



Trabajo Fin de Grado

Análisis y diseño del sistema de tracción de un
ascensor residencial

Analysis and design of the drive system of a
residential elevator

ANEXO CÁLCULOS

Autor/es

Carlos Muñoz Villoria

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

Índice Anexo Cálculos

1.	Ascensores como medio de transporte	4
1.1	Tipos de ascensores.....	4
1.1.1	Ascensor eléctrico	4
1.1.2	Ascensor hidráulico	11
1.1.3	Otros tipos de ascensores	14
2.	Calculo cabina.....	16
3.	Calculo contrapeso	18
4.	Calculo Motor de Tracción	20
4.1	Tipos de motor.....	20
4.1.1	Motores de corriente alterna asíncronos.....	20
4.1.2	Motores de corriente alterna síncronos	22
4.1.3	Motores de corriente continua	23
4.2	Cálculos	23
4.2.1	Potencia	24
4.2.2	Par de arranque	24
4.2.3	Par nominal.....	27
4.2.4	Selección catalogo motor	29
5.	Calculo Freno	30
5.1	Calculo par de frenada.....	30
5.1.1	Calculo par de frenada según norma	31
5.2	Dimensiones freno.....	33
5.3	Selección freno.....	36
6.	Reductor	37
6.1	Relación de transmisión.....	38
6.2	Calculo diámetros	39
6.3	Eficiencia de la transmisión	41
6.4	Momento torsor	42
6.5	Selección del reductor	43
7.	Sistema de suspensión	44
7.1	Cargas en las poleas y cableado seleccionado	45
7.1.1	Cables de elevación	46

7.2	Perfiles de gargantas y presión específica	50
7.3	Adherencia de los cables sobre la polea.....	53
8.	Amortiguadores.....	56
8.1	Calculo amortiguadores.....	59
8.1.1	Amortiguador cabina.....	62
8.1.2	Amortiguador de contrapeso	64
8.1.3	Comprobación del pandeo	66
8.2	Deceleración por impacto.....	68
9.	Calculo y selección limitador de velocidad.....	69
9.1	Perfil de garganta.....	70
9.2	Calculo de fuerzas en los cables	71
10.	Estudio cinemático	73
11.	Índice de figuras	78
12.	Índice de tablas.....	79

1. Ascensores como medio de transporte

El ascensor se define como “Aparato elevador que sirve para transportar personas o cosas de unos pisos a otros en un edificio”, es decir, se trata de un sistema de transporte vertical diseñado para el transporte de personas o materias entre distintos pisos, pudiendo funcionar tanto en sentido ascendente como descendente.

Un ascensor está formado por elementos mecánicos, eléctricos, electrónicos, los cuales en conjunto permiten del movimiento del mismo, cumpliendo con su objetivo definido.

En la actualidad es un elemento tan extendido como imprescindible en los modelos de ciudad que conocemos hoy en día, facilitando en gran medida el transporte de personas en los edificios proporcionándoles comodidad junto con seguridad.

Los ascensores han evolucionado a lo largo de los años, desde los primeros sistemas de elevación formados por palancas, poleas, rodillos o planos inclinados, pasando por sistemas de elevación accionados por máquinas de vapor para elevación de carbón desde las minas, hasta llegar a la versión de ascensor que conocemos hoy en día.

1.1 Tipos de ascensores.

Se exponen los distintos tipos de ascensores residenciales usados actualmente en el mercado, citando sus principales características y componentes, así como sus ventajas e inconvenientes, sirviendo como paso previo a la selección del modelo presentado a estudio.

1.1.1 Ascensor eléctrico

El ascensor eléctrico es el modelo de ascensor más empleado para el transporte vertical de personas, su principal característica radica en su sistema de tracción, formado por un grupo motor, un freno, un reductor y una polea de tracción, la cual arrastra los cables por adherencia.

- **Cuarto de maquinas**

El cuarto de máquinas en este tipo de ascensor se encuentra localizado en la parte superior del hueco, donde se encuentran los principales componentes de tracción del ascensor.

Se trata de un espacio especialmente dedicado a ubicar el grupo tractor, los cuadros de maniobra y las poleas de tracción y desvíó. Su accesibilidad debe estar limitada a técnicos autorizados en su manipulación y mantenimiento.

La localización de estos espacios, salvo excepciones, se instalan en la parte superior del ascensor, dado que supone la solución más ventajosa.

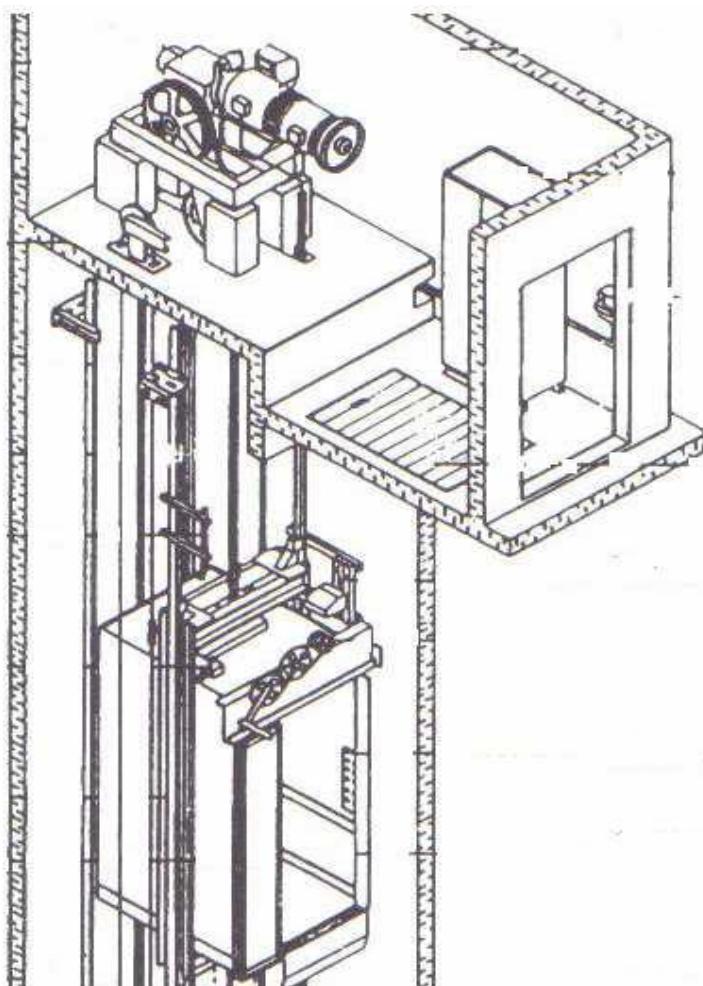


Figura 1.1. Cuarto de maquinas

- **Motor**

El motor es el elemento encargado de suministrar la potencia necesaria para la elevación de todo el conjunto. En función de la velocidad nominal y el servicio a prestar, se elegirá unas características u otras.

Los principales tipos de motores son:

- Motores de corriente alterna
 - Motores corrientes alterna asíncrono
 - De una velocidad
 - De dos velocidades
 - Controlados por variador de frecuencia
 - Motores síncronos
- Motores de corriente continua con convertidores alterna-continua

En función de la clase de instalación, se instalará un grupo tractor u otro.

