



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

Puertas de rellano de un ascensor de viviendas.
Estudio carga en conjunto pisadera

Autor:

Gerard Oliva Cerdán

Director:

Emilio Larrodé Pellicer

Ingeniería Industrial
Departamento Ingeniería Mecánica
Escuela Ingeniería y Arquitectura (EINA)
Universidad Zaragoza
2013

PUERTA DE RELLANO DE UN ASCENSOR DE VIVIENDAS. ESTUDIO CARGA EN CONJUNTO PISADERA

RESUMEN

El presente proyecto recoge una serie de estudios de comportamiento, ante un caso específico de carga aplicada, de los elementos que componen un *conjunto pisadera*, correspondiente a un modelo concreto de puerta automática de rellano de ascensor de la empresa *Fermator SA*. Los diversos resultados obtenidos en los estudios, dadas las condiciones específicas de carga representadas por una carretilla manual cargada, han proporcionado unos resultados óptimos y significativos en lo que respecta a los modelos de elementos estudiados.

No solamente se ha dado validez al conjunto dando una solución específica y concreta a cada uno de los casos planteados, sino que se ha conseguido obtener una visión clara respecto a distintos aspectos en referencia a los elementos, con posibilidad de mejora en su diseño.

Los tres estudios realizados (estático, de frecuencias naturales y de fatiga), han proporcionado una información completa y suficiente para validar el conjunto en conceptos específicos de rigidez del sistema, resistencia mecánica de cada elemento o durabilidad del conjunto, dadas las condiciones especificadas.

A nivel de empresa, con este estudio se ha pretendido crear una base para el análisis de los casos planteados por el cliente, respecto a la elección entre los distintos modelos de pisadera y escuadras de fijación que dispone la empresa, dado un caso real de cargas en la misma y las dimensiones constructivas restrictivas.

En la situación actual, son muchas las demandas de dicha información y relativamente pocos los datos técnicos de los que se disponen, lo que se ha considerado un gran aliciente para su realización. Por ello, se ha pretendido que el Proyecto constituyera un punto de partida, ampliando el mismo con el resto de modelos de pisaderas y escuadras y aplicando distintas condiciones de carga (por peticiones de clientes o porque así se estime oportuno) y así, optimizar la respuesta técnica ofrecida en cada uno de los casos.

Contenido

1	Objetivo y justificación del Proyecto	4
2	Alcance	6
3	Conceptos generales.....	7
3.1	Introducción uso ascensor actualidad	7
3.2	Puerta de rellano automática	7
3.3	Necesidad de volado. Tramos	13
3.4	Criterios de plasticidad y flecha máxima	16
3.4.1	Criterio de plasticidad	16
3.4.2	Criterio de flecha máxima	18
4	Modelos seleccionados para el estudio	19
4.1	Introducción	19
4.2	Piezas / elementos utilizados.....	20
4.2.1	Cabina ascensor	20
4.2.2	Carretilla manual.....	20
4.2.3	Pisadera	21
4.2.4	Apoyo pisadera	22
4.2.5	Escuadras.....	22
5	Método resolución utilizado. MEF.....	23
5.1	Resolución programa Cosmos Solidworks. Consideraciones	23
5.1.1	Condiciones de contorno en elementos	23
5.1.2	Condiciones en uniones entre elementos	24
5.1.3	Condiciones de carga	25
5.1.4	Mallado del conjunto	26
6	Estudio estático	28
6.1	Introducción	28
6.2	Definición / características estudio	28
6.2.1	Máxima tensión Von Misses	28
6.2.2	Flecha máxima del conjunto	29
6.3	Carretilla manual: Aplicación carga en pisadera	30
6.3.1	Características y dimensiones.....	30
6.3.2	Carga repartida en pisadera	31
6.4	Gráficas/conclusiones	35
7	Estudio frecuencias naturales de vibración	43
7.1	Introducción	43
7.2	Definición / características estudio	43
7.3	Gráficas/conclusiones	44

8	Estudio a fatiga.....	46
8.1	Introducción	46
8.2	Definición / características estudio	46
8.3	Gráficas/conclusiones	50
9	Conclusiones Globales.....	52
9.1	En relación al propio estudio	52
9.2	En relación a los resultados	52
9.3	Valoración personal	54
10	Futura continuación del Proyecto	55
11	Índice ilustraciones, gráficas y tablas	56
11.1	Índice ilustraciones	56
11.2	Índice gráficas.....	57
11.3	Índice tablas	57
12	Bibliografía.....	58
13	Agradecimientos.....	59

1 Objetivo y justificación del Proyecto

El principal objetivo de este estudio es dar validez al conjunto pisadera de un modelo de puerta de ascensor automática de rellano, de la empresa Fermator S.A., aplicando unas condiciones de carga específicas.

Dentro de la complejidad de los elementos y mecanismos que componen una puerta de ascensor, este Proyecto se centrará en el elemento a través del cual se guían las hojas de la puerta de rellano y que, a su vez, soporta las cargas que pasan a través de ella, la *pisadera*. La *pisadera* necesita de los elementos que la fijan al forjado, las *escuadras de fijación* (las escuadras son necesarias cuando la pisadera va volada sobre el hueco. Apartado 3.3 *Necesidad de volado. Tramos*) y la pieza que les sirve de nexo, el *apoyo pisadera*.

Se ha simulado un caso real, con el fin de validar los modelos objeto de estudio, en sus distintas configuraciones. Se ha comprobado, mediante 3 estudios, diversos aspectos respecto a los elementos que componen cada modelo:

- **Estudio estático:** Aplicando la carga máxima en la *carretilla manual* (motivo de elección y características en Apartado 4.2.2 *Carretilla manual*), con las ruedas en el punto más volado de la pisadera. Con ello serán testados los siguientes aspectos:
 - ✓ *Resistencia mecánica:* será comprobada la no plastificación de ninguna de las partes implicadas, exigiendo un mínimo coeficiente de seguridad.
 - ✓ *Rigidez del conjunto:* se comprueba la máxima flecha, que no debe superar unos valores límites específicos.
- **Estudio de frecuencias naturales de vibración:** Se comprueba la existencia de rigidez y estabilidad dimensional del conjunto.
- **Estudio a fatiga:** Se comprueba que la vida útil del conjunto está dentro de los márgenes aceptados, teniendo en cuenta el uso y las condiciones dadas. Se parte de los valores más críticos dados por el previo estudio estático, aplicando un factor de carga oportuno.

El origen y propuesta del presente proyecto, nace en el contexto de la empresa de la cual formo parte desde hace tres años, Fermator S.A. La empresa se dedica a la fabricación de puertas automáticas para ascensores y ofrece una amplia y diversa gama de productos.

Debido a la necesidad existente en una empresa de dar soluciones optimizadas y adecuadas a los requerimientos de cada cliente, surge este Proyecto.

Actualmente, la empresa dispone de una variedad de modelos de *pisaderas* y *escuadras* y es el propio cliente, según su criterio, el que determina cuál de esos modelos se adecuan más a sus necesidades. Si bien el estudio dimensional de las piezas en cuestión está ya realizado, es el de resistencia del conjunto dadas unas condiciones de carga, el que falta por estudiar, ya que solamente están testadas cada una de las piezas por separado.

Debido a que una cantidad destacable de clientes piden consejo a la hora de hacer la elección, se pretende crear una base de cálculo. Este estudio concreto constituye un primer paso para que, en un futuro, se puedan estudiar el resto de modelos y los casos que se planteen. Además, con ello, se podrá dar validez, o no, al modelo de *pisadera* y las *escuadras de fijación*, dadas unas condiciones de carga, un uso de ascensor y un rango de volado (dado por las restricciones constructivas correspondientes. Ver apartado 3.3, anteriormente especificado); y, de efecto inmediato, permitirá obtener unas especificaciones más completas de los elementos a los que el estudio remite.

Dado que realizar físicamente cada uno de los estudios y combinaciones planteados, implica un enorme esfuerzo de tiempo, dinero y personal cualificado para ello, se propone desarrollar esta base de cálculo mediante el programa Solidworks, a través del uso de elementos finitos. Así, simplemente especificando las condiciones de carga, rango de volado y combinando las variables *pisaderas* / *escuadras*, se podrá asignar al modelo elegido una solución optimizada y adecuada que pueda garantizar la validez del conjunto.

Además, gracias a realizar estos estudios con el Método de Elementos Finitos en el programa, se podrá cambiar el diseño de los elementos, en el caso que así se estime, consiguiendo simplificar enormemente su testado de validez.

2 Alcance

El presente proyecto se ha centrado en el estudio del conjunto pisadera de una puerta de rellano de ascensor, de apertura telescópica de dos hojas del modelo 40/10, de la empresa Fermator SA. Se ha estudiado el comportamiento del conjunto formado por: la pisadera de aluminio estándar de 90 mm de ancho, el apoyo pisadera estándar (pieza nexo entre pisadera y escuadras) y distintas escuadras de fijación estándares diseñadas para distintos volados, tras aplicarle una carga simulada como una carretilla manual cargada (Apartado 4.2.2 anteriormente especificado), cuyo peso total corresponde a la carga máxima a la que está limitada la cabina del ascensor (ver todas las características en Anexo A. *Características elementos*).

En el estudio, se han tenido en cuenta los siguientes aspectos, a la hora de escoger el modelo objetivo:

- Se ha analizado el modelo de puerta de rellano más vendido en un rango de 3 años (2010 a 2012 inclusive). Los dos modelos más vendidos son: modelo 40/10 telescópica de 2 hojas, con pisadera de aluminio, de pasos libres 700 y 800 mm. Además, se ha ampliado el rango de pasos libres estudiados a los siguientes inmediatos inferior y superior estandarizados: 750 y 850 mm.
- Estudio con los 4 modelos de escuadra de fijación diseñadas para dicho modelo de puerta, las cuales engloban toda la longitud de volado (hasta 150 mm. Ver apartado 3.3 anteriormente especificado). Cada una de las escuadras es válida para un tramo de volado y se ha realizado el conjunto de estudios en el máximo volado que permite cada una de ellas, con el fin de representar la situación más crítica.

No se entra a valorar el estudio de impacto debido a la necesidad de acotar el Proyecto. A pesar de prescindir de él, con el conjunto de estudios realizados se consigue un análisis completo y suficiente.

3 Conceptos generales

3.1 Introducción uso ascensor actualidad

El ascensor se ha convertido en un elemento útil, cómodo e indispensable para el ser humano en la sociedad actual. Después del primer modelo (como se conoce actualmente) construido por Ivan Kulibin en el Palacio de Invierno de San Petersburgo en 1793, se crearon diversos prototipos, pero no fue realmente comercializado y extendido hasta la fundación de Otis Elevator Company, en 1853.

Conforme se iban construyendo edificios cada vez más altos y los grandes almacenes comenzaron a prosperar, surgió la necesidad de trasladar a los clientes de un piso a otro con el mínimo esfuerzo. Los negocios se empezaron a dar cuenta del potencial de este nuevo artefacto y, en 1857, se instaló el primer ascensor de pasajeros en un almacén de Broadway.

El ascensor, como lo conocemos hoy día, se compone principalmente de la cabina y puerta/s, el contrapeso, el sistema de paracaídas, el grupo tractor (en ascensores electro-dinámicos) y el cuadro de maniobras de control. Todas sus partes mecánicas, eléctricas y electrónicas funcionan conjuntamente para lograr un medio seguro de movilidad.

A nivel europeo, la normativa en vigor que rige los ascensores eléctricos es la norma UNE EN 81.1 y la UNE EN 81.2 para ascensores hidráulicos. En España, la normativa que rige los ascensores es el *Real decreto 1314/1997*, donde se aprueba el Reglamento de Aparatos de Elevación y manutención. Se distinguen las normas de carácter general de aquellas otras propiamente técnicas, recogidas en las *Instrucciones Técnicas Complementarias*.

3.2 Puerta de rellano automática

En 1957 se inició el sistema de puertas automáticas en los ascensores de pasajeros, prescindiendo del proceso de abrir y cerrar la puerta manualmente.

Para luego entrar en detalle y centrar el estudio en el conjunto pisadera, es necesario definir las partes que componen una puerta de rellano automática, con el fin de tener claros los conceptos. El conjunto que forma una puerta de rellano, es el formado por los siguientes elementos, mostrados en el esquema siguiente:

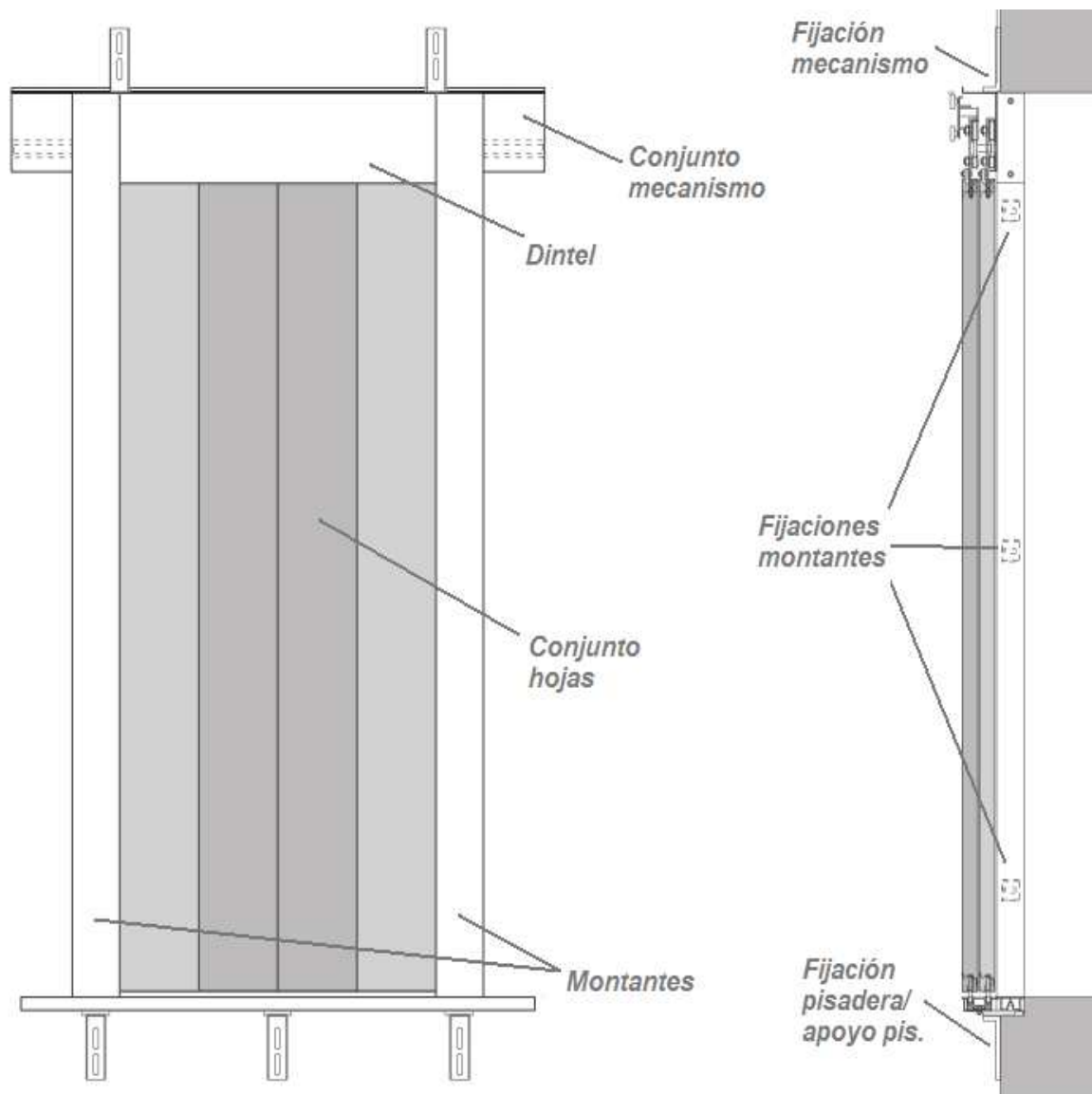


Ilustración 1. Partes generales de una puerta de rellano automática

Conjunto mecanismo: Es el conjunto formado por todos los elementos (guías, placas, ruedas, cables, contactos serie, microinterruptores, etc), encargados de producir el movimiento de las hojas de la puerta (transmitido a través del operador de cabina).

