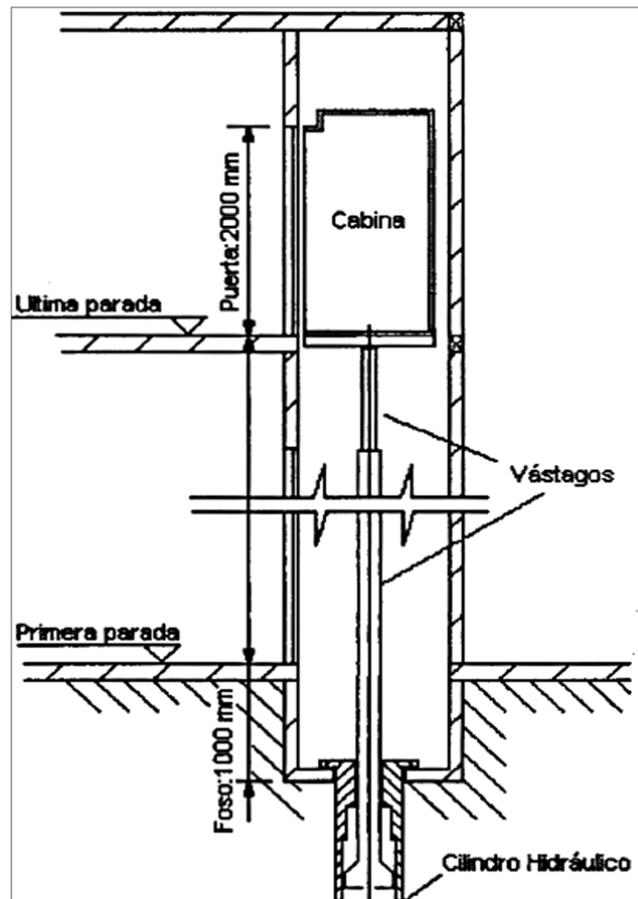


FIGURA 1.4 ELEVADOR HIDRÁULICO [4]

1.2.3. Sistema de Enrollamiento

El sistema de enrollamiento (Ver Figura 1.5) está conformado por un grupo tractor acoplado a un tambor, alrededor del cual se enrolla un cable de acero que directamente, o mediante un mecanismo de polipasto, desplaza a la cabina, sea para arriba, enrollando el cable, o para abajo, desenrollándolo.

Dicho sistema es válido para instalaciones de una altura de hasta 30 metros, ya que superado dicho límite las dimensiones tanto del tambor como la longitud del cable toman valores desproporcionados.

Este sistema posee un rendimiento mecánico elevado, alrededor del 80%, favoreciendo su instalación para elevadores de mediana y grandes cargas, y también favorece al dimensionamiento de la cabina a lo máximo que el pozo permita, ya que ahorra el espacio del contrapeso [4].

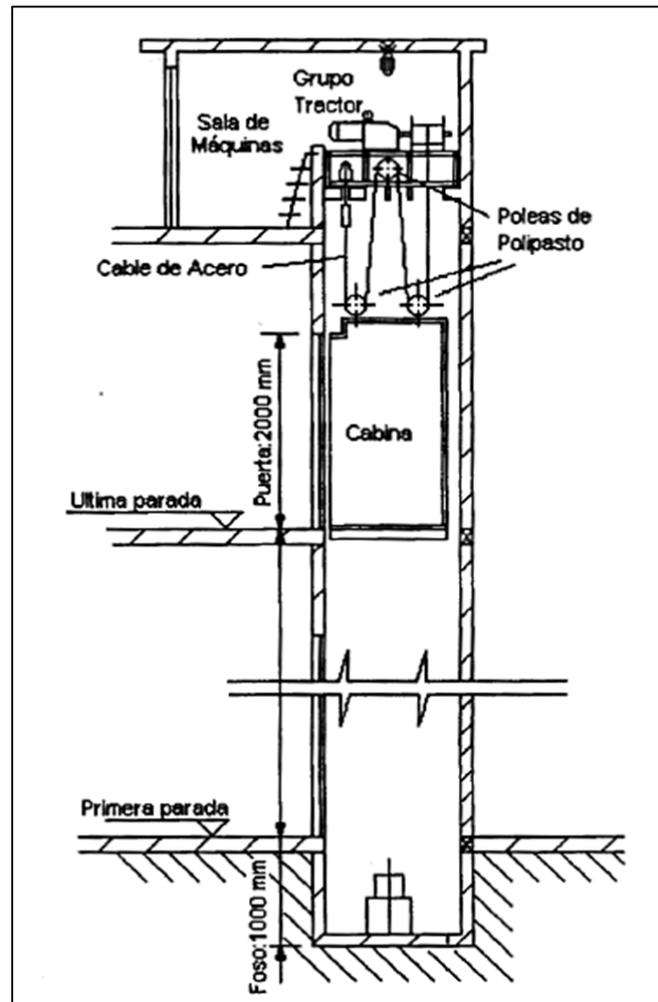


FIGURA 1.5 ELEVADOR DE ENROLLAMIENTO [4]

1.3. Elementos Fundamentales de un Elevador

1.3.1. Grupo Tractor

El grupo tractor (Ver Figura 1.6) está generalmente formado por un motor eléctrico, acoplado a un reductor de velocidad, en cuyo eje de salida va montada la polea acanalada que arrastra los cables por adherencia, o bien un tambor en el que se arrollan los cables [5].

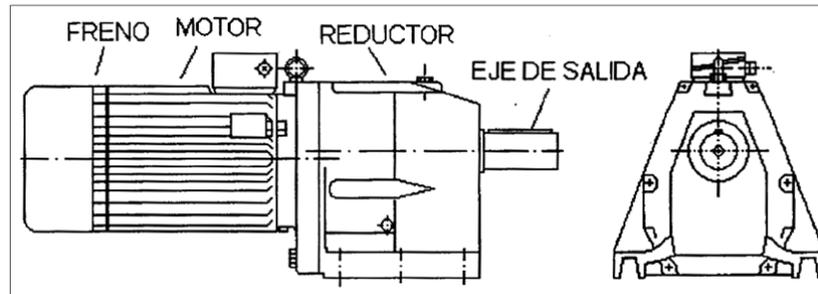


FIGURA 1.6 GRUPO TRACTOR [2]

Existen diferentes tipos de grupo de tracción cuyas características varían según la velocidad nominal del ascensor y de la función que se les otorgará dependiendo del servicio que deben prestar y del lugar en donde se los va a utilizar, ver Tabla 3.

TABLA 3
GRUPOS TRACTORES UTILIZADOS SEGÚN SU VELOCIDAD Y
APLICACIÓN [5]

Clase de instalación	Velocidad de régimen m/s	Grupo Tractor
Edificios de viviendas hasta 8 plantas	hasta 0,70	con reductor y motor asíncrono de una velocidad
Edificios de viviendas de 9 plantas y oficinas	de 1 a 1,50 m/s	con reductor y motor Asíncrono de dos velocidades
Edificios de oficinas y comerciales hospitaes (montacamillas)	1,5 a 2 m/s	motor de corriente continua con regulación Ward Leonard y reductor
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso	mayor de 2 m/s	motor de corriente continua con regulación Ward Leonard y tracción directa
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces montacamillas de hospitales.	hasta 0,70	con dos motores

1.3.2. Cabina

La cabina es el elemento portante del elevador el cuál transporta personas o cargas. Está compuesto de un marco metálico llamado bastidor, el cual está conectado a los cables de suspensión, la plataforma la cual forma parte del piso de la cabina y que soporta directamente el peso, y el cubículo o caja.

El bastidor de acero es la estructura metálica resistente unida por medio de los cables y/o poleas al grupo tractor. Debe ser robusto, diseñado para resistir ampliamente las cargas a ser elevadas [5]. Su construcción es, fundamentalmente por soldadura; excepto los elementos deslizantes, que son instalados por medio de uniones pernadas.

El cubículo, fijado sobre el bastidor y apoyado en la plataforma, es el elemento portante propiamente dicho. Consiste de piso antideslizante, paredes de planchas metálicas montadas en módulos para otorgarles rigidez, y cielo raso de igual material que las paredes, pero con disposición a la instalación de luz y extractores.

El conjunto de bastidor y cubículo debe ser diseñado para soportar sin deformarse la carga nominal y las fuerzas de inercia que se producen en los arranques y paradas a plena carga.

El área útil de la cabina se deberá ajustar al tipo de instalación que se efectúe, cuando el pozo del elevador debe ser compartido con la instalación de un contrapeso, el área útil de la cabina estará en el orden del 70% [4].

1.3.3. Rieles Guía

Los rieles guía son los elementos funcionales del recinto, pues tienen asignado un papel activo en la marcha del elevador. Son perfiles rectilíneos de acero, preferiblemente en forma de T, empalmados de tramo en tramo por placas que preservan la rectitud. Se instalan por lo general en parejas, aplomadas y en paralelo.

Las funciones de los rieles guías son las siguientes:

- 1) Guiar la cabina y el contrapeso en el viaje vertical y minimizar el movimiento horizontal,
- 2) Prevenir el volteo de la cabina debido a las cargas excéntricas,
- 3) Parar y sostener la cabina cuando se accione el paracaídas de seguridad [2].

Su montaje es sobre durmientes, a las cuales van fijadas por bridas de sujeción que permiten la compensación automática o por medio de sencillos ajustes de las deformaciones que, por contracción del hormigón, movimientos sísmicos o asentamientos, sufra el edificio.

1.3.4. Puertas de Acceso

Las puertas de acceso son la porción móvil de una entrada que se abre o se cierra. La selección de las puertas de acceso a un elevador de carga depende del tipo de elevador a construir y su carga nominal.

Las puertas de acceso a un elevador de carga pueden ser de accionamiento manual o automático, dependiendo del procedimiento particular con que se efectúa la labor de embarque/desembarque de carga.

El funcionamiento del elevador está interrumpido por corte del circuito eléctrico de mandos durante todo el tiempo que una, cualquiera de las puertas de acceso, esté abierta o mal cerrada. De igual manera, mientras el elevador de encuentre en funcionamiento, las puertas de acceso deberán estar bloqueadas por medio de enclavamientos electromecánicos, a fin de impedir su apertura accidental o negligente, lo que ocasionaría la interrupción del funcionamiento **[4]**.

Las puertas de la cabina son similares a las puertas de acceso de los pisos, y pueden ser de diferentes tipos como son:

- a) Puertas giratorias o batientes
- b) Puertas correderas
- c) Puertas de guillotina
- d) Puertas plegables
- e) Puertas articuladas

1.3.5. Control Eléctrico de Potencia, Mandos y Límites

El control de un elevador se centra en el control eléctrico del motor. Los motores eléctricos comúnmente empleados en la construcción de elevadores de carga son motores de inducción de corriente alterna, monofásica o trifásica, todos los cuales son siempre reversibles, esto es, capaces de invertir el sentido de giro de sus rotores.

Los motores que son idóneos para este trabajo son los trifásicos debido a sus características de simplicidad de construcción y funcionamiento. Este sistema trifásico permite efectuar la reversibilidad instantánea del giro del rotor intercambiando dos de las tres líneas de su alimentación eléctrica.

El control de potencia es la disposición de los contactores, protección térmica y líneas conductoras que efectúan la conducción de corriente trifásica al motor. Los contactores, en número de dos,

constituyen el inversor, puesto que cada uno de ellos entrega la alimentación trifásica con dos líneas intercambiadas respecto del otro.

El control de mandos es aquel que permite el funcionamiento discrecional del elevador por parte del operario. Consiste de pulsadores de llamada/envío/paro, cuyas señales son recibidas por los relés de marcha y maniobra, los cuales, conforme la ubicación de la cabina y el destino de la señal de envío/llamada, acciona al contactor de subida o al de bajada, según sea el caso, hasta que se produzca el cumplimiento de la orden dada en el momento de pulsar el botón requerido.

El control de límites permite identificar la posición relativa de la cabina al conjunto del tablero de control eléctrico. Funciona a partir de las señales generadas por los interruptores instalados convenientemente en cada una de las estaciones del elevador. En caso de estar situada la cabina en uno de los extremos de su recorrido, los interruptores de carrera normalmente bloquearán las señales eléctricas que hicieran que la cabina continuara moviéndose más allá de los límites extremos (sobrecarrera) [4].

1.3.6. Dispositivos de Seguridad

A continuación se muestran algunos de los dispositivos de seguridad que los elevadores deben de poseer:

1. Contactos o interruptores en las puertas de acceso;
2. Cerraduras en las puertas de acceso del cercado de la planta baja y de cada piso, que impidan la apertura de éstas, si la cabina no está en el piso;
3. Paracaídas de rotura de rotura o desequilibrio de cables;
4. Fococeldas que detienen el cierre de las puertas automáticas y las re-abren, cuando se presenta un obstáculo en el área de acceso;
5. Interruptores de sobrecarrera;
6. Interruptor de desequilibrio de cables;
7. Pulsador de parada de emergencia;
8. Enclavamientos electromecánicos de las puertas;
9. Llaves para liberar los enclavamientos de las puertas.
10. Guarda-motor que proteja al motor de sobrecargas.
11. Timbre de alarma
12. Luz de emergencia

1.3.7. Infraestructura Civil Requerida para el Elevador

Recinto

El recinto del elevador, o hueco como lo denomina la Norma EN 81-1, es el espacio, exclusivamente destinado al desplazamiento del elevador y del contrapeso, pero sin que pueda ser utilizado para ninguna otra instalación ajena al elevador, como conductores eléctricos, tuberías de agua, etc. [5].

Será necesario que las paredes del pozo formen una superficie enlucida continua, perfectamente aplomada en todas las caras del recinto. Cuando sea necesario el anclaje de las durmientes de las rieles, y no se disponga de una viga o columna de hormigón, será necesario la fundición de viguetas de hormigón armado.

Sala de Máquinas

Los grupos tractores, sus cuadros de maniobra y las poleas de re- envío de los elevadores deben instalarse en locales especialmente adecuados para ellos, que no deben ser accesibles más que al personal técnico encargado de su conservación y reparación.

La losa del piso debe ser calculada para el total de las cargas estáticas solicitadas por el conjunto del elevador. Consideraciones de diseño civil establecen los respectivos factores de seguridad para este cálculo.

Foso

El foso es la parte inferior del recinto del elevador, que se localiza por debajo de la primera parada. El suelo del foso debe ser liso y sensiblemente a nivel.

Se debe considerar para su construcción la impermeabilidad a las filtraciones freáticas. En el piso de este se instalarán los topes o amortiguadores para frenar el descenso de la cabina en caso de fallo de los mecanismos de parada automática y fines de carrera y para disminuir en lo posible los efectos de su caída libre, en caso de rotura de los cables.

La profundidad del foso, debe ser la suficiente para que cuando la cabina repose sin la acción de los cables de tracción, comprimiendo los amortiguadores, quede un espacio libre de altura de por lo menos 50 cm, lo suficiente para que pueda quedar a salvo una persona.

La Norma EN 81-1 3n 5.7.3.2, es más precisa y dice que debe quedar un espacio para alojar un paralelepípedo recto de 0.5x0.6x0.8 m, que se apoye sobre una de sus caras [5].

Según la Norma Mexicana NOM-053-SCFI-2000, esta profundidad debe ser como mínimo 0.6 m.

1.4. Normas Técnicas Aplicables

Existen varias normas que se aplican en el diseño y construcción de sistemas de elevación, entre las más usadas están las siguientes:

1. Norma Española UNE-EN 81-1, Ascensores electromecánicos.
2. Código ASME 17.1, Código de seguridad de elevadores y escaleras mecánicas [6].

En nuestro ámbito nacional también existen requisitos que se deben de cumplir, para lo cual se utiliza la siguiente normativa nacional:

1. Código de práctica ecuatoriano CPE INEN 18:2000, Código de seguridad de ascensores para pasajeros [7].

1.5. Diseño Conceptual Seleccionado

Debido a que el tipo de carga a elevar mencionado en el resumen de esta tesis son equipos mecánicos tales como compresores, motores y equipos de aire, etc., que no sobrepasan más allá de un cuarto de la capacidad del elevador, se ha seleccionado el sistema de elevación eléctrica por tracción de adherencia, con suspensión 1:1 en el cual la velocidad lineal de la polea motriz coincide con la velocidad de la cabina, mostrado en la figura 1.8, y por la clase de carga a elevar se selecciona la Clase A, mostrado en la figura 1.2,

en la cual la carga es distribuida y el peso unitario del equipo no sobrepasa $1/4$ de la carga nominal máxima.

El Apéndice A muestra algunos de los equipos con sus dimensiones y pesos que se han tomado en consideración para seleccionar el sistema de elevación, las medidas del equipo necesarias y la clase de carga.

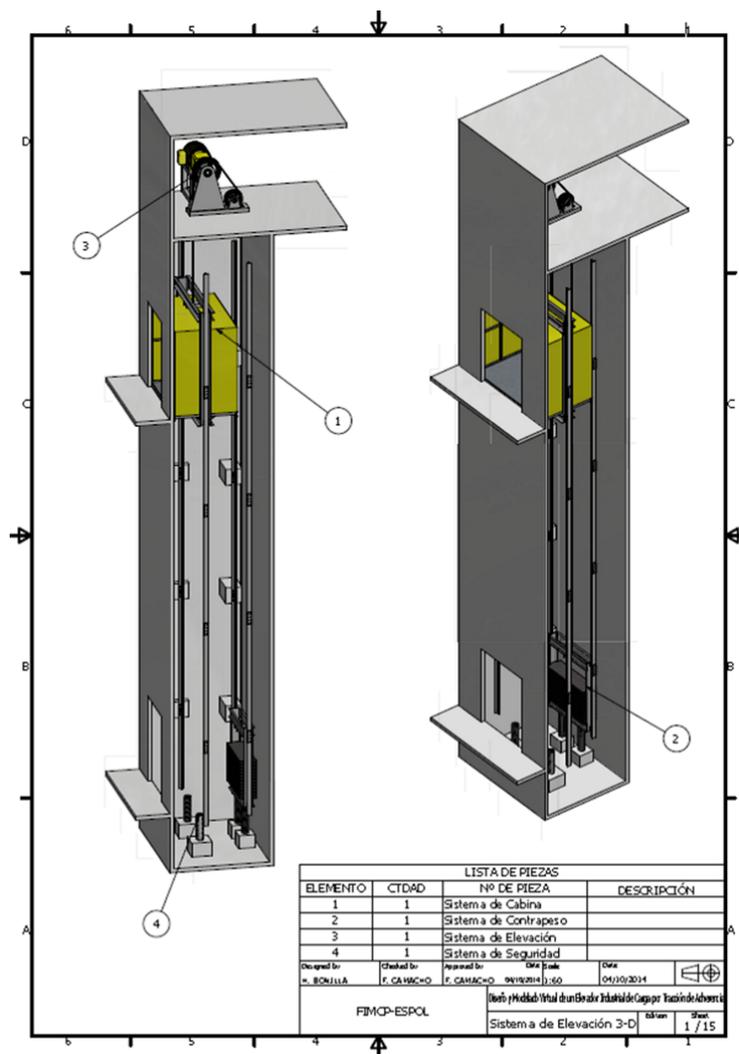


FIGURA 1.7 DISEÑO CONCEPTUAL SELECCIONADO
Bonilla-Choca, Héctor. Tesis de grado. 2014

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

2.1 Sistema de Cabina

Para el diseño y selección de los elementos se han tomado en consideración los requerimientos mostrados en la Tabla 4.

TABLA 4.

REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

Carga nominal [Q_n]	1500 kg (14715 N)
Recorrido [H]	10 m
Altura útil [h_1]	2.1 m
Ancho útil [w_1]	2.5 m
Profundidad útil [d_1]	1.5 m
Velocidad nominal [V_n]	0.75 m/s (*)
Material de trabajo	ASTM A-36
Esfuerzo de fluencia [σ_y]	2530 [kg/cm ²]

(*) Pertenece a la Referencia [8]

2.1.1 Diseño de Estructura

En esta etapa se procede primero a dimensionar la cabina portante respetando las medidas interiores necesarias junto con su estructura de soporte, en la Figura 2.1 se muestra toda la estructura que compone a la cabina.

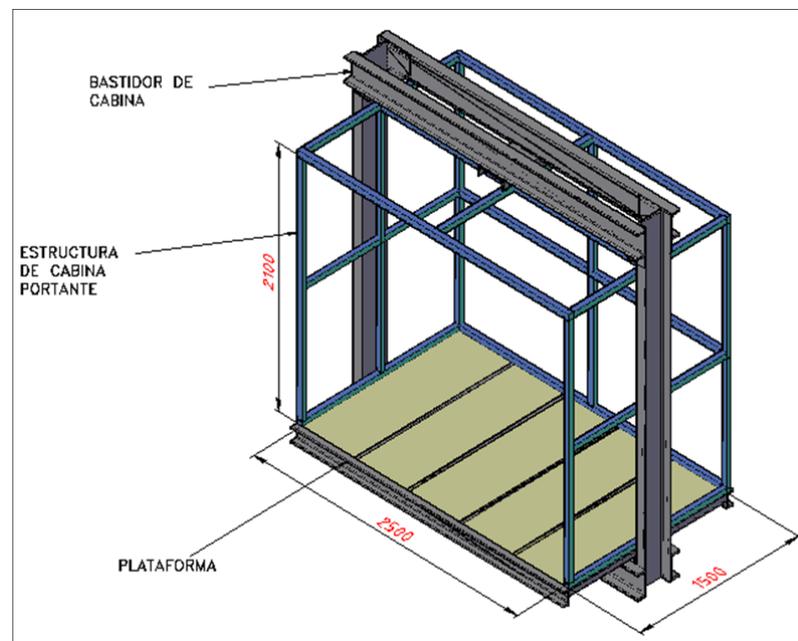


FIGURA 2.1. ESTRUCTURA DE CABINA

Los perfiles de los cuales está formada la cabina portante y las planchas metálicas que se utilizarán tanto para las paredes, techo y piso se listan a continuación:

- 1) Estructura: Tubo Estructural de 40x40x3 mm

- 2) Pisos sobre plataforma: Piso Antideslizante de 4mm
- 3) Paredes y Techo: Plancha Galvanizada en 1mm

Las planchas de acero galvanizado se montaran en la parte exterior, haciendo que la estructura que la soporta internamente sea visible.

Luego de seleccionado los elementos que conformaran la cabina o caja del elevador se proceden a calcular los elementos que formarán la plataforma sobre la cual la cabina se asentará y apoyará.

Para el cálculo de los perfiles de la plataforma en elevadores de carga clase A, se considera una carga puntual equivalente al 25% de la carga nominal Q_n [6].

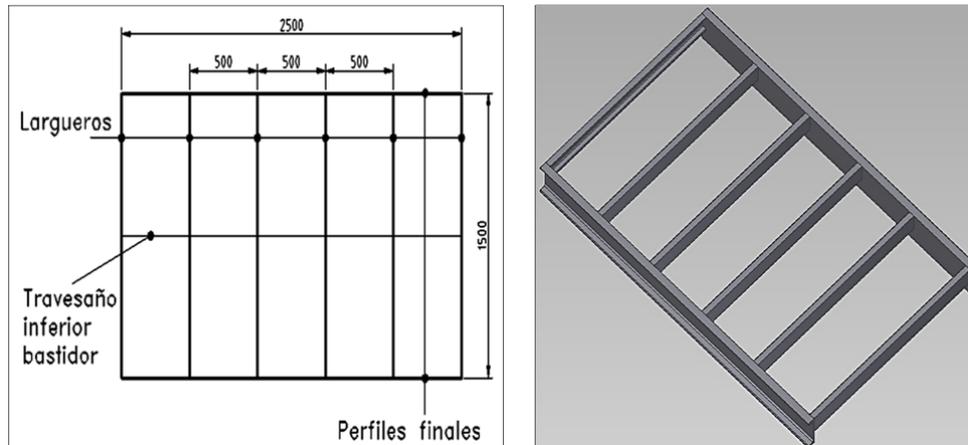


FIGURA 2.2. ESTRUCTURA DE PLATAFORMA

Tal como se muestra en la Figura 2.2. la plataforma se compone de dos elementos principales los cuales son:

- a) Largueros
- b) Perfiles finales

Se procede con el diseño estructural de los Largueros, que se considerarán como una viga continua apoyada en 3 puntos, los dos perfiles finales y el travesaño inferior del bastidor, sobre la cual actúa una carga igual a $1/4$ de la carga nominal Q_n localizada en el punto donde ocasionará mayor esfuerzo, punto B o D [9].

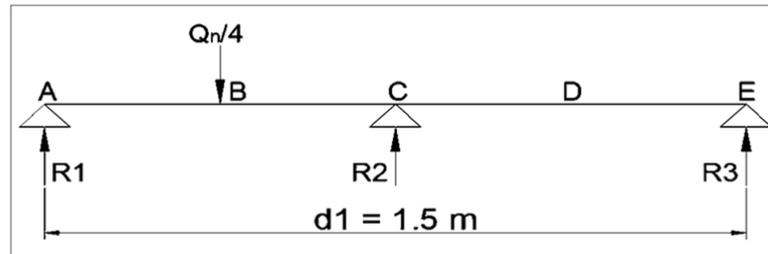


FIGURA 2.3. LARGUERO

$$F = \frac{Q_n}{4} = 375 \text{ [kg]}$$

$$F = 3678.75 \text{ [N]}$$

Se proceden a calcular las reacciones y el momento flector máximo dando los siguientes resultados:

$$R_1 = \frac{(F)[(4)(0.5d_1)^3 - (5)(0.5d_1)^2(0.25d_1) + (0.25d_1)^3]}{4(0.5d_1)^3} = 152 \text{ [kg]}$$

$$R_1 = 1491.12 \text{ [N]}$$

$$R_2 = \frac{(F)(0.25d_1)[(3)(0.5d_1)^2 - (0.25d_1)^2]}{2(0.5d_1)^3} = 258 \text{ [kg]}$$

$$R_2 = 2530.98 \text{ [N]}$$

$$R_3 = \frac{(-F)(0.25d_1)[(0.5d_1)^2 - (0.25d_1)^2]}{4(0.5d_1)^3} = -35 \text{ [kg]}$$

$$R_3 = 343.35 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = \frac{(F)(0.25d_1)[(4)(0.5d_1)^3 - (5)(0.5d_1)^2(0.25d_1) + (0.25d_1)^3]}{4(0.5d_1)^3}$$

$$M_{\max} = 57.12 \text{ [kg - m]}$$

$$M_{\max} = 560.35 \text{ [N – m]}$$

Del Apéndice B se procede a seleccionar un perfil UPN 65 con un módulo de sección S_{x-x} de 17.70 cm^3 . Considerando el máximo esfuerzo permisible que soportan los largueros debido a las cargas estáticas y dinámicas, el cual es de 115 [MPa] o $1172.3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ [6] y el momento máximo de 560.35 [N-m] o 5712 [kg-cm] se procede a verificar el factor de seguridad de este elemento.

$$\frac{M_{\max}}{S_{x-x}} = \frac{\sigma_{\text{perm}}}{F.S}$$

$$\frac{5712 \text{ [kg * cm]}}{17.70 \text{ [cm}^3\text{]}} = \frac{1172.3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{F.S}$$

$$F.S = 3.6$$

Como se observa el factor de seguridad es mayor que 1, por lo cual el perfil seleccionado es adecuado.

Se procede con el diseño estructural de los Perfiles finales (apoyos), que se considerarán como una viga simplemente apoyada en sus extremos sobre la cual actúa una carga igual a $1/4$ de la carga nominal Q_n localizada en el centro de su longitud [9].

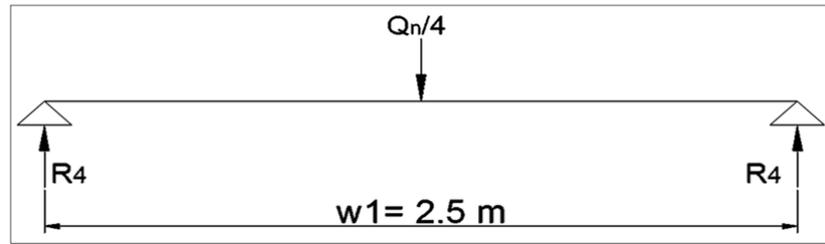


FIGURA 2.4. PERFIL FINAL

De la estática se procede a calcular las reacciones que son iguales debido a que la carga está ubicada simétricamente, y el máximo momento flector obteniendo los siguientes resultados:

$$R_4 = \frac{(Q_n/4)}{2} = 187.5 \text{ [kg]}$$

$$R_4 = 1839.37 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = \frac{(Q_n/4) * w_1}{4} = 234 \text{ [kg * m]}$$

$$M_{\max} = 2295.54 \text{ [N - m]}$$

Del Apéndice B se selecciona un perfil UPN 120 con un módulo de sección S_{x-x} de 60.70 cm^3 . Considerando el esfuerzo permisible que soportan estos perfiles, el cual es de 95 [MPa] o $968.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ [6] y el momento máximo de 2295.54 [N-m] o 23400 [kg-cm] , se procede a verificar su respectivo factor de seguridad.

$$\frac{M_{\max}}{S_{x-x}} = \frac{\sigma_{\text{perm}}}{F.S}$$

$$\frac{23400 \text{ [kg * cm]}}{60.70 \text{ [cm}^3\text{]}} = \frac{968.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{\text{F.S}}$$

$$\text{F.S} = 2.5$$

Como se observa el factor de seguridad es mayor que 1, por lo cual el perfil seleccionado es adecuado.

Después de que se han diseñado y seleccionado todos los perfiles metálicos y planchas de acero que se utilizarán para la cabina y la plataforma, se procede a calcular la masa total [K] que tendrá la cabina portante más su estructura de soporte, la cual es de 510 kg.

Luego de haber realizado el diseño de la cabina y la plataforma se procede con el diseño estructural del bastidor o marco metálico sobre el cual se apoyarán dichos elementos.

Para este cálculo se realizan las siguientes suposiciones:

1. Que los cables de tracción están sujetos en el centro del bastidor,
2. La carga es uniformemente distribuida en toda el área del piso de la plataforma.

Estas suposiciones se representan en la Figura 2.5, mostrada a continuación:

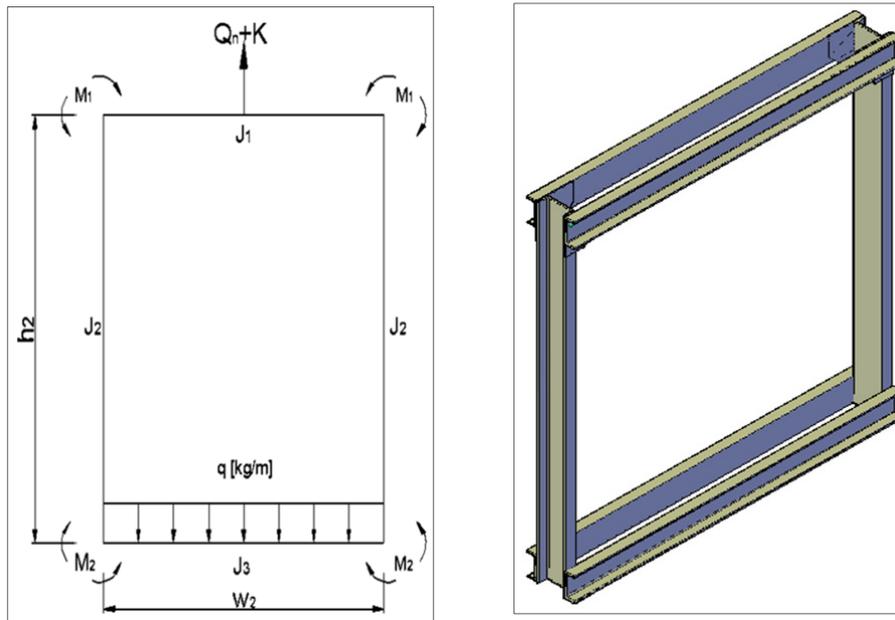


FIGURA 2.5. BASTIDOR DE CABINA

El bastidor de la cabina mostrado en la Figura 2.5 está formado por los siguientes elementos:

1. Perfil superior (Travesaño superior)
2. Perfiles laterales (Parantes)
3. Perfil inferior (Travesaño inferior)

La altura del bastidor de la cabina se calcula de la siguiente manera:

$$h_2 = h_1 + 760\text{mm} \quad \mathbf{[10]}$$

$$h_2 = 2100 + 760 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = 2860 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = 2.86 \text{ [m]}$$

En la Tabla 5 se muestran los datos de los perfiles que se han tomado como pre diseño para proceder a realizar los cálculos y verificar si la estructura posee la resistencia necesaria para soportar las cargas impuestas.

TABLA 5.
PERFILES DE BASTIDOR DE CABINA

	Perfil	Momento de Inercia [J]
Travesaño superior	2 UPN-200	3821 [cm ⁴]
Travesaño inferior	2 UPN-200	3821 [cm ⁴]
Parante lateral der.	UPN-240	248 [cm ⁴]
Parante lateral izq.	UPN-240	248 [cm ⁴]

Con los datos de los perfiles preseleccionados se procede a calcular los momentos flectores M_1 y M_2 con las siguientes formulas

[2]:

$$M_1 = \frac{(Q_n + K) * g_n * w_2^2}{24} * \frac{6 * h_2 * J_2 * J_3 + 9 * w_2 * J_2^2 - 2 * h_2 * J_1 * J_2}{h_2^2 * J_1 * J_3 + 2 * w_2 * h_2 * (J_1 * J_2 + J_2 * J_3) + 3 * w_2^2 * J_2^2}$$

$$M_2 = \frac{(Q_n + K) * g_n * w_2^2}{24}$$

$$* \frac{4 * h_2 * J_1 * J_2 + 6 * w_2 * J_2^2 - 3 * h_2 * J_2 * J_3}{h_2^2 * J_1 * J_3 + 2 * w_2 * h_2 * (J_1 * J_2 + J_2 * J_3) + 3 * w_2^2 * J_2^2}$$

Las unidades en las cuales deben estar los valores se muestran en la Tabla 6.

TABLA 6.

UNIDADES PARA CÁLCULO DE MOMENTOS EN BASTIDOR

Variabes	Q_n	K	g_n	w_2	h_2	J_1	J_2	J_3
Unidades	kg	kg	m/s ²	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴

De las fórmulas de los momentos se obtienen los siguientes resultados:

$$M_1 = 460579.5 \text{ [N - mm]}$$

$$M_1 = 460.57 \text{ [N - m]}$$

$$M_2 = 138713.4 \text{ [N - mm]}$$

$$M_2 = 138.71 \text{ [N - m]}$$

Una vez calculados los momentos flectores que actúan sobre el bastidor, se procede en primer lugar con el diseño del travesaño superior mostrado en la Figura 2.6.

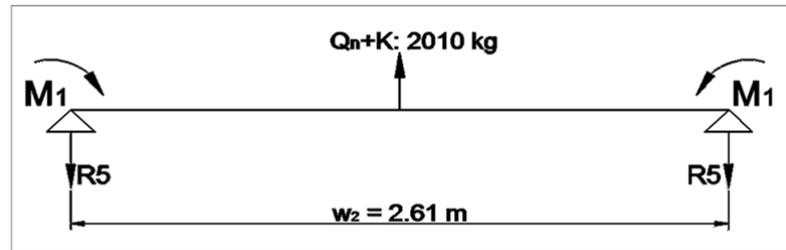


FIGURA 2.6. TRAVESAÑO SUPERIOR.

Se procede a calcular el momento flector máximo y las reacciones las cuales son iguales debido a que la carga está ubicada simétricamente y el momento flector que actúa en ambos extremos es el mismo, obteniendo los siguientes resultados:

$$R_5 = \frac{Q_n + K}{2} = 1005 \text{ [kg]}$$

$$R_5 = 9859.05 \text{ [N]}$$

$$M_{1,\max} = \left(R_5 * \frac{w_2}{2} \right) - M_1$$

$$M_{1,\max} = 12405.49 \text{ [N - m]}$$

Para este perfil se tiene un módulo de sección S_{x-x} de 382 cm^3 con el cual se procede a verificar que el esfuerzo obtenido no sea mayor

que el esfuerzo permisible de 95 [MPa] o 968.4 [kg/cm²] [6], para lo cual se verifica su factor de seguridad utilizando el momento máximo de 12405.49 [N-m] o 126400[kg-cm].

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

$$F. S = \frac{\sigma_{perm}}{\frac{M_{1,max}}{S_{x-x}}} = \frac{968.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{\frac{126400 \text{ [kg * cm]}}{382 \text{ [cm}^3\text{]}}}$$

$$F. S = 2.9$$

De la misma manera se procede con el diseño del travesaño inferior mostrado en la Figura 2.7.