Clase de instalación	Velocidad de régimen m/s	Grupo tractor
Edificios de viviendas bajos	Hasta 0,70 m/s	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades
Edificios de viviendas altos y oficinas	Desde 0,70 a 1 m/s	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades
Edificios de oficinas y comerciales, hospitales (montacamillas)	Desde 1m/s a 2,5 m/s	Con redactor y con variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor c-a
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso	Mayor de 2.5m/s	Tracción directa y con variador de frecuencia
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces montacamillas de hospitales	Hasta 0.70 m/s	Con reductor y motor asíncrono de una o dos velocidades o con variador de frecuencia

Tabla 1.1. Configuración grupo tractor en función de velocidad nominal y tipo de edificio

En la mayoría de los casos el grupo tractor más extendido es el motor eléctrico de corriente alterna asíncrono, de una o dos velocidades y con la posibilidad de incorporar un variador de frecuencia, aunque también se emplean cada vez más motores de corriente alterna síncronos, mientras que los motores de corriente continua han experimentado una disminución en su uso.



Figura 1.2. Motor

- **Freno**

El sistema de freno electromagnético es un componente del ascensor que se encarga de detener el movimiento del ascensor con seguridad cuando se produce una pérdida de energía eléctrica en los circuitos de control.

Este sistema de frenado se consigue gracias a un freno de fricción electromagnético.

Según la norma EN 81-1, el par de frenada debe ser capaz de frenar de forma segura el ascensor con una carga equivalente al 125% de la carga nominal y de bloquearlo después de la parada. El par de frenada se compone de dos componentes, la componente dinámica para absorber la energía cinética de las partes móviles del sistema, y de la componente estática, encargada de bloquear el sistema después de la detención.

El sistema de frenada generalmente se suele encontrar en el mismo eje del tornillo sinfín del reductor.

Cuando el ascensor esta en reposo o cuando no hay tensión, el conjunto se encuentra frenado por este sistema, de forma que ante un corte del suministro se produce la parada inmediata del ascensor.

El freno eléctrico es el encargado de realizar un frenado suave actuando sobre el freno de corrientes parasitas de Foucault que se encuentra en el mismo bloactor.

Mientras que el freno mecánico es el que mantiene el ascensor inmovilizado cuando se encuentra parado.

- **Reductor**

El sistema reductor del ascensor es el encargado de adaptar las revoluciones que suministra el motor a las revoluciones necesarias en la polea tractora para elevar la carga a la velocidad deseada.

A pesar de la existencia en la actualidad de ascensores sin sistema reductor, denominados “gearless”, la gran mayoría de ascensores sí que implementan un reductor entre motor y polea tractora.

El sistema reductor más empleado en ascensores es del tipo sínfín-corona, formado por un sínfín de acero engranado con una corona de bronce.

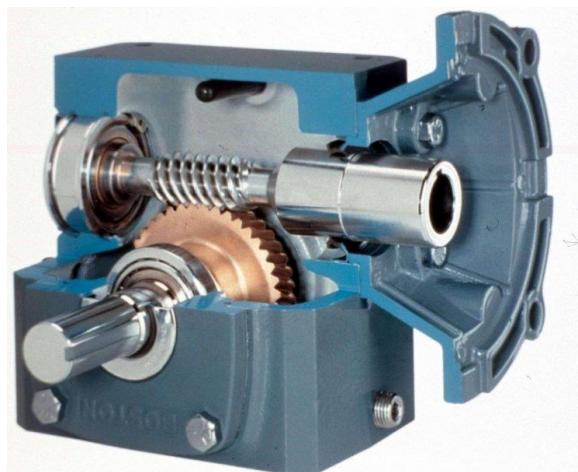


Figura 1.3. Reductor sínfín corona

Las principales ventajas de este sistema son:

- Transmisión compacta en relación a otras transmisiones para la misma potencia.
- Número de piezas móviles menor que otros tipos, lo que reduce el coste de mantenimiento y recambio de piezas
- Transmisión muy silenciosa
- Alta resistencia al impacto

Los ascensores con tecnología gearless están indicados para velocidades superiores a 2 m/s.

- **Polea de tracción**

La polea tractora, como su propio nombre indica, es la encargada de suministrar la tracción al cable para permitir la elevación del conjunto. Además, la polea tractora debe ser capaz de soportar los esfuerzos que transmite el cable, por lo que un correcto dimensionamiento es imprescindible para el correcto funcionamiento.

Las características que definen la selección de las poleas, son su diámetro, perfil de sus gargantas y el material de construcción.

El diámetro viene determinado por la velocidad de desplazamiento que se fije para la cabina. La Norma EN-81 fija la relación entre diámetro de la polea y el diámetro del cable en un mínimo de 40.

El perfil de las gargantas de las poleas de arrastre, tiene una influencia en la duración de los cables, siendo los más utilizados los perfiles trapezoidales y semicirculares.

El material empleado es la fundición de hierro gris, de resistencia suficiente para soportar la presión específica del cable sobre la garganta sin que se produzca un desgaste prematuro.

- **Polea desvío**

La polea de desvío proporciona la adherencia necesaria a la polea de tracción para accionar la cabina y contrapeso sin deslizamientos. Esta adherencia viene dada gracias al arco de contacto proporcionado por la polea de desvió, superior al mínimo necesario.

Si la distancia entre el amarre de cabina y contrapeso es inferior al diámetro de la polea de tracción, no es necesaria la instalación de una polea de desvió, sin embargo, si esta distancia es mayor, es necesaria la instalación de la polea de desvió.



Figura 1.4. Polea tracción y desvío

- **Contrapeso**

El objetivo del contrapeso es equilibrar el peso de la cabina y el 50% de la carga nominal, de forma que la carga a arrastrar por el grupo tractor sea reducida considerablemente, reduciendo a su vez la potencia del motor de tracción.



Figura 1.5. Contrapeso

Las principales ventajas de este tipo de ascensores son:

- No existe limitación en el recorrido
- El mantenimiento del conjunto es más barato
- Es eficiente energéticamente
- Es más rápido, fiable y seguro
- Mantenimiento menor y repuestos más baratos
- Gran rendimiento en su conjunto

Por el contrario, sus principales inconvenientes se centran en:

- Alto desgaste en los cables de tracción y otros componentes
- Mayor sobrecarga en la estructura del edificio
- Instalación menos flexible por sus necesidades constructivas

1.1.2 Ascensor hidráulico

El uso del ascensor hidráulico esta menos extendido que el eléctrico, sin embargo, se siguen utilizando en la actualidad.

El sistema de tracción se compone de una central hidráulica, cilindro, pistón, válvula de control, cabina y un sistema de tuberías por donde circula el aceite empleado para el sistema hidráulico. A diferencia del ascensor eléctrico, este tipo de ascensor no incorpora contrapeso.

El accionamiento se logra por medio de un motor eléctrico acoplado a una bomba, la cual impulsa aceite a presión por unas válvulas de maniobra y seguridad, desde un deposito a un cilindro cuyo pistón sostiene y empuja a la cabina para ascender. En el descenso se deja vaciar el pistón del aceite mediante una válvula con gran pérdida de carga para un descenso controlado.

Especificaciones: Sistema hidráulico

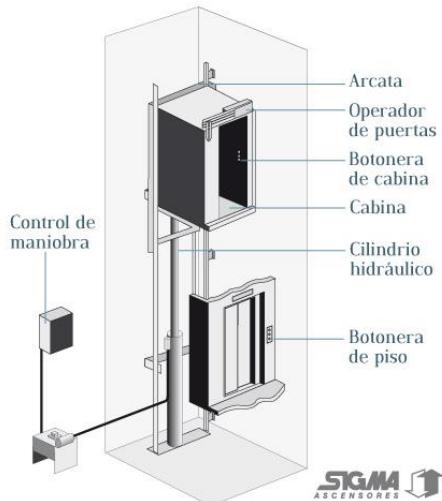


Figura 1.6. Ascensor hidráulico

- **Central hidráulica**

El objetivo de la central hidráulica es la de generar la presión adecuada en el aceite hidráulico para permitir la elevación del pistón del cilindro.