- **Conjunto hojas:** Son los paneles que forman la puerta. Las hojas pueden tener distintos acabados, tener o no mirilla y cumplen con distintas normativas, según sea al caso: protección contra el fuego, anti-vandálicas, etc. Van fijadas en el mecanismo, del cual van suspendidas a través de los colgadores, y van guiadas en su parte inferior por la pisadera a través de los guidores de cada una de ellas.
- **Cerco o marco de la puerta:** Es la parte que rodea al conjunto de la puerta y sirve de nexo entre la misma y el cerramiento de cada rellano al hueco del ascensor. El cerco de la puerta está formado por el dintel y los dos montantes.

- **Montantes:** Los dos largueros, también llamados jambas. Van fijados por su parte superior al dintel (travesaño) y por su parte inferior al apoyo de la pisadera; además, se fijan a obra por los laterales. Cuando el montante tiene unas dimensiones mayores al del montante estándar, es llamado frontis. Es donde se coloca, de forma habitual, la botonera del rellano.
- **Dintel:** tiene la longitud del paso libre de la puerta, y une los dos montantes en la parte superior de la puerta. Va unido al mecanismo de la puerta.
- **Conjunto pisadera:** Es el conjunto que tiene como principales funciones:
 - > Guiar las hojas de la puerta.
 - > Soportar el paso de cargas, correspondientes a personas o elementos que circulen del rellano a la cabina y viceversa.

Es el conjunto objeto de estudio del Proyecto y está formado por la pisadera, el apoyo pisadera y las escuadras (Ver Anejos A.3, A.4 y A.5 en Anejo A. Características elementos)

- **Fijaciones:** Es un punto de suma importancia para entender el desarrollo del presente proyecto. En este punto, se definen las uniones del conjunto de la puerta de rellano a la estructura y particiones de obra, así como las uniones entre los distintos elementos que componen la puerta. Cada uno de los elementos se fijan de la siguiente forma:
 - **Mecanismo:** Se fija por su parte superior a obra mediante escuadras (cuyas características y número, depende del volado de la puerta y paso libre de la misma). A su vez, se une al cerco, mediante unión atornillada, tal y como se muestra a continuación.

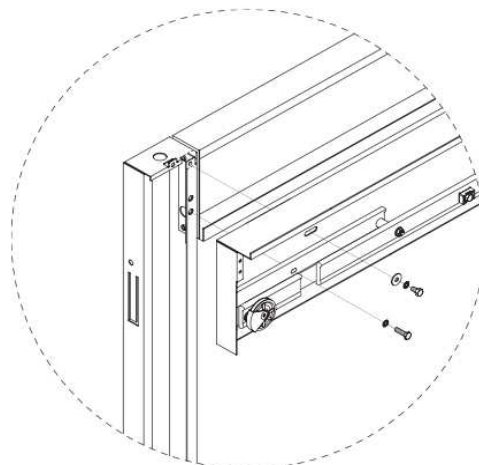


Ilustración 2. Detalle unión mecanismo y cerco

- Cerco: Va fijado por la parte lateral de los montantes a obra, mediante escuadras o mediante pestañas mecanizadas en el propio montante. Dependiendo del volado de la puerta, se fija en el mecanismo de la puerta (que ya va fijado a obra) o bien queda fijado directamente al forjado. Los montantes, en su parte inferior, van atornillados al apoyo pisadera.

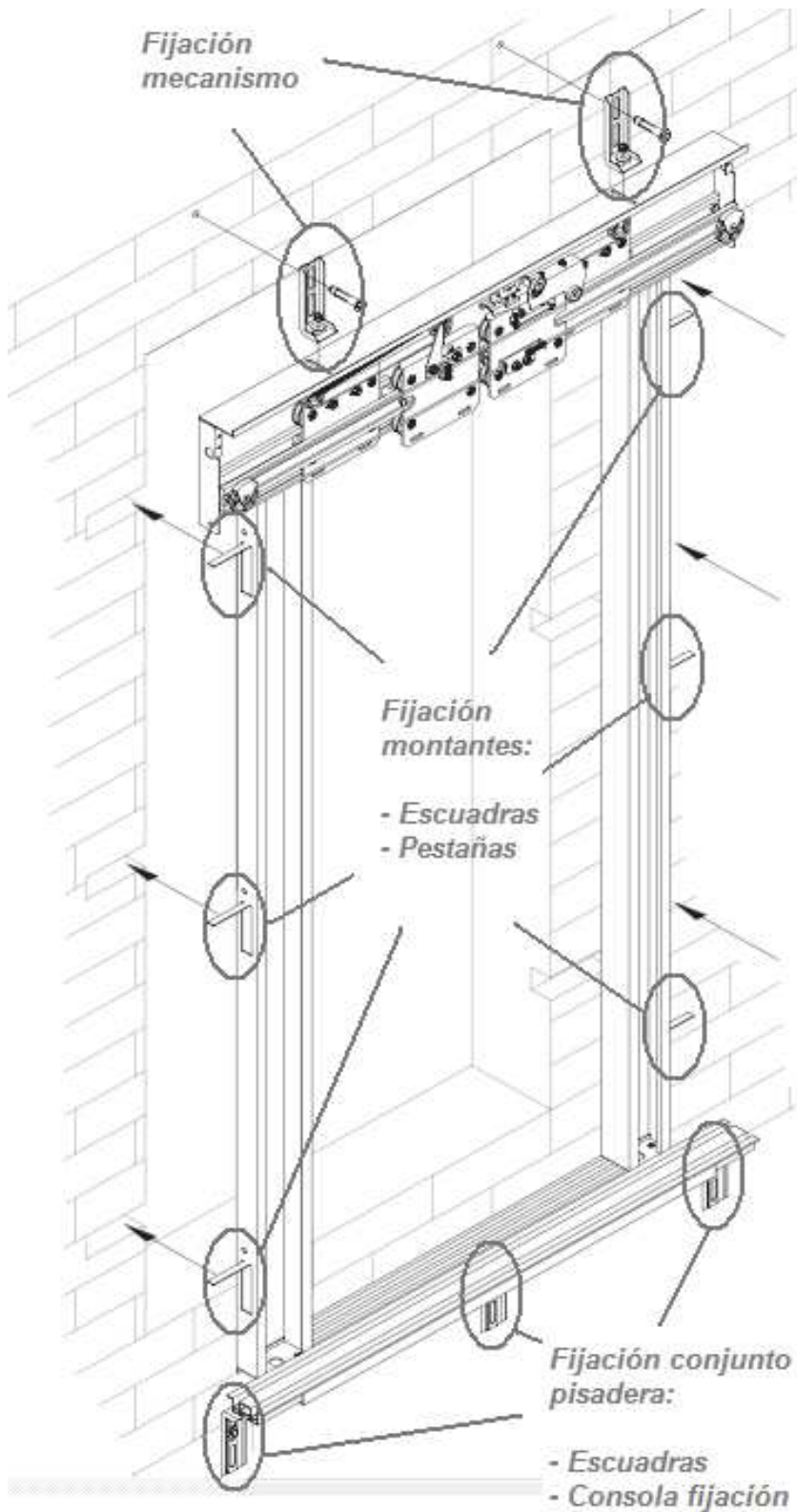


Ilustración 3. Vista general fijaciones del conjunto puerta de rellano

- Pisadera y apoyo pisadera: La pisadera va fijada al apoyo pisadera que, a su vez, se fija a obra mediante escuadras o mediante una consola de fijación (si bien éste se suele poner en caso de altas cargas y/o volados y aquí no será objeto de estudio).

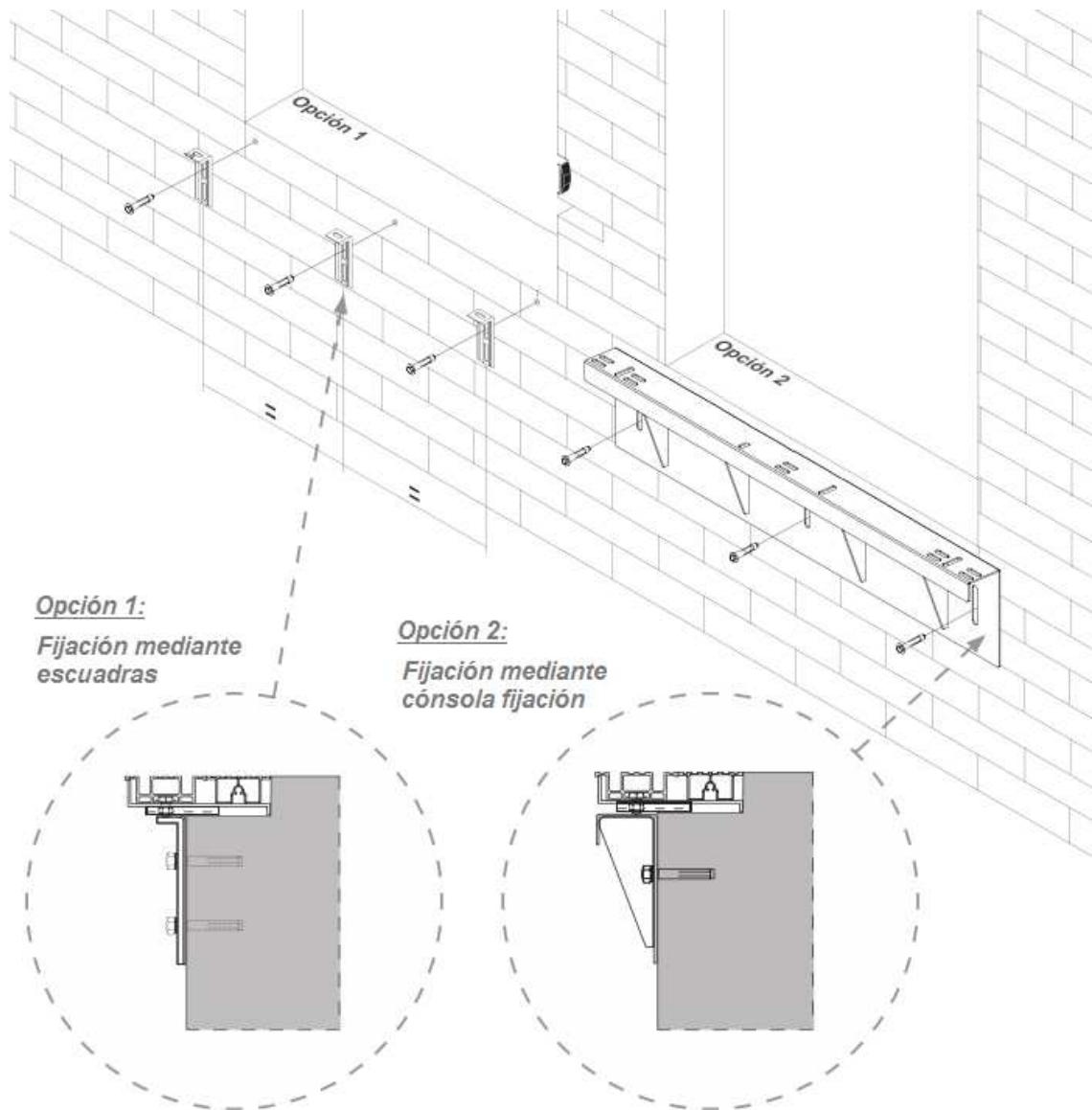


Ilustración 4. Conjunto pisadera volada. Opciones elementos de fijación.

Definir las fijaciones de la puerta es de suma importancia, ya que ello influye directamente en el cálculo del estudio a realizar. Para el estudio sobre las cargas aplicadas en el conjunto pisadera, hay que tener claros los siguientes aspectos:

- > En ningún caso, el conjunto pisadera soporta la carga pertinente al mecanismo y las hojas que suspenden de él, pues dicho conjunto se fija a la obra de forma independiente. Aunque el mecanismo va unido al montante, como se ha visto, la fijación del conjunto mecanismo más hojas y la del conjunto cerco son

independientes (ver Ilustración 3). Con ello, además, a la hora de realizar el estudio, sólo se tendrá en cuenta las piezas que conforman el conjunto pisadera ya que el efecto de los montantes sobre dicho conjunto es despreciable (ver página 80 de Anejo C. *Estudio caso real en fábrica. Validación estudio en Solidworks*).

> El conjunto del marco/cerco va fijado en obra directamente (para puertas sin volar o con volados pequeños) o bien se fija mediante escuadras superiores junto al mecanismo y laterales para los montantes (para volados medios y grandes).

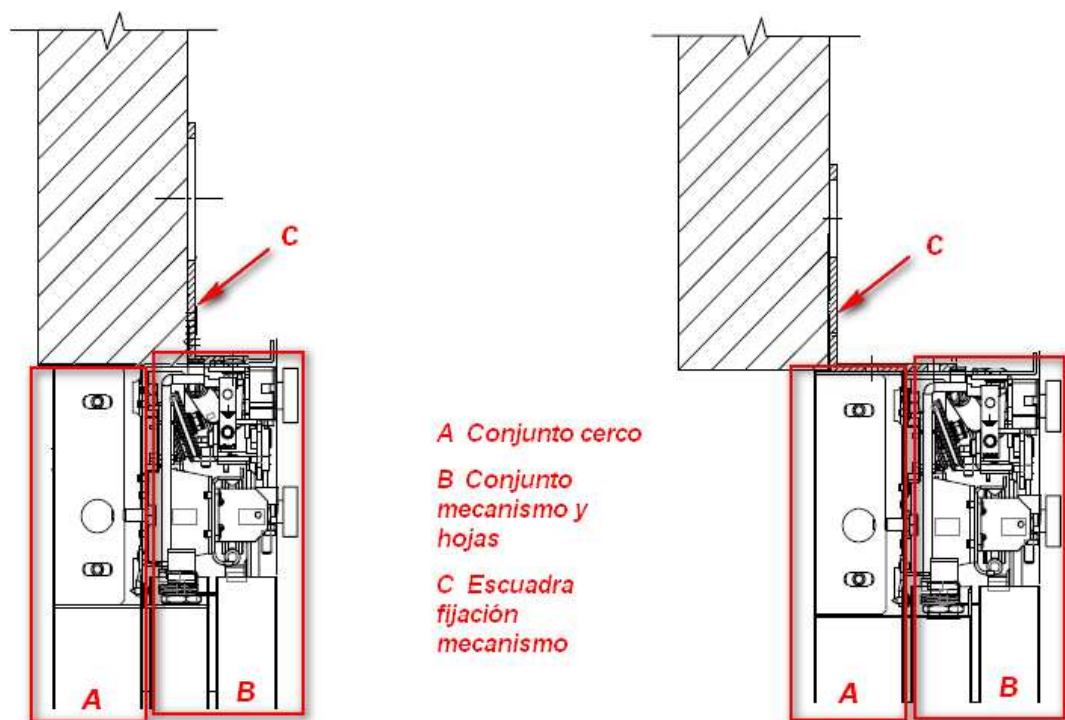


Ilustración 5. Fijación marco según volados.

> Los montantes van unidos al dintel y al apoyo pisadera mediante tornillos. En su parte superior van fijados lateralmente al dintel, mientras que la unión en el apoyo pisadera se hace mediante un refuerzo soldado al montante que va atornillado al propio apoyo pisadera en dos puntos (ver página 76 de Anejo C. *Estudio caso real en fábrica. Validación estudio en Solidworks*).

3.3 Necesidad de volado. Tramos

Un concepto que debe ser aclarado, a la hora de realizar el estudio, es el por qué de la necesidad (o no) de volar las puertas de rellano, es decir, de proyectarlas al hueco del ascensor.

Puede parecer a priori, que la colocación más lógica de una puerta de rellano sea transmitiendo las cargas vertical y directamente al forjado; es decir, ubicándola sobre el forjado de rellano a nivel de solería. Sin embargo, existen distintas razones por las que, generalmente, ésta no es la posición que finalmente ocupa. En la mayoría de los casos nos encontramos que las puertas de rellano se encuentran parcial o totalmente voladas sobre el hueco del ascensor y las pisaderas están fijadas, mediante elementos de fijación, al canto del forjado.

Estas razones son:

→ La colocación del conjunto compuesto por pisadera, hojas y mecanismo sobre el forjado del rellano (sin tener que volarlo parcial o totalmente) implica la *previsión*, desde el diseño del proyecto, del *desplazamiento del tabique delimitador* hacia el rellano o el alargamiento del forjado hacia el hueco del ascensor; así como el conocimiento dimensional del modelo de cabina y de las puertas a utilizar. El desfase entre tabique y canto de forjado, es necesario para prever espacio suficiente para que las hojas guiadas sobre la pisadera (apoyada) queden escondidas, detrás de dicho tabique, cuando se encuentren en su posición de apertura (Ver ilustración 6 de la página siguiente).

