

# Trabajo Fin de Grado

Cálculo y diseño de un ascensor eléctrico de uso residencial con una capacidad de seis personas y diez pisos de altura

Calculation and design of an electric lift for residential use with capacity for six people and ten storeys high

Autor:

Víctor Pérez López

Director:

Jesús Cuartero Salafranca

Codirector:

Javier Óscar Abad Blasco

Grado en Ingeniería Mecánica  
Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza  
Febrero 2021

## **Resumen**

En el presente proyecto se realiza el estudio del diseño de un ascensor residencial que ha de tener capacidad para 6 personas y un recorrido de 10 plantas.

En primer lugar, y atendiendo a los requisitos de partida se plantean las distintas opciones disponibles. A pesar de que un ascensor de accionamiento hidráulico presenta claras ventajas frente un ascensor eléctrico, se ha desestimado su diseño e instalación. El recorrido del ascensor propuesto, que es de en torno a 30 metros, ha sido un factor diferencial para declinar la balanza en favor del accionamiento eléctrico.

Una vez decidido el tipo de ascensor a instalar la metodología ha sido la que se muestra a continuación:

Se han realizado los cálculos de los elementos que integran el conjunto de manera analítica y bajo las directrices acerca de la seguridad en el diseño e instalación de ascensores para personas y carga que marca la norma UNE-EN 81-20. Dichos componentes se enumeran a continuación:

- Cabina.
- Contrapeso.
- Sistema de suspensión: compuesto principalmente por la polea y cables tractores, así como la polea de desvío.
- Sistema de tracción y conjunto reductor: donde se ha seleccionado el motor a instalar y se ha parametrizado el reductor corona tornillo sin-fín empleado en el sistema.
- Amortiguadores.
- Componentes de seguridad: limitadores de velocidad y paracaídas a instalar.

Por último, se ha modelado mediante el módulo superficies de SolidWorks una versión simplificada del conjunto cabina-bastidor, el cual ha sido sometido a distintas hipótesis de carga para evaluar su comportamiento y desempeño. Los distintos casos de carga aplicados se enumeran a continuación:

- Funcionamiento normal.
- Carga descentrada (en anchura y profundidad).
- Mantenimiento del techo.
- Carga en los cerramientos laterales.
- Carga en las pisaderas (zona de entrada y salida a la cabina)
- Accionamiento del paracaídas.
- Impacto contra el foso.

## ÍNDICE

### MEMORIA

1.	Objeto y justificación.....	1
1.1	Objeto.....	1
1.2	Justificación .....	1
1.	Introducción .....	2
2.1	Historia y situación actual .....	2
2.2	Tipos de ascensores .....	3
2.2.1	Ascensor eléctrico .....	3
2.2.2	Ascensor hidráulico .....	5
2.	Especificaciones adoptadas.....	7
3.	Dimensionamiento de la cabina.....	9
4.	Cálculo del contrapeso .....	11
5.	Selección del sistema de suspensión .....	11
5.1	Cables de elevación.....	12
5.2	Poleas de tracción .....	13
6.	Sistema de tracción .....	16
7.	Reductor .....	18
7.1	Tecnología Gearless.....	18
8.	Amortiguadores.....	19
9.	Componentes de seguridad .....	21
9.1	Limitador de velocidad .....	21
9.2	Selección del paracaídas .....	22
10.	Selección de guías .....	23
10.1	Cálculo de las guías .....	24
11.	Solidworks .....	26
11.1	Modelado .....	26
11.2	Hipótesis de carga .....	28
12.	Conclusión .....	34
13.	Bibliografía .....	35
A1.	Dimensionamiento cabina. ....	37
A2.	Cálculo del contrapeso.....	39
A3.	Selección del sistema de suspensión. ....	41
A3.1	Tipo de suspensión. ....	41
A3.2	Componentes del sistema de suspensión.....	41
A3.2.1	Cables de elevación.....	42

A3.2.3. Poleas de tracción .....	44
A4. Sistema de tracción .....	51
A4.1. Tipos de motores de tracción. ....	51
A4.1.1. Motores de corriente alterna asíncronos .....	52
A4.1.2. Motores de corriente alterna síncronos .....	53
A4.1.3. Motores de corriente continua .....	53
A4.2. Diseño y selección de motor .....	54
A4.2.1 Cálculo de la potencia necesaria .....	54
A4.2.2. Cálculo del par de arranque .....	55
A4.2.3 Cálculo del par nominal .....	57
A4.2.4 Selección de motor mediante catálogo .....	58
A4.3 Freno mecánico .....	58
A4.3.1 Par de frenada .....	59
A4.4 Freno eléctrico .....	59
A4.5 Accionamiento de emergencia .....	60
A5. Cálculo del reductor corona tornillo sin-fín .....	61
A5.1 Características y particularidades de la transmisión .....	61
A5.2 Relación de transmisión .....	62
A5.3 Cálculo de parámetros fundamentales .....	62
A5.4 Comprobación a flexión .....	63
A5.5 Comprobación a desgaste .....	65
A5.6 Cargas generadas en la transmisión .....	67
A5.7 Tecnología Gearless .....	68
A6. Amortiguadores .....	69
A6.1 Amortiguadores de acumulación de energía .....	71
A6.1.1 Cálculo del amortiguador de la cabina. ....	71
A6.1.2 Cálculo del amortiguador del contrapeso .....	72
A6.2 Amortiguadores de disipación de energía .....	73
A6.3 Comprobación pandeo .....	73
A7. Componentes de seguridad .....	76
A7.1 Limitador de velocidad .....	76
A7.2 Paracaídas .....	78
A7.2.1 Paracaídas de aceleración .....	78
A7.3 Selección del limitador de velocidad .....	79
A7.4 Selección del paracaídas .....	80
A8. Selección de guías .....	81



A8.2 Cálculo de las guías .....	82
A8.2.1 Cálculo a flexión. ....	82
A8.2.2 Cálculo a compresión .....	83
A9. SolidWorks .....	85
A9.1 Modelado .....	85
A9.1.2 Cabina .....	92
A10. Hipótesis de carga .....	95
A10.1 FUNCIONAMIENTO NORMAL .....	95
A10.1.1 Modelado .....	95
A10.1.2. Simulación .....	97
A10.2 CARGA DESCENTRADA (VÉRTICE LARGO) .....	99
A10.2.1 Modelado .....	99
A10.2.2 Simulación .....	100
A10.3 CARGA DESCENTRADA (Vértice corto) .....	102
A10.3.1 Modelado .....	102
A10.3.2 Simulación .....	104
A10.4 MANTENIMIENTO DEL TECHO .....	105
A10.4.1 Modelado .....	105
A10.4.2 Simulación .....	106
A10.5 CERRAMIENTOS LATERALES .....	108
A10.5.1 Modelado .....	108
A10.5.2 Simulación .....	110
A10.6 PISADERAS .....	112
A10.6.1 Modelado .....	112
A10.6.2 Simulación .....	113
A10.7 ACCIONAMIENTO DEL PARACAÍDAS .....	115
A10.7.1 Modelado .....	115
A10.7.2 Simulación .....	117
A10.8 IMPACTO CONTRA EL FOSO .....	118
8.1 Simulación .....	118
A10.8.2 Simulación .....	120
A11. PLANOS .....	122

## ÍNDICE DE FIGURAS

1. Países con mayor densidad de ascensores .....	3
2. Diagrama velocidad-recorrido.....	5
3. Esquema de un ascensor hidráulico.....	6
4. Instalación típica de un ascensor .....	7
5. Vista principal de la cabina modelada en SolidWorks .....	10
6. Configuraciones de suspensión.....	12
7. Configuraciones de cable .....	12
8. Perfiles de garganta más comunes .....	14
9. Esquema de conjunto.....	14
10. Geometría de poleas de tracción y desvío .....	15
11. Amortiguador de acumulación de energía.....	19
12. Esquema del circuito de seguridad .....	21
13. Paracaídas de acción progresiva de husillo.....	22
14. Guías en perfil T.....	23
15. Esquema acotación guía perfil en T .....	24
16. Vista isométrica del bastidor.....	26
17. Operaciones disponibles en el menú superficies.....	27
18. Parámetros de la operación “dar espesor” .....	27
19. Detalle panel “sándwich” .....	27
20. Restricción movimiento vertical (Caso estándar) .....	30
21. Restricción movimiento ejes restantes.....	30
22. Restricción movimiento vertical (accionamiento del paracaídas) .....	31
23. Restricción movimiento vertical (impacto contra el foso) .....	32
24. Tensiones debidas al impacto contra el foso .....	33
25. Desplazamientos debidos al impacto contra el foso .....	33
1.1 Esquema de cabina y bastidor .....	37
1.2 Vista principal de la cabina modelada en Solidworks .....	38
2.1 Ubicación del contrapeso respecto del conjunto .....	39
3.1 Configuraciones de suspensión.....	41
3.2 Configuraciones de cable .....	42
3.3 Perfiles de garganta más comunes .....	44
3.4 Esquema de conjunto.....	48
3.5 Geometría de poleas de tracción y desvío .....	49
4.1 Esquema de un motor de inducción .....	52

5.1 Corona tornillo sin-fín .....	61
5.2 Cargas generadas en la transmisión.....	67
5.3 Máquina sin engranajes (Gearless) .....	68
6.1 Conjunto amortiguador y pedestal .....	69
6.2 Amortiguador elástico (PUFFER) .....	69
6.3 Amortiguador de acumulación de energía.....	70
6.4 Amortiguador hidráulico .....	70
6.5 Factor de Wahl .....	72
6.6 Criterios de pandeo para resortes de compresión .....	74
7.1 Esquema del circuito de seguridad .....	76
7.2 Limitador de velocidad oscilante .....	77
7.3 Limitador de velocidad centrífugo .....	77
7.4 Paracaídas de acción instantánea con zapatas de cuña .....	78
7.5 Paracaídas de acción instantánea con zapatas de rodillo.....	78
7.6 Paracaídas de acción progresiva de husillo.....	79
8.1 Guías en perfil T.....	81
8.2 Esquema acotación guía perfil en T .....	81
8.3 Cargas sobre guía .....	83
9.1 Vista isométrica del bastidor.....	85
9.2 Croquis de la sección del larguero .....	86
9.3 Operaciones disponibles en el menu superficies.....	86
9.4 Parámetros de extrusión.....	86
9.5 Parámetros de la operación “dar espesor” .....	87
9.6 Vista isométrica del larguero del bastidor .....	87
9.7 Vista isométrica travesaño superior del bastidor .....	88
9.8 Vista isométrica travesaño base del bastidor .....	88
9.9 Herramienta relación de posición del módulo de ensamblajes.....	88
9.10 Vista previa de la estructura del bastidor .....	89
9.11 Elemento rigidizador del bastidor .....	89
9.12 Soporte para la cabina .....	90
9.13 Elemento sujeción para la cabina .....	90
9.14 Representación simplificada rozaderas superiores .....	91
9.15 Representación simplificada rozaderas inferiores.....	91
9.14 Vista isométrica de la cabina.....	92
9.15 Estructura de la cabina.....	92
9.16 Detalle panel “sándwich” .....	93

9.17 Vista isométrica del ascensor completo.....	93
10.1 Carga durante funcionamiento normal.....	94
10.2 Restricción movimiento (funcionamiento normal).....	95
10.3 Restricción movimiento ejes restantes (funcionamiento normal) .....	95
10.4 Carga y CC (funcionamiento normal) .....	96
10.5 Tensiones chasis (funcionamiento normal) .....	96
10.6 Desplazamientos chasis (funcionamiento normal) .....	97
10.7 Línea de partición carga descentrada (profundidad).....	98
10.8 Carga y CC (carga descentrada en profundidad).....	99
10.9 Tensiones carga descentrada en profundidad .....	99
10.10 Desplazamientos carga descentrada en profundidad.....	100
10.11 Desplazamientos carga descentrada en profundidad en la cabina.....	100
10.12 Línea de partición carga descentrada (anchura).....	101
10.13 Carga y CC (carga descentrada en anchura).....	102
10.14 Tensiones carga descentrada en anchura.....	103
10.15 Desplazamientos carga descentrada en anchura .....	103
10.16 Línea de partición mantenimiento del techo.....	104
10.17 Carga y CC (mantenimiento del techo) .....	105
10.18 Tensiones carga mantenimiento del techo.....	105
10.19 Desplazamientos carga mantenimiento del techo .....	106
10.20 Desplazamientos carga descentrada en profundidad en la cabina .....	106
10.21 Línea de partición cerramientos laterales.....	107
10.22 Carga y CC (cerramientos laterales) .....	108
10.23 Tensiones carga en los cerramientos laterales .....	109
10.24 Zona de tensión máxima (detalle).....	109
10.25 Desplazamientos debidos a carga en los cerramientos laterales .....	110
10.26 Línea de partición para las pisaderas .....	111
10.27 Carga y CC en las pisaderas .....	112
10.28 Tensiones carga en las pisaderas .....	112
10.29 Desplazamientos debidos a carga en las pisaderas .....	113
10.30 Desplazamientos en la cabina debidos a carga en las pisaderas .....	113
10.31 Restricción movimiento vertical (accionamiento del paracaídas) .....	114
10.32 Cargas y CC durante el accionamiento del paracaídas.....	115
10.33 Tensiones debidas al accionamiento del paracaídas .....	115
10.34 Desplazamientos debidos al accionamiento del paracaídas.....	116
10.35 Restricción movimiento vertical (impacto contra el foso).....	117

10.36 Cargas y CC durante el impacto contra el foso .....	118
10.37 Tensiones debidas al impacto contra el foso .....	119
10.38 Desplazamientos debidos al impacto contra el foso .....	119

## ÍNDICE TABLAS

1.	Crecimiento del sector del ascensor en España.....	2
2.	Partes de un ascensor hidráulico .....	6
3.	Número de pasajeros y superficie útil mínima de la cabina .....	9
4.	Carga nominal y superficie útil máxima de la cabina .....	9
5.	Medidas de la cabina.....	10
6.	Característica cables Seale .....	13
7.	Parámetros polea tractora y de desvío .....	15
8.	Grupos tractores según posibles aplicaciones .....	16
9.	Características de motores de corriente alterna de dos velocidades.....	17
10.	Valores de partida .....	19
11.	Resumen magnitudes fundamentales amortiguador cabina.....	20
12.	Resumen magnitudes fundamentales amortiguador contrapeso .....	20
13.	Características limitador de velocidad LF30CA .....	21
14.	Catálogo paracaídas progresivos.....	23
15.	Dimensiones ascensor.....	23
16.	Características mecánicas de las guías de la cabina.....	23
17.	Dimensiones guías de cabina .....	25
18.	Valores de presión para cada uno de los casos de carga .....	29
1.1	Número de pasajeros y mínima superficie útil de la cabina .....	38
1.2	Carga nominal y máxima superficie útil de la cabina .....	38
1.3	Medidas ascensor de diseñar .....	38
3.1	Coeficientes de seguridad de los cables tractores.....	43
3.2	Cable Seales 6x19+1 .....	44
3.3	Características Seale 6x10+1, diámetro de 10 mm .....	44
3.4	Magnitudes para el cálculo de las presiones específicas .....	45
3.5	Coeficientes experimentales C1.....	47
3.6	Coeficiente C2 según tipo de perfil .....	47
3.7	Magnitudes angulares para el cálculo de la adherencia .....	47
3.8	Magnitudes sistema de poleas.....	49
4.1	Grupos tractores según posibles aplicaciones .....	51
4.2	Características de motores de corriente alterna de dos velocidades.....	58
5.1	Factor de esfuerzos dinámicos.....	63
5.2	Coeficiente de Lewis.....	65
5.3	Coeficiente de rigidez.....	65
5.4	Constante C .....	66

5.5 Propiedades del bronce .....	66
6.1 Emplazamiento de los amortiguadores .....	71
6.2 Valores de partida .....	71
6.3 Valores de $\alpha$ en función de los apoyos.....	75
7.1 Catálogo limitadores de velocidad.....	79
7.2 Características del limitador de velocidad LF30CA .....	79
7.3 Catálogo paracaídas progresivos.....	80
8.1 Dimensiones guías de cabina .....	82
8.2 Características mecánicas de las guías de la cabina.....	82
8.3 Dimensiones ascensor.....	82
8.4 Valores de $w$ para aceros de resistencia 370 [MPa] .....	84
8.5 Valores de $w$ para aceros de resistencia 520 [MPa] .....	84
10.1 Coeficientes de seguridad .....	121

# MEMORIA



## 1. Objeto y justificación

### 1.1 Objeto

Los ascensores constituyen el sistema más empleado para el transporte vertical de personas entre las distintas alturas de una estructura.

En el presente proyecto se va a realizar el diseño de un ascensor eléctrico de carácter residencial. En primer lugar, se llevará a cabo el dimensionamiento de la cabina y el contrapeso que se adecúen a las necesidades propuestas: seis personas y diez pisos de altura.

Se elegirán los sistemas de suspensión y tracción teniendo en cuenta las restricciones que marca la norma UNE-EN 81-20 que versa sobre la seguridad en la construcción e instalación de ascensores para personas y cargas. Una vez definido el motor que proporcionará la potencia necesaria se dimensionará el sistema reductor que regulará la velocidad del conjunto.

Para concluir, se llevarán a cabo el cálculo de los amortiguadores y componentes de seguridad pertinentes, así como las guías.

Además, en el software SolidWorks se llevará a cabo un modelado del conjunto cabina-bastidor de manera simplificada, aunque cumpliendo con la parametrización llevada a cabo en los apartados anteriores. Dicho modelo será sometido a distintas hipótesis de carga y se estudiarán los resultados obtenidos para determinar si las tensiones y desplazamientos resultantes se encuentran en el rango de valores considerados óptimos.

### 1.2 Justificación

Vivimos en un mundo prioritariamente vertical, solo hay que ver la cantidad de altos edificios que nos rodean. Es innegable que sin la existencia de ascensores nuestra libertad de movimientos quedaría muy reducida. Los ascensores mejoran enormemente la accesibilidad de nuestro entorno de una manera eficaz y segura.

Los ascensores forman parte de nuestra vida cotidiana e ignoramos su importancia hasta el momento en el que fallan. Han jugado un papel importante en el desarrollo urbanístico de la época, consiguiendo que los edificios se desarrollaran en altura, modificándose de esta manera las posibilidades arquitectónicas. Eliminan barreras en una sociedad con un alto porcentaje de población de avanzada edad, limitaciones físicas y/o distintos grados de discapacidad física. Por todo esto podríamos hablar del ascensor como uno de los inventos de mayor impacto social.

Por tanto, la motivación que impulsa este proyecto es el interés por investigar este sistema de transporte tan integrado en nuestro día a día pero que, para muchos, sigue siendo un gran desconocido que genera incógnitas e inquietudes.

El poder analizar y diseñar un ascensor me va a permitir investigar e indagar sobre el tema, así como usar múltiples de las herramientas que he ido aprendiendo a lo largo de la carrera. Además, poder profundizar en un tema de manera más o menos autónoma, alejado de las directrices académicas hará que pueda desarrollar cualidades fundamentales en un ingeniero como la curiosidad y la actitud analítica.

El modelado y análisis con SolidWorks es otra de las motivaciones que me empujaron a adentrarme en el proyecto ya que podré afianzar y ampliar mis conocimientos en este campo.

El presente proyecto constará de una memoria donde se presentan de forma breve los procedimientos y propósitos desarrollados durante la realización del mismo, además de las conclusiones obtenidas tras evaluar los resultados arrojados por los análisis. Los cálculos obtenidos analíticamente, así como las distintas simulaciones se verán reflejadas en los anexos.

En mi caso me centraré en el estudio de ascensores residenciales, y en primer lugar realizaré un estudio previo en búsqueda de información que me pueda ser útil o de ayuda para encaminar el proyecto y seleccionar de esta manera el tipo de ascensor adecuado para dirigir mis esfuerzos.

El siguiente paso será realizar los cálculos pertinentes para cada uno de los componentes principales que formen el conjunto del ascensor, pudiendo de esta manera seleccionar mediante catálogos o tablas de especificaciones los componentes necesarios para poder realizar el modelo del ascensor en SolidWorks.

Con el módulo Simulation de este software podremos realizar un análisis por elementos finitos imponiendo unas condiciones muy similares a las que está sometido un ascenso real y evaluando su comportamiento.

## 1. Introducción

### 2.1 Historia y situación actual

Los ascensores desde que en 1845 William Thompson creara el primer ascensor hidráulico han presentado una gran evolución. Sistemas de seguridad como el presentado por Elisha Graves Otis en 1854 han tenido fuerte impacto en la industria, permitiendo la investigación y continuo desarrollo del sector que nos acerca a los modelos de ascensores de los que disponemos en la actualidad.

Por cuestiones demográficas, el parque de ascensores en nuestro país es uno de los más extensos del mundo.

Durante el 2018 el sector de elevación facturó en España alrededor de 3.000 millones de euros, mejorando los datos registrados del año anterior tal y como arrojan los datos proporcionados por Feeda (Federación Empresarial Española de Ascensores).

	Año 2017	Año 2018
Obra Nueva	1.7%	5%
Posventa	2.3%	3%
Exportaciones	3.9%	5%

Tabla 1.1. Crecimiento del sector del ascensor en España

Fuente: Federación Empresarial Española de Ascensores (Feeda)

En España el masivo desplazamiento de la población desde los años 50 del campo a las ciudades provocó un desarrollo urbanístico que obligó a levantar grandes edificios residenciales. En los años 70 se popularizó la instalación de ascensores pasando de ser un “lujo” a un estándar. De esta manera España se convirtió según los datos de Credit Suisse research en el país con mayor densidad de ascensores por cada 1.000 habitantes.

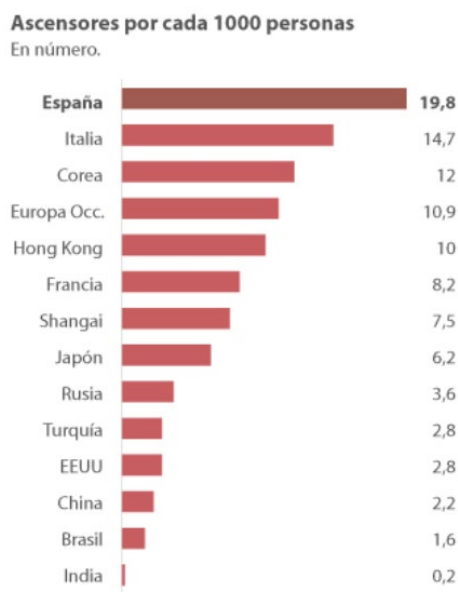


Figura 1. Países con mayor densidad de ascensores.

Fuente: Credit Suisse y Eurostat

En la actualidad uno de los mayores retos del sector se encuentra en la accesibilidad. A pesar del elevado número de ascensores disponibles se estima que 1.2 millones de edificios carecen de elevador. La instalación de estos supone verdaderos problemas al tratarse, generalmente, de antiguos inmuebles con espacio muy reducido.

La falta de precisión de parada de la cabina, es decir, que la cabina se detenga con exactitud al nivel del piso supone alrededor del 40% de los accidentes. Las nuevas normativas exigen trazabilidad en el proceso de fabricación, por lo que posibles defectos de este podrán ser identificados y solucionados de raíz.

El 50% del parque de elevadores tiene más de 20 años por lo que se prevé que el crecimiento del sector siga en auge en los próximos años.

## 2.2 Tipos de ascensores

### 2.2.1 Ascensor eléctrico

Generalmente los grupos tractores de los ascensores eléctricos constan de un grupo motor acoplado a un reductor de velocidad. A la salida de este se encuentra bien una polea o un tambor que arrastran los cables del ascensor.

A modo de introducción las partes de un ascensor eléctrico son las siguientes:

- **Hueco del ascensor:** Espacio vertical cerrado donde se aloja la cabina y el contrapeso del ascensor. Se encuentra además compuesto por:
  - Puertas de acceso
  - Guías metálicas de cabina y contrapeso

- Amortiguadores que en se sitúan en el extremo inferior del recorrido de la cabina y del contrapeso. En función de la velocidad del ascensor pueden ser de tres tipos:
  - De disipación de energía. (Para cualquier velocidad).
  - De acumulación de energía (Hasta 1 m/s).
  - De acumulación de energía con retorno. (Hasta 1.6 m/s).
- Junto con el cuarto máquinas y poleas constituyen la instalación fija.
- **Circuito de tracción:**
  - Motor eléctrico, generalmente de corriente alterna de una o dos velocidades con variador de frecuencia. También son comunes motores de CC mediante el uso de un convertidor continua-alterna.
  - Freno electromecánico.
  - Conjunto reductor (Generalmente tornillo sinfín-corona).
  - Poleas de tracción y desviadora.
  - Ejes y soportes (tanto del tornillo sinfín-corona como de los rodamientos).
  - Carcasa metálica.
- **Circuito de elevación:**
  - Elementos de suspensión de cabina y contrapeso (cables).
  - Cabina, entendido como el espacio que ocupan los usuarios del ascensor. Consta de:
    - Estructura metálica.
    - Plataforma de suelo.
    - Puerta y mecanismo de apertura.
    - Apoyos de las guías y anclajes de los cables de suspensión.
    - Paracaídas.
  - Contrapeso encargado de equilibrar las fuerzas. Generalmente con una masa igual a la de la cabina y la mitad de la carga máxima autorizada.
- **Circuito de paracaídas:** Actúa cuando la cabina adquiere una velocidad superior a la norma. El limitador de velocidad detiene el cable, tirando de él y desplazando en dirección vertical unas varillas de actuación. Se compone de:
  - El propio limitador de velocidad.
  - Cable de accionamiento del paracaídas.
  - Mecanismo de paracaídas.
- **Circuitos auxiliares:**
  - Sistema de control.
  - Circuito de seguridad y alumbrado.

En cuanto a las velocidades y aceleraciones que usualmente se manejan en un ascensor eléctrico: entendemos como velocidad nominal o de régimen la velocidad de desplazamiento de la cabina para la que ha sido diseñado el ascensor. La velocidad de éste en descenso, a media carga nominal y en la zona media del recorrido no diferirá en más de un  $\pm 5\%$  de la velocidad nominal.

Existen grupos de una, dos velocidades o con variación de frecuencia.

Los grupos tractores de una velocidad solo se podrán utilizar para velocidades menores de 0.7 m/s. Poseen un nivel de parada impreciso que varía mucho con la carga, actualmente en algunos países está prohibida su instalación.

Los grupos tractores de dos velocidades poseen un motor trifásico de polos conmutables que en función de su conexión nos ofrecen una velocidad lenta y otra rápida. El ascensor antes de detenerse reduce su velocidad mejorando de esta manera notablemente los inconvenientes que presentan los grupos tractores anteriores. Este tipo de accionamiento llevará el recorrido con menores deceleraciones mejorando así el confort de los usuarios.

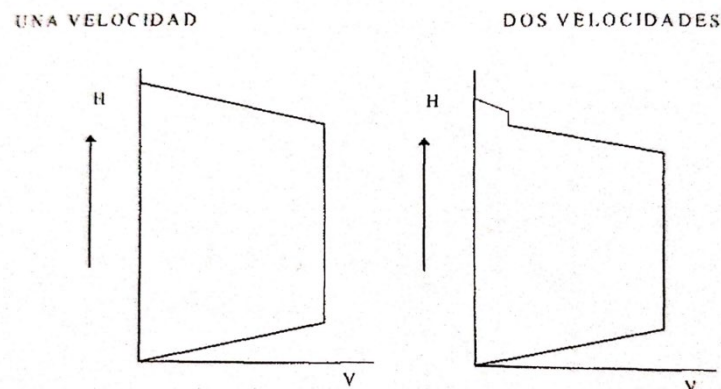


Figura 2. Diagrama velocidad-recorrido

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Actualmente la tendencia es utilizar un variador de frecuencia para regular la velocidad del ascensor optimizando la marcha de este. Se obtiene una trayectoria de velocidad curva permitiendo de esta manera un arranque y parada más suaves, así como una nivelación más exacta que el de dos velocidades. Además, se obtienen mejores consumos y un menor desgaste de los frenos y elementos mecánicos.

Generalmente las aceleraciones oscilan entre  $0.5 \frac{m}{s^2}$  (ascensores lentos) y  $1.5 \frac{m}{s^2}$  (ascensores rápidos). Aceleraciones superiores no son comúnmente utilizadas por resultar molestias para los usuarios o por necesitar pares de arranque y potencias de motor muy elevadas.

### 2.2.2 Ascensor hidráulico

Están cobrando importancia en los últimos años, aunque sus aplicaciones se encuentran reducidas fundamentalmente a:

- Ascensores para viviendas de baja altura ( $\leq 6$  pisos)
- Montacargas y montacoches

A continuación, se muestra el esquema típico de un ascensor hidráulico:

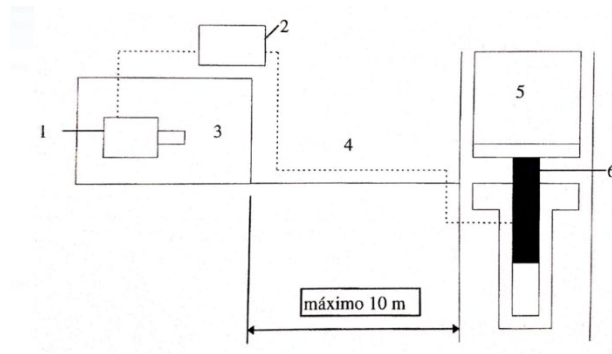


Figura 3. Esquema de un ascensor hidráulico

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

1	Conjunto motor eléctrico-bomba hidráulica
2	Bloque de válvulas
3	Tanque de aceite
4	Tuberías
5	Cabina
6	Pistón

Tabla 1.2. Partes de un ascensor hidráulico

Las principales diferencias respecto al ascensor eléctrico comentado en el subapartado anterior son la aparición de la central y el pistón hidráulicos.

La central hidráulica es el equivalente al grupo tractor en los ascensores eléctricos, consta de un motor eléctrico que acciona una bomba, la cual impulsa aceite a presión a través de las válvulas de maniobra y seguridad hasta un cilindro cuyo pistón sostiene y empuja la cabina.

El aceite funciona en circuito cerrado y se almacena en un depósito.

Los ascensores hidráulicos presentan ventajas respecto a los eléctricos:

- No sobrecargan la estructura del edificio ya que los esfuerzos se transmiten a la cimentación.
- No necesitan cuarto de máquinas o poleas.
- Aprovechamiento total del recinto ya que no necesitan contrapeso.
- Rendimiento superior (Diferencia mayor de un 10%).
- Nivelaciones muy precisas.

En cuanto a las desventajas:

- Mayor coste que un ascensor eléctrico.
- Necesitan mayor potencia para unas mismas prestaciones.
- Velocidades menores.
- Dependencia respecto a la temperatura del aceite.

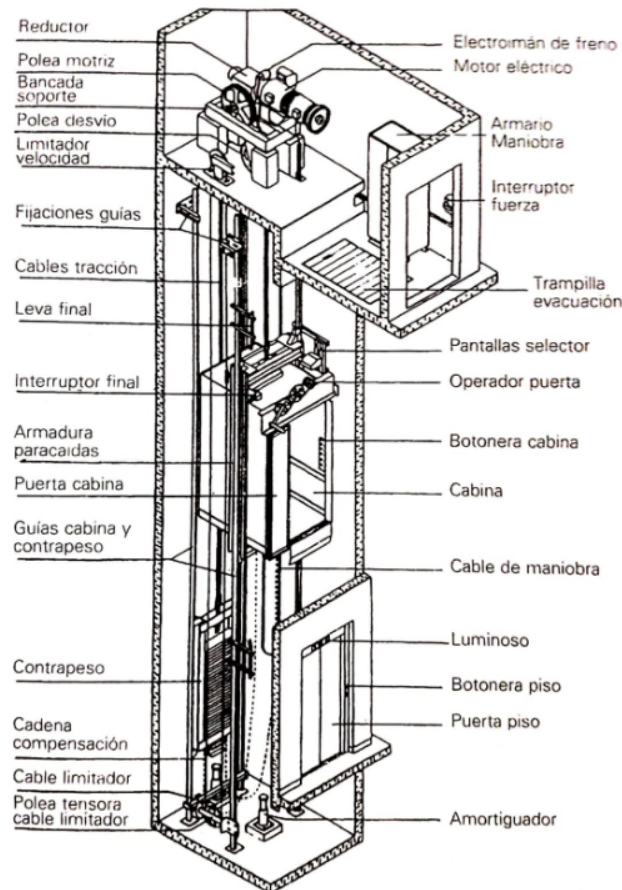


Figura 4. Instalación típica de un ascensor

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

## 2. Especificaciones adoptadas

Dados los requisitos de altura propuestos el ascensor a diseñar se escoge uno del tipo eléctrico ya que, aunque poseen desventajas respecto a los hidráulicos como se ha visto en el apartado anterior, unas dimensiones de estas características se encuentran fuera del rango de actuación de un ascensor con accionamiento hidráulico convencional.

A continuación, y en los siguientes apartados de la memoria, se expondrán los distintos componentes que se han dimensionado a lo largo del proyecto y que, en algunos casos, han sido clave para el correcto modelado del conjunto cabina-bastidor.

En primer lugar, dados los requisitos de capacidad de nuestro ascensor se han fijado las dimensiones de la cabina y el contrapeso. Posteriormente se han escogido los parámetros de los componentes del sistema de tracción, compuesto principalmente por la polea y los cables tractores.

Una vez escogido el motor que accionará el conjunto se han desarrollado los cálculos correspondientes al sistema reductor, que a pesar de estar perdiendo relevancia en favor de los

sistemas gearless, sigue siendo un sistema que está muy presente en el día a día del sector dada la avanzada edad del parque de ascensores en España. Finalmente se han dimensionado las guías de acuerdo a la norma EN-81, así como los elementos de seguridad que se expondrán de manera detallada en los capítulos posteriores de la memoria.

Por último, se ha modelado el conjunto cabina-bastidor en la herramienta Solidworks y se han realizado simulaciones de acuerdo a las siguientes hipótesis de carga.

- Funcionamiento normal.
- Funcionamiento con la carga descentrada en un 75% de la superficie.
- Mantenimiento del techo.
- Cerramientos laterales.
- Pisaderas.
- Accionamiento de los paracaídas.
- Impacto contra el foso.



### 3. Dimensionamiento de la cabina

El desarrollo completo del dimensionamiento de la cabina se encuentra recogido en el ANEXO 1 “DIMENSIONAMIENTO DE LA CABINA”.

La cabina es el elemento portante del aparato elevador y se encuentra constituida por el bastidor y la caja. Debe cumplir una serie de condiciones o recomendaciones recogidas en la norma EN 81 para asegurar su correcto funcionamiento.

Tanto el bastidor como todos los elementos que componen la caja han de tener la resistencia necesaria para soportar los esfuerzos normales y, además, fuerzas de inercia derivadas de una posible actuación del paracaídas o el impacto de la cabina sobre sus amortiguadores.

La norma EN 81 enuncia las siguientes condiciones acerca de la resistencia a soportar por la cabina:

- El techo debe resistir el peso de dos hombres (carga mínima equivalente de 2000N.)
- La aplicación de una fuerza de 300N. en las paredes de la cabina de manera perpendicular a una superficie de  $5\text{ cm}^2$  no supondrá una deformación elástica superior a 15mm.

Las medidas de un ascensor se encuentran reguladas de acuerdo a la norma EN 81-70 que versa acerca de la accesibilidad a los ascensores de personas, incluyendo personas con discapacidad y se recogen en la *Tabla 3* y *Tabla 4* que se muestran a continuación.

Número de pasajeros	Mínima superficie útil de la cabina ( $m^2$ )
1	0,28
2	0,49
3	0,6
4	0,79
5	0,98
6	1,17

*Tabla 3. Número de pasajeros y superficie útil mínima de la cabina.*

Carga nominal (kg.)	Máxima superficie útil de la cabina ( $m^2$ )
375	1,10
400	1,17
450	1,40
525	1,45
600	1,60
630	1,66

*Tabla 4. Carga nominal y superficie útil máxima de la cabina.*

A continuación, se muestran las dimensiones de cabina escogidos para 6 personas de acuerdo a las tablas referencia mostradas anteriormente y teniendo en cuenta que nuestra carga nominal será de 450 kg.

$$Q_u = 6 \text{ personas} \cdot 75 \frac{\text{kg.}}{\text{persona}} = 450 [\text{kg}].$$

<b>Anchura</b>	1100 mm.
<b>Profundidad</b>	1250 mm.
<b>Altura</b>	2000 mm.
<b>Apertura libre de las entradas</b>	900 mm.

Tabla 5. Medidas de la cabina

Se incluye además una vista de la cabina diseñada en Solidworks, que cumple con las hipótesis de carga planteados y con las medidas propuestas en este capítulo de la memoria. Los planos pertinentes a dimensiones de la cabina pueden consultarse en el ANEXO 11 “PLANOS”.

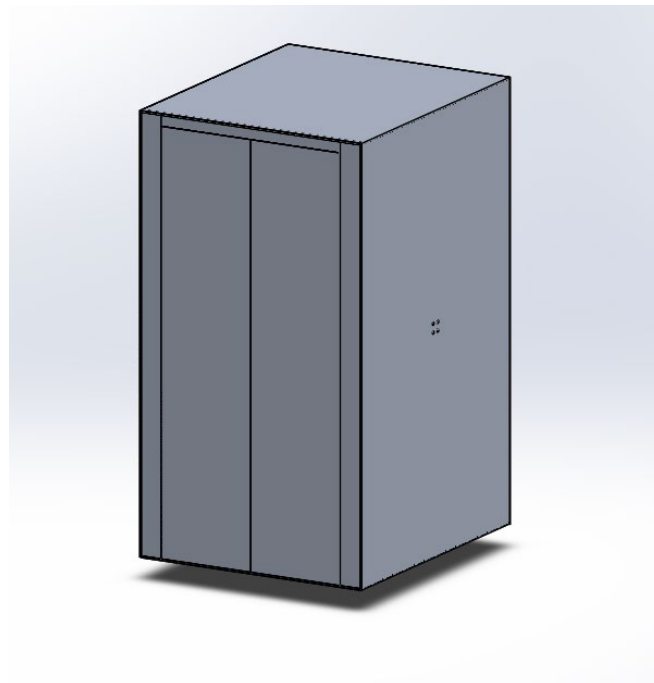


Figura 5. Vista principal de la cabina modelada en Solidworks.

## 4. Cálculo del contrapeso

El desarrollo completo del dimensionamiento del contrapeso se encuentra recogido en el ANEXO 2 “CÁLCULO DEL CONTRAPESO”.

El contrapeso es el encargado de equilibrar el peso de la cabina y parte de la carga nominal (de manera habitual un 50%). De esta forma se reduce considerablemente la potencia necesaria y las especificaciones del grupo tractor a instalar. Además, en los ascensores de tipo eléctrico es el elemento encargado de asegurar la tracción.

Dado que el ascensor propuesto posee un recorrido inferior a 50m. no resulta necesaria la implementación de un cable de compensación que uniría las partes inferiores tanto del bastidor como del propio contrapeso.

Una vez realizados los cálculos pertinentes se ha estimado el valor del contrapeso en **375 kg**. tal y como se puede comprobar en el anexo relativo al cálculo del contrapeso.

$$Q_c = Q_b + \frac{Q_u}{2}$$

Donde:

$Q_c$  es el peso del contrapeso

$Q_b$  es el peso de la cabina

$Q_u$  es la carga nominal del ascensor

El peso del conjunto cabina+bastidor, denominado como  $Q_b$ , se ha estimado consultando catálogos de distintas empresas del sector que hacen públicos catálogos con la oferta disponible para ascensores de características similares.

## 5. Selección del sistema de suspensión

El desarrollo completo del dimensionamiento del sistema de suspensión se encuentra recogido en el ANEXO 3 “SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN”.

Los elementos que conforman el sistema de suspensión (polea de tracción, polea de desvío u cableado) son los encargados de transmitir el movimiento del motor a la cabina y han de parametrizarse de manera estricta ya que componen el principal elemento de seguridad durante el ascenso.

En primer lugar, en cuanto al tipo de suspensión a utilizar, se ha optado por su sencillez por una desmultiplicación directa (1:1) que es válida para cargas de hasta 2000 kg. Los esfuerzos son directamente soportados por el eje motor, además las velocidades de la cabina y de la polea tractora coinciden.