La central hidráulica está formada por un motor eléctrico, el cual acciona una bomba que impulsa aceite a presión a través de las válvulas del circuito, por una tubería hacia el pistón que produce la elevación de la cabina.

La central hidráulica seria la versión análoga del motor de tracción en un ascensor eléctrico, siendo el pistón hidráulico el que transmite la potencia a la cabina.

La central hidráulica está formada por el motor, la bomba, el bloque de válvulas y el depósito de aceite.

- Motor

Los motores para bajas potencias son asíncronos con arranque en cortocircuito, sin embargo, para potencias superiores a 15 CV deben estar equipados con arrancadores estrella-triangulo.

Para casos de viviendas con ascensores de bajas prestaciones no será necesaria la instalación de este tipo de arrancadores.

- Bomba

Las bombas utilizadas en los grupos impulsores de los ascensores hidráulicos, son de engranajes de pistones rotativos o de husillos múltiples. Las más empleadas son las bombas de husillos, dado que son las más silenciosas.

Los grupos impulsores están formados por el motor eléctrico y la bomba acoplados directamente, y a veces formando un solo cuerpo. La bomba va casi siempre sumergida en el depósito del aceite, y el motor con su eje vertical sobre la tapa del depósito. Así evitamos el calentamiento excesivo del motor por la frecuencia de los arranques en una posible fuga de aceite.

- Bloque de válvulas

El bloque de válvulas está formado por las válvulas de maniobra del circuito hidráulico, de accionamiento electromecánico, comandadas por la maniobra eléctrica del ascensor.

Recientemente se están incorporando sistemas electrónicos basados en un microprocesador en el que se memorizan las aceleraciones y deceleraciones a aplicar en función de la carga del ascensor y de la temperatura de la instalación.

- Depósito de aceite

Según la norma EN 81, la capacidad del depósito de aceite deberá ser la suficiente para permitir el funcionamiento del ascensor en circuito cerrado.

El material del depósito suele ser acero con un tapón de carga en la tapa y otro de descarga en la parte inferior

- **Pistón hidráulico**

El cilindro y el pistón constituyen el accionamiento mecánico del ascensor hidráulico.

El cilindro es un tubo de acero, que se instala siempre verticalmente, cuyo extremo inferior está cerrado y abierto el superior.

El pistón está constituido por un tubo de acero estirado en frío, perfectamente mecanizado, rectificado y pulido. Lleva un aro roscado en su extremo inferior que actúa como un fin de carrera amortiguador, amortiguando su recorrido final el mismo aceite comprimido por el aro.

Las principales ventajas de un ascensor hidráulico son:

- No necesidad de instalación de un cuarto de máquinas en la parte superior del hueco
- Menor desgaste componentes debido a la alta lubricación
- Arranque y paradas suaves
- Menor sobrecarga de la estructura del edificio
- Sin necesidad de paracaídas

Por el contrario, los principales inconvenientes son:

- Mayor potencia instalada a igualdad de prestaciones con un ascensor eléctrico
- Mayor coste de mantenimiento
- Altura del edificio limitada
- Dependencia con la temperatura del aceite
- Velocidades nominales más bajas

Teniendo en cuenta la comparación entre ventajas e inconvenientes para ambos modelos de ascensores, podemos concluir, que supone una mayor rentabilidad la selección de un ascensor eléctrico para edificios de viviendas, dado que las limitaciones en el caso de los ascensores hidráulicos son mayores, tanto de altura como de velocidad.

Además, el uso de lubricantes supone un mayor mantenimiento, así como un mayor coste, suponiendo además un gran impacto medioambiental.

Como alternativa al ascensor eléctrico tradicional, se está empezando a extender el uso de ascensores eléctricos sin cuarto de máquinas, suponiendo un ahorro en los costes.

1.1.3 Otros tipos de ascensores

- **Montacargas**

Mantiene los mismos principios generales del ascensor con la única variante en lo que respecta a la cabina, que no se encuentra específicamente preparada para el transporte de personas.

Dependiendo del tamaño de la cabina, podemos encontrar montacargas pequeños, inaccesible a las personas por sus dimensiones y constitución, y montacargas grandes, los cuales no presentan las restricciones en cuanto a dimensiones como en el caso anterior. A la hora de dimensionar la cabina es necesario tener en cuenta tanto la carga a transportar, como el equipo y tipos de vehículos de transporte de cargas utilizado.



Figura 1.7. Montacargas

- **Montacamas**

Este tipo de ascensores (Fig. 4.2.2.1) son típicos para el transporte de personas, camillas y camas, por ello deben tener una apertura mínima de puertas de 1000 o 1100 mm.

Este tipo de ascensores es utilizado en gran parte en hospitales, donde se necesita transportar tanto personas como camillas, por lo que sus dimensiones deben ser mayores.



Figura 1.8. Montacamas

- **Montacoches**

Los montacoches transportan en su interior vehículos, por lo que su apertura de puertas debe ser de 2500 mm.

Este tipo de elevadores se emplea en garajes en las que por sus dimensiones u otras limitaciones no es posible la construcción de rampas para unir los distintos niveles, por lo que se hacen necesarios estos tipos de elevadores.

Estos elevadores son capaces de elevar cargas que pueden superar los 3000 kg a velocidades generalmente reducidas (0,4 a 0,6 m/s)



Figura 1.9. Montacoches

2. Calculo cabina

La cabina es el elemento del ascensor encargado del transporte de pasajeros o carga, por lo que debe cumplir ciertas condiciones para garantizar tanto la seguridad como la comodidad de los pasajeros.

Los materiales empleados en la construcción de la cabina del ascensor deben ser materiales con alta resistencia mecánica e incombustibles, debe rodear todo el perímetro de la cabina salvo una apertura para el acceso.

La cabina debe estar provista de un sistema de comunicación, de ventilación, incluso para una parada prolongada, un sistema de iluminación suficiente, incluyendo iluminación de emergencia.

La norma EN 81 determina la resistencia que debe soportar la cabina.

- Las paredes de la cabina deben ser capaces de resistir sin deformación elástica superior a 15 mm, perpendicularmente sobre una superficie de 5 cm^2 , una carga de 300N.
- El techo de la cabina debe ser capaz de soportar el peso de dos hombres sin romperse ni deformarse (Carga de 2000N)

En cuanto a las dimensiones, según la norma 95/16/CE, deben estar diseñadas en función del número de pasajeros y la carga nominal.

- La altura interior debe ser como mínimo de 2 m.
- La superficie máxima y mínima útil en función del número de pasajeros, viene determinada por la siguiente tabla.

Número de pasajeros	Carga mínima equivalente	Superficie útil en m^2	
		Máxima	Mínima
2	150	0.60	0.50
3	225	0.80	0.61
4	300	1.00	0.81
5	375	1.20	1.01
6	450	1.40	1.21
7	525	1.55	1.41
8	600	1.70	1.56
9	675	1.85	1.71
10	750	2.00	1.86

Tabla 2.1. Nº pasajeros y carga máxima según superficie cabina

- Las dimensiones de la cabina según el número de pasajeros.

Capacidad y dimensiones montacargas				
Carga (kg)	Nº personas	Ancho puerta (mm)	Ancho cabina (mm)	Fondo cabina (mm)
320	4	700	950	950
450	6	800	1100	1225
630	8	900	1100	1400
800	10	900	1350	1400

Tabla 2.2. Dimensiones cabina en función de carga y nº personas

Las dimensiones de nuestro ascensor, en función de las tablas anteriores será.