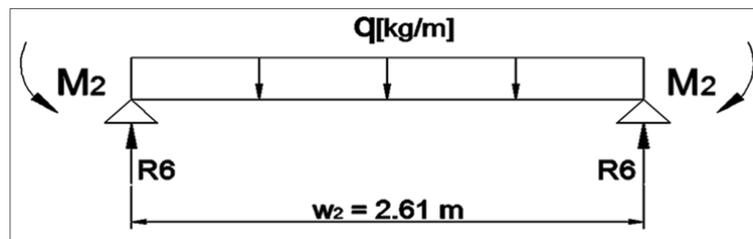


FIGURA 2.7. TRAVESAÑO INFERIOR

Donde (q) es igual a:

$$q = \frac{(Q_n + K)}{w_2} = 770 \text{ [kg/m]}$$

$$q = 7553.7 \text{ [N/m]}$$

Con el valor de la carga distribuida se procede a calcular las reacciones y el momento flector máximo obteniendo los siguientes resultados:

$$R_6 = \frac{q * w_2}{2} = 9857.57 \text{ [N]}$$

$$M_{2,\max} = \frac{q * w_2^2}{8} - M_2$$

$$M_{2,\max} = 6293.35 \text{ [N * m]}$$

Para este perfil se tiene un módulo de sección S_{x-x} de 382 cm^3 con el cual se procede a verificar que el esfuerzo obtenido no sea mayor que el esfuerzo permisible de 95 [MPa] o $968.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ **[6]**, para lo cual se verifica su factor de seguridad.

$$F. S = \frac{\sigma_{\text{perm}}}{\sigma_{\text{max}}}$$

$$F. S = \frac{\sigma_y}{\frac{M_{2,\max}}{S_{x-x}}} = \frac{968.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{\frac{64100 \text{ [kg * cm]}}{382 \text{ [cm}^3\text{]}}}$$

$$F. S = 5.7$$

A continuación se procede con el cálculo de los parantes laterales, Figura 2.8, los cuales están sometidos a esfuerzos combinados de tracción y flexión.

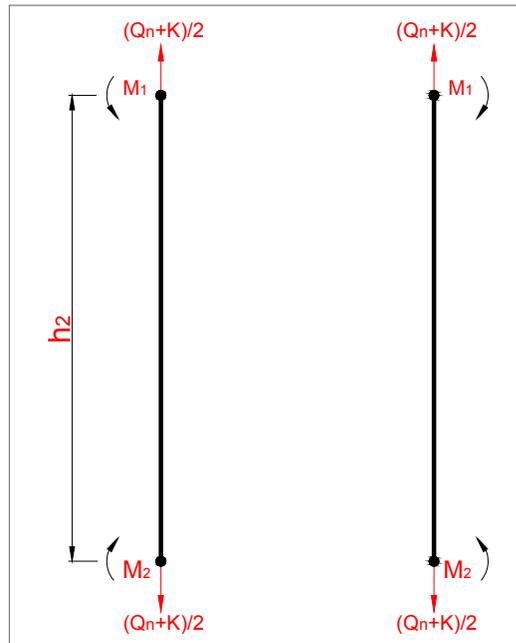


FIGURA 2.8. PARANTES LATERALES DE CABINA

Con la formula mostrada a continuación se procede a calcular el esfuerzo máximo que soportan los parantes [2].

$$\sigma_{\max} = \frac{(Q_n + K) * g_n}{2 * \text{Area}} + \frac{M_{\text{vuelco}}}{4S_{y-y}} \text{ [MPa]}$$

$$M_{\text{vuelco}} = \frac{Q_n * g_n * w_2}{8} \text{ [N * mm]}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(2010\text{kg})(9.81\text{m/s}^2)}{(2)(4229\text{mm}^2)} + \frac{(1500\text{kg})(9.81\text{m/s}^2)(2610\text{mm})}{(4)(8)(39512\text{mm}^3)}$$

$$\sigma_{\max} = 32.70 \text{ [MPa]}$$

En la Tabla 7 mostrada a continuación, se puede observar los esfuerzos permisibles que soportan los parantes y así calcular el factor de seguridad que poseen.

TABLA 7.
ESFUERZOS PERMISIBLES DE CADA ELEMENTO [6]

Member Type	Stress Type	Maximum Stress, MPa (psi)	Area Basis
Car crosshead	Bending	95 (14,000)	Gross section
Car frame plank (normal loading)	Bending	95 (14,000)	Gross section
Car frame plank (buffer reaction)	Bending	190 (27,500)	Gross section
Car frame uprights (stiles)	Bending plus tension	115 (17,000)	Gross section
		140 (20,200)	Net section
Hoisting rope hitch plate and shapes	Bending plus tension	75 (11,000)	Net section
Platform framing	Bending	95 (14,000)	Gross section
Platform stringers	Bending	115 (17,000)	Gross section
Threaded brace rods and other tension members except bolts	Tension	60 (9,000)	Net section
Bolts	Tension	55 (8,000)	Net section
Bolts in clearance holes	Shear	55 (8,000)	Actual area in shear plane
	Bearing	120 (17,500)	Gross section
Rivets or tight body-fit bolts	Shear	75 (11,000)	Actual area in shear plane
	Bearing	140 (20,000)	Gross section
Any framing member normal loading	Compression	Note (1)	Gross section

NOTE:
(1) The maximum allowable compressive stress in any member at normal loading shall not exceed 80% of those permitted for static loads by the AISC #5326 or CSA S16.1.

Para los parantes el esfuerzo permisible es de 115 [MPa], con este valor se procede a verificar su factor de seguridad.

$$F. S = \frac{\sigma_{\text{perm}}}{\sigma_{\max}} = \frac{115}{32.70}$$

$$F.S = 3.5$$

Una vez comprobado que los perfiles que se eligieron con anticipación soportarán las cargas impuestas, se procede a obtener la masa del bastidor la cual es de 454 kg.

2.1.2 Selección de Guías

En la Figura 2.9 se muestran las diferentes partes y dimensiones que poseen las guías estandarizadas.

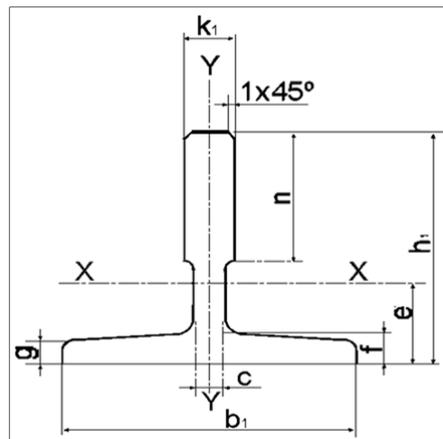


FIGURA 2.9. RIEL GUÍA ESTÁNDAR

El cálculo de las guías se realiza para soportar el empuje horizontal que sufre el bastidor de la cabina debido a la excentricidad de la carga [5].

De los datos de la Figura 2.10 se calcula el empuje horizontal (R_h).

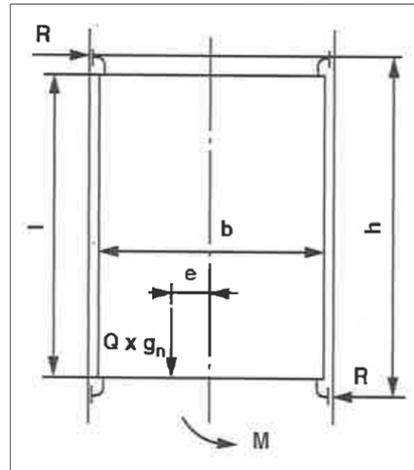


FIGURA 2.10. CÁLCULO DE EMPUJE HORIZONTAL [2]

El momento de vuelco M_{vuelco} producido por la carga, debe ser contrarrestado por la reacción R_h de las guías sobre una rozadera, multiplicada por la distancia a la otra rozadera h .

Donde:

M : es el momento de vuelco M_{vuelco} .

R : es el empuje horizontal R_h .

L : es la altura del bastidor h_2 .

h : es la distancia entre rozaderas que en este caso es igual a h_2 .

b : es el ancho del bastidor w_2 .

$$\left(\frac{Q_n}{2}\right)\left(\frac{w_2}{4}\right) = R_h * h_2$$

$$R_h = 171 \text{ [kg]}$$

$$R_h = 1677.51 \text{ [N]}$$

La flecha producida por el empuje horizontal R_h sobre las guías en el tramo limitado por 2 apoyos de éstas se calcula con la siguiente ecuación **[10]**:

$$\text{Fle} = \frac{(R_h)(L_k)^3}{48 EI_{x-x}}$$

Donde:

Fle: Flecha o deflexión

L_k : longitud de arriostamiento de las guías

E: Módulo de elasticidad

I_{x-x} : Inercia de la guía

Del Apéndice C se selecciona una guía Súper T114/B la cual tiene una inercia I_{x-x} de 179 cm^4 , y se procede a calcular la deflexión máxima que soportaría dicha sección, entonces:

$$\text{Fle} = \frac{(171 \text{ kg})(300 \text{ cm})^3}{48(2.1\text{E}6 \text{ kg/cm}^2)(179 \text{ cm}^4)}$$

$$\text{Fle} = 0.25 \text{ [cm]}$$

$$Fle = 0.0025 \text{ [m]}$$

El perfil seleccionado para la guía del bastidor tiene una deflexión de 2.5mm la cual es menor que la permitida de 6mm especificada en la Norma ASME A17-1 [6].

En el Apéndice D se selecciona las dimensiones de la placa que unirá a las guías tomando como referencia el perfil seleccionado.

2.2 Sistema de Contrapeso

2.2.1 Cálculo de Contrapeso

La masa del contrapeso (Z) se diseña para contrarrestar el peso total de la cabina más el 50% de la carga nominal a elevar.

$$Z = K + 0.5 * Q_n$$

$$Z = (510) + (0.5) * (1500)$$

$$Z = 1260 \text{ [kg]}$$

2.2.2 Diseño de Estructura

Al igual que en el diseño de la estructura del bastidor de la cabina, para el diseño del bastidor del contrapeso se tienen los siguientes datos mostrados en la Figura 2.11, el factor de seguridad de los elementos deberá ser como mínimo de 5 [6].

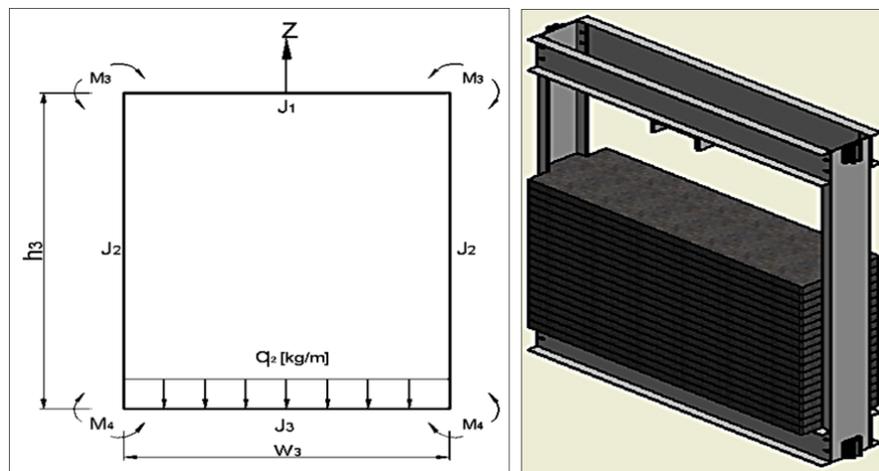


FIGURA 2.11. BASTIDOR DEL CONTRAPESO

En la Tabla 8 se muestran los datos de los perfiles que se han tomado como pre diseño para proceder a realizar los cálculos.

TABLA 8.
PERFILES DE BASTIDOR DEL CONTRAPESO

	Perfil	Momento de Inercia [J]
Travesaño superior	2 C-200X50X3	947.24 [cm ⁴]
Travesaño inferior	2 C-200X50X3	947.24 [cm ⁴]
Parante lateral der.	C200X50X4	620.14 [cm ⁴]
Parante lateral izq.	C200X50X4	620.14 [cm ⁴]

De la misma manera en que se calculó los momentos que actúan en los extremos del bastidor de la cabina, se calcula los momentos flectores que actúan en los extremos del bastidor del contrapeso teniendo los siguientes resultados:

$$M_3 = 5.40 \text{ [kg} \cdot \text{m]}$$

$$M_3 = 52.97 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_4 = 1.45 \text{ [kg} \cdot \text{m]}$$

$$M_4 = 14.22 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Se empieza con el diseño del travesaño superior mostrado en la Figura 2.12.

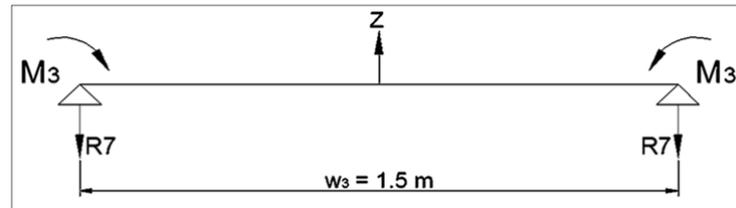


FIGURA 2.12. TRAVESAÑO SUPERIOR CONTRAPESO

Se procede a calcular el momento flector máximo y las reacciones debido a la carga y al momento flector que actúa en ambos extremos, obteniendo los siguientes resultados:

$$R_7 = \frac{Z}{2} = 630 \text{ [kg]}$$

$$R_7 = 6180.30 \text{ [N]}$$

$$M_{3,\max} = \left(R_7 * \frac{w_3}{2}\right) - M_3$$

$$M_{3,\max} = 4582 \text{ [N * m]}$$

Para este perfil se tiene un módulo de sección S_{x-x} de 94.73 cm^3 con el cual se procede a verificar que el perfil seleccionado cumpla con el requisito de tener un factor de seguridad mínimo de 5.

$$F. S = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

$$F. S = \frac{\sigma_y}{\frac{M_{3,\max}}{S_{x-x}}} = \frac{2530 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{\frac{46700 \text{ [kg * cm]}}{94.73 \text{ [cm}^3\text{]}}}$$

$$F.S = 5.1$$

De la misma manera se procede con el diseño del travesaño inferior mostrado en la Figura 2.13.

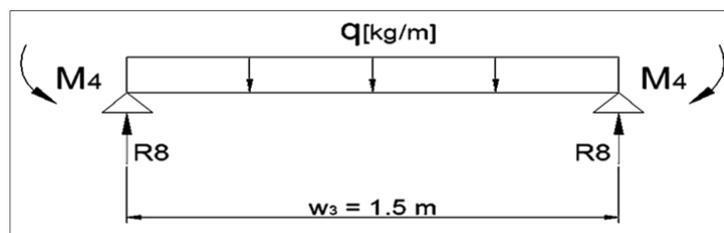


FIGURA 2.13. TRAVESAÑO INFERIOR CONTRAPESO

$$q = \frac{Z}{w_3} = 840 \text{ [kg/m]}$$

$$q = 8240.4 \text{ [N/m]}$$

Se procede a calcular las reacciones y el momento flector máximo obteniendo los siguientes resultados:

$$R_8 = \frac{q * w_3}{2} = 630 \text{ [kg]}$$

$$R_8 = 6180.3 \text{ [N]}$$

$$M_{4,\max} = \frac{q * w_3^2}{8} - M_4$$

$$M_{4,\max} = 2303.4 \text{ [N - m]}$$

Para este perfil se tiene un módulo de sección S_{x-x} de 94.73 cm^3 con el cual se procede a verificar que el perfil seleccionado cumpla con el requisito de tener un factor de seguridad mínimo de 5.

$$F. S = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

$$F. S = \frac{\sigma_y}{\frac{M_{4,\max}}{S_{x-x}}} = \frac{2530 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{\frac{23400 \text{ [kg * cm]}}{94.73 \text{ [cm}^3\text{]}}}$$

$$F. S = 10$$

A continuación se procede con el diseño de los parantes laterales del contrapeso, Figura 2.14, los cuales están sometidos a esfuerzos combinados de tracción y flexión.

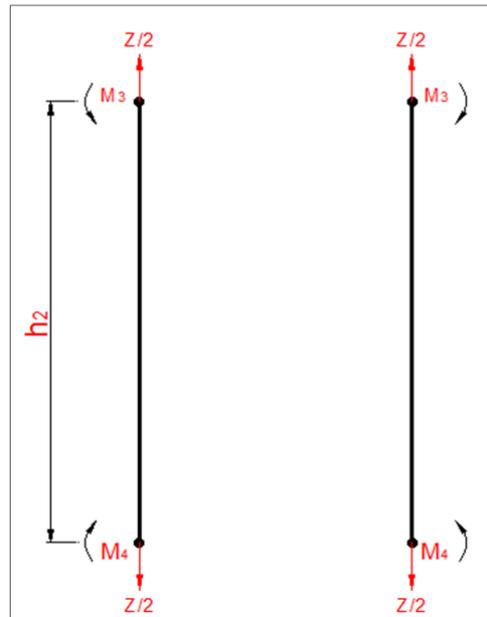


FIGURA 2.14. PARANTE LATERAL DEL CONTRAPESO

Se procede a calcular el esfuerzo combinado al que está sujeta la viga, tomando en consideración el mayor momento entre M_3 y M_4 .

$$\sigma_{\max} = \frac{Z/2}{\text{Área}} + \frac{M_{\max}}{S_{y-y}} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Donde:

Área: 11.68 cm^2 ,

S_{y-y} : 5.57 cm^3

$M_{\max} = M_3$: 540 kg*cm

$$\sigma_{\max} = \frac{630 \text{ [kg]}}{11.68 \text{ [cm}^2\text{]}} + \frac{540 \text{ [kg * cm]}}{5.57 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

$$\sigma_{\max} = 150 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max} = 14.71 \text{ [MPa]}$$

Se procede a verificar el factor de seguridad de este elemento, mediante:

$$F.S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} = \frac{2530 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}{150 \text{ [kg/cm}^2\text{]}}$$

$$F.S = 16$$

Por último se procede a calcular la masa de la estructura del bastidor dando como resultado 78 kg.

Las pesas que se colocarán dentro del bastidor del contrapeso serán de hormigón, el cual posee una densidad de 2400 kg/m^3 y sus medidas respectivas se muestran en la Figura 2.15.

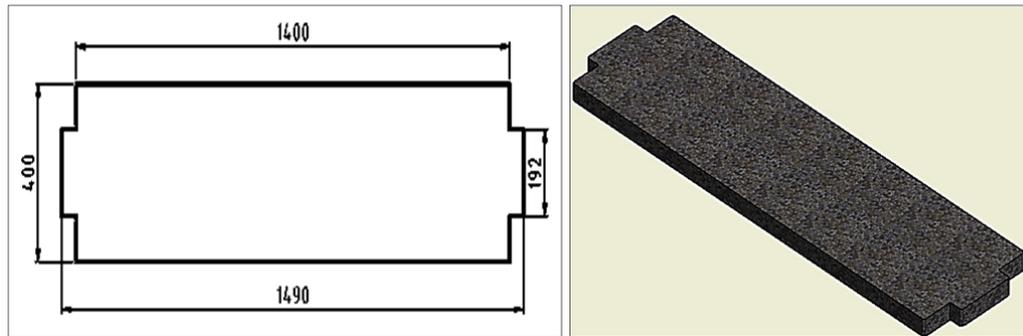


FIGURA 2.15. MEDIDAS DE PESAS

El masa unitaria de cada pesa es de 69.24 kg, por lo cual se colocan 19 pesas de 5 cm de espesor.

2.2.3 Selección de Guías

Se asume la mitad de la carga de las pesas en el eje vertical [10].

$$\left(\frac{Z}{2}\right) \left(\frac{W_3}{2}\right) = R_{h2} * h_3$$

$$R_{h2} = 236 \text{ [kg]}$$

$$R_{h2} = 2315.16 \text{ [N]}$$

La flecha producida por el empuje horizontal R_{h2} sobre las guías en el tramo limitado por 2 apoyos de éstas se calcula de la siguiente manera:

$$Fle = \frac{(R_{h2})(L_k)^3}{48 EI_{x-x}}$$

Del Apéndice C se selecciona una guía Súper T65/A la cual tiene una inercia I_{x-x} de 20.09 cm^4 , y se procede a calcular la deflexión máxima que soportaría dicha sección, entonces:

$$Fle = \frac{(236 \text{ kg})(125 \text{ cm})^3}{48(2.1E6 \text{ kg/cm}^2)(20.09 \text{ cm}^4)}$$

$$Fle = 0.22 \text{ [cm]}$$

$$Fle = 0.0022 \text{ [m]}$$

El perfil seleccionado para la guía del bastidor tiene una deflexión de 2.2 mm la cual es menor que la permitida de 6 mm.

En el Apéndice D se selecciona las dimensiones de la placa que unirá a las guías tomando como referencia el perfil seleccionado.

2.3 Sistema de Accionamiento

El arrastre por adherencia permite una seguridad adicional, para el caso en que fallen los finales de la carrera, puesto que entonces se apoya el contrapeso en sus topes en la subida, o en los suyos la cabina en la bajada y deslizándose los cables en la garganta de la polea motriz al perder la tensión necesaria, queda la cabina inmóvil

y todo el daño se reduce a un desgaste adicional de la garganta por el roce de los cables.

2.3.1 Cálculo de Potencia de Elevación

La potencia necesaria para el funcionamiento de los ascensores depende de los siguientes factores:

- a) Carga no equilibrada por el contrapeso.
- b) Velocidad de régimen.
- c) Resistencias pasivas que se oponen a su movimiento, como el rozamiento sobre las guías de la cabina y contrapeso, resistencia opuesta por la rigidez de los cables, rozamiento en los ejes de las poleas, resistencias en el movimiento del grupo tractor, etc., los cuales se engloban en el coeficiente de rendimiento global N_1 .

Se procede a calcular la carga no equilibrada ($Q_{n.e}$) [5].

$$Q_{n.e} = (\text{Peso cabina} + \text{Carga nominal} + \text{Peso bastidor}) - (\text{Contrapeso})$$

$$Q_{n.e} = (510 + 1500 + 454) - (78 + 1260)$$

$$Q_{n.e} = 1126 \text{ [kg]}$$

$$Q_{n.e} = 11046.1 \text{ [N]}$$

La potencia de elevación (P_{elev}) necesaria para accionar el elevador se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_{\text{elev}} = \frac{(Q_{n.e})(V_n)}{75 N_1} [\text{C. V}]$$

Donde:

N_1 es el rendimiento global (0.4-0.5)

$$P_{\text{elev}} = \frac{(1126\text{kg})(0.75 \text{ m/ s})}{(75)(0.45)}$$

$$P_{\text{elev}} = 25 [\text{C. V}]$$

$$P_{\text{elev}} = 18 [\text{kW}]$$

Con la potencia de elevación calculada, se calcula el Torque de elevación (T_{elev}) necesario a una velocidad angular de 23 r.p.m.

$$T_{\text{elev}} = \frac{(9550)(P_{\text{elev}})}{(\text{rpm})}$$

$$T_{\text{elev}} = \frac{(9550)(18)}{(23)}$$

$$T_{\text{elev}} = 7474 [\text{N} * \text{m}]$$

Con los datos obtenidos de la potencia y torque de elevación que actuarán a una velocidad angular de 23 r.p.m. se procede a seleccionar del Apéndice E el moto-reductor SEW R147 DV180 M4, el cual tiene las siguientes características:

Potencia del Motor: 18.5 kW

Torque de salida: 7730 N*m

Velocidad Angular: 23 rpm

Diámetro del eje salida: 110 mm

2.3.2 Diseño de Eje/ Polea de Tracción

Las poleas que arrastran los cables por adherencia, Figura 2.16, tienen tres características que las definen: su diámetro, el perfil de sus gargantas o canales, y el material de que están construidas.

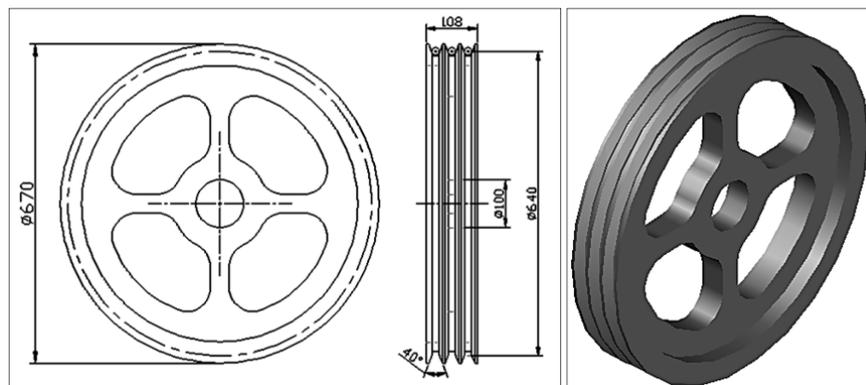


FIGURA 2.16. POLEA DE TRACCIÓN

El diámetro viene en parte determinado por la velocidad de desplazamiento que se fije para la cabina.

Sin embargo, este diámetro tiene un límite inferior, ya que la duración del cable es tanto mayor, cuando mayor sea la relación entre el diámetro de la polea y el diámetro del cable, a igualdad de los demás factores. El Reglamento de Aparatos Elevadores Español en su Art. 66, fija la relación entre el diámetro del cable con el diámetro nominal de la polea en un número de 40 [2].

El perfil de las gargantas de las poleas de arrastre, Figura 2.17, tiene una gran influencia en la duración de los cables. Si la garganta es demasiado estrecha, el cable queda enclavado en ella. Y si es demasiado ancha, no encuentra el apoyo necesario y el cable se aplasta. En los dos casos se produce un desgaste anormal y prematuro del cable.

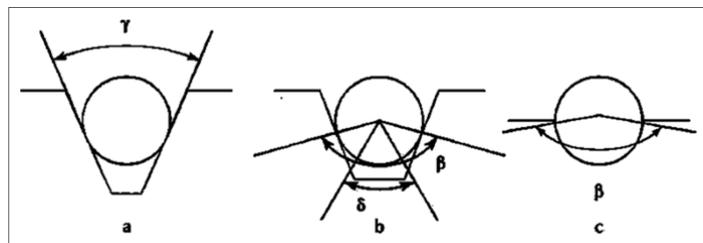


FIGURA 2.17. PERFILES DE POLEAS

El material empleado para la construcción de las poleas motrices de los ascensores es la fundición de hierro, gris, de resistencia suficiente para soportar la presión específica del cable sobre la garganta, sin que se produzca un desgaste anormal.

A continuación se procede a calcular el diámetro que deberá tener la polea de tracción, en base al diámetro del cable calculado en la sección 2.4.2, mediante la siguiente fórmula:

$$D_p = 40 * d_c \text{ [mm]}$$

Donde:

Diámetro de cable (d_c): 16 [mm]

$$D_p = 40 * 16$$

$$D_p = 640 \text{ [mm]}$$

$$D_p = 0.64 \text{ [m]}$$

Una vez calculado el diámetro de la polea de tracción y seleccionado el perfil de la garganta, el cual se ha decidido que sea semicircular con ranura, figura 2.17 (b), se procede a verificar la Presión específica y la Adherencia de los cables sobre la polea.

Presión específica (p)

La presión específica de los cables sobre las gargantas de las poleas de arrastre no debe pasar de ciertos límites, para evitar su desgaste prematuro, y el de los cables.

Para poleas motrices de gargantas semicirculares con o sin entalla, la presión específica viene dada por la siguiente fórmula [5].

$$p = \frac{T}{n_2 d_c D_p} \times \frac{8 \cos \beta / 2}{\pi - \beta - \operatorname{sen} \beta}$$

En las que:

p: es la presión específica del cable sobre la garganta en [MPa].

T: la tensión estática del cable en [N] (que es igual al peso de la cabina más el peso del bastidor más el de la carga máxima nominal).

d_c : diámetro de los cables en [mm].

D_p : diámetro de la polea de arrastre en [mm].

n_2 = número de cables.

v_c = la velocidad de los cables correspondientes a la velocidad nominal de la cabina.

β = el ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular en [rad].

A continuación se muestran los valores de los datos requeridos para calcular la presión específica:

T: 24172 [N]

d_c : 16 [mm]

D_p : 640 [mm]

n_2 : 3

v_c : 0.75 [m/s]

β : 110° (1.92 rad)

α : 146° (2.55 rad)

$$p = \frac{(24172 \text{ N})}{(3)(16 \text{ mm})(640 \text{ mm})} * \frac{8 \cos(1.92 / 2)}{\pi - 1.92 - \text{sen}(1.92)}$$

$$p = 5.29[\text{MPa}]$$

Presión Específica Máxima (p_{\max})

Las presiones específicas de los cables sobre las gargantas de las poleas de arrastre no deben superar el valor obtenido por la fórmula siguiente, estando la cabina cargada, con su carga nominal.

$$p_{\max} = \frac{12.5 + 4 v_c}{1 + v_c}$$

$$p_{\max} = \frac{12.5 + (4)(0.75)}{1 + 0.75}$$

$$p_{\max} = 8.86 \text{ [MPa]}$$

Se procede a verificar que la presión específica antes calculada sea menor a la presión específica máxima.

$$p \leq p_{\max}$$

$$5.29 \leq 8.86$$

Este valor está dentro del límite permisible.

Adherencia de Cables sobre polea de arrastre

En los elevadores de polea de arrastre, la adherencia de los cables sobre la garganta de la polea, debe ser suficiente para que al moverse ésta arrastre, los cables tanto en subida como en bajada, de la cabina con la carga máxima.

Para que este arrastre se realice sin deslizamiento, deberá verificarse que las siguientes ecuaciones se cumplen [2], [5].

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha}$$

En la cual:

T_1/T_2 : es la relación entre la carga o fuerza estática mayor (T_1) y menor (T_2), que solicitan los dos ramales suspendidos de la polea de arrastre.

C_1 : coeficiente que es función de la desaceleración “a” de frenado de la cabina, y de la aceleración normal de la gravedad “ g_n ” y que es igual a:

$$C_1 = 1.15 \text{ para velocidades nominales entre (0.63m/s y 1m/s)}$$

C_2 : coeficiente que tiene en cuenta la variación del perfil de la polea debido al desgaste, y que puede evaluarse en:

$$C_2 = 1 \text{ para gargantas semicirculares o entalladas,}$$

$$C_2 = 1,2 \text{ para gargantas trapezoidales o en V.}$$

e: base de logaritmos neperianos.

α : es el arco de arrollamiento de los cables sobre la polea de tracción en [rad].

f: es el coeficiente de rozamiento de los cables en las gargantas de las poleas de tracción, para poleas de garganta semicirculares con ranura es igual a:

$$f = \frac{4\mu(1 - \sin \beta/2)}{\pi - \beta - \sin \beta}$$

μ : coeficiente de rozamiento de los cables sobre poleas, que si son de hierro fundido, se estima en 0,09.

β : ángulo de la garganta entallada o semicircular de la polea de tracción en radianes

Las dos posiciones más desfavorables para que pueda haber peligro de deslizamiento son:

- 1.- Cabina cargada llegando a la planta baja.
- 2.- Cabina descargada llegando a la planta más alta

Cabina cargada llegando a la planta baja

Se debe verificar que:

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha}$$

Donde:

$$T_1 = Q_n + K + 454$$

$$T_1 = 2464 \text{ [kg]}$$

$$T_1 = 24171.84 \text{ [N]}$$

$$T_2 = Z + 78$$

$$T_2 = 1338 \text{ [kg]}$$

$$T_2 = 13125.78 \text{ [N]}$$

$$f = \frac{(4)(0.09)[1 - \sin(1.92/2)]}{\pi - 1.92 - \sin(1.92)}$$

$$f = 0.297$$

Entonces:

$$\frac{(24171.84)}{(13125.78)}(1.15)(1) \leq e^{(0.297)(2.55)}$$

$$2.1 \leq 2.13$$

Como se puede observar se cumple el requerimiento cuando la cabina está completamente cargada y bajando.

Cabina descargada llegando a la planta más alta

Se debe verificar que:

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha}$$

Donde:

$$T_2 = K + 454$$

$$T_2 = 964 \text{ [kg]}$$

$$T_2 = 9456.84 \text{ [N]}$$

$$T_1 = Z + 78$$

$$T_1 = 1338 \text{ [kg]}$$

$$T_1 = 13125.78 \text{ [N]}$$

$$f = \frac{(4)(0.09)[1 - \sin(1.92/2)]}{\pi - 1.92 - \sin(1.92)}$$

$$f = 0.297$$

Entonces:

$$\frac{13125.78}{9456.84} (1.15)(1) \leq e^{(0.297)(2.55)}$$

$$1.59 \leq 2.13$$

Como se puede observar se cumple el requerimiento cuando la cabina está vacía y subiendo.

Luego de verificar que el diámetro de la polea cumple con los requisitos de presión específica y adherencia de los cables sobre esta, se procede a diseñar el eje de las poleas.

Diseño de Eje de Polea de Tracción

Para el diseño del eje se tiene como datos las variables mostradas en la figura 2.18.

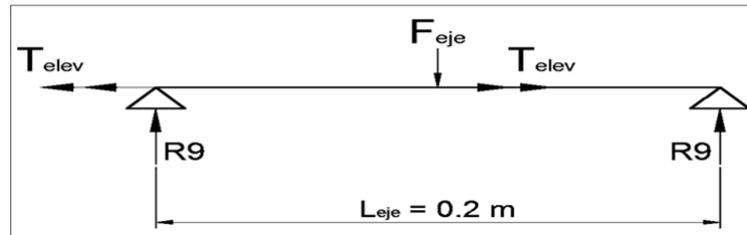


FIGURA 2.18 CARGAS SOBRE EJE POLEA TRACCIÓN

La Fuerza que actúa en el eje (F_{eje}) es:

$$F_{eje} = \frac{T_{elev}}{\text{radio polea}}$$

$$F_{eje} = \frac{7474 \text{ [N} \cdot \text{m]}}{0.32 \text{ [m]}}$$

$$F_{eje} = 23356.25 \text{ [N]}$$

$$M_{flex.} = \left(\frac{23356.25}{2} \right) \left(\frac{0.2}{2} \right)$$

$$M_{flex.} = 1167.81 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Con la siguiente formula se procede a calcular el diámetro mínimo del eje **[11]**.

$$d_{eje}^3 = \frac{16}{(\pi)(S_s)} \sqrt{(K_b \times M_{flex})^2 + (K_t \times T_{elev})^2}$$

Donde:

$S_s = 6000 \text{ lb/in}^2$ (esfuerzo permisible según ASME para acero de transmisión)

k_b = factor combinado de choque y fatiga aplicado al M_{flex} .

k_t = factor combinado de choque y fatiga aplicado al T_{elev} .

M_{flex} : en [lb*in]

T_{elev} : en [lb*in]

En el cual para Ejes en Rotación:

Carga aplicada gradualmente $K_b = 1.5$ y $K_t = 1$

$$d_{\text{eje}}^3 = \frac{16}{(\pi)(6000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2})} \sqrt{(1.5 * 10220 \text{ lb} * \text{in})^2 + (1 * 65913 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$d_{\text{eje}} = 3.85 \text{ [in]}$$

Se selecciona para esta polea un eje con diámetro de 100mm.

Diseño de Eje de Polea de Desvío

Para el diseño del eje de la polea de desvío se tiene como datos las variables mostradas en la figura 2.19.

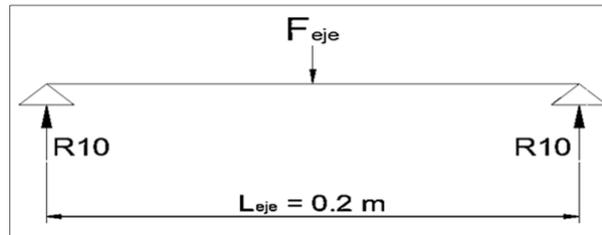


FIGURA 2.19 CARGAS SOBRE EJE POLEA DESVÍO

La Fuerza que actúa en el eje (F_{eje}) es:

$$F_{eje} = Z$$

$$F_{eje} = 1260 \text{ [kg]}$$

$$F_{eje} = 12360.6 \text{ [N]}$$

$$M_{flex.} = \left(\frac{12360.6}{2} \right) \left(\frac{0.2}{2} \right)$$

$$M_{flex.} = 618 \text{ [N - m]}$$

Con la siguiente formula se procede a calcular el diámetro mínimo del eje.

$$d_{eje}^3 = \frac{16}{(\pi)(S_s)} \sqrt{(K_b \times M_{flex})^2}$$

$$d_{eje}^3 = \frac{16}{(\pi)(6000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2})} \sqrt{(1.5 * 5457 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$d_{\text{eje}} = 1.90 \text{ [in]}$$

Se selecciona para esta polea un eje con diámetro de 60mm.

2.3.3 Selección de Rodamientos

Rodamientos para Eje de Polea de Tracción

Para el cálculo de los rodamientos de bolas se tienen las siguientes fórmulas mostradas a continuación, con las que se procederá a calcular el valor de la variable C_{rod} , para así poder seleccionar el rodamiento adecuado que soporte dicha carga **[12]**.

$$L_{10} = \left(\frac{C_{\text{rod}}}{P} \right)^3 = 500 * f_h^3$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{\text{r. p. m}} \right)^{1/3}$$

$$f_h = f_n * \left(\frac{C_{\text{rod}}}{P} \right)$$

Donde:

L_{10} : vida nominal básica [hr]

C_{rod} : capacidad básica de carga dinámica [N]

P: carga dinámica equivalente [N]

f_h : factor de vida

f_n : factor de velocidad

Se procede al cálculo, considerando que el rodamiento se diseñará para una vida útil de 30000 [hr].

$$L_{10} = 500 * f_h^3$$

$$30000 = 500 * f_h^3$$

$$\frac{30000}{500} = f_h^3$$

$$f_h = 3.91$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{\text{r.p.m.}} \right)^{1/3}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{23} \right)^{1/3}$$

$$f_n = 1.13$$

$$f_h = f_n * \left(\frac{C_{\text{rod}}}{P} \right)$$

$$C_{\text{rod}} = \left(\frac{f_h}{f_n} \right) * P$$

$$C_{\text{rod}} = \left(\frac{3.91}{1.13} \right) * \frac{2378}{2}$$

$$C_{\text{rod}} = 4114 \text{ [kg]}$$

$$C_{\text{rod}} = 40.35 \text{ [KN]}$$

Del Apéndice F se selecciona el rodamiento de Bolas 6018 tipo abierto que tiene un límite de C_{rod} igual a 58 [kN].