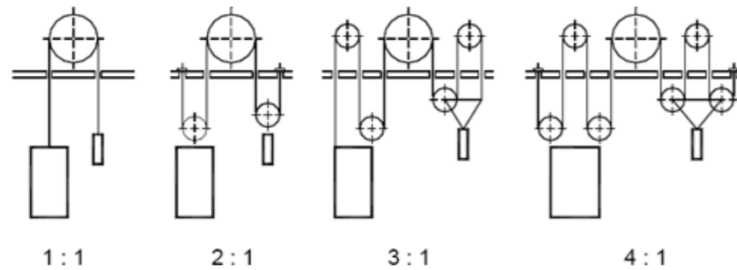


Figura 6. Configuraciones de suspensión.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

### 5.1 Cables de elevación

Los cables de acero son los más utilizados para la suspensión de cabinas y contrapesos. Dadas sus características permiten reducir al máximo el diámetro, manteniendo una adecuada resistencia, y consiguiendo de esta manera poleas más pequeñas que suponen una instalación más económica.

Los cables metálicos son elementos constituidos por una serie de alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión tal y como se puede apreciar en la siguiente figura

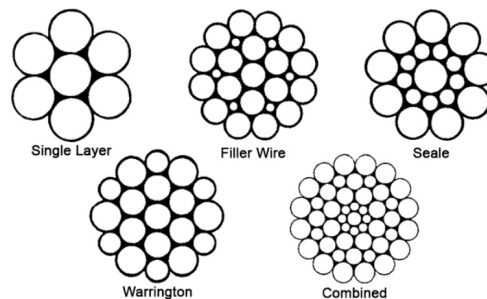


Figura 7. Configuraciones de cable.

Fuente: mazellacompanies.com

De acuerdo con la norma EN 81-20 se establece una relación entre el diámetro de la polea y el de los cables de tracción que se recoge en la siguiente expresión:

$$\frac{\phi_{\text{Polea-Tracción}}}{\phi_{\text{Cables-Tractores}}} \geq 40$$

Se ha optado por un **cable Seale de 6 cordones y alma textil**, que es el más utilizado y que presenta las siguientes ventajas:

- Cable económico.
- Elevada sección metálica que le confiere una alta fuerza de rotura respecto del diámetro.
- Elongaciones elásticas y permanentes reducidas.

Por el contrario, la elevada sección metálica le hace ser un cable muy rígido y con mala respuesta ante esfuerzos de fatiga, además dispone de pocos puntos de contacto con la garganta de la polea lo que se traduce en una elevada presión específica.

Los cálculos consisten en calcular la carga en el ramal más solicitado y mayorarla con un coeficiente en función del número de cables tractores actuantes. En este caso el valor más alto de carga se da en el ramal de la cabina y la expresión utilizada se muestra a continuación. Nuestro sistema tiene **4 cables tractores** por lo que la carga se mayorará con un coeficiente de **seguridad de 8**.

$$Q_{mayorada} = (Q_u + Q_b) * g * C_s$$

Una vez realizados los cálculos para dimensionar el diámetro necesario tanto para soportar los esfuerzos de tracción como para cumplir con los requisitos de presión específica en la polea se obtiene un valor normalizado de **10 mm**. Las propiedades asociadas a este tipo de cable se observan en la tabla adjunta.

Diámetro nominal [mm] <sup>(n5)</sup>	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
3	+8/-0%	0,0311	579	498
4	+7/-0%	0,0554	1.030	885
5	+7/-0%	0,0865	1.610	1.380
6	+6/-0%	0,125	2.320	1.990
7	+6/-0%	0,17	3.150	2.710
8	+5/-0%	0,221	4.120	3.540
9	+5/-0%	0,28	5.210	4.480
10	+5/-0%	0,346	6.430	5.530
11	+5/-0%	0,419	7.780	6.690
12	+5/-0%	0,498	9.260	7.970

Tabla 6. Características cable Seale.

## 5.2 Poleas de tracción

La vida útil de los cables calculados anteriormente se encuentra fuertemente influenciada por el perfil de la garganta de la polea de arrastre. Estos podrían quedarse enclavados si la garganta de la polea es demasiado estrecha mientras que sufren aplastamiento si no encuentran apoyo necesario al ser el perfil de garganta es demasiado ancho.

A continuación, se muestran los tres tipos de perfiles de garganta más utilizados:

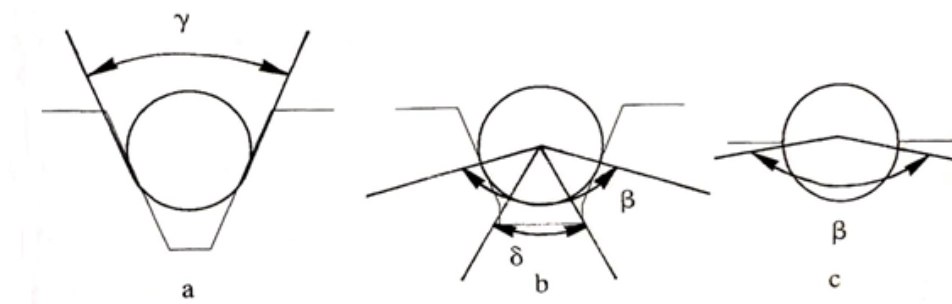


Figura 8. Perfiles de garganta más comunes.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

En el caso que nos ocupa se ha seleccionado la **garganta semicircular con entalla (B)**, dado que son las más utilizadas para poleas de arrastre en ascensores. Mejora la adherencia de la semicircular sin entalla (C), evitando la deformación y rozamiento del fondo de garganta.

Uno de los parámetros fundamentales de las poleas es la presión específica que se encuentra estrechamente ligada con el desgaste de los cables y la garganta de estas. Se realiza una comprobación tanto de presión específica, como en términos de adherencia para constatar el correcto dimensionamiento de nuestra polea.

Además, nuestro sistema cuenta con una polea de desvío cuya geometría y posicionamiento es muy importante para el correcto funcionamiento del conjunto. En la siguiente imagen se muestra un esquema simplificado del ascensor.

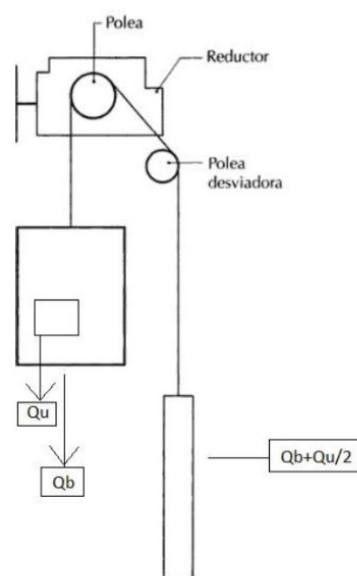


Figura 9. Esquema de conjunto.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

En la situación que se presenta el diámetro de la polea tractora es menor a la distancia entre el amarre de los cables en el bastidor de la cabina y el amarre en el contrapeso por lo que resulta indispensable el uso de una polea de desvío cuyo esquema queda representado en la siguiente figura:

Generalmente las poleas de desvío se sitúan a una altura inferior ( $h$ ) para conseguir ángulos del arco de contacto de los cables con la polea de tracción superiores, si aún así, no se consiguiera un ángulo correcto se deberían adoptar configuraciones especiales añadiendo varias poleas que reducirían considerablemente la vida del cable.

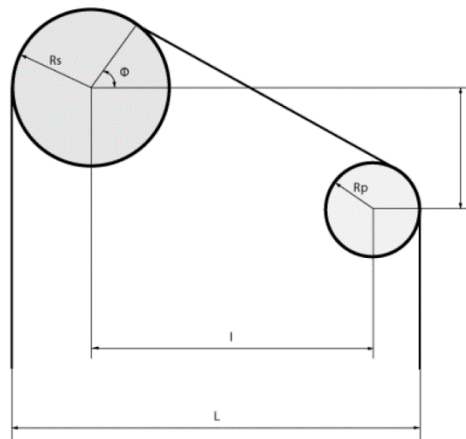


Figura 10. Geometría de poleas de tracción y desvío.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

En primer lugar, se han propuesto valores para dimensionar esta configuración de poleas y se han comprobado si realmente cumplen en términos de adherencia tal y como se muestra en el anexo correspondiente. Los valores finalmente escogidos se muestran en la tabla adjunta.

Magnitud	Valor
$R_s$	0,2
$R_p$	0,175
$h$	1
$l$	0,8

Tabla 7. Parámetros polea tractora y de desvío

Siendo:

$R_s$ : Radio de la polea tractora.

$R_p$ : Radio de la polea desviadora.

$h$  y  $l$  parámetros de posicionamiento de ambas poleas, tal y como se puede observar en la FIGURA 10: "Geometría de poleas de tracción y desvío".

## 6. Sistema de tracción

El desarrollo completo del dimensionamiento del sistema de tracción se encuentra recogido en el ANEXO 4 “SISTEMA DE TRACCIÓN”.

En función de la velocidad nominal del ascensor y el servicio que vayan a prestar el motor utilizado puede presentar características muy diferentes. Los distintos tipos de motores existentes se recogen en el siguiente esquema:

- Motores de corriente alterna:
  - o Motores asíncronos.
    - Motores de una velocidad.
    - Motores de dos velocidades.
    - Motores con convertidor de frecuencia.
  - o Motores síncronos
- Motores de corriente continua con convertidor alterna-continua

Clase de instalación	Velocidad de régimen	Grupo tractor
Edificios de viviendas bajos.	$v < 0,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de una velocidad.
Edificios de viviendas altos y oficinas.	$0,7 \left[ \frac{m}{s} \right] < v < 1 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades.
Edificios de oficinas y comerciales, hospitales (montacamillas).	$1 \left[ \frac{m}{s} \right] < v < 2,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y con variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor C-A.
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso.	$v > 2,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Tracción directa y con variador de frecuencia.
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces, montacamillas de hospitales.	$v < 0,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de una o dos velocidades o con variador de frecuencia.

Tabla 8. Grupos tractores según posibles aplicaciones.

En el caso a estudiar se emplea un **motor asíncrono de dos velocidades**, empleado generalmente para obtener velocidades de nivelación pequeñas y de esta manera conseguir un frenado con el mínimo error. Se aplica en ascensores con velocidades de régimen de hasta  $1 \left[ \frac{m}{s} \right]$ . Son de funcionamiento seguro, capaces de soportar un tráfico intenso.

En primer lugar, calculamos la potencia requerida en nuestro ascensor sabiendo que se trata de un ascensor de mediana capacidad para 6 personas.

Para el cálculo de la potencia se utiliza la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta}$$

Donde:

- $v$  es la velocidad de régimen en  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ .
- $\eta$  es el rendimiento del conjunto.



- $P$  es la potencia en [CV].

Obteniendo un valor aproximado de **5,51 [KW]**.

A continuación, y como paso previo para la selección del motor, se calcula el par de arranque mediante la siguiente expresión:

$$M_m = \frac{M_{\text{útil}} + M_i}{\eta_{\text{instalación}}}$$

Siendo:

- $M_{\text{útil}}$  es el momento útil del motor en [ $N \cdot m$ ]
- $M_i$  es el momento de inercia de los elementos de rotación [ $N \cdot m$ ]
- $\eta_{\text{instalación}}$  es el rendimiento de la instalación.

Además, es necesario para la selección del motor conocer el par requerido por el ascensor trabajando a velocidad constante, de esta manera los pares resistentes asociados a inercias o aceleraciones lineales se consideran despreciables. Obteniendo de esta manera:

$$M_m = 119,43 [N \cdot m] ; M_{m-\text{nominal}} = 23,41 [N \cdot m]$$

Una vez calculados ambos valores, podemos entrar en el catálogo del fabricante y elegir el motor asíncrono adecuado tal y como se refleja en la siguiente tabla.

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ 100%	Current		Torque			
				Full load 100%	3/4 load 75%		I <sub>N</sub> A	I <sub>s</sub> A	T <sub>N</sub> Nm	T <sub>s</sub> Nm	T <sub>max</sub> Nm	
1500 r/min = 4-poles				400 V 50 Hz		Basic design						
0.06	M2VA 56 A	3GVA 052 001→A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	
0.09	M2VA 56 B	3GVA 052 002→A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	
0.12	M2VA 63 A	3GVA 062 001→A	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	
0.18	M2VA 63 B	3GVA 062 002→A	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	
0.25	M2VA 71 A	3GVA 072 001→C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9	
0.37	M2VA 71 B	3GVA 072 002→C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8	
0.55	M2VA 80 A	3GVA 082 001→B	1390	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	3.75	2.6	2.9	
0.75	M2VA 80 B	3GVA 082 002→B	1410	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5.08	3.5	3.9	
1.1	M2AA 90 S	3GAA 092 001→E	1410	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7	
1.5	M2AA 90 L	3GAA 092 002→E	1420	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9	
2.2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001→E	1430	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	15	2.4	2.9	
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002→E	1430	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9	
4	M2AA 112 M	3GAA 112 001→A	1435	84.5	85.5	0.80	8.6	7.0	27	2.8	3.0	
5.5	M2AA 132 S	3GAA 132 001→A	1450	87.0	87.0	0.83	11.1	7.3	36	2.2	3.0	
7.5	M2AA 132 M	3GAA 132 002→A	1450	88.0	88.0	0.83	14.8	7.9	49	2.5	3.2	
11	M2AA 160 M	3GAA 162 111→A	1460	89.1	89.8	0.81	22	6.5	72	2.7	2.6	

Tabla 9. Características de motores de corriente alterna de dos velocidades.

Fuente: ABB

En función de los requerimientos en términos de potencia y par de arranque elegimos un motor del catálogo del fabricante ABB. En nuestro caso el motor seleccionado será un motor de 4 polos cuya designación es M2AA 132M.

## 7. Reductor

El desarrollo completo del dimensionamiento del conjunto reductor se encuentra recogido en el ANEXO 5 “CÁLCULO DEL REDUCTOR CORONA TORNILLO SIN-FÍN”.

Existen ascensores, aunque en muy baja proporción, que no introducen ningún tipo de reductor sobre el grupo tractor. Estos son denominados gearless y se utilizan generalmente para velocidades mayores a 2 m/s. En la actualidad la inmensa mayoría poseen un reductor corona tornillo sin-fin aunque se está trabajando en posibles soluciones que permitan aumentar la eficiencia del conjunto que se estima de un 60%.

Utilizado para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares que se cruzan pero que no son concurrentes. Son muy utilizados en accionamientos de ascensores porque presentan características fundamentales para esta aplicación:

- Tamaño reducido y compacto.
- Transmisión silenciosa.
- Pueden actuar como freno mecánico debido a su irreversibilidad.
- Ofrecen altas relaciones de transmisión, consiguiéndose grandes reducciones en un solo paso.
- Alta resistencia al impacto, que resulta de suma importancia en el caso de un ascensor.
- Reducido mantenimiento.

Se calcula la relación de transmisión del sistema reductor a partir de las características del motor seleccionado y de los requerimientos de nuestro ascensor.

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{polea}} \cong 30$$

Se realizan los cálculos para obtener los diámetros primitivos tanto de la corona como del tornillo sinfín, así como la eficiencia del conjunto que es de en torno a un 65%.

$$D_{p1} = 45[mm]; D_{p2} = 382[mm]$$

Se obtienen el resto de parámetros fundamentales de la transmisión y se realizan las comprobaciones correspondientes a flexión y desgaste para poder así asignar un material adecuado al conjunto, en este caso un **bronce C-311**.

### 7.1 Tecnología Gearless

El desarrollo del sector en búsqueda de una mejora en términos de eficiencia energética ha puesto a esta tecnología en el punto de mira. Los gearless utilizan un motor síncrono de imanes permanentes sin reductor, y, además al poseer unas dimensiones reducidas, aumentan notablemente la eficiencia del ascensor.

Una de las principales ventajas que presentan este tipo de accionamientos, es que no necesitan cuarto de máquinas por lo que resulta muy útil en antiguos inmuebles que no disponen de espacio para la instalación de un ascensor con accionamiento convencional.

Presentan un consumo menor para una misma velocidad, así como menos ruidos y vibraciones ya que el motor funciona a un régimen de giro inferior. A pesar de las ventajas mostradas se ha

optado por un sistema reductor clásico y la justificación de esta elección se encuentran reflejadas en el correspondiente capítulo de la memoria.

## 8. Amortiguadores

El desarrollo completo del dimensionamiento de los amortiguadores se encuentra recogido en el ANEXO 6 “AMORTIGUADORES”.

Son los encargados de detener la cabina y/o el contrapeso ofreciendo protección ante el mal funcionamiento del sistema de control, evitándose de esta manera que el ascensor se desplace por debajo del nivel inferior hacia la base del hueco del mismo.

De forma general, estos amortiguadores se sitúan en el suelo del foso, aunque también pueden incorporarse en la parte inferior del bastidor o del contrapeso. La norma EN-81 dictamina que los amortiguadores han de golpear sobre pedestales (uno para cada amortiguador) de 50 centímetros de altura que permitan resguardarse a un posible personal de conservación que se encuentre trabajando en el foso.

En este caso se utiliza un amortiguador de acumulación de energía que almacenan la energía generada en el impacto como energía de deformación, pudiendo ser muelles mecánicos o amortiguadores poliméricos. En la imagen adjunta se muestra el tipo de amortiguador a diseñar que posee movimiento de retorno amortiguado.



Figura 11. Amortiguador de acumulación de energía.

A continuación, se muestran los datos de partida para el dimensionamiento de los amortiguadores de resorte:

<i>Peso cabina (<math>Q_b</math>)</i>	150 [kg]
<i>Carga nominal (<math>Q_u</math>)</i>	450 [kg]
<i>Velocidad</i>	1 [m/s]
$\sigma_t$	1 [GPa]

Tabla 10. Valores de partida

Como punto de partida se estima la siguiente relación:

$$\frac{D}{d} = 7$$

Se determina la tensión admisible a torsión del material, en este caso mediante expresión experimental  $\tau_T = 280 \text{ [MPa]}$  y la fuerza que hace que cada uno de los tres resortes se encuentre totalmente comprimido  $F_{m\acute{a}x} = 7.848 \text{ [N]}$ . Mediante el uso del factor de Wahl podemos calcular el diámetro de las espiras y demás parámetros fundamentales de nuestro amortiguador cuyos valores se encuentran recogidos en la tabla adjunta.

d [mm]	D [mm]	K [kN/m]	$f_{m\acute{a}x}$ [mm]	n
25	175	58,133	135	13

Tabla 11. Resumen magnitudes fundamentales amortiguador cabina

Donde:

**d:** diámetro de la espira.

**D:** diámetro del resorte.

**K:** constante de rigidez del soporte.

**$f_{m\acute{a}x}$ :** carrera del amortiguador.

**n:** número de espiras.

Se repiten los cálculos anteriores para los amortiguadores del contrapeso obteniendo los resultados que se muestran a continuación:

d [mm]	D [mm]	K [kN/m]	$f_{m\acute{a}x}$ [mm]	n
14	98	36,633	135	11

Tabla 12. Resumen magnitudes fundamentales amortiguador contrapeso

Por último, se realiza una comprobación a pandeo del resorte. Como paso previo se calcula la siguiente relación:

$$\frac{L_0}{D} = \frac{485}{175} = 2,77$$

Donde  $L_0$  es la longitud libre del resorte. Como esta relación para ambos amortiguadores es inferior a 4 podemos descartar la aparición del fenómeno de pandeo. Colocando el resorte en un cilindro contenedor o alrededor de un tubo que le sirva como guía puede evitarse parcialmente el efecto del pandeo, sacrificando de esta manera la vida útil del amortiguador.

## 9. Componentes de seguridad

El desarrollo completo del dimensionamiento de los componentes de seguridad se encuentra recogido en el ANEXO 7 “COMPONENTES DE SEGURIDAD”.

Los elementos descritos a continuación y a lo largo de este capítulo serán los encargados de detener o estabilizar el conjunto cabina-bastidor en caso de que alguno de los elementos funcionales falle.

### 9.1 Limitador de velocidad

Es un circuito que consta de dos poleas, una situada en el cuarto de máquinas y otra que actúa de tensora dispuesta en el foso del recinto. Por ellas circula un cable de acero que se encuentra unido al paracaídas de la cabina.

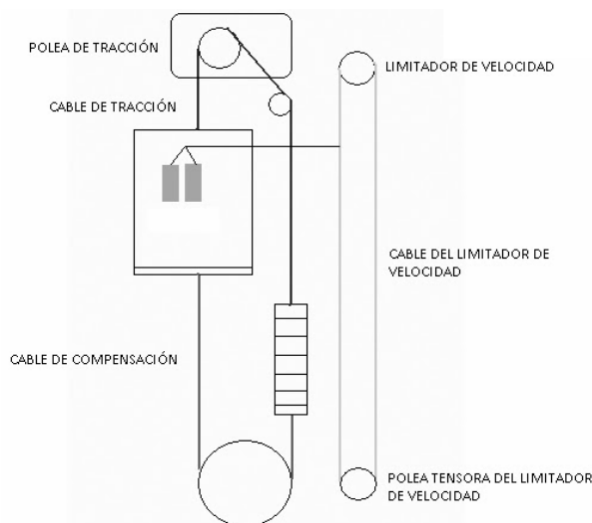


Figura 12. Esquema del circuito de seguridad.

Fuente: ascensoresjpascual

Si el conjunto cabina-bastidor supera la velocidad nominal en más de un 10% la polea situada en el cuarto de máquinas se bloquea, accionando un mecanismo que detendrá la cabina gracias a las zapatas situadas sobre las guías.

El limitador escogido presenta los siguientes requerimientos que cumplen con el sistema planteado:

LF30CA					
ACCIONAMIENTO DRIVING ROPE	DIÁMETRO CABLE ROPE DIAMETER	DIÁMETRO POLEA PULLEY DIAMETER	VELOCIDAD NOMINAL RATED SPEED	VELOCIDAD ENCLAVAMIENTO TRIPPING SPEED	ACTUACIÓN ACTING
	6 mm	8 mm	300 mm	≤ 1,78 m/s	0,8 m/s - 2,05 m/s

Tabla 13. Características limitador de velocidad LF30CA. FUENTE: Catálogo grupo LUEZAR.

El limitador LF30CA para un diámetro de cable de 8 [mm] presenta una actuación mecánica de tipo unidireccional (en descenso) y según el catálogo del propio fabricante este puede ser instalado tanto en el hueco como en el cuarto de máquinas.

El principal objetivo del limitador de velocidad es evitar que la cabina alcance velocidades que puedan poner en riesgo su integridad o la de los pasajeros que se encuentren en el interior, es por ello que su tiempo de respuesta ha de ser mínimo.

La fuerza mínima que ha de hacer el limitador sobre el paracaídas en caso de activación, según la norma EN 81-1 ha de ser el mayor de los dos siguientes:

- 300 [N]
- El doble del esfuerzo para que actúe eficazmente el paracaídas.

Además, los limitadores de velocidad han de ir equipados con dispositivos electrónicos capaces de cortar el suministro eléctrico a motor y/o freno en el instante previo al bloqueo.

## 9.2 Selección del paracaídas

La velocidad nominal del ascensor es superior a 0,63 [m/s] por lo tanto el **paracaídas a instalar ha de ser de tipo progresivo**. Para cumplir con los requisitos marcados por la normativa se opta por un paracaídas progresivo tanto para la cabina como para el contrapeso. Estos aplican una fuerza de magnitud controlada mediante el uso de elementos elásticos, que se traduce en mayores distancias de frenado, pero en un mayor confort para los usuarios en caso de necesidad de accionamiento. Los más extendidos son los de husillo y los de resorte.

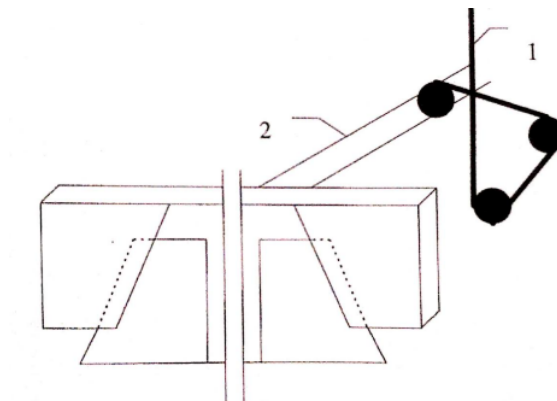


Figura 13. Paracaídas de acción progresiva de husillo.  
FUENTE: "Los transportes en la ingeniería industrial".







			
<b>MODELO</b> <i>MODEL</i>	<b>SLC2500 - S</b>	<b>SLC2500 - HS</b>	<b>SLC5000</b>
<b>ACTUACIÓN</b> <i>ACTING</i>			
<b>P+Q MÁXIMO*</b> <i>MAXIMUM P+Q*</i>	3.350 Kg (+7,5%)	2.866 Kg (+7,5%)	5.295 Kg (+7,5%)
<b>P+Q MÍNIMO*</b> <i>MINIMUM P+Q*</i>	371 Kg (-7,5%)	522 Kg (-7,5%)	1.780 Kg (-7,5%)
<b>ESPESOR DE LA GUÍA</b> <i>GUIDE RAIL THICKNESS</i>	5 + 70 mm	5 + 70 mm	16 + 32 mm
<b>ANCHURA MÍNIMA DE FRENADO</b> <i>MINIMUM GRIPPING WIDTH</i>	20 mm	24 mm	24 mm
<b>VELOCIDAD NOMINAL MÁXIMA</b> <i>MAXIMUM RATED SPEED</i>	1,75m/s	2,65m/s	1,6m/s
<b>VELOCIDAD DE ENCLAVAMIENTO MÁXIMA</b> <i>MAXIMUM TRIPPING SPEED</i>	2 m/s	3 m/s	2,1 m/s
* Consultar examen UE de tipo. * Consult UE type examination.			

Tabla 14. Catálogo paracaídas progresivos

FUENTE: Catálogo grupo LUEZAR.

## 10. Selección de guías

El desarrollo completo del dimensionamiento de las guías se encuentra recogido en el ANEXO 8 “SELECCIÓN DE GUÍAS”.

Son el elemento encargado de guiar la cabina durante su movimiento y servirle de apoyo en caso de rotura de los cables. El contrapeso también dispone de guías que generalmente solo aseguran su trayectoria, aunque en algunos casos, también deben servir de sujeción en caso de fallo del sistema de suspensión.

Las guías se han de disponer perfectamente calibradas y uno de los perfiles más utilizados es el tipo T que se muestra en la siguiente imagen.



Figura 14. Guías en perfil T. Fuente: gmveurolift.es

## 10.1 Cálculo de las guías

A continuación, se procede al dimensionamiento de las guías apoyadas de acuerdo a la norma EN-81. Las guías suspendidas no se pueden instalar en nuevos inmuebles por lo que no se han tenido en consideración para la realización de los cálculos.

$Q_u$ [kg]	450
$Q_b$ [kg]	150
H [m]	30
a [mm]	1.100
d [mm]	2.750

Tabla 15. Dimensiones ascensor.

Donde las dimensiones a y d son la anchura de la cabina y la distancia entre rozaderas respectivamente.

Para la resolución de los cálculos se va a emplear un perfil I-90/16 cuyas características mecánicas se recogen a continuación y se estimará una distancia entre apoyos de 3000 mm. que es un valor estándar.

Tipo	Sección [cm <sup>2</sup> ]	Peso [kg/m]	e [cm]	Momentos de inercia [cm <sup>4</sup> ]		Módulos de resistencia de la sección [cm <sup>3</sup> ]		Radio de giro [cm]	
				I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>
I-70/9	9,37	7,3	1,95	41,1	19,1	9,2	5,41	2,08	1,42
I-90/16	16,9	13,25	2,65	102	57,5	21,2	12,8	2,45	1,83

Tabla 16. Características mecánicas de las guías de la cabina.

A continuación, se muestra el esquema de acotación, dimensiones y características mecánicas de los dos tipos de secciones más utilizadas para guías de cabina

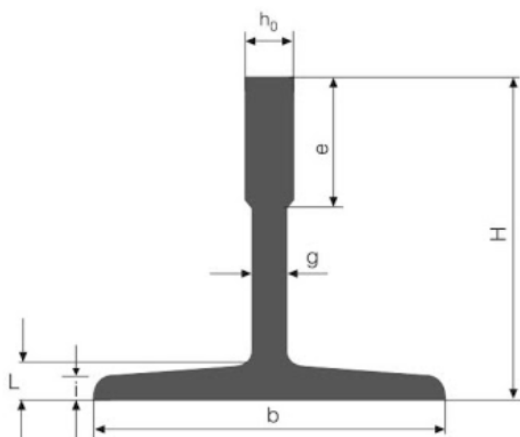


Figura 15 Esquema acotación guía perfil en T.

Fuente: ingemecanica.com



Tipo	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	f [mm]	g [mm]	h [mm]	Sección [cm <sup>2</sup> ]	Peso [kg/m]
I-70/9	70	65	9	6	8	6	34	9,37	7,3
I-90/16	90	75	16	8	10	8	42	16,9	13,25

Tabla 17. Dimensiones guías de cabina

Para comprobar el correcto funcionamiento de las guías propuestas se estudia su comportamiento tanto a flexión como a compresión.

Los **cálculos a flexión** resultan favorables, tal y como se puede ver en el anexo correspondiente dado que la **flecha máxima obtenida es de 1,048** [mm] que es inferior al valor límite (fijado en 3 [mm]).

El fin de los **cálculos a compresión** es calcular el **coeficiente de seguridad** y compararlo con el valor límite establecido. Se obtiene un coeficiente de seguridad de **22,49** que en cualquier caso es muy superior al mínimo exigido que es de 2,5.

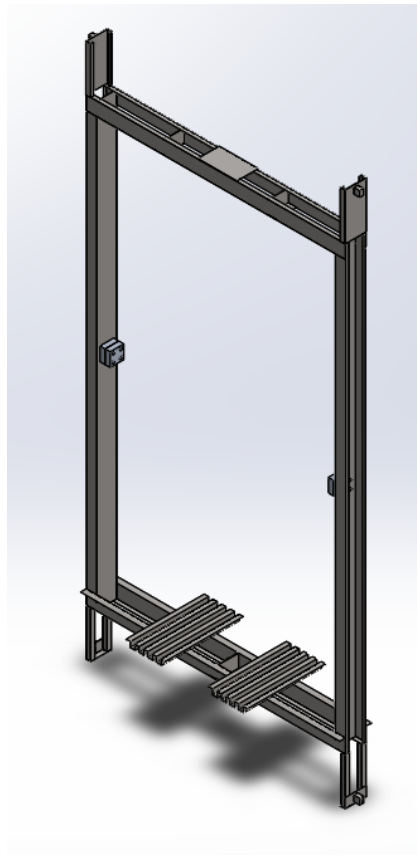
## 11. Solidworks

### 11.1 Modelado

El desarrollo completo del proceso de modelado del conjunto cabina-bastidor se encuentra recogido en el ANEXO 9 “SOLIDWORKS”.

Para todos los elementos que conforman tanto el bastidor como la propia cabina se ha utilizado el módulo superficies del software SolidWorks. De esta manera se evitan posibles problemas durante el proceso de análisis explicado más adelante.

A continuación, se muestra el proceso llevado a cabo para generar las piezas que conforman finalmente el conjunto cabina-bastidor. La explicación más detallada, así como vistas de cada uno de los componentes se pueden ver con más detalle en el anexo correspondiente.



*Figura 16. Vista isométrica del bastidor.*

Tanto las piezas correspondientes al bastidor como las que conforman la estructura de la cabina han sido generadas mediante la operación extruir superficie.

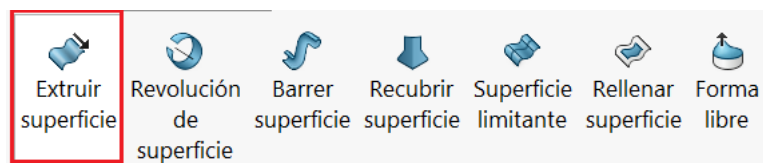


Figura 17. Operaciones disponibles en el menú superficies

Una vez extruido el croquis que previamente se ha dibujado, se añade espesor a la pieza generada.

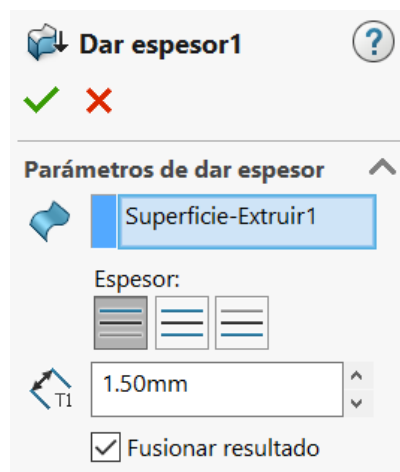


Figura 18. Parámetros de la operación "dar espesor"

Y finalmente se asigna un material. Los componentes de la estructura del bastidor se realizan en acero AISI 1020, mientras que la cabina está compuesta por paneles tipo sándwich de aluminio 1060 y espuma rígida de poliuretano. El ensamblaje entre los distintos elementos se ha llevado a cabo mediante la herramienta relaciones de posición.

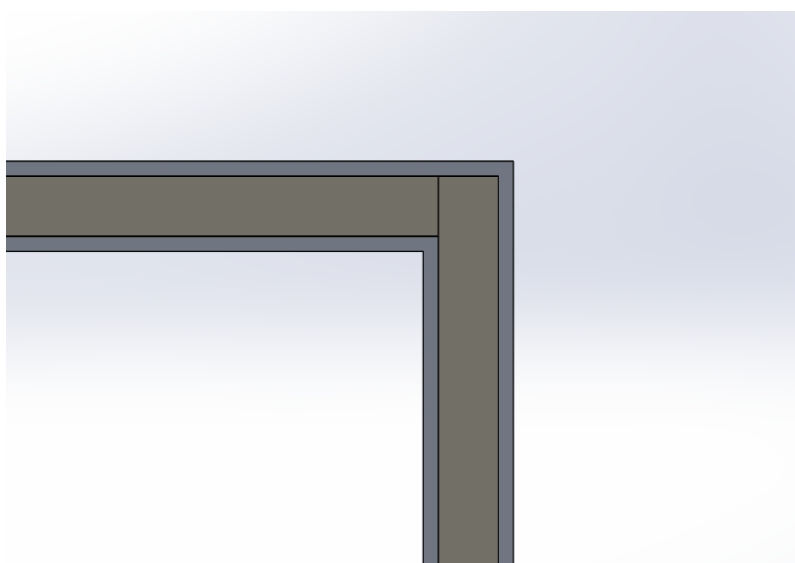


Figura 19. Detalle panel "sándwich"

## 11.2 Hipótesis de carga

El desarrollo completo del modelado de las distintas hipótesis de carga y los resultados de cada una de las simulaciones se encuentra recogido en el ANEXO 10 “HIPÓTESIS DE CARGA”.

Se han realizado simulaciones de acuerdo a las siguientes hipótesis de carga.

- Funcionamiento normal.
- Funcionamiento con la carga descentrada en un 75% de la superficie.
- Mantenimiento del techo.
- Cerramientos laterales.
- Pisaderas.
- Accionamiento de los paracaídas.
- Impacto contra el foso.

En primer lugar, se incluye una pequeña introducción explicativa acerca de cada una de las hipótesis de carga:

### **Funcionamiento normal**

En esta primera hipótesis se considera la carga máxima repartida uniformemente sobre la superficie del suelo.

### **Carga descentrada (vértice largo)**

Se considera la carga máxima descentrada en un 75% de la superficie. Se va a realizar el estudio con la carga descentrada en el vértice largo, es decir, en términos de profundidad.

### **Carga descentrada (vértice corto)**

Se considera la carga máxima descentrada en un 75% de la superficie. Se va a realizar el estudio con la carga descentrada en el vértice corto, es decir, en términos de anchura.

### **Mantenimiento del techo**

Se aplican 2.000 [N] sobre una superficie de 200x200 [mm] en el centro del techo. No debe existir deformación permanente.

### **Cerramientos laterales**

Los cerramientos (paredes laterales) deben soportar una carga de 300 [N] sobre una superficie de 5  $m^2$  sin deformación permanente.

### **Pisaderas**

Se aplica un 40% de la carga máxima sobre la superficie de entrada y salida del ascensor. Esta superficie de entrada y salida del ascensor tiene unas medidas de 0,1 · 1,1 [ $m^2$ ].

### **Accionamiento del paracaídas**

Se realiza un estudio de las cargas generadas en el conjunto cabina-bastidor tras el accionamiento del paracaídas, se aplica una carga correspondiente a la carga máxima con un coeficiente de mayoración de 3.

### **Impacto contra el foso**

Se realiza un estudio de las cargas generadas en el conjunto cabina-bastidor tras el impacto contra el foso del ascensor, se aplica una carga correspondiente a la carga máxima con un coeficiente de mayoración de 4.

A continuación, a modo de resumen se incluye una tabla que recoge los valores de presión que actúan en cada una de las simulaciones.

Hipótesis de carga	Valor de presión a introducir en SolidWorks [Pa]
Funcionamiento normal	3.210,55
Carga descentrada (vértice largo)	4.280,73
Carga descentrada (vértice corto)	4.280,73
Mantenimiento del techo	50.000
Cerramientos laterales	600.000
Pisaderas	16.052,73
Accionamiento del paracaídas	12.842,18
Impacto contra el foso	17.122,91

*Tabla 18. Valores de presión para cada uno de los casos de carga*

En cuanto a las **condiciones de contorno** del problema se resumen en tres grandes bloques:

Las hipótesis de funcionamiento normal, carga descentrada (tanto en vértice largo como corto), mantenimiento del techo, cerramientos laterales y pisaderas comparten las mismas restricciones de movimiento.

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

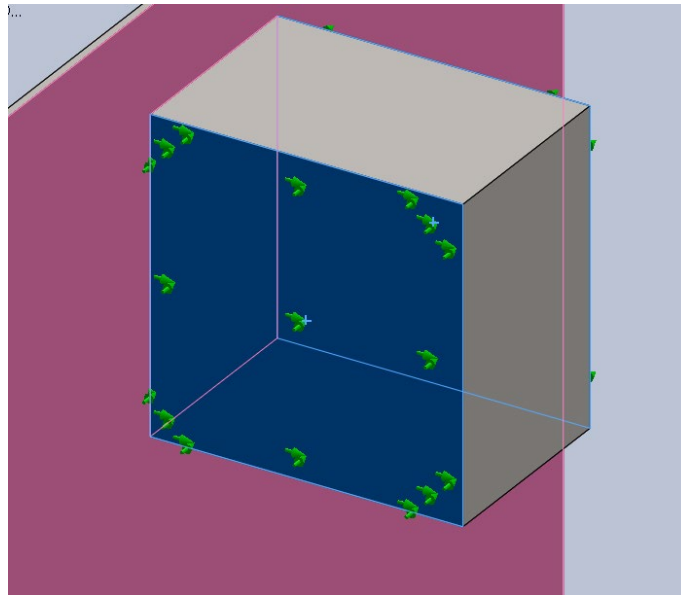


Figura 20. Restricción movimiento vertical (Caso estándar)

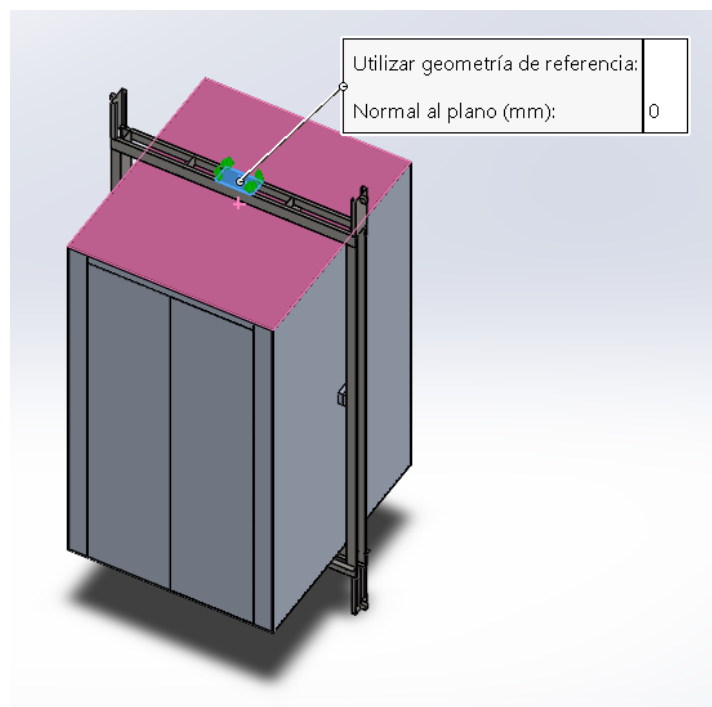
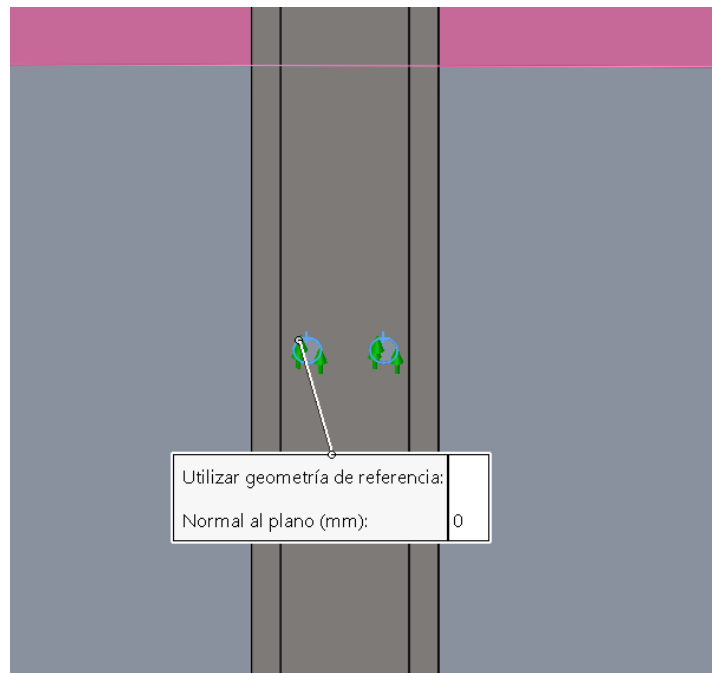


Figura 21. Restricción movimiento ejes restantes.