- Anchura: 1100 mm
- Fondo: 1225 mm
- Altura: 2100mm
- Superficie útil máxima: 1,40 m²
- Peso cabina 6 personas: 450 kg

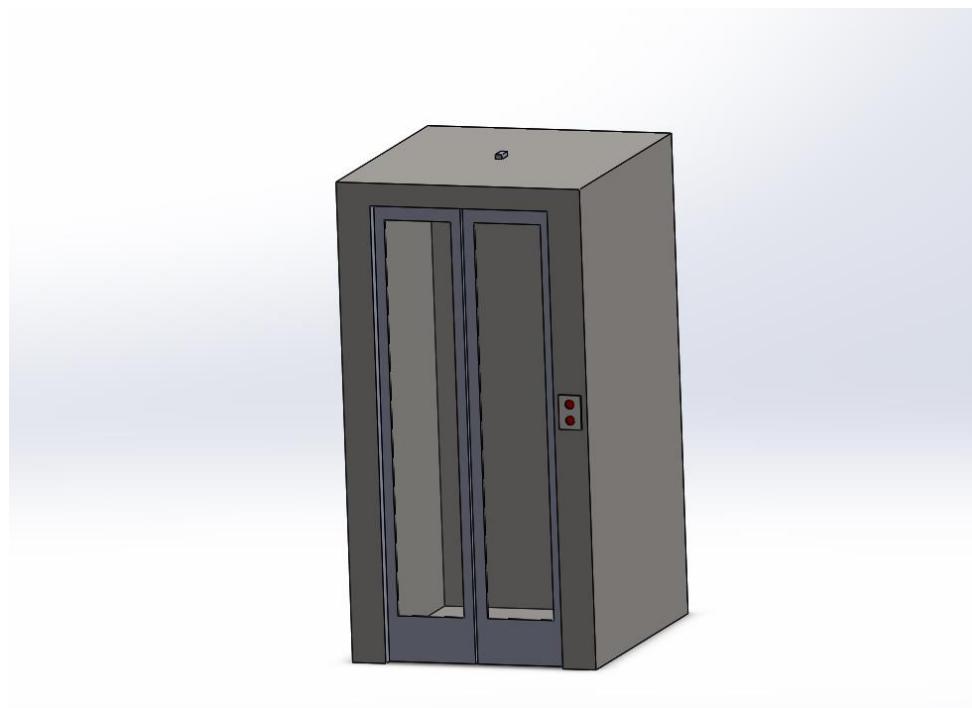


Figura 2.1. Cabina ascensor Simulación

3. Calculo contrapeso

El objetivo del contrapeso es equilibrar la carga del ascensor, reduciendo la potencia necesaria para producir la elevación del mismo.

El cálculo del contrapeso debe ser realizado de manera que este equilibre el peso de la cabina más la mitad de la carga nominal. De esta forma se reduce el peso que debe arrastrar el grupo tractor lo que supone una disminución en la potencia necesaria para elevar la cabina.

Esto supone la posibilidad de instalar un motor de menor potencia tamaño y peso, siendo por lo tanto más económico en su adquisición y consumo.

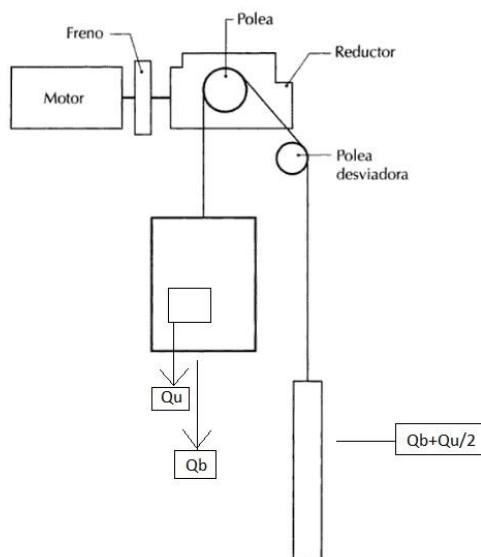


Figura 3.1. Calculo contrapeso

El contrapeso está formado por una serie de bloques de hormigón sobre un bastidor de acero.

El edificio posee una altura de 24m, considerando 8 plantas de 3 m cada planta, por lo tanto, para el cálculo del contrapeso podemos prescindir de cables de compensación, dado que su altura no es superior a 35 m. De esta forma, el cálculo del contrapeso se realiza mediante la siguiente ecuación.

$$Q_c = Q_b + \frac{Q_u}{2} \quad (3.1)$$

Siendo Q_b la masa de la cabina y Q_u su carga nominal en kg.

$$Q_b = 650 \text{ kg}$$

$$Q_u = 450 \text{ kg}$$

Aplicando la ecuación 3.1 obtenemos:

$$Q_c = 650 + \frac{450}{2} = 875 \text{ kg}$$

El contrapeso está formado por una serie de bloques de hormigón o fundición. En nuestro caso escogemos bloques de fundición gris FG15, con una densidad de 2700 kg/m³.

Por lo tanto, la carga que debe arrastrar el grupo tractor:

$$Q_T = 650 + 450 = 1100 \text{ kg}$$

$$Q = Q_T - Q_c = 1100 - 875 = 225 \text{ kg}$$

4. Calculo Motor de Tracción

El motor es el elemento encargado de suministrar la potencia necesaria para elevar el ascensor y permitir el movimiento. Las características del motor van en función de la velocidad nominal y el servicio que van a prestar.

4.1 Tipos de motor

Podemos distinguir dos grupos de motores.

- Motores de corriente alterna
 - Motores corriente alterna asíncrono
 - De una velocidad
 - De dos velocidades
 - Controlados por variador de frecuencia
 - Motores síncronos
- Motores de corriente continua con convertidores alterna-continua

4.1.1 Motores de corriente alterna asíncronos

El funcionamiento de los motores de corriente alterna síncronos están basados en la inducción electromagnética. Son los motores de uso más extendido en la industria. La alimentación de este tipo de motores se realiza mediante corriente alterna trifásica.

Las partes principales del motor son estator y rotor.

- Estator es la parte fija, se trata de un anillo cilíndrico de chapa magnética con unos devanados desfasados entre si 120° . Al ser alimentados por una corriente alterna trifásica, genera un campo magnético giratorio que produce el flujo magnético.
- Rotor es un cilindro de chapa magnética sobre el que se dispone un devanado inducido, el cual atraviesa el flujo magnético, provocando una corriente eléctrica que genera el par de fuerzas que lo hace girar solidario a un eje del que se obtiene la potencia mecánica.

Reciben el nombre de motores asincrónicos por que la velocidad de giro del rotor siempre será inferior, aunque próxima a la de giro del campo magnético inductor. De no ser así el campo inductor dejaría de ser variable respecto al rotor (no existiría entre ellos un movimiento relativo) por lo que desaparecería la fuerza electromotriz inducida (f.e.m.), la corriente y con ella el par de giro.