Rodamientos para Eje de Polea de Desviación

El cálculo para esta sección es similar al de la sección anterior para la polea motriz.

$$L_{10} = 500 * f_h^3$$

$$30000 = 500 * f_h^3$$

$$\frac{30000}{500} = f_h^3$$

$$f_h = 3.91$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{r.p.m} \right)^{1/3}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{23} \right)^{1/3}$$

$$f_n = 1.13$$

$$f_h = f_n * \left(\frac{C_{rod}}{P} \right)$$

$$C_{rod} = \left(\frac{f_h}{f_n} \right) * P$$

$$C_{rod} = \left(\frac{3.91}{1.13} \right) * \frac{1260}{2}$$

$$C_{\text{rod}} = 2180 \text{ [kg]}$$

$$C_{\text{rod}} = 21.38 \text{ [KN]}$$

Del Apéndice G se selecciona el rodamiento de Bolas 6010 tipo abierto que tiene un límite de C_{rod} igual a 21.8 [KN].

2.4 Sistema de Elevación

2.4.1 Selección de Poleas

Se ha diseñado y establecido los diámetros de la polea tractora y de la polea de desviación, siendo estos 640mm y 400mm respectivamente. La configuración de dichas poleas se muestra a continuación en la Figura 2.20.

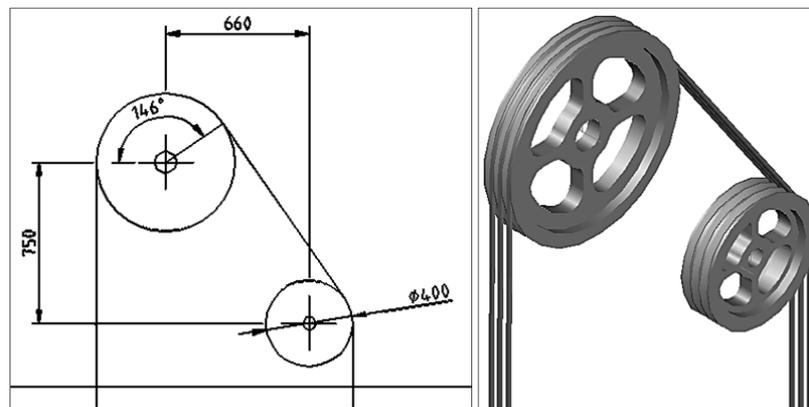


FIGURA 2.20 CONFIGURACIÓN DE POLEAS

2.4.2 Selección del Cable y Accesorios

Existen 2 grupos de cables para el funcionamiento del elevador, los cuales son:

- a) 6x19 grupo construcción
- b) 8x19 grupo construcción

TABLA 9.

DATOS TÉCNICOS DE CABLES 8X19 [2] [13]

Nominal diameter (mm)	Minimum breaking load (kN)	Approximate mass (kg/100 m)	
		Natural fibre	Man-made fibre
8	28.1	22.2	21.7
10	43.9	34.7	33.9
11	53.2	42.0	41.0
13	74.3	58.6	57.3
16	113	88.8	86.8
19	159	125	122
22	213	168	164

Para calcular el diámetro que deberá tener el cable de izaje, primero se debe conocer la Fuerza de tensión máxima (F_{\max}) que actuará en uno de los cables, mediante la siguiente fórmula.

$$F_{\max} = (Q_n + K)$$

$$F_{\max} = (1500 + 510 + 454) \text{ [kg]}$$

$$F_{\max} = 2464 \text{ [kg]}$$

$$F_{\max} = 24.17 \text{ [KN]}$$

En la Tabla 10 se puede observar el factor de seguridad mínimo que deberá poseer cada cable.

TABLA 10.
MÍNIMO FACTOR DE SEGURIDAD PARA CABLES [2]

Rope speed (m/s)	Elevators	
	Passenger	Freight
0.25	7.60	6.65
0.38	7.75	6.85
0.50	7.95	7.00
0.63	8.10	7.15
0.76	8.25	7.30
0.88	8.40	7.45
1.00	8.60	7.65
1.125	8.75	7.75
1.25	8.90	7.90
1.50	9.20	8.20
1.75	9.50	8.45
2.00	9.75	8.70
2.25	10.00	8.90
2.50	10.25	9.15
2.75	10.45	9.30
3.00	10.70	9.50
3.25	10.85	9.65
3.50	11.00	9.80
3.75	11.15	9.90
4.00	11.25	10.00
4.25	11.35	10.10
4.50	11.45	10.15
4.75	11.50	10.20
5.00	11.55	10.30
5.25	11.65	10.35
5.50	11.70	10.40
5.75	11.75	10.45
6.00	11.80	10.50
6.25	11.80	10.50

En función de la velocidad nominal que es de 0.75 m/s, el factor de seguridad mínimo será de 7.30.

$$F. S = \frac{(N_{\text{cable}})(Q_{\text{min}})}{F_{\text{max}}}$$

Donde:

N_{cable} : Número de cables a utilizar.

Q_{min} : Carga de rotura mínima del cable

F_{max} : Fuerza de tensión máxima

De la Tabla 9 se selecciona un cable del grupo construcción 8x19+1, cruzado, derecha, de 16mm con alma de fibra natural, el cual posee una carga de rotura mínima de 113 KN.

$$F.S = \frac{(3)(113 \text{ KN})}{(24.17\text{KN})}$$

$$F.S = 14 > 7.3$$

Se puede observar que el cable y el diámetro seleccionado cumplen con el requisito del Factor de seguridad mínimo.

2.5 Sistema de Seguridad y Control

Sistema de Seguridad

Parte de los diversos sistemas de seguridad, existen entre ellos los amortiguadores los cuales tienen la función de detener a la cabina o al contrapeso en caso de falla del sistema de parada.

Los amortiguadores de resortes o también llamados de acumulación de energía, Figura 2.21, son los que más se utilizan, están formados por un alambre o barra de acero de sección circular, arrollada en forma helicoidal. Para facilitar su fijación el muelle va soldado a una placa base.

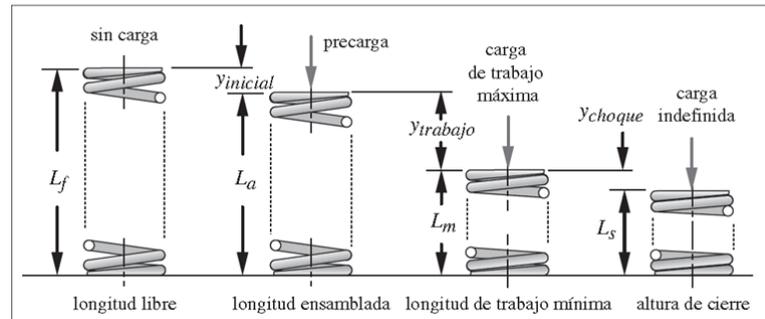


FIGURA 2.21 AMORTIGUADOR DE RESORTES

Una vez seleccionado el amortiguador con el que se trabajará, en este caso de resortes, se procede a su diseño.

Amortiguador de Cabina

Con la información obtenida hasta el momento se procede a diseñar el resorte que actuará como amortiguador de la cabina en caso de que esta sobrepase el nivel de parada. En la siguiente tabla se muestran los datos de diseño y los datos asumidos:

TABLA 11
DATOS DE DISEÑO PARA AMORTIGUADOR CABINA

Carga nominal [Q _n]	1500	kg
Masa cabina [K]	510	kg
Velocidad nominal [V _n]	0.75	m/s
Cantidad de amortiguadores	2	und
Factor de Wahl [K _w]	1.4	
Índice de resorte [C]	4	

Para distribuir de mejor manera la fuerza a la cual estarán sometidos los resortes, se ha decidido colocar dos unidades simétricamente distanciadas en el fondo del foso. Se procede a calcular la fuerza máxima de compresión (F_c) que actuará en cada uno de los resortes **[2]**:

$$F_c = [3 * (Q_n + K)]/2$$

$$F_c = [3 * (1500 + 510)]/2$$

$$F_c = 3015 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_c = 29577 \text{ [N]}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de compresión que actúa en cada resorte se procede a calcular el diámetro del alambre (d_w) con la siguiente ecuación [2]:

$$d_w \geq \sqrt{\frac{8 * F_c * K_w * C}{\pi * \tau_p}}$$

El material para el diseño del resorte tiene los datos mostrados en la Tabla 12.

TABLA 12

MATERIAL PARA AMORTIGUADORES

Material	ASTM A-227
Esfuerzo tensión	1300 MPa
Esfuerzo cortante	80 GPa

Se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo (τ_p) con el valor del esfuerzo mínimo de tensión del material:

$$\tau_p = 0.28 * \sigma_{TS}$$

$$\tau_p = 0.28 * 1300 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_p = 364 \text{ [MPa]}$$

Con el valor del esfuerzo cortante máximo se calcula el diámetro del cable:

$$d_w \geq \sqrt{\frac{8 * 29577 * 1.4 * 4}{\pi * 364}}$$

$$d_w = 34 \text{ [mm]}$$

$$d_w = 0.034 \text{ [m]}$$

Con el diámetro del cable calculamos el diámetro medio del resorte de la siguiente manera:

$$C = \frac{D}{d_w}$$

$$D = C * d_w$$

$$D = 136 \text{ [mm]}$$

$$D = 0.136 \text{ [m]}$$

La deflexión permisible (Y) que tendrá el amortiguador se calcula con la siguiente fórmula **[2]**:

$$Y = 0.135 * V_n^2 \text{ [m]}$$

$$Y = 0.135 * 0.75^2$$

$$Y = 0.076 \text{ [m]}$$

Con la deflexión se procede a calcular la constante de rigidez del resorte (K_r):

$$K_r = F_C/Y$$

$$K_r = \frac{29577 \text{ N}}{0.076 \text{ m}}$$

$$K_r = 389.17 \text{ [kN/m]}$$

Una vez calculada la constante, se calcula el número de espiras efectivas (N_e):

$$N_e = \frac{G * d_w^4}{8 * D^3 * K_r}$$

$$N_e = 14$$

Por lo tanto el número total de espiras (N_t) será:

$$N_t = N_e + 2$$

$$N_t = 16$$

Con este valor se calcula la longitud del resorte comprimido (L_s):

$$L_s = d_w * N_t$$

$$L_s = 544 \text{ [mm]}$$

$$L_s = 0.544 \text{ [m]}$$

Antes de calcular la longitud total que tendrá el resorte se debe calcular la deflexión causada por el choque contra el resorte (Y_{ch}) mediante la siguiente fórmula:

$$Y_{ch} = 15\% * Y$$

$$Y_{ch} = 11 \text{ [mm]}$$

$$Y_{ch} = 0.011 \text{ [m]}$$

Con los valores de las deflexiones calculadas se procede a calcular la longitud total del resorte (L_T):

$$L_T = L_s + Y + Y_{ch}$$

$$L_T = 631 \text{ [mm]}$$

$$L_T = 0.631 \text{ [m]}$$

Por último se procede a verificar el factor de seguridad F.S que tendrá el resorte diseñado, mediante las siguientes fórmulas:

$$S_{ut} = 1753.3 * d_w^{-0.1822} \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 922 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ys} = 70\% * S_{ut}$$

$$S_{ys} = 70\% * 922$$

$$S_{ys} = 645 \text{ [MPa]}$$

$$F.S = S_{ys}/\tau_p$$

$$F.S = 645/364$$

$$F.S = 1.77$$

Se concluye que el resorte que se ha diseñado, figura 2.22., es adecuado para la carga prevista.

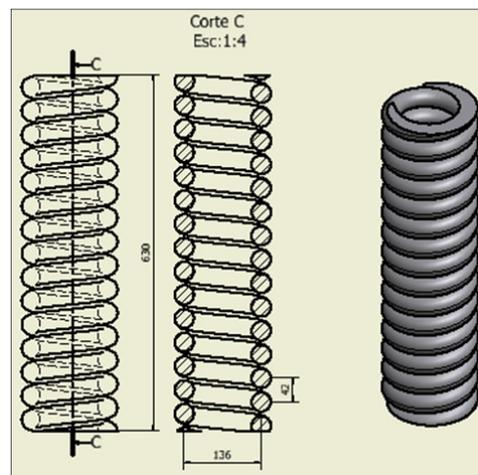


FIGURA 2.22 AMORTIGUADOR PARA CABINA

Amortiguador de Contrapeso

Al igual que el cálculo del resorte para la cabina se procede a diseñar el resorte del contrapeso [2]. En la siguiente tabla se muestran los datos de diseño y los datos asumidos:

TABLA 13

DATOS DE DISEÑO PARA AMORTIGUADOR CONTRAPESO

Masa de contrapeso [Z]	1260	kg
Velocidad nominal [V _n]	0.75	m/s
Cantidad de amortiguadores	2	und
Factor de Wahl [K _w]	1.4	
Índice de resorte [C]	4	

Se procede a calcular la fuerza máxima de compresión (F_c) que actuará en cada uno de los resortes:

$$F_c = (3 * Z)/2$$

$$F_c = (3 * 1260)/2$$

$$F_c = 1890 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_c = 18541 \text{ [N]}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de compresión que actúa en cada resorte se procede a calcular el diámetro del cable (d_w) con la siguiente ecuación:

$$d_w \geq \sqrt{\frac{8 * F_c * K_w * C}{\pi * \tau_p}}$$

El material para el diseño del resorte será el mismo que se utilizó para la cabina.

Se procede a calcular τ_p con el valor del esfuerzo mínimo de tensión del material:

$$\tau_p = 0.28 * \sigma_{TS}$$

$$\tau_p = 0.28 * 1300 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_p = 364 \text{ [MPa]}$$

Con el valor calculado de τ_p continuamos calculando el diámetro del cable:

$$d_w \geq \sqrt{\frac{8 * 18541 * 1.4 * 4}{\pi * 364}}$$

$$d_w = 26.95 \text{ mm}$$

Redondeamos el valor obtenido a un diámetro de 30mm.

Con el diámetro del cable calculamos el diámetro medio del resorte de la siguiente manera:

$$C = \frac{D}{d_w}$$

$$D = C * d_w$$

$$D = 120 \text{ [mm]}$$

$$D = 0.12 \text{ [m]}$$

La deflexión permisible que tendrá el amortiguador se calcula con la siguiente fórmula:

$$Y = 0.135 * V_n^2 \text{ [m]}$$

$$Y = 0.135 * 0.75^2$$

$$Y = 0.076 \text{ [m]}$$

Con la deflexión se procede a calcular la constante de rigidez del resorte (K_r):

$$K_r = F_C / Y$$

$$K_r = \frac{18541 \text{ N}}{0.076 \text{ m}}$$

$$K_r = 244 \text{ [kN/m]}$$

Una vez calculada la constante, se calcula el número de espiras efectivas (N_e):

$$N_e = \frac{G * d_w^4}{8 * D^3 * K_r}$$

$$N_e = 19$$

Por lo tanto el número total de espiras (N_t) será:

$$N_t = N_e + 2$$

$$N_t = 21$$

Con este valor se calcula la longitud del resorte comprimido (L_s):

$$L_s = d_w * N_t$$

$$L_s = 630 \text{ [mm]}$$

$$L_s = 0.63 \text{ [m]}$$

Antes de calcular la longitud total que tendrá el resorte se debe calcular la deflexión causada por el choque contra el resorte (Y_{ch}) mediante la siguiente fórmula:

$$Y_{ch} = 15\% * Y$$

$$Y_{ch} = 11 \text{ [mm]}$$

$$Y_{ch} = 0.011 \text{ [m]}$$

Con los valores de las deflexiones calculados se procede a calcular la longitud total del resorte (L_T):

$$L_T = L_s + Y + Y_{ch}$$

$$L_T = 717 \text{ [mm]}$$

$$L_T = 0.71 \text{ [m]}$$

Por último se procede a verificar el factor de seguridad F.S que tendrá el resorte diseñado, mediante las siguientes fórmulas:

$$S_{ut} = 1753.3 * d_w^{-0.1822} \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 943 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ys} = 70\% * S_{ut}$$

$$S_{ys} = 70\% * 943$$

$$S_{ys} = 660 \text{ [MPa]}$$

$$F.S = S_{ys}/\tau_p$$

$$F.S = 660/364$$

$$F.S = 1.8$$

Se concluye que el resorte que se ha diseñado, figura 2.23., es adecuado para la carga prevista.

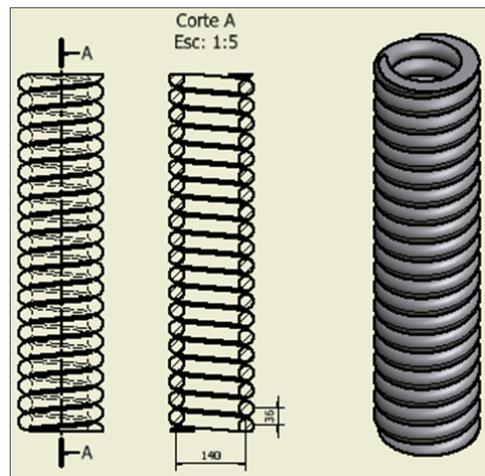


FIGURA 2.23. AMORTIGUADOR PARA CONTRAPESO

Sistema de Control

El sistema de control de ascensores funciona mediante sistemas electrónicos, encargados de hacer funcionar la dirección de movimiento de la cabina y de seleccionar los pisos en los que ésta deba detenerse. Actualmente, los controles de ascensores funcionan con microprocesadores electrónicos que mediante algoritmos de inteligencia artificial determinan la forma de administrar la respuesta a los pedidos de llamadas coordinando los distintos equipos para trabajar en conjunto.

Este sistema es sin duda el “cerebro” que comanda y controla todo el funcionamiento de un ascensor, debido a que domina el arranque, la detención, la dirección del movimiento, la velocidad, la aceleración y deceleración de la cabina del ascensor, etc. El control de voltaje variable se ha empleado por lo general para elevadores mecánicos, debido principalmente a la sencillez relativa del sistema de control del motor de corriente continua. La aparición de transistores de mayor potencia se ha visto reflejada en sistemas de control conocidos como VVVF (control de frecuencia variable y de voltaje variable), que pueden aplicarse a motores de corriente alterna para producir arranques y paradas suaves semejantes a los del sistema clásico de control del elevador de corriente continua.

Un aspecto de suma importancia del sistema del control en el funcionamiento de un elevador es la precisión con la que alcanza un determinado piso y se mantiene durante el tránsito de pasajero o de carga. La operación de nivelación debe ser directa, es decir, el elevador debe detenerse en un piso dentro de las tolerancias debidamente especificadas para una instalación.

CAPÍTULO 3

3. MODELADO VIRTUAL DEL SISTEMA ELEVADOR

Para realizar el análisis estructural y el modelado virtual de cada uno de los elementos que forman parte del elevador se emplean programas especializados en Diseño 3-D y análisis de elementos finitos, cuyos resultados se pueden comparar y verificar con los cálculos realizados manualmente, descritos en el Capítulo 2.

3.1. Análisis Estructural de Componentes del Sistema con SAP-2000

Con la ayuda del programa de análisis estructural SAP-2000 [14] se procede con el cálculo de los momentos y reacciones que actúan sobre los principales componentes estructurales tanto de la cabina como del contrapeso.

A continuación se procede a realizar el análisis estructural de los elementos de la Cabina para lo cual se toma en consideración todas las suposiciones establecidas en el Capítulo 2.

Los principales elementos de la cabina son:

- 1) Bastidor de Cabina
- 2) Plataforma

Bastidor de Cabina

Para el modelado del bastidor se coloca una restricción en el centro del travesaño superior, que es donde se sujetarán los cables de tracción y se coloca una carga viva uniformemente distribuida a lo largo del travesaño inferior la cual es de 7552.24 N/m.

Los perfiles con los cuales se realizan los cálculos se muestran en la Tabla 5.

En la Figura 3.1. Se muestra el modelo de análisis para el bastidor.

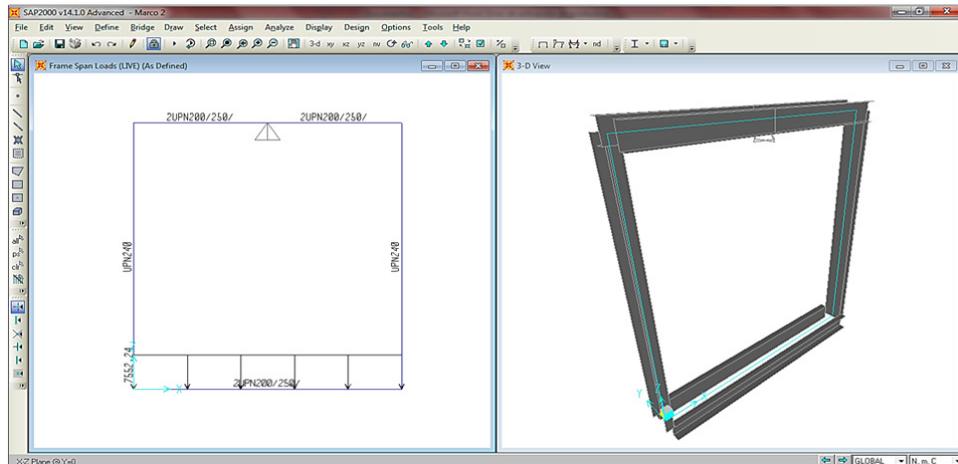


FIGURA 3.1. CARGA VIVA Y CARGA MUERTA ACTUANDO EN BASTIDOR DE CABINA

Debido a la carga viva uniformemente distribuida en la parte inferior del bastidor, se genera una reacción de 24159.68 N en el centro del travesaño superior, la cual representa la fuerza de tracción que actuará en los cables al momento de elevar la cabina.

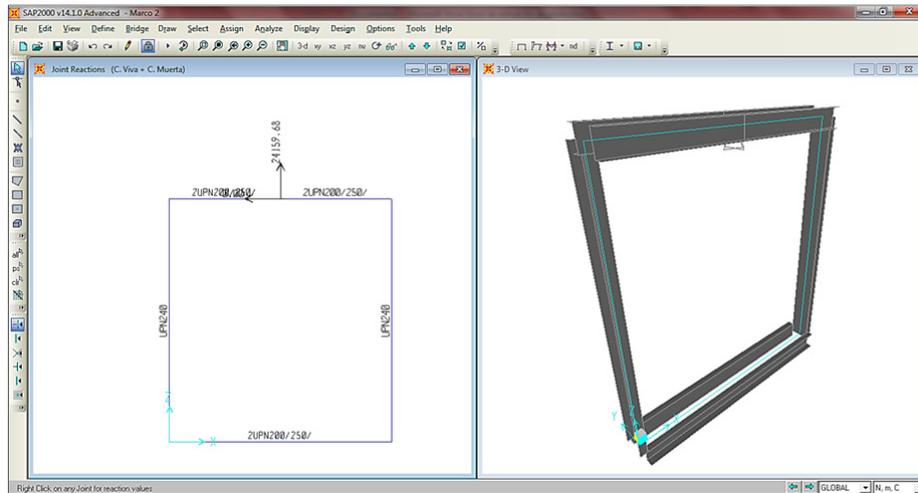


FIGURA 3.2. REACCIÓN EN BASTIDOR DE CABINA DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

En las Figuras 3.3 y 3.4 se observa el Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector, actuando sobre los elementos del bastidor.

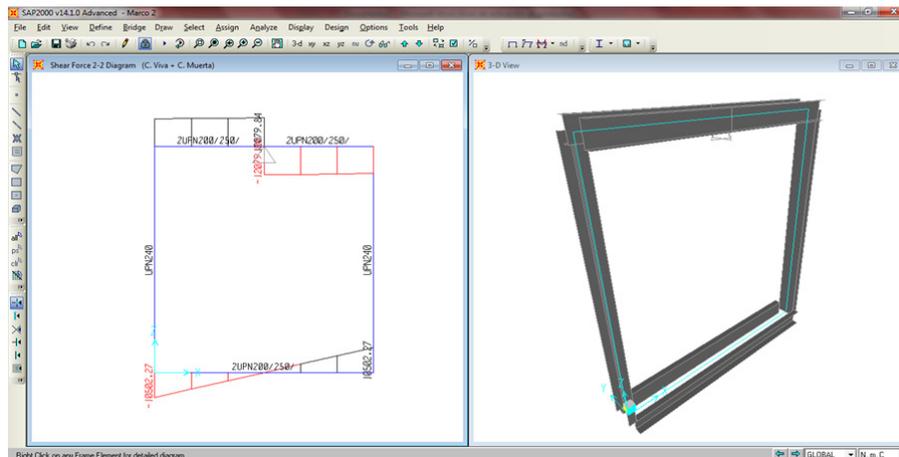


FIGURA 3.3. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN BASTIDOR DE CABINA DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

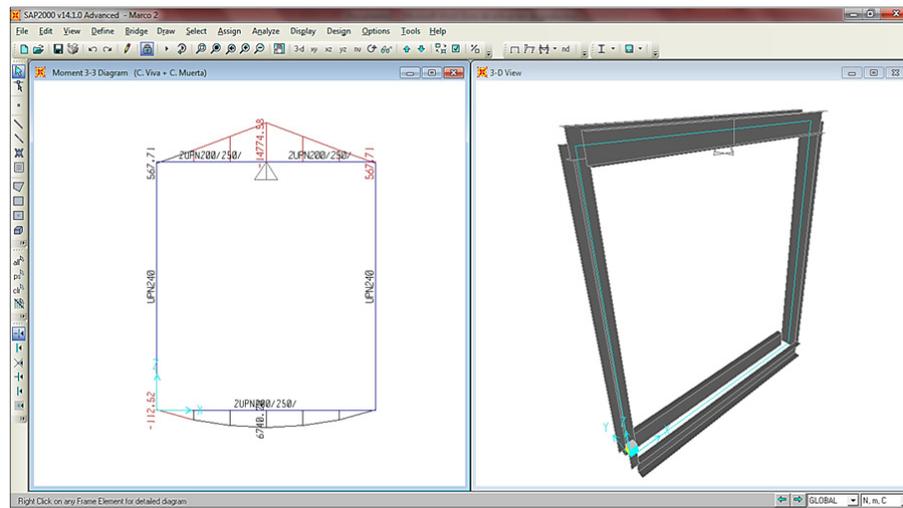


FIGURA 3.4. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN BASTIDOR DE CABINA DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

Como se puede observar en los diagramas mostrados, los valores de la reacción y de los momentos flectores coinciden con los calculados en el Capítulo 2.

Después de calcular los valores de la reacción y los momentos flectores actuando sobre cada elemento, se procede a verificar que su respectivo factor de seguridad esté dentro de lo permisible, el cual se calcula utilizando la herramienta STEEL FRAME DESIGN junto con el Código AISI-LRFD99 que forman parte del programa SAP-2000, los resultados se muestran a continuación en la Figura 3.5.

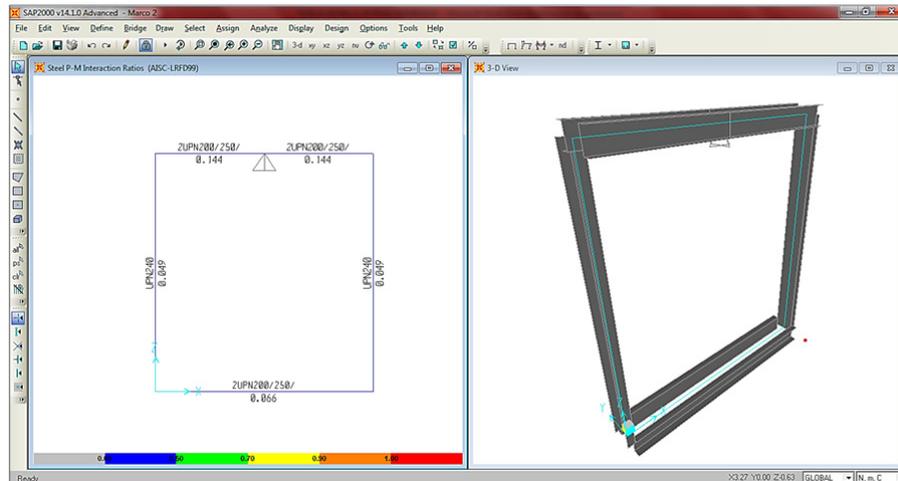


FIGURA 3.5. FACTOR DE SEGURIDAD EN BASTIDOR DE CABINA DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

En la Figura 3.5 se observa que el factor de seguridad resultante, de cada elemento es menor que 1, lo que nos indica que cada elemento está dentro del rango permisible dentro del Código AISI-LRFD99.

Plataforma

El análisis de cada uno de los elementos que forman parte de la plataforma, largueros y perfiles finales, se realiza de manera individual considerando los perfiles y parámetros estipulados en el Capítulo 2.

Para el Perfil Final se coloca una carga de 3677.49 N en la mitad de su longitud, tal como se describe en el Capítulo 2.

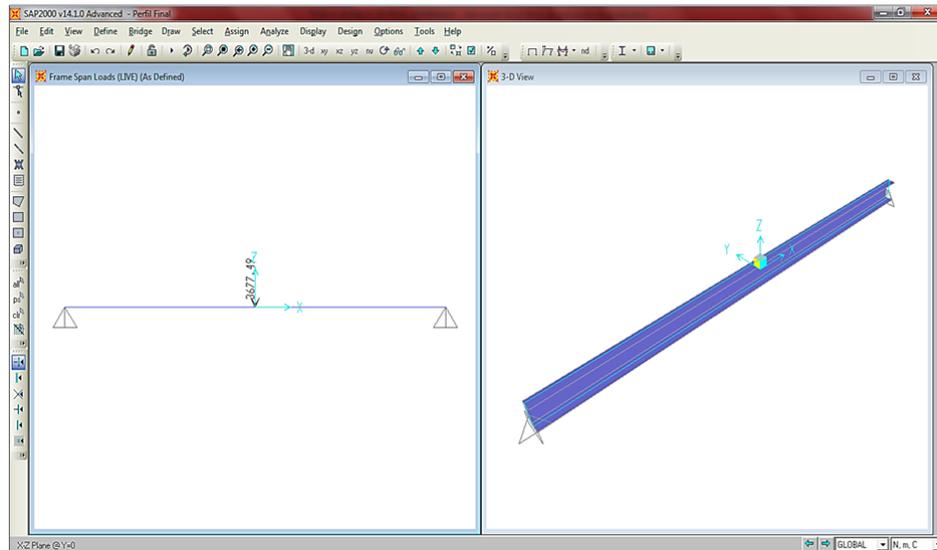


FIGURA 3.6. CARGA VIVA Y CARGA MUERTA ACTUANDO EN PERFIL FINAL

A continuación se muestran los diagramas de Reacción en los apoyos, Fuerza Cortante, Momento Flector, y del Factor de Seguridad que resultan de la actuación de la Carga Viva sobre el elemento.

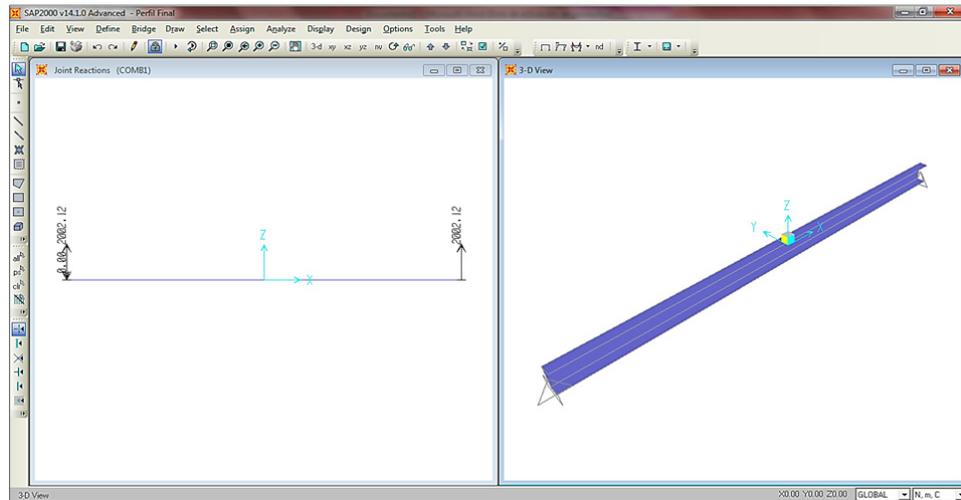


FIGURA 3.7. REACCIONES EN PERFIL FINAL DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

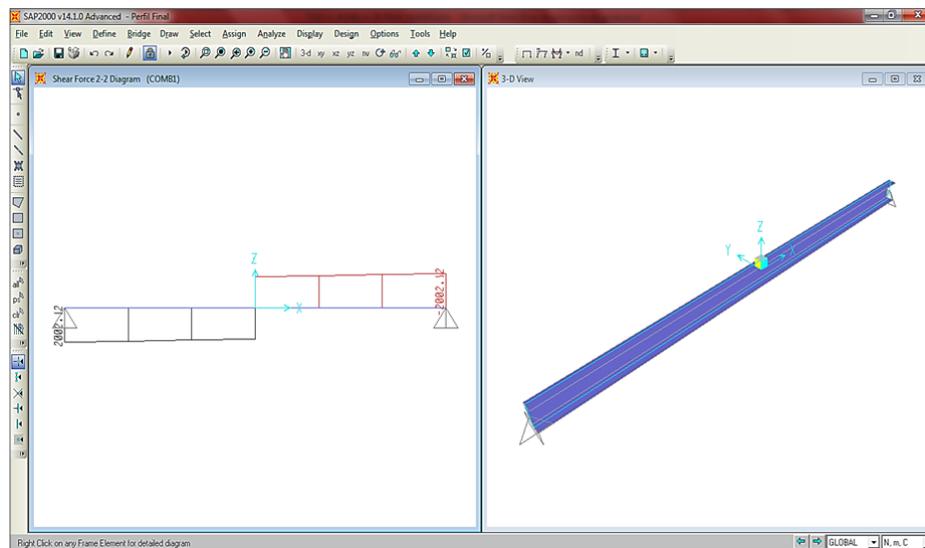
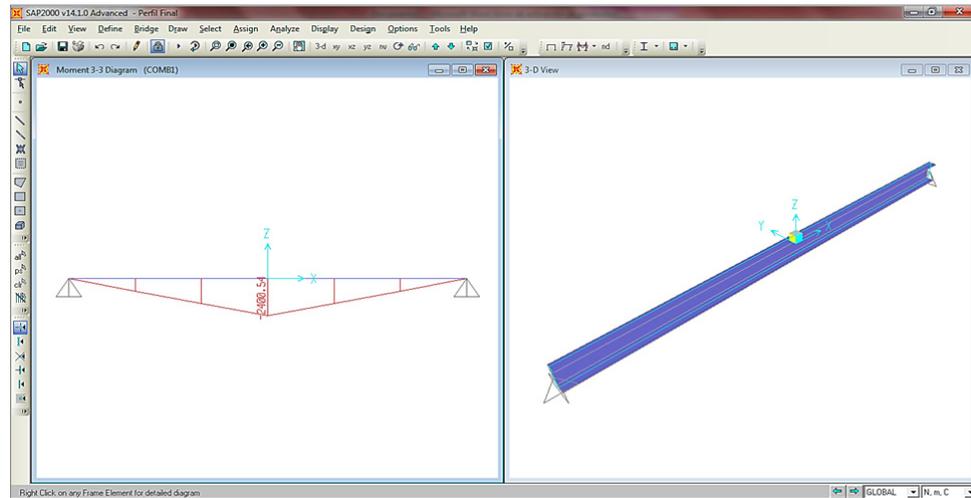
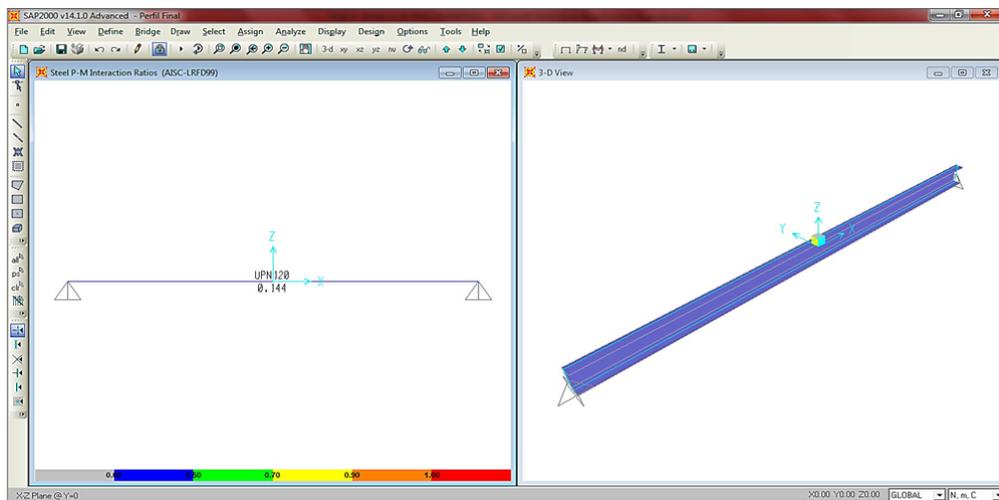


FIGURA 3.8. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN PERFIL FINAL DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA



**FIGURA 3.9. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN PERFIL FINAL
DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA**



**FIGURA 3.10. FACTOR DE SEGURIDAD EN PERFIL FINAL DEBIDO A
CARGA VIVA Y CARGA MUERTA**

Como se muestra en la Figura 3.10 este elemento posee un Factor de Seguridad aceptable menor que 1.

Para el análisis del Larguero se coloca una carga viva de 3677.49 N en la cuarta parte de su longitud, tal como se describe en el Capítulo 2.