La hipótesis de accionamiento del paracaídas se rige por las siguientes restricciones de movimiento:

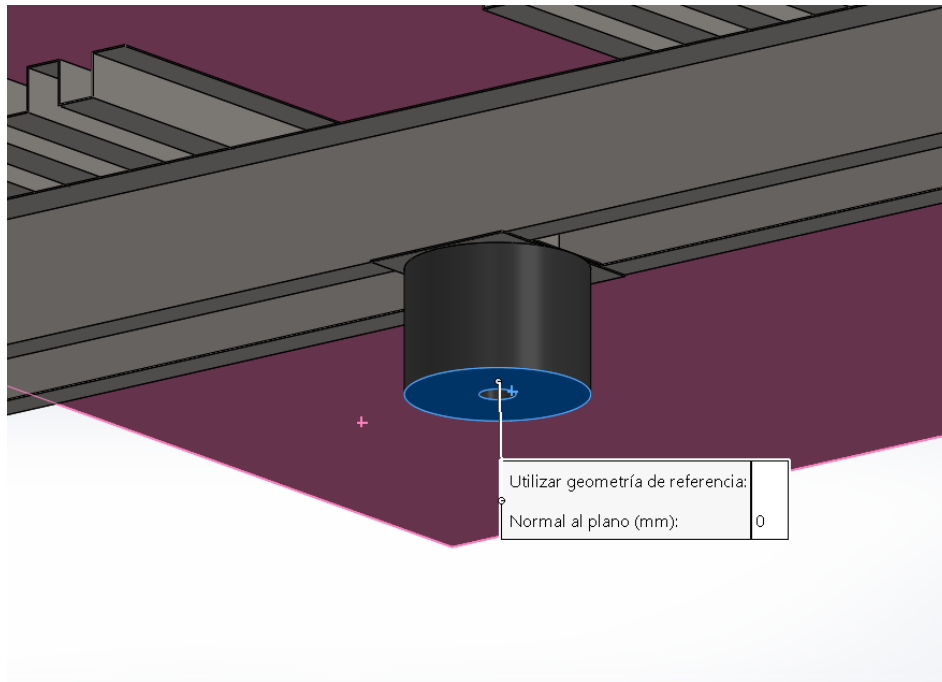
- La restricción del movimiento en el eje vertical se sitúa en los agujeros que soportan el paracaídas.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas, igual que en la figura 20.



*Figura 22. Restricción movimiento vertical (accionamiento del paracaídas)*

Finalmente, para la simulación de impacto contra el foso se imponen las siguientes condiciones de contorno

- La restricción del movimiento en el eje vertical se sitúa en la goma del buffer.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas, igual que en la figura 20.



*Figura 23. Restricción movimiento vertical (impacto contra el foso)*

Para cada una de las hipótesis se ha realizado una simulación en la que se han analizado la tensión de Von Mises y los desplazamientos, tanto del bastidor como de la cabina en las hipótesis donde resultara oportuno.

En este capítulo de la memoria, por motivos de extensión solo se incluyen los resultados del caso de carga correspondiente a impacto contra el foso ya que es junto con el de accionamiento del paracaídas el más exigente con el conjunto. El resto de casos de carga pueden encontrarse expuestos con más detalle en el anexo correspondiente.

A pesar de que el buffer situado en la parte inferior del bastidor absorbe gran parte del impacto, las tensiones en esta simulación son elevadas con relación al resto de simulaciones que reflejaban situaciones cotidianas de funcionamiento estándar. Se dan tensiones máximas que superan los 200 MPa aunque la tensión que predomina, en este caso en la parte inferior del bastidor, es de unos 120 MPa. El desplazamiento de 34 mm. que se aprecia en la figura 38 corresponde con el recorrido que realiza el buffer durante el impacto ya que sobre su goma se ha establecido la restricción de movimiento vertical, tal y como se ha comentado anteriormente.



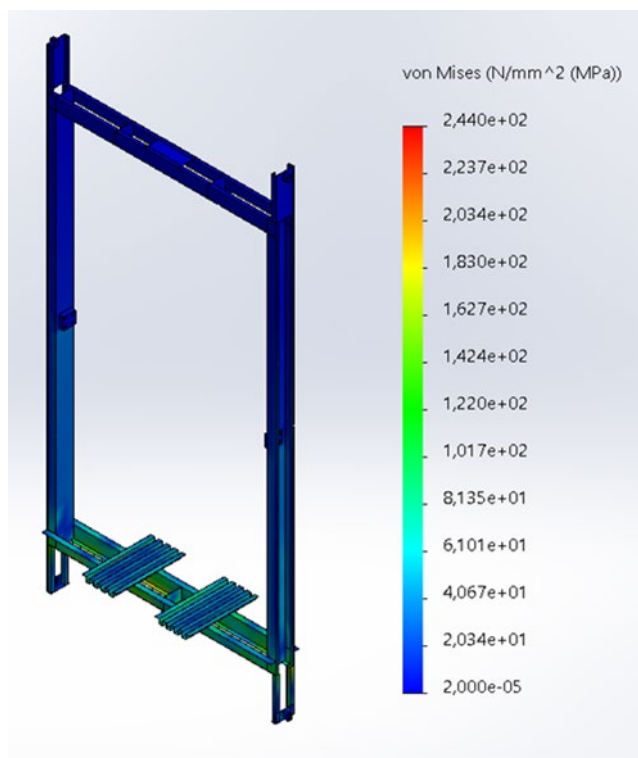


Figura 24. Tensiones debidas al impacto contra el foso

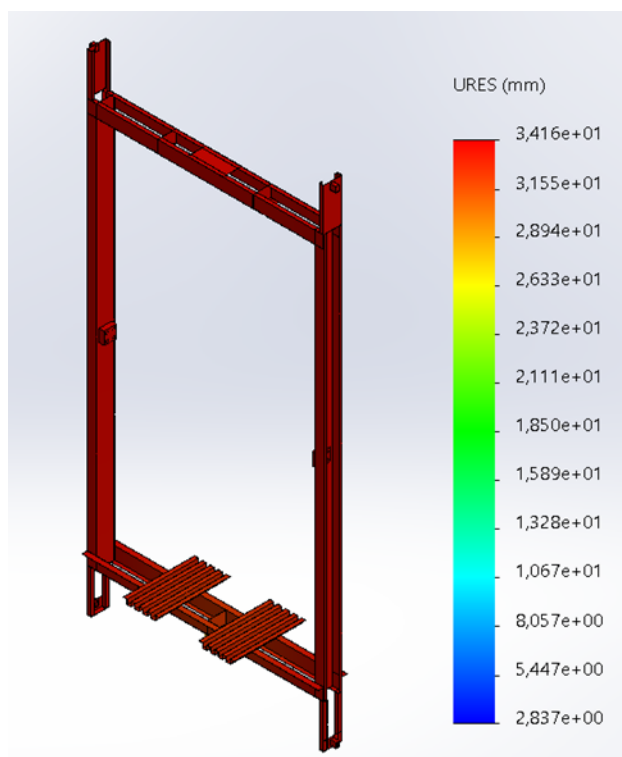


Figura 25. Desplazamientos debidos al impacto contra el foso

## 12. Conclusión

El principal objetivo de este proyecto ha sido diseñar un ascensor residencial que cumpla con las especificaciones requeridas.

En primer lugar, una vez recogida la información necesaria para encaminar el proyecto, se han planteado las distintas opciones disponibles para dar solución al caso específico al que está enfocado este trabajo de fin de grado (un ascensor residencial para 6 personas y una altura de 10 plantas).

Una vez seleccionado el tipo de accionamiento del ascensor a estudio se han realizado los cálculos para los distintos elementos que lo componen. Una de las principales dificultades que he encontrado durante el proyecto ha sido la necesidad de que todos los resultados obtenidos en los distintos anexos fueran coherentes con los realizados anteriormente, por lo que era necesario un reajuste de los cálculos una vez terminado cada diseño de un componente.

Una vez obtenidos los resultados obtenidos de manera analítica se pudo modelar y simular el conjunto cabina-bastidor en la herramienta SolidWorks, y de este proceso considero que hay varios aspectos que es conveniente aclarar.

Estas simulaciones ni son, ni pretenden ser una herramienta de validación o comprobación de los resultados obtenidos analíticamente en términos cuantitativos, sino un paso más allá en el proyecto en el que se estudia de manera aislada parte del conjunto bajo la acción de determinadas hipótesis de carga.

Esta parte de modelado y posterior simulación ha sido sin duda la más dura del proyecto. A pesar de ser una herramienta que hemos utilizado varias veces durante la carrera, ha supuesto un gran reto ya que, en primera instancia, no disponía de los conocimientos ni de la soltura necesaria para realizar un trabajo de esta envergadura.

Como conclusión, cabe destacar que he ampliado mucho mis conocimientos tanto en el tema de ascensores (funcionamiento, componentes, normativa...) como en la utilización de la herramienta SolidWorks que era uno de mis principales objetivos al enfrentarme a este proyecto.

## 13. Bibliografía

### *Libros y apuntes:*

*Canalís Martínez, P., Malón Litago, H. (2018). Cálculo Y Selección De Elementos De Máquinas. Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica.*

*Miravete, A., Larrodé, E., Castejón, L., & Cuartero, J. (2014). Los Transportes En La Ingeniería Industrial (TEORÍA). Barcelona: Reverte Imp.*

*Miravete, A., Larrodé, E., Castejón, L., & Cuartero, J. (2014). Los Transportes En La Ingeniería Industrial (PROBLEMAS Y PRÁCTICAS). Barcelona: Reverte Imp.*

*Abad Blasco, J., Canalís Martínez, P., & Malón Litago, H. (2014). Criterios de diseño de máquinas. Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica.*

### *Páginas web:*

<http://www.inelsazener.com/blog/historia-de-los-ascensores/>

<https://www.schindler.com/es/internet/es/soluciones-de-movilidad/productos/ascensores.html>

<https://ascensoresymas.com/funcionamiento-de-un-ascensor/>

<https://new.abb.com/motors-generators/es>

<https://luezar.com/>

# ANEXOS

## A1. Dimensionamiento cabina.

La cabina es el elemento portante del aparato elevador y se encuentra constituida por el bastidor y la caja. Debe cumplir una serie de condiciones o recomendaciones recogidas en la norma EN 81 para asegurar su correcto funcionamiento. A pesar de ser un elemento con alto valor estético incluye elementos que aseguran el correcto funcionamiento del ascensor como iluminación o el limitador de carga

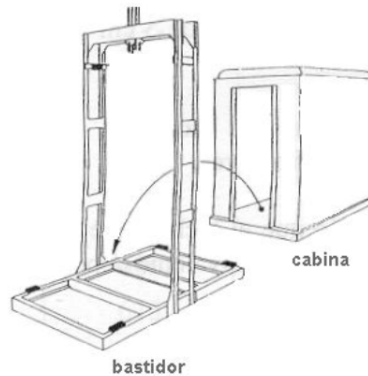


Figura 1.1. Esquema de cabina y bastidor.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Tanto el bastidor como todos los elementos que componen la caja han de tener la resistencia necesaria para soportar los esfuerzos normales y, además, fuerzas de inercia derivadas de una posible actuación del paracaídas o el impacto de la cabina sobre sus amortiguadores.

El chasis o bastidor actúa como un elemento resistente del ascensor y está compuesto por acero estructural. Generalmente, y a pesar de que la normativa vigente no establece directrices de diseño sobre él se diseña con un coeficiente de seguridad igual o mayor a 3.

La norma EN 81 enuncia las siguientes condiciones acerca de la resistencia a soportar por la cabina:

- El techo debe resistir el peso de dos hombres (carga mínima equivalente de 2000N.)
- La aplicación de una fuerza de 300N. en las paredes de la cabina de manera perpendicular a una superficie de  $5\text{ cm}^2$  no supondrá una deformación elástica superior a 15mm.

Las medidas de un ascensor se encuentran reguladas en la norma EN 81-70 relativa a la accesibilidad a los ascensores de personas, incluyendo personas con discapacidad.

Tanto la futura capacidad de la que dispondrá el ascensor, como las características del edificio serán cruciales para determinar las medidas mínimas de la cabina, contando siempre con un mínimo de 2 metros de altura.

Número de pasajeros	Mínima superficie útil de la cabina ( $m^2$ )
1	0,28
2	0,49
3	0,6
4	0,79
5	0,98
6	1,17

Tabla 1.0.1 Número de pasajeros y mínima superficie útil de la cabina

Carga nominal (kg.)	Máxima superficie útil de la cabina ( $m^2$ )
375	1,10
400	1,17
450	1,40
525	1,45
600	1,60
630	1,66

Tabla 1.2. Carga nominal y máxima superficie útil de la cabina

Por lo tanto, teniendo en cuenta que la norma toma como referencia 75 kg. por persona y que el ascensor a diseñar será para 6 pasajeros:

$$6 \text{ personas} \cdot 75 \frac{\text{kg.}}{\text{persona}} = 450 [\text{kg}].$$

- Mínima superficie útil:  $1,17 m^2$
- Máxima superficie útil:  $1,40 m^2$

Las dimensiones de cabina escogidas se muestran a continuación:

Anchura	1100 mm.
Profundidad	1250 mm.
Altura	2000 mm.
Apertura libre de las entradas	900 mm.

Tabla 1.3. Medidas ascensor a diseñar.

Las medidas propuestas se consideran medidas estándar para un ascensor de 6 personas y además permite el acceso para una silla de ruedas.

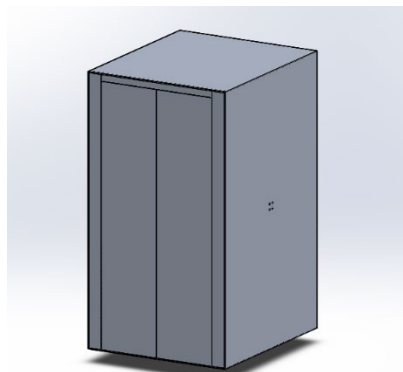


Figura 1.2. Vista principal de la cabina modelada en Solidworks.

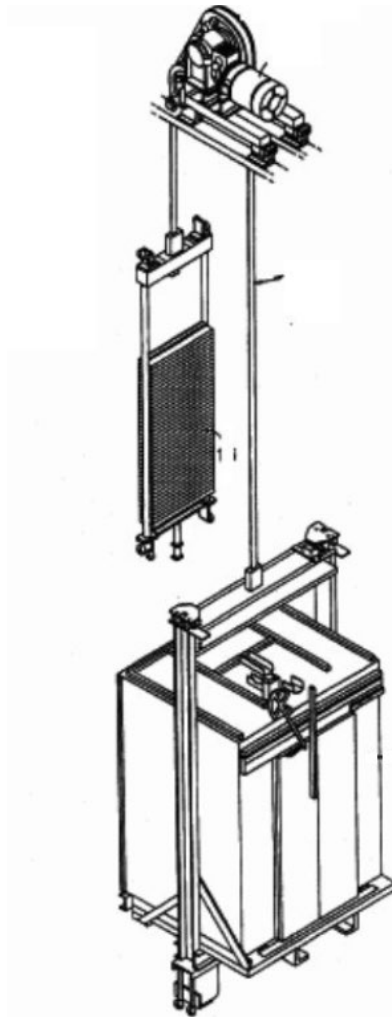
## A2. Cálculo del contrapeso

El contrapeso es el encargado de equilibrar el peso de la cabina y parte de la carga nominal (de manera habitual un 50%). De esta forma se reduce considerablemente la potencia necesaria y las especificaciones del grupo tractor a instalar. Además, en los ascensores de tipo eléctrico es el elemento encargado de asegurar la tracción.

Se encuentra compuesto por:

- El propio contrapeso.
- Si la velocidad es menor o igual a 1 [m/s] incorpora un bastidor.
- Anclaje en la zona superior de los cables de suspensión.
- Apoyos de las guías, dos en la parte superior y dos en la parte inferior.

Para recorridos superiores a 50m. se ha de implementar un cable de compensación, ya que en este rango de valores la masa de los cables de tracción no se puede considerar despreciable. Dicho cable se encontraría unido a la parte inferior tanto del chasis de la cabina como al contrapeso.



*Figura 2.1. Ubicación del contrapeso respecto del conjunto*

*Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".*

El ascensor a estudiar será de uso residencial, para un edificio de 10 plantas con una altura total de 30m. por lo que en los cálculos siguientes no se tendrá en cuenta el dimensionamiento del cable de compensación.

De esta manera, para el ascensor objeto de estudio:

$$Q_c = Q_b + \frac{Q_u}{2}$$

Donde:

$Q_c$  es el peso del contrapeso

$Q_b$  es el peso de la cabina

$Q_u$  es la carga nominal del ascensor

$$Q_{contrapeso} = 150 + \frac{450}{2} = 375 [kg]$$

El peso del conjunto cabina+bastidor, denominado como  $Q_b$ , se ha estimado consultando catálogos de distintas empresas del sector que hacen públicos catálogos con la oferta disponible para ascensores de características similares.



### A3. Selección del sistema de suspensión.

Los elementos que conforman el sistema de suspensión (polea de tracción, polea de desvío u cableado) son los encargados de transmitir el movimiento del motor a la cabina y han de parametrizarse de manera estricta ya que componen el principal elemento de seguridad durante el ascenso.

#### A3.1 Tipo de suspensión.

Existen principalmente dos tipos de suspensión en función de la desmultiplicación que el conjunto de poleas ofrece:

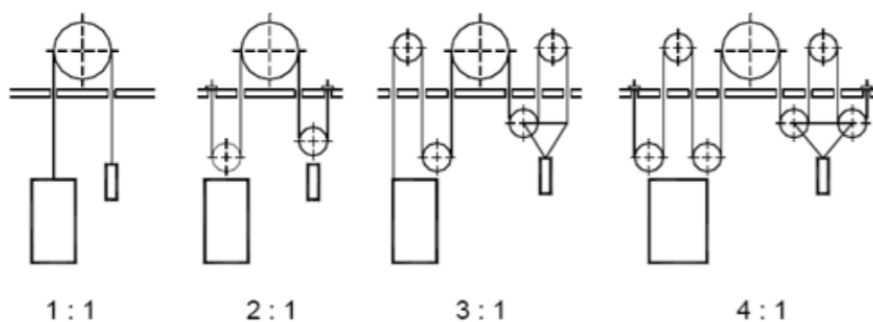


Figura 3.1. Configuraciones de suspensión.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

- Directa (1:1). Válida para cargas de hasta 2000kg. Los esfuerzos son directamente soportados por el eje motor, además las velocidades de la cabina y de la polea tractora coinciden. Es el modelo elegido para el desarrollo de este proyecto.
- Diferencial (2:1, 3:1, 4:1). Se reduce la tensión en los cables, así como la velocidad de los mismos gracias al sistema de poleas que conforman el conjunto.

#### A3.2 Componentes del sistema de suspensión.

Se han de definir el diámetro de la polea, el perfil de sus gargantas y el material de construcción de manera que éstas sean capaces de soportar los esfuerzos a los que son sometidos por los cables y a su vez transmitir la tracción por adherencia.

La tracción de los cables para el movimiento de la cabina se puede realizar por dos procedimientos:

- Adherencia
- Arrollamiento

Actualmente el tambor de arrollamiento se encuentra relegado a un papel secundario ya que la tracción por adherencia presenta ventajas en el plano económico, de versatilidad y seguridad.

De acuerdo con la norma EN 81-20 se establece una relación entre el diámetro de la polea y el de los cables de tracción que se recoge en la siguiente expresión:

$$\frac{\varnothing_{Polea-Tracción}}{\varnothing_{Cables-Tractores}} \geq 40$$

Siendo  $\varnothing_{Cables-Tractores} \geq 8 \text{ mm.}$  que se establecerá como punto de partida para realizar los futuros cálculos.

Por lo tanto, por el momento se disponen de los siguientes parámetros establecidos:

$$\varnothing_{Cables-Tractores} = 10 \text{ [mm.]}$$

$$\varnothing_{Polea-Tracción} = 10 \cdot 40 = 400 \text{ [mm.]}$$

### A3.2.1 Cables de elevación

Los cables de acero son los más utilizados para la suspensión de cabinas y contrapesos. Dadas sus características permiten reducir al máximo el diámetro, manteniendo una adecuada resistencia, y consiguiendo de esta manera poleas más pequeñas que suponen una instalación más económica.

Los cables metálicos son elementos constituidos por una serie de alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión. Existen diferentes configuraciones de cable, entre ellas: Seale, Warrington, Fille Wire...

Debido a sus características la configuración Seale es la más ampliamente utilizada;

- Dispone de alambres más gruesos en el exterior dotándole de resistencia a la rotura por abrasión.
- Solo utiliza tres tipos de alambres por lo que su fabricación es relativamente sencilla.

La configuración Warrington tiene un mejor rendimiento a fatiga que la Seale, sin embargo su fabricación es más compleja al utilizar 4 tipos de alambres. Por último la configuración Filler Wire necesita generalmente diámetros superiores a 13mm. que sean superiores al diámetro de la garganta de la polea para evitar vulnerabilidades.

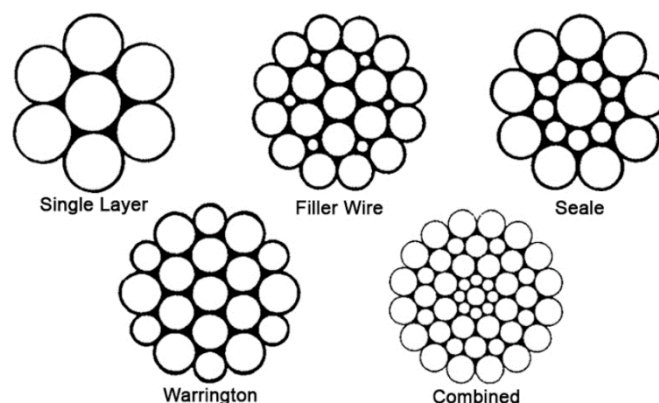


Figura 3.2. Configuraciones de cable. Fuente: mazellacompanies

En ascensores de bajas prestaciones es cable más utilizado es el cable Seale de 6 cordones y alma textil que presenta las siguientes ventajas:

- Cable económico.
- Elevada sección metálica que le confiere una alta fuerza de rotura respecto del diámetro.
- Elongaciones elásticas y permanentes reducidas.

Por el contrario, la elevada sección metálica le hace ser un cable muy rígido y con mala respuesta ante esfuerzos de fatiga, además dispone de pocos puntos de contacto con la garganta de la polea lo que se traduce en una elevada presión específica.

Podemos de esta manera seleccionar los cables de suspensión de nuestro ascensor, nuestros datos de partida son:

$$Q_u = 450 [kg]; Q_b = 150 [kg]; Q_c = 375 [kg]$$

Elegimos el ramal donde haya más carga y la mayoramos mediante el coeficiente de seguridad que se adjunta a continuación.

$$Q_{mayorada} = (Q_u + Q_b) * g * C_s$$

Obteniendo  $C_s$  de la siguiente tabla:

Número de cables tractores (n)	Coeficiente de seguridad
2	16
3	12
4	8

*Tabla 3.0.1. Coeficientes de seguridad de los cables tractores.*

Sustituyendo:

$$Q_{mayorada} = (450 + 150) [kg] * 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 8 = 47.040 [N]$$

Conocida la carga total y suponiendo un número de cables igual a 4:

$$Q_{mayorada \text{ por ramal}} = \frac{Q_{mayorada}}{4} = \frac{47.040 [N]}{4} = 11.760 [N] = 11,76 [kN]$$

Conociendo que la resistencia media de los cables es de 1800 MPa. Podemos realizar una comprobación de diámetro para constatar que el elegido en primera instancia es válido.

$$F = \text{Resistencia por superficie} \rightarrow d = \sqrt{\frac{Axil}{\sigma_{ROT}} \cdot \frac{4}{\pi}} = \sqrt{\frac{11.760}{1800} \cdot \frac{4}{\pi}} = 2,884 \text{ mm.}$$

Escogeremos un diámetro de 10 mm. que es el diámetro mínimo con el que se cumplen los requisitos de presión específica que se calcularán en el siguiente apartado.

Diámetro nominal [mm] <sup>(n5)</sup>	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
3	+8/-0%	0,0311	579	498
4	+7/-0%	0,0554	1.030	885
5	+7/-0%	0,0865	1.610	1.380
6	+6/-0%	0,125	2.320	1.990
7	+6/-0%	0,17	3.150	2.710
8	+5/-0%	0,221	4.120	3.540
9	+5/-0%	0,28	5.210	4.480
10	+5/-0%	0,346	6.430	5.530
11	+5/-0%	0,419	7.780	6.690
12	+5/-0%	0,498	9.260	7.970

Tabla 3.2. Cable Seale 6x19+1

De la tabla anterior obtenemos las características del cable seleccionado. Se trata de un cable configuración Seale, con una sección de 6 cordones y alma textil cuyas ventajas e inconvenientes han sido mencionadas anteriormente.

$\phi_{CABLE}$ [mm]	Peso [kg/m]	Carga de rotura 1800 MPa [kN]
10	0,346	64,3

Tabla 3.3. Características Seale 6x19+1, diámetro de 10 mm.

Una vez obtenido el diámetro de cable a utilizar y aplicando el criterio que nos ofrece la norma EN 81 obtenemos el diámetro de la polea que coincide con el escogido en primera instancia.

$$\frac{\phi_{Polea-Tracción}}{\phi_{Cables-Tractores}} \geq 40 \rightarrow \phi_{Polea-Tracción} = 10 \cdot 40 = 400 [mm.]$$

### A3.2.3. Poleas de tracción

#### A3.2.3.1 Perfil de garganta y presión específica

La vida útil de los cables calculados anteriormente se encuentra fuertemente influenciada por el perfil de la garganta de la polea de arrastre. Estos podrían quedarse enclavados si la garganta de la polea es demasiado estrecha mientras que sufren aplastamiento si no encuentran apoyo necesario al ser el perfil de garganta es demasiado ancho.

A continuación, se muestran los tres tipos de perfiles de garganta más utilizados:

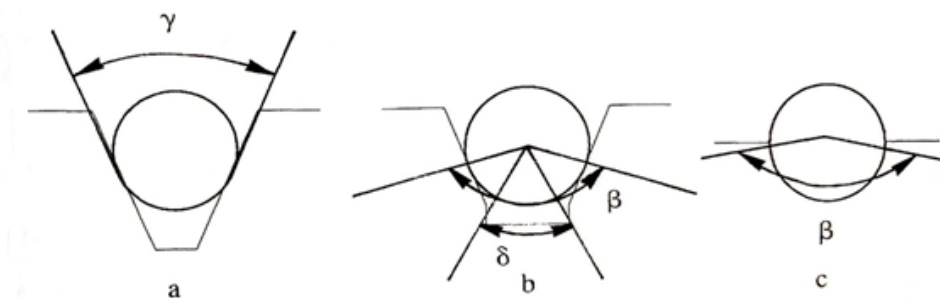


Figura 3.3. Perfiles de garganta más comunes. Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial"

- A) Gargantas trapezoidales o de cuña: el desgaste tanto del cable como de la garganta se ven considerablemente afectados debidos a la gran presión a la que se encuentran sometidos. Por el contrario, este perfil ofrece una muy buena adherencia.
- B) Gargantas semicirculares con entalla: Son las más utilizadas para las poleas de arrastre en ascensores. Mejora la adherencia de la semicircular sin entalla, evitando la deformación y rozamiento del fondo de garganta.
- C) Semicircular sin entalla: Mejor adherencia que las gargantas trapezoidales pero una duración de cable y garganta inferiores a la semicircular con entalla.

Uno de los parámetros fundamentales de las poleas es la presión específica que se encuentra estrechamente ligada con el desgaste de los cables y la garganta de las mismas.

A continuación, se muestran las expresiones que ofrece la norma EN 81 para calcular dicha presión para cada una de las gargantas descritas anteriormente.

Poleas de arrastre de gargantas trapezoidales, o en V:

$$p = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{3\pi}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Poleas motrices de gargantas semicirculares con entalla:

$$p = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\pi - \delta - \sin(\delta)}$$

Poleas motrices de gargantas semicirculares sin entalla:

$$p = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{8}{\beta + \sin(\beta)}$$

Siendo:

Magnitud	Definición	Unidades
p	Presión específica del cable sobre la garganta	MPa
T	Tensión estática del cable	N
d	Diámetro de los cables	mm
$D_T$	Diámetro de la polea de arrastre	mm
n	Número de cables	-
$\gamma$	Ángulo de la garganta trapezoidal	Radianes
$\beta$	Ángulo de la entalla semicircular	Radianes
$\delta$	Ángulo del arco cortado por la entalla	Radianes

Tabla 3.4. Magnitudes para el cálculo de las presiones específicas.

Poleas motrices de gargantas semicirculares con entalla:

Será la empleada en nuestro sistema al ser la más extendida. En primer lugar, se calcula la tensión estática del cable, definida como:

$$T = Q_b + Q_u + Q_L$$

Donde  $Q_b$  y  $Q_u$  corresponden con el peso de la cabina y la carga nominal respectivamente y han sido establecidos previamente en apartados anteriores.

Por lo tanto, se debe calcular el valor de  $Q_L$  (peso de los cables) que viene dado por la siguiente expresión:

$$Q_L = n \cdot m_L \cdot L$$

Siendo  $m_L$  el peso por unidad de longitud del cable seleccionado y cuyo valor se encuentra recogido en la TABLA 4.3. De esta manera:

$$Q_L = 4 \cdot 0,346 \cdot (30 + 5) = 48,44 \text{ [kg]} = 475,2 \text{ [N]}$$

Y finalmente se obtiene la tensión estática:

$$T_1 = (150 + 450 + 48,44) \cdot 9,81 = 6.361,19 \text{ [N]}$$

La presión específica resulta:

$$p = \frac{6.361,19}{4 \cdot 10 \cdot 400} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)}{\pi - \frac{\pi}{2} - \sin\left(\frac{\pi}{2}\right)} = 3,94 \text{ MPa}$$

Se realiza la comprobación calculando la presión específica máxima:

$$p < \frac{12,5 + 4 \cdot v_c}{1 + v_c} = p_{m\acute{a}x}$$

Siendo  $v_c$  la velocidad de los cables en  $\frac{m}{s}$  que coincide con la velocidad de la cabina porque el factor de cable (i) es de valor la unidad.

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{12,5 + 4 \cdot 1}{1 + 1} = 8,25 \text{ MPa} > p \rightarrow OK$$

#### A.3.2.3.2 Estudio de adherencia

La polea al rotar ha de ser capaz de arrastrar los cables que sujetan la cabina (a carga máxima), tanto en subida como en bajada, para ello la adherencia de los cables sobre la garganta de la misma debe ser suficiente.

Según la norma EN 81-1 la siguiente expresión garantiza el arrastre sin desplazamiento:

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

Donde:

$\frac{T_1}{T_2}$  representa la relación entre las cargas estáticas mayor ( $T_1$ ) y menor ( $T_2$ ) solicitadas por los ramales suspendidos de la polea de tracción.

$C_1$  es un coeficiente que se rige por la siguiente expresión:

$$C_1 = \frac{g_n + a}{g_n - a} = \frac{9,81 + 0,6}{9,81 - 0,6} = 1,13$$

Coeficiente $C_1$	Rango de velocidades
1,1	$v < 0,63$ [m/s]
1,15	$0,63 < v < 1$ [m/s]
1,2	$1 < v < 1,6$ [m/s]
1,25	$1,6 < v < 2,5$ [m/s]

Tabla 3.5. Coeficientes experimentales  $C_1$

$C_2$  es un coeficiente que tiene en cuenta el cambio de perfil de la polea de tracción debido al desgaste. Los valores más habituales se recogen en la siguiente tabla.

Valor de $C_2$	Tipo de perfil
1	Semicirculares o entalladas
1,2	Trapezoidales o en V

Tabla 3.6. Coeficiente  $C_2$  según tipo de perfil.

$f$  es el coeficiente de rozamiento de los cables en las gargantas de las poleas de tracción y su expresión varía en función del tipo de perfil:

Poleas de gargantas trapezoidales o en V:

$$f = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Poleas de gargantas semicirculares:

$$f = \frac{4 \cdot \mu \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\beta + \sin(\beta)}$$

Poleas de garganta semicirculares con entalla:

$$f = \frac{4 \cdot \mu \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{\delta}{2}\right)\right)}{\pi - \delta - \sin(\delta)}$$

$\mu$  es el coeficiente que representa el rozamiento de los cables sobre las poleas, en el caso de las poleas de fundición de hierro se estima de 0,09

Y el resto de magnitudes angulares se recogen en la siguiente tabla:

Magnitud	Definición	Unidades
$\alpha$	Arco de arrollamiento de los cables	Radianes
$\beta$	Ángulo de la entalla semicircular	Radianes
$\delta$	Ángulo del arco cortado por la entalla	Radianes

Tabla 3.7. Magnitudes angulares para el cálculo de la adherencia.

Nuestro sistema cuenta con una polea de desvío cuyas dimensiones y posicionamiento resultan de vital importancia para el cálculo de la adherencia ya que de estos parámetros dependen directamente magnitudes como el arco de arrollamiento de los cables sobre la polea de tracción.

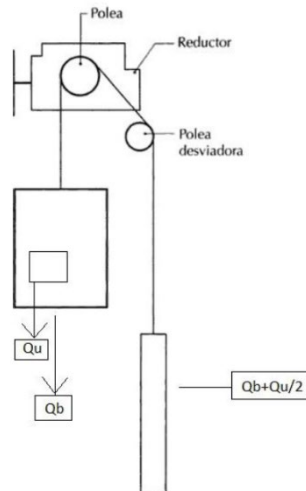


Figura 3.4. Esquema de conjunto.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

En la situación que se presenta el diámetro de la polea tractora es menor a la distancia entre el amarre de los cables en el bastidor de la cabina y el amarre en el contrapeso por lo que resulta indispensable el uso de una polea de desvío cuyo esquema queda representado en la siguiente figura:

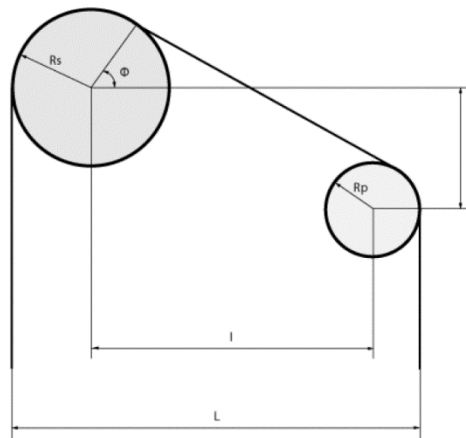


Figura 3.5. Geometría de poleas de tracción y desvío.

Generalmente las poleas de desvío se sitúan a una altura inferior ( $h$ ) para conseguir ángulos del arco de contacto de los cables con la polea de tracción superiores, si aún así, no se consiguiera un ángulo correcto se deberían adoptar configuraciones especiales añadiendo varias poleas que reducirían considerablemente la vida del cable.



Como primera aproximación se tomarán los siguientes valores:

Magnitud	Valor
$R_s$	0,2
$R_p$	0,175
$h$	1
$l$	0,8

Tabla 3.8 Magnitudes sistema de poleas

El ángulo viene dado por la siguiente expresión:

$$\operatorname{sen}(\varphi) = \frac{l \cdot \sqrt{l^2 + h^2 - (R_s - R_p)^2} - h \cdot (R_s - R_p)}{l^2 + h^2}$$

$$\operatorname{sen}(\varphi) = \frac{0,8 \cdot \sqrt{0,8^2 + 1^2 - (0,2 - 0,175)^2} - 1 \cdot (0,2 - 0,175)}{0,8^2 + 1^2} = 0,609; \quad \varphi = 37,54^\circ$$

Se calcula por geometría el valor del arco de contacto de los cables sobre la polea:

$$\alpha = 180 - 37,54 = 142,46^\circ$$

Se realiza la comprobación sobre la ecuación inicial:

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

Donde  $f$  se calcula según la siguiente expresión al tratarse de una polea de garganta semicircular con entalla:

$$f = \frac{4 \cdot \mu \cdot \left(1 - \operatorname{sen}\left(\frac{\delta}{2}\right)\right)}{\pi - \delta - \operatorname{sen}(\delta)}$$

$$f = \frac{4 \cdot 0,09 \cdot \left(1 - \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{4}\right)\right)}{\pi - \frac{\pi}{2} - \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{2}\right)} = 0,572$$

Planteamos la comprobación para ambas situaciones críticas

A) **Cabina cargada llegando a la planta baja:**

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

Siendo:

$$T_1 = Q_b + Q_u + Q_L = (150 + 450 + 48,44) \cdot 9,81 = 6.361,19 \text{ [N]}$$

$$T_2 = Q_c = 375 \cdot 9,81 = 3.678,5 \text{ [N]}$$

Resultando:

$$\frac{6.361,19}{3.678,5} \cdot 1,13 \cdot 1 \leq e^{0,572 \cdot \frac{119,76 \cdot \pi}{180}}; \quad 1,954 \leq 3,305 \quad OK$$

B) **Cabina descargada llegando a la planta alta:**

Siendo:

$$T_1 = Q_c + Q_L = (375 + 48,44) * 9,81 = 4.153,95 [N]$$

$$T_2 = Q_b = (150) * 9,81 = 1.471,5 [N]$$

Resultando:

$$\frac{4.153,95}{1.471,5} \cdot 1,13 \cdot 1 \leq e^{0,572 \cdot \frac{119,76 \cdot \pi}{180}}; \quad 3,189 \leq 3,305 \quad OK$$

Por tanto, los valores escogidos cumplen con las condiciones propuestas declarando de esta manera válido el conjunto propuesto.