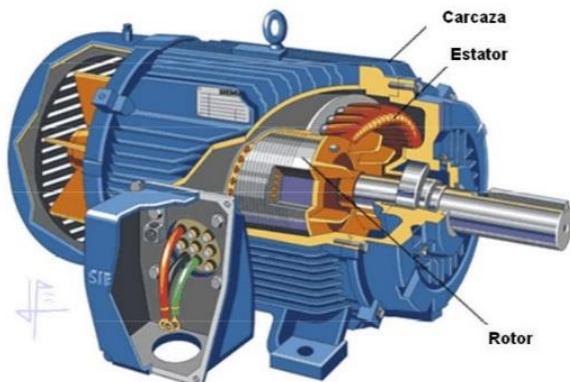


Figura 4.1. Motor corriente alterna asincrónico

Las principales ventajas de estos motores son:

- Coste de fabricación y compra bajos
- Motores robustos con bajo mantenimiento
- Menor peso y tamaño a igualdad de potencia con respecto a motores de corriente continua
- Par arranque elevado

Por el contrario, como desventaja tiene la dificultad para regular su velocidad dado que depende del número de polos con los que esté construido, así como de la frecuencia de alimentación.

Estos motores aplicados a ascensores, suelen ser de tipo jaula de ardilla, pudiendo ser de tres tipos, de una velocidad, de dos velocidades o con variador de frecuencia.

Los motores de una velocidad solo se suelen usar para ascensores de baja velocidad (hasta 0,7 m/s). Estos motores ofrecen un bajo confort dado que no permiten un margen de variación de velocidad. Se suelen usar para ascensores industriales de velocidad muy reducida y para ascensores de viviendas de 4 personas y 320 kg de carga, dado que son los más económicos.

Los motores de dos velocidades son los más utilizados en ascensores, dado que ofrecen un mayor confort y un mejor frenado. Además, permite velocidades de hasta 1 m/s. La ventaja de estos motores es que poseen una velocidad rápida y otra lenta mediante polos comutables. Se suelen emplear para ascensores residenciales de bajas cargas y montacargas de cargas elevadas.

Por último, los ascensores con variador de frecuencia son uno de los grandes avances en los ascensores en la actualidad, controlando la velocidad mediante el variador de frecuencia. Se pueden obtener velocidades de hasta 5 m/s y 2000 kg de carga, regulando totalmente la aceleración y velocidad suprimiendo el reductor, mientras que para velocidades menores de 2,5 m/s se sigue empleando un reductor. Poco a poco la evolución en estos aparatos electrónicos a permitido un precio cada vez más competitivo, lo cual permite su instalación en el sector de la elevación.

4.1.2 Motores de corriente alterna síncronos

El principio de funcionamiento de estos motores combina el uso de campos magnéticos permanentes con campos magnéticos inducidos por la corriente de excitación externa que recorre los devanados del estator.

La corriente de alimentación puede ser alterna o continua, prefiriéndose la primera por ser más eficiente en su uso y suponer una mayor facilidad de mantenimiento.

Este tipo de motores mantienen la velocidad constante a la velocidad de sincronismo independientemente de la carga, lo que hace necesario la incorporación de un variador de frecuencia.

El principal inconveniente de estos motores respecto de los anteriores es el mayor coste, sin embargo, presenta una serie de ventajas:

- Menores intensidades de arranque
- Factor de potencia muy alto con un excelente rendimiento
- Ausencia de pérdidas por deslizamiento
- Permite una eliminación del sistema reductor sinfín-corona, lo que supone una mayor eficiencia y una reducción del espacio necesario.
- Permite un control del par y la velocidad instantáneo.
- Menores ruidos y vibraciones



Figura 4.2. Motor corriente alterna síncrono

4.1.3 Motores de corriente continua

El motor de corriente continua transforma la energía eléctrica en mecánica mediante fenómenos de inducción electromagnética. Está compuesto al igual que el motor de corriente alterna asíncrono por estator y rotor, siendo el estator la parte fija y el rotor la parte móvil. Además, dispone de un colector de delgas que permite la conexión entre el rotor y el circuito exterior encargado de proporcionar energía eléctrica.

La regulación de la velocidad es en este tipo de motores es sencilla y basta con incidir sobre la corriente del inductor, del inducido o de ambos. Esta característica es la principal ventaja de los motores de C.C. respecto a otros tipos de motores eléctricos y es la que los ha hecho prácticamente insustituible en ciertas aplicaciones. Además, ofrece un elevado par de arranque, lo que permite una gran tracción desde el inicio.

Como principales inconvenientes podemos encontrar.

- Mayor precio a igualdad de potencia
- Más pesados y de mayores dimensiones que otros motores de mismas características.
- Mayor mantenimiento debido a la complejidad y desgaste de ciertos componentes por el roce (colector de delgas)
- Alta intensidad en el arranque que puede provocar un sobrecalentamiento.

4.2 Cálculos

Una vez conocida la carga que debe ser capaz de arrastrar el motor de tracción, esto permite calcular el par y potencia necesaria para el funcionamiento del ascensor tanto en su arranque como en su desplazamiento.

La tracción empleada para accionar el ascensor es de tipo eléctrico, formado por un motor eléctrico de corriente alterna asíncrono. Este tipo de motores son los más empleados en la industria de elevación, permitiendo un frenado más progresivo, gracias a la velocidad de nivelación conseguida al comutar los polos del motor.

4.2.1 Potencia

Primero se procede al cálculo de la potencia, para la cual debemos conocer la carga desequilibrada, la velocidad nominal y el rendimiento de la instalación.

$$P = \frac{Q * v}{\eta} \quad (4.1)$$

Tomamos un valor de rendimiento de la instalación estimado de aproximadamente un 70%, dado que empleamos un motor de tracción con un reductor. En caso de haber seleccionado una tracción gearless, este rendimiento sería superior.

Donde:

Q Carga desequilibrada (kg)

v Velocidad nominal de subida y bajada del ascensor (m/s)

η Rendimiento de la instalación

Aplicando la ecuación (4.1)

$$P = \frac{(225 \cdot 9,8) \cdot 1}{0,7} = 3150 \text{ W} = 3,15 \text{ kW}$$

Según los resultados obtenidos, necesitamos un motor de aproximadamente 3,15 kW.

4.2.2 Par de arranque

El cálculo del par motor necesario para el arranque y funcionamiento del mecanismo debe ser capaz de vencer los momentos resistentes producidos durante el arranque:

- Momento torsor producido en la polea de tracción por las cargas de la cabina y el contrapeso.
- Momento de inercia producido por los componentes en aceleración.
- Momento resistente producido por el rozamiento.

Mediante la siguiente expresión podemos calcular el par de arranque necesario:

$$M_m = \frac{M_{util} + M_I}{\eta} \quad (4.2)$$

M_{util} Momento útil del motor (N·m)

M_I Momento de inercia debido a los elementos en rotación del sistema (N·m)

η Rendimiento de la instalación

El momento de torsor sobre la polea de tracción debida a la diferencia de cargas producida por la cabina y el contrapeso, viene definida por la siguiente ecuación.

$$M_T = (Q_b + Q_u - Z) \cdot g \cdot r_p \quad (4.3)$$

Para obtener el momento útil del motor, es decir, el momento que debe generar el motor para ser capaz de arrastrar las cargas de la polea, se debe traspasar el momento torsor del eje de la polea al eje del motor.

$$M_{util} = \frac{M_T}{i_g} \quad (4.4)$$

El momento de inercia resistente debido a las inercias de los elementos en rotación se calcula de la siguiente manera.

$$M_I = I_{eqv} \cdot \alpha_m \quad (4.5)$$

Siendo:

I_{eqv} Inercia equivalente del sistema (kgm^2)

α Aceleración angular de los elementos en rotación (rad/s^2)

Para calcular la inercia equivalente del sistema, debemos tener en cuenta la inercia del eje motor I_A , la cual incluye la inercia del motor, del freno y el tornillo sin fin, la inercia del eje de la polea I_B , y la inercia de las masas que se desplazan linealmente.