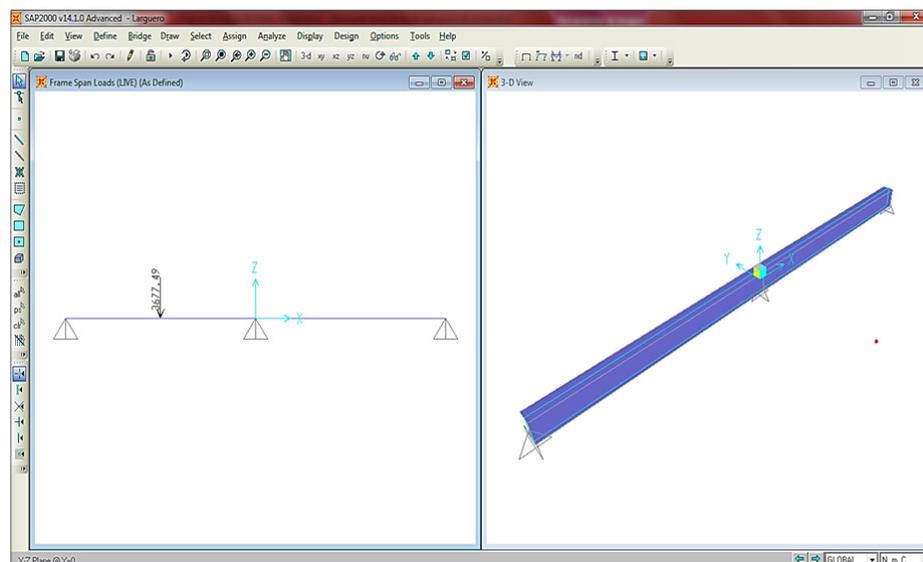


FIGURA 3.11. CARGA VIVA Y CARGA MUERTA ACTUANDO EN LARGUERO

A continuación se muestran los Diagramas de Reacción en los Apoyos, Fuerza Cortante, Momento Flector y del Factor de Seguridad obtenidos.

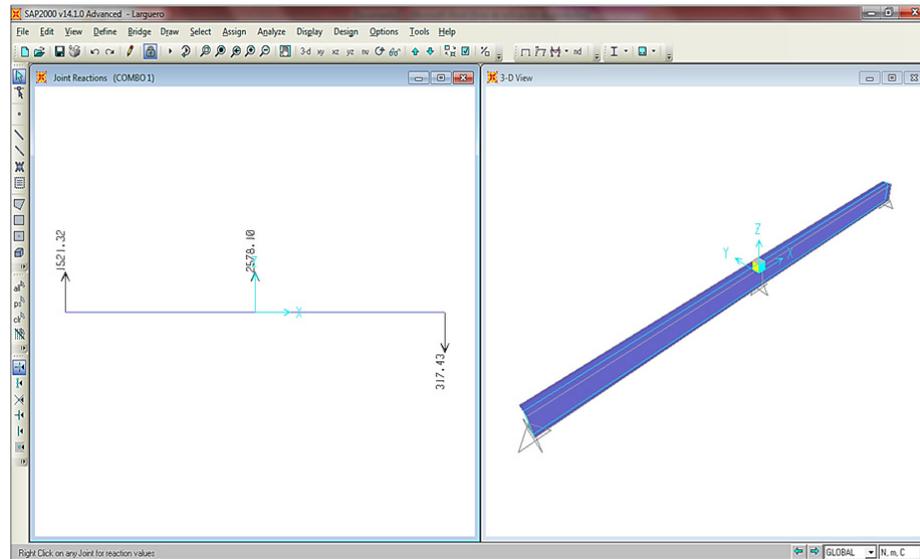


FIGURA 3.12. REACCIONES EN LARGUERO DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

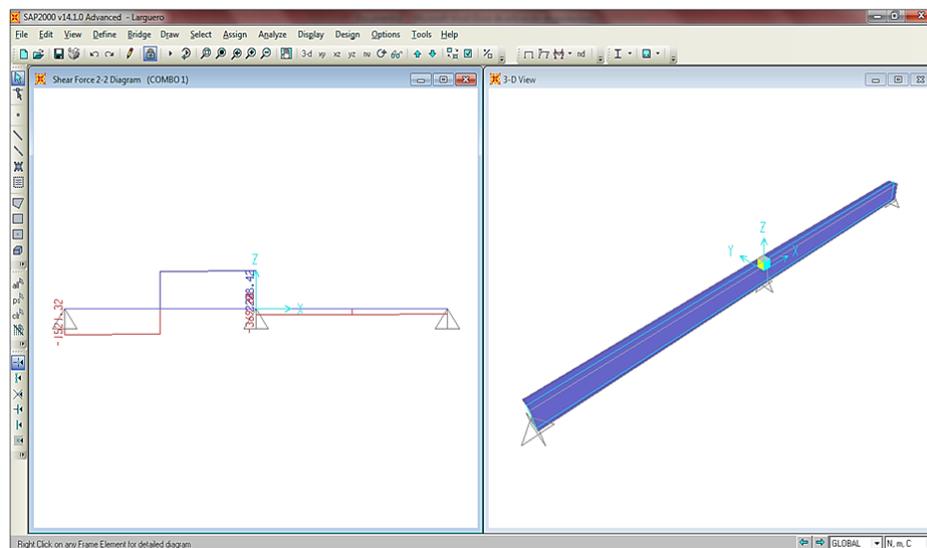
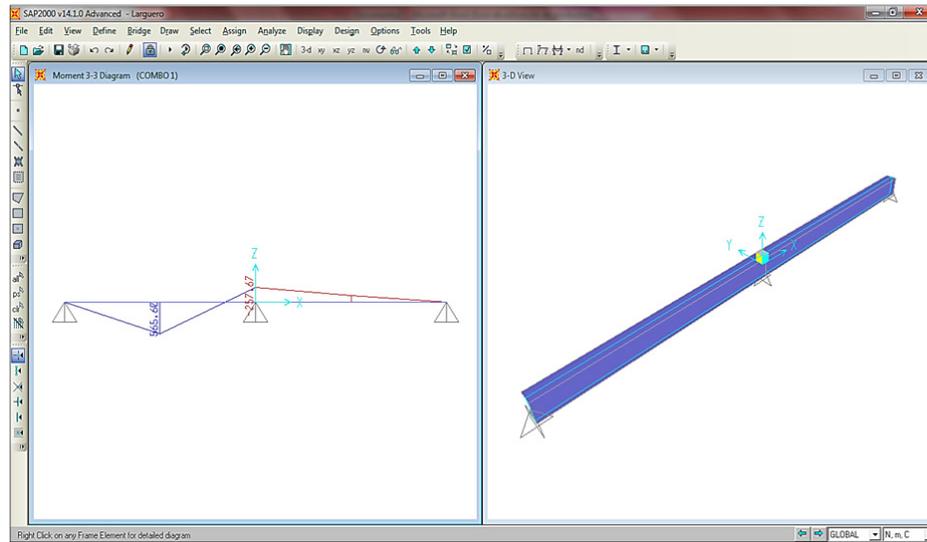
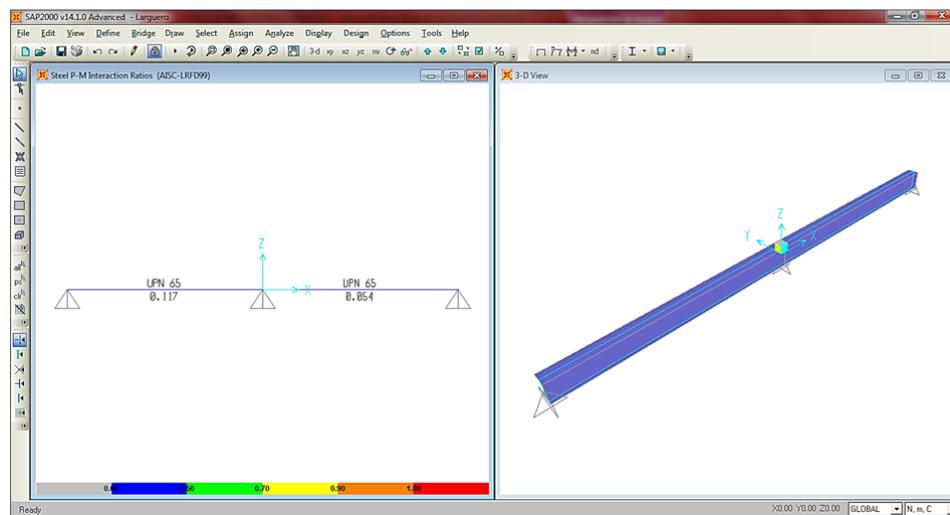


FIGURA 3.13. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN LARGUERO DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA



**FIGURA 3.14. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN LARGUERO
DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA**



**FIGURA 3.15. DIAGRAMA DE FACTOR DE SEGURIDAD EN LARGUERO
DEBIDO A CARGA VIVA**

Como se muestra en la Figura 3.15 este elemento posee un Factor de Seguridad aceptable menor que 1.

Se procede luego a realizar el análisis del Bastidor del Contrapeso para lo cual se toma en consideración todas las suposiciones establecidas en el Capítulo 2.

Para el modelado del bastidor se coloca una restricción en el centro del travesaño superior, que es donde se sujetarán los cables de tracción y se coloca una carga viva uniformemente distribuida a lo largo del travesaño inferior la cual es de 8237.58 N.

Los perfiles con los cuales se realizan los cálculos se muestran en la Tabla 8.

En la Figura 3.16 se muestra el modelo de análisis para el bastidor del contrapeso.

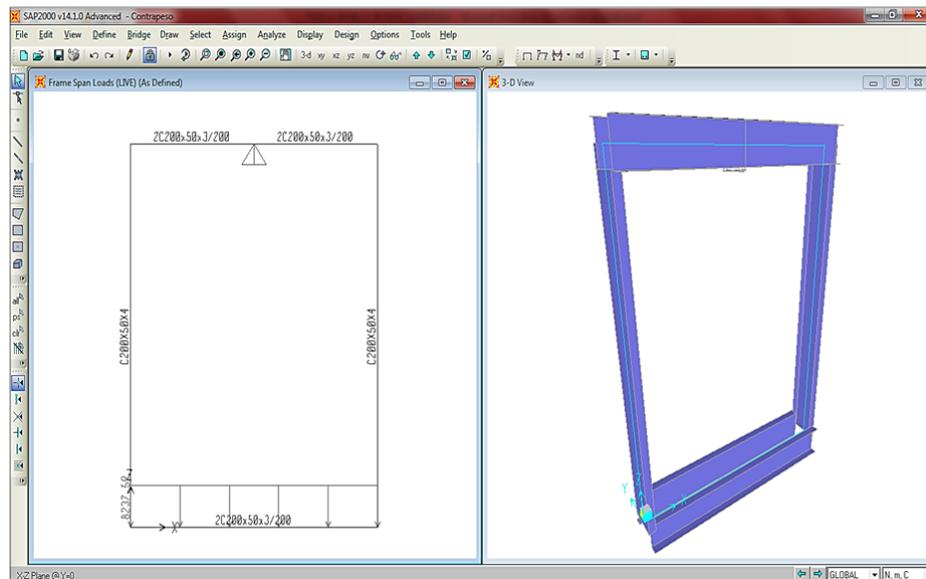
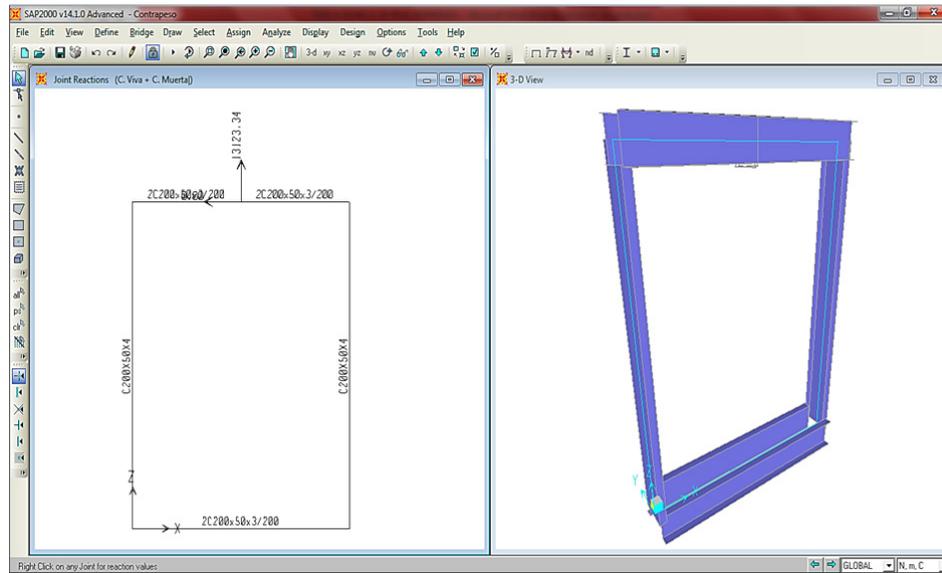


FIGURA 3.16. CARGA VIVA Y CARGA MUERTA ACTUANDO EN BASTIDOR DE CONTRAPESO

Debido a la carga viva uniformemente distribuida en la parte inferior del bastidor, se genera una reacción de 13123.34 N en el centro del travesaño superior, la cual representa la fuerza de tracción que actuará en los cables al momento de elevar el contrapeso.



**FIGURA 3.17. REACCIÓN EN BASTIDOR DE CONTRAPESO
DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA**

En las Figuras 3.18 y 3.19 se observa el Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector, actuando sobre los elementos del bastidor.

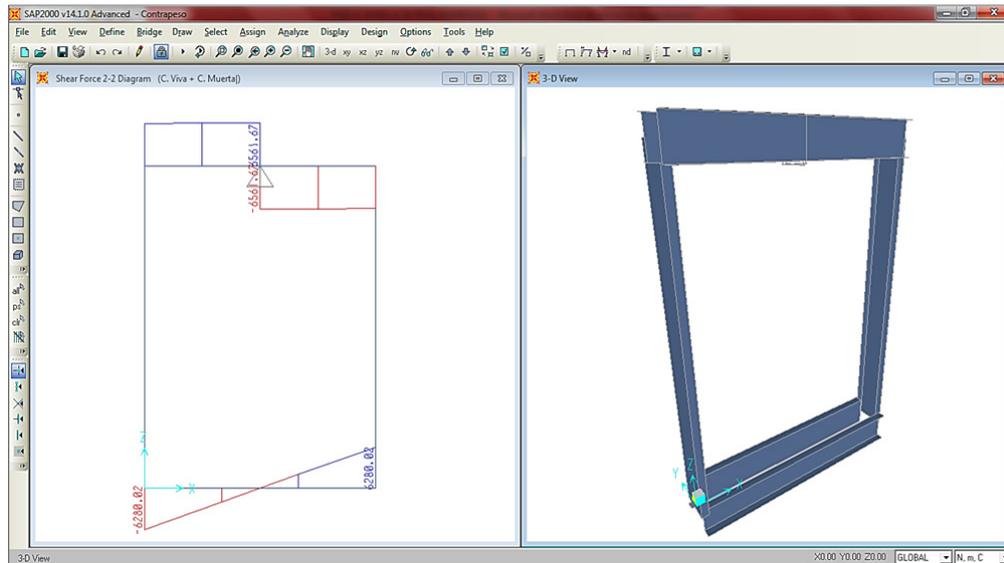


FIGURA 3.18 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN BASTIDOR DE CONTRAPESO DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

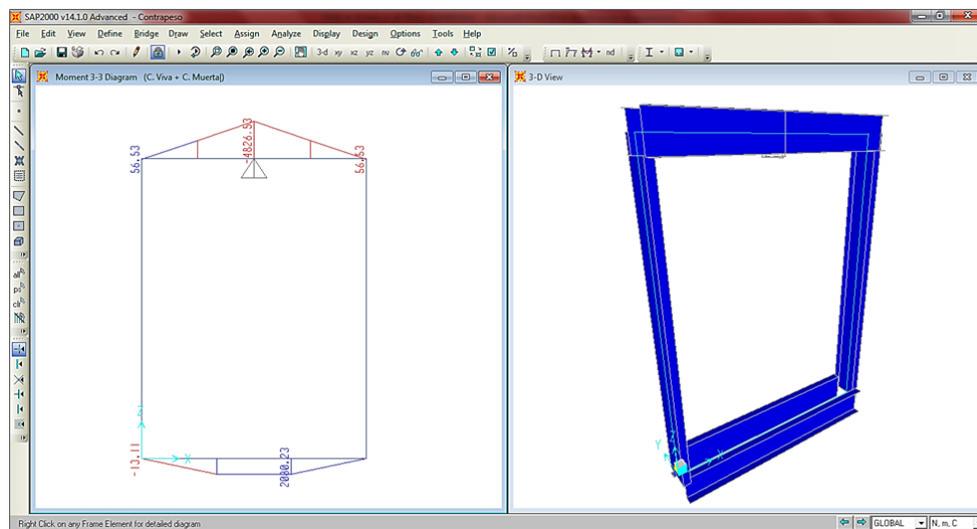
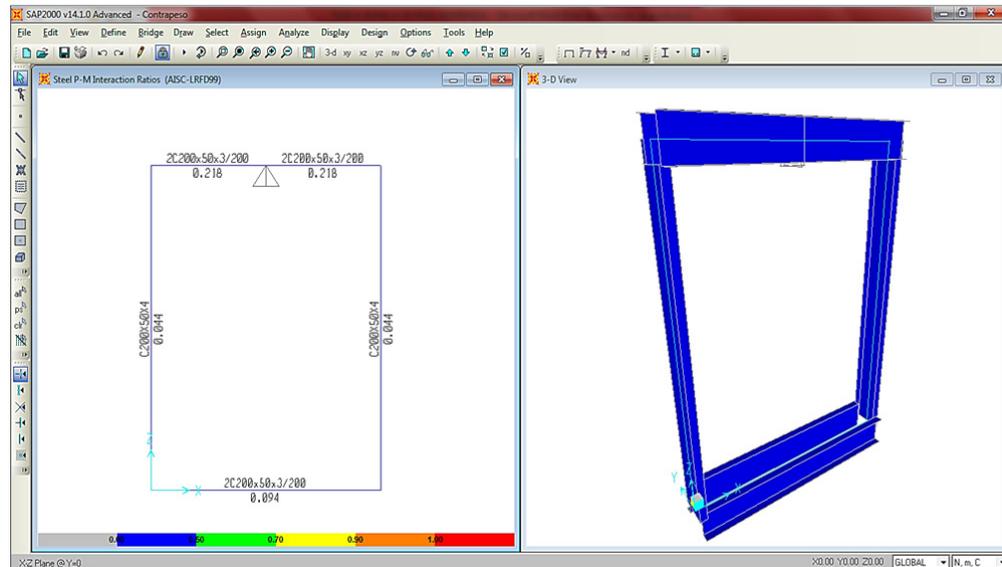


FIGURA 3.19 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN BASTIDOR DE CONTRAPESO DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

Como se puede observar en los diagramas mostrados, los valores de la reacción y de los momentos flectores coinciden con los calculados en el Capítulo 2.



**Figura 3.20 FACTOR DE SEGURIDAD EN BASTIDOR DE CONTRAPESO
DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA**

Según se muestra en la Figura 3.20 cada uno de los elementos posee un Factor de Seguridad aceptable menor que 1, lo que nos indica que cada elemento está dentro del rango permisible.

Por último se modela toda la estructura de la cabina del elevador para comprobar que el análisis individual de cada elemento es aceptable.

La Figura 3.21 muestra el modelo del elevador para el análisis considerando el peso muerto y la carga viva.

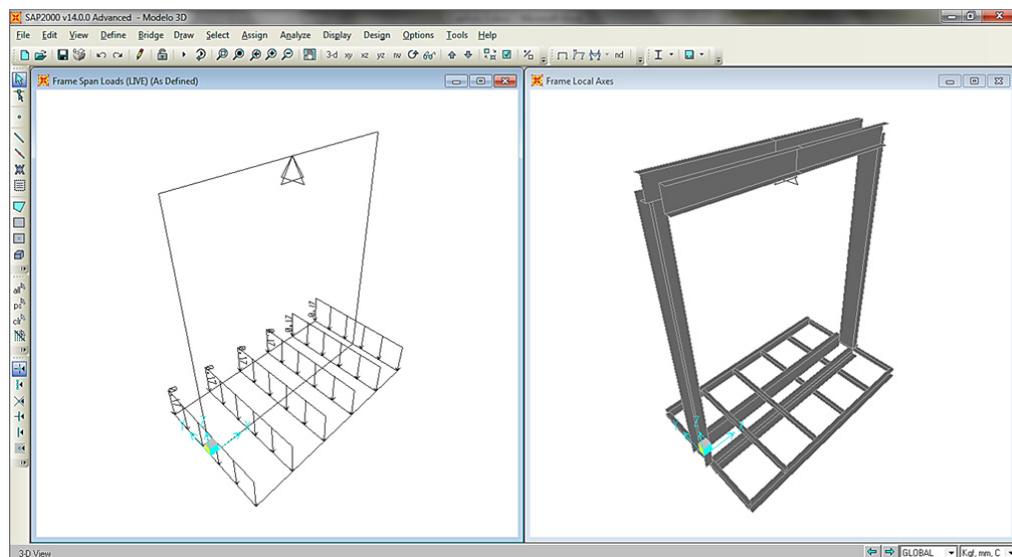


FIGURA 3.21 CARGA VIVA Y CARGA MUERTA ACTUANDO EN ELEVADOR DE CARGA

A continuación en las siguientes figuras se muestran los resultados obtenidos.

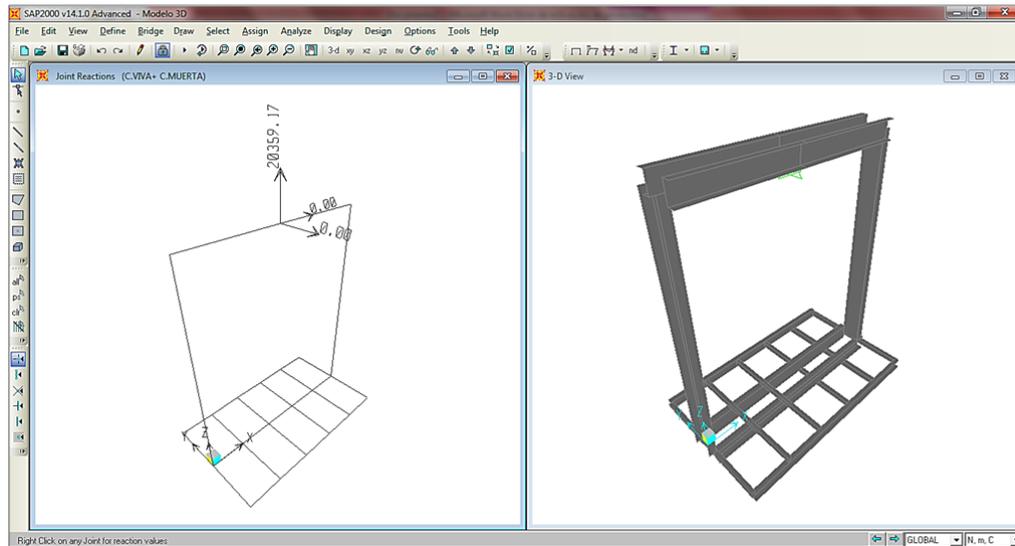


FIGURA 3.22. REACCIÓN DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

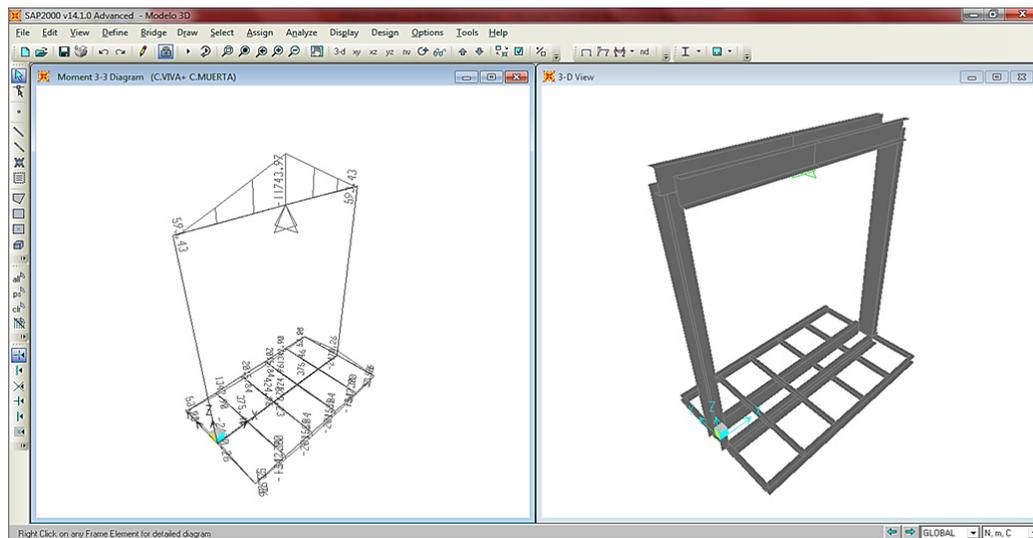


FIGURA 3.23. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

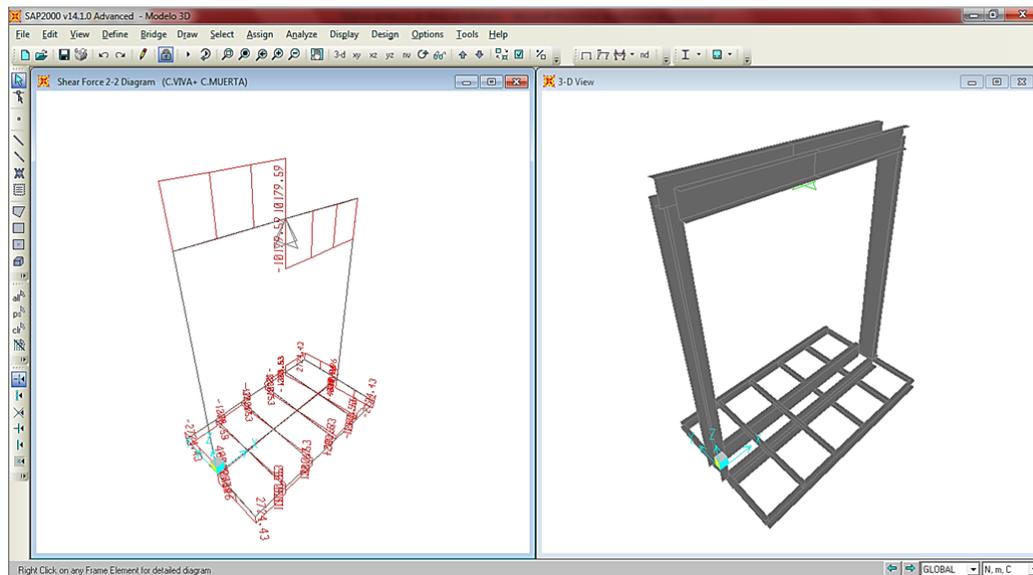


FIGURA 3.24. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE DEBIDO A CARGA VIVA Y CARGA MUERTA

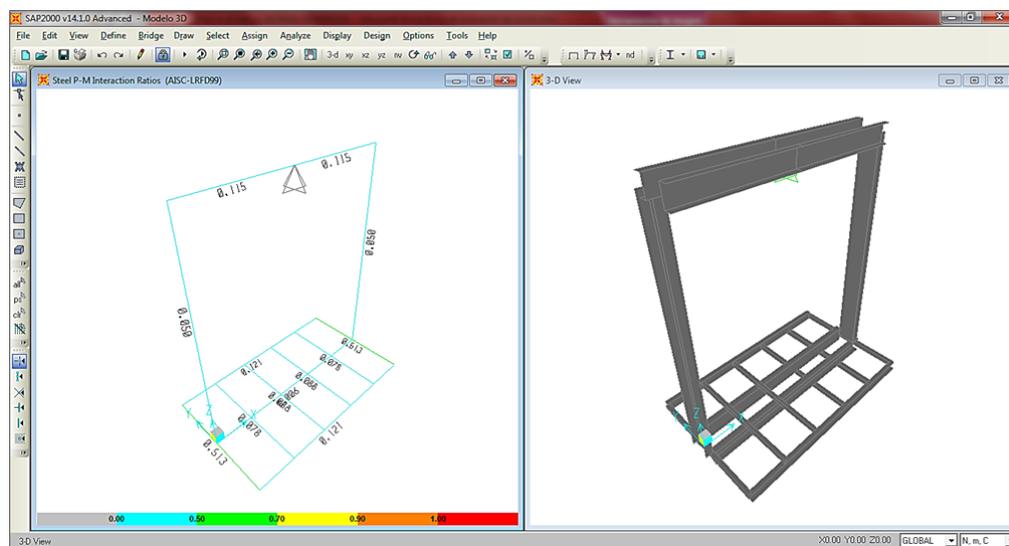


FIGURA 3.25 FACTOR DE SEGURIDAD EN SISTEMA ELEVADOR

Mediante el análisis desarrollado con el programa SAP-2000 se puede visualizar que los valores para las reacciones, momento flector y fuerza cortante no han variado de manera significativa al ser analizado cada elemento individualmente y luego como un conjunto como lo muestran las Figuras 3.21 a la 3.24, por lo tanto se procede a concluir que los resultados obtenidos en el Capítulo 2 realizados manualmente son correctos.

3.2. Modelado Virtual con Autodesk Inventor

Para el modelado de la estructura que forma parte del elevador se utiliza el programa de diseño asistido por computadora Autodesk Inventor [15], el cual permite realizar el modelado de las piezas y conjuntos para así poder extraer de ellos los planos de construcción e informaciones necesarias para la respectiva producción de los elevadores.

3.2.1 Modelado en 3-D

El modelado global del elevador de carga que se ha diseñado se muestra a continuación en la Figura 3.26.

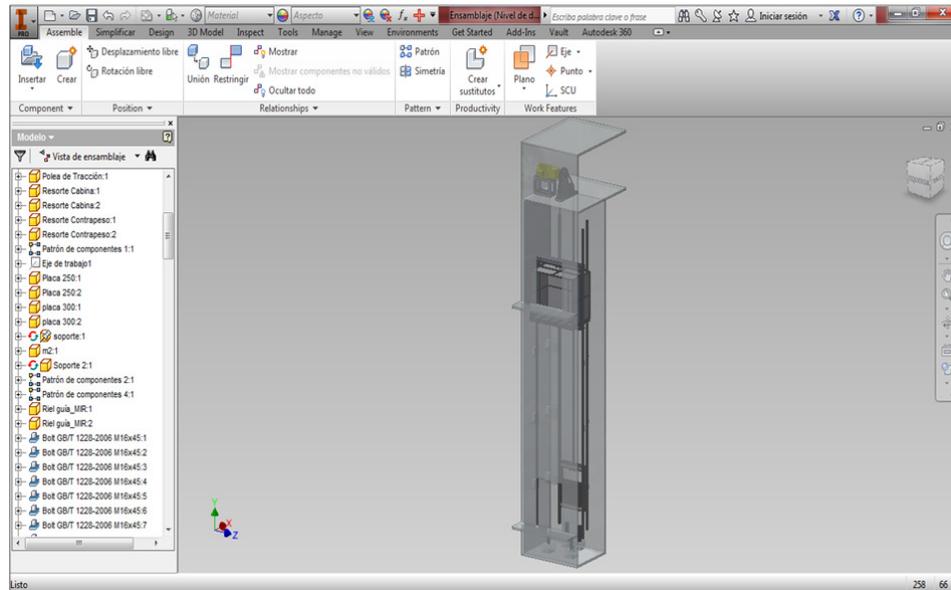


FIGURA 3.26 MODELADO DE ELEVADOR DE CARGA

Con los datos de diseño que se obtuvieron en el Capítulo 2, se muestra el modelado de los diferentes elementos que forman parte del sistema de elevación en las figuras mostradas a continuación:

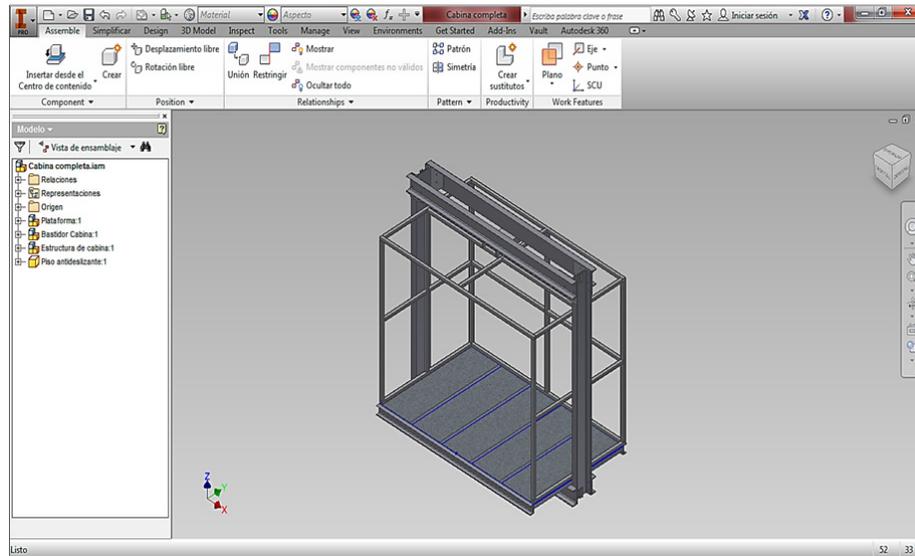


FIGURA 3.27 MODELADO DEL SISTEMA DE CABINA

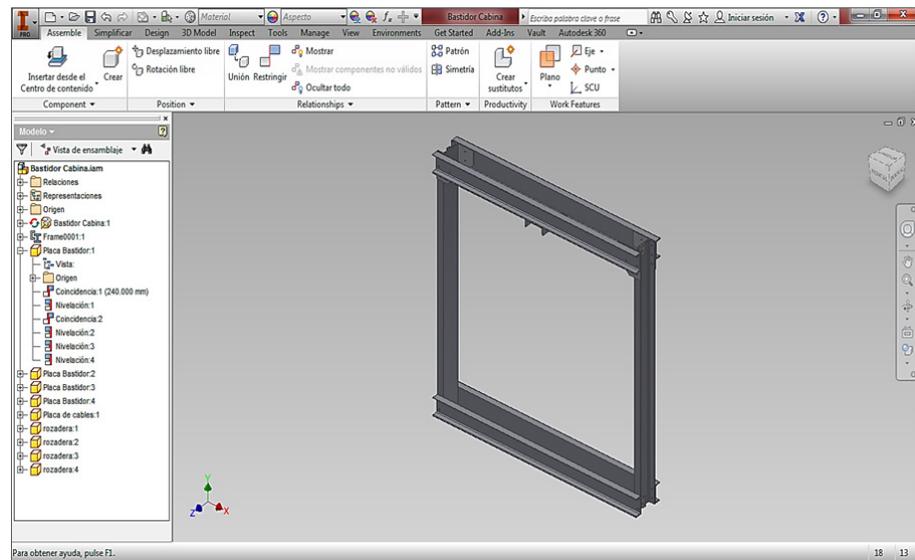


FIGURA 3.28 MODELADO DEL BASTIDOR DE CABINA

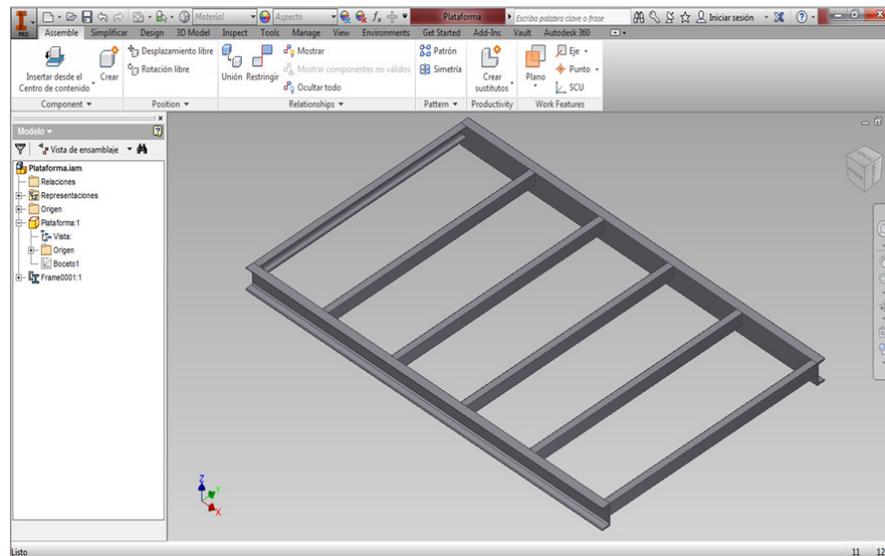


FIGURA 3.29 MODELADO DE PLATAFORMA DE CABINA

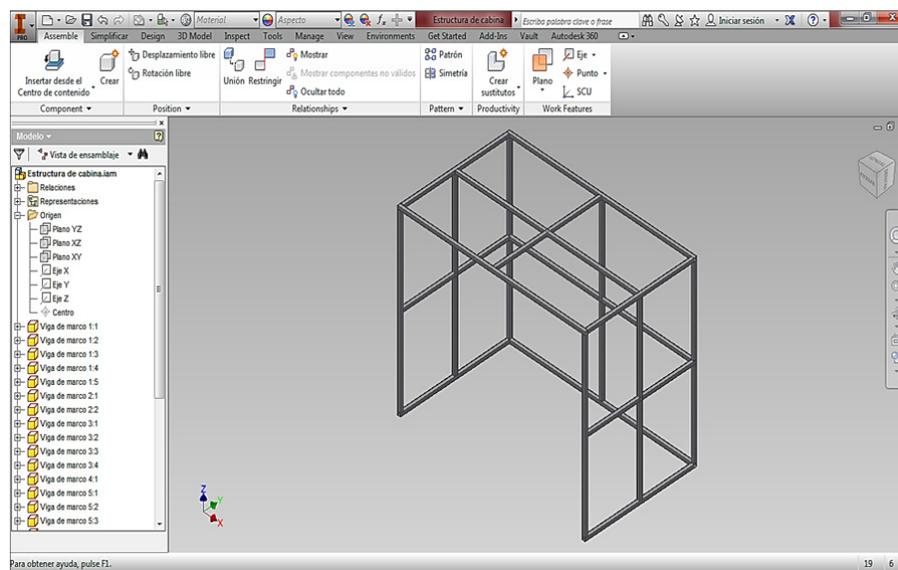


FIGURA 3.30 MODELADO DE ESTRUCTURA DE CABINA PORTANTE

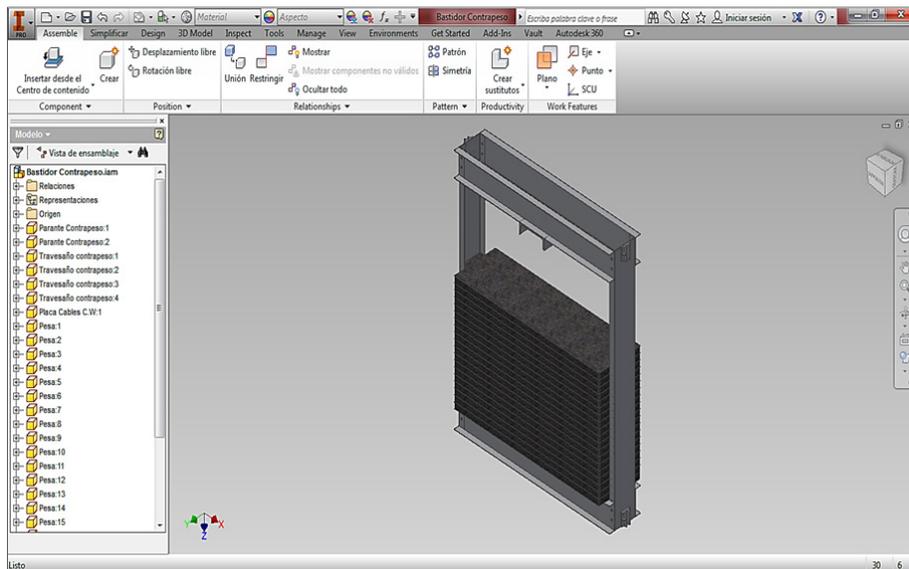


FIGURA 3.31 MODELADO DEL SISTEMA DE CONTRAPESO

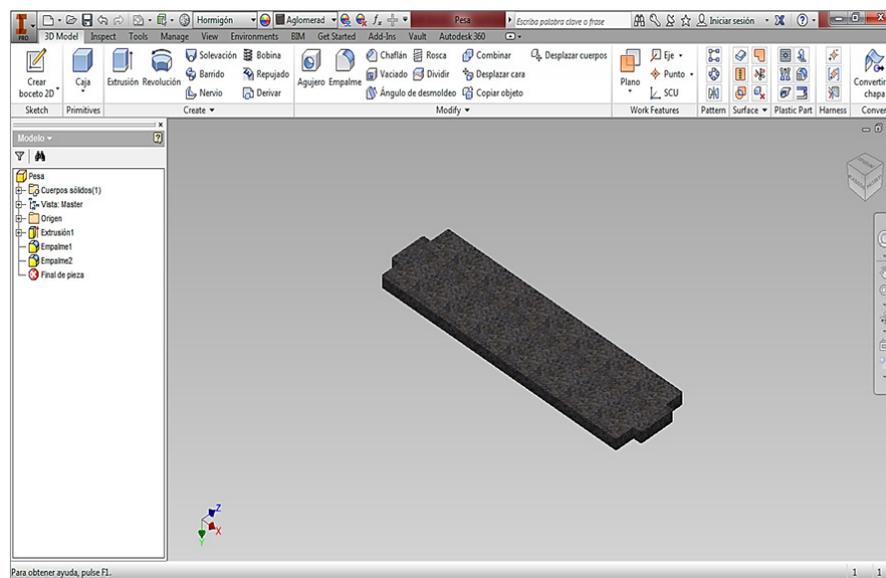


FIGURA 3.32 MODELADO DE PESA PARA SISTEMA DE CONTRAPESO

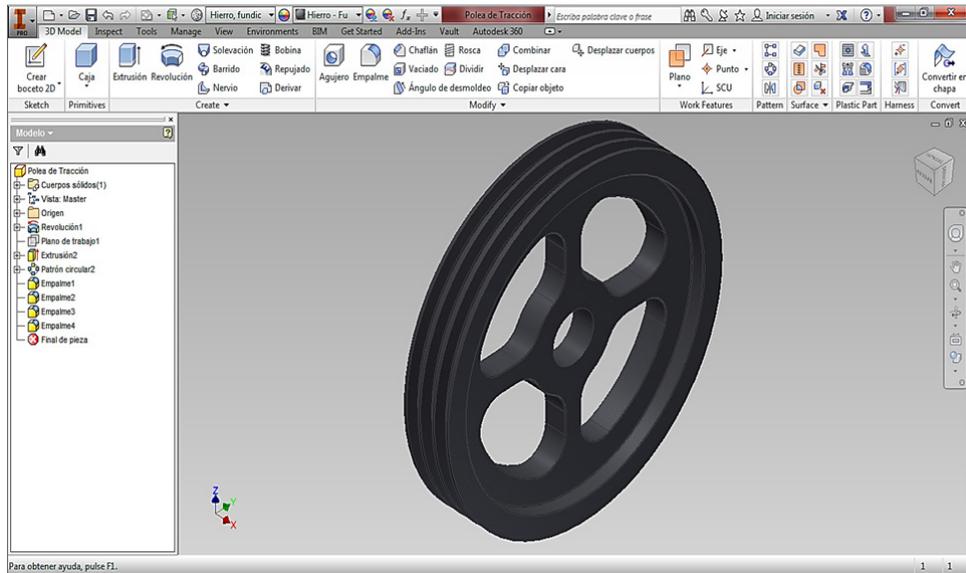


FIGURA 3.33 MODELADO DE POLEA DE TRACCIÓN

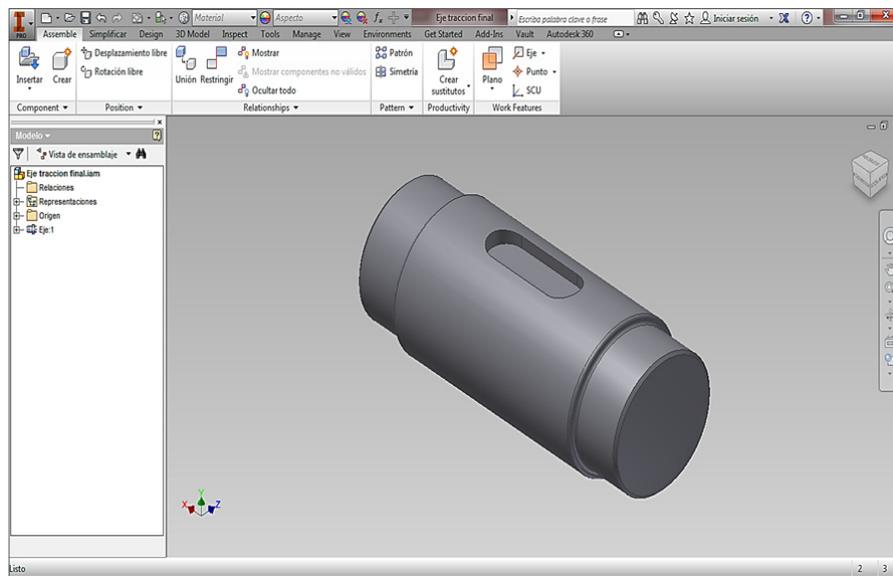


FIGURA 3.34 MODELADO DE EJE DE TRACCIÓN

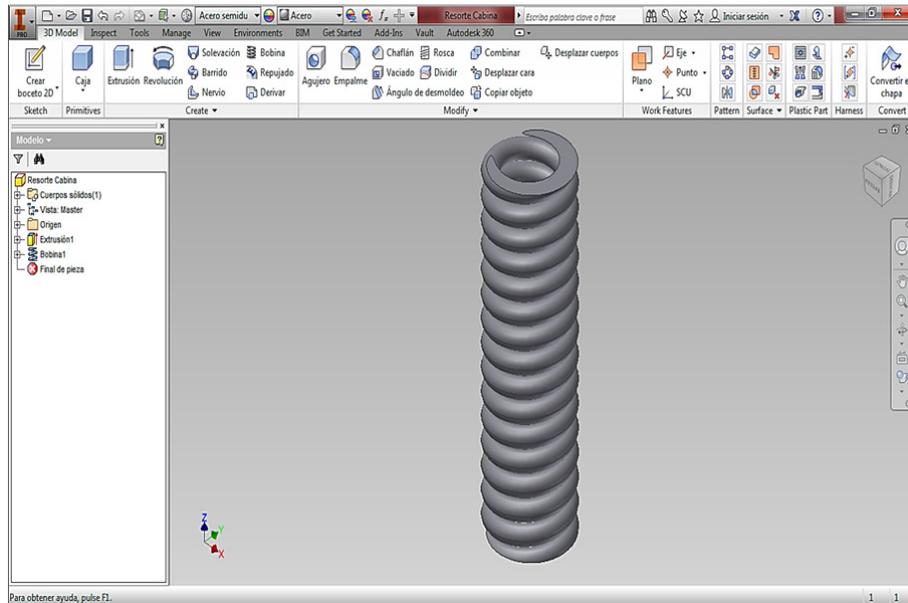


FIGURA 3.35 MODELADO DE AMORTIGUADOR PARA CABINA

3.2.2 Modelado Cinemático

Una vez diseñados los elementos que forman parte del elevador de carga y realizado el modelado virtual de cada uno de ellos, se procede con el modelado cinemático del elevador el cual mostrará el movimiento que realiza cada uno de las partes del sistema en conjunto. Al final de esta tesis se adjunta un CD que contiene el video que se ha realizado con el fin de mostrar el movimiento del elevador.

A continuación se muestran Capturas de Pantalla en las tres partes fundamentales del video realizado.

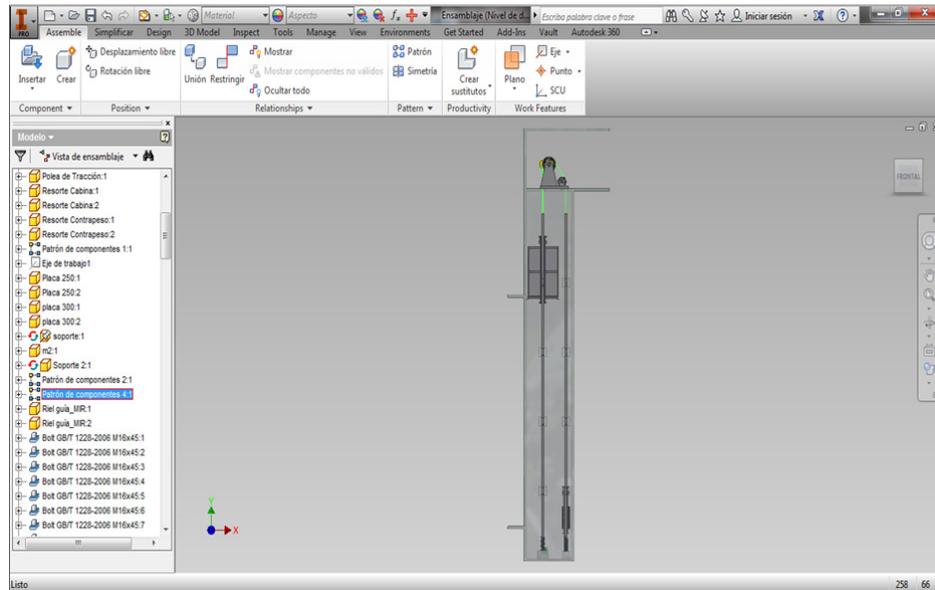


FIGURA 3.36 CAPTURA DE PANTALLA 1

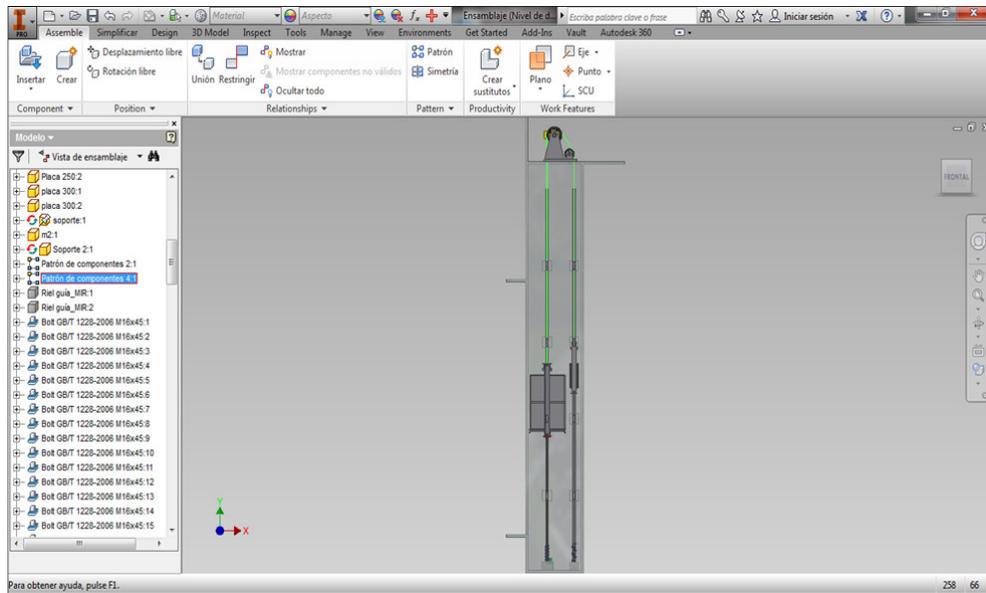


FIGURA 3.37 CAPTURA DE PANTALLA 2

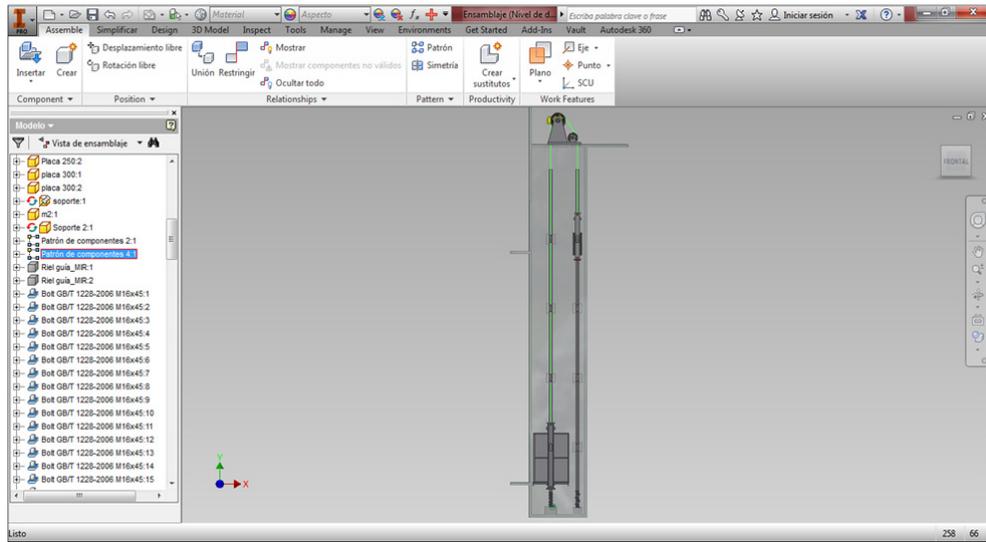


FIGURA 3.38 CAPTURA DE PANTALLA 3

CAPÍTULO 4

4. EVALUACIÓN DE COSTOS

En la primera sección de este capítulo se mostrará el costo de implementar estos sistemas de elevación importándolos desde el extranjero y luego en la siguiente sección se detallará el costo de fabricación e implementación del sistema de elevación construido con mano de obra nacional para de esta manera comprobar la ventaja económica de construirlos localmente.

4.1. Equipos Importados

En el país existen diversas empresas que se dedican a la venta y comercialización de elevadores tanto para transporte de personas como de carga pesada, importándolos de diversos países según sea la marca que representen.

En la siguiente tabla se muestran algunas empresas que brindan este servicio actualmente en el país.

TABLA 14

EMPRESAS COMERCIALIZADORAS DE ASCENSORES

Empresas Locales	Marcas Representadas
Ascensores del Pacífico S.A	MITSUBISHI
Elevel Cía. Ltda.	FUJIHD
Ingeniería de Ascensores Cía. Ltda.	OTIS
J.V Ascensores	KOYO-HUBSCHMANN RHEIN

Al valor del equipo fabricado en el extranjero, precio EX-W, se deberá de añadir los gastos internos de transporte hasta el puerto más cercano, precio FOB, y luego el costo del flete y seguro desde el país de procedencia hasta el puerto deseado en Ecuador, a este valor se lo conoce como precio CIF.

Para este caso se ha realizado una cotización de un sistema de elevación procedente de Japón de similares características, a través de su respectivo representante en el país, siendo el valor del equipo en términos CIF (Costo de Flete y Seguro) de \$ 75,071.

4.2. Presupuesto de Implementación

En esta sección se da a conocer cuál sería el monto de inversión para la fabricación del equipo propuesto en el diseño de esta tesis de grado, para así compararlo con el equipo importado.

En las tablas mostradas a continuación se detallan los precios de los materiales para los diferentes elementos principales que forman parte del sistema de elevación.

TABLA 15
COSTOS DE MATERIAL PARA SISTEMA DE CABINA

ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD [m]	CANTIDAD [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/m]	TOTAL	
1	SISTEMA DE CABINA					
	Bastidor Cabina					
		UPN 240	5.72	190	47	\$269
		UPN 200	11.12	281	35	\$389
		Placa de Unión	4 und.	29	--	\$41
		Placa de Amortiguador	2 und.	21.2	--	\$30
	Estructura de Cabina					
		Tubo 40x40x3mm	37.54	133	3.75	\$141
	Plataforma					
		UPN 120	5.16	69.14	18	\$93
		UPN 65	9	64	9.6	\$86
	Paredes, Piso, Techo					
		Plancha Galvanizada en 1mm	--	130	--	\$182
		Plancha Antideslizante en 4mm	--	113	--	\$124
	Guías Laterales					
		T114/B	56	916.72	103	\$5,768
		Accesorios	-	-	-	\$250
	SUB-TOTAL 1					\$7,373

TABLA 16

COSTOS DE MATERIAL PARA SISTEMA DE CONTRAPESO

ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD [m]	CANTIDAD [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/m]	TOTAL
2	SISTEMA DE CONTRAPESO				
	Bastidor Contrapeso				
	Canal 200x50x3mm	6	40.98	5.5	\$33
	Canal 200x50x4mm	4	36.04	8.1	\$32
	Placa de Amortiguador	2 und.	14.71	--	\$21
	Pesas				
	Bloques de H. A	19 und.	---	--	\$90
	Guías Laterales				
	T65/A	56	274.4	63	\$3,528
	Accesorios	-	-	-	\$250
SUB-TOTAL 2					\$3,954

TABLA 17

COSTOS DE MATERIAL PARA SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD [m]	CANTIDAD [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/m]	TOTAL
3	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO				
	Grupo Tractor				
	Moto-reductor	1 und.	--	--	\$9,159
	Polea de Tracción	1 und.	96.74 kg	--	\$3,635
	Polea de Desvío	1 und.	43.78 kg	--	\$1,645
	Eje polea de Tracción	1 und.	15 kg	--	\$110
	Eje polea de Desvío	1 und.	7 kg	--	\$70
	Rodamientos y Chumaceras	4 und.	--	--	\$1,610
SUB-TOTAL 3					\$16,229

TABLA 18

COSTOS DE MATERIAL PARA SISTEMA DE ELEVACIÓN

ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD [m]	CANTIDAD [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/m]	TOTAL
4	SISTEMA DE ELEVACIÓN				
	Cables de acero 8x19+1	56	50	5.98	\$335
	Accesorios	--	--	--	\$200
SUB-TOTAL 4					\$535

TABLA 19

COSTOS DE MATERIAL PARA SISTEMA DE SEGURIDAD

ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD [m]	CANTIDAD [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/m]	TOTAL
5	SISTEMA DE SEGURIDAD				
	Amortiguador Cabina	2 und.	--		\$4,200
	Amortiguador Contrapeso	2 und.	--		\$3,500
SUB-TOTAL 5					\$7,700

Una vez cotizados los costos para el material a utilizar se procede a calcular el costo de fabricación y montaje del sistema completo, detallados en la tabla a continuación:

TABLA 20
COSTOS DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

ITEM	DESCRIPCIÓN	PESO TOTAL [kg]	COSTOS UNITARIOS [USD/kg]	TOTAL
6	Fabricación	4335	1.85	\$8,020
	Montaje		1.50	\$6,503
	Sistema Eléctrico y de Control		--	\$6,000
	Adicionales		--	\$2,005
SUB-TOTAL 6				\$22,528

A continuación se presenta el resumen de los costos mostrados en las tablas anteriores.

TABLA 21
RESUMEN DE COSTOS

ITEM	DESCRIPCIÓN	TOTAL
1	Sistema de Cabina	\$7,373
2	Sistema de Contrapeso	\$3,954
3	Sistema de Accionamiento	\$16,229
4	Sistema de Elevación	\$535
5	Sistema de Seguridad	\$7,700
6	Fabricación y Montaje	\$22,528
TOTAL		\$58,319

Como se muestra en la Tabla 21 el costo aproximado de la parte mecánica y eléctrica del elevador diseñado en la presente tesis es de \$ 58,319.

Del precio cotizado de importación de este equipo el cual es de \$ 75,071, se puede observar que existe un ahorro del 28% si la fabricación se realiza localmente.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- 1) La presente tesis de grado cumple con el objetivo inicial de diseñar y modelar un ascensor por tracción de adherencia con una capacidad nominal de 1500 kg el cual se utilizará para la elevación de equipos electro-mecánicos.
- 2) Estos sistemas de elevación se construyen e instalan ya que logran optimizar el tiempo necesario para mover una carga de un piso a otro y además porque brindan un servicio de seguridad personal e industrial a los miembros operativos de una empresa.
- 3) Los Sistemas de Elevación por Adherencia tienen la versatilidad de alcanzar grandes recorridos, y su seguridad mecánica es superior en comparación con otros sistemas como el hidráulico y el de enrollamiento debido a que poseen un contrapeso que ayuda a balancearlos.

- 4) El uso de programas de computadora para la simulación y diseño mecánico resultan muy ventajosos debido a que son herramientas modernas de ingeniería las cuales reemplazan los cálculos manuales que se realizan en el momento de elaborar un diseño.
- 5) El costo de fabricación local de estos equipos representa un ahorro de aproximadamente el 28% de lo que costaría importarlos desde otro país.

Recomendaciones

- 1) Se recomienda el empleo de normas o estándares técnicos actualizados que rigen el diseño y construcción de estos sistemas con el fin de realizar un proyecto seguro y de calidad.
- 2) El diseño de un Sistema de Elevación de Carga es un diseño multidisciplinario en los que deben participar los Ingenieros Mecánicos, Civiles e Ingenieros en Automatización para realizar un proyecto rentable y seguro.
- 3) Para el funcionamiento de estos Sistemas de Elevación se recomienda la elaboración de procedimientos de mantenimientos tanto preventivos como correctivos para así prolongar la vida útil de los componentes que forman parte del Sistema Elevador.

- 4) Para la implementación de estos Sistemas de Elevación se deben cumplir y adoptar las Normas de Seguridad y Salud Ocupacional emitidas por el Instituto Ecuatoriano de Normalización.

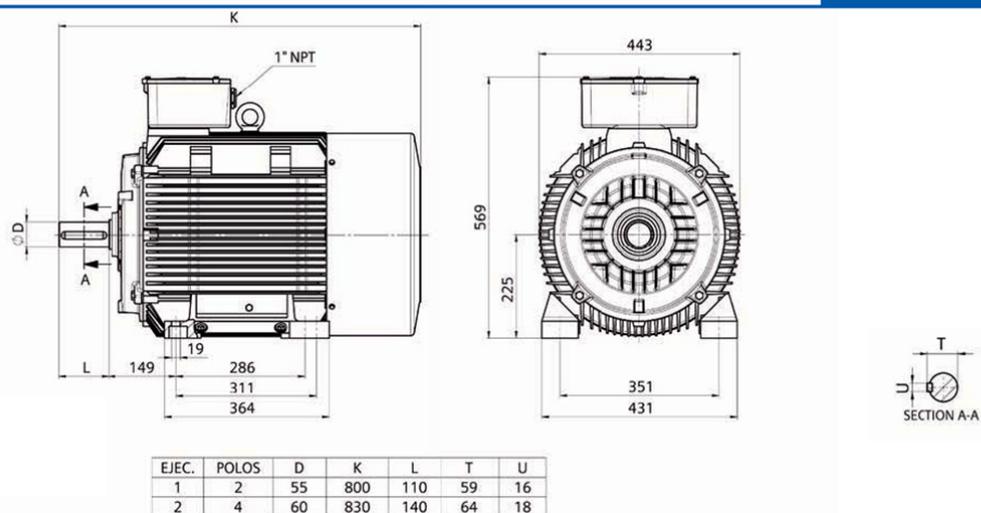
APÉNDICES

APÉNDICE A

DIMENSIONES DE EQUIPOS A SER TRANSPORTADOS EN ELEVADOR [16]

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC	Potencia		F.S.	Corriente nominal [A]			Eficiencia η	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Corriente de arranque Iarr / In	Peso kg
			Tamaño	HP		kW	220V	380V							
25000012865	1LA3 090 4YA80	90L	2,0	1,5	1,15	7,0	4,05	3,5	69,1	0,81	1681	8,48	2,4	4,7	20,3
25000012866	1LA3 096 4YA80	90L	3,0	2,2	1,15	9,6	5,5	4,8	74,6	0,82	1662	12,86	2,8	4,8	22,6
25000012785	1LA3 111 4YA80	112M	4	3,0	1,15	13	7,5	6,5	74,4	0,81	1743	16,35	2,5	6,5	39,3
25000012786	1LA3 112 4YA80	112M	5,0	3,7	1,15	15,8	9,1	7,9	77,4	0,80	1739	20,48	2,3	6,5	40,5
25000012787	1LA3 113 4YA80	112M	6,6	4,9	1,05	19,6	11,3	9,8	80,4	0,82	1724	27,27	2	6	43
25000012788	1LA3 114 4YA80	112M	7,5	5,6	1,15	23,2	13,4	11,6	76,3	0,83	1714	31,17	2,2	5,6	45,0
25000012389	1LA3 131 4YA80	132 M	10	7,5	1,15	28,8	16,6	14,4	80,0	0,85	1745	40,82	2,3	6	72,1
25000012390	1LA3 134 4YA80	132 M	15,0	11,2	1,15	43,0	24,83	21,5	81,3	0,84	1745	61,24	1,8	5,0	83,5
25000012381	1LA3 164 4YA80	160 L	20	14,9	1,15	56,8	32,8	28,4	87,3	0,79	1757	81,09	1,8	6,3	120,2
25000012380	1LA3 167 4YA80	160 L	25,0	18,7	1,15	66,0	38,1	33,0	91,6	0,81	1757	101,36	1,8	5,4	128,1
25000012729	1LA6 183 4YA80	180 M/L	30	22,4	1,05	78	45	39	87,6	0,86	1749	122,19	2	4,9	173,5
25000012730	1LA6 187 4YA80	180 M/L	40,0	29,8	1,05	104,0	60,0	52,0	89,6	0,84	1746	163,20	2,0	5,6	186,7
25000012666	1LA6 207 4YA80	200 L	50	37,3	1,15	126	72,7	63	91,4	0,85	1762	202,15	2,7	6,6	252,5
25000011176	1LA6 220 4YA80	225 S/M	60,0	44,8	1,15	148,0	85,4	74,0	93,3	0,85	1765	242,17	2,7	6,6	300,0
25000011182	1LA6 224 4YC80	225 S/M	75,0	56,0	1,15	188,0	108,5	94,0	94,0	0,83	1780	300,16	2,0	5,1	325

Dimensiones 1LA6 tamaño constructivo 225 (mm)



APÉNDICE B

CATÁLOGO DE PERFILES DE ACERO [17]



UPN

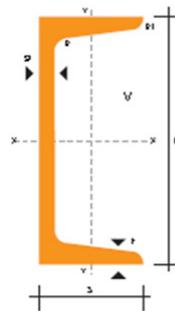
PERFILES LAMINADOS UPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTMA 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 mts. Y 12,00 mts
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 cm4	SECCION cm2	PESOS kg/mt	Ix cm4	Iy cm4	Wx cm3	Wy cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	246.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80

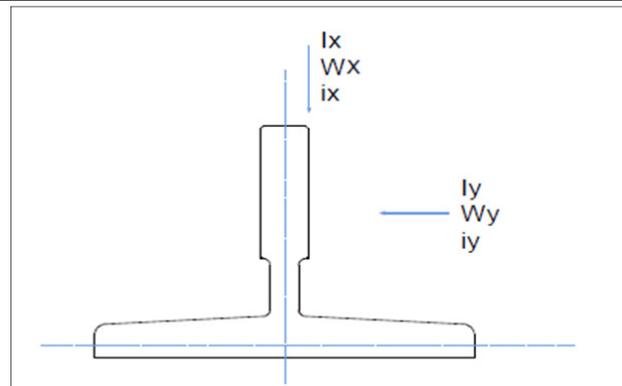


APÉNDICE C

CATÁLOGO DE RIELES GUÍAS SEGÚN NORMA ISO 7465/97 [18]

GUIAS/GUIDE RAILS		SUPER ☆☆☆								
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS / TECHNICAL CHARACTERISTICS										
	Sección Section cm ²	Peso Weight Kg/m	e cm	I _{xx} cm ⁴	W _{xx} cm ³	i _{xx} cm	I _{yy} cm ⁴	W _{yy} cm ³	i _{yy} cm	
	T45/A	4,25	3,34	1,31	8,08	2,53	1,38	3,84	1,71	0,95
	T50/A	4,75	3,73	1,43	11,24	3,15	1,54	5,25	2,1	1,05
	T65/A	6,24	4,9	1,71	20,09	5,44	1,79	10,92	3,36	1,32
	T70-1/A	9,51	7,47	2,04	41,3	9,24	2,09	18,65	5,35	1,40
	T70-2/A	10,52	8,26	2,02	47,43	9,63	2,12	23,13	6,61	1,48
	T70-70-9/A	11,25	8,83	2,11	52,81	10,79	2,16	24,62	7,02	1,48
	T75-3/A-B	10,99	8,63	1,86	40,35	9,29	1,92	26,49	7,06	1,55
▣	T78/B	9,82	7,7	1,65	29,9	7,56	1,74	26,1	6,71	1,63
	T80-80-9/A	13,56	10,65	2,32	80,2	14,21	2,44	38,83	9,7	1,69
	T82/A-B	10,9	8,55	1,98	49,4	10,2	2,13	30,5	7,4	1,67
	T89/A-B	15,7	12,3	2,02	59,52	14,25	1,95	52,4	11,8	1,83
	T90/A-B	17,25	13,55	2,61	102,0	20,87	2,43	52,6	11,8	1,75
▣	T114/B	20,85	16,37	2,87	179	29,7	2,93	109	19,1	2,29
	T125/B	22,83	17,9	2,43	151	26,2	2,57	159	25,4	2,64
	T127-1/B	22,64	17,77	2,75	186,2	30,4	2,87	148	23,4	2,56
★	T127-2/B	28,63	22,48	2,47	198,4	30,9	2,63	230	36,2	2,83
★	T140-1/B	35,2	27,6	3,24	404	53,4	3,39	310	44,3	2,97
★	T140-2/B	43,22	33,92	3,47	457	68,0	3,25	358	51,2	2,88

▣ Guías según norma JIS/ Guides according to JIS standard
 ★ Guías según normas JIS e ISO/ Guides according to JIS and ISO standards

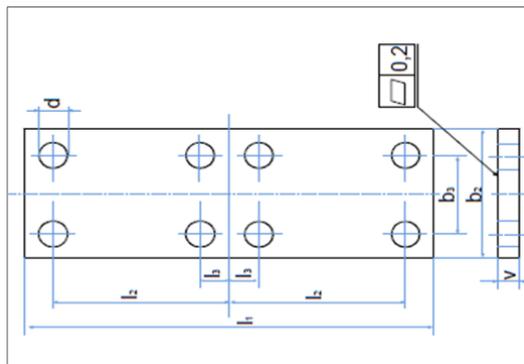


APÉNDICE D
PLACA UNIÓN DE GUÍAS SEGÚN NORMA ISO 7465/97 [18]

DISTANCIA ENTRE AGUJEROS, PLACAS Y TORNILLOS (mm.) DISTANCE BETWEEN HOLES, FISHPLATES AND BOLTS (mm.)										
	d		b ₁	b ₂ ± 0,30	l ₁ ± 1,5	l ₂ ± 0,20	l ₃ ± 0,20	v ± 0,50	Tornillo Screw	Arandela Washer
T45/A	9		50	25	160	65	15	8	M8x25	A-8
T50/A	9		50	30	200	75	25	8	M8x25	A-8
	d	d ₁	b ₁	b ₂ ± 0,20	l ₁ ± 1,5	l ₂ ± 0,20	l ₃ ± 0,20	v +2 -0	Tornillo Screw	Arandela Washer
T65/A	10,5	-	65	40	160	65	15	8	M10x25	A-10
T70-1/A	13	26	70	42	250	105	25	8,5	M12x35	A-12
T70-2/A	13	-	70	42	250	105	25	8,5	M12x35	A-12
T70-70-9/A	13	26	75	43	240	90	30	8,5	M12x35	A-12
T75-3/A-B	13	26	75	43	240	90	30	8,5	M12x35	A-12
T78/B	13	26	75	43	240	90	30	8,5	M12x35	A-12
T80-80-9/A	13	-	80	42	250	105	25	8,5	M12x35	A-12
T82/A-B	13	26	80	50,8	216	81	27	8,5	M12x35	A-12
T89/A-B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
T90/A-B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
T114/B	17	33	115	79,4	305	114,3	38,1	17	M16x50	A-16
T125/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	17	M16x50	A-16
T127-1/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	17	M16x50	A-16
T127-2/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	17	M16x50	A-16
T140-1/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	25	M20x65	A-20
T140-2/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	25	M20x65	A-20



Guías según norma JIS/ Guides according to JIS standard
 Guías según normas JIS e ISO/ Guides according to JIS and ISO standards



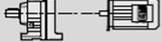
APÉNDICE E

CATÁLOGO DE MOTO-REDUCTORES SEW EURODRIVE [16]

3



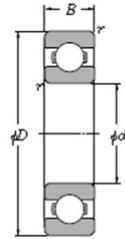
Helical Gearmotors
Selection tables [kW]

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW f_B		m [kg]			
15.0										
281	510	5.19	8440	1.35						
314	455	4.65	8260	1.50	RX	107	DV	160L4	210	128
348	410	4.20*	8100	2.0	RXF	107	DV	160L4	225	129
383	375	3.81	7930	2.2						
431	330	3.38	7720	2.5						
475	300	3.07	7540	2.8						
553	260	2.64*	7260	3.2						
634	225	2.30	7010	3.7	RX	107	DV	160L4	210	128
747	192	1.95	6710	4.0	RXF	107	DV	160L4	225	129
855	168	1.71	6470	4.2						
1010	142	1.44	6170	4.6						
323	445	4.52	6660	1.35						
361	395	4.04	6530	1.50						
401	355	3.64*	6400	1.65						
443	325	3.30	6270	1.85						
499	285	2.92	6110	2.1	RX	97	DV	160L4	180	126
552	260	2.64	5970	2.3	RXF	97	DV	160L4	185	127
652	220	2.24*	5730	2.7						
746	192	1.96	5550	3.0						
892	161	1.64	5290	3.2						
1030	139	1.42	5090	3.3						
420	340	3.48	4260	1.20						
473	305	3.09	4510	1.35	RX	87	DV	160L4	150	124
529	270	2.76*	4430	1.50	RXF	87	DV	160L4	155	125
588	245	2.48	4350	1.65						
678	210	2.15	4230	1.80						
757	189	1.93	4130	1.90	RX	87	DV	160L4	150	124
913	157	1.60*	3960	2.0	RXF	87	DV	160L4	155	125
1050	137	1.39	3840	2.1						
18.5										
7.8	22500	186.93*	120000	0.80						
9.6	18500	153.07	120000	1.00	R	167	DV	180M4	750	165
10	16900	139.98	120000	1.05	RF	167	DV	180M4	760	166
12	14700	121.81*	120000	1.25						
14	13000	107.49	120000	1.40						
16	11200	93.19	120000	1.60						
18	10000	82.91*	120000	1.80						
20	8890	73.70*	120000	2.0	R	167	DV	180M4	750	165
22	8130	67.40	120000	2.2	RF	167	DV	180M4	760	166
25	7070	58.65	120000	2.6						
12	14500	119.86	56900	0.90						
13	13200	109.31	62300	1.00	R	147	DV	180M4	500	163
15	11400	94.60*	65600	1.15	RF	147	DV	180M4	510	164
18	10100	93.47	67700	1.30						
20	8690	72.09	69500	1.50						
22	8080	66.99	70200	1.60						
24	7370	61.09	71000	1.75	R	147	DV	180M4	500	163
28	6380	52.87	71900	2.0	RF	147	DV	180M4	510	164
31	5630	46.65	72500	2.3						
36	4860	40.29	73000	2.7						
18	9760	80.91*	39000	0.80						
20	8860	73.49	50200	0.90	R	137	DV	180M4	375	161
22	7860	65.20	53700	1.00	RF	137	DV	180M4	400	162
25	7140	59.17*	55100	1.10						
29	6130	50.86*	56800	1.30						
33	5350	44.39	58000	1.50						
39	4540	37.65	58900	1.75	R	137	DV	180M4	375	161
45	3970	32.91	59500	2.0	RF	137	DV	180M4	400	162
53	3360	27.83	60100	2.3						
50	3570	29.57*	59900	2.2						
61	2910	24.12	60400	2.8						
67	2650	22.00*	60600	3.0	R	137	DV	180M4	365	161
77	2300	19.04*	60800	3.5	RF	137	DV	180M4	390	162
87	2030	16.80*	60900	4.0						
36	4870	40.37*	20200	0.90						
42	4250	35.26	22000	1.00	R	107	DV	180M4	295	159
50	3560	29.49	21500	1.20	RF	107	DV	180M4	300	160