Suponiendo entonces que la pisadera queda colocada a ras del canto del forjado, la cabina, en su desplazamiento vertical cuenta con un margen excesivamente limitado que *condiciona enormemente la precisión de montaje*, en especial de la cabina con las guías y demás elementos de fijación.

Con ello, el orden lógico de montaje de los distintos elementos, por las empresas ascensoristas, es el siguiente: primero se coloca la cabina y sus elementos (guías, contrapeso, cables, propia cabina, etc.) y, una vez tienen todo fijado y aplomado correctamente, cuadran la distancia entre puertas de cabina y de rellano, acercando, en la mayoría de casos ésta última, con el fin de conseguir la configuración correcta entre puertas: distancia entre pisaderas de 30 mm.

Aunque constructivamente las cargas y el esfuerzo a soportar por la pisadera se transmiten verticalmente y a través de toda su superficie hacia el forjado, la utilización de escuadras fijadas al canto del forjado, que nos ayudan a ubicarnos en el sitio adecuado para adaptarnos a la cabina, no resulta un perjuicio para su correcto funcionamiento.

>> Por tanto en la mayoría de los casos, el esfuerzo extra necesario en el proceso de montaje, la previsión desde el diseño del proyecto y la praxis, han demostrado que el funcionamiento es igual de correcto cuando colocamos todo este conjunto total o parcialmente volado en el hueco e implica menor coste de previsión y de ejecución.

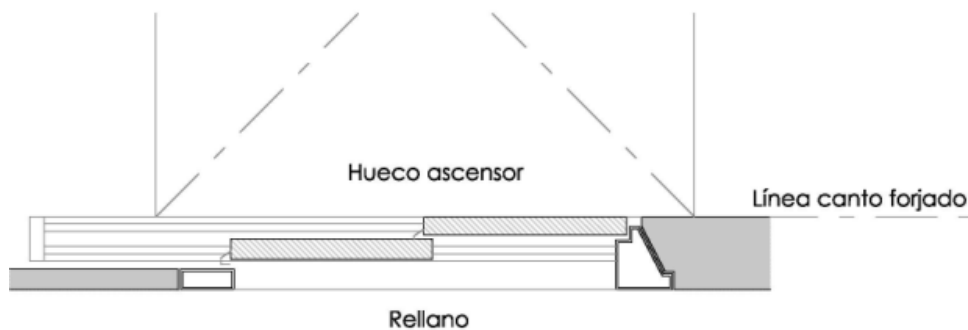


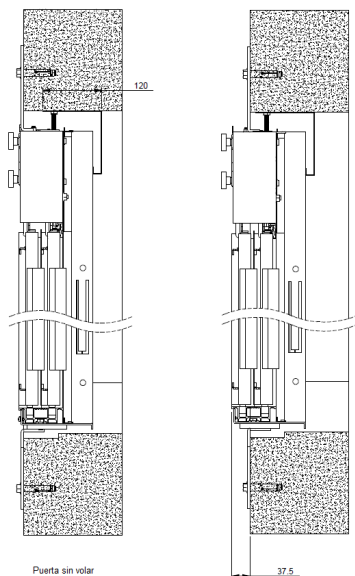
Ilustración 6. Representación de pisadera a ras de canto de forjado

→ Además, en el caso de las modernizaciones/rehabilitaciones, suele haber huecos y rellanos con limitaciones de espacio y de adaptabilidad, con lo que es necesaria una configuración de volado específica. Por ese motivo, se debe tener viabilidad para todos los volados posibles según el modelo.

Apunte: Como se verá posteriormente, podemos dividir la longitud de volado para el modelo estudiado en 4 tramos: Ver Ilustración 7 "Configuración fijaciones y escuadras según volado" de la página siguiente.

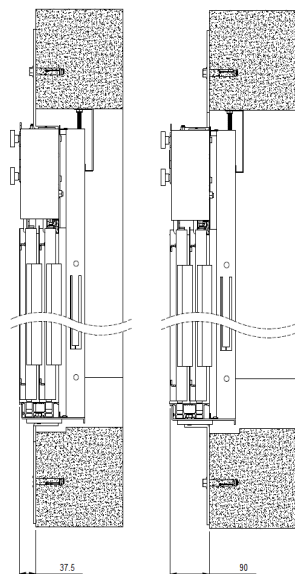
Tramo 1

Todo el conjunto de la puerta de rellano se apoya en el forjado con un vuelo máximo de 37,5 mm. La escuadra utilizada es la denominada TIPO A (Ver Anejo A.5 Escuadras de fijación).



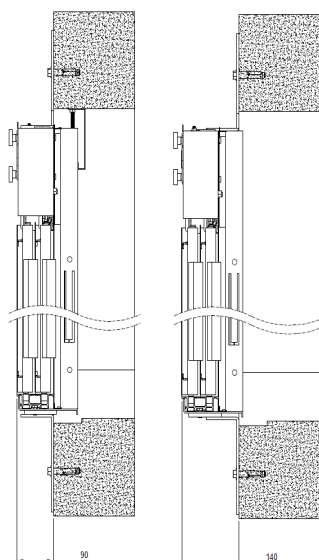
Tramo 2

Mecanismo, hojas y pisadera, van parcial o totalmente volados al hueco mientras que el cerco va apoyado. El tramo de volado abarcado es desde 37,5 a 90 mm. La escuadra utilizada en este caso es la TIPO W (Ver Anejo A.5 Escuadras de fijación).



Tramo 3

Mecanismo, hojas y pisadera van completamente volados mientras que el cerco vuela parcialmente. Comprende los volados de 90 a 140 mm. La escuadra de fijación utilizada es la TIPO D (Ver Anejo A.5 Escuadras de fijación).



Tramo 4

El conjunto de la puerta está completamente volado al hueco del ascensor. Si bien el rango admite de volados de 140 a 150 mm, se considera una puerta completamente volada. La escuadra TIPO V2 es la utilizada (Ver Anejo A.5 Escuadras de fijación).

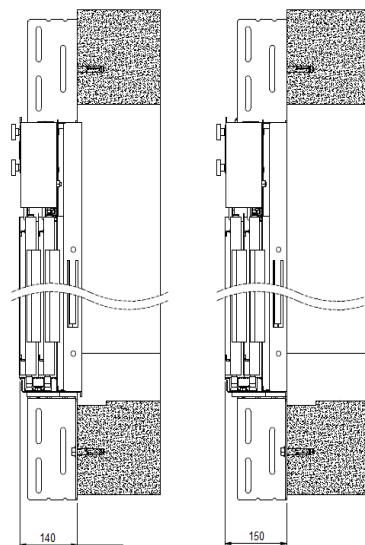


Ilustración 7. Configuración fijaciones y escuadras según volado.

3.4 Criterios de plasticidad y flecha máxima

A la hora de estudiar cada uno de los modelos con las solicitaciones especificadas, es necesario cumplir dos requisitos para dar por válido el estudio estático:

3.4.1 Criterio de plasticidad

Uno de los objetivos principales del estudio estático es comprobar que ninguno de los elementos que componen el conjunto a estudiar, sufran deformación plástica. En caso de que eso ocurra, es decir, cuando las tensiones equivalentes de Von Mises, estén por encima del límite elástico del material de la pieza, se debe dar una solución para dar el estudio por válido. Las piezas afectadas por la acción de la carga, objetivo de estudio, son:

- **Pisadera:** Es la pieza que recibe directamente la acción de la carga. El estudio estático simula una carga fija repartida en la zona más volada de la pisadera, correspondiente a cada una de las ruedas de una carretilla manual (Ver Apartado 6. *Estudio Estático*).
- **Apoyo pisadera:** A priori, es en las embuticiones donde se fijan las escuadras, el punto que puede sufrir las mayores tensiones y, por consiguiente, mayor probabilidad de sufrir deformación plástica.
- **Escuadras de fijación:** Es de suma importancia que éstas no sufran ninguna deformación plástica. Debido a que la pisadera sirve para guiar las hojas mediante las piezas plásticas que se colocan en su parte inferior (guiadores), si ésta no se encuentra totalmente aplomada (escuadras a 90°) los guiadores no pueden desplazarse a través de los raíles correctamente, produciendo excesivo rozamiento o, incluso, llegando a quedar trabados en el carril (dependiendo del grado de deformación plástica existente). Ver Ilustraciones 8 y 9 de la página siguiente.

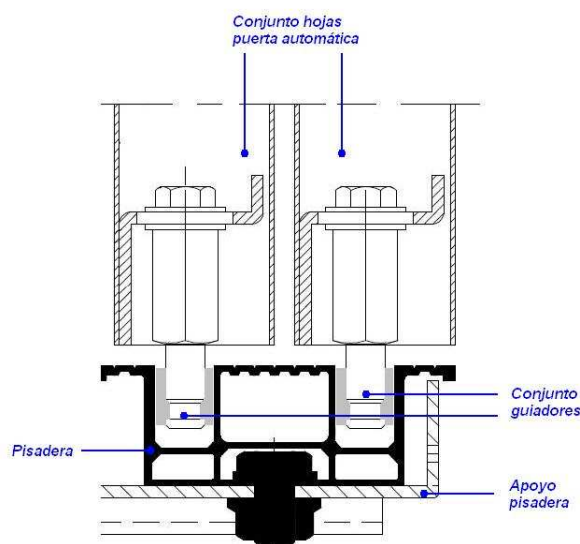


Ilustración 8. Conjunto pisadera bien aplomado y sin deformación plástica en escuadras.

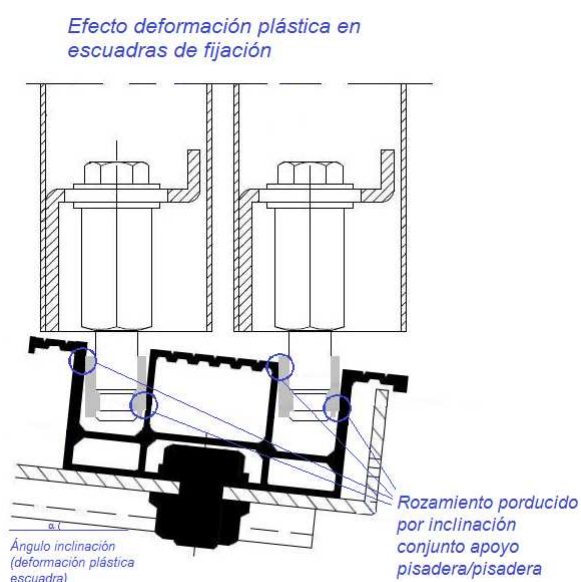


Ilustración 9. Conjunto pisadera con deformación plástica en escuadras. Rozamiento y mal funcionamiento.

En esa misma línea, además, si el conjunto sufre deformación plástica, no se cumpliría el punto de la norma europea EN 81.1 de Ascensores Eléctricos, donde se especifica en el apartado 7.1 "Disposiciones generales" de Puertas de Rellano:

"En la posición de cierre, las holguras entre hojas, o entre hojas y sus largueros verticales, marcos y pisaderas, deben ser lo más reducidos posible. Esta condición se considera cumplida, cuando estas holguras operativas no superan los 6 mm."

La holgura, por diseño, entre hoja y pisadera es de 5 mm, con lo que una deformación plástica en el conjunto, provocaría que esa holgura se viera aumentada, no cumpliendo con la normativa en cuestión.

3.4.2 Criterio de flecha máxima

Otro criterio que hay que cumplir es el de la máxima flecha que puede tener el conjunto, cumpliendo con el criterio de rigidez. En este punto, la normativa EN 81.1 ya citada, respecto a las pisaderas y su conjunto, solamente especifica que *“debe resistir el paso de las cargas que puedan introducirse en la cabina”*. No obstante, no se especifica nada respecto a las flechas máximas que puede sufrir el conjunto.

Teniendo en cuenta que un valor estandarizado para una flecha máxima en estructuras es de $L/250$, se estimará como flecha máxima un valor de $L/300$. Se aplica un coeficiente ligeramente más estricto, teniendo en cuenta el caso estudiado, en lo que respecta a los puntos explicados en el presente apartado. Como se verá en el estudio estático, para ver la flecha máxima, se colocará una de las dos ruedas en el punto medio de dos escuadras contiguas.

7.2.3 Resistencia mecánica

7.2.3.1 Las puertas, con sus cerraduras, deben tener una resistencia mecánica tal que, en posición bloqueada y como consecuencia de la aplicación de una fuerza de 300 N perpendicular a la hoja, aplicada en cualquier lugar de una u otra cara, estando esta fuerza repartida uniformemente sobre una superficie de 5 cm² de sección circular o cuadrada, las citadas puertas deben:

- a) resistir sin deformación permanente;
- b) resistir sin deformación elástica superior a 15 mm;
- c) durante y después del ensayo no debe verse afectado el funcionamiento seguro de la puerta.

7.4 Pisaderas, guías y suspensión de las puertas

7.4.1 Pisadera. Cada puerta de piso debe tener una pisadera capaz de resistir el paso de las cargas que puedan introducirse en la cabina.

Puntos de la norma EN 81.1 que habla de la resistencia mecánica en general y de la propia pisadera, pero que no especifica valores límite.

4 Modelos seleccionados para el estudio

4.1 Introducción

Se han estimado los siguientes criterios para la elección del conjunto de puerta de rellano objeto de estudio:

- En un rango de 3 años (2010-2012, incluido), los dos modelos de puerta de rellano más vendidos por la empresa han sido: *Puerta telescópica de 2 hojas de Paso Libre 700 y 800 mm, del modelo 40/10*. Por ello se han escogido estos dos modelos, ampliando el rango a 750 y 850 mm.
- Se ha comprobado en el historial, que la pisadera más común es la pisadera de aluminio estándar de ancho 90 mm (ancho para un modelo telescópico de 2 hojas o modelo central de 4 hojas).
- Como se ha especificado anteriormente, para cada uno de los 4 modelos de escuadra estudiados, se realizará el estudio en el máximo volado que abarca cada uno de ellos, aplicando la carga en el extremo de la pisadera, que es el punto que se estima como el más crítico.
- Para cada uno de los 4 Pasos Libres y por definición (especificado en el catálogo general de Fermator), van colocadas 3 escuadras de fijación en el conjunto pisadera de la puerta, a distinta separación según cada embocadura. Las dos escuadras de los extremos se colocan en el centro de cada uno de los montantes (considerados estándar de 120 mm de anchura), mientras que la central se coloca en el punto medio del Paso Libre. Con ello, la distancia entre escuadras será: $PL/2 + 60$ (mitad del paso libre + mitad del montante):
 - PL 700. Distancia entre escuadras: 410 mm
 - PL 750. Distancia entre escuadras: 435 mm
 - PL 800. Distancia entre escuadras: 460 mm
 - PL 850. Distancia entre escuadras: 485 mm

4.2 Piezas / elementos utilizados

4.2.1 Cabina ascensor

El estudio se basará en un ascensor comercial de la empresa MP Ascensores; se trata de un ascensor eléctrico con capacidad para 6 pasajeros. Se ha escogido este modelo de ascensor ya que, por dimensiones de la cabina, se pueden colocar cualquier de los 4 modelos de puerta objeto de estudio de este proyecto (ver dimensiones completas en Apartado A.1 *Cabina objeto de estudio*, dentro del Anejo A. *Características elementos*).

Se considera oportuno utilizar esta cabina ya que es un modelo con unas dimensiones muy comunes y extendidas en ascensores de uso residencial y que se adapta a las necesidades del presente proyecto.

Teniendo en cuenta que la carga máxima que permite el ascensor es de 480 kg, éste es el valor límite estudiado, en los casos analizados.

4.2.2 Carretilla manual

Para simular un caso crítico, necesitamos escoger un elemento físico de transporte de carga. Si bien existen varios tipos de carretillas / Transpaletas:

- Transpaleta manual



- Carretilla manual (2 ruedas)



- Otras carretillas (distintas configuraciones)



Ilustración 10. Distintas configuraciones de elementos de transporte manual.

Para escoger la transpaleta o carretilla de mano objeto de estudio, se han tenido en cuenta distintos aspectos:

- Debe poder entrar y salir, por dimensiones, a través de la embocadura de la puerta y debe caber también dentro de la cabina del ascensor.
- Debe poder soportar la carga máxima que permite el ascensor y la carga que soporte cada rueda, debe ser el máximo posible (caso más crítico).