## A4. Sistema de tracción

En función de la velocidad nominal del ascensor y el servicio que vayan a prestar el motor utilizado puede presentar características muy diferentes. Los distintos tipos de motores existentes se recogen en el siguiente esquema:

- Motores de corriente alterna:
  - Motores asíncronos.
    - Motores de una velocidad.
    - Motores de dos velocidades.
    - Motores con convertidor de frecuencia.
  - Motores síncronos
- Motores de corriente continua con convertidor alterna-continua

Clase de instalación	Velocidad de régimen	Grupo tractor
Edificios de viviendas bajos.	$v < 0,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de una velocidad.
Edificios de viviendas altos y oficinas.	$0,7 \left[ \frac{m}{s} \right] < v < 1 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades.
Edificios de oficinas y comerciales, hospitales (montacamillas).	$1 \left[ \frac{m}{s} \right] < v < 2,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y con variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor C-A.
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso.	$v > 2,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Tracción directa y con variador de frecuencia.
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces, montacamillas de hospitales.	$v < 0,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$	Con reductor y motor asíncrono de una o dos velocidades o con variador de frecuencia.

Tabla 4.1. Grupos tractores según posibles aplicaciones.

### A4.1. Tipos de motores de tracción.

El desplazamiento de la cabina y contrapeso se puede llevar a cabo gracias a la labor que desempeña el motor, el cual convierte la energía eléctrica en mecánica siendo de esta manera el principal elemento del sistema de tracción.

Existen tres grandes bloques de motores de tracción, que se muestran a continuación:

- Motores de corriente alterna asíncronos (AC).
- Motores de corriente alterna síncronos (AC).
- Motores de corriente continua (DC).

Se adjunta una breve descripción de cada uno de los bloques mencionados anteriormente.

#### A4.1.1. Motores de corriente alterna asíncronos

También conocido como motor de inducción, es un motor eléctrico de corriente alterna en el que hay una diferencia de velocidad angular entre el rotor y el campo magnético presente en el estátor. Esta diferencia de velocidad es denominada deslizamiento y difiere con la carga mecánica aplicada al rotor.

El motor asíncrono consta de dos partes claramente diferenciadas que son el estátor, donde se alojan las bobinas inductoras, y el rotor. Cuando por estas bobinas, que se encuentran desfasadas 120° en el espacio, circulan corrientes trifásicas equilibradas se induce un campo magnético giratorio que envuelve al rotor.

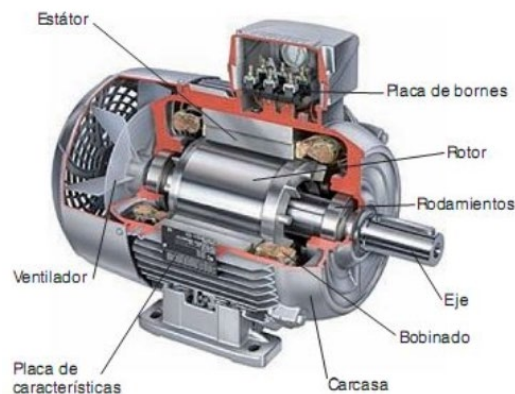


Figura 4.1 Esquema de un motor de inducción.

Fuente: *maquinaselectricasblog*

La ecuación que establece el régimen de giro del campo magnético se muestra a continuación:

$$n_{sinc} = \frac{60 \cdot f_e}{p}$$

Donde  $f_e$  es la frecuencia en Hz del sistema y  $p$  es el número de pares de polos de la máquina.

Su utilización presenta las siguientes ventajas:

- Poseen un elevado par de arranque.
- Bajo mantenimiento
- Coste de fabricación reducido.

Podemos encontrar distintas configuraciones de motor asíncrono:

- Grupos tractores de una velocidad:

Se utilizan en ascensores con velocidades de hasta  $0,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$ . La curva par/velocidad de estas características apenas deja margen de variación para la velocidad. Su uso principal es el de ascensores de viviendas de 300 kg. y 4 personas.

- Grupos tractores con motores de dos velocidades:

Se emplean generalmente para obtener velocidades de nivelación pequeñas y de esta manera conseguir un frenado con el mínimo error. Se aplica en ascensores con velocidades

de régimen de hasta  $1 \left[\frac{m}{s}\right]$ . Son de funcionamiento seguro, capaces de soportar un tráfico intenso.

- Grupos tractores con motores con variador de frecuencia:

Son motores de una velocidad que disponen de accionamientos capaces de trabajar en un amplio rango de velocidades.

#### A4.1.2. Motores de corriente alterna síncronos

A diferencia de lo que ocurría con los motores de inducción, ahora la rotación del eje está sincronizada con la frecuencia de la corriente de alimentación. Es decir, reciben el nombre de síncronos porque la velocidad del rotor y del campo magnético presente en el estátor coinciden.

En la familia de motores síncronos podemos distinguir:

- Motores síncronos.
- Motores asíncronos sincronizados.
- Motores de imán permanente.

Tienen un mayor coste que los motores asíncronos, sin embargo, presenta las siguientes ventajas:

- Aumento de la potencia total debido a la ausencia de energía reactiva.
- Aumento del par y mejor estabilidad ante cambios bruscos de carga.
- Es reversible, en cualquier momento puede actuar como generador sustituyendo las chapas del rotor por imanes permanentes.

Esto se traduce en una mayor eficiencia y rendimiento respecto de sus homólogos asíncronos.

#### A4.1.3. Motores de corriente continua

Máquina eléctrica encargada en transformar energía eléctrica en mecánica. En este caso la corriente continua rectificada se regula mediante un dispositivo electrónico. En este tipo de equipos el freno mecánico solo interviene para mantener inmóvil el aparato elevador una vez detenido, o para paradas de emergencia.

Está compuesto por estátor y rotor al igual que los motores de corriente alterna, pero además incorpora un colector de delgas encargado de establecer la conexión entre el rotor y el circuito exterior que proporciona energía eléctrica.

Presentan las siguientes ventajas:

- Pueden ser alimentados mediante baterías o energía fotovoltaica.
- Regulación de velocidad sencilla.
- Pueden trabajar a bajas velocidades.
- Par de arranque más alto que en los motores de corriente alterna.

Sin embargo:

- Son de construcción costosa.
- Generalmente necesitan de una fuente de alimentación que convierta el suministro eléctrico de alterna a continua.
- Necesitan un cableado más grueso ya que el voltaje de trabajo es inferior para una misma potencia respecto a un motor de alterna.

## A4.2. Diseño y selección de motor

Se van a realizar los cálculos pertinentes para escoger un motor asíncrono de dos velocidades que nos aportará velocidades de nivelación pequeñas, consiguiendo de esta manera errores mínimos en frenado.

### A4.2.1 Cálculo de la potencia necesaria

En primer lugar, calculamos la potencia requerida en nuestro ascensor sabiendo que se trata de un ascensor de mediana capacidad para 6 personas.

Mediante las siguientes expresiones determinamos la carga no equilibrada:

$$Q_T = Q_b + Q_u$$

$$Q_c = \frac{Q_u}{2} + Q_b$$

$$Q = Q_T - Q_c$$

Donde:

- **Q** es la carga no equilibrada [daN].
- **$Q_T$**  es el peso total de la cabina más la carga [daN].
- **$Q_b$**  es el peso de la cabina [daN].
- **$Q_c$**  es el peso del contrapeso [daN]
- **$Q_u$**  es la carga útil [daN]

Por lo tanto:

$$Q_T = Q_b + Q_u = 150 + 450 = 600 \text{ [daN]}$$

$$Q = Q_T - Q_c = 600 - 375 = 225 \text{ [daN]}$$

Para el cálculo de la potencia se utilizará la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta}$$

Donde:

- $v$  es la velocidad de régimen en  $[\frac{m}{s}]$ .
- $\eta$  es el rendimiento del conjunto.
- $P$  es la potencia en [CV].

$$P = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{225 \cdot 1}{75 \cdot 0,4} = 7,5 [CV] = 5,52 [KW]$$

#### A4.2.2. Cálculo del par de arranque

Par necesario para que el motor rompa sus condiciones iniciales de inercia y comience a operar. Se realiza mediante la siguiente expresión:

$$M_m = \frac{M_{\text{útil}} + M_i}{\eta_{\text{instalación}}}$$

Siendo:

- $M_{\text{útil}}$  es el momento útil del motor en  $[N \cdot m]$
- $M_i$  es el momento de inercia de los elementos de rotación  $[N \cdot m]$
- $\eta_{\text{instalación}}$  es el rendimiento de la instalación.

Se calcula el par de inercias mediante la siguiente expresión teniendo en cuenta que nos encontramos ante un movimiento rectilíneo uniformemente acelerado.

$$M_i = \sum I_{eqv} \cdot \alpha$$

Donde:

$$I_{eqv} = I_{\text{eje-motor}} + I_B + I_C$$

- $I_B$  es el momento de inercia del eje que contiene la rueda del tornillo sin-fin y polea.
- $I_C$  es el momento de inercia de todas las partes del sistema que se mueven linealmente.

Se calcula cada una de las inercias de los elementos que componen el sistema:

La inercia en el eje motor se encuentra compuesta por la inercia del propio motor, el freno acoplado y el tornillo sin-fin.

$$I_{\text{eje-motor}} = I_m + I_{\text{freno+tornillo}}$$

El fabricante no aporta datos sobre el motor seleccionado anteriormente, pero, consultando catálogos de máquinas eléctricas similares obtenemos el siguiente valor:

$$I_m = 0,205 [kg \cdot m^2]$$

La inercia del conjunto freno+tornillo se estima en:

$$I_{freno+tornillo} = 0,2 [kg \cdot m^2]$$

Por lo tanto la inercia del eje motor resulta:

$$I_{eje-motor} = I_m + I_{freno+tornillo} = 0,205 + 0,2 = \mathbf{0,405 [kg \cdot m^2]}$$

De forma experimental es sabido que  $I_b$  tiene un valor relativamente pequeño que generalmente se supone de entre un 20-30% del momento de inercia del eje motor. De esta forma:

$$I_B = 0,25 \cdot I_{eje-motor} = 0,25 \cdot 0,405 = 0,10125 [kg \cdot m^2]$$

Se calcula el momento de inercia de los componentes del sistema con movimiento lineal:

$$I_c = (Q_u + Q_b + Q_c) \cdot \frac{D_T^2}{4 \cdot i^2} = (450 + 150 + 375) \cdot \frac{0,4^2}{4 \cdot 31,41^2} = 0,0395 [kg \cdot m^2]$$

Se trasladan todos los momentos de inercia al eje del motor:

$$I_{eqv} = 0,405 + \frac{0,10125}{31,41^2} + \frac{0,0395}{31,41^2} = \mathbf{0,4051 [kg \cdot m^2]}$$

Se fija el tiempo que el ascensor tarda en alcanzar la velocidad nominal para proceder al cálculo de la aceleración angular del motor.

$$\alpha_m = \frac{157,1 - 0}{1,1 - 0} = 142,182 \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$$

De esta manera ya es conocido el par de inercias con la expresión formulada anteriormente:

$$M_i = I_{eqv} \cdot \alpha_m = 0,4051 \cdot 142,182 = 57,59 [N \cdot m]$$



El par útil se calcula de la siguiente manera:

$$M_{\text{útil}} = \frac{M_{T-\text{eje polea}}}{i} = \frac{441,45}{31,41} = 14,05 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Donde:

$$M_{T-\text{eje polea}} = (150 + 450 - 375) \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 441,45 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Una vez obtenidos los valores correspondientes se calcula el par de inercias equivalente:

$$M_I = I_{eqv} \cdot \alpha_m = 0,4051 \cdot 142,182 = 57,59 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Se calcula el valor del par de arranque necesario, suponiendo el rendimiento de la instalación en un 60%

$$M_m = \frac{M_{\text{útil}} + M_I}{\eta_{\text{instalación}}} = \frac{14,05 + 57,59}{0,6} = 119,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### A4.2.3 Cálculo del par nominal

Es necesario para la selección del motor conocer el par requerido por el ascensor trabajando a velocidad constante, de esta manera los pares resistentes asociados a inercias o aceleraciones lineales se consideran despreciables.

El par nominal requerido ha sido calculado en el apartado anterior y su valor es:

$$M_{T-\text{eje polea}} = (150 + 450 - 375) \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 441,45 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

De esta manera, se calcula el par útil trasladando el par al eje motor:

$$M_{\text{útil}} = \frac{M_{T-\text{eje polea}}}{i} = \frac{441,45}{31,41} = 14,05 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Suponiendo de nuevo el rendimiento de la instalación en un 60% se recalcula el par motor necesario:

$$M_{m-\text{nominal}} = \frac{M_{\text{útil}}}{\eta_{\text{instalación}}} = \frac{14,05}{0,6} = 23,41 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### A4.2.4 Selección de motor mediante catálogo

En función de los requerimientos en términos de potencia y par de arranque elegimos un motor del catálogo del fabricante ABB. En nuestro caso el motor seleccionado será un motor de 4 polos cuya designación es M2AA 132M.

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ 100%	Current		Torque			
				Full load 100%	3/4 load 75%		I <sub>N</sub> A	I <sub>s</sub> — I <sub>N</sub>	T <sub>N</sub> Nm	T <sub>s</sub> — T <sub>N</sub>	T <sub>max</sub> — T <sub>N</sub>	
1500 r/min = 4-poles				400 V 50 Hz		Basic design						
0.06	M2VA 56 A	3GVA 052 001→A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	
0.09	M2VA 56 B	3GVA 052 002→A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	
0.12	M2VA 63 A	3GVA 062 001→A	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	
0.18	M2VA 63 B	3GVA 062 002→A	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	
0.25	M2VA 71 A	3GVA 072 001→C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9	
0.37	M2VA 71 B	3GVA 072 002→C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8	
0.55	M2VA 80 A	3GVA 082 001→B	1390	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	3.75	2.6	2.9	
0.75	M2VA 80 B	3GVA 082 002→B	1410	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5.08	3.5	3.9	
1.1	M2AA 90 S	3GAA 092 001→E	1410	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7	
1.5	M2AA 90 L	3GAA 092 002→E	1420	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9	
2.2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001→E	1430	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	15	2.4	2.9	
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002→E	1430	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9	
4	M2AA 112 M	3GAA 112 001→A	1435	84.5	85.5	0.80	8.6	7.0	27	2.8	3.0	
5.5	M2AA 132 S	3GAA 132 001→A	1450	87.0	87.0	0.83	11.1	7.3	36	2.2	3.0	
7.5	M2AA 132 M	3GAA 132 002→A	1450	88.0	88.0	0.83	14.8	7.9	49	2.5	3.2	
11	<sup>2)</sup> M2AA 160 M	3GAA 162 111→A	1460	89.1	89.8	0.81	22	6.5	72	2.7	2.6	

Tabla 4.2 Características de motores de corriente alterna de dos velocidades.

Fuente: Fabricante ABB

#### A4.3 Freno mecánico

En caso de fallo del suministro eléctrico el sistema de frenado del ascensor ha de entrar en funcionamiento rápidamente. De acuerdo con la norma EN 81-1, el freno de fricción electromecánico instalado ha de ser capaz de:

- Frenar de forma segura el ascensor con una carga equivalente al 125% de la carga nominal.
- Bloquearlo después de la parada.

El tambor del freno de manera habitual se encuentra en el eje motor junto con el tornillo sin-fín y acoplado mecánicamente a la polea, piñón o tambor de arrollamiento. Los frenos electromecánicos funcionan mediante accionamiento eléctrico, pero transmiten el par de forma mecánica. Las zapatas se separan del tambor cuando se pone tensión en el electroimán que las acciona, de esta manera, en ausencia de tensión eléctrica el grupo tractor se encuentra frenado.

#### A4.3.1 Par de frenada

El par se compone de dos partes, una estática encargada del bloqueo del sistema tras la detención y una dinámica que absorbe la energía cinética de las partes móviles del sistema. Ha de ser calculado en la situación más desfavorable que se corresponde con el ascensor situado en el piso inferior. El par de frenada en condiciones normales de operación coincide con el par estático:

$$M_{est} = \frac{(1,25 \cdot Q_u + Q_b - Q_c) \cdot g \cdot D_T}{2 \cdot i_g} = \frac{(1,25 \cdot 450 + 150 - 375) \cdot 9,81 \cdot 0,4}{2 \cdot 31,41} = 21,082 [N \cdot m]$$

En primer lugar, se calcula el tiempo de frenada suponiendo una deceleración angular de  $0,75 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$$t_f = \frac{v}{a} = \frac{1}{0,75} = 1,33 [s]$$

Y se obtiene el par dinámico:

$$M_{din} = \varepsilon \cdot I_{eqv} = 118,104 \cdot 0,4051 = 47,843 [N \cdot m]$$

Donde:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t_f} = \frac{\pi \cdot 1500}{30 \cdot 1,33} = 118,104 [rad/s^2]$$

El par total de frenada requerido es de:

$$M_f = M_{est} + M_{din} = 21,082 + 47,843 = 68,925 [N \cdot m]$$

#### A4.4 Freno eléctrico

Generalmente estos equipos están formados por un motor de corriente alterna asíncrono de dos velocidades de 1.000 y 1.500 rpm. El propio motor incorpora un freno de corrientes parásitas de Foucault. Este es el encargado de realizar una parada suave y a nivel cuando unas tensiones (producidas por una dinamo tacométrica) proporcionales a la velocidad de giro del eje motor actúan sobre el electrodo de mando. El freno mecánico sólo actúa para inmovilizar el ascensor una vez se ha detenido totalmente la cabina.

#### A4.5 Accionamiento de emergencia

Existe un volante acoplado en el extremo libre del motor que, una vez separadas las zapatas, permite accionar manualmente el ascensor. Este accionamiento manual resulta muy útil para, en caso de avería o corte del suministro de corriente eléctrica, poder poner el suelo de la cabina a nivel del piso más próximo para facilitar la salida de los viajeros.

Como paso previo al accionamiento de emergencia ha de aislarse el motor de la red, además el desbloqueo del freno requiere el esfuerzo permanente de la persona que lo efectúa. La norma EN-81 sugiere las siguientes recomendaciones:

- El esfuerzo para el accionamiento a mano del ascensor no debe ser superior a 400N. Y si lo es, debe equiparse con una maniobra eléctrica de socorro.
- El volante debe encontrarse en lugar accesible, en el cuarto de máquinas. Este volante ha de estar marcado para evitar confusiones.

## A5. Cálculo del reductor corona tornillo sin-fín

### A5.1 Características y particularidades de la transmisión

Existen ascensores, aunque en muy baja proporción, que no introducen ningún tipo de reductor sobre el grupo tractor. Estos son denominados gearless y se utilizan generalmente para velocidades mayores a 2 m/s. En la actualidad la inmensa mayoría poseen un reductor corona tornillo sin-fín aunque se está trabajando en posibles soluciones que permitan aumentar la eficiencia del conjunto que se estima de un 60%.

Utilizado para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares que se cruzan pero que no son concurrentes. Son muy utilizados en accionamientos de ascensores porque presentan características fundamentales para esta aplicación:

- Tamaño reducido y compacto.
- Transmisión silenciosa.
- Pueden actuar como freno mecánico debido a su irreversibilidad.
- Ofrecen altas relaciones de transmisión, consiguiéndose grandes reducciones en un solo paso.
- Alta resistencia al impacto, que resulta de suma importancia en el caso de un ascensor.
- Reducido mantenimiento.

En este mecanismo el tornillo sin-fín se aloja en el eje motor y por cada vuelta completa, la corona con la que engrana avanza un número de dientes igual al número de entradas del tornillo sin-fín.

El reductor se encuentra formado por una corona de bronce que engrana con un tornillo sin-fín de acero, ambos recogidos en una carcasa o cárter de fundición.

Este tipo de transmisiones necesitan lubricación debido a la gran fricción existente entre los dientes evitando, de esta manera, una fuerte disminución del rendimiento.

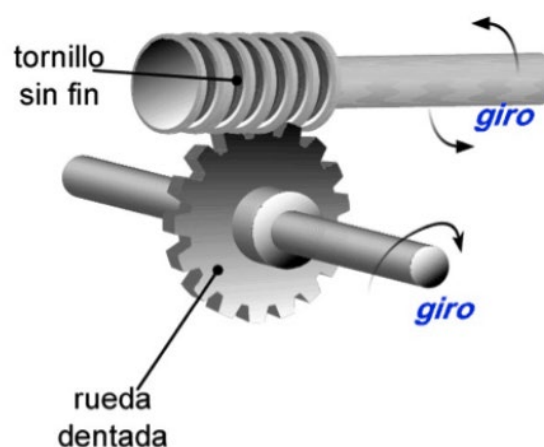


Figura 5.1 Corona tornillo sin-fín.

Fuente: clr.es

El eje del tornillo sin-fín se encuentra biapoyado y generalmente dispuesto en la parte inferior de la corona ya que esta disposición presenta algunas ventajas:

- El cierre de la carcasa resulta más sencillo.
- La lubricación se realiza de forma más favorable.

### A5.2 Relación de transmisión.

Se calcula la relación de transmisión del sistema reductor a partir de las características del motor seleccionado y de los requerimientos de nuestro ascensor.

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{polea}} = \frac{1450}{47,75} = 30,36 \cong 30$$

Siendo:

$$n_{polea} = \frac{v}{R_s} = \frac{1}{\frac{0,4}{2}} = 5 \left[ \frac{rad}{s} \right] = 47,75 [rpm]$$

### A5.3 Cálculo de parámetros fundamentales

Se puede calcular el número de dientes de la corona una vez conocida la relación de transmisión y partiendo de un tornillo sin-fín de una sola entrada ( $z_p = 1$ ).

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1 = 30 \cdot 1 = 30 \text{ dientes.}$$

Se calcula el ángulo de avance ( $\mu$ ) formado por la tangente a la rosca y la línea perpendicular al eje del tornillo. Se supone un diámetro primitivo ( $D_{p1} = 45 \text{ mm}$ ) y un paso axial ( $P_a = 40 \text{ mm}$ ) para iniciar los cálculos del conjunto.

$$\tan \mu = \frac{P_a \cdot Z_1}{\pi \cdot D_{p1}} = \frac{40 \cdot 1}{\pi \cdot 45} = 0,283 \rightarrow \mu = 15,8^\circ$$

Resulta necesario conocer la velocidad de deslizamiento, que es la componente de la velocidad que es paralela y tangente a la dirección del filete. El valor de esta velocidad influye directamente en el coeficiente de rozamiento del movimiento helicoidal de esta forma:

$$f' = tg(\varphi')$$

Teniendo en cuenta que la velocidad de deslizamiento es igual tanto en el tornillo como en la corona:

$$\begin{aligned} V_{d1} = V_{d2} &= \frac{V_{t1}}{\cos \mu} = n_m [rpm] \cdot \frac{\pi}{60} \cdot \frac{D_{p1} [mm]}{\cos \mu} \cdot 10^{-3} \left[ \frac{m}{mm} \right] = 1450 \cdot \frac{\pi}{60} \cdot \frac{0,045}{\cos(15,8)} \rightarrow \\ &\rightarrow V_{d1} = V_{d2} = 3,551 \left[ \frac{m}{s} \right] \end{aligned}$$

Se calcula el coeficiente de rozamiento del movimiento helicoidal ( $f'$ ). Como la velocidad de deslizamiento se encuentra en este rango:

$$0,35 \left[ \frac{m}{s} \right] < v_d < 15 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

La expresión para el cálculo de  $f'$  es la que se muestra a continuación:

$$f' = \frac{0,208}{3,551^{0,36}} = 0,131 \rightarrow \varphi' = 7,51^\circ$$

Y finalmente se calculan el rendimiento de la transmisión y el diámetro primitivo de la corona:

$$\eta_{transmisión} = \frac{\tan \mu}{\tan(\mu + \varphi')} = \frac{\tan 15,8}{\tan(15,8 + 7,51)} = 65,67\%$$

$$i = \frac{D_{p2}}{D_{p1} \cdot \tan \mu} = \frac{D_{p2}}{45 \cdot \tan(15,8)} \rightarrow D_{p2} = 382,01 [mm] \cong 382 [mm]$$

#### A5.4 Comprobación a flexión

Las magnitudes han de ser mayoradas previamente mediante los coeficientes de esfuerzos dinámicos y de servicio, para de esta manera asegurar que la transmisión propuesta no fallará a flexión.

Al tratarse de una aplicación donde no se requieren precisiones máximas, se optará por engranajes tallados por generación:

$$f_d = 1 + \frac{V}{360} = 1 + \frac{58,01}{360} = 1,161$$

Siendo V:

$$V = V_{t2} = V_{a1} = n_m [rpm] \cdot \frac{\pi}{60} \cdot D_{p1} [mm] \cdot \tan \mu \cdot 60 \left[ \frac{s}{min} \right] \cdot 10^{-3} = 1450 \cdot \frac{\pi}{60} \cdot 45 \cdot \tan(15,8) \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 58,01 \left[ \frac{m}{min} \right]$$

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor $f_d$
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Tabla 5.1 Factor de esfuerzos dinámicos.

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

El factor de servicio para una máquina sometida a arranques frecuentes como es el caso que nos ocupa será  $f_s = 1,5$

Se calcula el momento torsor en la polea de tracción:

$$M_T = (150 + 450 - 375) \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 441,45 [N \cdot m]$$

Que permite calcular el momento torsor en la rueda de engrane mediante la eficiencia de los rodamientos:

$$M_{T,2} = \frac{M_T}{\eta_L^2} = \frac{441,45}{0,9^2} = 545 [N \cdot m]$$

Se mayor el par transmitido en la corona:

$$M_{T,2c} = M_{T,2} \cdot f_d \cdot f_s = 545 \cdot 1,161 \cdot 1,5 = 949,11 [N \cdot m]$$

Y calculamos el valor de la tensión máxima admisible para asignar el material a la transmisión:

$$M_{c2} = \frac{2 \cdot M_{T,2c} [N \cdot mm]}{D_{p2} \cdot b_c \cdot \pi \cdot y \cdot \sigma_{adm} [MPa]}$$

$$12,73 = \frac{2 \cdot 949,11 \cdot 10^3 [N \cdot mm]}{382 \cdot 40,44 \cdot \pi \cdot 0,114 \cdot \sigma_{adm} [MPa]} \rightarrow \sigma_{adm} = 26,95 [MPa]$$

Donde:

- $M_{c2}$  es el módulo circunferencial de la rueda

$$M_{c2} = M_{a1} = \frac{D_{p2}}{Z_2} = \frac{382}{30} = 12,73 [mm]$$

- $b_c$  es la anchura del dentado en la base del diente

$$b_c = \frac{\left(\frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}\right)^{0,875}}{2,7} = \frac{\left(\frac{45 + 382}{2}\right)^{0,875}}{2,7} = 40,44 [mm]$$

- y es el factor de forma de diente o coeficiente de Lewis que para un ángulo de presión ( $\alpha=20^\circ$ ) y un número de dientes en la corona ( $Z_2 = 30$ ) es de  $y=0,114$



FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Cremallera	0,154	0,124	0,175

Tabla 5.2. Coeficiente de Lewis.

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

## A5.5 Comprobación a desgaste

En este tipo de transmisión es fundamental una buena elección de materiales ya que existe un rozamiento muy alto entre los flancos de los dientes. Por ello resulta muy importante el estudio a desgaste del conjunto.

En primer lugar, se determina el coeficiente de rigidez:

$$\delta = \frac{b}{M_{c2}} = \frac{40,44}{12,73} = 3,17$$

El valor obtenido se encuentra por debajo del valor límite, tal y como se observa en la siguiente tabla:

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente $\delta$
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Tabla 5.3 Coeficiente de rigidez.

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

Se obtiene el valor de la constante C, que viene determinada por el material a elegir.

$$M_{c2} = 0,797 \cdot \sqrt{\frac{M_{T,2c} [N \cdot mm]}{\delta \cdot C \cdot D_{p2}}} \rightarrow 12,73 = 0,797 \cdot \sqrt{\frac{949,11 \cdot 10^3}{3,17 \cdot C \cdot 382}} \rightarrow C = 3,072 \frac{N}{mm^2}$$

Una vez obtenidos el valor de la constante C y la velocidad de deslizamiento podemos elegir el material de la transmisión a partir de la tabla adjunta.

$$C = 3,072 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]; \quad V_d = 3,551 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

CONSTANTE C		
Material rueda	Velocidad de deslizamiento $V_d$ en m/s	Constante C en daN/mm <sup>2</sup>
Bronce	Hasta 15	Hasta 1,00
Fundición gris	Hasta 2,5	Hasta 0,30
Aleación de aluminio	Hasta 15	Hasta 0,65
Aleación de cinc	Hasta 15	Hasta 0,60
Materiales sintéticos	Hasta 2,5	Hasta 0,25

Tabla 5.4 Constante C.

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

Tanto el bronce, como las aleaciones de aluminio y cinc cumplen con nuestros requerimientos. En este caso el material elegido será un bronce C-311 con una  $\sigma_{adm} = 90 [MPa]$ .

BRONCES					
Símbolo IFA	Símbolo CEN/EN	Tipo de bronce	Rm daN/mm <sup>2</sup> (kgf/mm <sup>2</sup> )	Dureza HB	G <sub>tem</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kgf/mm <sup>2</sup> )
C-311		Bronce al Sn 10%	20-25	60-75 HB	9,00
C-312		Bronce al Sn 12%	20-30	75-90 HB	10,00
C-313		Bronce al Sn 14%	20-25	85-115 HB	9,00
C-412		Bronce al Al 9%	45-50	100-120 HB	18,00
C-415		Bronce al Al 11%	63-70	170-210 HB	26,00

Tabla 5.5. Propiedades del bronce.

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

## A5.6 Cargas generadas en la transmisión

Se estudia el caso más habitual y casi único: tornillo motriz (denominado como 1) y rueda conducida (denominada como 2).

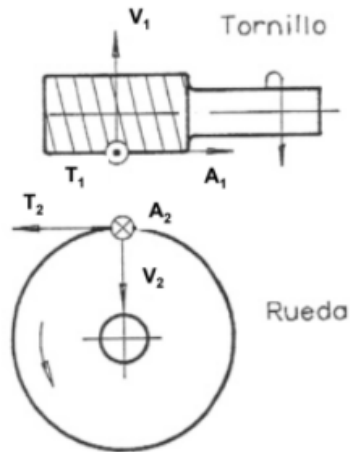


Figura 5.2 Cargas generadas en la transmisión

Fuente: "Cálculo y selección de elementos de máquinas".

**T** es la fuerza tangencial, que depende del sentido de giro del tornillo y que produce flexión y torsión.

**V** es la fuerza radial, que tiende a separar el engranaje generando flexión en la otra dirección.

**A** es finalmente la fuerza axial y depende principalmente de la orientación del diente y de la dirección de giro.

$$T_1 = A_2 = \frac{M_m}{\frac{D_{p1}}{2}} = \frac{49 \cdot 10^3}{\frac{45}{2}} = 2800 \text{ N}$$

$$V_1 = V_2 = T_1 \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\frac{\sin(\mu) + \tan(\varphi') \cdot \cos(\mu)}{\tan(20)}} = 2800 \cdot \frac{\tan(20)}{\sin(15,8) + \tan(7,51) \cdot \cos(15,8)} = 2553,35 \text{ N}$$

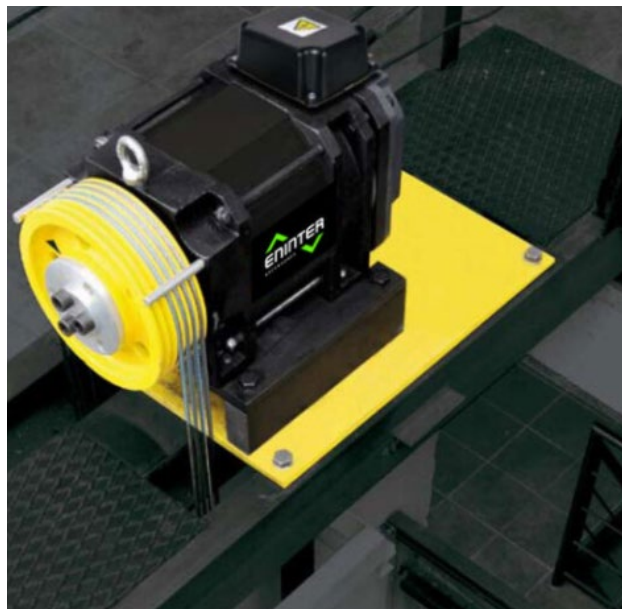
$$A_1 = T_2 = \frac{T_1}{\tan(\mu + \varphi')} = \frac{2800}{\tan(15,8 + 7,51)} = 6498,41 \text{ N}$$

### A5.7 Tecnología Gearless

El desarrollo del sector en búsqueda de una mejora en términos de eficiencia energética ha puesto a esta tecnología en el punto de mira. Los gearless utilizan un motor síncrono de imanes permanentes sin reductor, y, además al poseer unas dimensiones reducidas, aumentan notablemente la eficiencia del ascensor.

Una de las principales ventajas que presentan este tipo de accionamientos, es que no necesitan cuarto de máquinas por lo que resulta muy útil en antiguos inmuebles que no disponen de espacio para la instalación de un ascensor con accionamiento convencional.

Presentan un consumo menor para una misma velocidad, así como menos ruidos y vibraciones ya que el motor funciona a un régimen de giro inferior. A pesar de las ventajas mostradas se ha optado por un sistema reductor clásico y la justificación de esta elección se encuentran reflejadas en el correspondiente capítulo de la memoria.



*Figura 5.3 Máquina sin engranajes (Gearless)*

*Fuente: eninter.com*

## A6. Amortiguadores

Son los encargados de detener la cabina y/o el contrapeso ofreciendo protección ante el mal funcionamiento del sistema de control, evitándose de esta manera que el ascensor se desplace por debajo del nivel inferior hacia la base del hueco del mismo.

De forma general, estos amortiguadores se sitúan en el suelo del foso, aunque también pueden incorporarse en la parte inferior del bastidor o del contrapeso. La norma EN-81 dictamina que los amortiguadores han de golpear sobre pedestales (uno para cada amortiguador) de 50 centímetros de altura que permitan resguardarse a un posible personal de conservación que se encuentre trabajando en el foso.



Figura 6.1 Conjunto amortiguador y pedestal.

Fuente: [www.soloarquitectura.com](http://www.soloarquitectura.com)

A pesar de que, a priori, la caída libre no es un evento factible, los requerimientos de estos dispositivos se determinan en base a la hipótesis más adversa. La norma EN-81 distingue los siguientes tipos de amortiguadores:

- Amortiguadores de acumulación de energía que almacenan la energía generada en el impacto como energía de deformación, pudiendo ser muelles mecánicos o amortiguadores poliméricos.
  - “Simples” utilizados cuando la velocidad del ascensor no supera 1,0 [m/s].



Figura 6.2 Amortiguador elástico (PUFFER)

Fuente: [blog.gmveurolift.es](http://blog.gmveurolift.es)

- Con movimiento de retorno amortiguado si la velocidad del ascensor no excede los 1,6 [m/s].



Figura 6.3 Amortiguador de acumulación de energía.

Fuente: [blog.gmveurolift.es](http://blog.gmveurolift.es)

- Amortiguadores de disipación de energía. Se puede utilizar para cualquier velocidad nominal, pero generalmente se hace para velocidades superiores a 1,6 [m/s]. Normalmente se tratan de amortiguadores hidráulicos que disipan en forma de calor la energía del impacto.

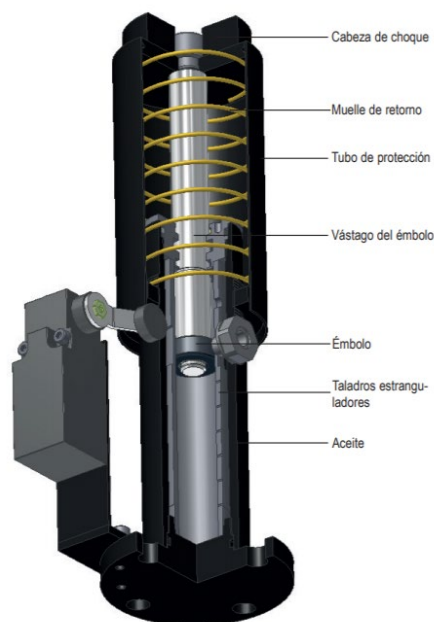


Figura 6.4 Amortiguador hidráulico.

Fuente: [blog.gmveurolift.es](http://blog.gmveurolift.es)

A continuación, se recogen las distancias mínimas para el correcto emplazamiento de los amortiguadores en función de la posición de la cabina y el contrapeso.

	Distancia fondo cabina - amortiguador		Distancia fondo contrapeso - amortiguador	
Ascensor en parada superior.	-		Adherencia	8 cm.
			Arrollamiento	16 cm.
Ascensor en parada inferior.	Adherencia	8 cm.	-	
	Arrollamiento	16 cm.		

Tabla 6.1 Emplazamiento de los amortiguadores.

## A6.1 Amortiguadores de acumulación de energía.

Tal y como se muestra en la *figura 7.3* los resortes helicoidales de espiras de sección circular o cuadrada son el principal componente de un amortiguador de este tipo. Generalmente se utilizan varios de estos en paralelo ya que permiten alturas de amortiguador menores.

### A6.1.1 Cálculo del amortiguador de la cabina.

A continuación, se muestran los datos de partida para el dimensionamiento de los amortiguadores de resorte:

<i>Peso cabina (<math>Q_b</math>)</i>	150 [kg]
<i>Carga nominal (<math>Q_u</math>)</i>	450 [kg]
<i>Velocidad</i>	1 [m/s]
$\sigma_t$	1 [GPa]

Tabla 6.2 Valores de partida.

Como punto de partida se estima la siguiente relación:

$$\frac{D}{d} = 7$$

Se determina la tensión admisible a torsión del material. Se puede obtener tanto de tablas de materiales como por expresiones experimentales como se muestra a continuación:

$$\tau_T = 0,28 \cdot \sigma_t = 0,28 \cdot 1000 [MPa] = 280 [MPa]$$

Y mediante la siguiente expresión se obtiene el valor de fuerza que hace que cada uno de los tres resortes se encuentre totalmente comprimido.

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot (Q_u + Q_b) \cdot g}{3} = \frac{4 \cdot (150 + 450) \cdot 9,81}{3} = 7.848 [N]$$

Como paso previo al cálculo del diámetro de la espira necesario se calcula el valor del coeficiente de Wahl:

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0,25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}} = \frac{7 - 0,25}{7 - 1} + \frac{0,615}{7} \cong 1,21$$



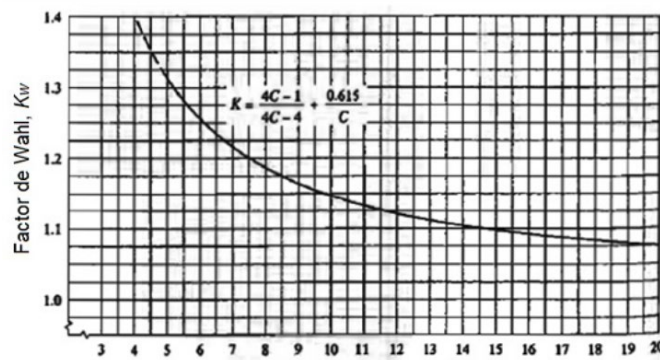


Figura 6.5 Factor de Wahl.