APÉNDICE F
CATÁLOGO DE RODAMIENTOS DE BOLAS Y DE RODILLOS
(EJE DE POLEA DE TRACCIÓN) [12]

● **Rodamientos Rígidos de Bolas**

NTN



Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 90 ~ 120mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites			Números de rodamientos			
	mm				kN		kgf			grasa tipo abierto ZZ	r.p.m. aceite tipo abierto Z LB	LLU	tipo abierto	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_{max}^{(1)}$	r_{min}	C_r	C_{ra}	C_r	C_{ra}								

90	115	13	1	0.5	19.0	19.7	1 940	2 010	16.1	5 400	6 300	3 000	6818	ZZ	LLB	LLU
	125	18	1.1	0.5	33.0	31.5	3 350	3 200	16.5	5 100	6 000	2 900	6918	ZZ	LLB	LLU
	140	16	1	—	33.5	33.5	3 400	3 400	16.5	4 700	5 600	—	16018	—	—	—
	140	24	1.5	0.5	58.0	49.5	5 950	5 050	15.6	4 700	5 600	2 800	6018	ZZ	LLB	LLU
	160	30	2	0.5	96.0	71.5	9 800	7 300	14.5	4 000	4 700	2 600	6218	ZZ	LLB	LLU
190	43	3	0.5	143	107	14 500	10 900	13.3	3 600	4 200	2 400	6318	ZZ	LLB	LLU	
95	120	13	1	0.5	19.3	20.5	1 970	2 090	16.1	5 000	5 900	2 800	6819	ZZ	LLB	LLU
	130	18	1.1	0.5	33.5	33.5	3 450	3 400	16.6	4 800	5 700	2 800	6919	ZZ	LLB	LLU
	145	16	1	—	34.5	35.0	3 500	3 550	16.5	4 500	5 300	—	16019	—	—	—
	145	24	1.5	0.5	60.5	54.0	6 150	5 500	15.8	4 500	5 300	2 600	6019	ZZ	LLB	LLU
	170	32	2.1	0.5	109	82.0	11 100	8 350	14.4	3 700	4 400	2 500	6219	ZZ	LLB	LLU
200	45	3	0.5	153	119	15 600	12 100	13.3	3 300	3 900	2 300	6319	ZZ	—	LLU	
100	125	13	1	0.5	19.6	21.2	2 000	2 160	16.0	4 800	5 600	2 700	6820	ZZ	LLB	LLU
	140	20	1.1	0.5	41.0	39.5	4 200	4 050	16.4	4 500	5 300	2 600	6920	ZZ	LLB	LLU
	150	16	1	—	35.0	36.5	3 600	3 750	16.4	4 200	5 000	—	16020	—	—	—
	150	24	1.5	0.5	60.0	54.0	6 150	5 500	15.9	4 200	5 000	2 600	6020	ZZ	LLB	LLU
	180	34	2.1	0.5	122	93.0	12 500	9 450	14.4	3 500	4 200	2 300	6220	ZZ	LLB	LLU
215	47	3	—	173	141	17 600	14 400	13.2	3 200	3 700	2 200	6320	ZZ	—	LLU	
105	130	13	1	0.5	19.8	22.0	2 020	2 240	15.9	4 600	5 400	—	6821	—	—	—
	145	20	1.1	0.5	42.5	42.0	4 300	4 300	16.5	4 300	5 100	2 500	6921	ZZ	LLB	LLU
	160	18	1	—	52.0	50.5	5 300	5 150	16.3	4 000	4 700	—	16021	—	—	—
	160	26	2	0.5	72.5	65.5	7 400	6 700	15.8	4 000	4 700	2 400	6021	ZZ	LLB	LLU
	190	36	2.1	0.5	133	105	13 600	10 700	14.4	3 400	4 000	2 300	6221	ZZ	—	LLU
225	49	3	—	184	153	18 700	15 700	13.2	3 000	3 600	2 100	6321	ZZ	—	LLU	

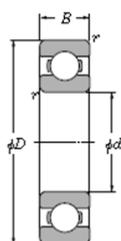
APÉNDICE G

CATÁLOGO DE RODAMIENTOS DE BOLAS Y DE RODILLOS

(EJE DE POLEA DE DESVÍO) [12]

● Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB, LLF)



Tipo con sello de bajo torque (LLH)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 40 ~ 60mm

d	Dimensiones principales			Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	D	B	r _{max} ¹⁾	C _d	C _r	C _d	C _r		f ₀	grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
50	65	7	0.3	0.3	6.60	6.10	670	620	16.1	9 600	11 000	—	5 300	6810	ZZ	LLB	—	LLU
	72	12	0.6	0.5	13.4	11.2	1 370	1 140	16.3	8 900	11 000	—	5 100	6910	ZZ	LLB	—	LLU
	80	10	0.6	—	13.2	11.3	1 350	1 150	16.4	8 400	9 800	—	—	16010	—	—	—	—
	80	16	1	0.5	21.8	16.6	2 230	1 690	15.5	8 400	9 800	6 000	5 000	6010	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	20	1.1	0.5	35.0	23.2	3 600	2 370	14.4	7 100	8 300	5 700	4 700	6210	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	0.5	62.0	38.5	6 300	3 900	13.2	6 400	7 500	5 000	4 200	6310	ZZ	LLB	LLH	LLU
130	31	2.1	—	83.0	49.5	8 450	5 050	12.5	5 700	6 700	—	—	6410	—	—	—	—	
55	72	9	0.3	0.3	8.80	8.10	900	825	16.2	8 700	10 000	—	4 800	6811	ZZ	LLB	—	LLU
	80	13	1	0.5	16.0	13.3	1 630	1 350	16.2	8 200	9 600	—	4 600	6911	ZZ	LLB	—	LLU
	90	11	0.6	—	18.6	15.3	1 900	1 560	16.2	7 700	9 000	—	—	16011	—	—	—	—
	90	18	1.1	0.5	28.3	21.2	2 890	2 170	15.3	7 700	9 000	—	4 500	6011	ZZ	LLB	—	LLU
	100	21	1.5	0.5	43.5	29.2	4 450	2 980	14.3	6 400	7 600	—	4 300	6211	ZZ	LLB	—	LLU
	120	29	2	0.5	71.5	45.0	7 300	4 600	13.2	5 800	6 800	—	3 900	6311	ZZ	LLB	—	LLU
140	33	2.1	—	89.0	54.0	9 050	5 500	12.7	5 200	6 100	—	—	6411	—	—	—	—	
60	78	10	0.3	0.3	11.5	10.6	1 170	1 080	16.3	8 000	9 400	—	4 400	6812	ZZ	LLB	—	LLU
	85	13	1	0.5	16.4	14.3	1 670	1 450	16.4	7 600	8 900	—	4 300	6912	ZZ	LLB	—	LLU
	95	11	0.6	—	20.0	17.5	2 040	1 780	16.3	7 000	8 300	—	—	16012	—	—	—	—
	95	18	1.1	0.5	29.5	23.2	3 000	2 370	15.6	7 000	8 300	—	4 100	6012	ZZ	LLB	—	LLU
	110	22	1.5	0.5	52.5	36.0	5 350	3 700	14.3	6 000	7 000	—	3 800	6212	ZZ	LLB	—	LLU
	130	31	2.1	0.5	82.0	52.0	8 350	5 300	13.2	5 400	6 300	—	3 600	6312	ZZ	LLB	—	LLU
150	35	2.1	—	102	64.5	10 400	6 550	12.6	4 800	5 700	—	—	6412	—	—	—	—	

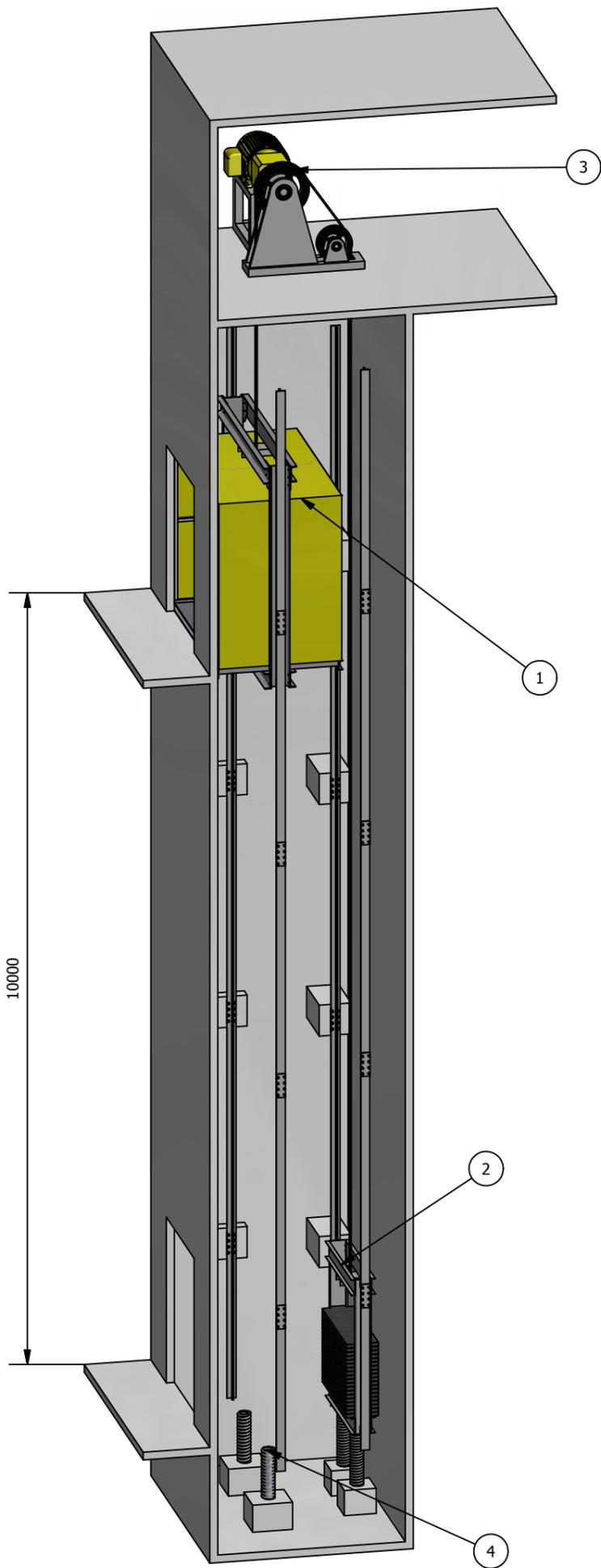
1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r.

BIBLIOGRAFÍA

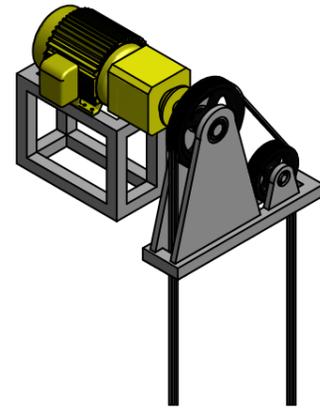
- [1] Thyssenkrupp Elevator Mfg. Jordan. (s.f.). *Slidshare*. (2014). <http://es.slideshare.net/Mahmoudhs2/part-ii-a-elevator-definition>. 04/01/2014.
- [2] Lubomír, J. (2011). *Elevator Mechanical Design* 3° edition. U.S: Elevator World, Inc. Cap.,1; pg,1. Cap., 2, pag. 23, 24, 36. Cap., 3; pg, 67. Cap.,4; pg,111. Cap.,7.pg,211. Cap., 9. Pag 309, Cap., 10.pg. 328,329,
- [3] ThyssenKrupp Elevator. (s.f.). (2014). "Freight Elevator". ThyssenKrupp Elevator Americas.
<http://www.thyssenkruppelevator.com/webapps/classroom-on-demand/LessonViewer.aspx?lesson=16355>
- [4] Navarro, F. (2001). Tesis de Grado. "Diseño, Construcción e Instalación de un Elevador de carga en un Centro Comercial de la Ciudad de Guayaquil." Pg.5, 6,7,8,10. Cap.,1.pg.18, 20,24.
- [5] Lasheras, José. (1980)." *Ascensores y Escaleras Mecánicas*". 1° edición. Viladrau-Barcelona. CEDEL. Cap., 2. pg.41, 55. Cap., 3.pg 65 .Cap., 6. Pg.119. Cap., 9. pg.197. Cap., 10. pg. 204.
- [6] ASME A17.1. (2004). *Safety Code for Elevators and Escalators*. Cap., 2, sec., 2.21.2.3.1, pag. 74, Cap., 8, sec. 8.2.2.6, pg. 227. Cap. 12, pg. 78, sec. 2.23.5.1.1., 2.15.10.1. pag. 54.
<https://www.asme.org/products/codes-standards/a171csa-b44-2013-safety-code-elevators-escalators>
- [7] CPE INEN 018 (2000). *Código de Seguridad de Ascensores para pasajeros, Requisitos de Seguridad*. Instituto Ecuatoriano de Normalización.1° Edición. Quito-Ecuador.
<https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.cpe.018.2000.pdf>
- [8] Kulwiec, R. (1985). "Materials Handling Handbook" 2° edition. Cap., 16. Sec.16.2.3. pg. 741.
- [9] Gibson, G. (2008)." *ELEVATOR HOISTWAY EQUIPMENT: Mechanical and Structural Design*", Part I. pg. 101.

http://www.elevatorbooks.com/content/site108/productcontent/september2008ar_00000000460.pdf

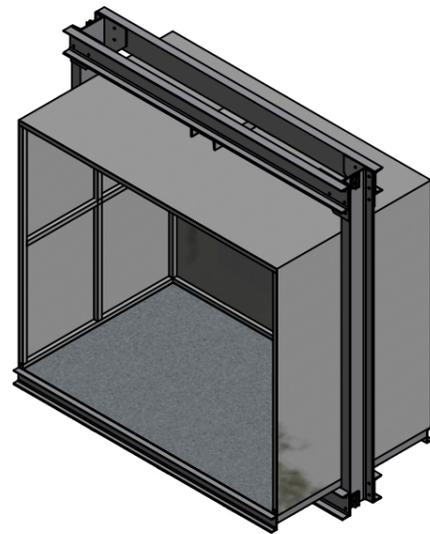
- [10] ThyssenKrupp Elevator Mfg. Jordan. (2014). "Car Sling, Operation Manual". Sec. 2.1.7. Side Frame. Pg.18. <http://es.slideshare.net/Mahmoudhs2/car-sling?related=1>. 17/02/2014.
- [11] Ruíz F. (2014). Diseño de Eje con la Norma ASME. <https://es.scribd.com/doc/75338821/Diseno-de-ejes-con-la-norma-ASME>
- [12] Catálogo NTN Corporation (New Technology Network), (2004). Rodamiento de Bolas y Rodillos. New sec. 3. <http://es.scribd.com/doc/7198089/Catalogo-General-NTN>
- [13] LEONCABLES. Cables y Cadenas de Acero de Alta Resistencia. Catálogo de Cables de Acero. <http://www.leoncables.net/category/cables-de-acero.html> Quito-Ecuador.
- [14] SAP 2000, Integrated Software for Structural Analysis and Design. CSI Computer and Structures, INC. <http://www.csiamerica.com/products/sap2000>
- [15] AUTODESK. Inventor Professional 2014. Education Community Free Software. <http://www.autodesk.com/education/free-software/all>
- [16] SEW-EURODRIVE 2013. Catálogo de Motoreductores. <http://www.sew-eurodrive.es/produkt/index.php>
- [17] DIPAC. Catálogo De Perfiles De Acero. <http://www.dipacmanta.com/adescargas.php>
- [18] CATÁLOGO DE RIELES GUÍAS SEGÚN NORMA ISO 7465/97 <http://geranigah.com/gcms/upload/filetype/Catalog.pdf>



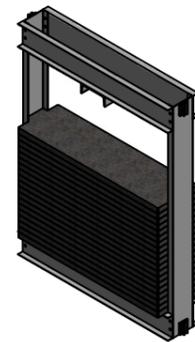
ELEVADOR DE CARGA-3D



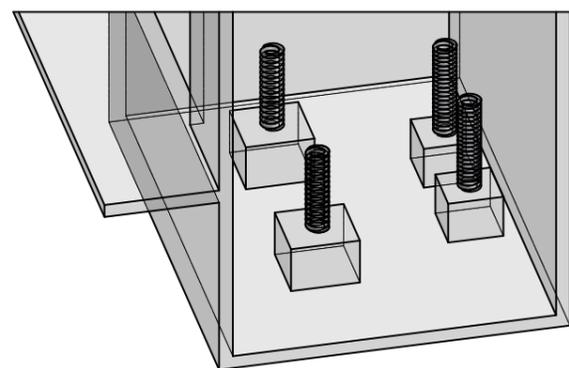
SISTEMA DE ELEVACIÓN
ESCALA 1 : 50



SISTEMA DE CABINA
ESCALA 1 : 50

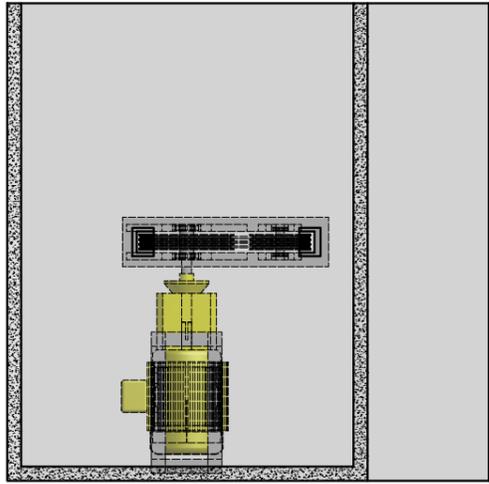


SISTEMA DE CONTRAPESO
ESCALA 1 : 50

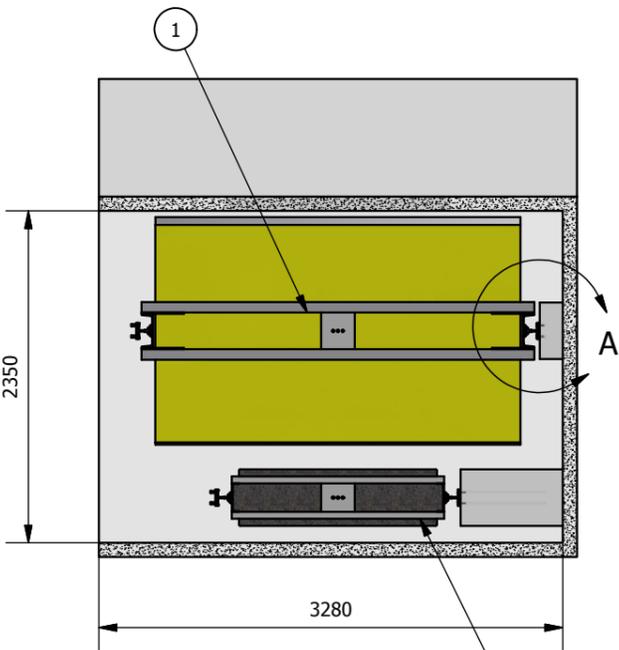


SISTEMA DE SEGURIDAD
ESCALA 1 : 50

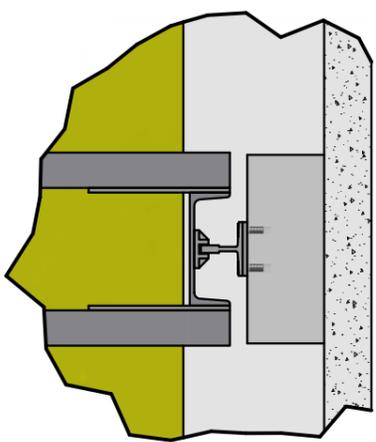
LISTA DE PIEZAS						
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN			
1	1	Sistema de Cabina	Ver Plano 3/12			
2	1	Sistema de Contrapeso	Ver Plano 7/12			
3	1	Sistema de Elevación	Ver Plano 8/12			
4	1	Sistema de Seguridad	Ver Plano 10/12			
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Scale	Date	
H. BONILLA	F. CAMACHO	F. CAMACHO	04/10/2014	1:70	04/10/2014	
FIMCP-ESPOL		Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia				
Elevador de Carga 3-D					Edition	Sheet
						1 / 12



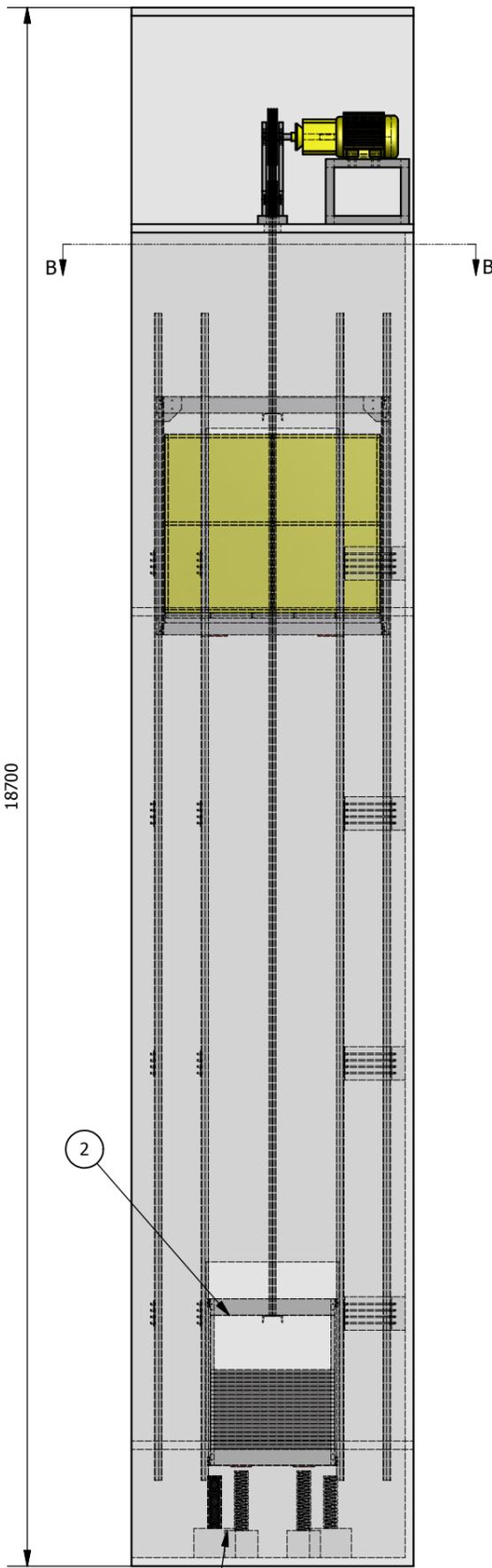
CORTE A-A
ESCALA 1 : 50



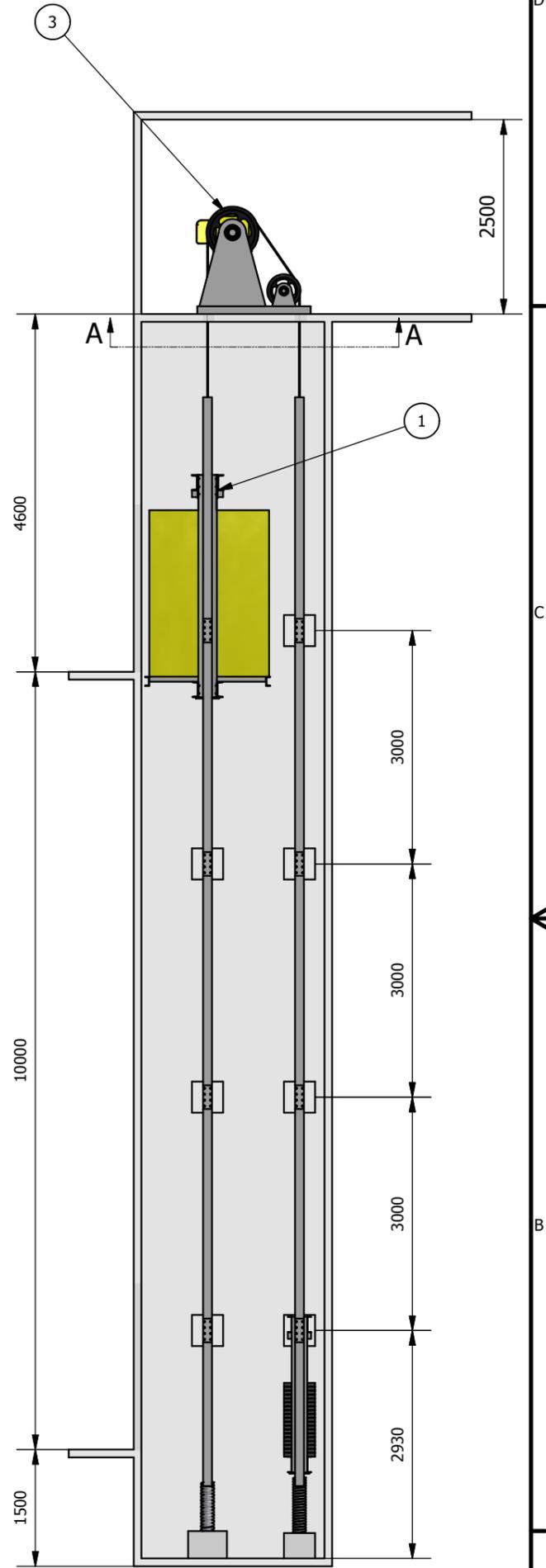
CORTE B-B
ESCALA 1 : 50



DETALLE A-A
ESCALA 1:15

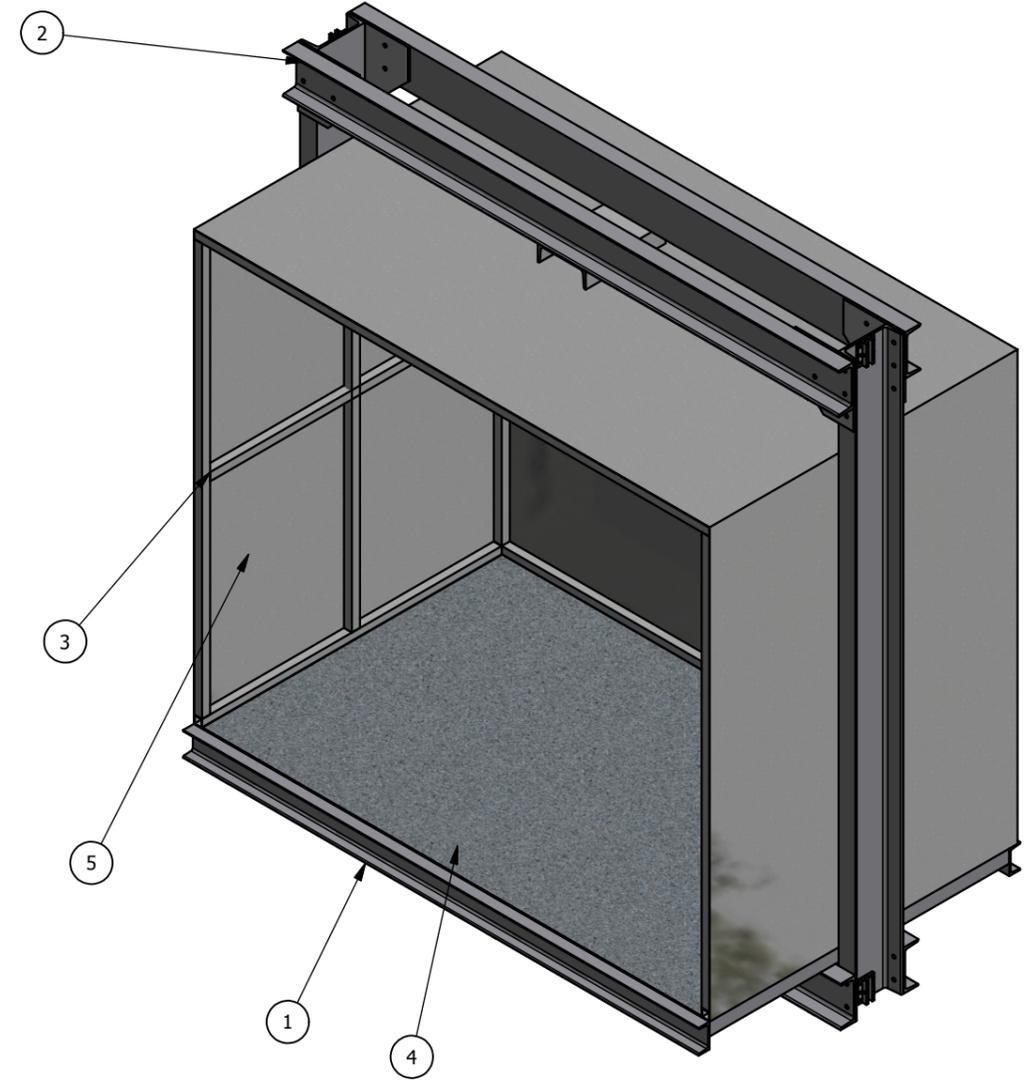
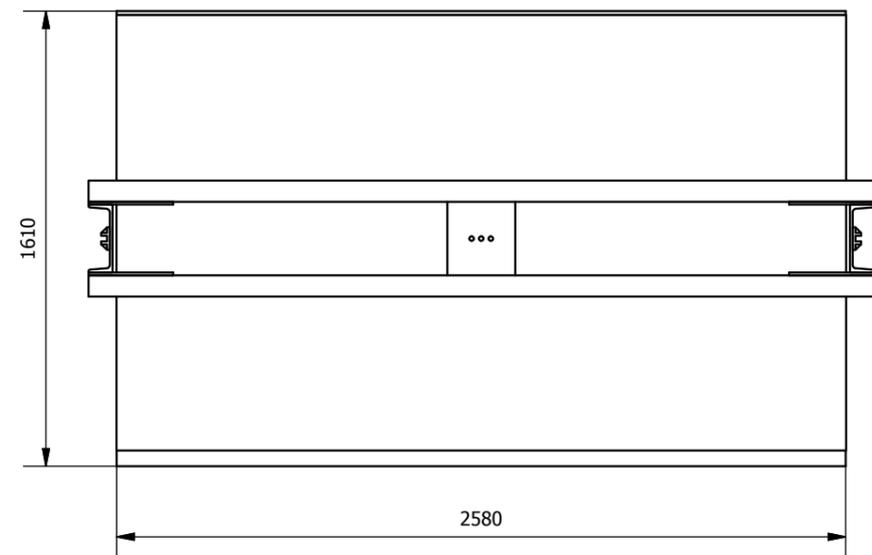
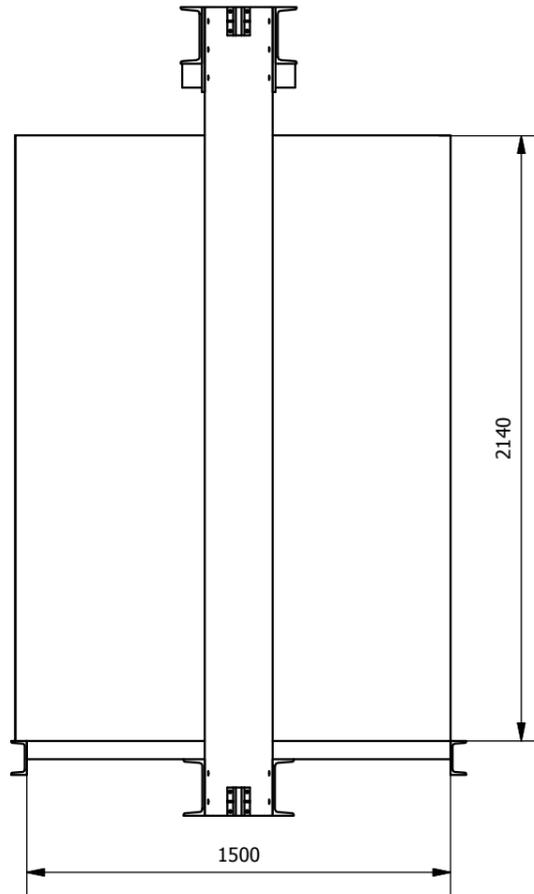
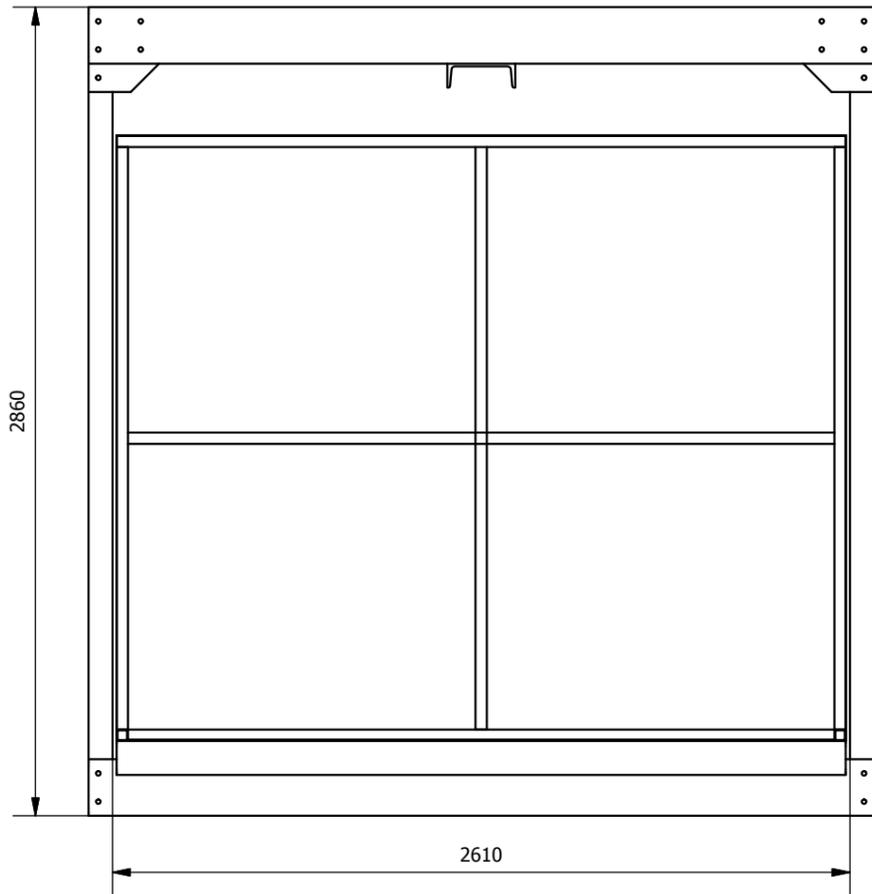