Teniendo en cuenta estos puntos, hay un aspecto muy importante a tener en cuenta: para una misma carga, a menor número de ruedas, mayor es la carga que soportará cada una de ellas y, por consiguiente, la carga puntual que se transmitirá al conjunto pisadera será mayor. Con ello, se ha escogido una carretilla de transporte manual de altas cargas, de 2 ruedas.

Valorando los criterios comentados, se ha seleccionado una carretilla manual de la empresa Disset Odiseo, las características de la cual se muestran en el Apartado A.2 *Carretilla manual utilizada*, dentro del Anejo A. *Características elementos*.

4.2.3 Pisadera

Como se ha explicado anteriormente, es la pieza encargada de guiar las hojas de la puerta y de soportar las cargas que circulan de cabina a rellano y viceversa. Si bien existen 4 modelos de pisadera en la gama Fermator, la pisadera utilizada en los distintos estudios es la pisadera de aluminio estándar, aunque, como se verá en el estudio estático (Apartado 6. *Estudio Estático*) debido a que no cumple con el criterio de resistencia mecánica, se ha utilizado el modelo reforzado.

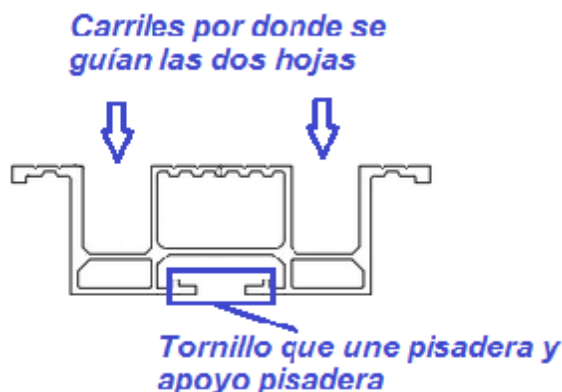


Ilustración 11. Perfil pisadera. Definiciones.

5 Método resolución utilizado. MEF

Dada la complejidad analítica para resolver los conjuntos estudiados, se realiza la resolución mediante el Método de Elementos Finitos.

El Método de Elementos Finitos es un método numérico para la solución de problemas físicos e ingenieriles complejos, mediante la aproximación de ecuaciones diferenciales. El sistema consiste en discretizar el conjunto (cuerpo, estructura, etc.), dividiéndolo en elementos discretos interconectados llamados elementos finitos. Estos elementos se unen entre ellos mediante puntos llamados nodos, donde se aplican las ecuaciones diferenciales para obtener la solución final (una vez aplicadas las condiciones de contorno y de carga pertinentes) que aproxime la solución a la teórica real.

5.1 Resolución programa Cosmos Solidworks. Consideraciones

Como se ha definido anteriormente, el programa usado para realizar cada uno de los estudios del presente proyecto, es el paquete Cosmos de Solidworks 2012. Se ha usado dicho programa, porque es el programa de diseño que utiliza la empresa y de la cual se posee licencia. Dispone de un paquete para poder realizar simulación con elementos finitos, llamado Cosmos.

Se ha partido de unas piezas ya diseñadas con el programa, si bien se han tenido que ensamblar todos los conjuntos y realizar particiones, con el fin de aplicar condiciones de carga/contorno.

Para representar los distintos conjuntos a estudiar y aplicar las condiciones específicas para el cálculo, hay distintos aspectos que se han tenido en cuenta, cuando se representan con el programa, para posteriormente, proceder al cálculo:

5.1.1 Condiciones de contorno en elementos

Se define, en cada conjunto, las condiciones de contorno: geometría fija y pared virtual.

- ✓ *Geometría fija:* Se define la superficie o cuerpo que no tiene desplazamiento, en ninguno de sus tres ejes.

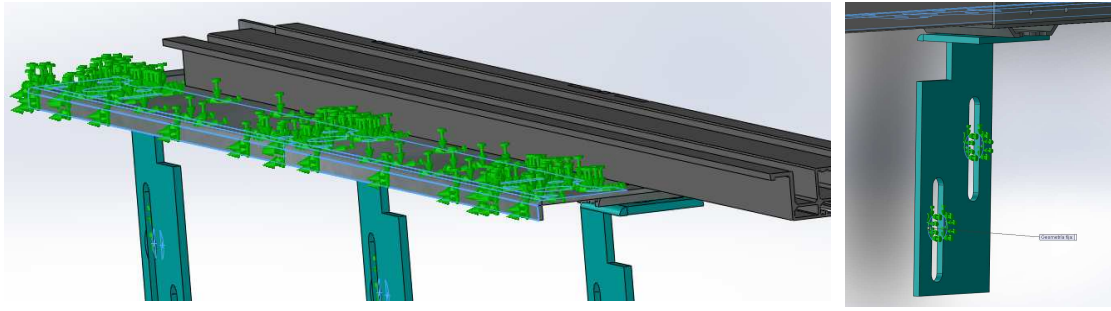


Ilustración 13. Condiciones de contorno. Geometría fija.

- ✓ *Pared virtual:* Con el fin de simular una pared, delimitando así el desplazamiento en ese eje, se determina la superficie que está en contacto con una pared (escuadras fijación).

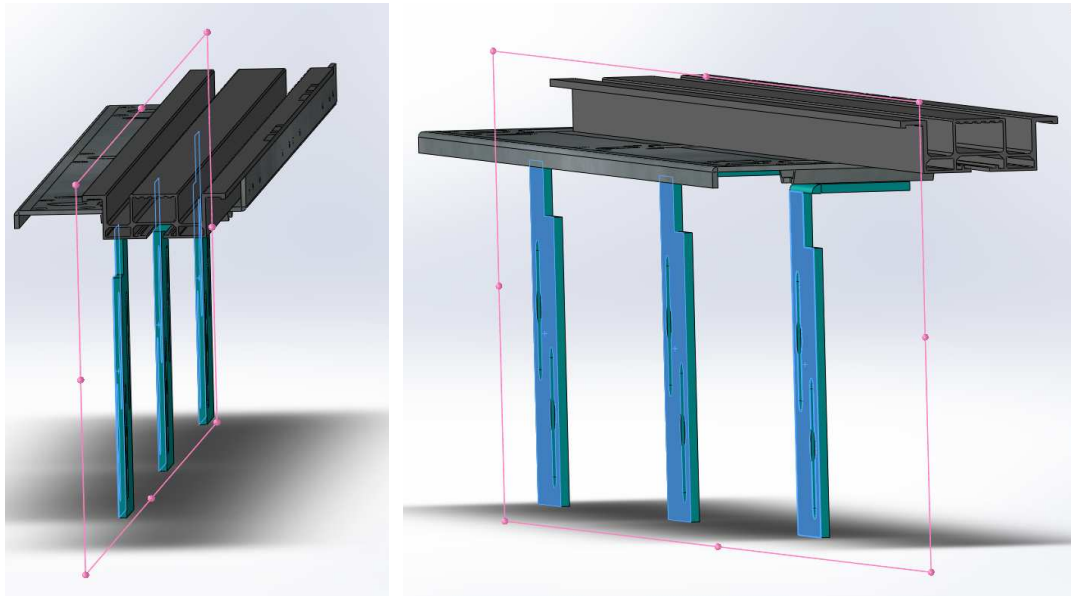


Ilustración 14. Condiciones de contorno. Pared virtual.

5.1.2 Condiciones en uniones entre elementos

Definimos el tipo de unión existente entre los elementos que conforman cada uno de los conjuntos estudiados. Existen uniones atornilladas y también soldadas.

- ✓ *Uniones atornilladas:* Se determinan las uniones entre superficies con tornillos/pernos. Se determina un par de apriete estándar según la métrica y características del tornillo.

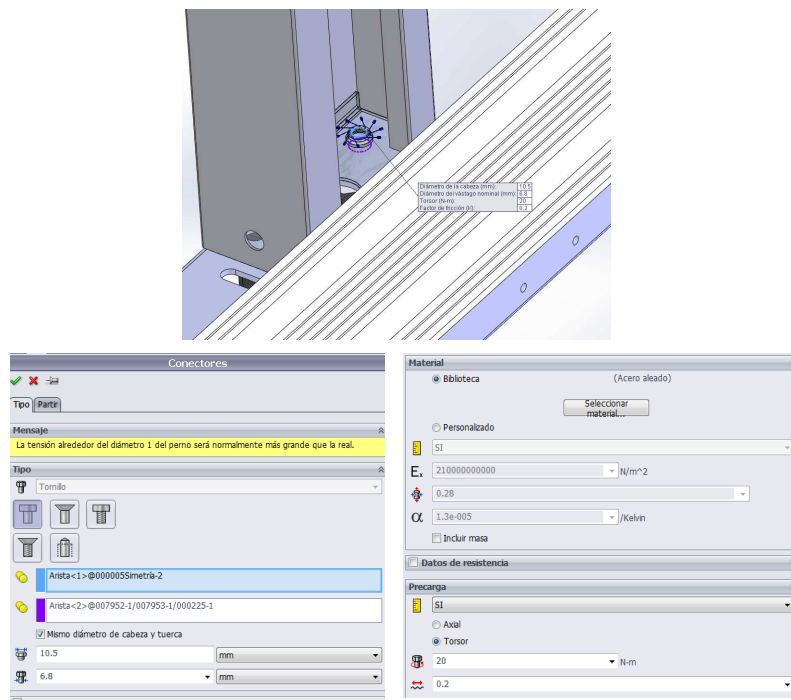
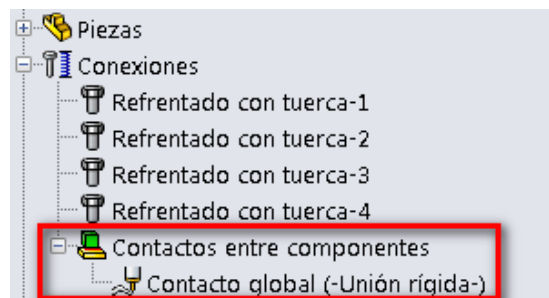


Ilustración 15. Unión atornillada. Definiciones.

- ✓ *Uniones soldadas:* Se determinan las uniones entre superficies que van soldadas. En este caso, se ha determinado que, si no se especifica lo contrario, todas las uniones van soldadas (Unión general rígida, tal y como se muestra en Ilustración 16). Este tipo de uniones sólo se encuentran en el estudio con todas las piezas (modelo no reducido), puesto que en el modelo reducido, todas las piezas van atornilladas entre si, como se verá más adelante.



**Ilustración 16. Unión soldada.
Definición global.**

5.1.3 Condiciones de carga

Se definen las condiciones de carga del conjunto. En este caso, se trata de dos cargas repartidas, correspondientes a cada una de las ruedas de la carretilla manual, definiendo la superficie de rodadura, tal y como se especifica en el apartado 6.3.2 *Carga repartida en pisadera*.

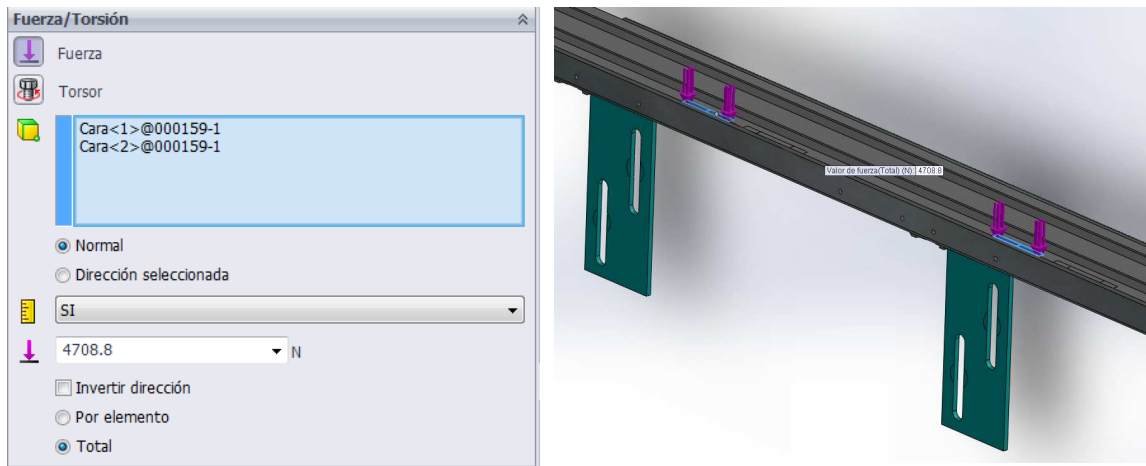


Ilustración 17. Condición de carga. Definición.

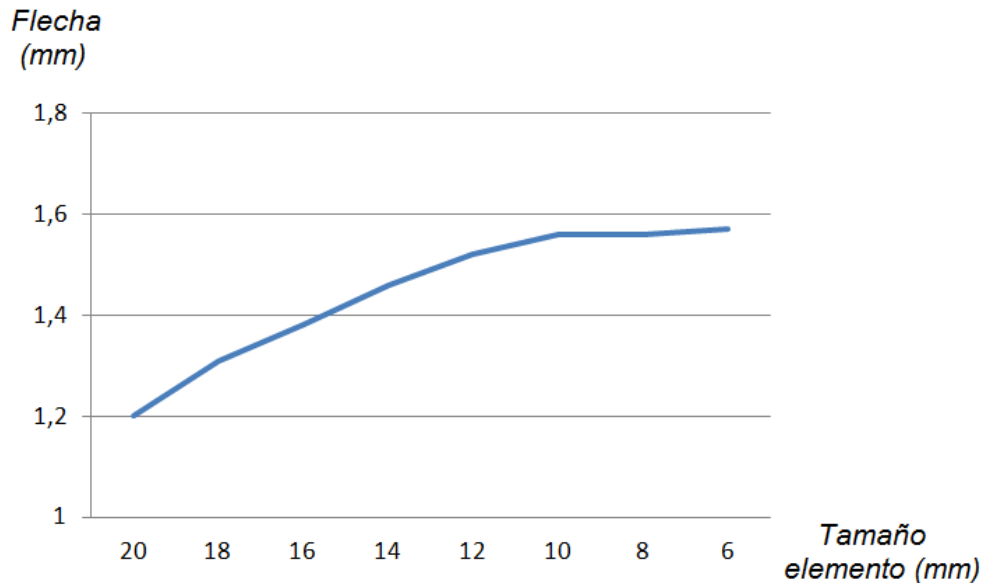
APUNTE: Para mayor aclaración, ver Anejo C. *Estudio caso real en fábrica. Validación estudio en Solidworks.* Se aplican las mismas condiciones que en el modelo reducido (página 30 del Anejo) en los estudios realizados en el Proyecto.

5.1.4 Mallado del conjunto

Este aspecto es de suma importancia, puesto que el mallado influye directamente en los resultados obtenidos. Los diferentes puntos de la malla que se han tenido en cuenta son:

- ✓ *Forma del elemento:* De acuerdo a la geometría de las piezas que forman los conjuntos a estudiar y al tipo de estudio, se estima que el tipo de elemento que conforme la malla es el elemento sólido tetraédrico parabólico. (Ver Anejo B.1 *Elección elemento mallado*).
- ✓ *Tamaño elemento:* Cuanto mayor sea el número de elementos del conjunto, es decir, de un tamaño menor, más cercanos a la realidad serán los resultados obtenidos. El programa te permite variar el tamaño del elemento base. Con ello, se ha realizado un pequeño estudio, con el fin de ver a partir de qué tamaño de elemento, se estabiliza la solución, con el fin de no crear un exceso de elementos, optimizando los parámetros de malla del conjunto: menor tiempo de cálculo para un resultado prácticamente igual.

Resultados obtenidos:



Gráfica 1. Relación flecha obtenida según tamaño elemento de mallado.

> Se escoge un tamaño de elemento de 10 mm debido a que es donde la solución se estabiliza. Ver Anejo B.2 Optimización tamaño elemento mallado.

- ✓ **Número de nodos:** Cada uno de los elementos está formado por un cierto número de nodos, que son los puntos de integración, el comportamiento de los cuales se rige por un sistema finito de ecuaciones diferenciales, lineales o no. Cuanto mayor números de integración, menor será la desviación en los resultados y más se aproximará a la solución real. Para el caso de un elemento tetraédrico de segundo orden, hay 10 nodos: 4 nodos en cada esquina y 6 nodos intermedios, con 3 grados de libertad cada uno de ellos, que representan las traslaciones en las 3 direcciones ortogonales.