Fuente: ingemecanica.com

De esta manera:

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot \Psi}{\pi \cdot \tau_T} \cdot \frac{D}{d}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 7.848 \cdot 1,21}{\pi \cdot 280} \cdot 7} = 24,58 \text{ [mm]}$$

Se toma como diámetro de la espira 25 mm. y mediante la relación estimada en el primer paso se obtiene el diámetro del resorte.

$$\frac{D}{d} = 7; \quad D = 7 \cdot 25 = 175 \text{ [mm]}$$

El siguiente paso es conocer el número de espiras activas de nuestro resorte, pero en primer lugar se ha de calcular la constante de rigidez del mismo.

$$k = \frac{F_{\max}}{f_{\max}} = \frac{7.848 \text{ [N]}}{0,135 \text{ [m]}} = 58.133,33 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Siendo  $f_{\max}$  la carrera del amortiguador y cuyo valor depende de la siguiente expresión:

$$f_{\max} = \max\{65 \text{ [mm]} \text{ ó } 0,135 \cdot v^2\} = 0,135 \cdot 1^2 = 135 \text{ [mm]}$$

Y finalmente:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k} = \frac{80 \cdot 10^9 \text{ [Pa]} \cdot 0,025^4}{8 \cdot 0,175^3 \cdot 58.133,33} = 12,53 \approx 13 \text{ espiras.}$$

#### A6.1.2 Cálculo del amortiguador del contrapeso

El procedimiento a seguir es el mismo que el realizado en el apartado anterior por lo que se muestran las fórmulas empleadas y los resultados obtenidos de manera esquemática. Como datos de partida conocemos el peso del contrapeso ( $Q_c = 375 \text{ kg}$ ) y la relación entre el diámetro del resorte y de la espira ( $\frac{D}{d} = 7$ )



$$F_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot (Q_c) \cdot g}{3} = \frac{4 \cdot (375) \cdot 9,81}{3} = 4.905 \text{ [N]}$$

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0,25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}} = \frac{7 - 0,25}{7 - 1} + \frac{0,615}{7} \cong 1,21$$

Teniendo en cuenta que el material a utilizar en la fabricación de ambos resortes es el mismo:

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{m\acute{a}x} \cdot \psi}{\pi \cdot \tau_T} \cdot \frac{D}{d}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 4.905 \cdot 1,21}{\pi \cdot 280} \cdot 7} = 13,74 \text{ [mm]}$$

$$\frac{D}{d} = 7; \quad D = 7 \cdot 14 = 98 \text{ [mm]}$$

$$k = \frac{F_{m\acute{a}x}}{f_{m\acute{a}x}} = \frac{4.905 \text{ [N]}}{0,135 \text{ [m]}} = 36.633,33 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k} = \frac{80 \cdot 10^9 \text{ [Pa]} \cdot 0,0137^4}{8 \cdot 0,098^3 \cdot 36.633,33} = 10,21 \approx 11 \text{ espiras.}$$

## A6.2 Amortiguadores de disipación de energía

Son generalmente amortiguadores hidráulicos formados por un émbolo hueco ajustado a un cilindro que forma el cuerpo amortiguador. Cuando el émbolo desciende, el aceite presente en el cilindro entra en su interior a través de unos orificios de sección regulable. La velocidad a la que desciende el émbolo depende de la sección de estos agujeros haciendo que la cabina y/o contrapeso se detengan de una forma progresiva y suave. Un muelle es el elemento encargado de devolver el émbolo a su posición inicial una vez cesa la fuerza que lo presiona.

## A6.3 Comprobación pandeo

Si posee una esbeltez elevada es necesario estudiar el comportamiento a pandeo del resorte. En primer lugar, se calcula la siguiente relación:

$$\frac{L_0}{D} = \frac{485}{175} = 2,77$$

Donde:

$L_0$  es la longitud libre del resorte que se obtiene como se muestra a continuación:

$$L_0 = n \cdot d + f_{\max} = (13 + 1) \cdot 25 + 135 = 485 \text{ [mm]}$$

Teniendo en cuenta que debemos sumar una unidad por cada extremo del resorte que se encuentre empotrado.

Como esta relación para ambos amortiguadores es inferior a 4 podemos descartar la aparición de este fenómeno. Colocando el resorte en un cilindro contenedor o alrededor de un tubo que le sirva como guía puede evitarse parcialmente el efecto del pandeo, sacrificando de esta manera la vida útil del amortiguador.

En la siguiente figura se muestra la estabilidad del resorte en función de las restricciones presentes en los extremos.

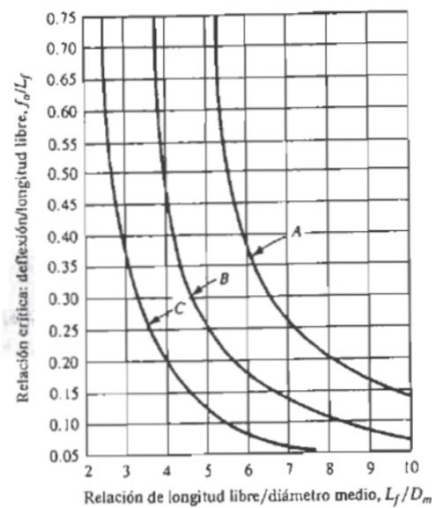


Figura 6.6. Criterios de pandeo para resortes de compresión.  
Fuente: REPOSITORIO UPCT

Las tres curvas presentes en la figura 7.6. representan las posibles situaciones de restricción de los extremos.

- Curva A: Ambos extremos empotrados
- Curva B: Un extremo fijo y un extremo articulado, que es el caso a estudiar.
- Curva C: Ambos extremos articulados.

Es posible calcular la deflexión crítica de manera analítica y por lo tanto más precisa mediante la siguiente expresión:

$$\delta_{\text{crítica}} = L_0 \cdot C_1' \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \frac{C_2'}{\lambda_{ef}^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Donde:

$\lambda_{ef}^2$  es el término asociado a la relación de esbeltez efectiva y viene determinado por la siguiente expresión:

$$\lambda_{ef} = \frac{\alpha \cdot L_0}{D} = \frac{0,707 \cdot 485}{175} = 1,9594$$

Condición de extremo	Constante $\alpha$
Resorte apoyado por una superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (extremo fijo), y el otro extremo con pivote (articulado)	0.707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto, el otro libre	2

Tabla 6.3. Valores de  $\alpha$  en función de los apoyos. Fuente: REPOSITORIO UPCT

$C'_1$  y  $C'_2$  son constantes elásticas que se definen como se muestra a continuación.

$$C'_1 = \frac{E}{2 \cdot (E - G)} = \frac{210 \cdot 10^3}{2 \cdot (210 \cdot 10^3 - 80 \cdot 10^3)} = 0,808$$

$$C'_2 = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (E - G)}{2 \cdot G + E} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (210 \cdot 10^3 - 80 \cdot 10^3)}{2 \cdot (80 \cdot 10^3) + (210 \cdot 10^3)} = 6,94$$

La estabilidad absoluta viene dada por el cociente:

$$\frac{C'_2}{\lambda_{ef}^2} > 1$$

Por lo que reordenando la ecuación anterior:

$$L_0 < \frac{\pi \cdot D}{\alpha} \cdot \left[ \frac{2 \cdot (E - G)}{2 \cdot G + E} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$485 < 651,85$$

Por lo tanto, no resulta necesario el cálculo de la deflexión máxima de trabajo porque en todo momento esta se encontrará por debajo de la deflexión crítica.

## A7. Componentes de seguridad

Los elementos descritos a continuación y a lo largo de este capítulo serán los encargados de detener o estabilizar el conjunto cabina-bastidor en caso de que alguno de los elementos funcionales falle.

### A7.1 Limitador de velocidad

Es un circuito que consta de dos poleas, una situada en el cuarto de máquinas y otra que actúa de tensora dispuesta en el foso del recinto. Por ellas circula un cable de acero que se encuentra unido al paracaídas de la cabina.

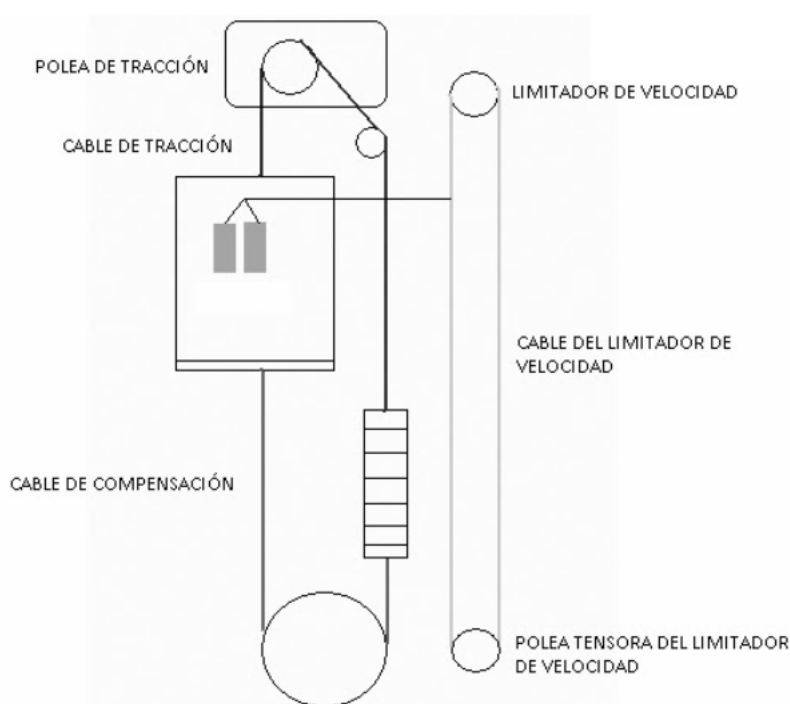


Figura 7.1 Esquema del circuito de seguridad.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Si el conjunto cabina-bastidor supera la velocidad nominal en más de un 10% la polea situada en el cuarto de máquinas se bloquea, accionando un mecanismo que detendrá la cabina gracias a las zapatas situadas sobre las guías.

Existen principalmente 2 tipos de limitadores de velocidad:

- Limitador de velocidad oscilante: El resorte obliga al gatillo a seguir el perímetro interno de la polea, una vez esta se acelera el gatillo es incapaz de continuar su recorrido y queda enclavado en un resorte bloqueando de esta manera la polea. La cabina sigue descendiendo y ese momento se acciona la timonería del paracaídas produciendo el frenado de la misma.

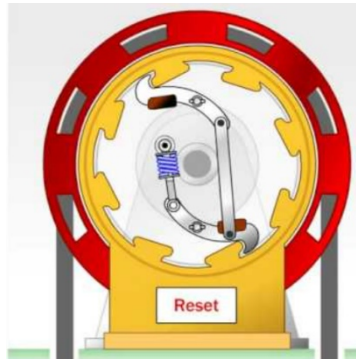


Figura 7.2 Limitador de velocidad oscilante

Fuente: youtube.com

- Limitador de velocidad centrífugo: Cuando la velocidad de la cabina supera los límites estipulados transfiere el movimiento al limitador de velocidad. En el interior de este se encuentran unos contrapesos que por acción de la fuerza centrífuga se enclavan en unos resortes bloqueando la polea y accionando la timonería como en el caso anterior.

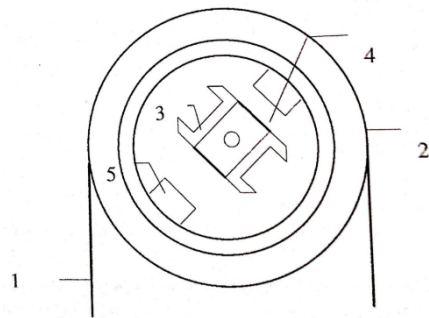


Figura 7.3 Limitador de velocidad centrífugo.

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

El principal objetivo del limitador de velocidad es evitar que la cabina alcance velocidades que puedan poner en riesgo su integridad o la de los pasajeros que se encuentren en el interior, es por ello que su tiempo de respuesta ha de ser mínimo.

La fuerza mínima que ha de hacer el limitador sobre el paracaídas en caso de activación, según la norma EN 81-1 ha de ser el mayor de los dos siguientes:

- 300 [N]
- El doble del esfuerzo para que actúe eficazmente el paracaídas.

Además, los limitadores de velocidad han de ir equipados con dispositivos electrónicos capaces de cortar el suministro eléctrico a motor y/o freno en el instante previo al bloqueo.

## A7.2 Paracaídas

### A7.2.1 Paracaídas de aceleración

Si la cabina supera la velocidad nominal de funcionamiento, el limitador de velocidad acciona el mecanismo del paracaídas. Existen dos tipos de paracaídas de aceleración:

- De acción instantánea: Las zapatas se deslizan sobre un plano inclinado, gradualmente, estas se acercan y presionan sobre las guías consiguiendo finalmente el acuñamiento de la cabina. Estas zapatas pueden ser de cuña o de rodillos tal y como se observa en las siguientes imágenes.

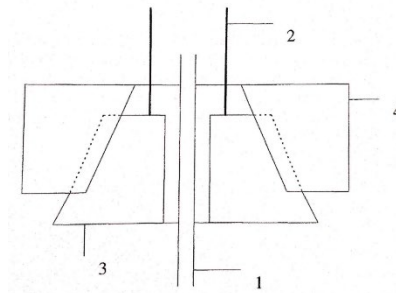


Figura 7.4 Paracaídas de acción instantánea con zapatas de cuña.  
FUENTE: "Los transportes en la ingeniería industrial".

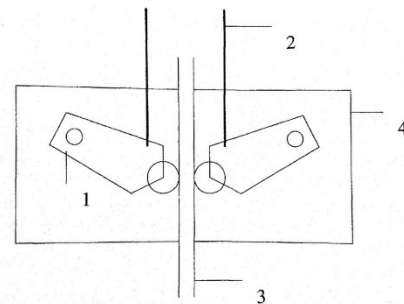


Figura 7.5 Paracaídas de acción instantánea con zapatas de rodillo.  
Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Debido a las grandes fuerzas que se generan durante el uso de los paracaídas de acción instantánea solo se permite su funcionamiento en ascensores de velocidades hasta 0,8 [m/s].

- De acción progresiva: Aplican una fuerza de magnitud controlada mediante el uso de elementos elásticos, que se traduce en mayores distancias de frenado, pero en un mayor confort para los usuarios en caso de necesidad de accionamiento. Los más extendidos son los de husillo y los de resorte.

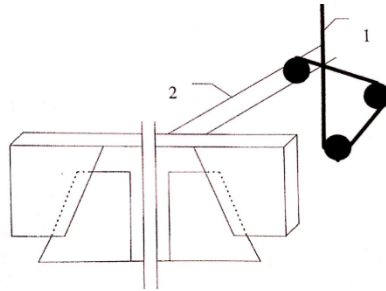


Figura 7.6 Paracaídas de acción progresiva de husillo.  
FUENTE: "Los transportes en la ingeniería industrial".

### A7.3 Selección del limitador de velocidad

En base a la normativa vigente relativa a seguridad en ascensores (EN 81-20) la velocidad de accionamiento del paracaídas debe encontrarse en el siguiente rango en el caso de ascensores cuya velocidad nominal sea de 1 [m/s].

$$1,15 \cdot v_n \left[ \frac{m}{s} \right] \leq V_{accionamiento} \leq 1,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Para estar del lado de la seguridad esta velocidad se fijará en 1,15 [m/s].

En cuanto al limitador, y de acuerdo a la norma EN 81-20 se deben cumplir las siguientes directrices:

$$C_{s_{cable}} \geq 8;$$

$$\frac{\phi_{polea}}{\phi_{cable}} \geq 30;$$

MODELO MODEL	LF30CA	LF20CA	LF18CD	LM12CD	LM18CD
POSICIONAMIENTO LIMITADOR OVERSPEED GOVERNOR LOCATION	HUECO / CUARTO DE MÁQUINAS SHAFT / MACHINE ROOM	HUECO / CUARTO DE MÁQUINAS SHAFT / MACHINE ROOM	HUECO / CUARTO DE MÁQUINAS SHAFT / MACHINE ROOM	CABINA CAR SLING	CABINA CAR SLING
ACTUACIÓN DRIVE					
TIPO TYPE	CABLE ACERO STEEL ROPE Ø6 Ø8 mm 6x19+1	CABLE ACERO STEEL ROPE Ø6 Ø6,5 mm 6x19+1	CORREA DENTADA TOOTHED BELT RPU8M10	CORREA DENTADA TOOTHED BELT RPU8M10	CORREA DENTADA TOOTHED BELT RPU8M10
POLEA PULLEY	Ø 300 mm	Ø 200 mm	Ø 180 mm	Ø 70 mm Ø 120 mm	Ø 180 mm
VELOCIDAD NOMINAL RATED SPEED	≤ 1,78 m/s	≤ 2,74 m/s	≤ 2,84 m/s	≤ 1,00 m/s	≤ 2,84 m/s
VELOCIDAD ENCLAVAMIENTO TRIPPING SPEED	0,80 - 2,05 m/s	0,43 - 3,15 m/s	0,43 - 3,27 m/s	0,27 - 1,50 m/s	0,43 - 3,27 m/s

Tabla 7.1 Catálogo limitadores de velocidad. FUENTE: Catálogo grupo LUEZAR

El limitador escogido presenta los siguientes requerimientos que cumplen con el sistema planteado:



<b>LF30CA</b>						
ACCIONAMIENTO DRIVING ROPE	DIÁMETRO CABLE ROPE DIAMETER		DIÁMETRO POLEA PULLEY DIAMETER	VELOCIDAD NOMINAL RATED SPEED	VELOCIDAD ENCLAVAMIENTO TRIPPING SPEED	ACTUACIÓN ACTING
	6 mm	8 mm	300 mm	≤ 1,78 m/s	0,8 m/s - 2,05 m/s	

Tabla 7.2 Características limitador de velocidad LF30CA. FUENTE: Catálogo grupo LUEZAR.

El limitador LF30CA para un diámetro de cable de 8 [mm] presenta una actuación mecánica de tipo unidireccional (en descenso) y según el catálogo del propio fabricante este puede ser instalado tanto en el hueco como en el cuarto de máquinas.

#### A7.4 Selección del paracaídas







La velocidad nominal del ascensor es superior a 0,63 [m/s] por lo tanto el paracaídas a instalar ha de ser de tipo progresivo. Para cumplir con los requisitos marcados por la normativa se opta por un paracaídas progresivo tanto para la cabina como para el contrapeso.

Se fija la velocidad de actuación en 1,15 [m/s] tal y como se ha propuesto para el limitador de velocidad y se calcula la carga máxima a soportar por el paracaídas.

$$Q_{\text{máx}} = Q_n + Q_c + m_{\text{poleas}} + m_{\text{cables}} =$$

$$= 450 + 375 + (2 \cdot 15) + 48,44 = 903,44 \text{ [Kg]}$$

El catálogo del fabricante no incluye el peso de las poleas pero se han estimado en función limitadores de velocidad de prestaciones similares de otras empresas.

			
MODELO MODEL	SLC2500 - S	SLC2500 - HS	SLC5000
ACTUACIÓN ACTING			
P+Q MÁXIMO* MAXIMUM P+Q*	3.350 Kg (+7,5%)	2.866 Kg (+7,5%)	5.295 Kg (+7,5%)
P+Q MÍNIMO* MINIMUM P+Q*	371 Kg (-7,5%)	522 Kg (-7,5%)	1.780 Kg (-7,5%)
ESPESOR DE LA GUÍA GUIDE RAIL THICKNESS	5 + 70 mm	5 + 70 mm	16 + 32 mm
ANCHURA MÍNIMA DE FRENADO MINIMUM GRIPPING WIDTH	20 mm	24 mm	24 mm
VELOCIDAD NOMINAL MÁXIMA MAXIMUM RATED SPEED	1,75m/s	2,65m/s	1,6m/s
VELOCIDAD DE ENCLAVAMIENTO MÁXIMA MAXIMUM TRIPPING SPEED	2 m/s	3 m/s	2,1 m/s

\* Consultar examen UE de tipo.  
\* Consult UE type examination.

Tabla 7.3 Catálogo paracaídas progresivos.  
FUENTE: Catálogo grupo LUEZAE



## A8. Selección de guías

Son el elemento encargado de guiar la cabina durante su movimiento y servirle de apoyo en caso de rotura de los cables. El contrapeso también dispone de guías que generalmente solo aseguran su trayectoria, aunque en algunos casos, también deben servir de sujeción en caso de fallo del sistema de suspensión.

Las guías se han de disponer perfectamente calibradas y uno de los perfiles más utilizados es el tipo T que se muestra en la siguiente imagen.



Figura 8.1 Guías en perfil T

Fuente: <http://blog.gmveurolift.es>

Las guías han de cumplir las siguientes condiciones para asegurar su correcto funcionamiento:

- Han de ser capaces de soportar el esfuerzo de frenado de la cabina al ser detenida por el paracaídas con un coeficiente de seguridad igual o superior a 10.
- Los posibles empujes horizontales debidos a excentricidades de carga en la cabina no han de suponer deformaciones mayores a 3 mm.
- Tolerancia máxima de paralelismo de 5 mm.
- Si las guías no se encuentran suspendidas, sino que se encuentran fijadas por medio de bridas al edificio se ha de tener en cuenta las posibles dilataciones/contracciones del hormigón.

A continuación, se muestra el esquema de acotación, dimensiones y características mecánicas de los dos tipos de secciones más utilizadas para guías de cabina

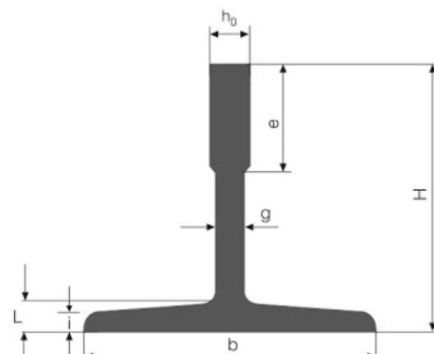


Figura 8.2 Esquema acotación guía perfil en T

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Tipo	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	f [mm]	g [mm]	h [mm]	Sección [cm <sup>2</sup> ]	Peso [kg/m]
I-70/9	70	65	9	6	8	6	34	9,37	7,3
I-90/16	90	75	16	8	10	8	42	16,9	13,25

Tabla 8.1 Dimensiones guías de cabina

Tipo	Sección [cm <sup>2</sup> ]	Peso [kg/m]	e [cm]	Momentos de inercia [cm <sup>4</sup> ]		Módulos de resistencia de la sección [cm <sup>3</sup> ]		Radio de giro [cm]	
				I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>
I-70/9	9,37	7,3	1,95	41,1	19,1	9,2	5,41	2,08	1,42
I-90/16	16,9	13,25	2,65	102	57,5	21,2	12,8	2,45	1,83

Tabla 8.2 Características mecánicas de las guías de la cabina.

## A8.2 Cálculo de las guías

A continuación, se procede al dimensionamiento de las guías apoyadas de acuerdo a la norma EN-81. Las guías suspendidas no se pueden instalar en nuevos inmuebles por lo que no se han tenido en consideración para la realización de los cálculos.

$Q_u$ [kg]	450
$Q_b$ [kg]	150
H [m]	30
a [mm]	1.100
d [mm]	2.750

Tabla 8.3 Dimensiones ascensor

Donde las dimensiones a y d son la anchura de la cabina y la distancia entre rozaderas respectivamente.

Para la resolución de los cálculos se va a emplear un perfil I-90/16 cuyas características mecánicas han sido recogidas anteriormente y se estimará una distancia entre apoyos de 3000 mm. que es un valor estándar.

### A8.2.1 Cálculo a flexión.

$$R_h = \frac{Q_u \cdot a}{8 \cdot d} = \frac{450 \cdot 1100}{8 \cdot 2750} = 22,5 \text{ [kgf]} = 225 \text{ [N]}$$

$$f = \frac{R_h \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot I_t} = \frac{225 \cdot 3000^3}{48 \cdot (210 \cdot 10^3) \cdot (57,5 \cdot 10^4)} = 1,048 \text{ [mm]} < 3 \text{ [mm]}$$

Donde:

$E = 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$ , módulo de Young del acero.

$I_t = 57,7 \cdot 10^4 [mm^4]$ , módulo transversal obtenido de la TABLA 9.2, dado que las guías trabajan como se muestra en la siguiente figura.

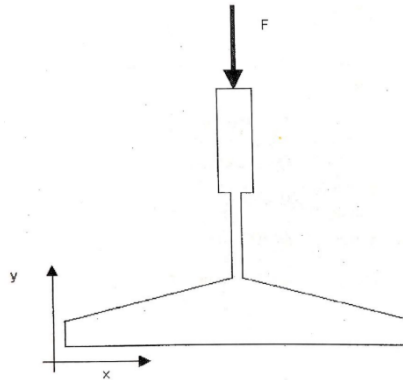


Figura 8.3 Cargas sobre guía

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Como se cumple la condición anterior se puede asegurar que las guías propuestas cumplirán a flexión.

#### A8.2.2 Cálculo a compresión

$$C_s = \frac{R'_v}{R_v} > 2,5$$

Donde:

$$R_v = m_g \cdot l_k + (Q_u + Q_{be}) \cdot w$$

$$R'_v = 4.500 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \cdot S [cm^2]$$

Donde w es el coeficiente de aumento de las cargas a pandeo. Este valor se obtiene de tablas entrando con el siguiente parámetro.

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{3.000}{18,3} = 169,93 < 250$$

A continuación, se muestran las tablas de posibles valores del coeficiente de aumento de las cargas a pandeo en función de  $\lambda$ .

$\lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	l
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190

Tabla 8.4 Valores de  $w$  para aceros de resistencia 370 [MPa]

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

$\lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	l
20	1,05	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190

Tabla 8.5 Valores de  $w$  para aceros de resistencia 520 [MPa]

Fuente: "Los transportes en la ingeniería industrial".

Interpolamos para obtener el valor correspondiente a nuestro acero de resistencia 450 [MPa].

Obteniendo de esta manera un valor de  $w=5,6$ . De esta manera se pueden completar los cálculos relativos al coeficiente de seguridad.

$$R_v = m_g \cdot l_k + (Q_u + Q_{be}) \cdot w = 7,3 \cdot 3 + (450 + 150) \cdot 5,6 = 33,81 \text{ [kN]}$$

$$R'_v = 4.500 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \cdot S [\text{cm}^2] = 45 \cdot 1.690 = 760,5 \text{ [kN]}$$

$$C_s = \frac{R'_v}{R_v} = \frac{760,5}{33,81} = 22,49 > 2,5$$

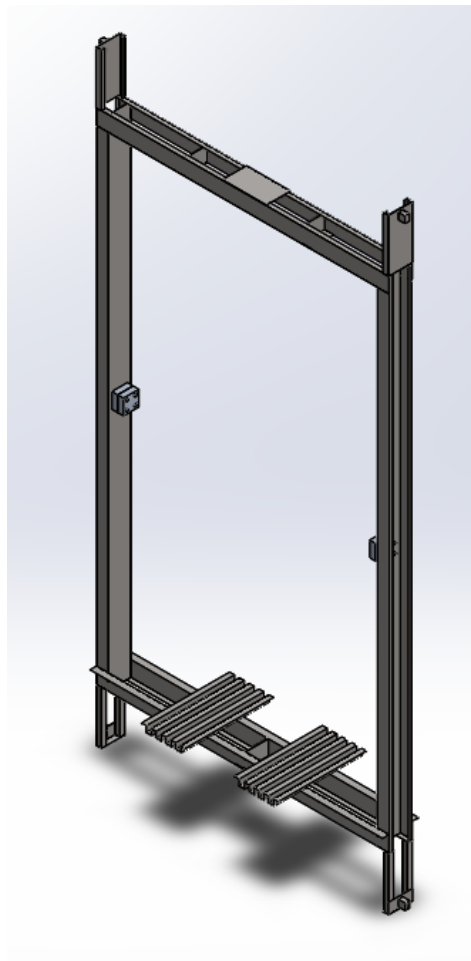
Cumpléndose de esta manera los requisitos de los cálculos a flexión.

## A9. SolidWorks

### A9.1 Modelado

Para todos los elementos que conforman tanto el bastidor como la propia cabina se ha utilizado el módulo superficies del software SolidWorks. De esta manera se evitan posibles problemas durante el proceso de análisis explicado más adelante.

A continuación, se muestra el proceso llevado a cabo para generar cada una de las piezas que conforman finalmente el conjunto cabina-bastidor.



*Figura 9.1 Vista isométrica del bastidor.*

Consta principalmente de dos tipos de elementos, los que conforman la propia estructura del bastidor y aquellos que sirven para posicionar o rigidizar otros elementos del conjunto, todos aquellos contruidos con acero AISI 1020.

Tanto los largueros como los travesaños que conforman el bastidor han sido conformados siguiendo el mismo procedimiento, por lo tanto, solo se explica el proceso detallado del primero de ellos.

#### Perfil tipo C que actúa como larguero

En primer lugar, se traza el croquis de la sección, un perfil tipo C que nos ofrece una alta resistencia con un bajo peso.

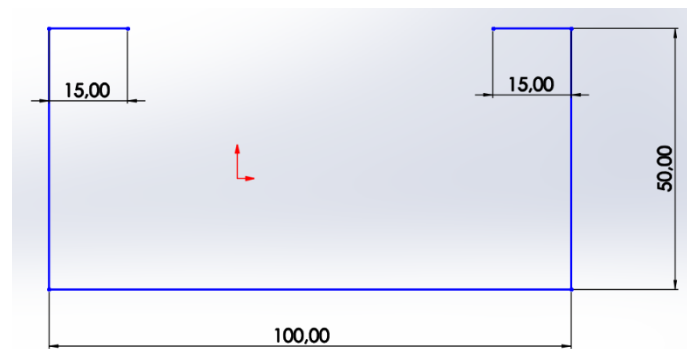


Figura 9.2 Croquis de la sección del larguero

Una vez dibujado el perfil, se utiliza la opción de extrusión del módulo superficie

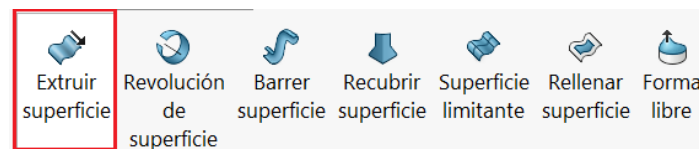


Figura 9.3 Operaciones disponibles en el menú superficies

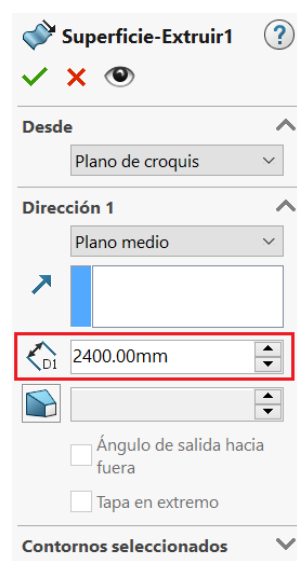


Figura 9.4 Parámetros de extrusión

Por último, se añade espesor a la pieza generada.

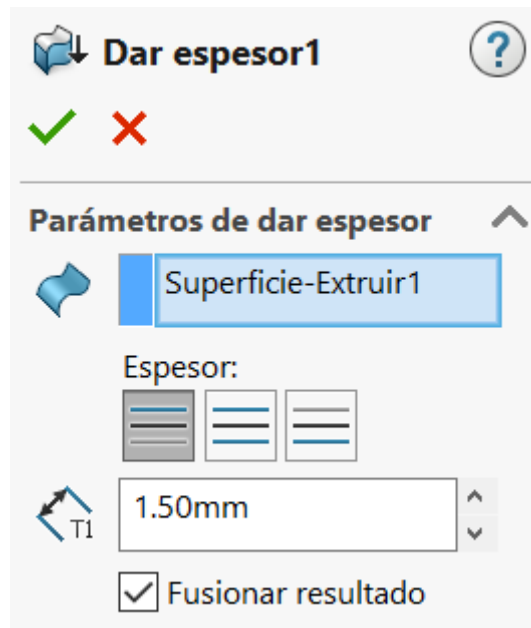


Figura 9.5 Parámetros de la operación “dar espesor”

Obteniendo de esta manera la siguiente pieza.

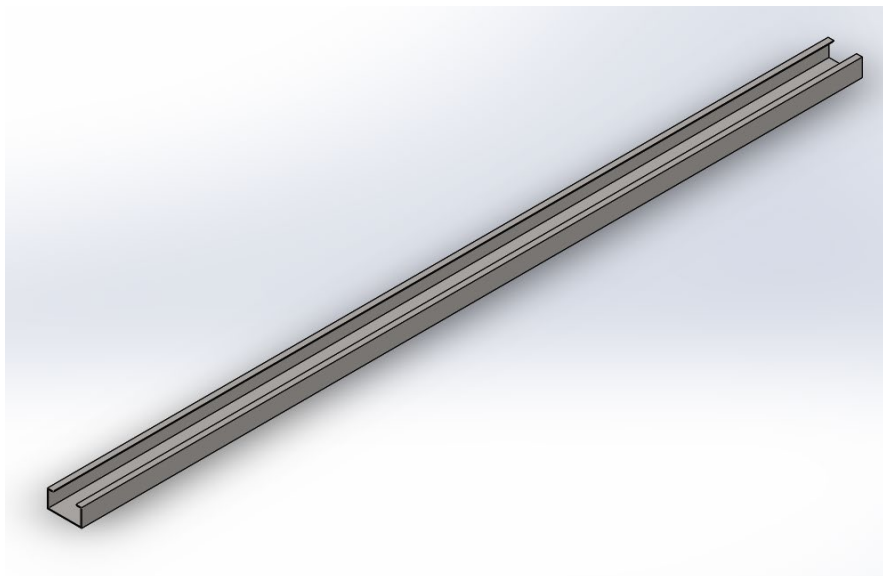
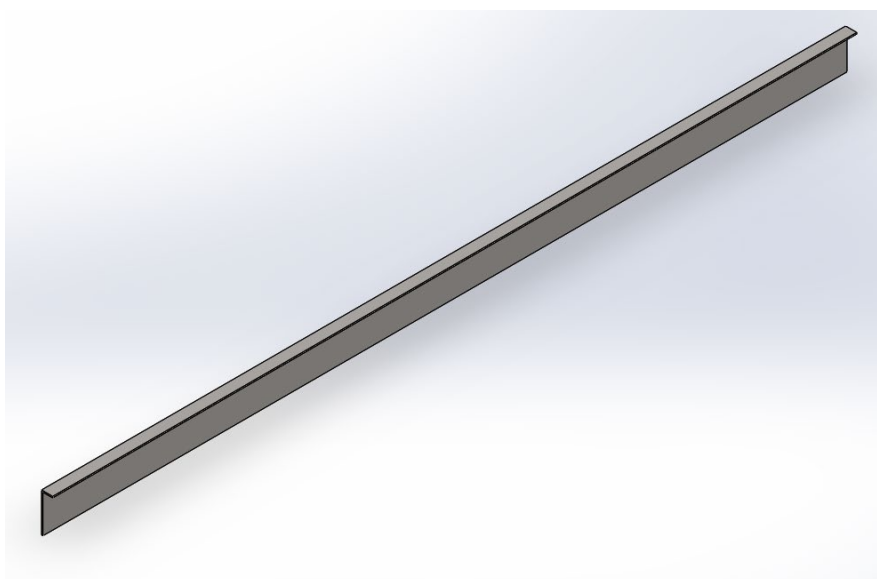
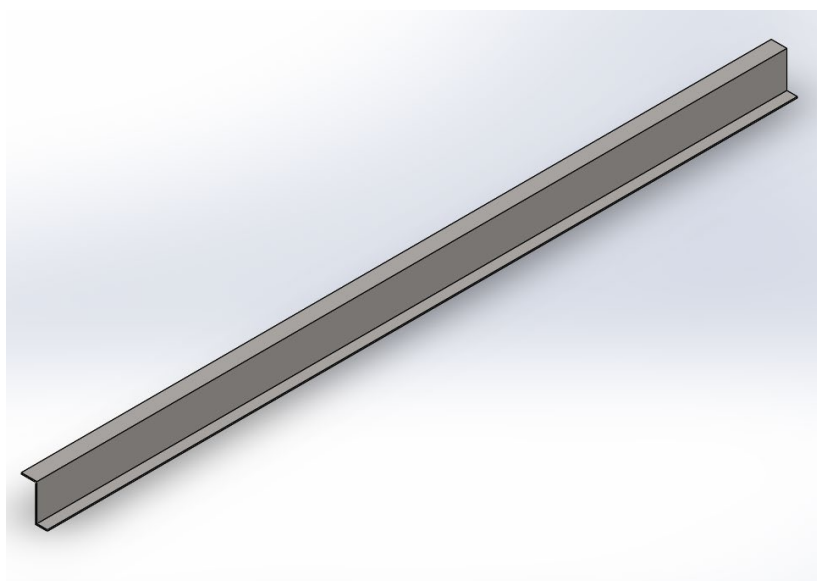


Figura 9.6 Vista isométrica del larguero del bastidor

De manera análoga se ha repetido el proceso para los travesaños que conforman el bastidor y que se pueden observar en las siguientes imágenes.

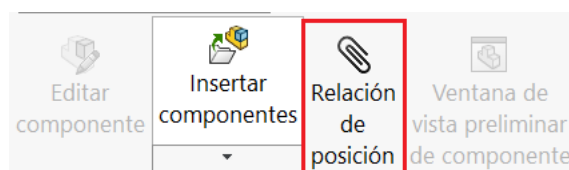


*Figura 9.7 Vista isométrica travesaño superior del bastidor*



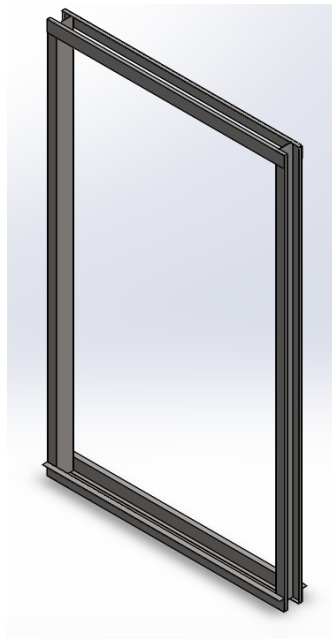
*Figura 9.8 Vista isométrica travesaño base del bastidor*

Las tres piezas mostradas constituyen, a falta de los elementos rigidizadores gran parte de la estructura del bastidor. A continuación, se muestra una vista previa del ensamblaje de estos elementos llevada a cabo mediante la herramienta relaciones de posición.



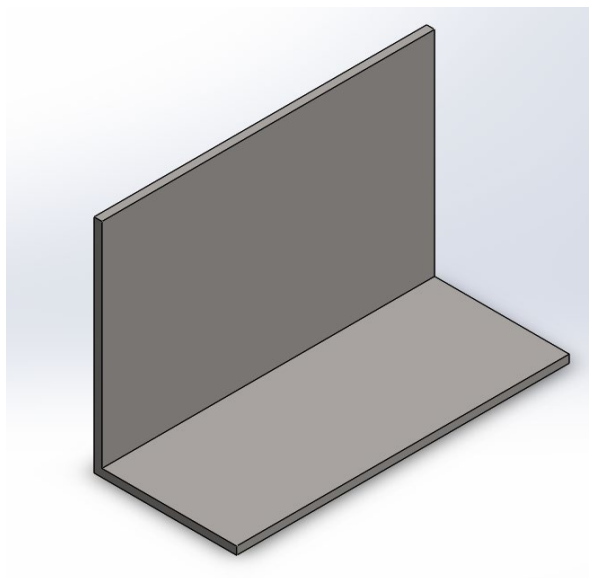
*Figura 9.9 Herramienta relación de posición del módulo de ensamblajes*



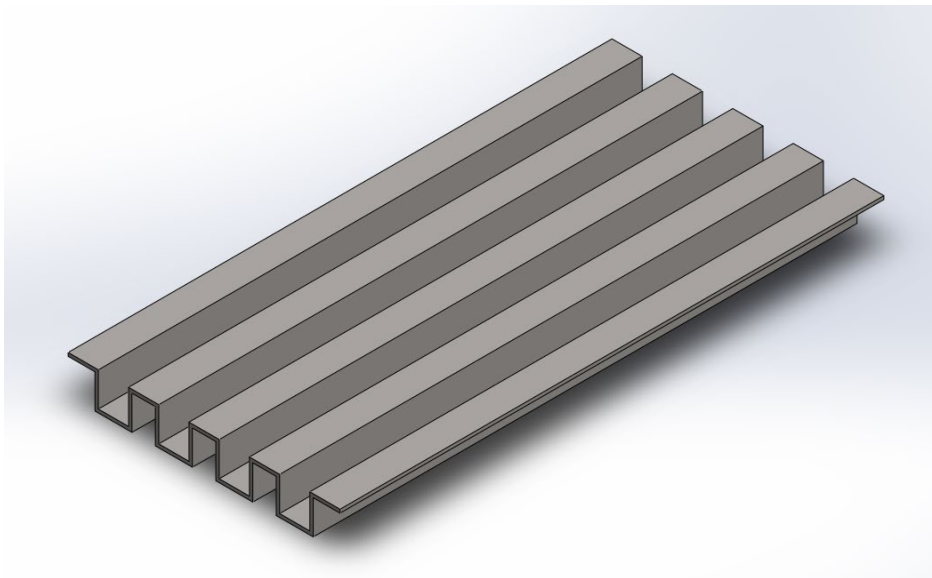


*Figura 9.10 Vista previa de la estructura del bastidor*

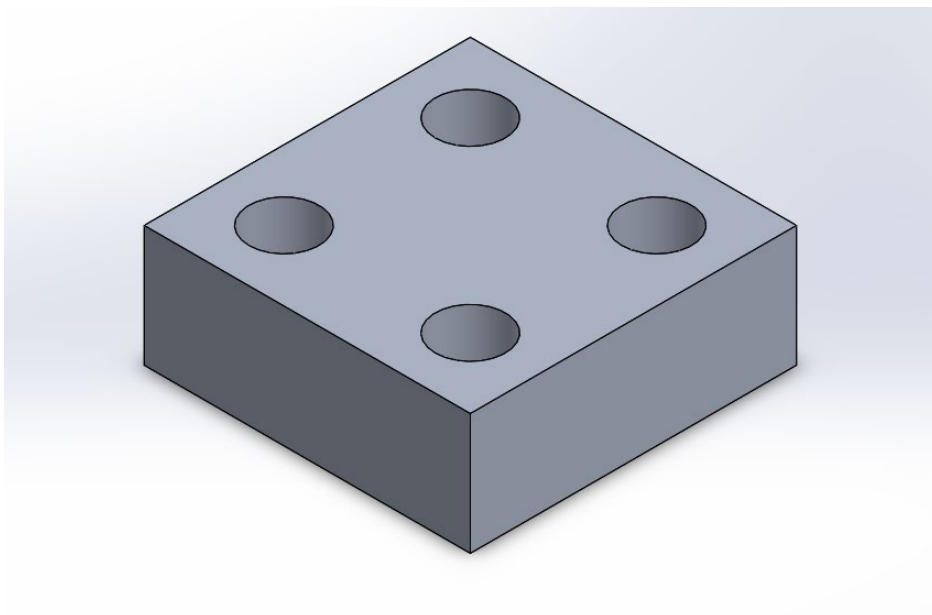
Por último, se han modelado los elementos que actúan como rigidizadores del conjunto, así como las piezas que actuarán como soporte para la cabina y posicionamiento de las rozaderas. Se han realizado siguiendo el proceso detallado anteriormente, se adjuntan vistas de cada uno de los componentes cuyas medidas pueden encontrarse detalladas en el anexo de planos.