I_A Inercia del motor, freno y tornillo sin fin

I_B Inercia del eje de la polea

I_c Inercia de las masas que se desplazan linealmente

m Sumatorio de la masa de cabina, carga nominal y contrapeso

$$I_{eqv} = I_A + \frac{I_B}{i^2} + \frac{m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2}{i^2} \quad (4.6)$$

Comenzamos los cálculos con el valor del momento torsor en la polea mediante la ecuación 4.3.

$$M_T = (650 + 450 - 875) \cdot 9,8 \cdot 0,19$$

$$M_T = 418,95 \text{ Nm}$$

Este valor corresponde al momento torsor producido sobre el eje de la polea, por lo que será necesario trasladar este valor al eje motor.

$$M_{util} = \frac{418,95}{30} = 13,96 \text{ Nm}$$

La inercia del motor se trata de un valor proporcionado por el fabricante

$$I_m = 0,0263 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Mientras que el valor de la inercia del freno y el tornillo sin fin tiene un valor de:

$$I_f = 0,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Por lo tanto, la inercia del eje del motor tiene un valor de:

$$I_A = 0,0263 + 0,2 = 0,226 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Mientras que el momento de inercia de la polea de tracción, se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} I_B &= I_{polea} = \frac{1}{2} \cdot m_{polea} \cdot r^2 && (4.7) \\ I_B &= \frac{1}{2} \cdot 35 \cdot 0,190^2 \\ I_B &= 0,631 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Conocidos los valores de las inercias que influyen en el arranque del motor, calculamos su inercia equivalente aplicando la ecuación 4.6.

$$\begin{aligned} I_{eqv} &= 0,226 + \frac{0,631}{30^2} + \frac{1975 \cdot \left(\frac{0,38}{2}\right)^2}{30^2} \\ I_{eqv} &= 0,305 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Para el cálculo de los momentos, es necesario conocer la aceleración lineal y angular del ascensor. Para ello fijamos un valor del tiempo en el que se alcanza la velocidad nominal.

$$t = 0,8 \text{ seg}$$

Para calcular la aceleración:

$$\begin{aligned} a &= \frac{v - v_0}{t - t_0} && (4.8) \\ a &= \frac{1-0}{0,8-0} = 1,25 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Además, debemos calcular la velocidad y aceleración angular de los elementos en rotación para poder calcular el momento de inercia resistente.

$$\omega = \frac{v}{r_p} \quad (4.9)$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (4.10)$$

La velocidad lineal del ascensor, está relacionada con la velocidad de la polea, por lo que podemos calcular la velocidad y aceleración angular en el eje de la polea de la siguiente forma.

$$\omega_p = \frac{1}{0,19} = 5,26 \text{ rad}$$

$$\alpha_p = \frac{5,26 - 0}{0,8 - 0} = 6,57 \text{ rad/s}^2$$

Mientras que, para el eje del motor, podemos calcular su velocidad y aceleración angular a partir de la expresión:

$$\omega_m = 1500 \text{ rpm} = 157,1 \text{ rad}$$

$$\alpha_m = \frac{157,1 - 0}{0,8 - 0} = 197,37 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Conocida la inercia equivalente de los componentes del sistema y su aceleración angular, obtenemos el par de inercias equivalentes aplicando la ecuación 4.5.

$$M_I = I_{eqv} \cdot \alpha_m = 0,305 \cdot 197,37$$

$$M_I = 60,37 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, según la ecuación 4.2, el valor del par de arranque necesario, tomando el rendimiento de la instalación del 70%, será:

$$M_m = \frac{M_{util} + M_I}{\eta} = \frac{13,96 + 60,37}{0,7} = 106,18 \text{ Nm}$$

4.2.3 Par nominal

Además del par necesario para el arranque, se calculará el par nominal en régimen normal de velocidad, es decir, una vez el ascensor esté funcionando.

Una vez acelerado el sistema a su velocidad nominal, el motor solo deberá suministrar la potencia necesaria para mantener esa velocidad constante, por lo que el par resistente producido por las inercias y aceleraciones lineales es nulo, lo cual disminuye en gran medida el par motor.

De esta forma, partiendo de la base de que las aceleraciones son nulas:

$$a = 0 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha = 0 \text{ m/s}^2$$

Podemos calcular el par nominal necesario a partir de la ecuación 4.3.

$$M_T = (650 + 450 - 875) \cdot 9,8 \cdot 0,19$$

$$M_T = 418,95 \text{ Nm}$$

El cual, traspasado al eje del motor es:

$$M_{util} = 13,96 \text{ Nm}$$

Finalmente, dado que el rendimiento de la instalación es aproximadamente del 70%

$$\eta = 70\%$$

El par nominal será:

$$M_{m\ nominal} = \frac{M_{util}}{\eta} \quad (4.11)$$

$$M_{m\ nominal} = \frac{13,96}{0,7} = 19,94 \text{ Nm}$$

4.2.4 Selección catalogo motor

Una vez obtenidos los valores de potencia, par nominal y par de arranque podemos seleccionar el motor en el catálogo del fabricante Rossi.

La selección del motor viene condicionada por el par de arranque necesario, siendo esta la característica empleada para la selección, cumpliendo con el par calculado en el apartado anterior.

4 polos - 1 500 min⁻¹

IP 55
IC 411
Aislamiento clase F
Sobretemperatura clase B

4 pôles - 1 500 min⁻¹

IP 55
IC 411
Classe d'isolation F
Classe de surtempérature B

IE2⁴⁾
400V - 50Hz
ErP



UEC 1371

P_N 1) kW	n_N min ⁻¹	M_N N m	I_N A 400V	cos φ	η IE2 ⁴⁾ IEC 60034-2-1			M_S M _N	M_{max} M _N	I_S I _N	J₀ kg m ²	Z₀ arr./h dém./h	Masa Masse
					100%	75%	50%						
0,75	1 420	5	1,7	0,8	79,6	79,7	77	2,9	3,6	6	0,0032	7 100	11
1,1 *	1 400	7,5	2,8	0,79	75	75,6	72	2,9	3	5,2	0,0032	5 000	11
1,1	1 430	7,3	2,6	0,75	81,4	81,2	77,9	3,2	4	6,2	0,0032	5 000	15,5
1,5	1 430	10	3,6	0,73	83,1	83,2	81	3,6	4,3	6,6	0,0041	4 000	18,5
1,85 *	1 400	12,6	4,5	0,76	78,6 ³⁾	80	77,1	2,9	3,2	5,1	0,0036	4 000	17
2,2 * □	1 400	15	5,7	0,70	79,7	80,3	77,2	2,8	3,2	4,9	0,0041	3 150	18,5
2,2	1 430	14,7	4,9	0,77	84,7	85,6	84,4	2,9	3,7	6,5	0,0061	3 150	22
3	1 430	20	6,6	0,79	85,5	86,4	85,7	2,9	3,5	6,5	0,0076	3 150	26
4	1 430	26,7	8,2	0,81	87	88,2	87,9	3	3,7	7,1	0,013	2 500	33
5,5 * □	1 420	37	12,3	0,76	84,7	86,1	85,7	3	3,4	6,1	0,013	1 800	33
5,5	1 450	36,2	11,2	0,81	88,1	88,6	87,8	3,4	3,7	7	0,0263	1 800	47
7,5 ³⁾	1 460	49,1	15,8	0,77	88,8	89,5	88,7	3,5	4	7,5	0,0357	1 250	58
9,2 ³⁾ *	1 460	60	19,2	0,77	89,4 ³⁾	89,4	87,9	3,7	4,25	7,8	0,0432	900	66
11 * □	1 450	72	23	0,78	87,8	88,2	87	3,5	3,8	7,3	0,0432	900	66
11	1 450	72	23	0,78	87,8	88,2	87	3,5	3,8	7,3	0,0432	900	75

Tabla 4.1. Tabla selección motor tracción

Se selecciona el motor, con una potencia de 5,5 kW, dado que cumple el par de arranque necesario, además de cumplir con los requisitos de potencia y par nominal.