6 Estudio estático

6.1 Introducción

El estudio estático consiste en analizar un caso real específico de carga, a los modelos objeto de estudio en cada uno de sus volados, para ver el comportamiento de los elementos que componen el conjunto estudiado: pisadera de aluminio, apoyo pisadera y escuadras pertinentes.

Los objetivos del estudio son:

- Determinar la resistencia mecánica del conjunto, comprobando que no exista deformación plástica en ninguno de los tres elementos estudiados. Las características y dimensiones de los mismos, están ya diseñados por la Empresa y, el presente estudio, tiene como finalidad comprobar que, dado un caso real, se asegure cumplir con los mínimos de resistencia mecánica exigida.
- Comprobar, a su vez, la rigidez le conjunto. Se determina que la flecha máxima que sufra el conjunto, no supere un valor estimado de $L/300$, siendo L la distancia existente entre dos escuadras contiguas.

En caso de no cumplir con alguno de los dos criterios, se deberá dar una solución para validar el conjunto estudiado, dadas las condiciones de carga especificadas.

6.2 Definición / características estudio

El estudio consiste en aplicar dos cargas repartidas en la pisadera, correspondientes a las dos ruedas de la carretilla manual objeto de estudio. Con ello, se realizarán 2 estudios diferenciados:

6.2.1 Máxima tensión Von Misses

Se determinará, en qué punto a lo largo del paso libre de la puerta, se obtienen unas tensiones equivalentes de Von Misses más elevadas. El objetivo de este primer estudio, es comprobar que no exista deformación plástica en ninguno de los elementos del conjunto (Ver Apartado 3.4.1 *Criterio de plasticidad*).

Para ello, se realizarán tres estudios con el fin de ver en qué posición de la carretilla se producen unas mayores tensiones:

- Estudio con la carretilla centrada respecto a la escuadra central, es decir, centrada respecto al paso libre de la puerta.
- Estudio con la carretilla en el extremo de la embocadura, lo más decantada hacia el lateral, hasta que las dimensiones de la carretilla lo permitan. Se desplazará la carretilla hacia la escuadra lateral que más tensión tenga en el caso con la carretilla centrada (escuadra 1 ó 3, según sea el caso). El hecho de que haya más tensión en la escuadra 1 ó 3, depende de la apertura de la puerta (posición de la pisadera respecto al apoyo pisadera) y también a la forma de la propia escuadra de fijación.

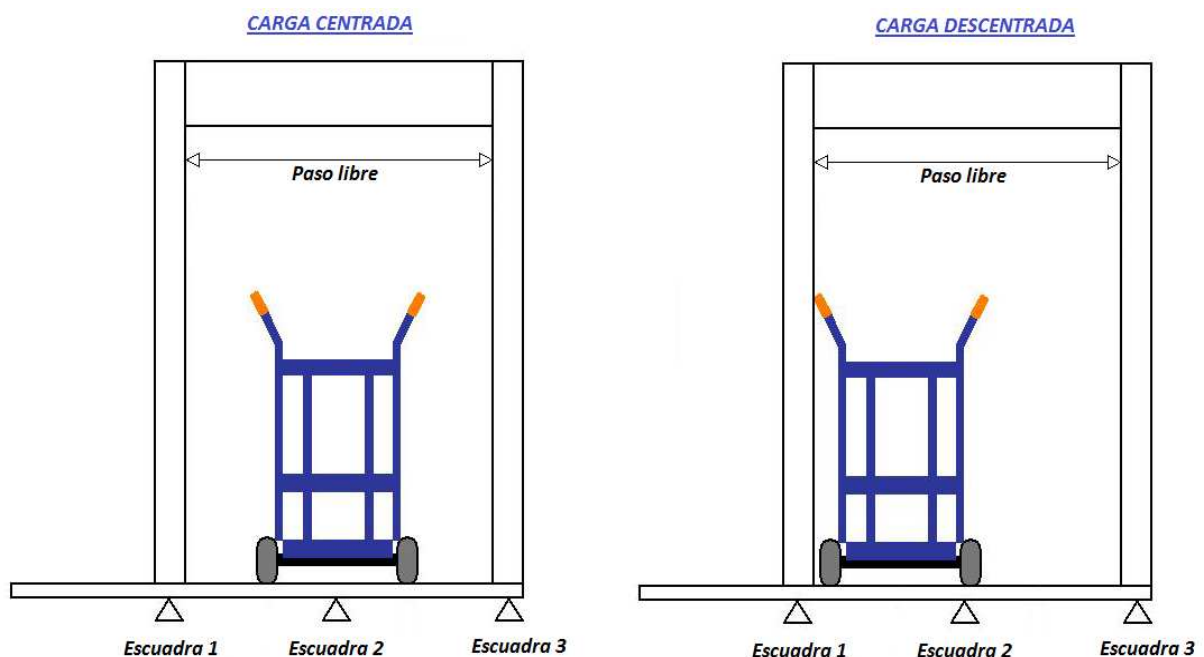


Ilustración 18. Carretilla. Ubicación en paso libre de la puerta, casos carga centrada y carga descentrada.

- Se aprovechará un tercer estudio, para sacar el valor de flecha máxima, sacando también el valor de la tensión de Von Mises equivalente. (ver punto siguiente 6.2.2. *Flecha máxima del conjunto*)

6.2.2 Flecha máxima del conjunto

Como se ha especificado en el Apartado 4.4.2 "Criterio de flecha máxima", la normativa no especifica un valor máximo de flecha del conjunto si bien se estimará como flecha máxima un valor de $L/300$, tal y como se ha definido.

Para determinar el valor de la flecha máxima, se colocará una de las dos ruedas en el centro de dos escuadras contiguas, puesto que se trata del punto más crítico, que más flecha provoca. Se colocará en el centro, entre las escuadras 2 y 1 ó 3 (la que mayor tensión de Von Misses haya dado para el caso de carga centrada).

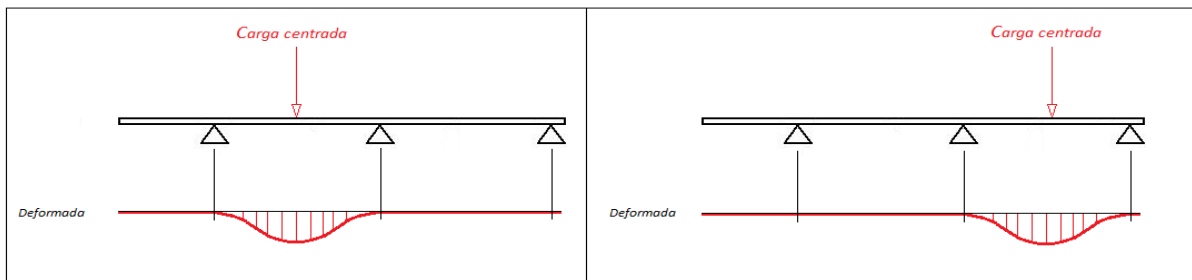


Ilustración 19. Casos de carga centrada en paso libre. Casos.

6.3 Carretilla manual: Aplicación carga en pisadera

6.3.1 Características y dimensiones

Las dimensiones de la carretilla son las que determinan la posición de cada una de las dos ruedas en la pisadera. Ello es de suma importancia para el reparto de la carga y, por consiguiente, la tensión máxima de Von Misses que aparece en cada uno de los elementos estudiados. La carretilla manual objeto de estudio tiene una capacidad de carga de 500 Kg, consta de una estructura tubular metálica y está formada por dos ruedas de caucho de 250 mm de diámetro y 60 de ancho.

Dos dimensiones de suma importancia son el ancho total de la carretilla (ubicado en su parte superior, por donde se sujeta y dirige la misma) y la distancia entre ruedas. Son de gran importancia ya que estas dimensiones, determinan la posición y distribución de las cargas, a lo largo del paso libre de la puerta, sobre el conjunto pisadera estudiado.

Dichos valores son:

- Ancho total: 560 mm
- Distancia entre ruedas: 400 mm (valor estimado)

Ver características en Apartado A.2 Carretilla manual utilizada, dentro del Anejo A. Características elementos, anteriormente comentado.

6.3.2 Carga repartida en pisadera

Para aplicar las dos cargas en la pisadera, correspondientes a cada una de las dos ruedas, han sido consideradas las siguientes apreciaciones:

- Tal y como se ha comentado con anterioridad, se estima el caso más crítico de carga, cuando las ruedas están en el extremo de la pisadera, en su punto más volado antes de tocar la pisadera de cabina, caso en que se repartirían las cargas entre ambas pisaderas.

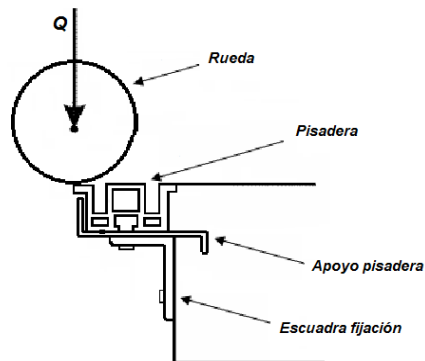


Ilustración 20. Esquema caso más crítico de carga.

- Se estima que el perfil de rodadura de cada una de las ruedas, será de 4,5 mm de ancho; se debe tener en cuenta que al tratarse de una rueda de caucho, al apoyarse, la rueda se 'deforma' resultando en una zona de contacto mayor (no se puede considerar como una simple línea de contacto). Con ello, se considerará que el perfil de rodadura corresponderá al ancho de la primera de las superficies que componen la pisadera (en la parte que va del extremo al carril de la pisadera), tal y como se muestra en el siguiente esquema:

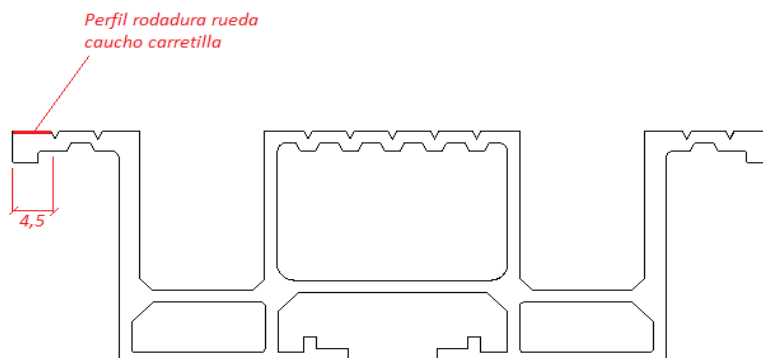


Ilustración 21. Sección transversal pisadera. Zona rodadura de las ruedas de la carretilla.

- Respecto a la longitud de la superficie correspondiente a la carga repartida de cada una de las ruedas, corresponderá al propio ancho de la rueda, de 60 mm. Teniendo en cuenta que tampoco están en contacto los 60 mm del ancho, sino menos, puesto que la rueda tiende a terminar con cierto redondeo y que, por otro lado, la rueda se deforma por efecto de la carga, se considera oportuno, determinar el ancho de 60, por el contra-efecto de ambos aspectos (no se realiza un estudio al respecto, puesto que no se considera determinante para sacar las conclusiones del presente Proyecto).

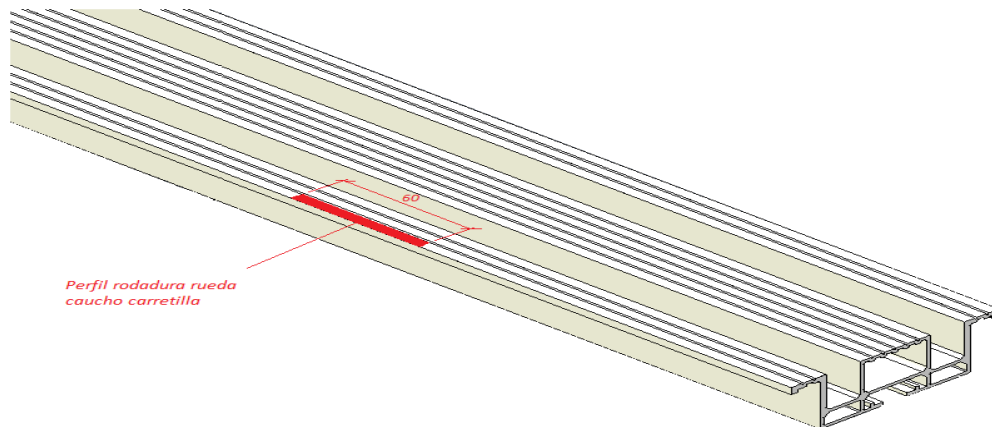
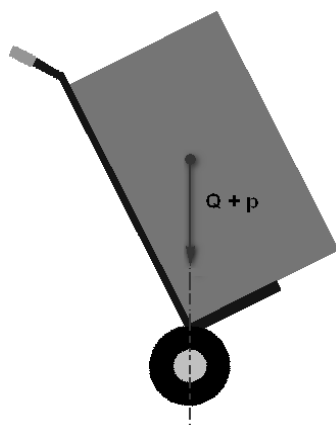


Ilustración 22. Longitud superficie perfil rodadura, correspondiente al ancho de rueda.

A la hora de saber cómo se reparten los 480 Kg de carga total (462 de carga + 18 de peso propio de la carretilla, confirmando la máxima carga que soporta el ascensor) se determina que, el caso más crítico es cuando toda la carga se reparte entre las dos ruedas en cuestión. Ello, ocurrirá cuando el centro de gravedad del conjunto carga + peso carretilla esté en el mismo eje vertical que las ruedas (es decir, cuando exista un equilibrio perfecto de cargas) tal y como se muestra en el esquema siguiente:



Donde:

Q = carga que transporta la carretilla

p = peso propio de la carretilla

Ilustración 23. Estudio con carga alineada a eje de ruedas. Caso más crítico.

Se considera despreciable la fuerza que pueda implicar el usuario que mueva la carretilla, en cuanto a la fuerza transmitida a las dos ruedas.

> Dado el caso planteado, cada una de las ruedas soportaría una carga de $480/2 = 240$ kg. Con lo que la carga total que aplicaremos al conjunto y la carga de cada una de las ruedas serán, respectivamente, de:

$$\text{Carga total} = 2 \cdot 240 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 4708,8 \text{ N}$$

$$\text{Carga rueda} = 4708,8 \text{ N} / 2 = 2354,4 \text{ N}$$

Hay que tener en cuenta los siguientes aspectos determinantes en los resultados obtenidos:

- Las dimensiones de la carretilla. Las medidas a tener en cuenta son: El ancho total que es de 560 mm y la distancia entre ruedas de 400 mm (tal y como se ha especificado con anterioridad).
- El Paso Libre de la puerta (PL). Que según los casos estudiados serán: 700, 750, 800 y 850 mm, respectivamente.
- La distancia entre las escuadras. La distancia corresponde a la mitad del paso libre (ya que hay 3 escuadras para estos modelos de PL) más 60 mm (que corresponde a la mitad del montante, que en el estudio, será el estándar de 120 mm).
- Forma dimensional de las escuadras. Factores como la forma, el espesor, etc. de la propia escuadra, influyen directamente.

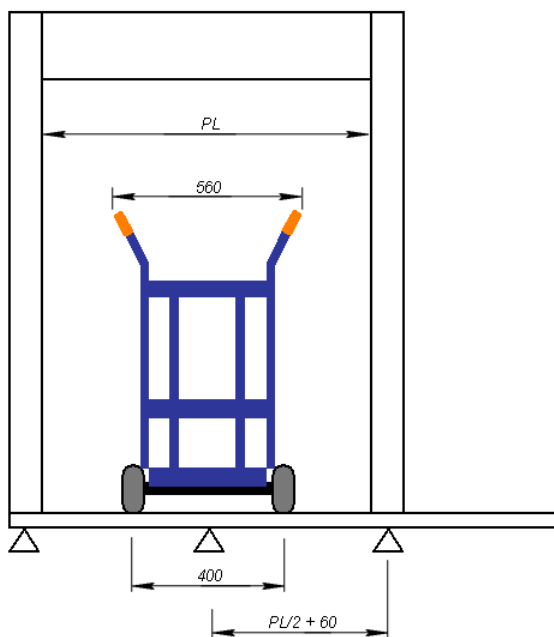


Ilustración 24. Esquema carretilla / conjunto puerta. 'Juego' lateral.