*Figura 9.11 Elemento rigidizador del bastidor*

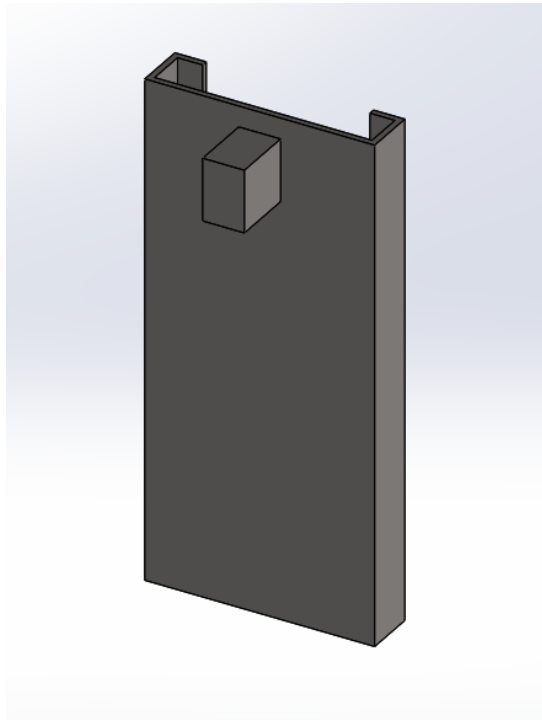


*Figura 9.12 Soporte para la cabina*

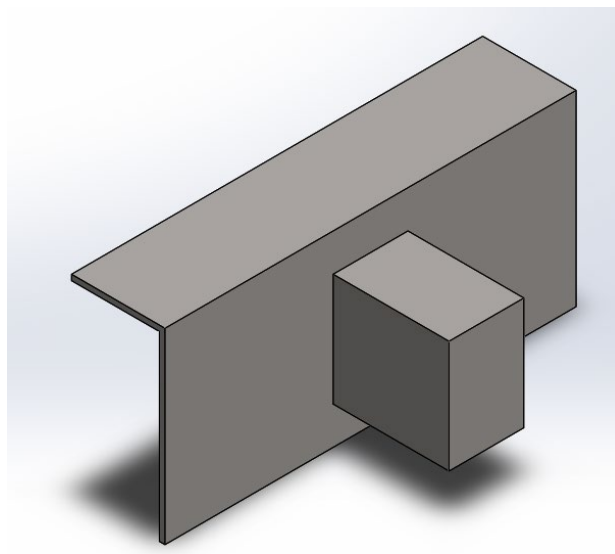


*Figura 9.13 Elemento sujeción para la cabina*

La figura anterior es la encargada junto a los pernos de la unión entre cabina y bastidor, se encuentra realizada en aluminio 1060.



*Figura 9.14 Representación simplificada rozaderas superiores*

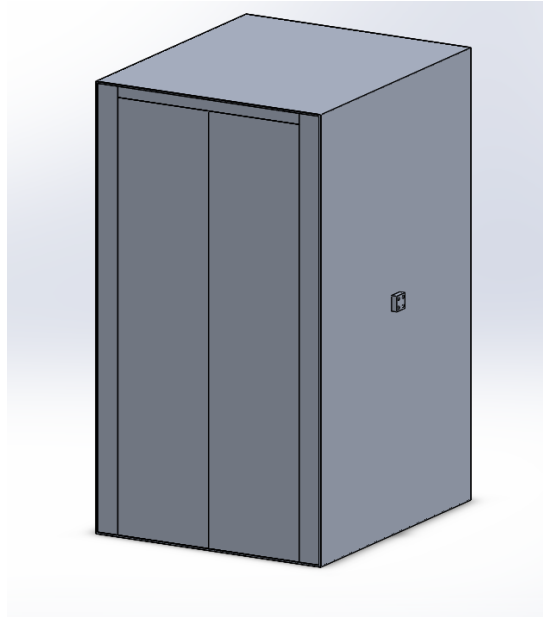


*Figura 9.15 Representación simplificada rozaderas inferiores*

Para completar la lista de elementos que conforman el bastidor, se incluiría la placa simple que representaría a los elementos encargados de soportar el esfuerzo tractor de los cables destinados a tal efecto.

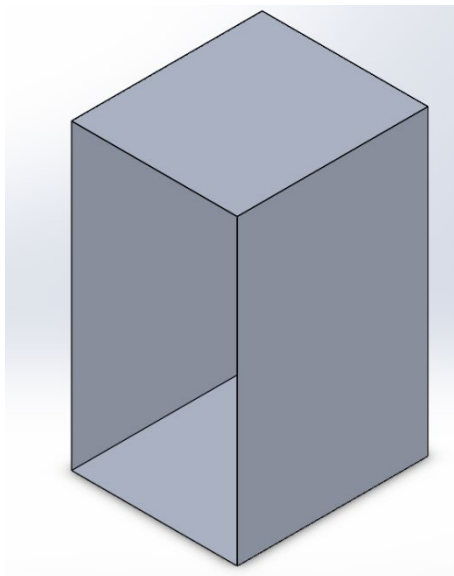
#### A9.1.2 Cabina

La cabina se ha construido utilizando paneles tipo “sándwich”. Con el fin de simplificar el proceso de modelado se han hecho modificaciones en el diseño que permiten ahorrar número de piezas, así como uniones en el ensamblaje final. El resultado se muestra a continuación.



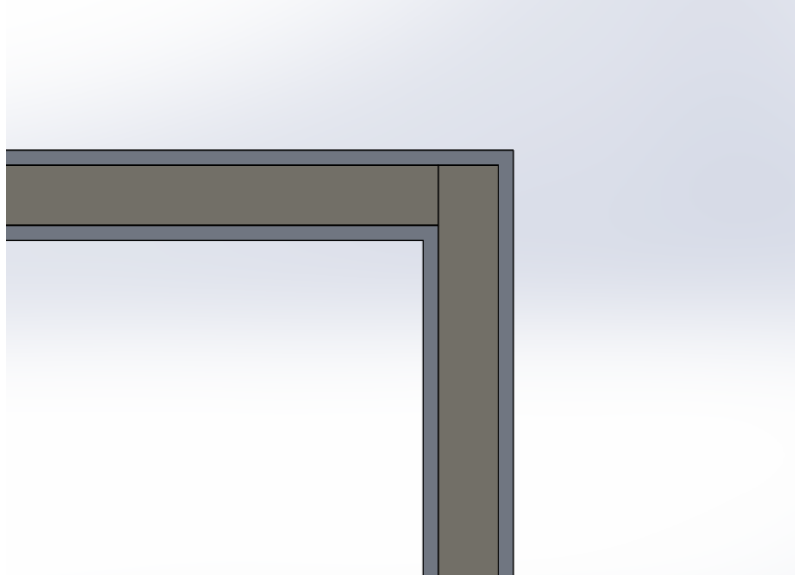
*Figura 9.14 Vista isométrica de la cabina*

La estructura que conforma tanto las paredes laterales, como el suelo y techo se han construido de forma conjunta como se puede apreciar en la siguiente figura.



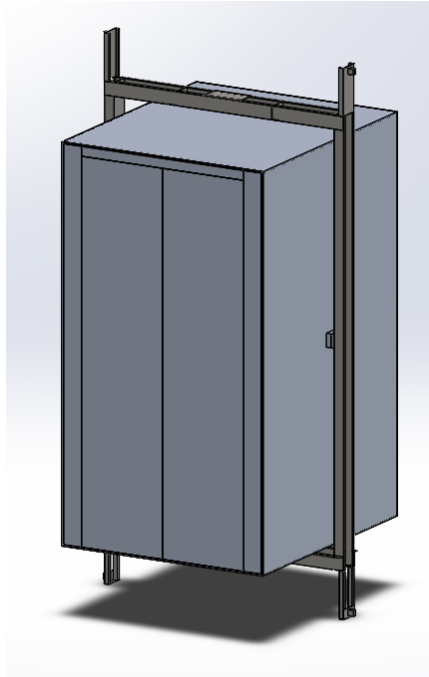
*Figura 9.15 Estructura de la cabina*

Los paneles que junto a la estructura anterior conforman el “sándwich” se han llevado a cabo con espuma rígida de poliuretano. A continuación, se muestra un detalle en el que se aprecia el montaje final.



*Figura 9.16 Detalle panel “sándwich”*

De igual manera se ha procedido con la pared trasera de la cabina, no se adjuntan fotos de la misma por no aportar información relevante. En cualquier caso, las vistas y sus respectivas medidas se encuentran detalladas en el anexo de planos. Los últimos elementos diseñados han sido el marco y las puertas que como todos los elementos de la cabina a excepción de los paneles de espuma han sido contruidos en aleación de aluminio 1060, estos se pueden apreciar en la imagen adjunta:



*Figura 9.17 Vista isométrica del ascensor completo*

## A10. Hipótesis de carga

### A10.1 FUNCIONAMIENTO NORMAL

#### A10.1.1 Modelado

En esta primera hipótesis se considera la carga máxima repartida uniformemente sobre la superficie del suelo. En primer lugar, se calcula esta presión para introducir su valor en SolidWorks.

$$P = \frac{450 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{N}}{\text{kg}} \right]}{1,1 \cdot 1,25 \text{ [m}^2\text{]}} = 3210,55 \text{ [Pa]}$$

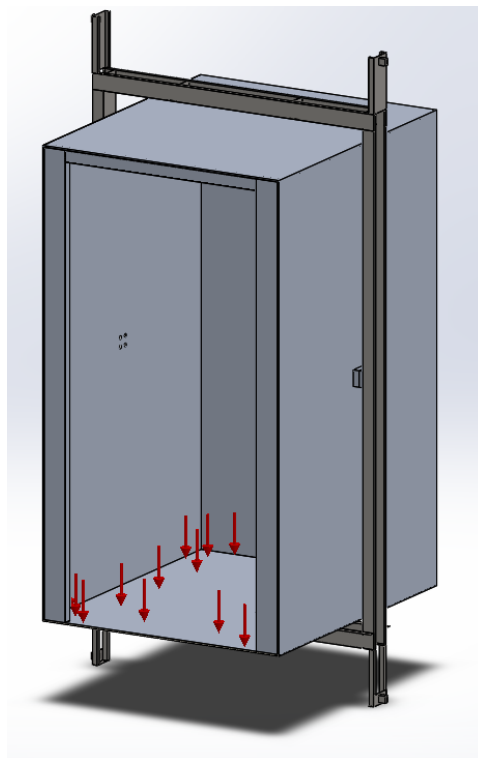
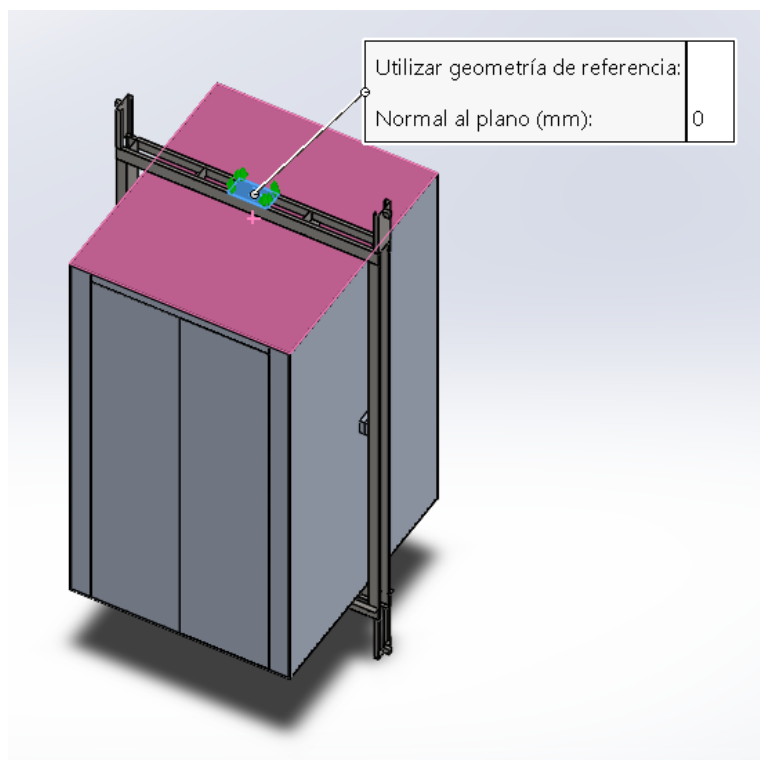


Figura 10.1. Carga durante funcionamiento normal

Se plantean dos condiciones de contorno:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

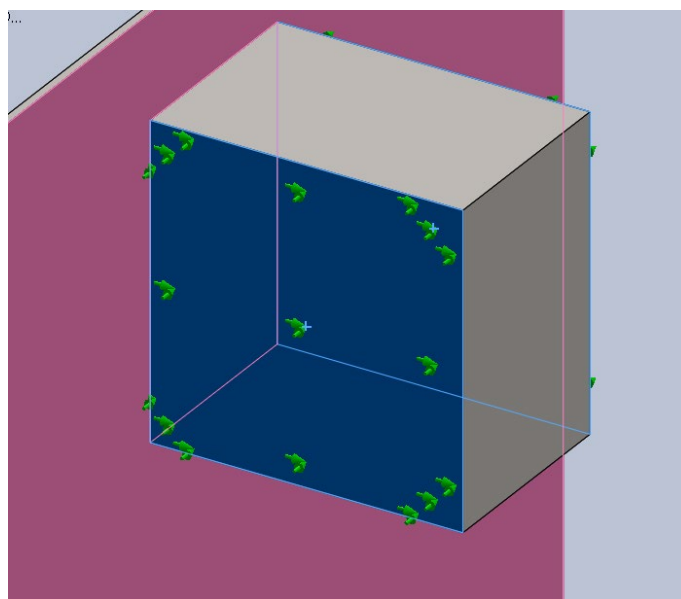
Se incluyen ambas condiciones en SolidWorks mediante la opción sujeciones, resultando como se muestran a continuación.



*Figura 10.2. Restricción movimiento (funcionamiento normal).*

En este caso al tratarse de un modelo simplificado tanto de chasis como de cabina se ha optado por restringir el movimiento vertical en la denominada placa de agarre. Dicha placa representa la unión entre los cables tractores y el chasis a estudio, cuyas dimensiones se encuentran detalladas en el anexo de planos.

A continuación, se muestran las restricciones impuestas sobre las rozaderas para impedir el movimiento de estas en los ejes restantes.



*Figura 10.3. Restricción movimiento ejes restantes (funcionamiento normal).*



Por último, se muestra una visión general del conjunto incluyendo tanto las cargas como las condiciones de contorno.

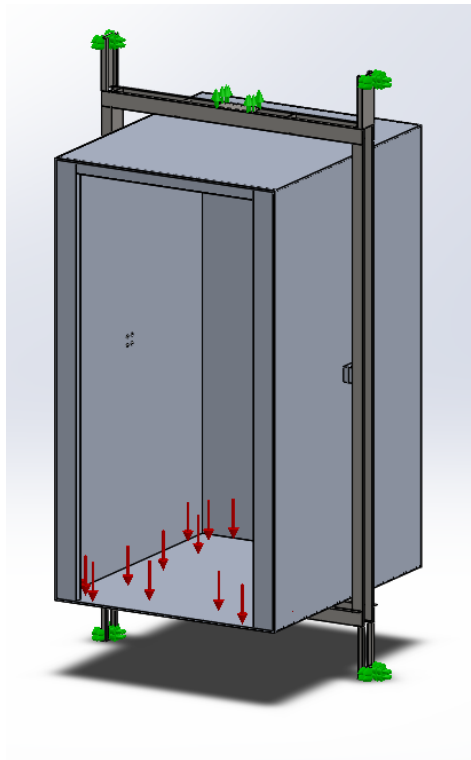


Figura 10.4. Carga y CC (funcionamiento normal)

#### A10.1.2. Simulación

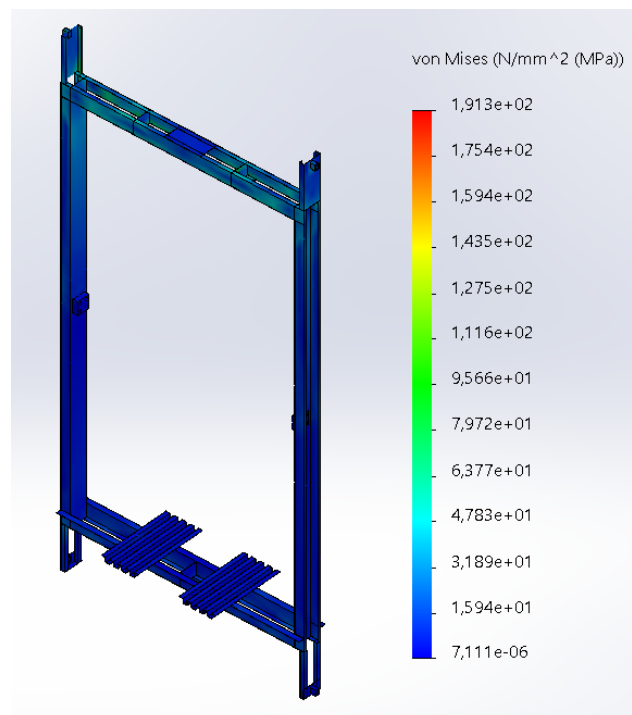


Figura 10.5. Tensiones chasis (funcionamiento normal)

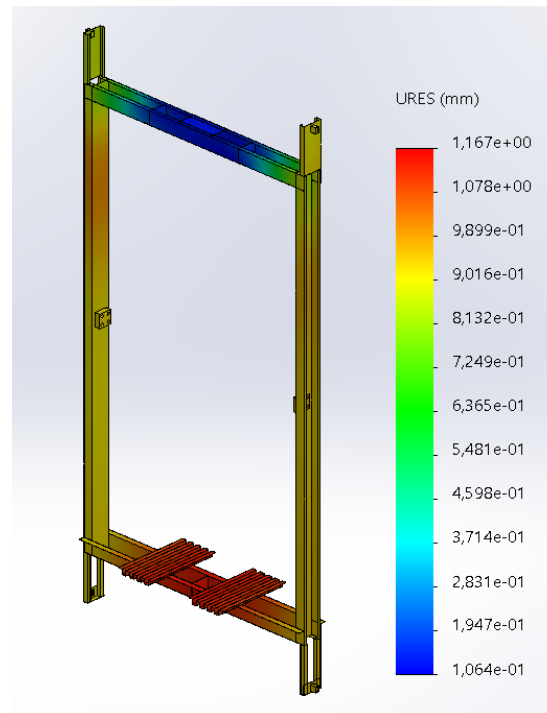


Figura 10.6. Desplazamientos chasis (funcionamiento normal)

A la vista de los resultados, esta primera hipótesis de carga no resulta exigente con el conjunto diseñado. Las tensiones que aparecen durante el funcionamiento normal son del orden de unos 60-80 [MPa] y se concentran principalmente en la parte superior del chasis. El desplazamiento máximo es de en torno a 1 [mm].

Los resultados de la simulación concuerdan con lo que cabía esperar dado que se está simulando el funcionamiento propio del ascensor, aunque de manera ideal ya que se ha repartido la carga uniformemente a lo largo de toda la superficie del suelo. En ninguna zona del chasis se supera el límite elástico del material resultando el diseño propuesto apropiado.

En la leyenda se muestra un valor máximo de tensiones muy superior al del resto del conjunto que se encuentra localizado en las rozaderas superiores, se ha desestimado dado que es un valor puntual debido a una mala configuración del elemento por parte de la herramienta de mallado de Solid.

No se incluyen imágenes de la distribución desplazamientos en la cabina puesto que no aportan información relevante al estudio.

## A10.2 CARGA DESCENTRADA (VÉRTICE LARGO)

### A10.2.1 Modelado

Se considera la carga máxima descentrada en un 75% de la superficie. Se va a realizar el estudio con la carga descentrada en el vértice largo, es decir, en términos de profundidad. En primer lugar, se calcula el valor de la presión:

$$P = \frac{450 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{N}}{\text{kg}} \right]}{0,75 \cdot (1,1 \cdot 1,25) \text{ [m}^2\text{]}} = 4280,73 \text{ [Pa]}$$

Para la introducción de la carga en el análisis de SolidWorks se ha generado una línea de partición que delimita el suelo del ascensor tal y como se observa en la siguiente figura.

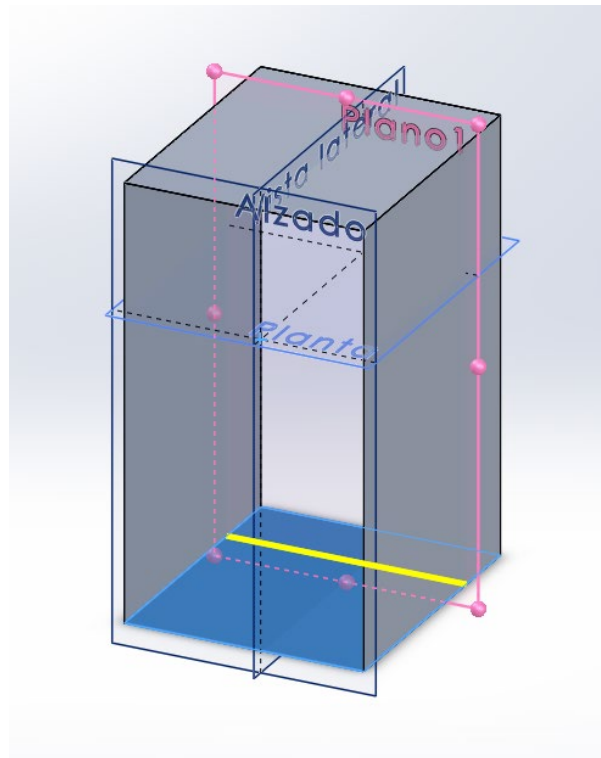


Figura 10.7. Línea de partición carga descentrada (profundidad)

Se plantean las mismas condiciones de contorno que en la simulación previa:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

Se adjunta una captura de pantalla que ofrece una visión global del conjunto donde se aprecian la carga descentrada y las condiciones de contorno.

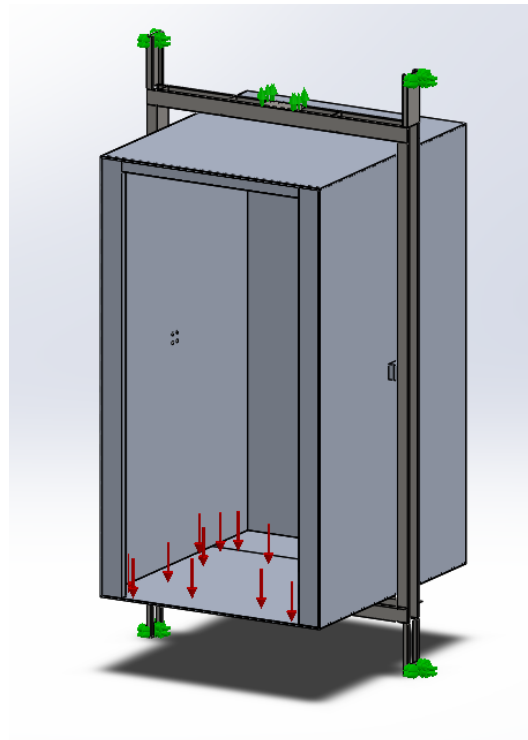


Figura 10.8. Carga y CC (carga descentrada en profundidad)

#### A10.2.2 Simulación

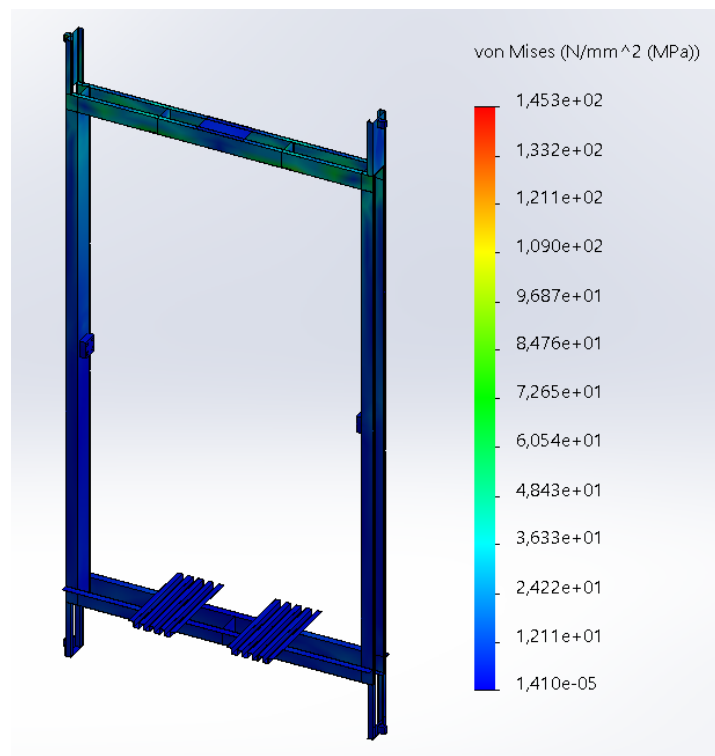


Figura 10.9. Tensiones carga descentrada en profundidad

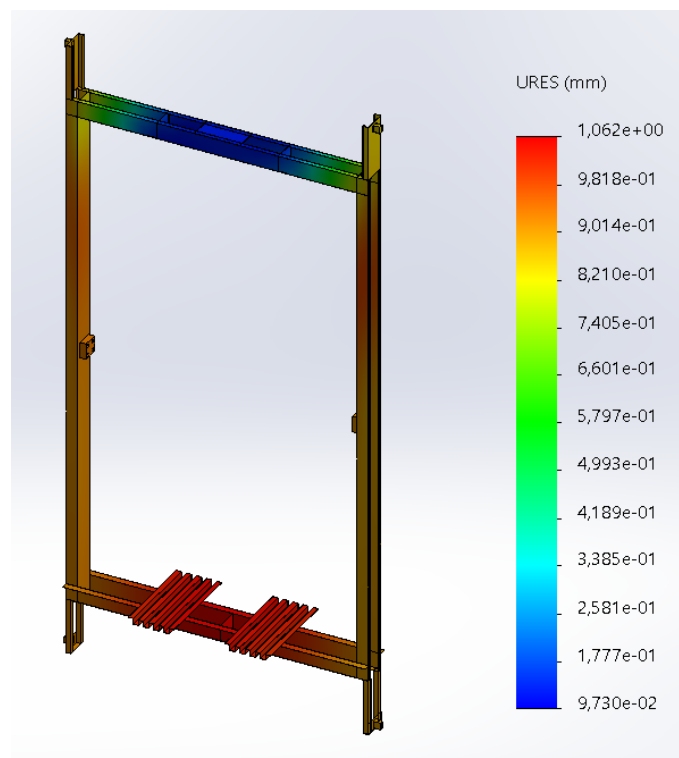


Figura 10.10. Desplazamientos carga descentrada en profundidad

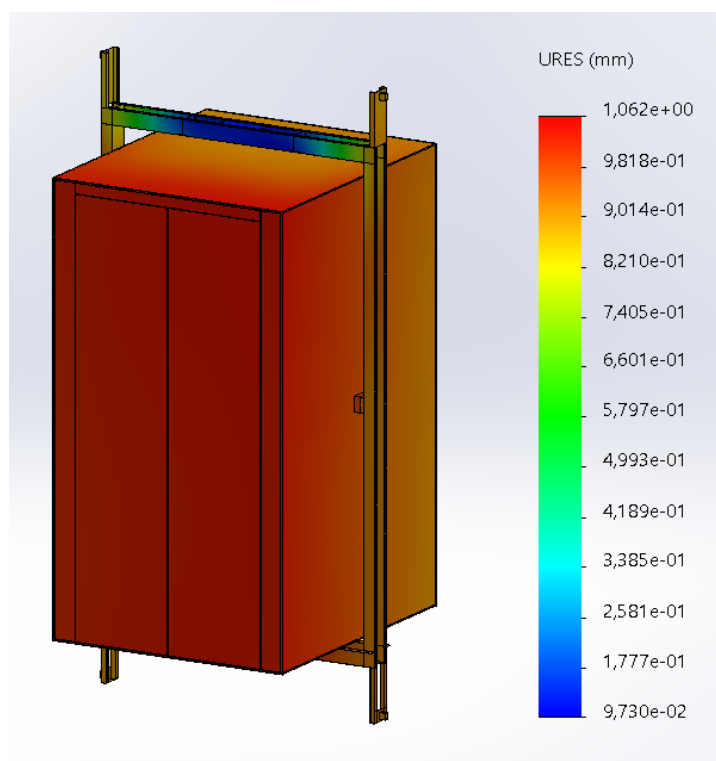


Figura 10.11. Desplazamientos carga descentrada en profundidad en la cabina

La distribución de tensiones en el chasis es muy similar a la obtenida en la simulación correspondiente al funcionamiento normal, tensiones entre 60-80 [MPa] que se encuentran lejos del límite elástico del material y con desplazamientos máximos de en torno a 1 mm.

En esta ocasión se incluye la figura 11, correspondiente al campo de desplazamientos en la cabina donde se aprecia que efectivamente en la sección de suelo donde está actuando la carga los desplazamientos son mayores que en el resto de esta. No obstante, estos desplazamientos son mínimos y no suponen ningún problema durante el funcionamiento normal del ascensor.

### A10.3 CARGA DESCENTRADA (Vértice corto)

#### A10.3.1 Modelado

Se considera la carga máxima descentrada en un 75% de la superficie. Se va a realizar el estudio con la carga descentrada en el vértice corto, es decir, en términos de anchura. En primer lugar, se calcula el valor de la presión:

$$P = \frac{450 [kg] \cdot 9,81 \left[ \frac{N}{kg} \right]}{0,75 \cdot (1,1 \cdot 1,25) [m^2]} = 4280,73 [Pa]$$

Para la introducción de la carga en el análisis de SolidWorks se ha generado una línea de partición que delimita el suelo del ascensor tal y como se observa en la siguiente figura.

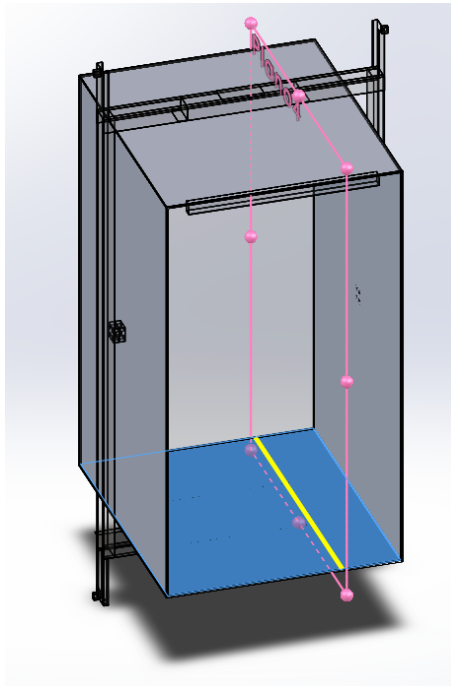
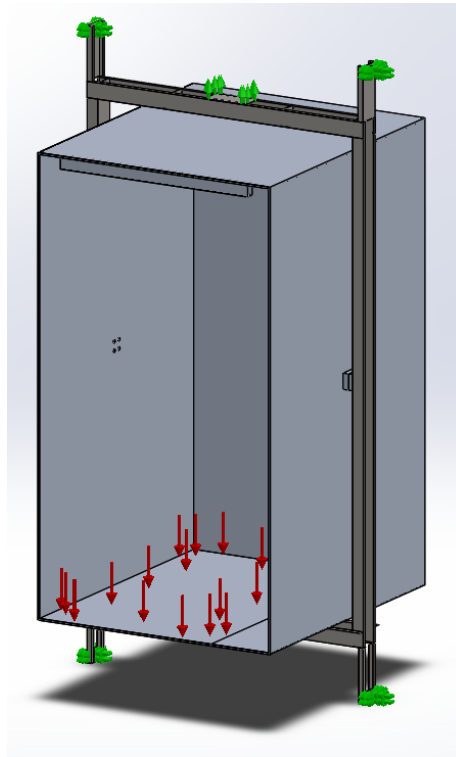


Figura 10.12. Línea de partición carga descentrada (anchura)

Se plantean las mismas condiciones de contorno que en las simulaciones previas:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

Se adjunta una captura de pantalla que ofrece una visión global del conjunto donde se aprecian la carga descentrada y las condiciones de contorno.



*Figura 10.13. Carga y CC (carga descentrada en anchura)*

A continuación, se muestran los resultados de la simulación para las tensiones y desplazamientos en el chasis. No se aprecian grandes diferencias entre los resultados obtenidos para la carga descentrada en anchura y la carga descentrada en profundidad. Los niveles de tensión a los que se encuentra sometido el chasis son muy parecidos para ambos casos y los desplazamientos máximos siguen siendo de en torno a 1 mm.

### A10.3.2 Simulación

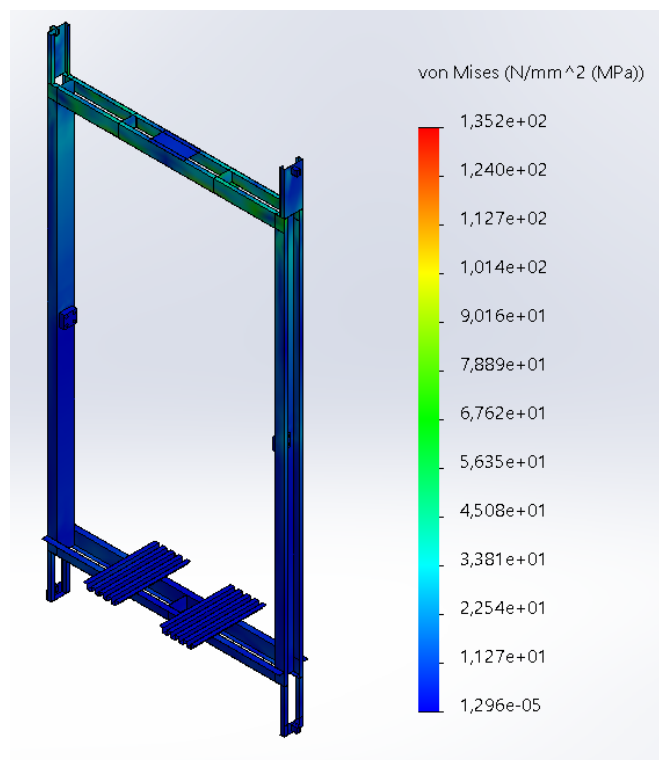


Figura 10.14. Tensiones carga descentrada en anchura

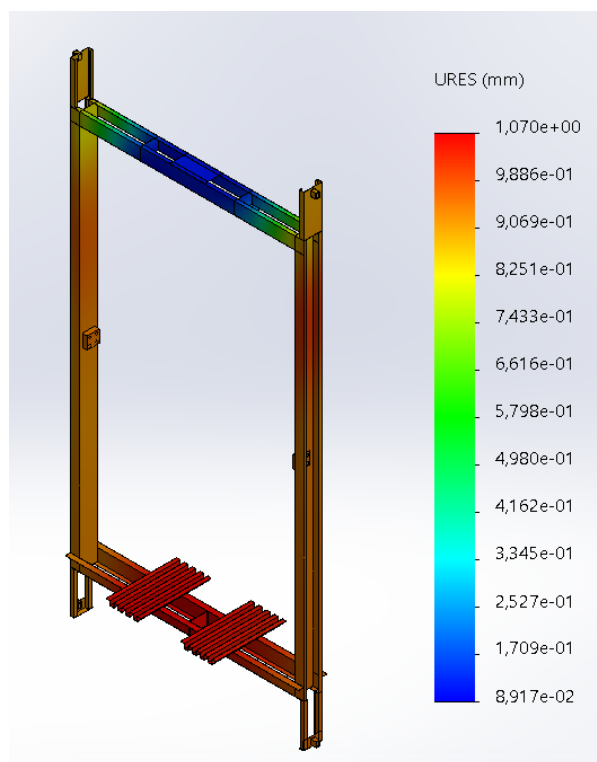


Figura 10.15. Desplazamientos carga descentrada en anchura



## A10.4 MANTENIMIENTO DEL TECHO

### A10.4.1 Modelado

Se aplican 2.000 [N] sobre una superficie de 200x200 [mm] en el centro del techo. No debe existir deformación permanente.

$$P = \frac{2000 \text{ [N]}}{0,2 \cdot 0,2 \text{ [m}^2\text{]}} = 50.000 \text{ [Pa]}$$

En primer lugar, se han añadido una serie de planos que junto a la herramienta líneas de partición de SolidWorks nos han permitido delimitar la zona del techo donde se ha de aplicar la carga.

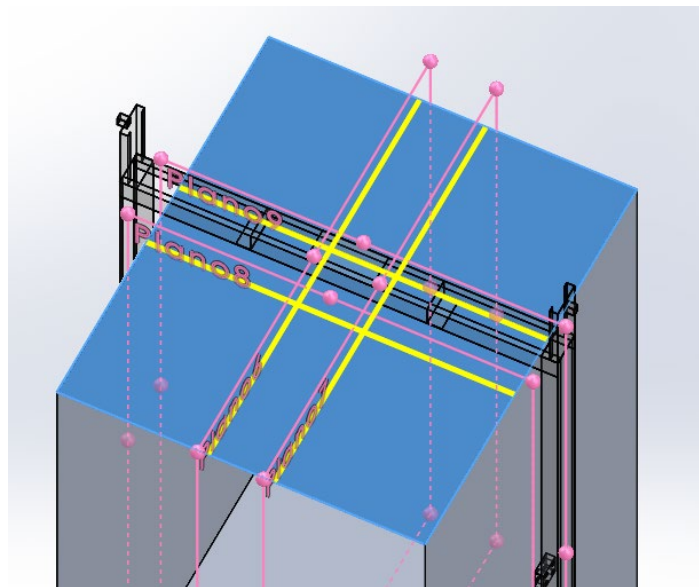


Figura 10.16. Línea de partición mantenimiento del techo

Se plantean las mismas condiciones de contorno que en las simulaciones anteriores:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

Se adjunta una captura de pantalla que ofrece una visión global del conjunto donde se aprecian las cargas generadas por las operaciones de mantenimiento del techo y las condiciones de contorno asociadas.