5. Calculo Freno

El sistema de freno es el componente encargado de la detención del ascensor en caso de corte de energía eléctrica.

El ascensor deberá disponer de un freno electromecánico de tambor o de disco que actúe automáticamente en los siguientes casos según la Norma EN 81-1:

- En caso de ausencia de energía en la red eléctrica.
- En caso de ausencia de energía en los circuitos de maniobra.

Además, según la norma, el par de frenada proporcionado debe ser capaz de detener el ascensor con una carga equivalente del 125% de la carga nominal, bloqueando el mismo después de la parada y con una deceleración menor a la resultante de la actuación del paracaídas o amortiguador.

5.1 Calculo par de frenada

En primer lugar, para calcular el par de frenada que debe proporcionar para detener el ascensor, debemos calcular el trabajo a realizar por el freno.

$$W_{freno} = M_F \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (5.1)$$

Siendo

M_F Par de frenada que debe realizar el ascensor

$\theta_1 - \theta_2$ Variacion del angulo de giro durante el tiempo de frenada

El trabajo a realizar por el freno viene determinado por la siguiente expresión, despreciando las pérdidas del sistema.

$$W_{freno} = \sum E_{cinetica} + \sum E_{potencial} \quad (5.2)$$

Siendo la expresión de la variación de energía cinética durante el tiempo de frenado ($t_2 - t_1$)

$$\sum E_{cinetica} = \sum \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_1^2 - v_2^2) + \sum \frac{1}{2} \cdot I_{eqv} \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (5.3)$$

Siendo

- m Masa de los elementos con movimiento lineal
- I Inercia equivalente del sistema
- ω Velocidad angular del motor
- v Velocidad lineal del ascensor

Mientras que la expresión de la variación de energía potencial durante el tiempo de frenado ($t_2 - t_1$)

$$\sum E_{potencial} = \sum m \cdot g \cdot (h_1 - h_2) \quad (5.4)$$

Para poder calcular la variación de energía potencial necesitamos conocer la distancia que recorre el ascensor durante el tiempo de frenado.

$$S = S_o + v_o \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (5.5)$$

Calculamos el tiempo de frenado del ascensor estableciendo una deceleración de frenada de 0,6.

$$a = 0,6 \frac{m}{s^2}$$

$$t_f = \frac{v}{a} = \frac{1}{0,6} = 1,66 \text{ seg}$$

Sabiendo estos valores podemos calcular la distancia que recorre durante este tiempo.

$$S = 0 + 1 \cdot 1,66 - \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,66^2 = 0,83 \text{ m}$$

Conocemos la inercia equivalente del apartado 4.2.1.

$$I_{eqv} = 0,305 \text{ kg} \cdot m^2$$

5.1.1 Calculo par de frenada según norma

Según la norma EN 81, el freno debe ser capaz de detener el ascensor con un 125% de su carga nominal, por lo que el cálculo del par de frenada debe tener en cuenta este porcentaje extra de masa, por lo que la masa de la cabina cargada será de:

$$Q_{u125} = 450 \cdot 1,25 = 562,5 \text{ kg}$$

$$Q_{cabina} = Q_b + Q_{u125} = 650 + 562,5 = 1212,5 \text{ kg}$$

Calculamos en primer lugar la variación de energía cinética mediante la ecuación 5.3.

$$\sum E_{cinetica} = \frac{1}{2} \cdot 1212,5 \cdot (1^2 - 0) + \frac{1}{2} \cdot 875 \cdot (1^2 - 0) + \frac{1}{2} \cdot 0,305 \cdot (157,1^2 - 0)$$

$$\sum E_{cinetica} = 4807,51 W$$

Mientras que la variación de energía potencial, según la ecuación 5.4 es.

$$\sum E_{potencial} = 1212,5 \cdot 9,8 \cdot 0,83 + 875 \cdot 9,8 \cdot (-0,83)$$

$$\sum E_{potencial} = 2745,22 W$$

Por lo tanto, podemos obtener el trabajo que debe realizar el freno para detener el ascensor.

$$W_{freno} = 4807,51 + 2745,22 = 7552,73 W$$

Una vez obtenido el trabajo que debe realizar el freno, podemos calcular el par de frenada necesario para conseguir ese trabajo, sin embargo, debemos calcular antes la variación angular durante el tiempo de frenada.

$$W_{freno} = M_F \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (5.6)$$

Para ello en primer lugar calculamos la deceleración angular durante el tiempo de frenada mediante la siguiente expresión.

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \omega_1 - \alpha \cdot (t_2 - t_1) \\ \alpha &= \frac{0 - 157,1}{1,66} = 94,63 \frac{rad}{s^2} \end{aligned}$$

Una vez obtenida la deceleración angular podemos calcular la variación angular.

$$\begin{aligned} \theta_2 - \theta_1 &= \omega_1(t_2 - t_1) - \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot (t_2 - t_1)^2 \quad (5.7) \\ \theta_2 - \theta_1 &= 157,1 \cdot 1,66 - \frac{1}{2} \cdot 94,63 \cdot 1,66^2 \end{aligned}$$

$$\theta_2 - \theta_1 = 130,39 rad$$

Conocidos todos los parámetros necesarios, calculamos el par de frenada necesario para detener con seguridad el ascensor con una carga del 125% mediante la ecuación 5.6.

$$M_F = \frac{W_{freno}}{\theta_2 - \theta_1} = \frac{7552,73}{130,39}$$

$$M_F = 57,92 Nm$$

5.2 Dimensiones freno

Otras prestaciones de interés en el cálculo del freno son, sus dimensiones, la fuerza axial y la presión máxima de contacto.

El procedimiento de análisis de un freno de fricción sigue las siguientes etapas:

1. Se determina la distribución de presión en las superficies de fricción.
2. Se establece la relación entre la presión máxima y la presión de un punto cualquiera
3. Se aplican las condiciones de equilibrio para determinar
 - a. La fuerza
 - b. La presión máxima

Suponemos una hipótesis de desgaste uniforme, es decir, se genera un desgaste uniforme en el disco.

Para comenzar con el análisis, tomamos los datos de coeficiente de fricción, diámetro exterior y diámetro interior del catálogo del fabricante Mayr, de forma que podamos dimensionar el resto de parámetros.

$$f = 0,35$$

$$D = 0,270 \text{ m}$$

$$d = 0,1 \text{ m}$$

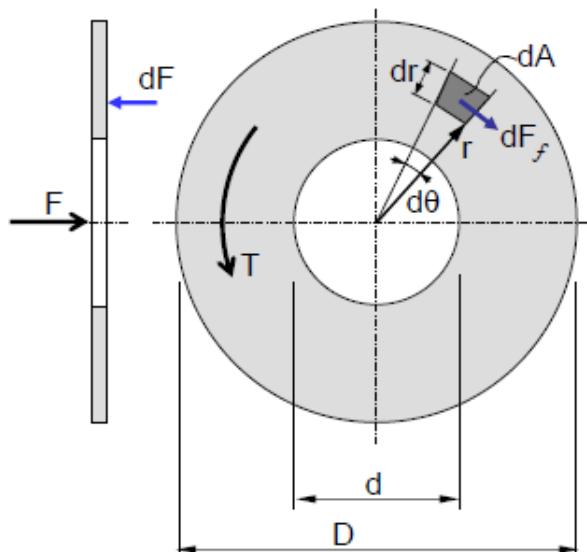


Figura 5.1. Freno de disco

Del apartado anterior sabemos que el par de frenada es de:

$$M_F = 57,92 \text{ Nm}$$

En primer lugar, determinamos que el desgaste es proporcional al producto de la presión por la velocidad de deslizamiento. Esta velocidad es proporcional al radio, así que para el caso de desgaste uniforme se cumple:

$$p \cdot r = cte \quad (5.8)$$

Además, conocemos que la presión será máxima en el radio interior, donde la velocidad es menor, y la presión será menor en el radio exterior donde la velocidad es mayor.