Se debe tener en cuenta que, según el Paso Libre de la puerta, tal y como se ha especificado, el "juego" que hay de la carretilla respecto a la embocadura de la puerta (paso entre montantes) varía, tal y como se muestra en el resumen siguiente:

- PL 700:
 - ✓ Separación entre escuadras: 410 mm
 - ✓ "Juego" horizontal de la carretilla entre PL: $700 - 560 = 140$ mm
- > Se comprobará dónde es más crítico en el rango 350 ± 70 mm (partiendo de la carretilla centrada: 350 mm del PL)
- PL 750:
 - ✓ Separación entre escuadras: 435 mm
 - ✓ "Juego" horizontal de la carretilla entre PL: $750 - 560 = 190$ mm
- > Se comprobará dónde es más crítico en el rango 350 ± 95 mm
- PL 800:
 - ✓ Separación entre escuadras: 460 mm
 - ✓ "Juego" horizontal de la carretilla entre PL: $800 - 560 = 240$ mm
- > Se comprobará dónde es más crítico en el rango 350 ± 120 mm
- PL 850:
 - ✓ Separación entre escuadras: 485 mm
 - ✓ "Juego" horizontal de la carretilla entre PL: $850 - 560 = 290$ mm
- > Se comprobará dónde es más crítico en el rango 350 ± 145 mm

La flecha máxima permitida, será de $L/300$ (siendo L la distancia entre escuadras), con lo que, en cada uno de los casos será de:

- PL 700 mm -> Flecha máxima: $410/300 = 1,37$ mm
- PL 750 mm -> Flecha máxima: $435/300 = 1,45$ mm
- PL 800 mm -> Flecha máxima: $460/300 = 1,53$ mm
- PL 850 mm -> Flecha máxima: $485/300 = 1,62$ mm

Una vez determinado que cada uno de los estudios cumpla con los requisitos de rigidez y resistencia mecánica para cada una de las configuraciones (con las escuadras que vienen determinadas para cada volado), se podrán sacar conclusiones sobre:

- Validez del modelo de pisadera y de cada una de las escuadras, dadas las condiciones de carga específicas.
- Influencia de la distancia entre escuadras (debido a distintos PL's),

para unas mismas condiciones de carga y unos mismos elementos.

- Influencia en la flecha, según cada uno de los volados (aún con las distintas escuadras).

6.4 Gráficas/conclusiones

Una vez ejecutados cada uno de los estudios, teniendo en cuenta los distintos aspectos y consideraciones en cuanto al ensamblar los conjuntos, uniones, carga, mallado (definido en el Apartado 5.1 Resolución programa Cosmos Solidworks. Consideraciones), se obtienen los siguientes resultados:

> Máximas tensiones de Von Mises:

En todos los pasos libres estudiados, según cada uno de los volados, se obtienen los siguientes resultados:

		Tensión máxima Von Misses (MPa)			
Modelo		PISADERA ALUMINIO ESTÁNDAR			
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	Carga centrada entre escuadras	Carga Centrada escuadra central	Carga descentrada al máximo	Ubicación T _{máx}
700	37,5	279,4	278,3	276,9	<i>pisadera</i>
	90	274,1	283,6	274,2	<i>pisadera</i>
	140	323,8	323,9	316,9	<i>Esc. Central</i>
	150	266,8	258,8	253,3	<i>pisadera</i>
750	37,5	269,9	280,7	290,6	<i>pisadera</i>
	90	276,9	274,7	265,3	<i>pisadera</i>
	140	339,7	340,5	326,9	<i>Esc. Central</i>
	150	282,2	274,7	262,3	<i>pisadera</i>
800	37,5	264,7	275,4	270,9	<i>pisadera</i>
	90	275,4	292,9	293,7	<i>pisadera</i>
	140	341,8	344,9	321,5	<i>Esc. Central</i>
	150	276,6	273,4	272,4	<i>pisadera</i>
850	37,5	282	296,9	289,8	<i>pisadera</i>
	90	274,1	279,2	268,8	<i>pisadera</i>
	140	344,7	346,8	330,6	<i>Esc. Central</i>
	150	279,3	272,1	269,7	<i>pisadera</i>

Tabla 1. Máximas tensiones de Von Mises. Pisadera aluminio estándar.

> Para los volados 37.5, 90 y 150 mm, en todas las configuraciones de paso libre de puerta, la pisadera sufre deformación plástica, debido a

que las tensiones equivalentes superan el límite elástico del aluminio, que es de 170 MPa.

> Para el volado 140 mm, además de plastificar la pisadera, también lo hace la escuadra central, donde se producen las máximas tensiones equivalentes en todos los pasos libres estudiados.

Ver características materiales de pisadera y escuadras en Anejo A. *Características elementos*.

→ Solución aportada

- Deformación plástica pisadera

Debido a que en todos los estudios planteados con la carga de la carretilla manual se produce deformación plástica en la pisadera, colocamos la pisadera de aluminio reforzada que dispone la empresa, que se trata de una pisadera de las mismas características pero con un espesor mayor (Ver Apartado A.3 *Pisaderas utilizadas*, en Anejo A. *Características elementos*). Se decide colocar ésta y no el modelo de chapa, porque es una pisadera del mismo acabado, donde sólo varía el espesor.

Los resultados obtenidos son:

		Tensión máxima Von Misses (MPa)			
Modelo		PISADERA ALUMINIO REFORZADA			
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	Carga centrada entre escuadras	Carga Centrada escuadra central	Carga descentrada al máximo	Ubicación Tmáx
700	37,5	58,2	57,9	57,9	<i>pisadera</i>
	90	125,9	125,2	122,2	<i>Es. central</i>
	140	304,5	304,6	300,1	<i>Es. central</i>
	150	127,4	127,5	124,7	<i>ap/esc</i>
750	37,5	59,5	59,3	58,9	<i>pisadera</i>
	90	128,8	128,6	126,9	<i>Es. central</i>
	140	314,8	315,4	307,5	<i>Es. central</i>
	150	124,8	125,6	121,8	<i>ap/esc</i>
800	37,5	59,9	59,8	59,6	<i>pisadera</i>
	90	131,7	131,2	126,7	<i>Es. central</i>
	140	318,6	322	315,22	<i>Es. central</i>
	150	121,2	122,8	118,1	<i>ap/esc</i>
850	37,5	60,6	60,5	60,2	<i>pisadera</i>
	90	136,9	135,9	132,8	<i>pisadera</i>
	140	329	331,9	325,2	<i>Es. central</i>
	150	117,2	123,1	120,6	<i>ap/esc</i>

Tabla 2. Máximas tensiones de Von Misses. Pisadera aluminio reforzada.

Se aprecia que, al poner la pisadera reforzada, las tensiones equivalentes son menores, cumpliendo con el criterio de resistencia mecánica. Además, éstas se producen en la escuadra central, a excepción del caso de volado 37,5 mm; eso es debido a que en ese volado, la escuadra apenas sufre, ya que se puede considerar como si estuviera el conjunto completamente apoyado en el forjado de rellano.

- Deformación plástica escuadra central; volado 140 mm

Vemos que, aun cambiando la pisadera y poniéndola reforzada, como era de esperar, sigue plastificando la escuadra central en el caso de volado 140 mm (con unas tensiones algo menores). Para no entrar en cambios de diseño, por todo lo que ello implica, aumentamos el espesor de la escuadra tipo D, originalmente de 5 mm.

Resultados obtenidos:

Aumento de espesor, en 1 mm:

		<i>Tensión máxima Von Misses (MPa)</i>		
Modelo		PISADERA ALUMINIO REFORZADA (con escuadra 6 mm espesor)		
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	<i>Carga centrada entre escuadras</i>	<i>Carga Centrada escuadra central</i>	<i>Carga descentrada al máximo</i>
700	140	186,4	187,2	177
750		192	193,6	181,4
800		199,8	199,9	189,2
850		203,4	203,7	194,6

Tabla 3. Volado 140 mm. Máximas Tensiones de Von Misses en escuadra central, con espesor 6 mm.

Si bien se observa que, aumentando en un 1 mm el espesor, las tensiones equivalentes ya cumplen con el criterio de plasticidad (Tensión máx. Von Misses < Límite elástico), el coeficiente de seguridad es demasiado bajo (por debajo de 1,35):

Para cada uno de los volados:

> (CS = Límite elástico/Tensión Máxima V. Misses):

PL 700: CS = 250/187,2 = 1,34

PL 750: CS = 250/193,6 = 1,29

PL 800: CS = 250/199,9 = 1,25

PL 850: CS = 250/203,7 = 1,22

Por eso, se cree oportuno, aumentar el espesor a 7 mm (dos por encima del que se tiene como diseño estándar). Los nuevos resultados obtenidos son los siguientes:

		<i>Tensión máxima Von Misses (MPa)</i>		
Modelo		PISADERA ALUMINIO REFORZADA (con escuadra 7 mm espesor)		
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	<i>Carga centrada entre escuadras</i>	<i>Carga Centrada escuadra central</i>	<i>Carga descentrada al máximo</i>
700	140	159,9	160,1	149,1
750		160	161,2	151,8
800		162,8	163	158,4
850		166,8	166,8	163,9

Tabla 4. Volado 140 mm. Máximas Tensiones de Von Misses en escuadra central, con espesor 7 mm.

Nuevos valores de CS:

$$PL\ 700: CS = 250/160,1 = 1,56$$

$$PL\ 750: CS = 250/161,2 = 1,55$$

$$PL\ 800: CS = 250/163,0 = 1,53$$

$$PL\ 850: CS = 250/166,8 = 1,51$$

CONCLUSIÓN: Se consigue aumentar el coeficiente de seguridad (por encima de 1,5), dando por válido el estudio. Se debe tener en cuenta que es un estudio estático en unas condiciones extremas de carga y que, como se verá en el apartado de estudio a fatiga, es un coeficiente de seguridad suficiente.

> Flecha máxima: Por lo que respecta a la flecha máxima del conjunto, se observa que ésta aparece en la propia pisadera, al aplicar la carga centrada entre las dos escuadras. Los resultados obtenidos, ya con la pisadera reforzada y la escuadra de 7 mm de espesor en el caso de volado 140 m, son los siguientes:

		Desplazamiento máximo (mm)		
Modelo		PISADERA ALUMINIO REFORZADA		
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	Carga centrada entre escuadras	Carga Centrada escuadra central	Carga descentrada al máximo
700	37,5	0,14	0,13	0,13
	90	0,51	0,5	0,46
	140	0,63	0,62	0,59
	150	0,43	0,41	0,39
750	37,5	0,14	0,13	0,13
	90	0,53	0,51	0,47
	140	0,66	0,64	0,61
	150	0,44	0,42	0,4
800	37,5	0,15	0,13	0,13
	90	0,54	0,53	0,47
	140	0,68	0,66	0,63
	150	0,46	0,44	0,41
850	37,5	0,15	0,14	0,13
	90	0,56	0,54	0,49
	140	0,72	0,69	0,66
	150	0,5	0,47	0,44

Tabla 5. Flechas máximas obtenidas, según configuración.

Teniendo en cuenta que los volados máximos, según el criterio, ya comentado, de L/300 son, según cada uno de los pasos libres:

$$PL\ 700 = 410/300 = 1,37\ mm$$

$$PL\ 750 = 435/300 = 1,45\ mm$$

$$PL\ 800 = 460/300 = 1,53\ mm$$

$$PL\ 850 = 485/300 = 1,62\ mm$$

Los coeficientes de seguridad obtenidos son:

		COEFICIENTE DE SEGURIDAD		
Modelo		PISADERA ALUMINIO REFORZADA		
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	Carga centrada entre escuadras	Carga Centrada escuadra central	Carga descentrada al máximo
700	37,5	9,79	10,54	10,54
	90	2,69	2,74	2,98
	140	2,17	2,21	2,32
	150	3,19	3,34	3,51
750	37,5	10,36	11,15	11,15
	90	2,74	2,84	3,09
	140	2,20	2,27	2,38
	150	3,30	3,45	3,63
800	37,5	10,20	11,77	11,77
	90	2,83	2,89	3,26
	140	2,25	2,32	2,43
	150	3,33	3,48	3,73
850	37,5	10,80	11,57	12,46
	90	2,89	3,00	3,31
	140	2,25	2,35	2,45
	150	3,24	3,45	3,68

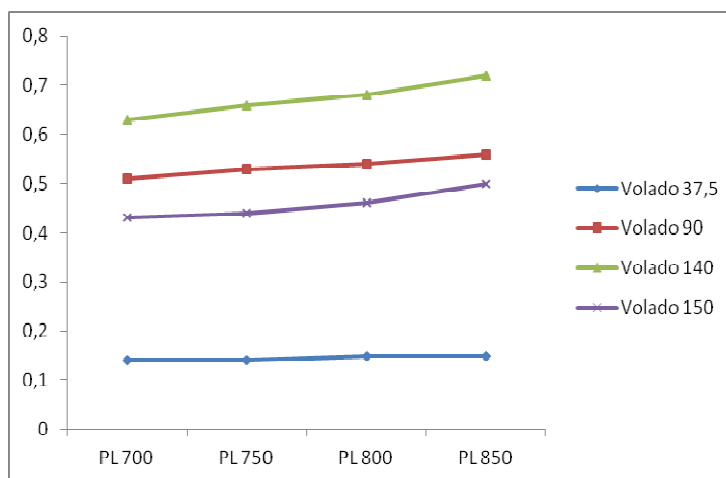
Tabla 6. Coeficientes de seguridad respecto al criterio de flecha máxima.

CONCLUSIÓN: Tenemos unos valores superiores a 2 de coeficiente de seguridad, con lo que damos los resultados por válidos.

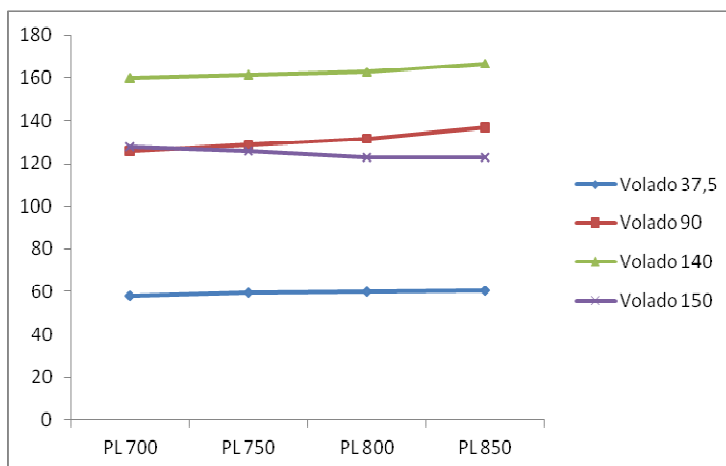
Apunte: La máxima flecha, se produce entre la escuadra central y la escuadra donde la pisadera sobresale del apoyo (lado de apertura de la puerta).

Se pueden sacar distintas conclusiones al respecto de los resultados obtenidos:

> Influencia entre Pasos libres y volados



Gráfica 2. Máxima flecha según volados.



Gráfica 3. Máxima Tensión Von Mises según cada volado.

Se aprecia que, a mayor paso libre, mayores tensiones en la escuadra central y mayores desplazamientos aparecen. Se aprecia

también que, al tratarse de escuadras con diseños diferentes, no existe la correlación de que, a un mayor volado, unos valores más críticos.

Con ello:

- Se observa que la escuadra D, diseñada para unos volados de 90 hasta 140 mm es la, claramente, más crítica a unas mismas condiciones de carga, aun habiendo aumentado el espesor de la misma.
- En cambio, el diseño de la escuadra tipo V2, muestra un mejor comportamiento, a pesar de ser el caso de mayor volado estudiado y tener un espesor menor (Ver diseño y características en Apartado A.5 Escuadras de fijación, en Anejo A. Características elementos).
- Respecto al volado más pequeño se aprecia que, como se ha ido especificando, la escuadra no sufre apenas y se puede resumir con el estudio de la resistencia mecánica de la pisadera. Los valores son los más bajos, los menos críticos.
- Teniendo en cuenta que la escuadra de 90 y la de 140 son del mismo diseño, pero con dimensiones distintas (para abarcar rango de volados distintos), se aprecia que el diseño no es válido para volados superiores a 90 mm.

Además:

- ✓ El diseño de la pisadera de aluminio estándar, en su parte más extrema (donde se aplica la carga), podría reforzarse más por diseño, sin tener que pasar directamente a una escuadra de modelo superior.
- ✓ Para el rango de volado de más de 90 mm hasta 140 mm, el diseño de la escuadra debería ser como el del volado 150 mm (escuadra tipo V2), asegurando así, obtener unos valores menores a los obtenidos en este último volado, obteniendo unos coeficientes de seguridad mayores y evitando que plastifique en el caso de volado 140 mm.