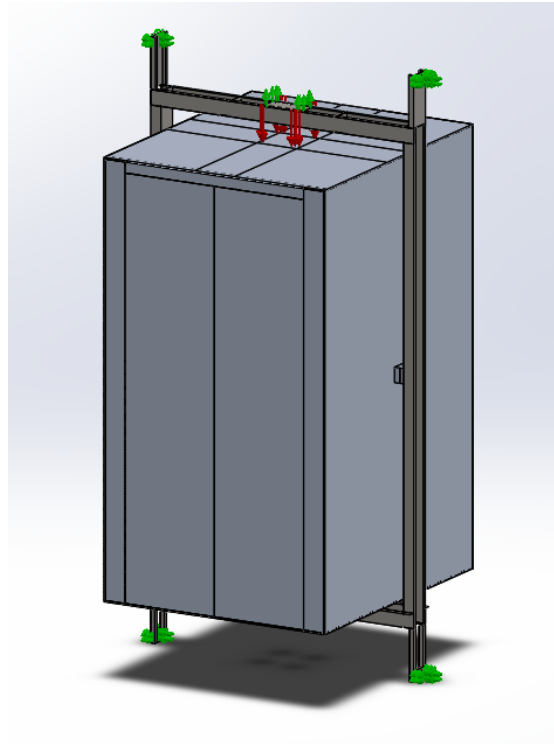


Figura 10.17. Carga y CC (mantenimiento del techo)

#### A10.4.2 Simulación

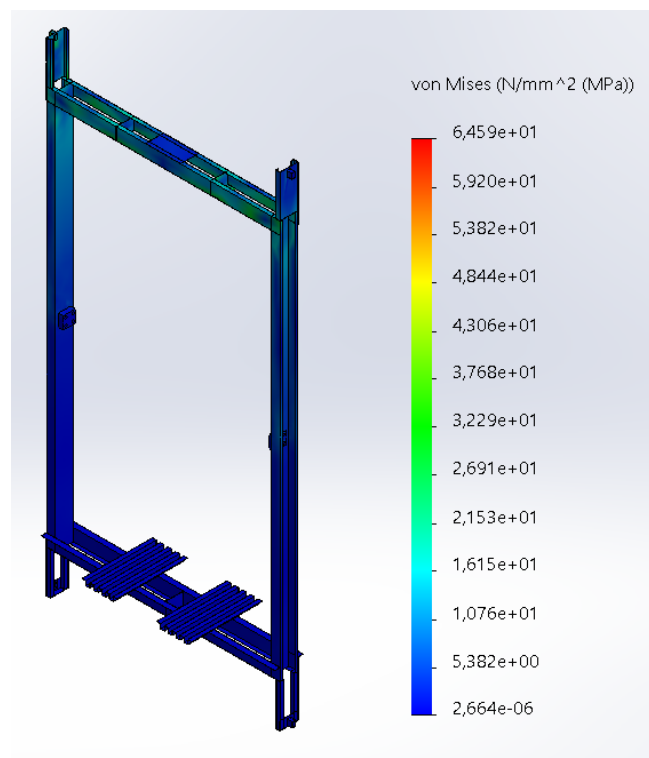


Figura 10.18. Tensiones carga mantenimiento del techo

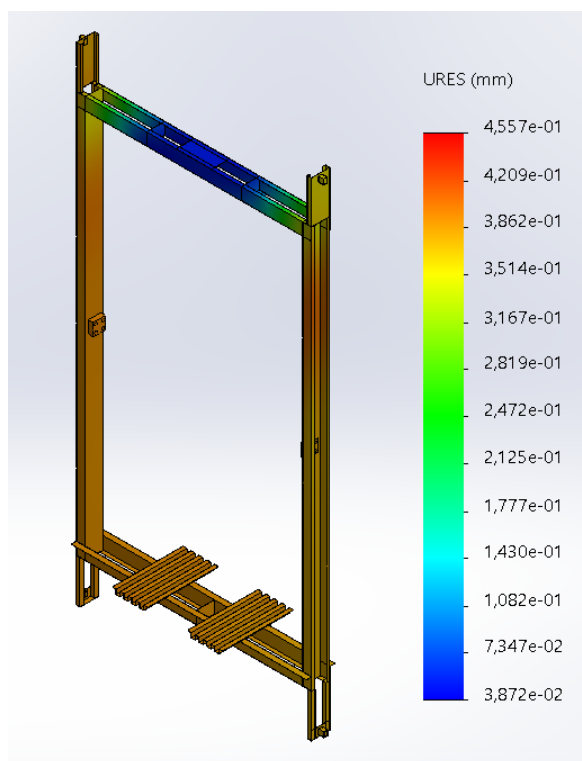


Figura 10.19. Desplazamientos carga mantenimiento del techo

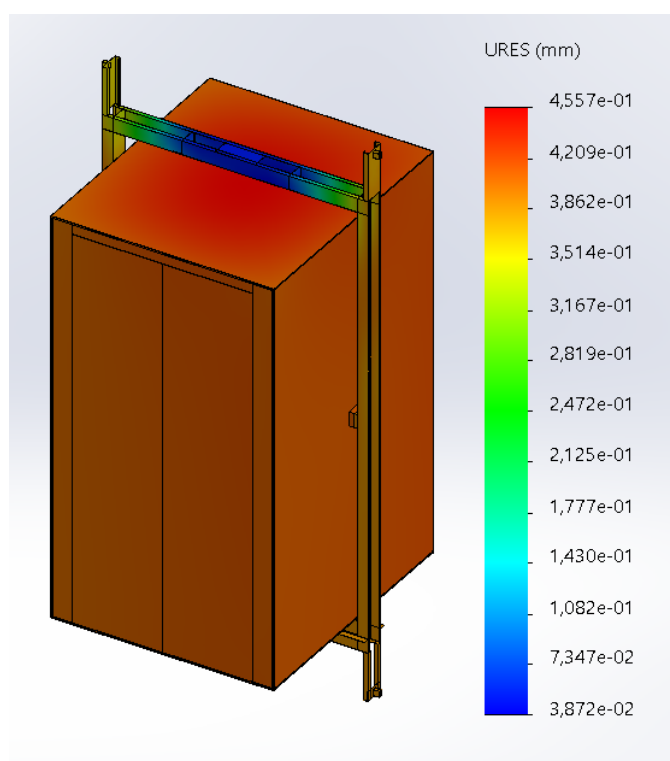


Figura 10.20. Desplazamientos carga descentrada en profundidad en la cabina

Las tensiones que aparecen en el techo de la cabina debido al mantenimiento de este son mínimas, y no se incluyen en el anexo de simulación por motivos de extensión de este. Tanto los desplazamientos como las tensiones obtenidas en el chasis son algo inferiores respecto a las simulaciones anteriores, en parte porque la carga ahora está aplicada sobre la cabina, y es esta la encargada de absorber gran parte de los efectos de esta.

En ningún momento las tensiones obtenidas se acercan al límite elástico del material por lo que no existe deformación permanente en ningún componente del conjunto, condición que caracterizaba esta simulación.

## A10.5 CERRAMIENTOS LATERALES

### A10.5.1 Modelado

Los cerramientos deben soportar una carga de 300 [N] sobre una superficie de  $5 \text{ cm}^2$  sin deformación permanente. En primer lugar, se calcula el valor de la carga que se incluirá posteriormente en el análisis de SolidWorks.

$$P = \frac{300 \text{ [N]}}{0,0005 \text{ [m}^2\text{]}} = 600.000 \text{ [Pa]}$$

Para facilitar la implementación de la carga en el modelo se han añadido una serie de planos que junto a la herramienta líneas de partición de SolidWorks nos han permitido delimitar la zona de la pared donde se ha de aplicar la carga.

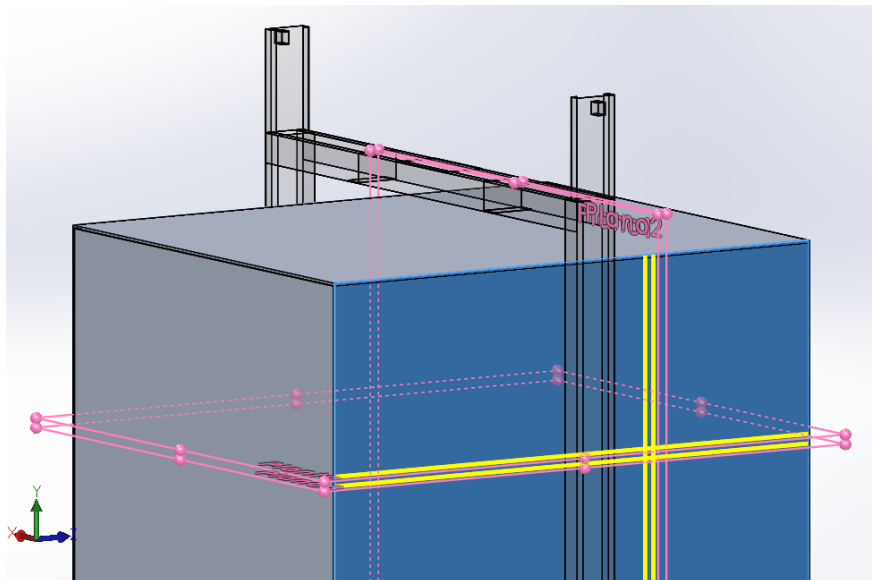
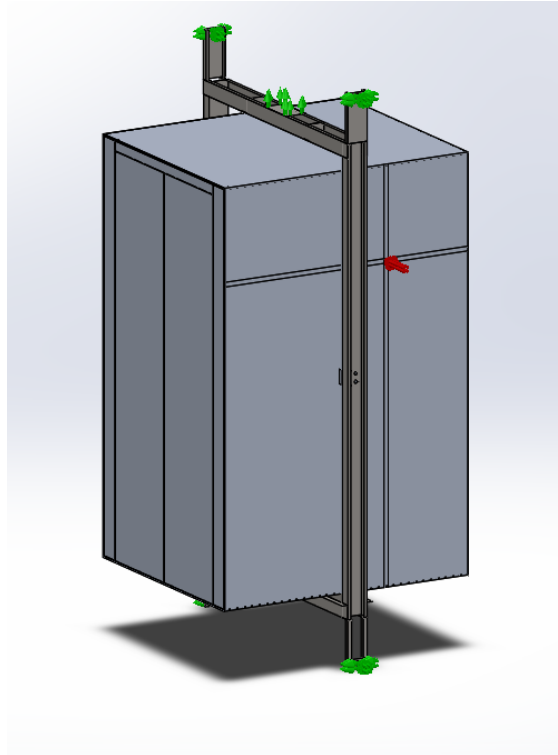


Figura 10.21. Línea de partición cerramientos laterales

Se plantean las mismas condiciones de contorno que en las simulaciones anteriores:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

Se adjunta una captura de pantalla que ofrece una visión global del conjunto donde se aprecian las cargas aplicadas en los cerramientos laterales y las condiciones de contorno asociadas.



*Figura 10.22. Cargas y CC (cerramientos laterales)*

### A10.5.2 Simulación

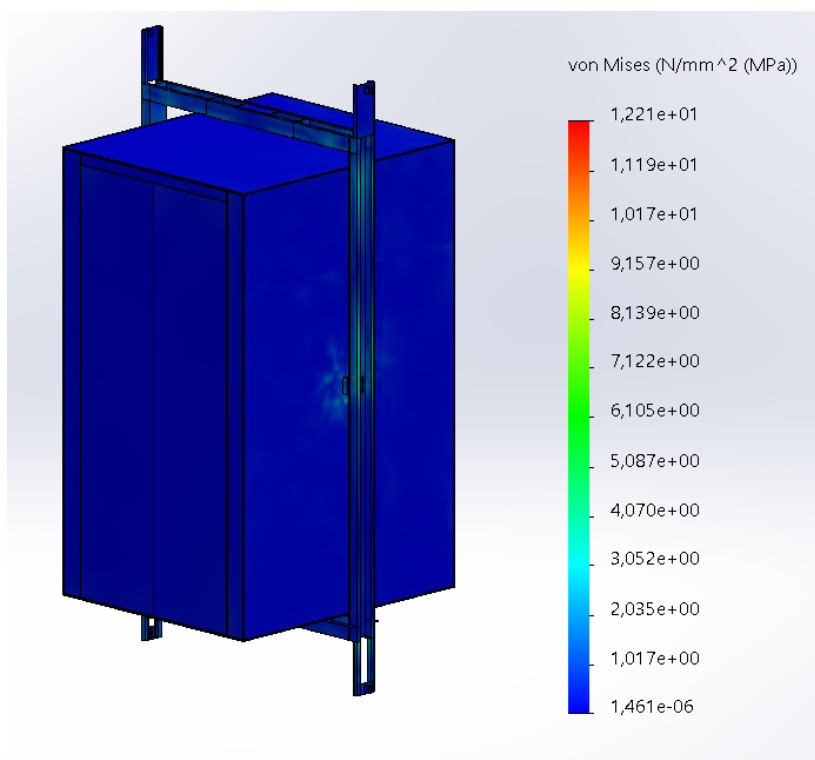


Figura 10.23. Tensiones carga en los cerramientos laterales

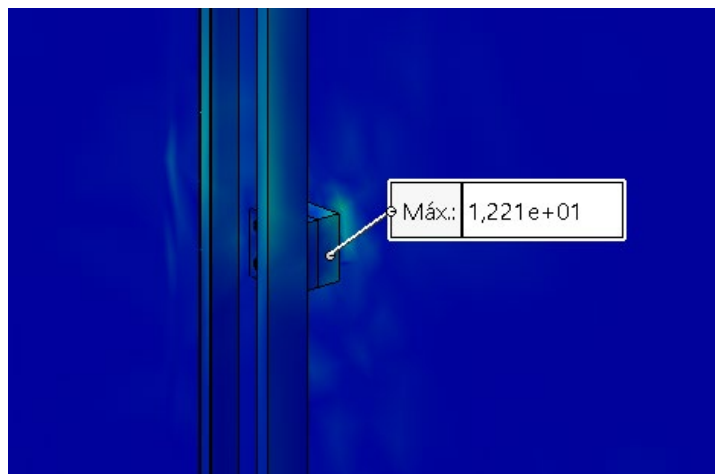
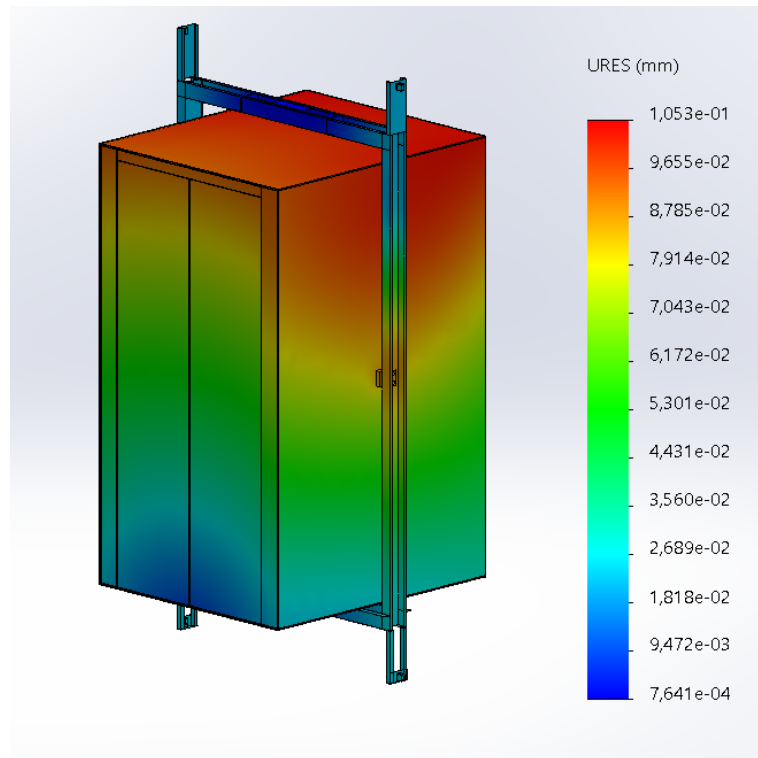


Figura 10.24. Zona de tensión máxima (detalle)



*Figura 10.25. Desplazamientos debidos a carga en los cerramientos laterales*

Las tensiones obtenidas como resultado de la simulación son relativamente bajas por lo que en ningún momento se obtienen deformaciones permanentes. La mayor se obtiene en la zona de unión entre la cabina y el bastidor. La distribución de desplazamientos resulta coherente dándose el máximo en la zona de aplicación de la carga y disminuyendo estos según nos alejamos del punto de aplicación.

## A10.6 PISADERAS

### A10.6.1 Modelado

Se aplica un 40% de la carga máxima sobre la superficie de entrada y salida del ascensor.

$$P = \frac{(0,4 \cdot 450) \cdot 9,81 [N]}{0,1 \cdot 1,1 [m^2]} = 16.052,73 [Pa]$$

En primer lugar, se han añadido una serie de planos que junto a la herramienta líneas de partición de SolidWorks nos han permitido delimitar la zona del suelo de la cabina donde se ha de aplicar la carga.

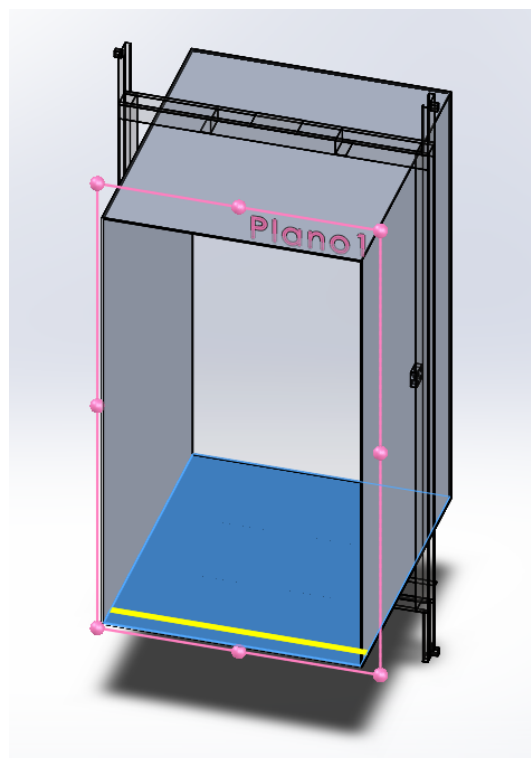


Figura 10.26. Línea de partición para las pisaderas

Se plantean las mismas condiciones de contorno que en las simulaciones anteriores:

- Se impide el desplazamiento vertical en el contorno que alberga el eje de la polea.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

Se adjunta una captura de pantalla que ofrece una visión global del conjunto donde se aprecian las cargas aplicadas en las pisaderas y las condiciones de contorno asociadas.



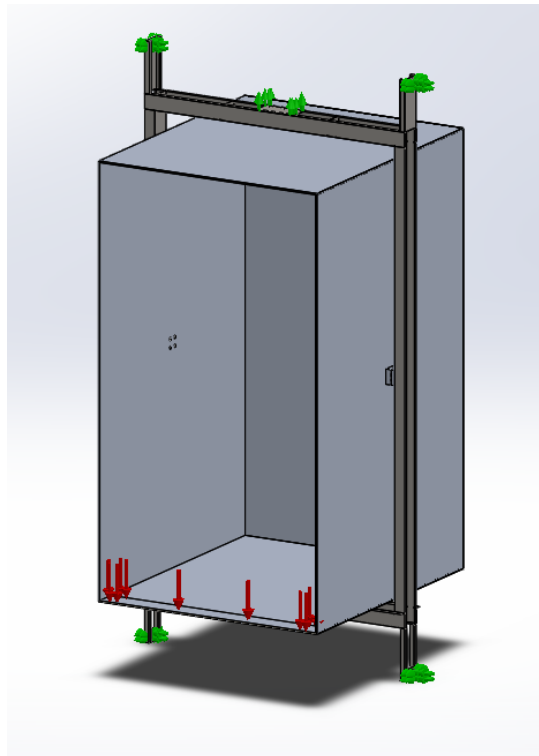


Figura 10.27. Cargas y CC en las pisaderas

#### A10.6.2 Simulación

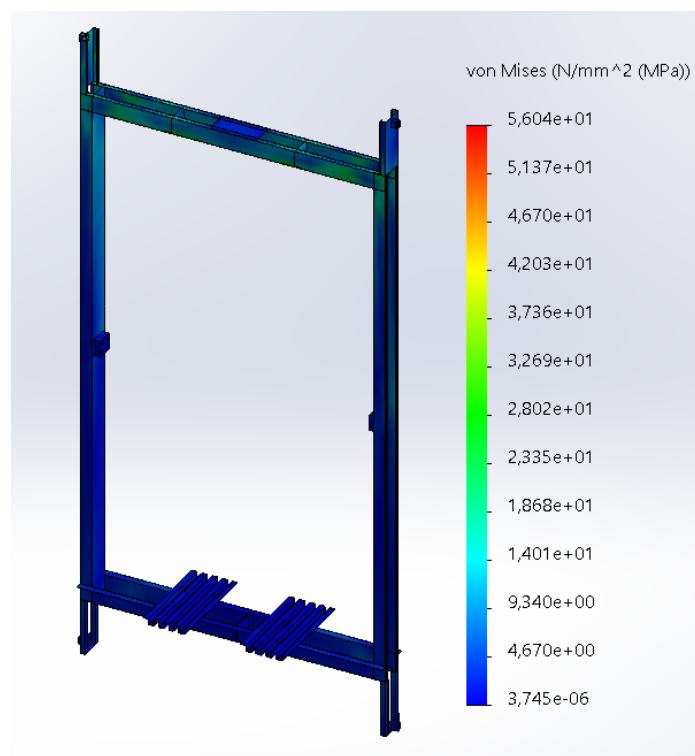


Figura 10.28. Tensiones carga en las pisaderas

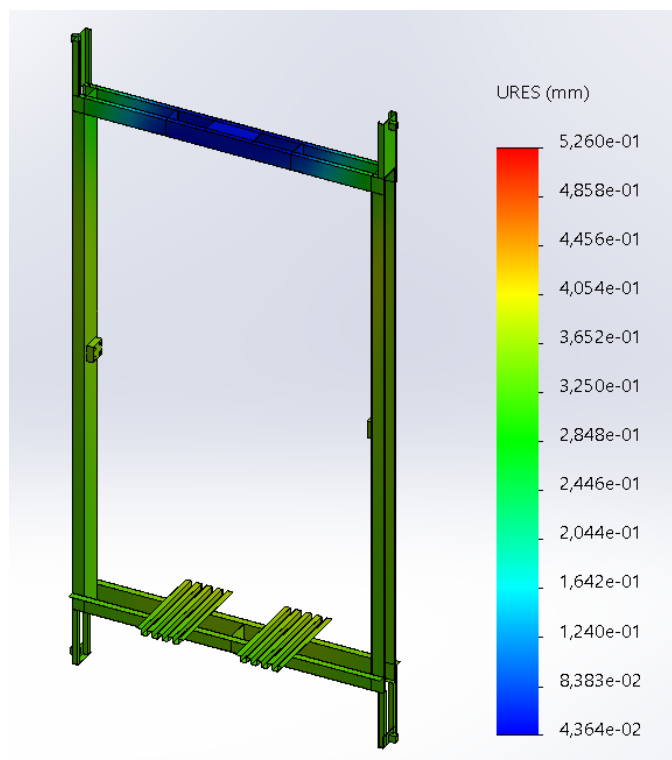


Figura 10.29. Desplazamientos debidos a carga en las pisaderas

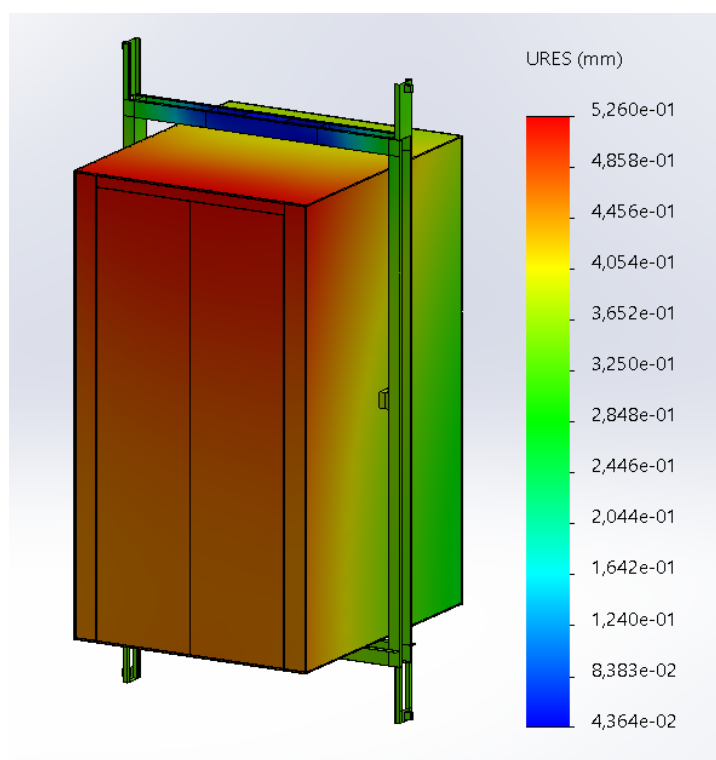


Figura 10.30. Desplazamientos en la cabina debidos a carga en las pisaderas

Tanto la distribución de tensiones como la de desplazamientos resultan coherentes respecto a la carga aplicada, la cual representa la entrada y salida de pasajeros de la cabina. Las tensiones máximas son del orden de 60 MPa y se dan principalmente en los travesaños superiores que conforman la estructura del bastidor. Los desplazamientos se concentran principalmente en la cabina, siendo estos superiores en la zona de incidencia de la carga y disminuyendo progresivamente según nos alejamos de la misma.

## A10.7 ACCIONAMIENTO DEL PARACAÍDAS

### A10.7.1 Modelado

Se aplica un coeficiente de mayoración de 3 sobre la carga máxima:

$$P = \frac{3 \cdot (450 + 150) \cdot 9,81 [N]}{1,1 \cdot 1,25 [m^2]} = 12.842,18 [Pa]$$

En esta simulación las condiciones de contorno sufren una variación en la restricción del movimiento vertical:

- La restricción del movimiento en el eje vertical se sitúa en los agujeros que soportan el paracaídas.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

A continuación, se muestra la condición de contorno que se ha aplicado en SolidWorks para simular la restricción de movimiento vertical en los agujeros que soportan el paracaídas.

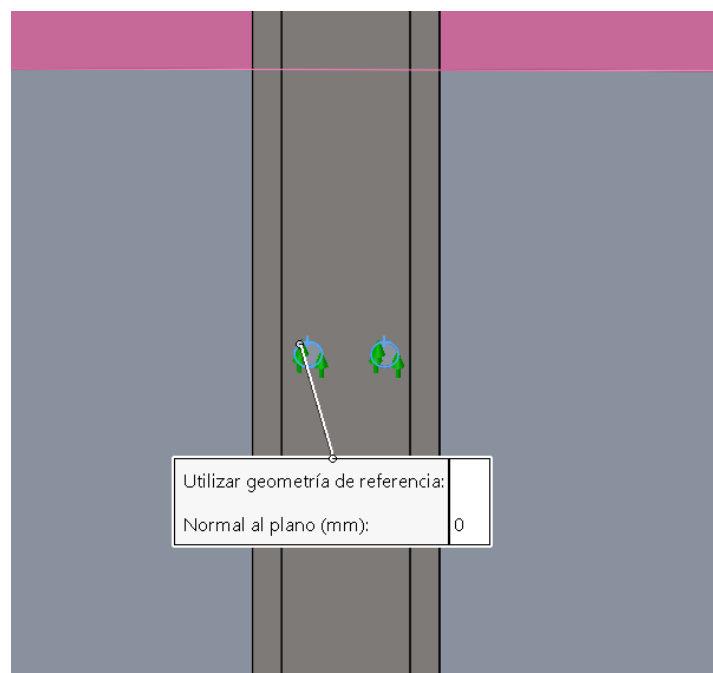
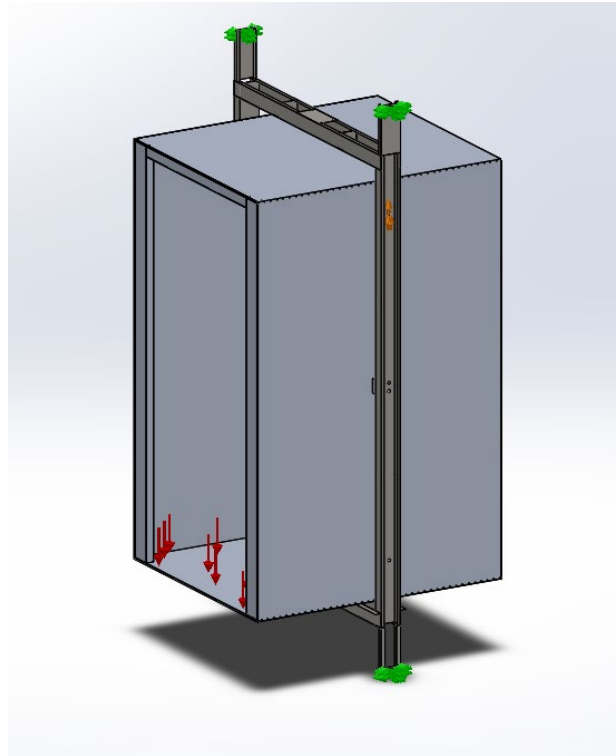


Figura 10.31. Restricción movimiento vertical (accionamiento del paracaídas)

Dado que las condiciones de contorno aplicadas en las rozaderas son las mismas que en las anteriores simulaciones, se adjunta una imagen que ofrece una visión global del conjunto en términos de condiciones de contorno y cargas.



*Figura 10.32. Cargas y CC durante el accionamiento del paracaídas*

### A10.7.2 Simulación

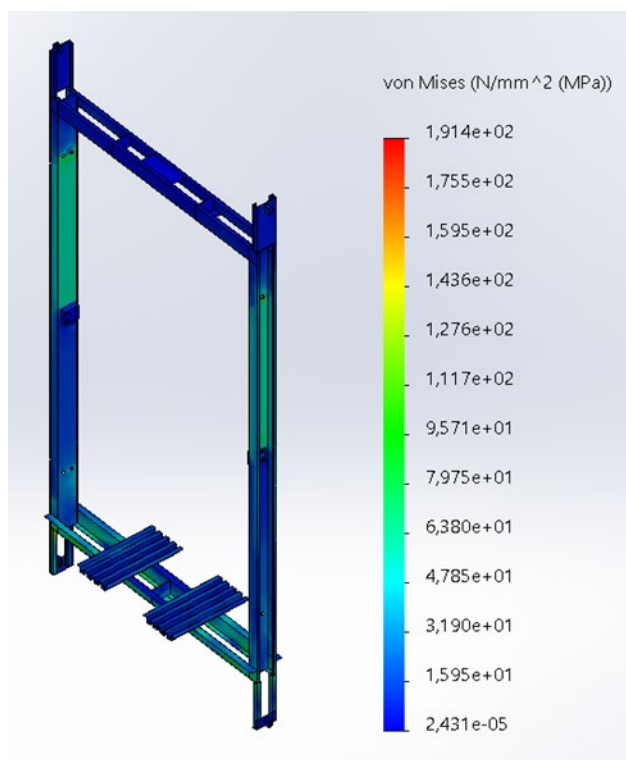


Figura 10.33. Tensiones debidas al accionamiento del paracaídas

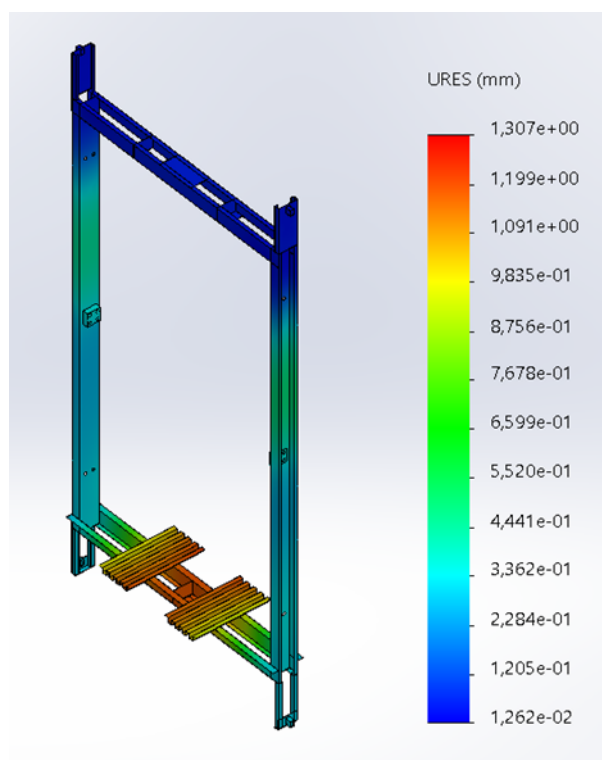


Figura 10.34. Desplazamientos debidos al accionamiento del paracaídas

La simulación de accionamiento del paracaídas supone junto con la de impacto contra el foso una mayor exigencia, ya que representan situaciones límite. Durante esta simulación se alcanzan tensiones de hasta 190 MPa en zonas puntuales en la unión entre las rozaderas y los travesaños, aunque los valores normales se encuentran en torno a los 100 MPa en las zonas cercanas a las condiciones de contorno impuestas en los agujeros que soportan el esfuerzo del paracaídas. El desplazamiento máximo es algo superior a 1 mm.

## A10.8 IMPACTO CONTRA EL FOSO

### 8.1 Simulación

Se aplica un coeficiente de mayoración de 4 sobre la carga máxima.

$$P = \frac{4 \cdot (450 + 150) \cdot 9,81 [N]}{1,1 \cdot 1,25 [m^2]} = 17.122,91 [Pa]$$

En esta simulación las condiciones de contorno sufren una variación en la restricción del movimiento vertical:

- La restricción del movimiento en el eje vertical se sitúa en la goma del buffer.
- Se impide el desplazamiento en los ejes restantes en los soportes de las rozaderas.

A continuación, se muestra la condición de contorno que se ha aplicado en SolidWorks para simular la restricción de movimiento vertical en la goma del buffer.

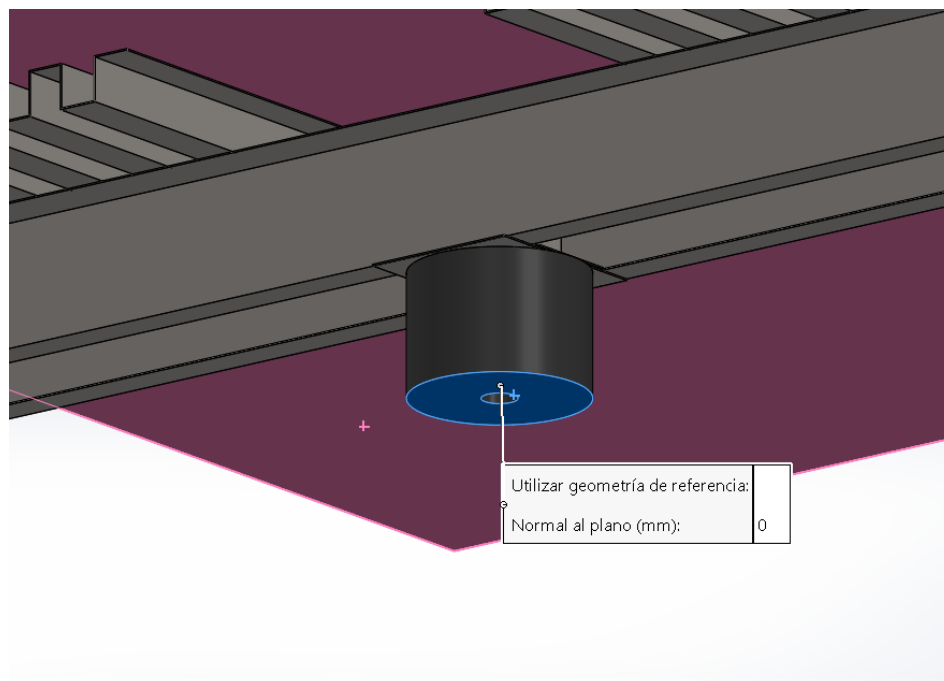
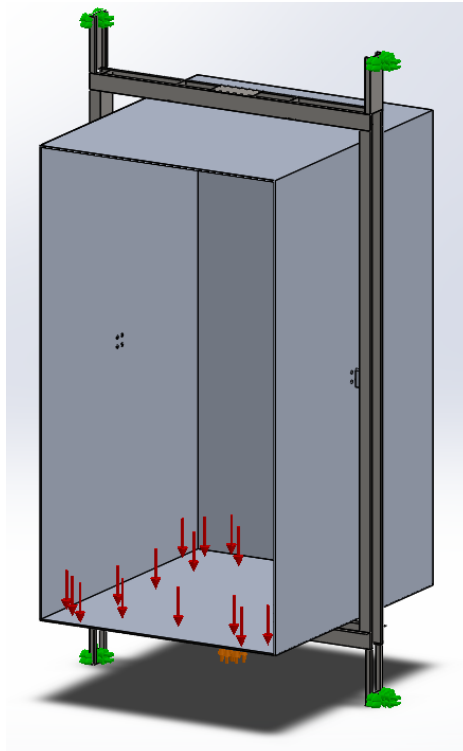


Figura 10.35. Restricción movimiento vertical (impacto contra el foso)

Dado que las condiciones de contorno aplicadas en las rozaderas son las mismas que en las anteriores simulaciones, se adjunta una imagen que ofrece una visión global del conjunto en términos de condiciones de contorno y cargas.



*Figura 10.36. Cargas y CC durante el impacto contra el foso*

## A10.8.2 Simulación

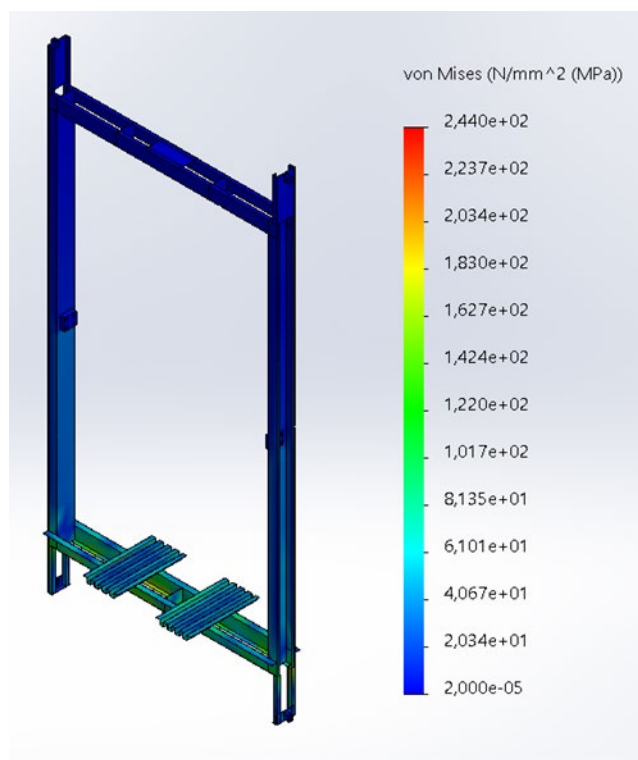


Figura 10.37. Tensiones debidas al impacto contra el foso

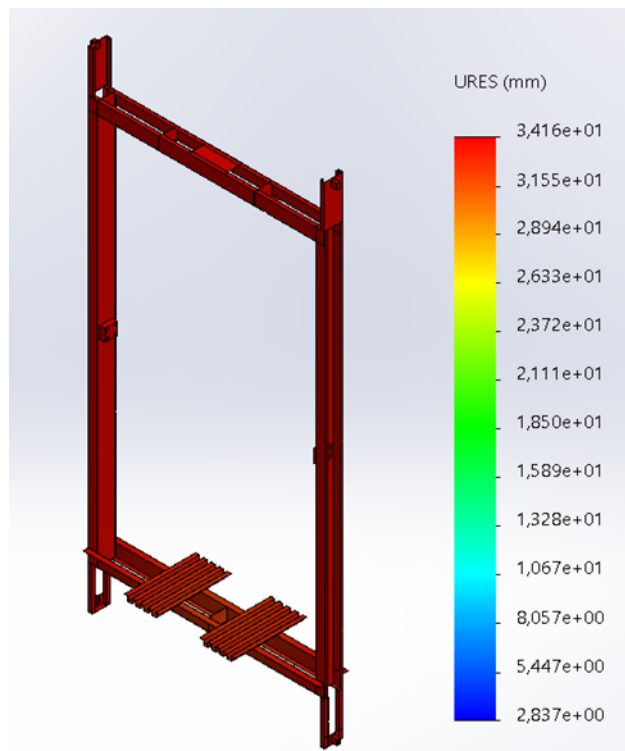


Figura 10.38. Desplazamientos debidos al impacto contra el foso



A pesar de que el buffer situado en la parte inferior del bastidor absorbe gran parte del impacto, las tensiones en esta simulación son elevadas con relación al resto de simulaciones que reflejaban situaciones cotidianas de funcionamiento estándar. Se dan tensiones máximas que superan los 200 MPa aunque la tensión que predomina, en este caso en la parte inferior del bastidor, es de unos 120 MPa. El desplazamiento de 34 mm. que se aprecia en la figura 38 corresponde con el recorrido que realiza el buffer durante el impacto ya que sobre su goma se ha establecido la restricción de movimiento vertical, tal y como se ha comentado anteriormente.