ELEVADOR DE CARGA
ESCALA 1 : 75



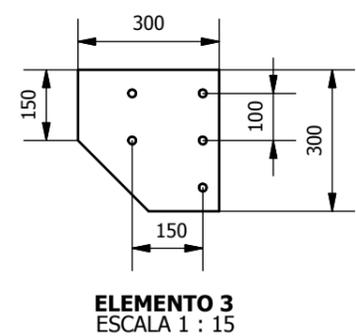
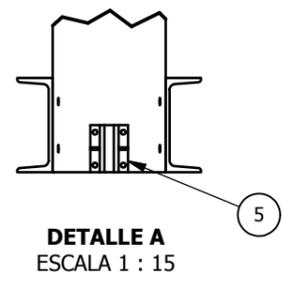
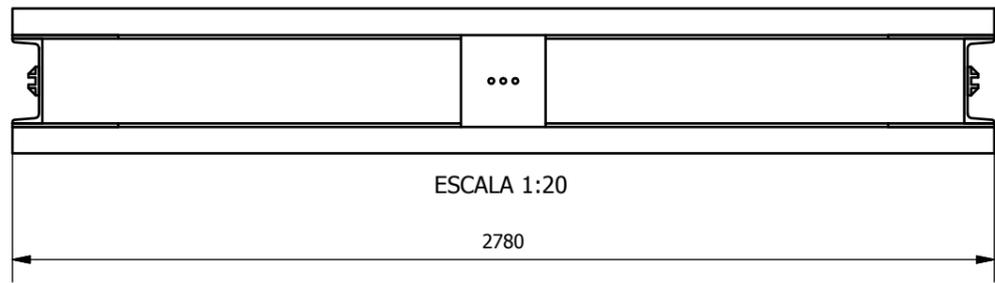
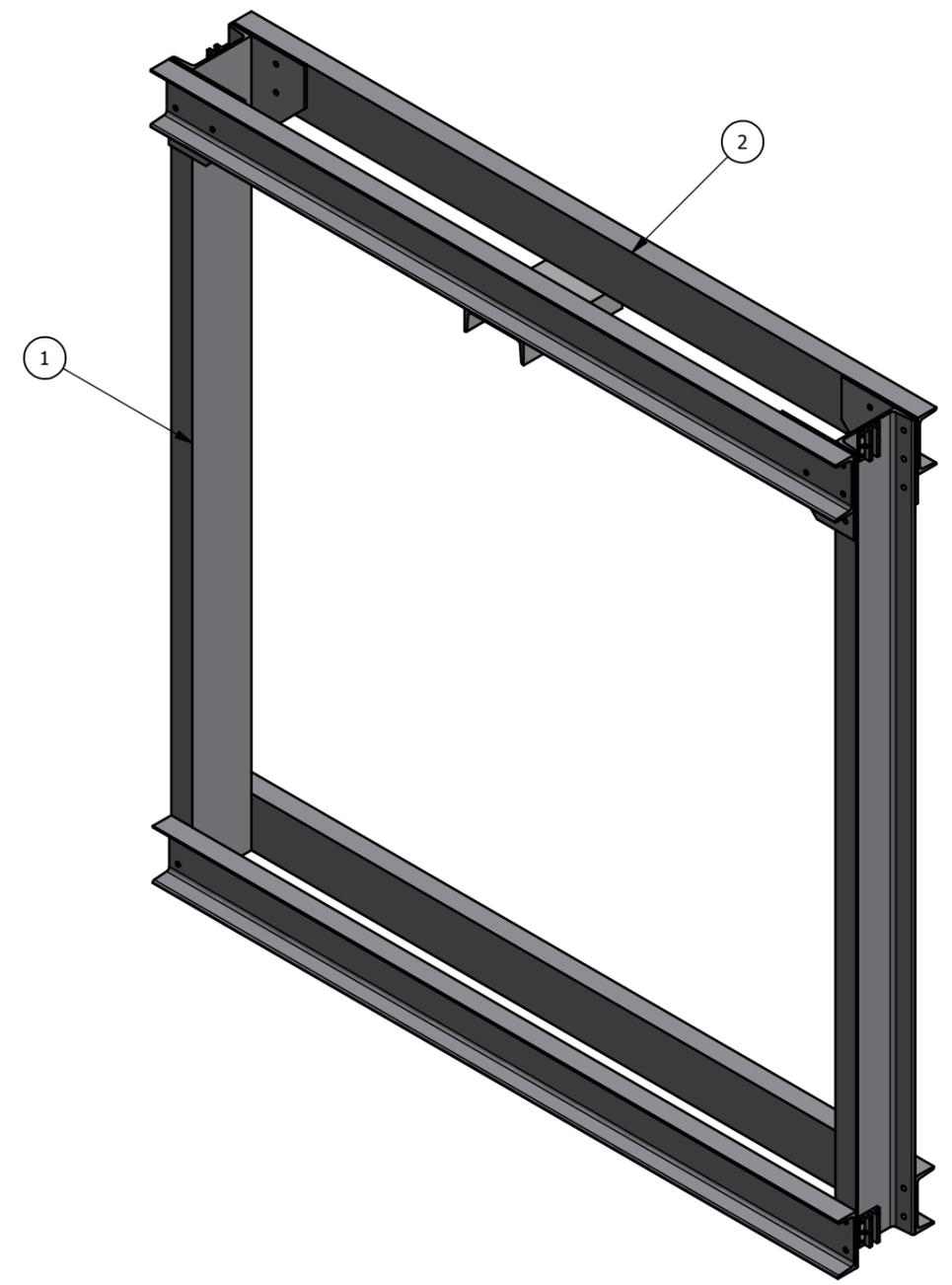
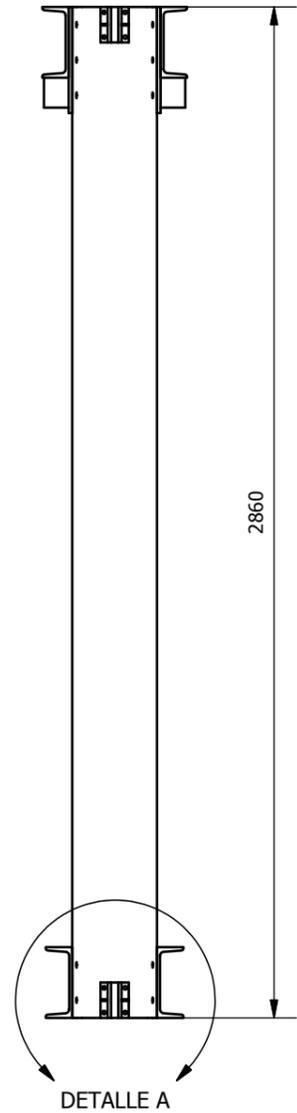
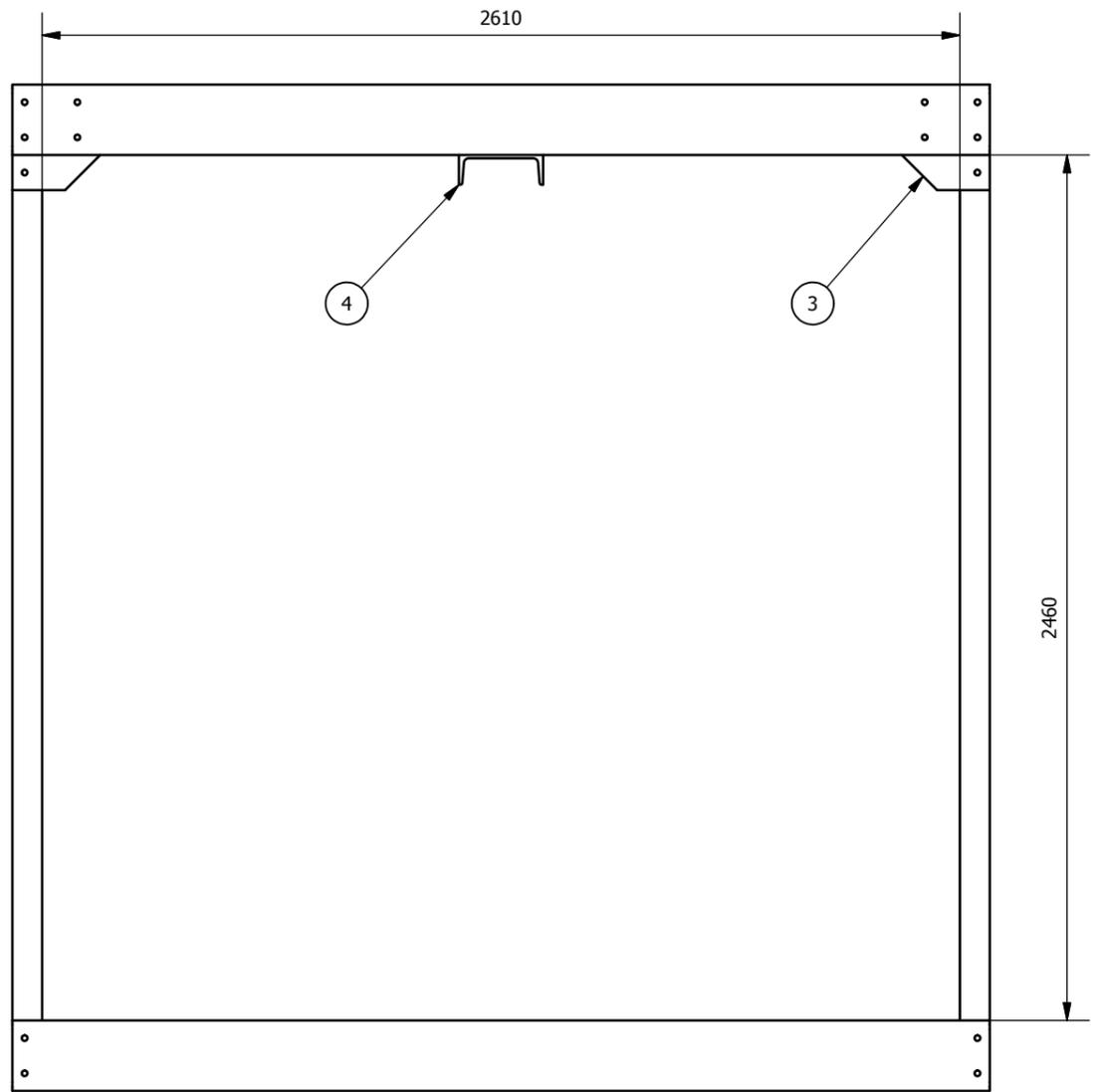
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Sistema de Cabina	Ver Plano 3/12
2	1	Sistema de Contrapeso	Ver Plano 7/12
3	1	Sistema de Elevación	Ver Plano 8/12
4	1	Sistema de Seguridad	Ver Plano 11/12

Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale Indicadas	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Elevador de Carga 2-D	



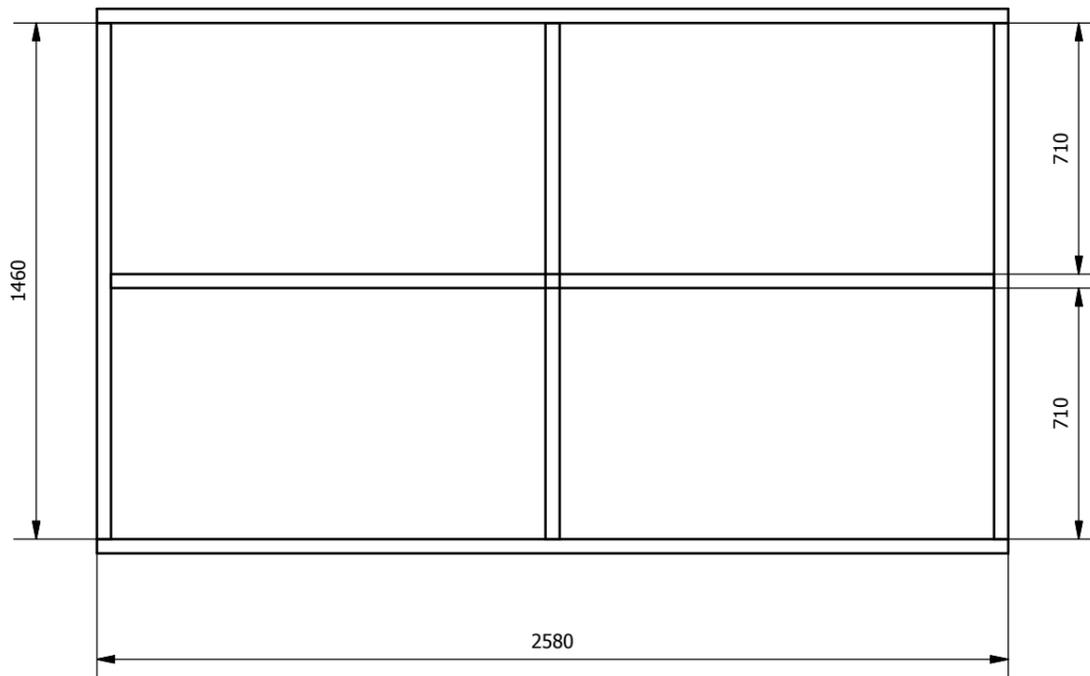
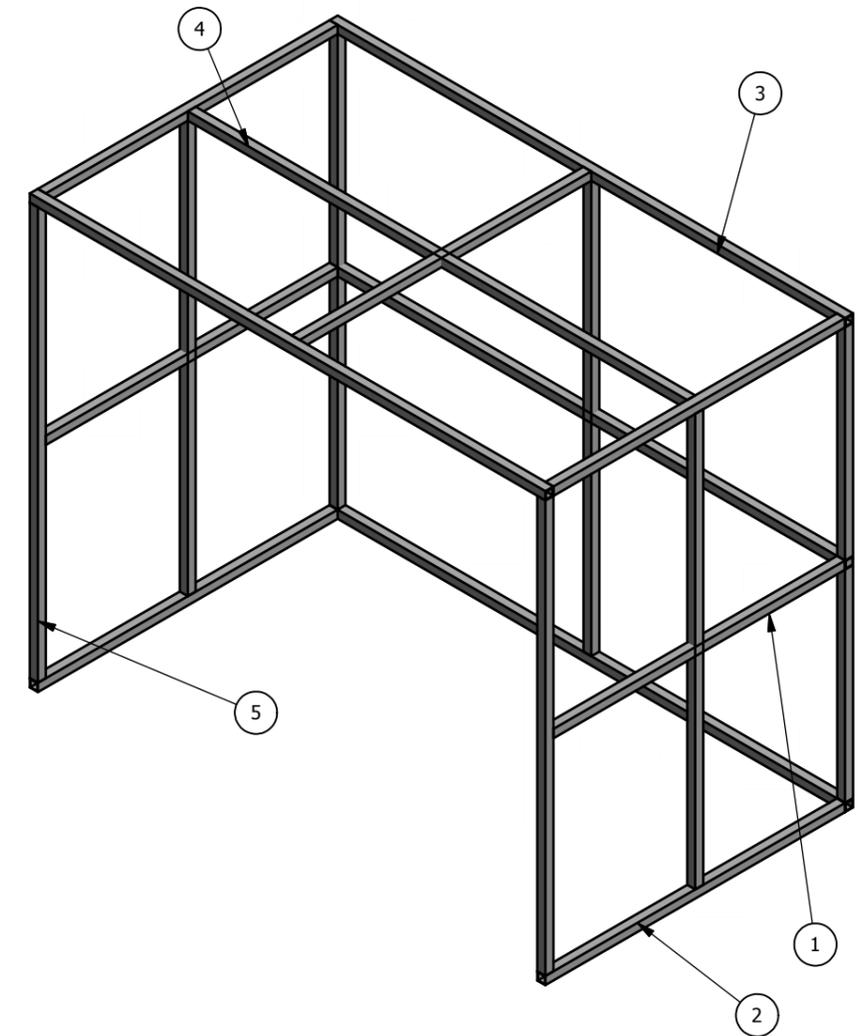
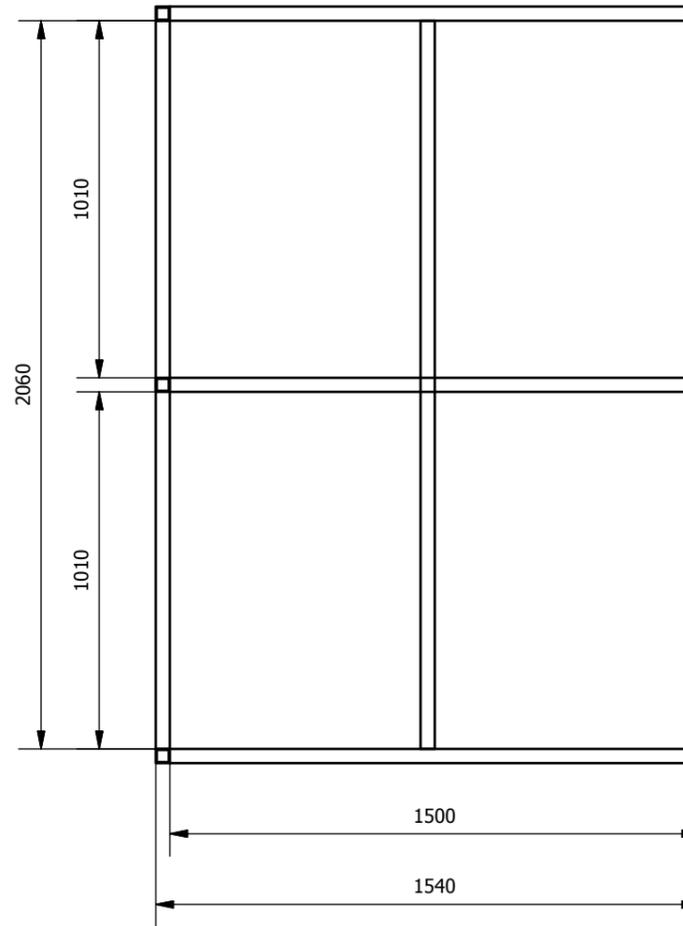
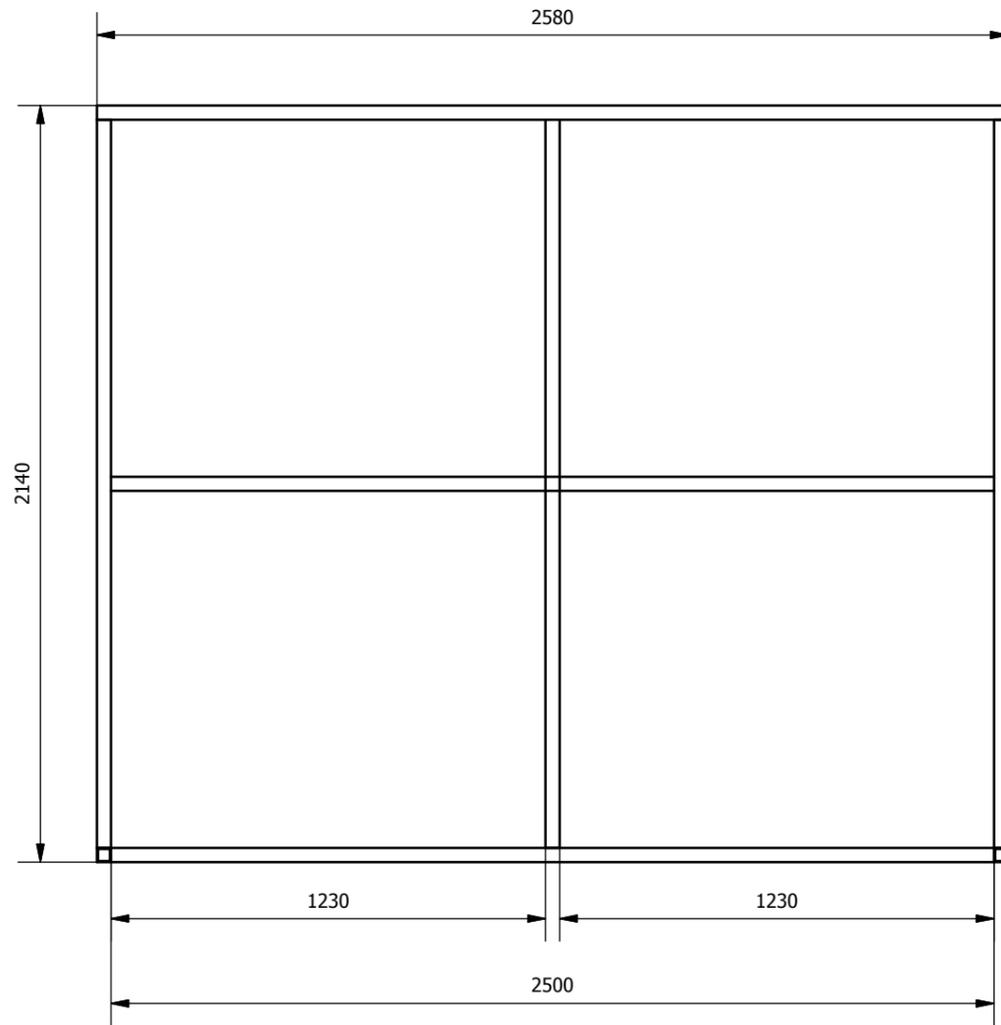
LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	1	Plataforma	Ver Plano 6/12		
2	1	Bastidor Cabina	Ver Plano 4/12		
3	1	Estructura de cabina	Ver Plano 5/12		
4	1	Piso antideslizante	Plancha corrugada de 4mm		
5	1	Paredes y Techo	Plancha Galvanizada de 1mm		

Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale 1 : 25	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Edition 3 / 12	



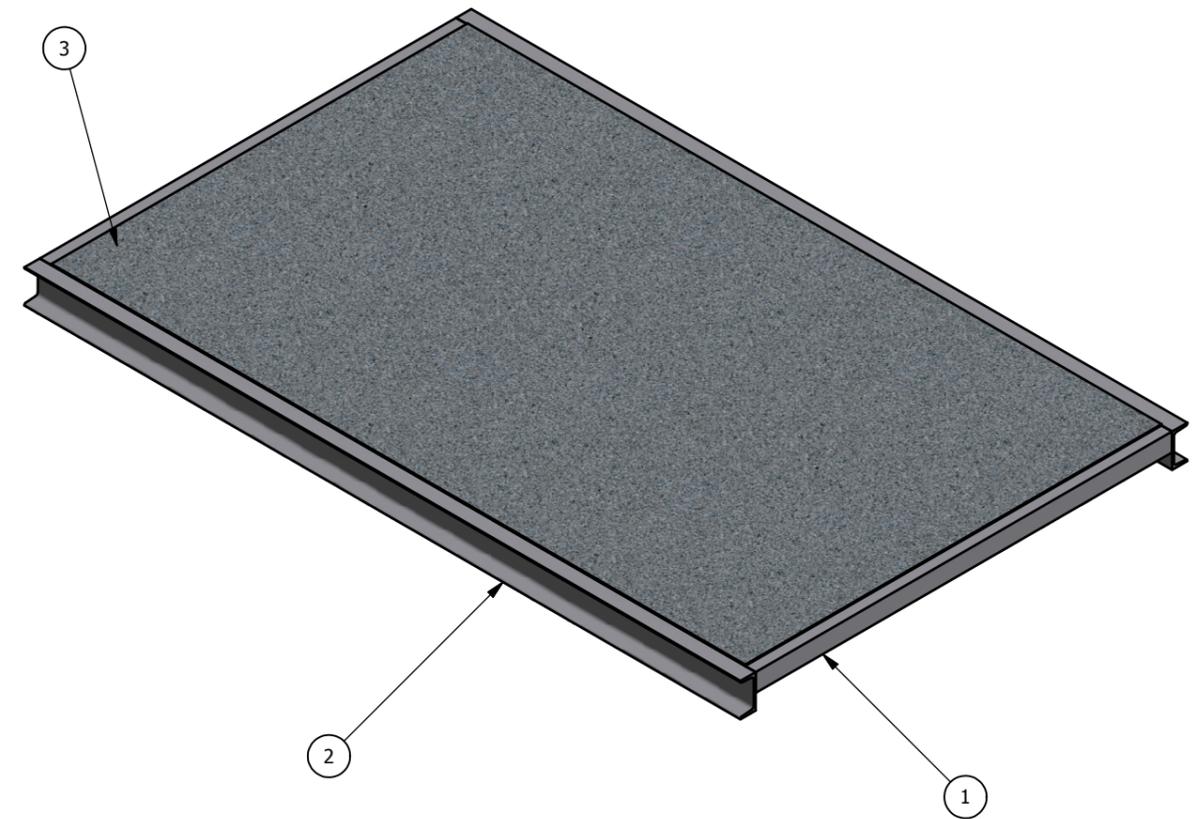
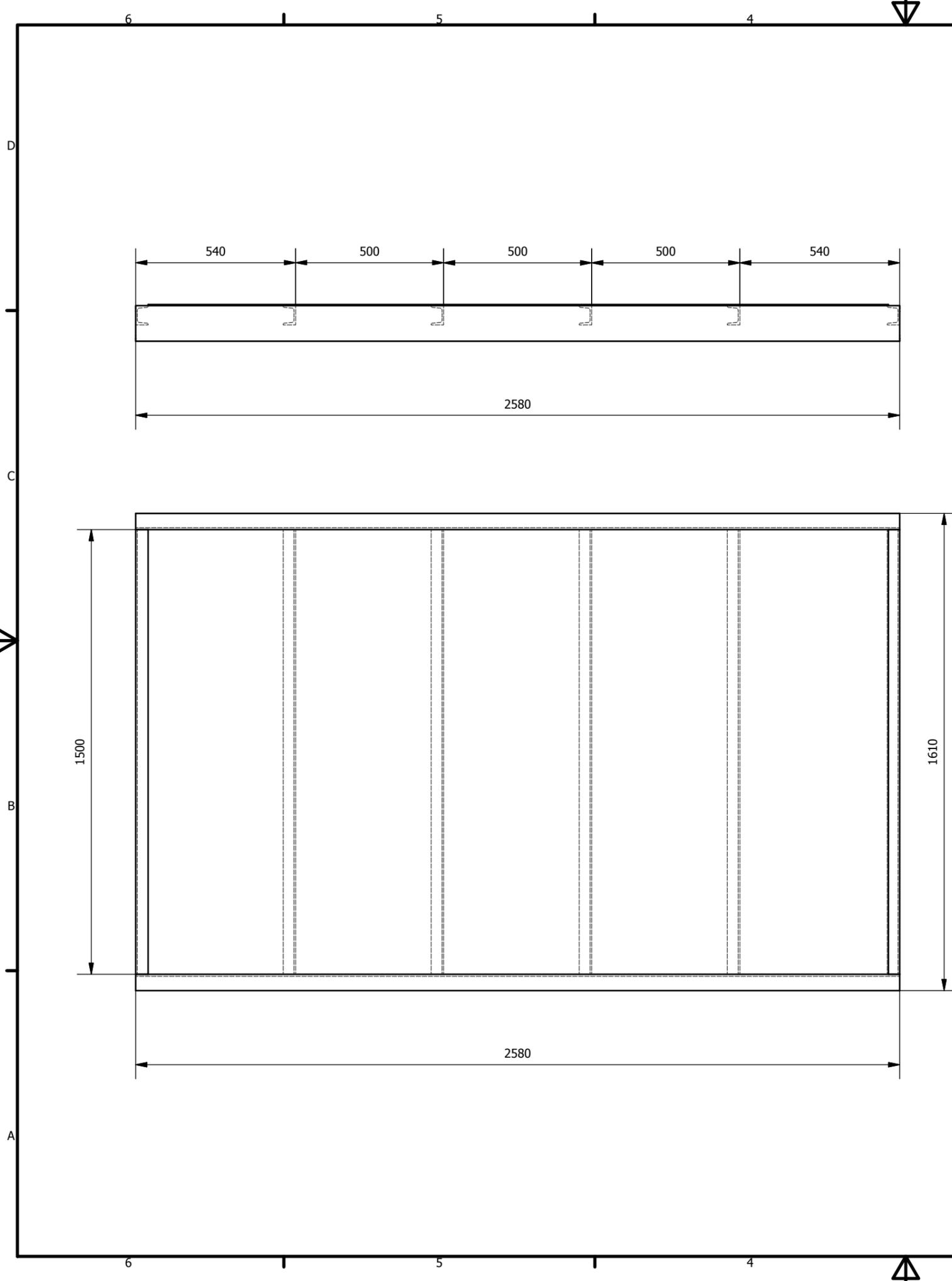
LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	2	UPN 240	L: 2860mm		
2	4	UPN 200	L: 2780mm		
3	4	Placa Bastidor	Espesor 10mm		
4	1	Placa de cables	UPN 240		
5	4	Rozadera	N/A		

Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale Indicadas	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Edition Sheet 4 / 12	



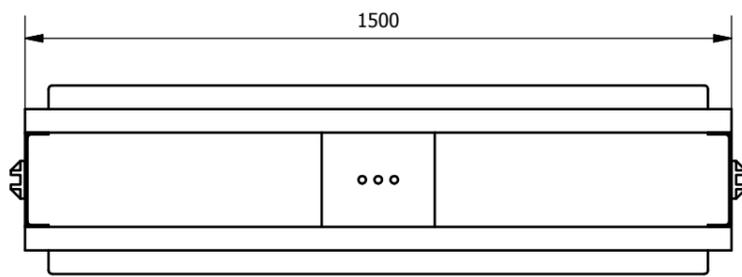
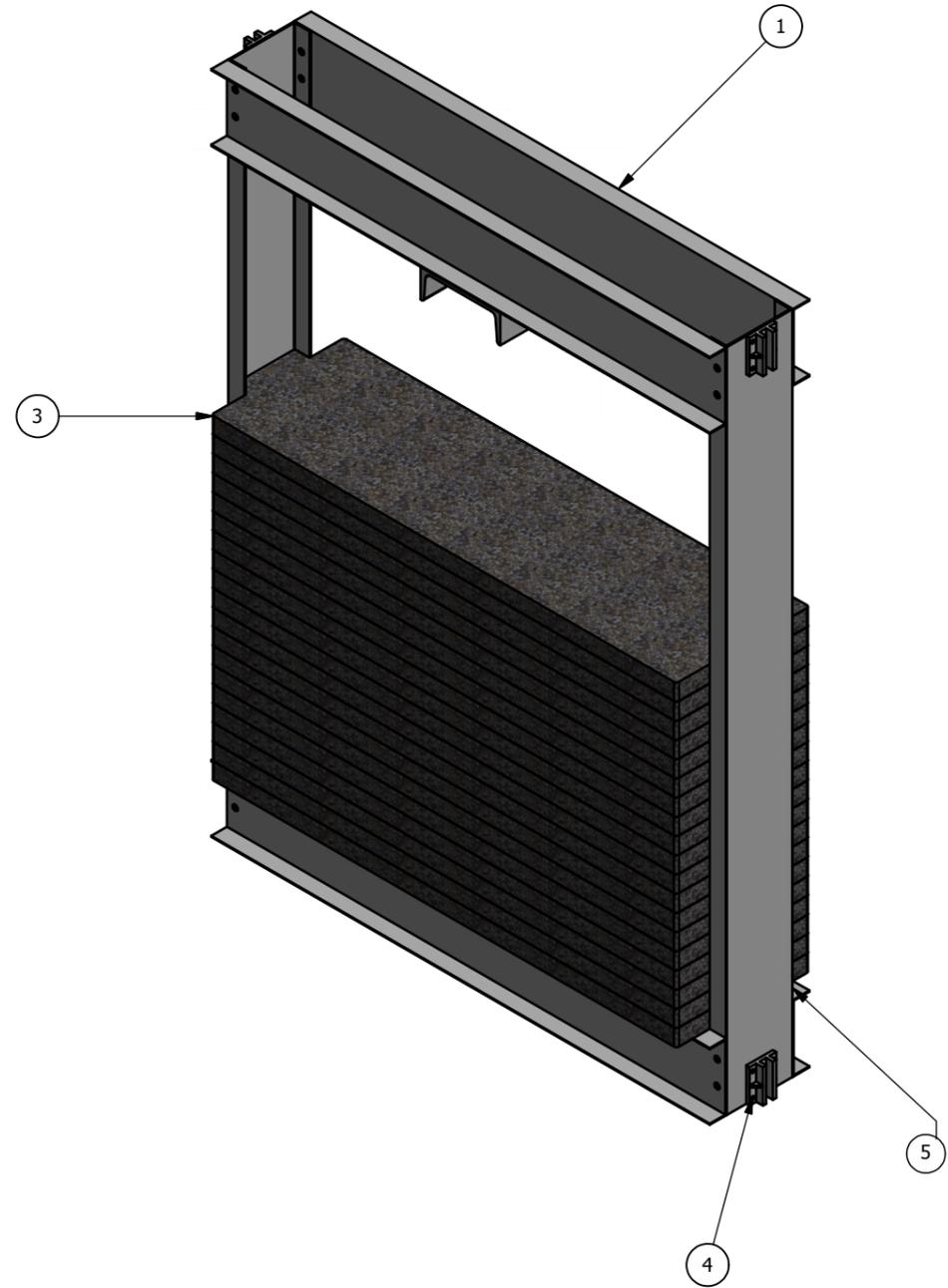
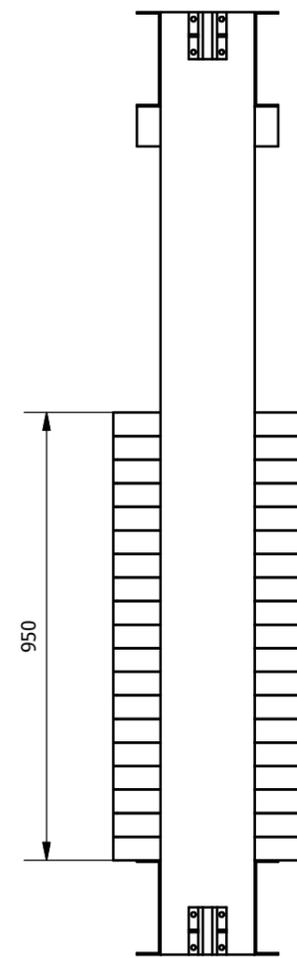
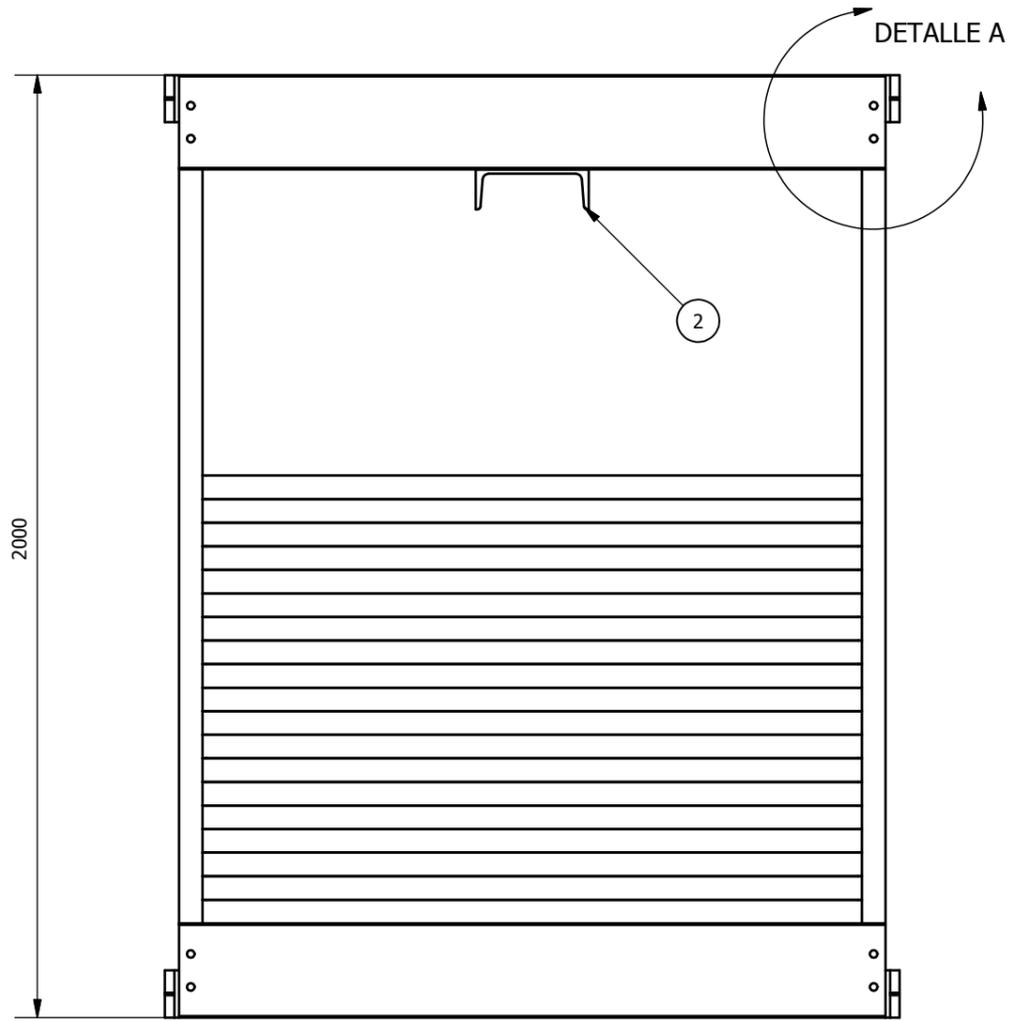
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	
1	5	Viga de marco 1	Tubo 40x40x3mm	
2	2	Viga de marco 2	Tubo 40x40x3mm	
3	4	Viga de marco 3	Tubo 40x40x3mm	
4	1	Viga de marco 4	Tubo 40x40x3mm	
5	7	Viga de marco 5	Tubo 40x40x3mm	

Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale 1 : 20	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia			
			Estructura de Cabina	Edition	Sheet	5 / 12

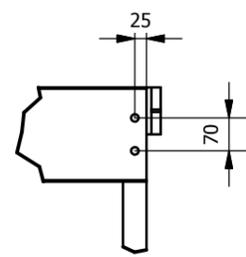


LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA		DESCRIPCIÓN	
1	6	UPN 65		L: 1500mm	
2	2	UPN 120		L: 2580mm	
3	1	Piso antideslizante		Plancha corrugada de 4mm	
Designed by H. BONILLA		Checked by F. CAMACHO		Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014
				Scale 1 : 15	Date 04/10/2014
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		
			Plataforma de Cabina		Edition 1