La solución aportada para solucionar los casos estudiados, debido a que el presente proyecto está enfocado a dar respuesta al cliente a un caso planteado, pasa por colocar un modelo existente, que sea válido, sin entrar en cambios de diseño ya que ello implica un amplio

estudio al respecto: estudio de diseño, costes de producción, stocks, etc.

Por ese motivo, en el caso de la pisadera, se decide realizar un cambio al modelo superior y, para el caso de la escuadra, o bien cambiando a la escuadra tipo V2 (que por dimensiones, al volado estudiado, sería factible y aseguramos unos valores menores a los obtenidos en el estudio con 150 mm) o bien aumentar el espesor en 2 mm (no implica un cambio de diseño, con lo que ello comporta de tiempo, estudio de costes, producción y demás, como se ha comentado).

Como se determina en el apartado 9. *Conclusiones Globales*, el estudio evidencia qué aspectos son susceptibles a mejora en el caso de un posible rediseño de los elementos estudiados, de cara al futuro.

7 Estudio frecuencias naturales de vibración

7.1 Introducción

Todo cuerpo, posee lo que se conoce como frecuencias naturales de vibración. Se trata de las frecuencias a la cual vibrará dicho cuerpo, al recibir algún impacto o cualquier otro tipo de excitación que lo haga vibrar. La frecuencia natural de vibración, depende directamente de distintos factores: la forma geométrica de la pieza o estructura, el propio material, etc.

El presente estudio, tiene como función principal determinar la rigidez y la estabilidad dimensional de cada uno de los modelos estudiados, ya que las frecuencias naturales de vibración, nos dan unos valores significativos al respecto de qué punto puede ser más crítico en lo que respecto a posibles fallos.

Además, si bien es cierto que, en un principio es difícil que ello pueda ocurrir, también se determinará que no se pueda presentar el fenómeno de resonancia. La resonancia, se produce cuando una frecuencia de excitación, producida por una carga o fuerza, se encuentra cerca de la frecuencia natural de vibración. Ello, podría acarrear llegar a unos valores de vibración muy elevados, produciendo daños al conjunto en cuestión. Por ese motivo, se debe evitar trabajar cerca de los valores de frecuencia de resonancia.

7.2 Definición / características estudio

Para cada uno de los conjuntos estudiados, se han determinado las primeras frecuencias naturales de vibración. Para ello, se ha tenido que ensamblar el conjunto, aplicando las mismas condiciones de contorno, previamente aplicadas en el estudio estático, sin aplicar ninguna carga.

El programa calcula las 5 primeras frecuencias de vibración, con el valor de la propia frecuencia, en Herzios.

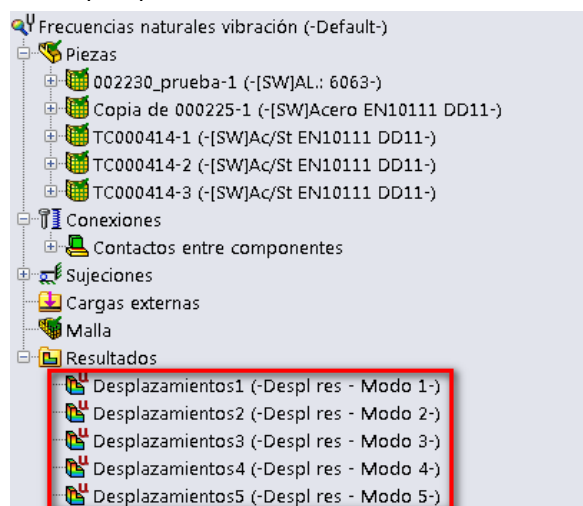


Ilustración 25. Cinco primeras frecuencias naturales de vibración, mostradas por el programa.

7.3 Gráficas/conclusiones

La tabla resumen de los resultados obtenidos en cada uno de los modelos estudiados, según cada configuración, son los siguientes:

		<i>Frecuencias naturales de vibración (Hz)</i>				
<i>Modelo</i>	<i>Volado</i>	<i>Frec 1</i>	<i>Frec 2</i>	<i>Frec 3</i>	<i>Frec 4</i>	<i>Frec 5</i>
700	37,5	373,36	726,69	951,25	1194,6	1934,3
	90	276,95	469,61	558,88	649,17	799,38
	140	203,85	284,43	379,74	552,01	614,61
	150	263,87	282,91	285,91	286,9	575,9
750	37,5	314,1	625,97	852,84	1194,1	1789,9
	90	240,42	454,08	520,19	585,33	734,33
	140	181,36	273,95	359,57	496,93	568,1
	150	226,49	281,06	285,38	288,86	531,51
800	37,5	267,22	543,6	774,96	1179,1	1548,1
	90	209,81	435,65	475,46	544,96	677,98
	140	162,13	264,31	341,23	444,85	532,35
	150	183,34	214,32	216,07	216,42	426,07
850	37,5	230,33	477,25	707,81	1215,9	1354,6
	90	184,89	407,3	443,99	517,43	631,94
	140	145,3	255,28	324,41	396,77	501,26
	150	161,43	214,36	216,05	217,17	392,77

Tabla 7. Resultados frecuencias naturales de vibración, según configuración.

Nota: Ver gráficas en Anejo D. Estudio frecuencias naturales de vibración.

Como se aprecia en los anteriores resultados, los efectos de resonancia quedan descartados, ya que los valores mínimos obtenidos son del orden de 150 Hz.

Teniendo en cuenta que: $f \text{ (Hz)} = 1/T = 1/s$, una frecuencia de 150 Herzios, implicaría que al conjunto pisadera se la excitara con una fuerza repetitiva durante 150 veces por segundo. Ello resulta impensable, puesto que no está en contacto con ningún elemento que pudiera producirlos y no es factible que se le aplique al conjunto estudiado ninguna carga repetitiva, a tal frecuencia.

No obstante, con el presente estudio, se ha obtenido una visión sobre qué punto es el más 'débil' del sistema. Se observa que la primera frecuencia de vibración es, para todos los casos, la flexión de la pisadera en su parte volada respecto al apoyo pisadera.

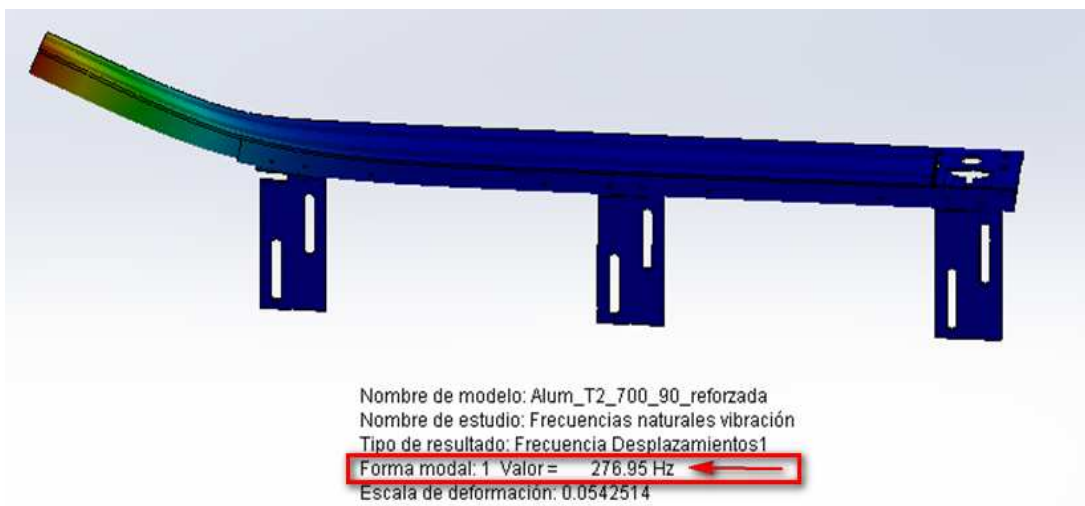


Ilustración 26. Ejemplo primera frecuencia natural de vibración. PL 700 volado 90.

Con todo, se observa una rigidez y estabilidad dimensional alta y suficiente, en todas las configuraciones estudiadas.

8 Estudio a fatiga

8.1 Introducción

La fatiga es el fenómeno que sufren los materiales cuando se les aplica una carga, de forma cíclica a lo largo del tiempo. A pesar de que se pueda estar trabajando con tensiones por debajo del límite elástico del material de la pieza, al aplicarle la carga de forma cíclica, se debilita la pieza pudiendo producir el conocido "fallo por fatiga". Dicho fallo consiste en la aparición de una o más grietas, la propagación de las cuales produce una fractura (ver Apartado "Fases del fallo por fatiga" en Anejo E. Estudio a Fatiga).

8.2 Definición / características estudio

Para realizar un estudio de fatiga con el Cosmos de Solidworks, se debe partir de un estudio estático, previamente calculado. Teniendo en cuenta que el estudio estático se ha realizado con una carga máxima, en unas condiciones consideradas como 'extremas', para realizar el estudio a fatiga se considerarán los siguientes aspectos:

- Se estudiarán los ciclos de vida, aplicando unos factores de carga del 70%, 80% y 90%, respectivamente, considerando que a máxima carga trabajará de forma muy puntual.
- Al realizar el estudio con el programa, hay distintos aspectos a tener en cuenta al definir cada uno de los estudios:
 - Curvas S-N del material / Interpolación curva: Se ha utilizado el sistema de análisis del ciclo de vida a fatiga, mediante la curva S-N del material, que es el sistema que utiliza el programa, para resolver cada uno de los casos planteados (Ver Apartado "Curvas S-N" en Anejo E. Estudio a Fatiga).

El programa permite cargar las curvas S-N de cada uno de los materiales o bien a través de la librería de los materiales del propio programa, o bien cargando los puntos de la propia curva, manualmente.

Para los estudios del Proyecto, se han utilizado las curvas S-N de la librería y se ha elegido una interpolación de la curva logarítmica-logarítmica, puesto que es la que mejor aproxima los datos que se tienen de la curva S-N de la librería del Cosmos:

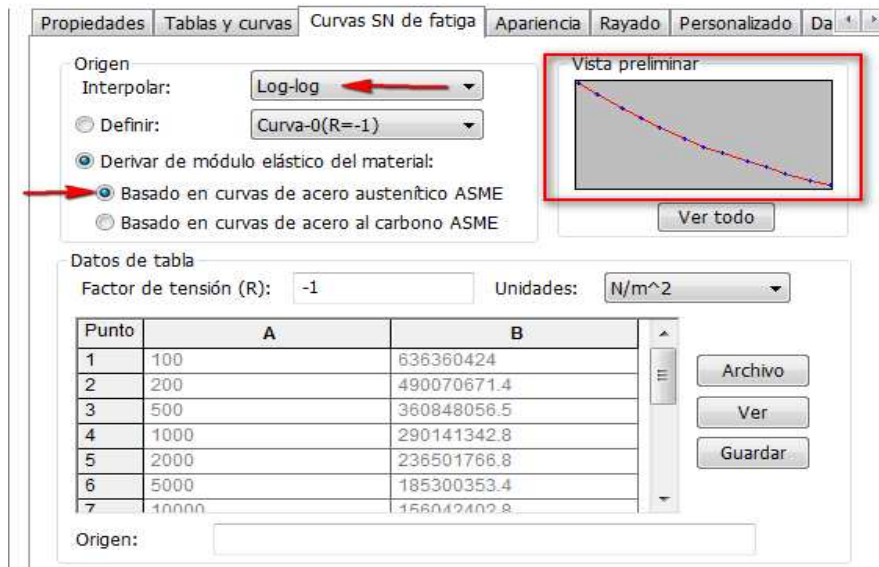


Ilustración 27. Definiciones en Cosmos. Curva S-N.

- Tipo de suceso e Interacciones entre eventos: El tipo de suceso utilizado es el de una carga de amplitud constante comprendida entre 0 hasta el valor máximo (carga determinada en el estudio estático), simulando el caso del paso de la carretilla manual, estimando que el paso de la carga a través de la pisadera implica un paso de 0 a carga máxima y de carga máxima a 0, consecutivamente.

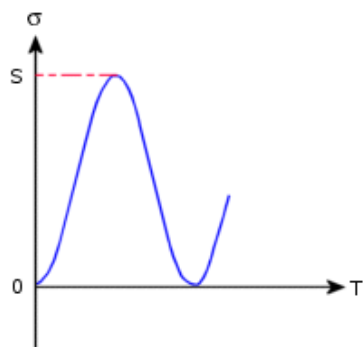


Ilustración 28. Curva Suceso carga amplitud constante, en estudio a fatiga.

Además se considera que no hay interacción entre un suceso y el siguiente, sino que ocurren uno tras otro. Teniendo en cuenta que el programa utiliza el método de análisis de Miner (ver Apartado "Regla de Miner" del Anejo E. *Estudio a fatiga*), no se tiene en consideración la cronología en cuanto a la aplicación de las cargas. Para sacar datos significativos, se considera que no es necesario entrar en detalle sobre dicho historial en lo que respecta a la aplicación de las cargas.

- Cálculo tensión alterna: Existen varios métodos de cálculo de los esfuerzos alternantes del estudio (Ver Apartado "Tensión Alterna" en E. Estudio a fatiga):

- *Por intensidad de esfuerzo*: Calcula la tensión alterna como la diferencia entre el primer esfuerzo P1 (principal) y el tercer esfuerzo principal P3.
- *Por intensidad equivalente*: Es la conocida como la teoría de Von Mises. Es un método válido para materiales dúctiles, puesto que especifica que la falla es debida a la energía elástica debida a la deformación por cortante.
- *Por esfuerzo máximo absoluto*: Se calcula en base al esfuerzo P1 máximo principal. Es un método válido para contenedores a presión.

→ Se escoge el método de cálculo de tensión equivalente de Von Mises ya que, además de trabajar con acero, el material de la pisadera es aluminio que se considera un material dúctil.

- Corrección esfuerzo medio: En este punto, se puede determinar qué método se usará para analizar los esfuerzos medios, cuando la tensión media es distinta de cero. Cosmos, permite escoger entre no aplicar ninguna corrección o bien escoger entre 3 distintos modelos de cálculo: Soderberg, Goodman y Gerber.

→ Para el caso que nos compete, se utilizará el método de corrección de Gerber, por el mismo motivo que se ha especificado anteriormente a la hora de escoger el método de cálculo por la tensión equivalente de Von Mises, que se trabaja con aluminio, considerado dúctil. Además, es el método menos conservador, el más estricto de los 3 (ver Apartado "Métodos de corrección del esfuerzo medio" en Anejo E. Estudio a fatiga).

- Factor reducción límite fatiga: Existe, además, el factor global de reducción a la fatiga; con él, se puede tener en cuenta la diferencia existentes entre el diagrama S-N basado en unas condiciones normalizadas, realizadas en probetas, y una condición existente, de efectos diversos, planteado en el estudio.

→ Para el caso en cuestión, no aplicaremos un factor de reducción, puesto que no se dispone de datos suficientes

como para estimarlo y ello implicaría un estudio.

- Vida Infinita: En esta casilla, se puede determinar el rango en cuanto al número de ciclos de vida del conjunto. No obstante, el programa, considera el valor máximo de ciclos, como el valor máximo que viene determinado en la gráfica de la curva S-N. Con ello, si se determina en esta casilla una vida infinita a los 10^{12} ciclos y en la curva S-N el valor máximo es de 10^6 , cuando el cálculo dé un valor por encima de los 10^6 ciclos, indicaría un valor de 10^{12} ciclos (rango indicado como máximo en la casilla en cuestión).

→ Con ello, para el caso que compete al presente proyecto, se determinará como se indica en la propia curva S-N del material, que la vida útil será infinita cuando el valor esté por encima de los 10^6 ciclos, puesto que es el valor donde prácticamente se estabiliza el valor de tensiones alternantes, a partir del cual, el valor de vida útil es considerado como infinito. Además, teniendo en cuenta el estudio en cuestión, se estima que un valor de un millón de ciclos, es un valor muy elevado, que se considera como vida útil infinita, es decir, que el límite de fatiga (ver Apartado “Límite de fatiga” en Anejo E. Estudio a fatiga) está por debajo del esfuerzo alternante que causa el fallo a fatiga.