Se han obtenido además de SolidWorks los valores de los coeficientes de seguridad de los travesaños superior e inferior, así como de los largueros que conforman la estructura del bastidor a estudio. En todas las simulaciones salvo accionamiento del paracaídas e impacto contra el foso se han obtenido coeficientes de seguridad superiores a 10. A continuación se muestran los valores obtenidos para las simulaciones más exigentes:

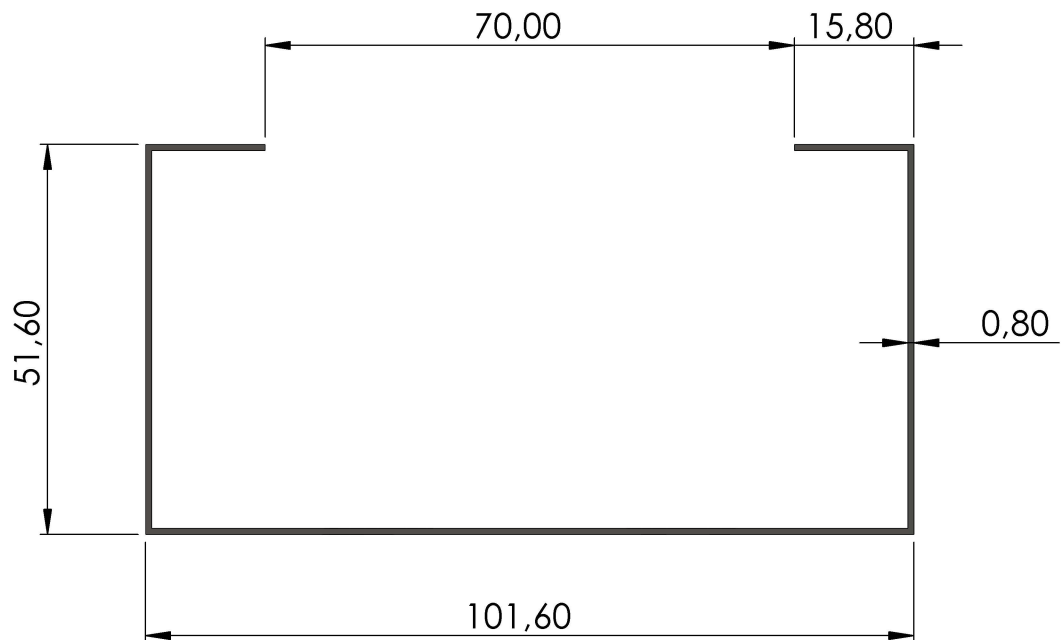
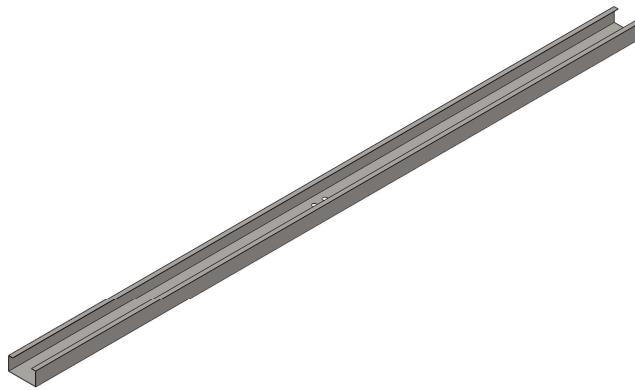
	Travesaño base	Travesaño superior	Larguero bastidor
Accionamiento del paracaídas	4,48	8,12	2,37
Impacto contra el foso	3,98	7,21	3,81

*Tabla 10.1 Coeficientes de seguridad*



En la simulación del accionamiento del paracaídas, evidentemente los largueros son el componente más solicitado del conjunto ya que en ellos se encuentran mecanizados los agujeros sobre los que se han impuesto las restricciones de movimiento vertical simulando el comportamiento real de los paracaídas.

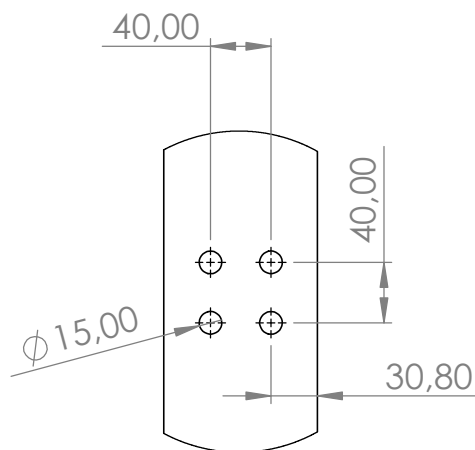
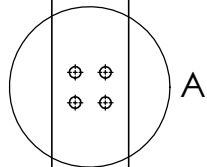
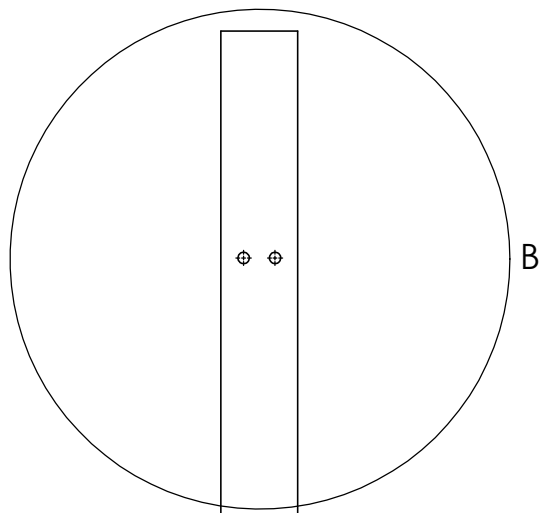
Por otro lado, en la simulación de impacto contra el foso es el travesaño de la base el que sufre la mayor parte de los esfuerzos. El buffer instalado en la parte inferior del bastidor libera a este de gran parte de responsabilidad frente al impacto manteniendo el coeficiente de seguridad alejado de la zona crítica.

## A11. PLANOS

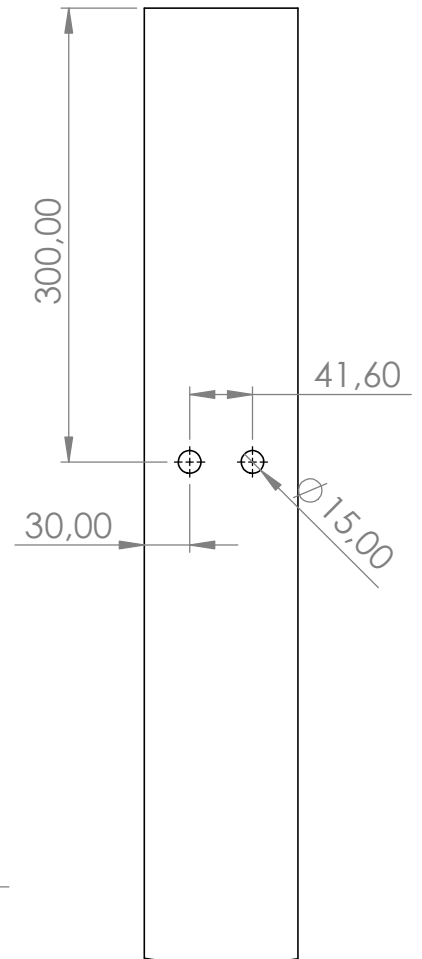


Longitud: 2265 mm.



	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  LARGUEROS BASTIDOR (Perfil tipo C) .			
1:1				
				Plano N° 1

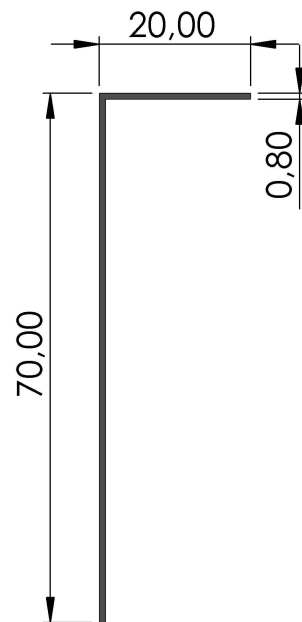
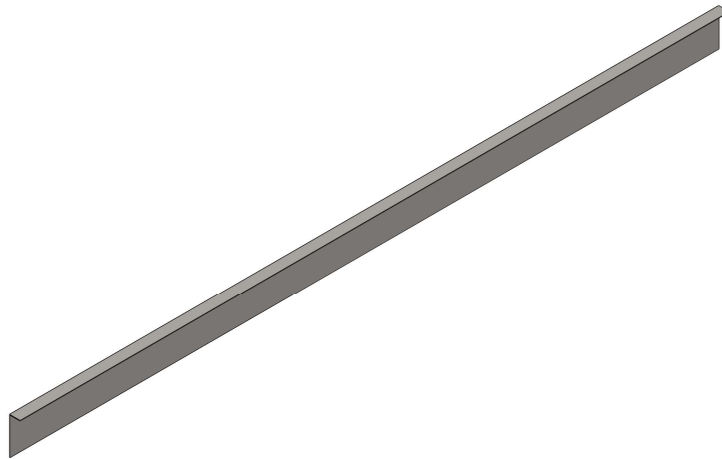


DETALLE A  
ESCALA 1 : 5





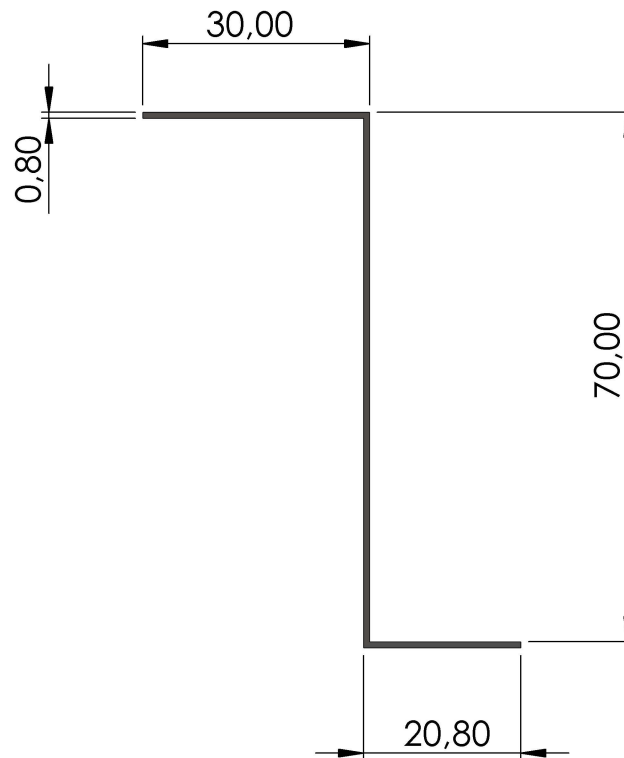
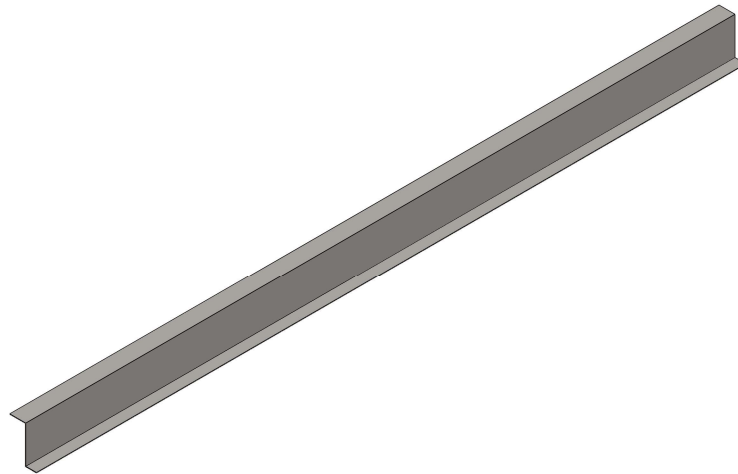
DETALLE B  
ESCALA 1 : 5

	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:10	Detalle larguero bastidor			
				Plano N° 2





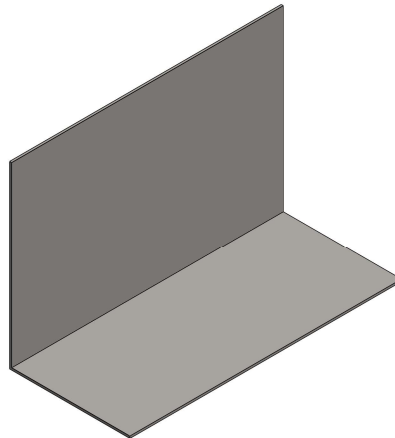
Longitud: 1326,5 mm.

	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:1	Travesaños bastidor (superiores)			
				Plano Nº 3





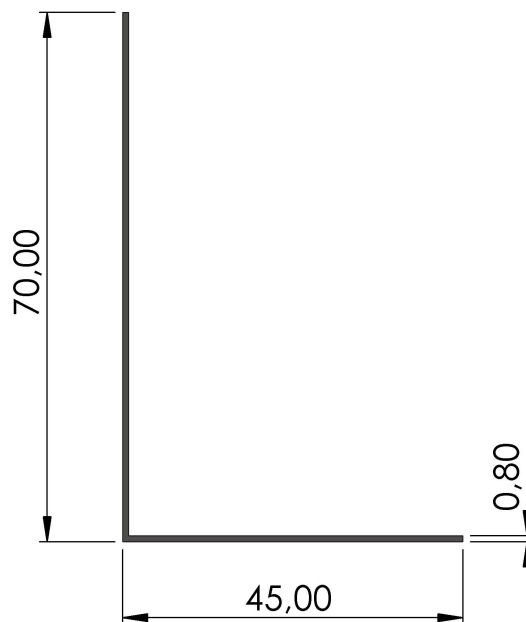
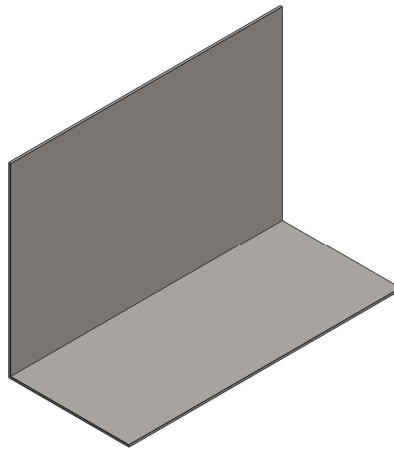
Longitud: 1326,5 mm.

	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Travesaño bastidor (Base)			
1 : 1				
				Plano Nº 4





Longitud: 101,6 mm.

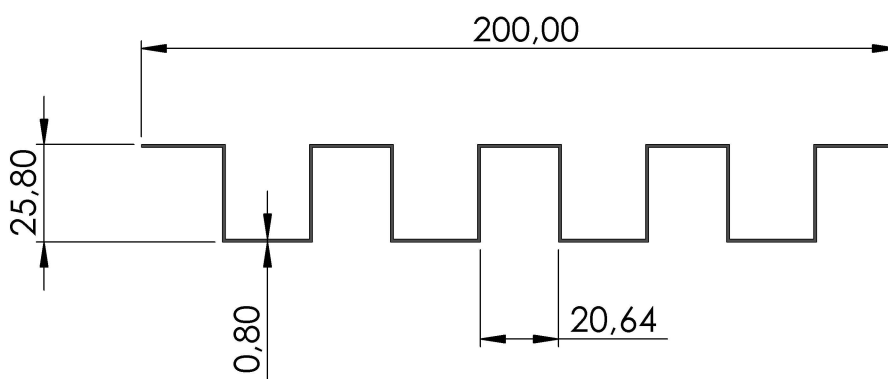
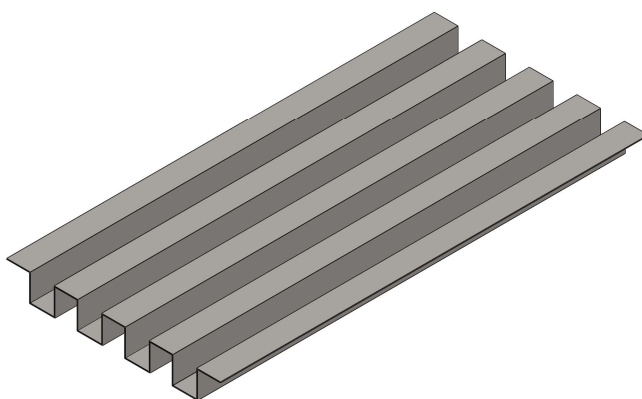
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Rigidizador bastidor (superior)			
1:1				
				Plano Nº 5





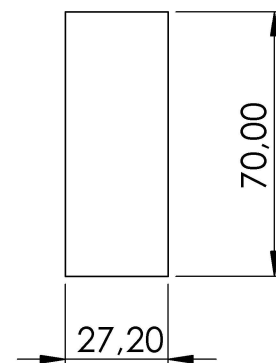
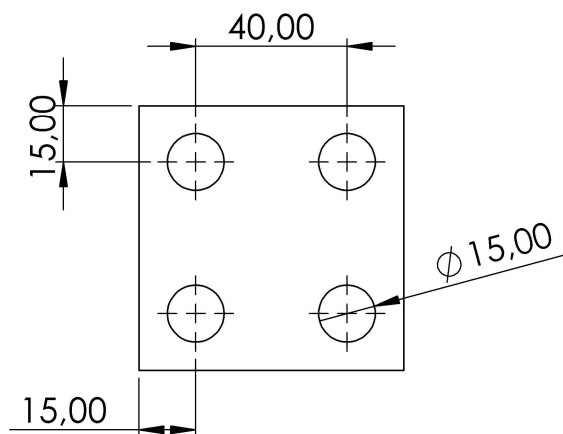
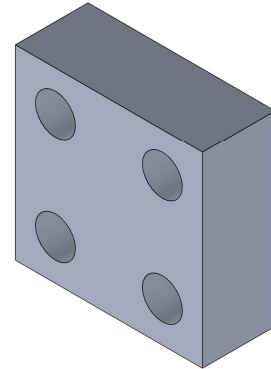
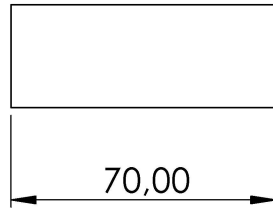
Longitud: 101,6 mm.



	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Rigidizador bastidor (base)			
1:1				
				Plano N° 6

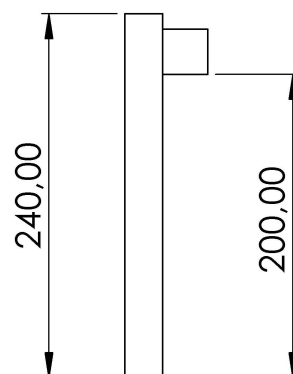
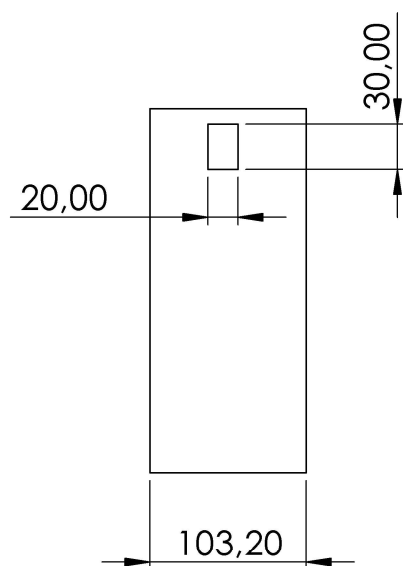
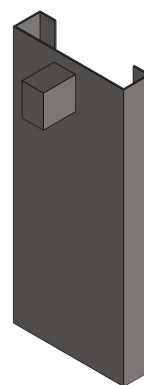
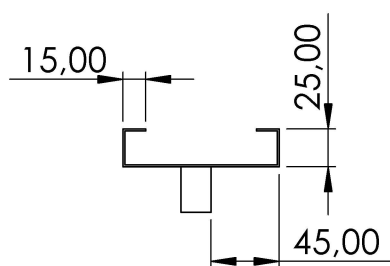






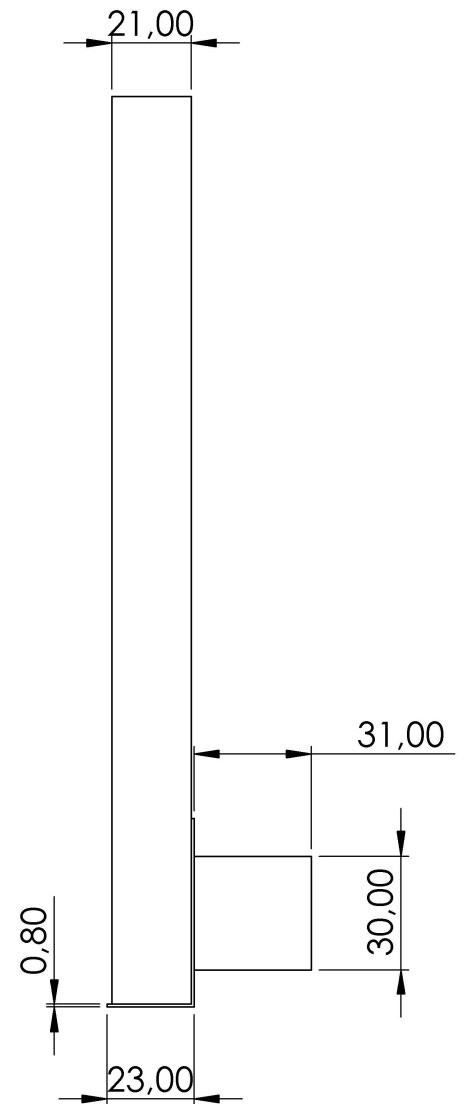
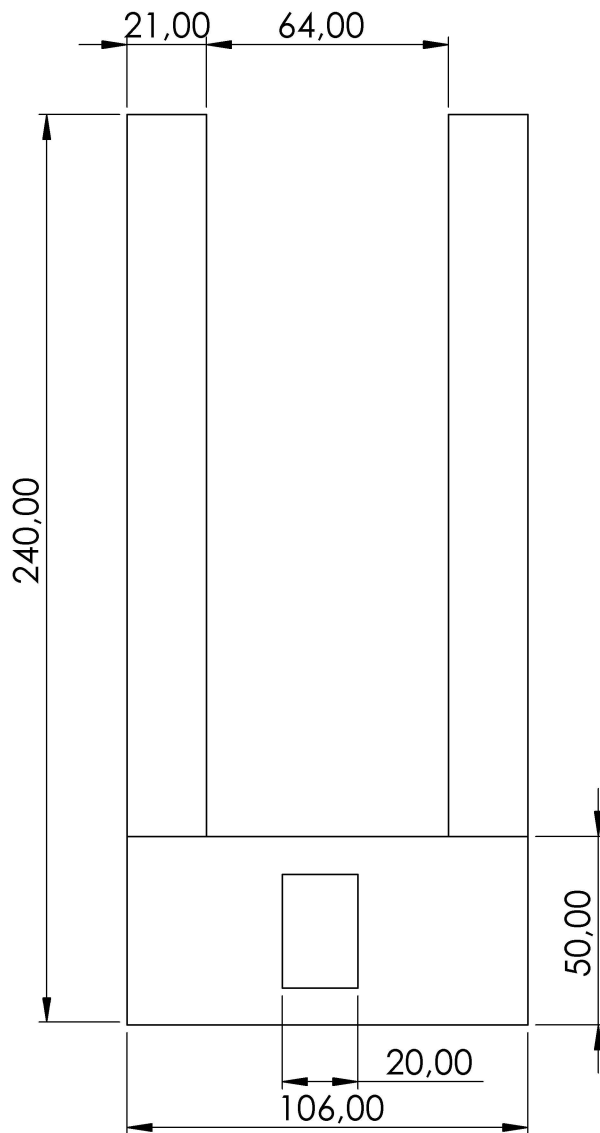
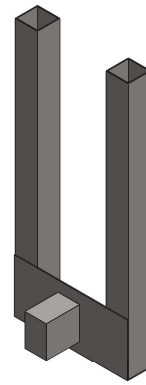
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Soporte Cabina			
1:2				
				Plano N° 7





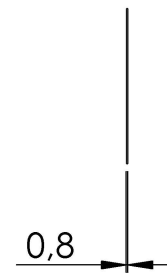
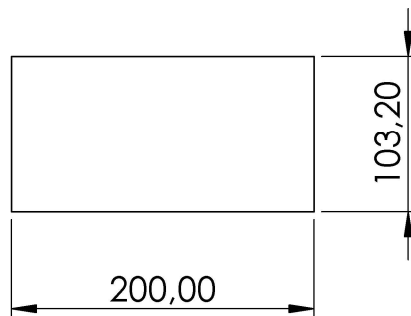
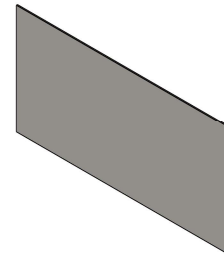
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Pieza tornillos			
1:2				
				Plano Nº 8





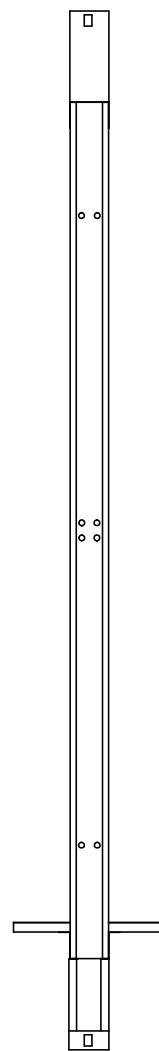
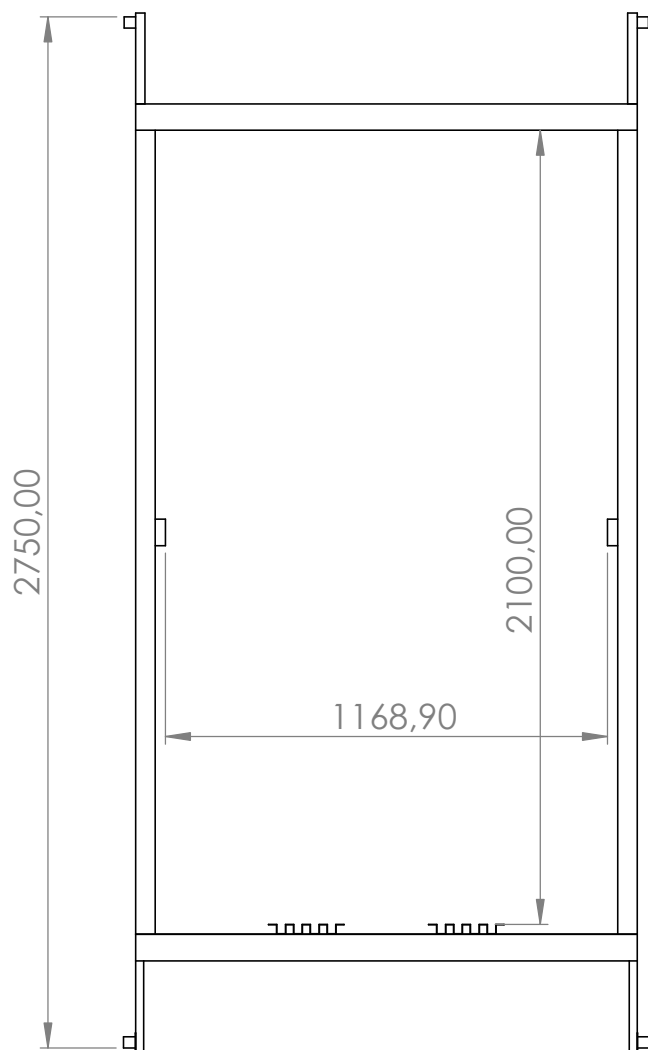
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Rozadera superior			
1:5				
				Plano N° 9





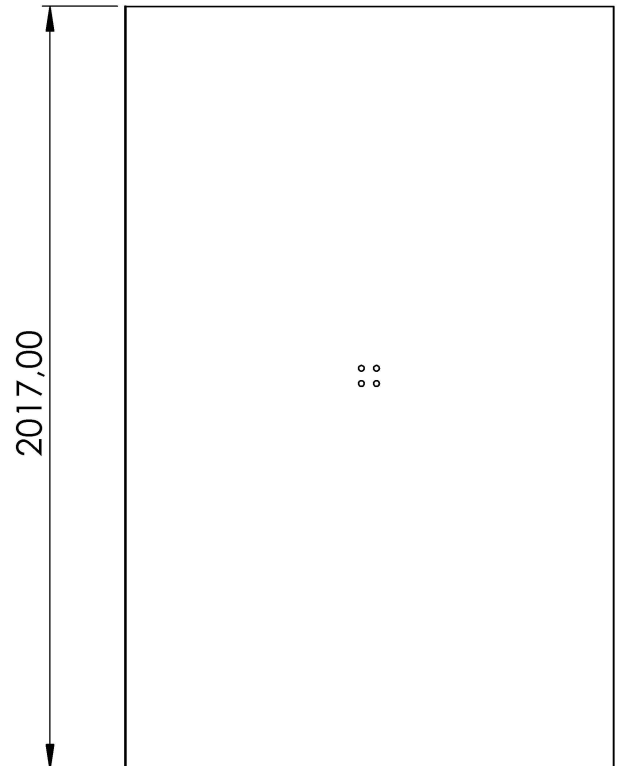
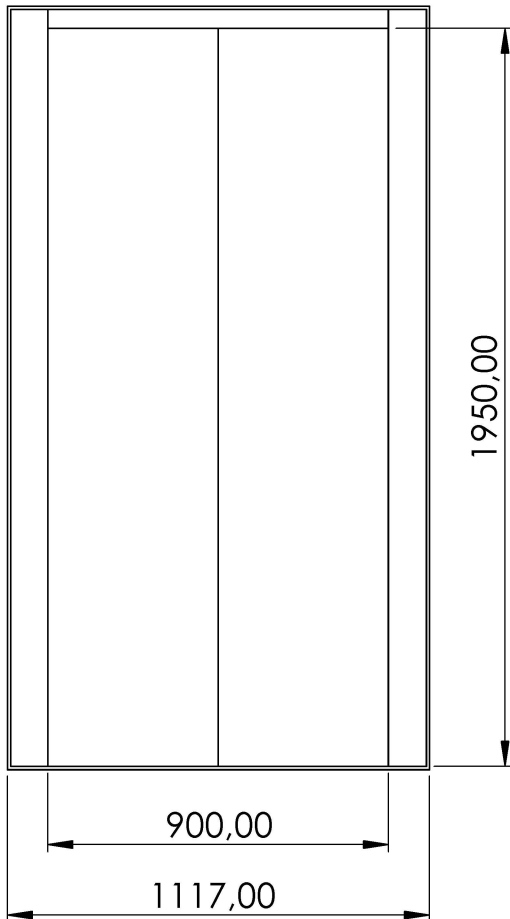
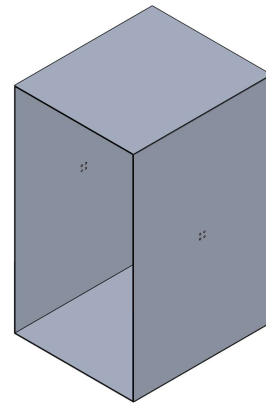
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título  Conjunto rozaderas inferiores			
1:2				
				Plano Nº 10





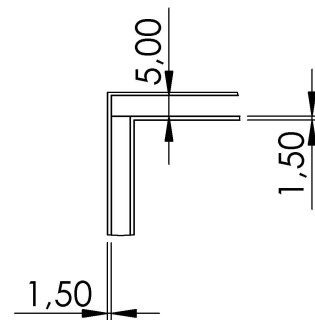
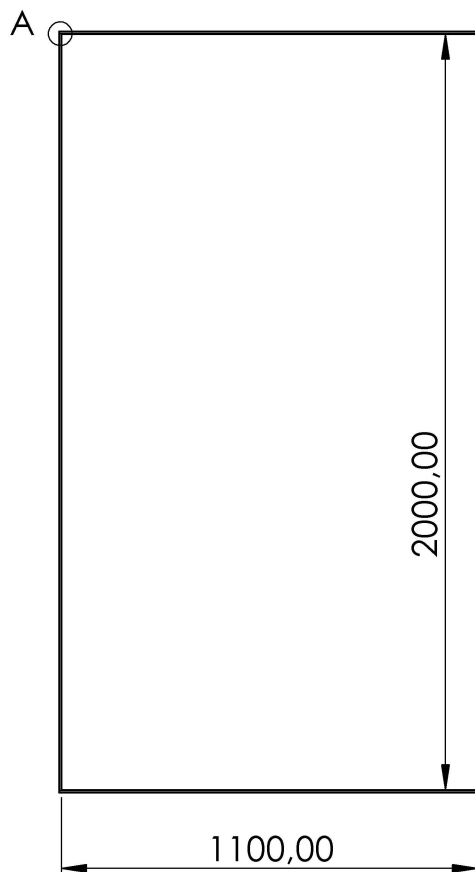
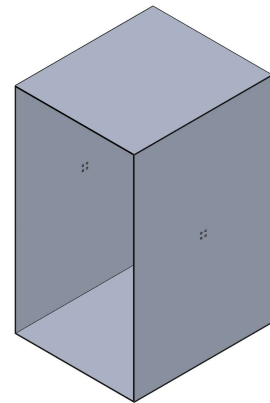
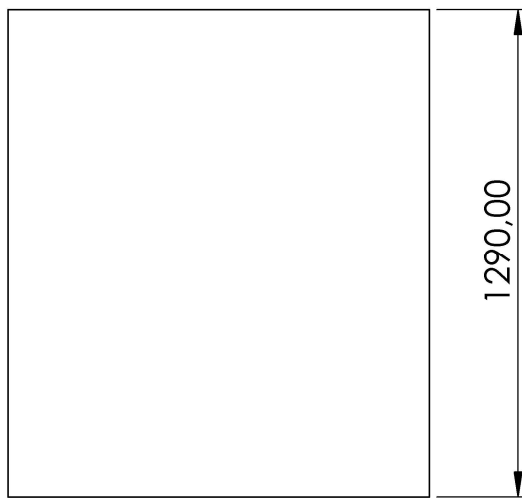
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:5	Placa de agarre			
				Plano Nº 11





	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:20	Bastidor completo			
				Plano N° 12



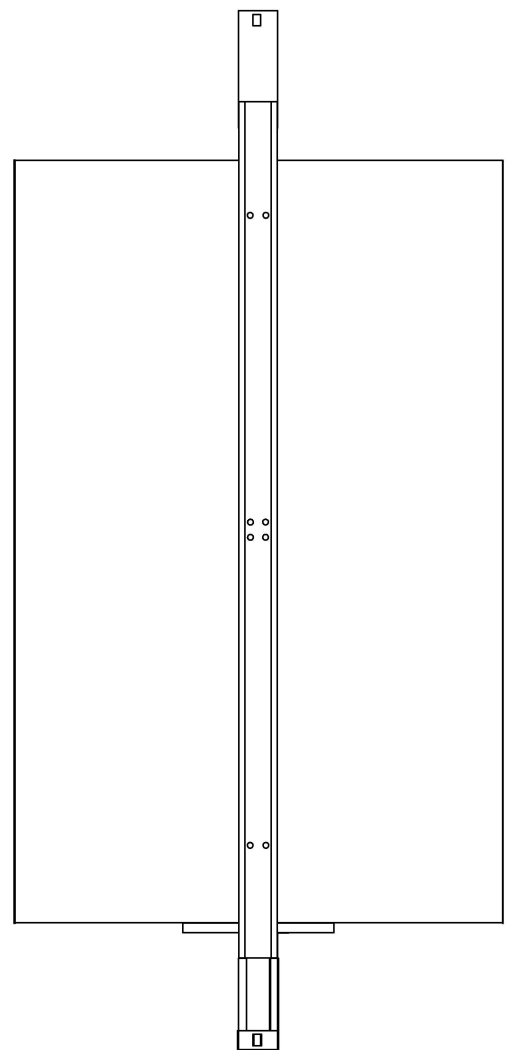
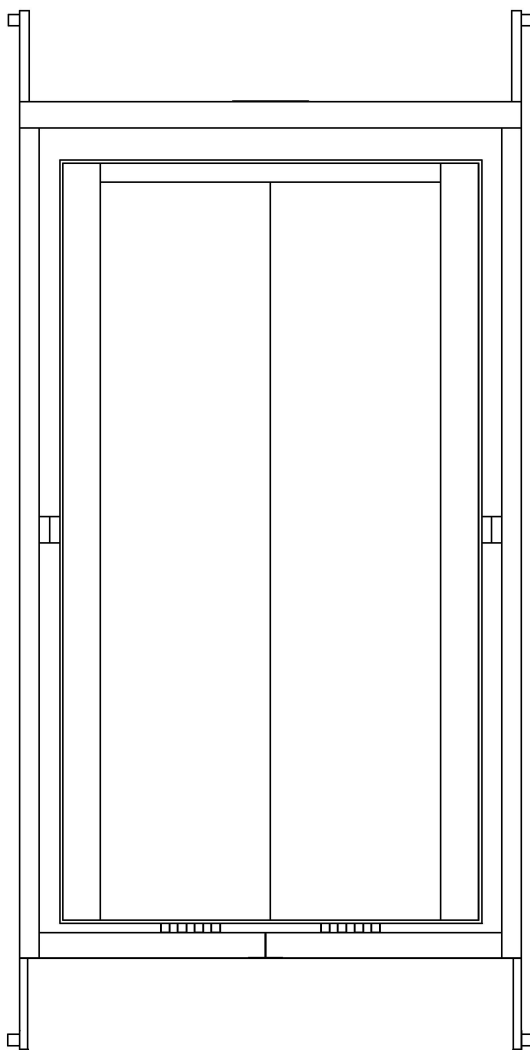
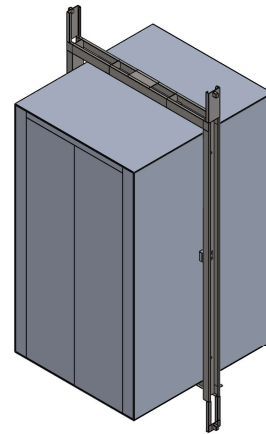
	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:20	Dimensiones cabina			
				Plano Nº 13





DETALLE A  
ESCALA 1 : 2

	Fecha	Nombre	Firma: 	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:20	Dimensiones interiores de la cabina			
				Plano N° 14





	Fecha	Nombre	Firma:	
Dibujado		Víctor Pérez		
Comprobado				
Escala	Título			
1:20	Conjunto cabina-bastidor			
				Plano Nº 15