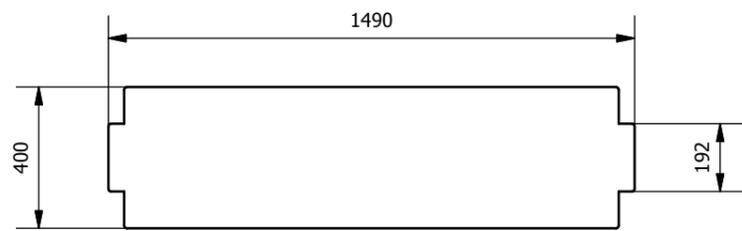




ESCALA 1:15



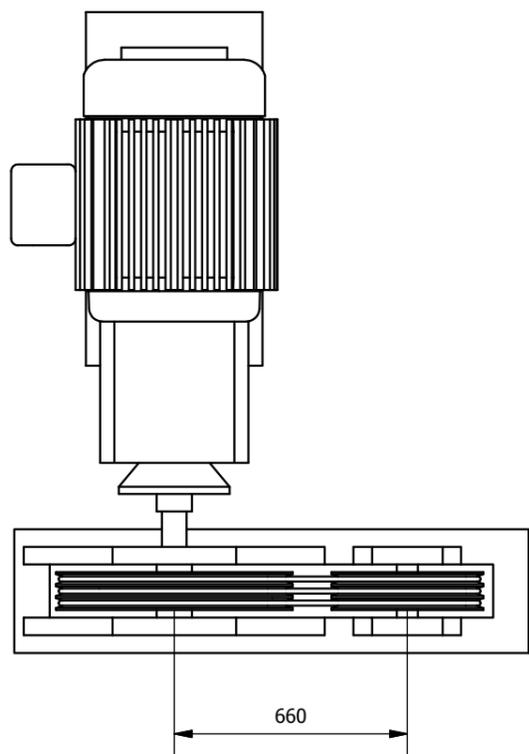
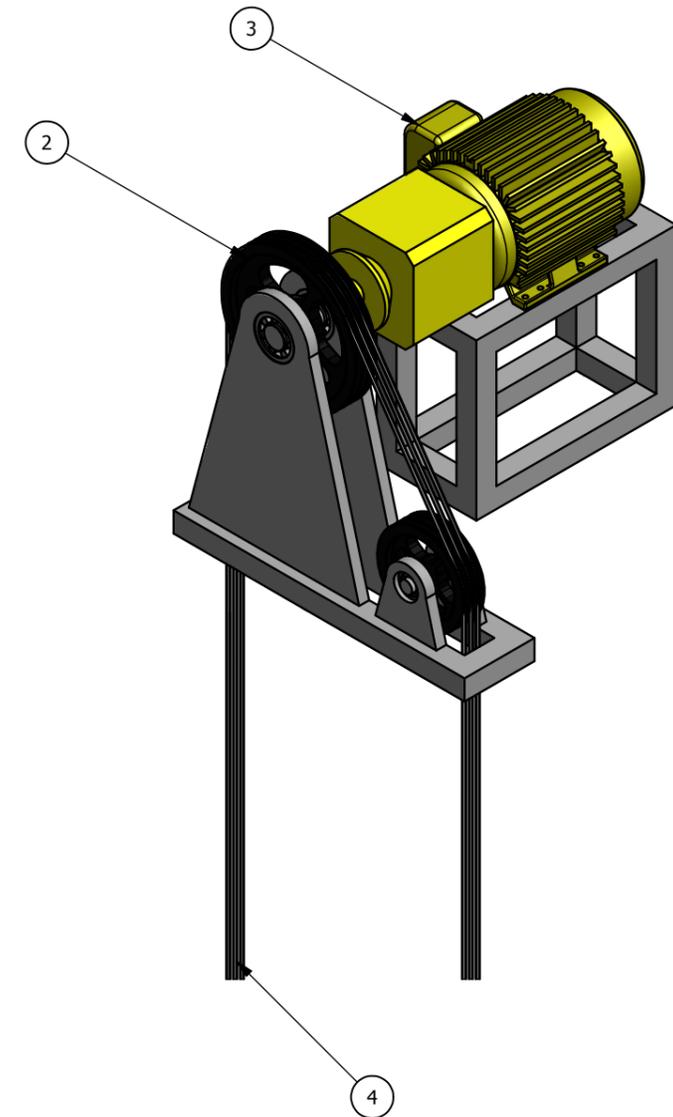
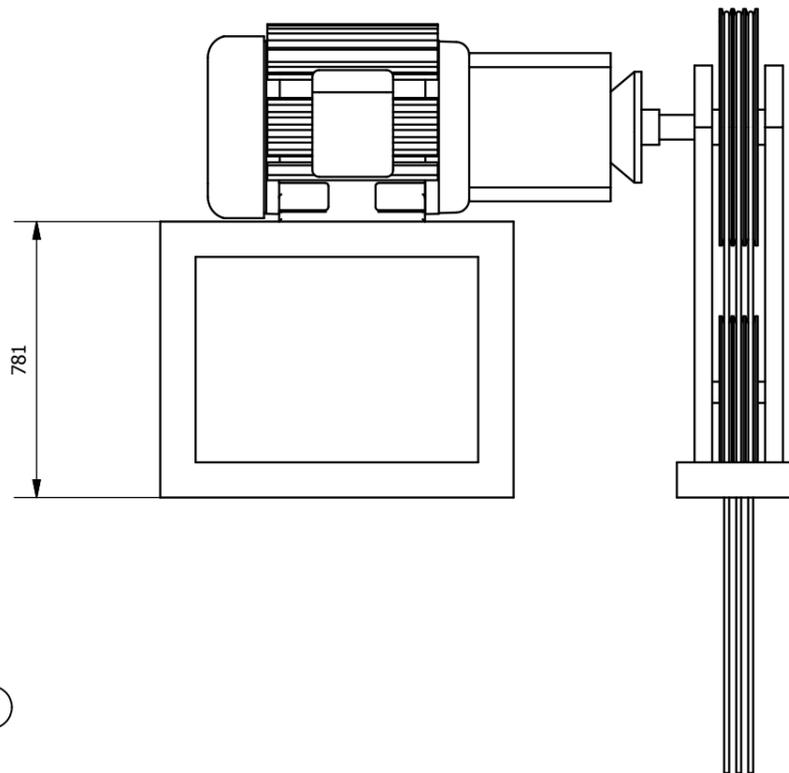
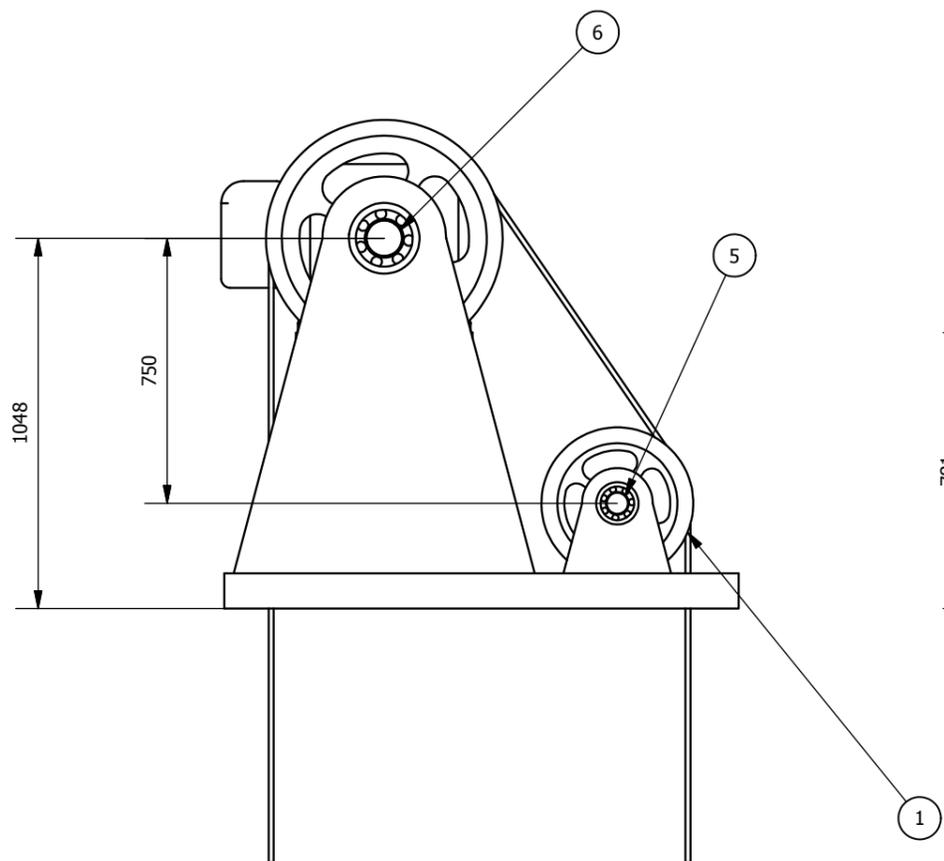
DETALLE A
ESCALA 1:15



ELEMENTO 3
ESCALA 1 : 20

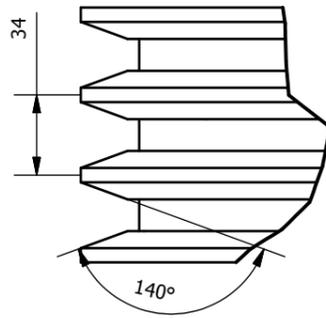
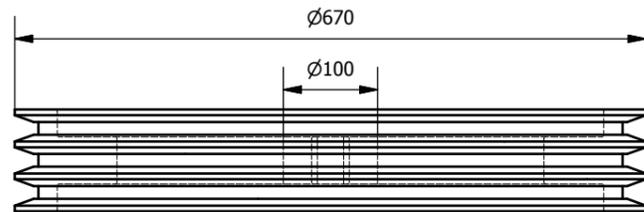
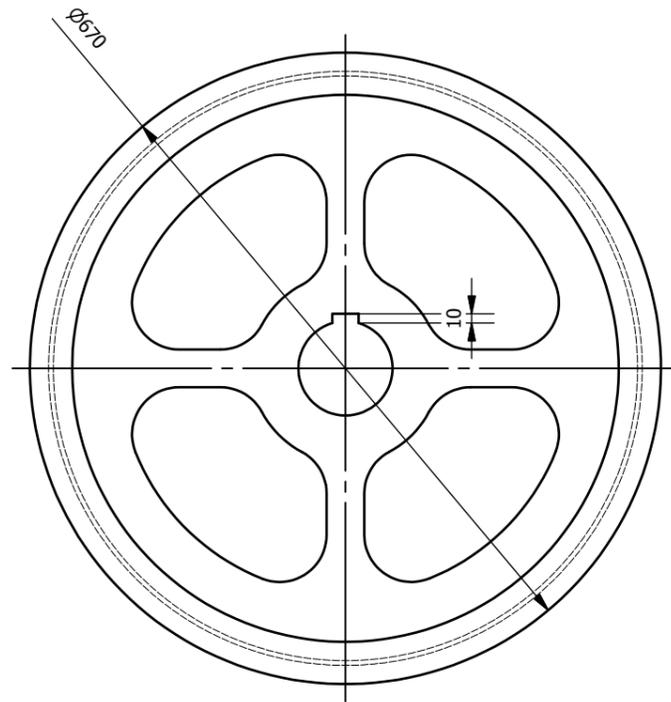
LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	4	Travesaño contrapeso	L: 1500mm		
2	1	Placa de cables	N/A		
3	19	Pesas	Espesor 50mm		
4	4	Rozadera	N/A		
5	2	Parantes	L: 2000mm		

Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale INDICADAS	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Edition Sheet 7 / 12	

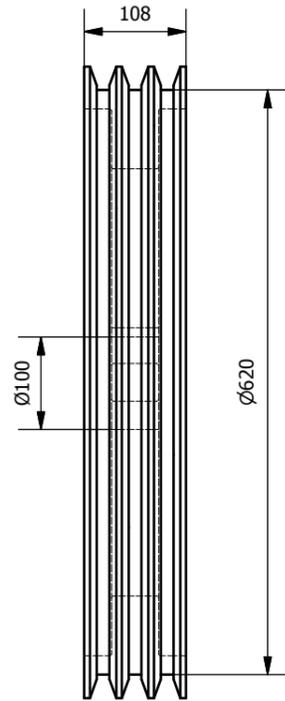


LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	1	Polea de Desvío	Ver Plano 9/12		
2	1	Polea de Tracción	Ver Plano 9/12		
3	1	Moto-reductor	Potencia 18.5 KW		
4	3	Cables de izaje	Cable 8x19+1 de diámetro 16mm		
5	1	Eje de Polea desvío	Ver Plano 10/12		
6	1	Eje de Polea tracción	Ver Plano 10/12		
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Scale	Date
H. BONILLA	F. CAMACHO	F. CAMACHO	04/10/2014	1 : 20	04/10/2014
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		
			Sistema de Elevación		Edition
				8 / 12	

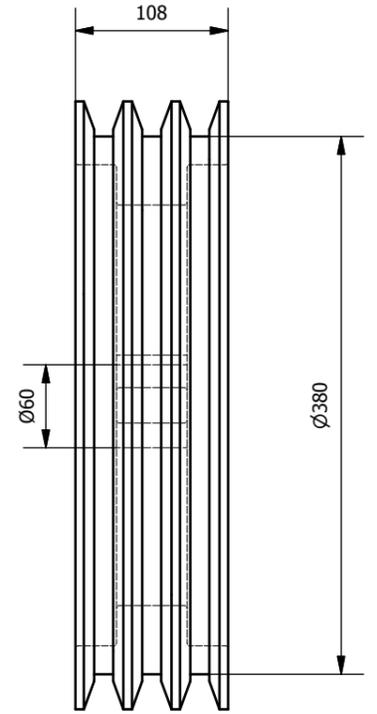
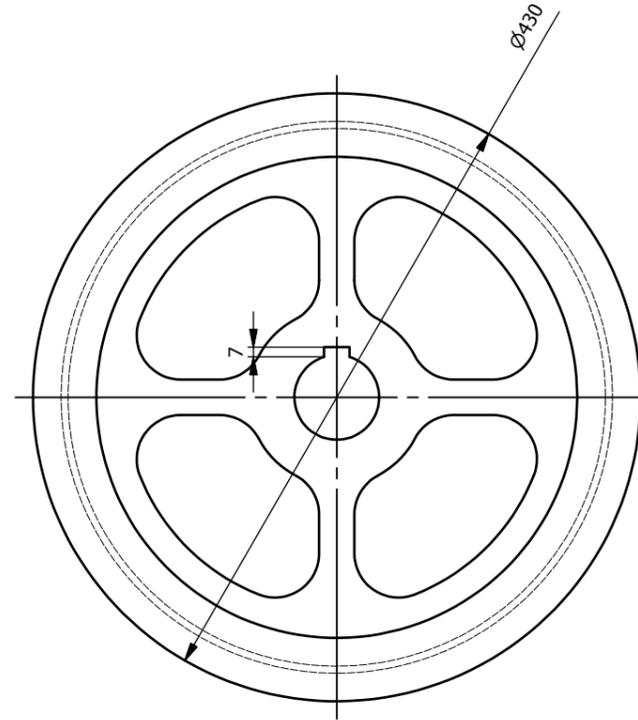
POLEA DE TRACCIÓN
ESCALA 1 : 7.5



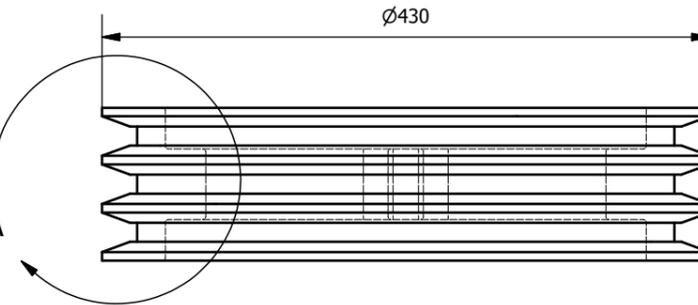
DETALLE A
ESCALA 1 : 3



POLEA DE DESVÍO
ESCALA 1 : 5

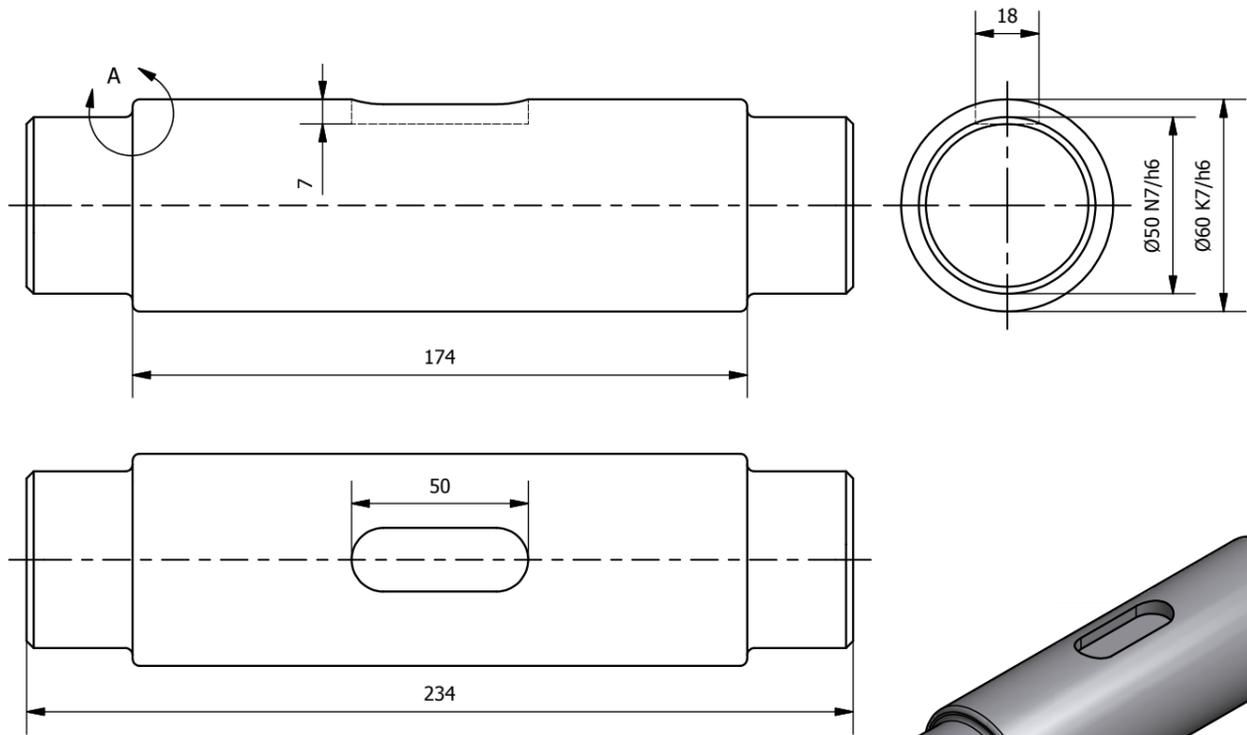


DETALLE A

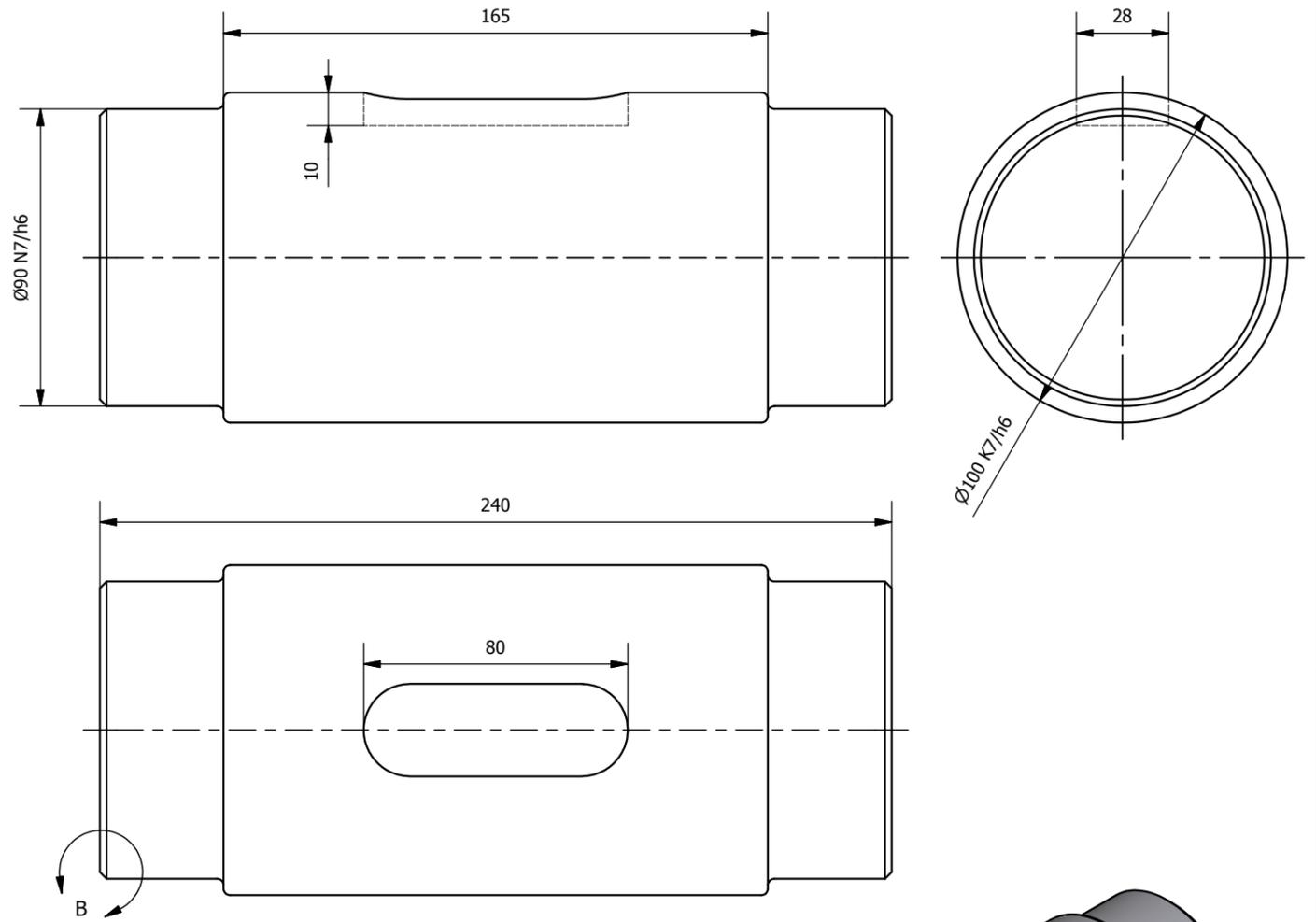


Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale Indicadas	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL					Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia	
					Poleas del Sistema Elevador	Edition Sheet 9 / 12

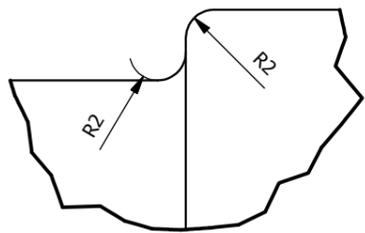
EJE POLEA DESVÍO
ESCALA 1 : 2



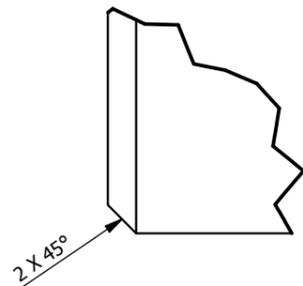
EJE POLEA DE TRACCIÓN
ESCALA 1 : 2



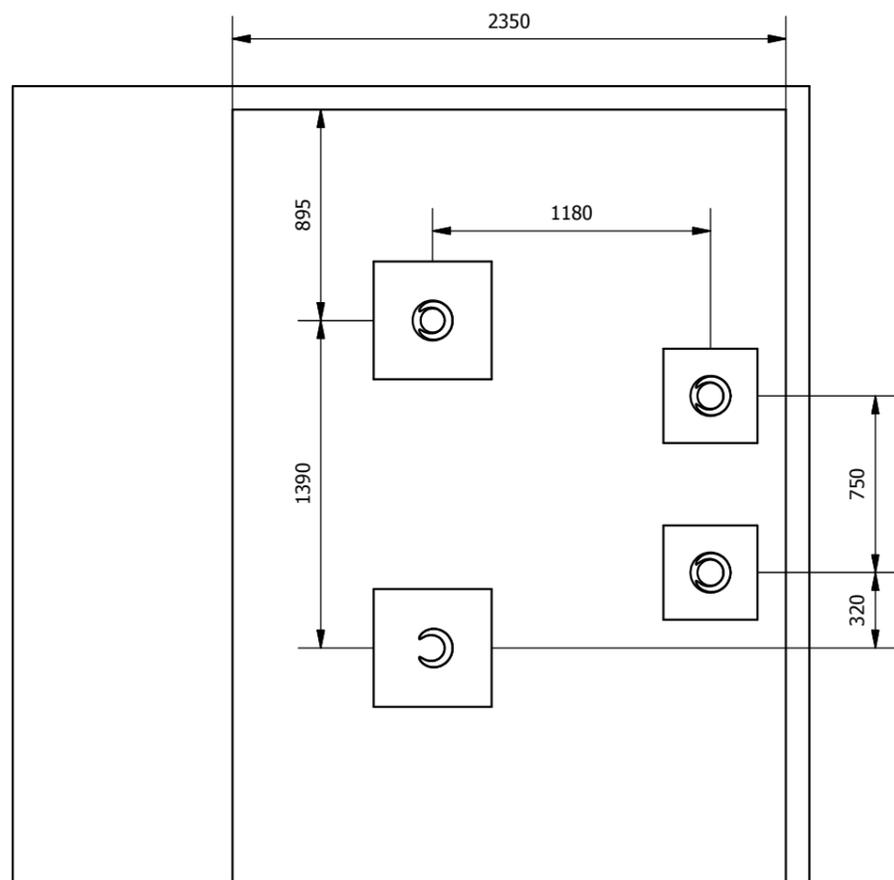
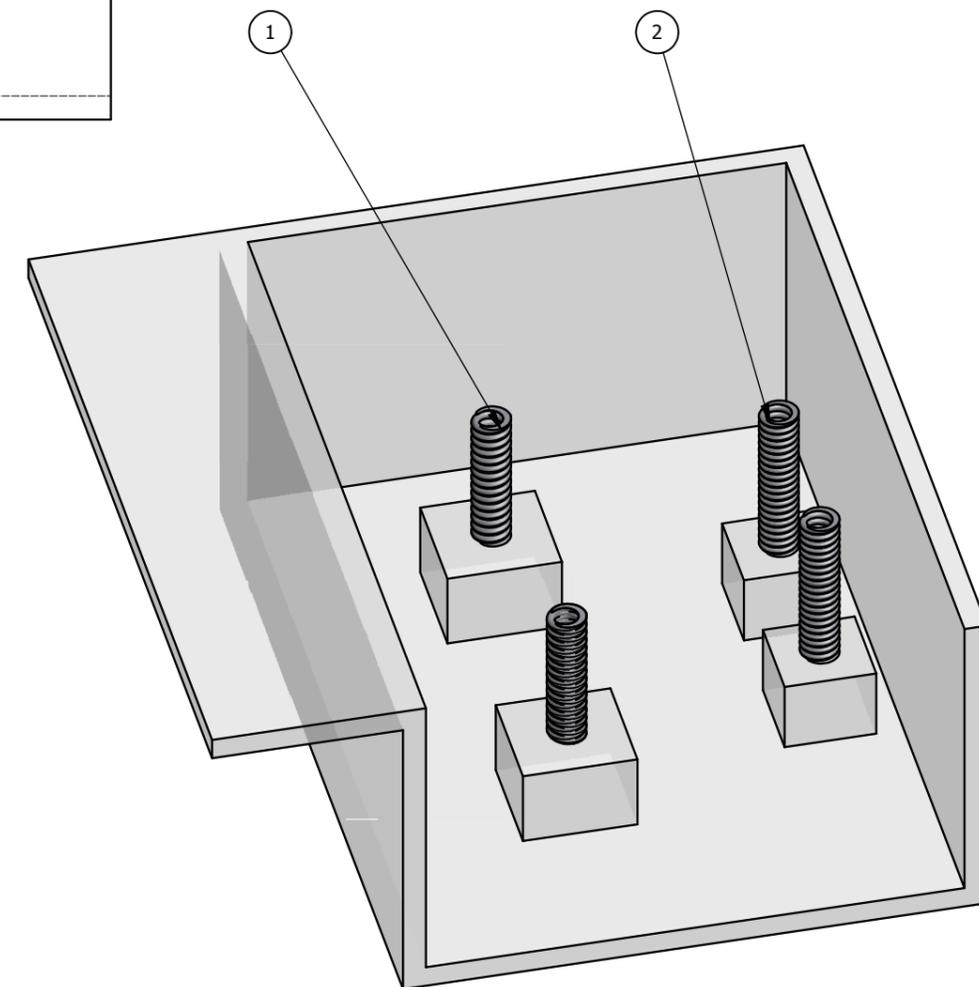
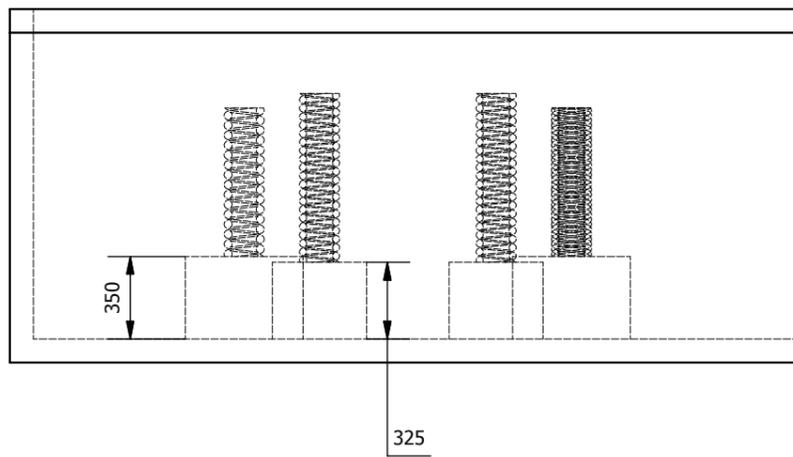
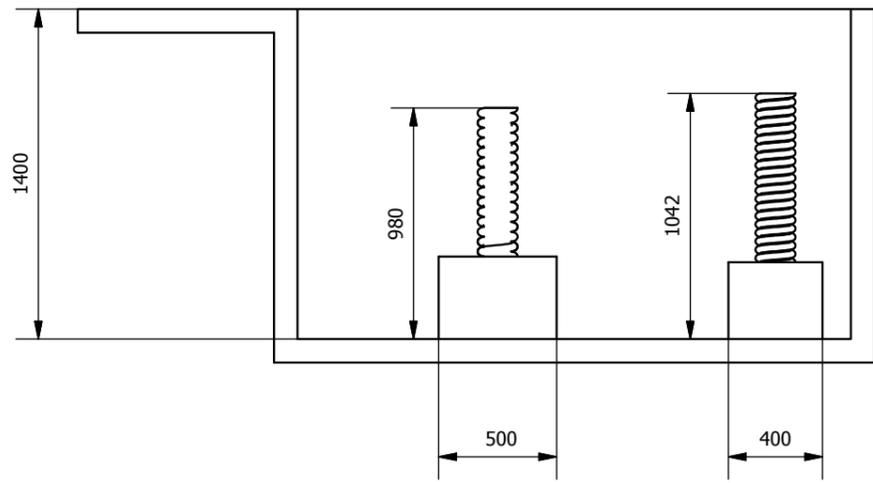
DETALLE A-A
ESCALA 2 : 1



DETALLE B-B
ESCALA 2 : 1°

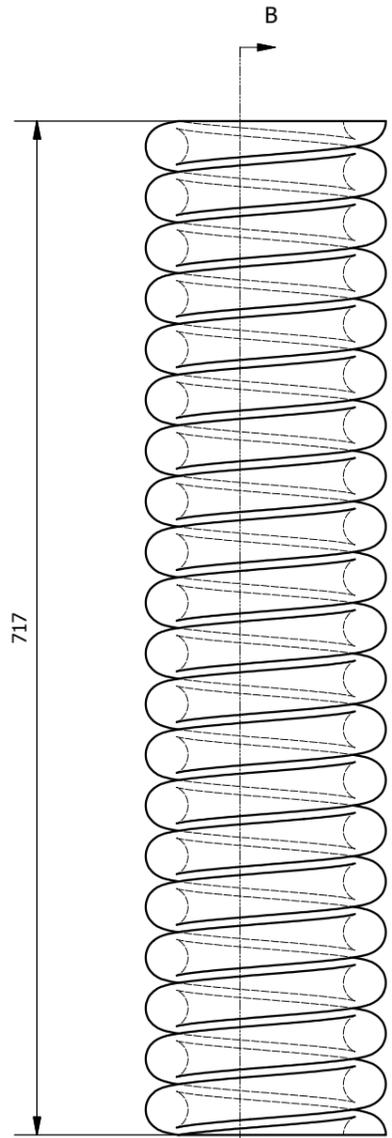


Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale INDICADAS	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Edition	
			Ejes del Sistema Elevador			

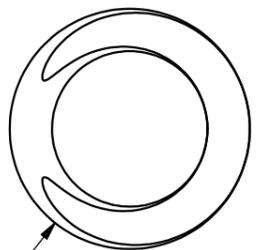
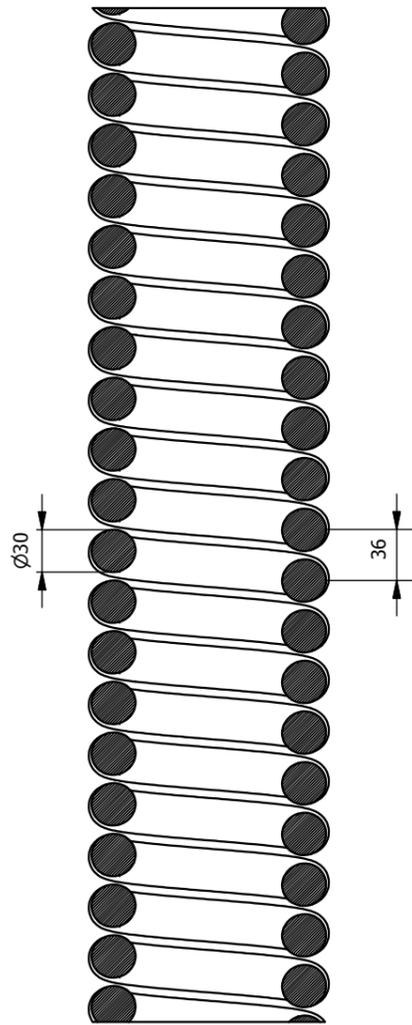


LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	2	Amortiguador de Cabina	Ver Plano 12/12		
2	2	Amortiguador de Contrapeso	Ver Plano 12/12		
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Scale	Date
H. BONILLA	F. CAMACHO	F. CAMACHO	04/10/2014	1 : 30	04/10/2014
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		
			Sistema de Seguridad	Edition	Sheet
					11 / 12

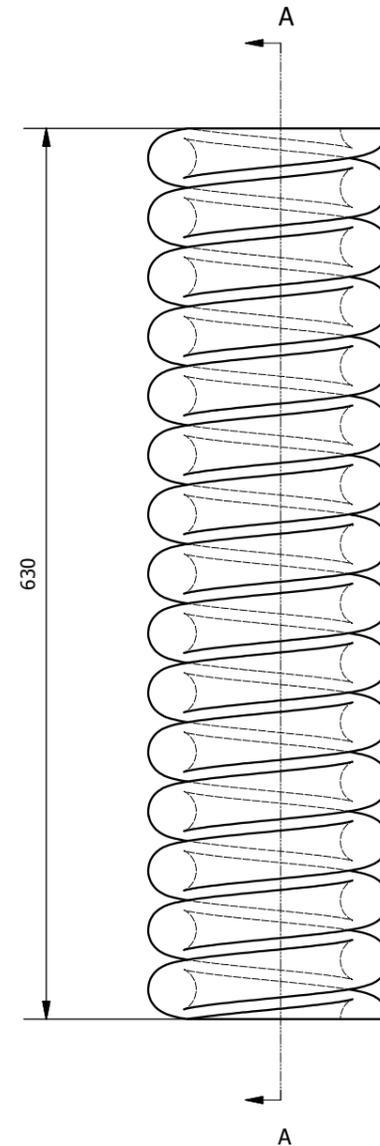
AMORTIGUADOR DE CONTRAPESO



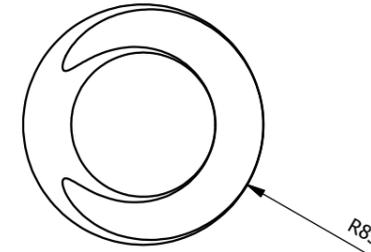
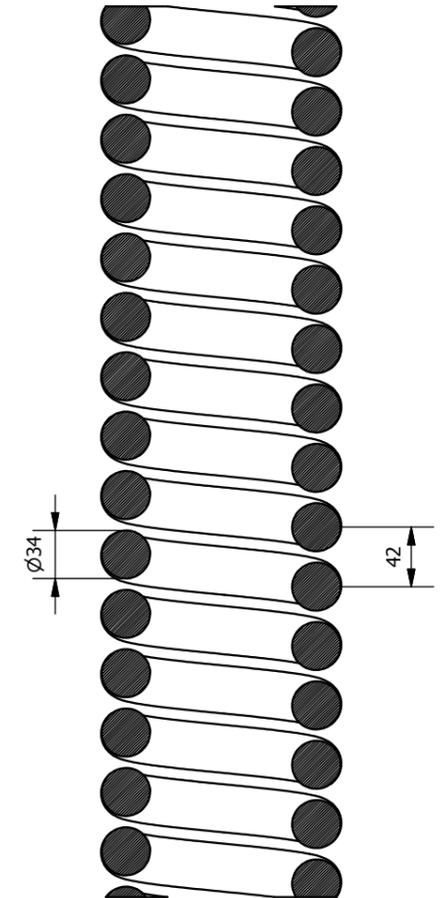
CORTE B-B
ESCALA 1 : 5



AMORTIGUADOR DE CABINA



CORTE A-A
ESCALA 1 : 5



Designed by H. BONILLA	Checked by F. CAMACHO	Approved by F. CAMACHO	Date 04/10/2014	Scale 1 : 5	Date 04/10/2014	
FIMCP-ESPOL			Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia		Amortiguadores	