Opciones Comentario

Interacción de sucesos de amplitud constante

☐ Interacción aleatoria

☒ Sin interacción

Calcular tensiones alternas usando

☐ Intensidad de tensión (P1-P3)

☒ Tensión equivalente (von Mises)

☐ Principal máx. absoluta (P1)

Cara de vaciado

☒ Superior

☐ Inferior

Corrección de la tensión media

☐ Ninguno

☐ Goodman

☒ Gerber

☐ Soderberg

Factor de reducción de resistencia a la fatiga (Kf) 1

☒ Vida infinita 10000000000 ciclos

Carpeta de resultados C:\Users\vaio\Desktop\Proyecto2\Proyecto\...

Ilustración 29. Definición parámetros estudio a fatiga.

8.3 Gráficas/conclusiones

Los resultados obtenidos, para cada uno de los modelos y configuraciones estudiadas, son los siguientes:

Vida útil (fatiga). N° ciclos:

Modelo		Vida útil. N° ciclos		
Paso Libre (mm)	Volado (mm)	70% carga	80% carga	90% carga
700	37,5	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	90	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	140	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	150	1×10^6	$4,21 \times 10^5$	$1,73 \times 10^5$
750	37,5	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	90	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	140	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	150	$1,15 \times 10^5$	$4,32 \times 10^4$	$1,79 \times 10^4$
800	37,5	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	90	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	140	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	150	$5,61 \times 10^5$	$1,99 \times 10^5$	$8,67 \times 10^4$
850	37,5	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	90	1×10^6	1×10^6	1×10^6
	140	1×10^6	$3,94 \times 10^5$	$1,61 \times 10^5$
	150	$5,25 \times 10^5$	$1,89 \times 10^5$	$8,22 \times 10^4$

Tabla 8. Estudio a fatiga. Resultados n° ciclos de vida, según configuración.

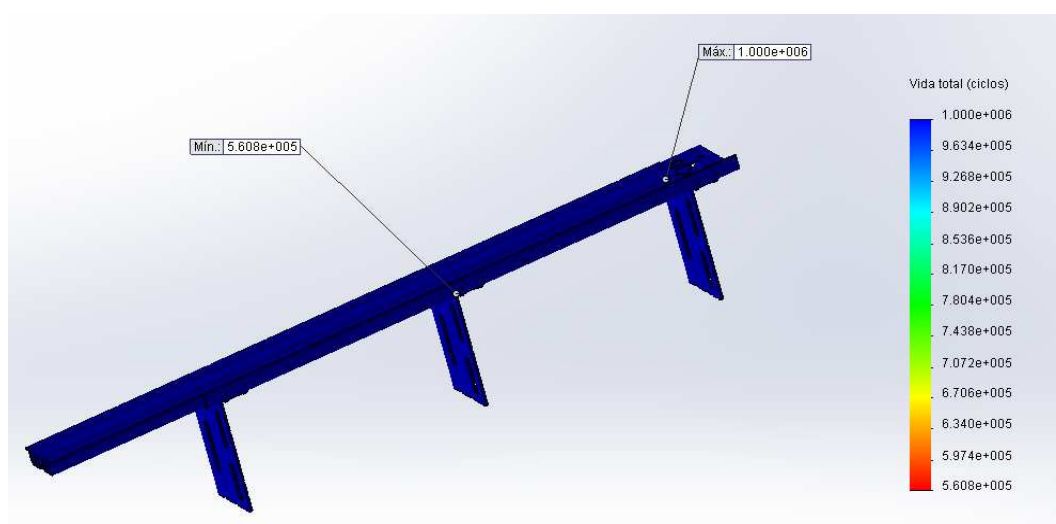


Ilustración 30. Ejemplo resultado estudio a fatiga. PL 800, 70% carga.

Teniendo en cuenta que se ha estimado una vida útil de 1×10^6 ciclos como una vida infinita, se aprecia que los valores obtenidos, representan, en cuanto al número de ciclos de vida, unos valores considerablemente elevados. Con ello, se estima que para el caso estudiado, el valor mínimo obtenido de $1,79 \times 10^4$ ciclos es un valor que nos ofrece un alto coeficiente de seguridad, puesto que es muy factible que, en un ascensor de viviendas, no se lleguen a realizar 18000 ciclos con esa carga.

Caso distintos sería si el estudio se realizara, por ejemplo, en un montacargas de una empresa, donde se estuviera constantemente subiendo y bajando material con carretillas / transpaletas, de un piso a otro, con lo que el valor de 18000 ciclos resultaría excesivamente bajo (suponiendo que la carga máxima que pase a través de la pisadera, sea la estudiada en el presente proyecto).

Supongamos que pasa la carretilla del orden de 25 veces al día:

$$18000 \text{ (ciclos)} / 25 \text{ (ciclos/día)} = 720 \text{ días}$$

En este caso, se observa que la vida útil del conjunto no superaría los dos años, con lo que, obviamente, implica una vida útil sumamente corta.

CONCLUSIÓN: Para el modelo y las cargas estudiadas, en cada una de sus configuraciones, se obtienen unos valores de ciclos de vida muy elevados que se pueden considerar como vida infinita, dado el uso del ascensor y la más que baja probabilidad de acercarse a ese número de ciclos de carga.

No obstante, tal y como se ha especificado anteriormente, caso distinto sería si hablásemos de valores de carga más elevados o ascensores destinados al paso asiduo de carretillas, puesto que se debería cambiar el conjunto estudiado: cambiar diseño o material de la pisadera y cambiar diseño o material o incluso el número de escuadras, o bien colocar una consola de fijación (también disponible en los productos de la gama Fermator), con el fin de aumentar la vida útil del conjunto. Ello, implicaría un nuevo estudio, que no compete al caso objetivo del presente Proyecto.

9 Conclusiones Globales

9.1 En relación al propio estudio

La realización de los tres tipos de ensayos (estático, de frecuencias naturales y de fatiga) ha proporcionado una información completa y fiable en cuanto a la validez del conjunto estudiado, a efectos de:

- Resistencia mecánica.
- Rigidez y estabilidad dimensional.
- Vida útil del sistema del conjunto, dadas unas sollicitaciones.

Con ello, se ha conseguido crear una base de cálculo para futuros estudios que se puedan plantear e, incluso, para dar validez a las piezas ya diseñadas, pudiendo llegar a cambiar el diseño de alguna de ellas con el fin de optimizar sus prestaciones (por ejemplo la que se muestra en la página siguiente respecto a la forma de las escuadras de forma en L), aunque ello implique un estudio más amplio, ya que se deberían analizar aspectos de suma importancia como son: fabricación de las piezas, costes de materiales, etc.

9.2 En relación a los resultados

Después de realizar los distintos estudios a cada uno de los modelos objetivo, en las configuraciones específicas, se pueden sacar las siguientes conclusiones respecto a los resultados obtenidos:

- Como era de esperar, para un volado de 37,5 mm (máximo volado del primer tramo), las tensiones resultantes en las escuadras, no son significativas. En este tramo de volado, se puede considerar que se debe estudiar la resistencia propia de la pisadera, puesto que es la pieza que sufre y puede plastificar.
- Se observa que, dadas las condiciones de carga, la pisadera estándar de aluminio no aguanta la carga aplicada, plastificando en todos los modelos y volados estudiados. Con ello, se ha escogido la pisadera reforzada, del mismo material (disponible en la gama Fermator), comprobando que sí que se cumple con los criterios exigidos de rigidez y flecha máxima.

- En cuanto a la resistencia del resto de las escuadras, se puede determinar que son las correspondientes a los volados de 90 y 140 mm (escuadras tipo W y tipo D) donde mayores tensiones equivalentes se obtienen, incluso mayores en relación a la escuadra del volado mayor estudiado, de 150 mm. Con ello, centrándonos en la forma de la escuadra, las de forma en L sufren más en comparación al volado y para unas mismas condiciones de carga, que las del modelo de escuadra de máximo volado, las de tipo V. De cara al futuro, se planteará el unificar el criterio en cuanto a la forma, yendo a un diseño similar al del modelo V2, en vistas que tienen mayor resistencia, incluso con un menor espesor de chapa, aun en condiciones más críticas (mayores volados).



Ilustración 31. Diferencia forma escuadras tipo L y escuadra tipo V.

- Los resultados respecto al número de ciclos de vida a fatiga, considerando que en el caso estudiado de un ascensor de viviendas es difícil que pasen carretillas de forma más o menos asidua, se obtienen unos valores que se pueden considerar de vida infinita, con lo que, sumado a los criterios de resistencia mecánica y flecha máxima, demuestran que las piezas de los conjuntos estudiados son válidos, con el cambio necesario de la pisadera reforzada y de la escuadra tipo D, para cumplir con el criterio de rigidez (no deformación plástica).
- El estudio de las frecuencias naturales de vibración demuestra que la estructura estudiada cumple con unos requisitos de rigidez y estabilidad dimensional considerables, descartando posibles problemas que pudieran aparecer, como el efecto de la resonancia.

9.3 Valoración personal

A título personal, creo que el presente Proyecto ha respondido a las expectativas que en él se han depositado, sacando conclusiones significativas respecto al modelo concreto estudiado, en cada una de las distintas configuraciones, y sirviendo de base para empezar un nuevo proyecto, de ampliación del mismo (Ver Apartado 10. *Futura continuación del Proyecto*).

10 Futura continuación del Proyecto

Como se ha especificado en el inicio del presente Proyecto, con el estudio realizado, se ha pretendido crear una base para futuros estudios. Con ello, las intenciones de cara al futuro próximo, son las siguientes:

- Ampliar la gama de modelos de apertura:
 - ✓ Puertas de apertura telescópica de 1, de 3 y de 4 hojas.
 - ✓ Puertas de apertura central de 2, 4, 6 y 8 hojas.
- Ampliar la gama de pisaderas disponibles:
 - ✓ Pisadera de hierro en chapa.
 - ✓ Pisadera maciza.
- Aplicar los rangos de volados de las aperturas especificadas, ampliando así los modelos de escuadras disponibles.
- Estudiar los casos con las consolas de fijación.
- Se mirará de realizar un mismo estudio para todas las configuraciones con el fin de sacar conclusiones específicas, como en el Proyecto presente, y comparativas a grandes rasgos.
- Se aprovecharán para realizar todas las configuraciones con el fin de realizar los estudios pertinentes que se planteen por parte del cliente.

11 Índice ilustraciones, gráficas y tablas

11.1 Índice ilustraciones

Ilustración 1. Partes generales de una puerta de rellano automática.....	4
Ilustración 2. Detalle unión mecanismo y cerco	4
Ilustración 3. Vista general fijaciones del conjunto puerta de rellano.....	4
Ilustración 4. Conjunto pisadera volada. Opciones elementos de fijación.	11
Ilustración 5. Fijación marco según volados.	12
Ilustración 6. Representación de pisadera a ras de canto de forjado ...	14
Ilustración 7. Configuración fijaciones y escuadras según volado.	15
Ilustración 8. Conjunto pisadera bien aplomado	17
Ilustración 9. Conjunto pisadera con deformación	17
Ilustración 10. Distintas configuraciones de elementos de transporte manual.	20
Ilustración 11. Perfil pisadera. Definiciones.	21
Ilustración 12. Apoyo pisadera. Definiciones.	22
Ilustración 13. Condiciones de contorno. Geometría fija.	24
Ilustración 14. Condiciones de contorno. Pared virtual.	24
Ilustración 15. Unión atornillada. Definiciones.....	25
Ilustración 16. Unión soldada.	25
Ilustración 17. Condición de carga. Definición.	26
Ilustración 18. Carretilla. Ubicación en paso libre de la puerta, casos carga centrada y carga descentrada.....	29
Ilustración 19. Casos de carga centrada en paso libre. Casos.	30
Ilustración 20. Esquema caso más crítico de carga.	31
Ilustración 21. Sección transversal pisadera. Zona rodadura de las	31
Ilustración 22. Longitud superficie perfil rodadura, correspondiente al ancho de rueda.....	32
Ilustración 23. Estudio con carga alineada a eje de ruedas. Caso más crítico.	32
Ilustración 24. Esquema carretilla / conjunto puerta. 'Juego' lateral.....	33
Ilustración 25. Cinco primeras frecuencias naturales	44
Ilustración 26. Ejemplo primera frecuencia natural de vibración. PL 700 volado 90.	45
Ilustración 27. Definiciones en Cosmos. Curva S-N.....	47

Ilustración 28. Curva Suceso carga amplitud	47
Ilustración 29. Definición parámetros estudio a fatiga.	49
Ilustración 30. Ejemplo resultado estudio a fatiga. PL 800, 70% carga.	50
Ilustración 31. Diferencia forma escuadras tipo L y escuadra tipo V.....	53

11.2 Índice gráficas

Gráfica 1. Relación flecha obtenida según tamaño elemento de mallado.	27
Gráfica 2. Máxima flecha según volados.	40
Gráfica 3. Máxima Tensión Von Misses según cada volado.	40

11.3 Índice tablas

Tabla 1. Máximas tensiones de Von Misses. Pisadera aluminio estándar.	35
Tabla 2. Máximas tensiones de Von Misses. Pisadera aluminio reforzada.....	36
Tabla 3. Volado 140 mm. Máximas Tensiones de Von Misses en escuadra central, con espesor 6 mm.....	37
Tabla 4. Volado 140 mm. Máximas Tensiones de Von Misses en escuadra	38
Tabla 5. Flechas máximas obtenidas, según configuración.	39
Tabla 6. Coeficientes de seguridad respecto al criterio de	39
Tabla 7. Resultados frecuencias naturales de vibración, según configuración.	44
Tabla 8. Estudio a fatiga. Resultados n° ciclos de vida, según configuración.	50

12 Bibliografía

- Normativa Europea UNE-EN 81-1:2001+A3:2010 ERRATUM:2011 "Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. Parte 1: Ascensores eléctricos." Fecha edición 2011-11-08.
- Documentación técnica empresa Fermator SA.
- Ayuda de Solidworks 2012: help.solidworks.com/2012/Spanish/SolidWorks
- ZIENKIEWICZ, O.C. *El método de los elementos finitos*. 6ª ed. Barcelona: CIMNE, DL 2010. p. ISBN: 9788496736733
- VÁZQUEZ FERNÁNDEZ, Manuel. *El Método de los elementos finitos aplicado al análisis estructural*. Madrid : Noela, DL 2001. p. ISBN: 8488012063
- ORTIZ BERROCAL, Luis. *Resistencia de materiales*. 3ª ed. Madrid : McGraw-Hill, 2007. p. ISBN: 978848156336.
- ARGÜELLES AMADO, Antonio. *Formulario técnico de elasticidad y Resistencia de materiales: con problemas resueltos*. Madrid: Bellisco, 2004. p. ISBN: 8495279835.
- SCHIJVE, Jaap. *Fatigue of structures and materials*. Dordrecht : Kluwer, cop. 2001. p. ISBN: 0792370147
- Soporte Fatiga: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>
- LARBURU, Nicolás. *Máquinas Prontuario*. p. ISBN: 84-283-1968-5
- Historia del ascensor: www.historiasdelaciencia.com
- Página corporativa de MP ascensores: www.macpuarsa.es
- Página corporativa de Disset Odiseo: www.dissetodiseo.com

13 Agradecimientos

No veo forma más bonita y sincera de terminar el presente Proyecto, que agradeciendo de corazón la dirección, consejo, y facilidades que me ha proporcionado Emilio Larrodé puesto que, sin él, por muy tópico que pueda sonar, el presente estudio no hubiera sido posible, sin lugar a dudas. Ha puesto todo de su parte por culminar el presente Proyecto, a pesar de las dificultades que se han ido presentando: distancia (trabajo en Reus) con la consiguiente dificultad de contacto y reuniones, cambios en las bases y objetivos del Proyecto, etc. Siempre ha puesto de sus conocimientos y su paciencia para que el Proyecto saliera adelante.

Mención especial merecen también, sin duda, mi pareja y mi familia. Especialmente a Carolina, por su paciencia en mis malos momentos y su continuo ánimo y apoyo.

Finalmente, por supuesto, dar las gracias a la empresa de la cuál formo parte, Fermator SA, por el apoyo y el interés mostrado en sacar este Proyecto adelante, con el reto personal extra que ello ha supuesto para mí, ya que no significa solamente finalizar un trayecto universitario lleno de momentos buenos y no tan buenos, sino que también ha significado un aporte para el presente y el futuro de la empresa, respecto a los temas tratados.