$$p = p_a \cdot \frac{d}{2r} \quad (5.9)$$

El cálculo de la presión máxima y la fuerza axial se realiza mediante las siguientes ecuaciones:

$$M_F = \frac{\pi \cdot f \cdot p_a \cdot d}{8} \cdot (D^2 - d^2) \quad (5.10)$$

$$M_F = \frac{F_a \cdot f}{4} \cdot (D + d) \quad (5.11)$$

Siendo:

p_a Presión máxima

F_a Fuerza axial

Despejando ambos valores de las ecuaciones anteriores:

$$p_a = \frac{57920 \cdot 8}{\pi \cdot 0,35 \cdot 100 \cdot (270^2 - 100^2)}$$

$$p_a = 0,067 \text{ MPa} = 67 \text{ KPa}$$

$$F_a = \frac{57,92 \cdot 4}{0,35 \cdot (0,270 + 0,100)}$$

$$F_a = 1789,03 \text{ N}$$

Al tratarse de dos pastillas, la fuerza axial por pastilla será de:

$$F_A = \frac{1789,03}{2} = 894,51 \text{ N}$$

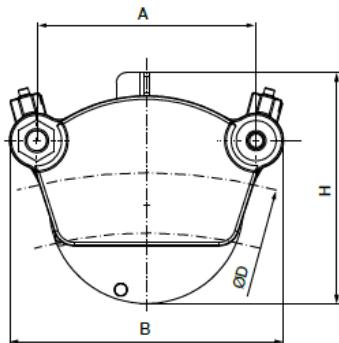
Para conocer los valores reales que producen las pastillas sobre el disco es necesario conocer el área que ocupa la pastilla con respecto al freno.

$$A_{freno} = \pi \cdot (R^2 - r^2) = \pi \cdot (0,135^2 - 0,05^2)$$

$$A_{freno} = 0,049 \text{ m}^2$$

Mientras que el área de la pastilla, según los parámetros obtenidos del fabricante, es aproximadamente:

$$A_{pastilla} = A \cdot \frac{H}{2} = 0,14 \cdot 0,099 = 0,013 \text{ m}^2$$



Por lo que la relación entre ambos es aproximadamente:

$$R = \frac{0,049}{0,013} = 3,76 \approx 4$$

Sabiendo que la pastilla de freno ocupa aproximadamente 1/4 del tamaño del disco, los valores finales de presión y fuerza axial se ven multiplicados por el mismo factor, dándonos unos valores finales de:

$$p_a = 0,268 \text{ MPa} = 268 \text{ KPa}$$

$$F_A = 3578,06 \text{ N}$$

5.3 Selección freno

Finalmente, tras realizar los cálculos, seleccionamos el siguiente modelo de freno del fabricante Mayr, dado que cumple con el par de frenada que necesitamos. Escogemos el tamaño de 6, de forma que el par de frenada máximo que proporciona el fabricante es:

$$M_{frenada_{max}} = 1,296 \cdot (D - 40) \quad (5.12)$$

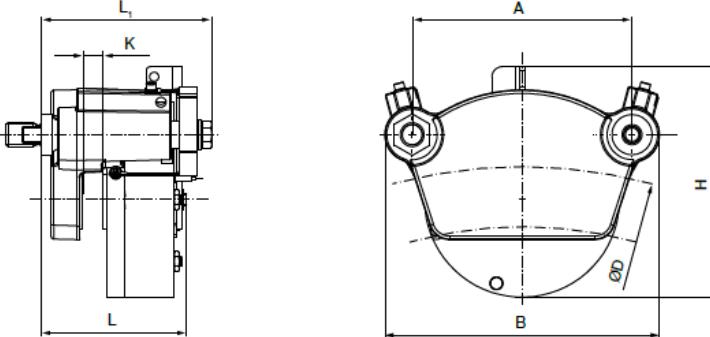
$$M_{frenada_{max}} = 1,296 \cdot (270 - 40) = 298,08 \text{ Nm}$$

Considerando más que suficiente el valor del fabricante.

ROBA®-diskstop® – Sizes 6 – 8

mayr®

Sizes 6 – 8



Technical Data and Dimensions		Size		
		6	7	8
Braking torque¹⁾ "performance-optimised" Example for brake disk diameter D = 1000 mm	M [Nm]	1,615 x (D - 40) 1550	1,870 x (D - 50) 1777	2,450 x (D - 50) 2328
Braking torque¹⁾ "noise-optimised" Example for brake disk diameter D = 1000 mm	M [Nm]	1,296 x (D - 40) 1244	1,615 x (D - 50) 1534	1,960 x (D - 50) 1862
Nominal power	[W]	41	53	63
Brake disk	Outer diameter D [mm]	270 – ∞	390 – 1500	390 – ∞
	Width²⁾ K [mm]	15	15	20
	Bolt distance A [mm]	140	180	220
	Length L [mm]	125	138	146
Brake	Length (with alignment mechanism) L ₁ [mm]	161	161	173
	Height H [mm]	198	225,5	229
	Width B [mm]	184	227	275

Tabla 5.1. Tabla selección freno

6. Reductor

El sistema reductor del ascensor es el encargado de adaptar las revoluciones que suministra el motor a las revoluciones necesarias en la polea tractora para elevar la carga a la velocidad deseada.

A pesar de existir actualmente ascensores denominados gearless, es decir sin reductor, se ha optado por incorporar un reductor entre el motor y la polea, dado que la velocidad nominal del ascensor es de 1 m/s, mientras que los ascensores gearless se emplean para velocidades superiores a 2 m/s.

El reductor está formado por un sinfín de acero engranado con una corona de bronce, montados en una carcasa de fundición.



Figura 6.1. Reductor sinfín corona

Las principales ventajas que presentan este tipo de reductores son las siguientes.

- Transmisión compacta, ocupa menos espacio para una misma potencia
- Menor número de piezas móviles, lo que reduce su mantenimiento y desgaste.
- Transmisión muy silenciosa
- Gran resistencia al impacto, importante en el sector de los elevadores

Se podría asemejar un engranaje de tornillo sin fin y su corona a un par de engranajes helicoidales en donde uno, denominado tornillo sin fin da una vuelta completa alrededor del cilindro primitivo, formando un filete de tornillo.

El ángulo que forman los ejes del sin fin y corona es de 90 grados.

6.1 Relación de transmisión

El primer paso para dimensionar el reductor es conocer su relación de transmisión, la cual va a depender tanto de la velocidad de salida como de la velocidad de entrada.

Sabemos que la velocidad nominal del ascensor es de 1 m/s, por lo que, conociendo el radio de la polea y su velocidad, podemos calcular la velocidad angular del eje del reductor y la polea mediante la siguiente ecuación.

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (6.1)$$

$$\omega = \frac{1}{\frac{0,380}{2}} = \frac{1}{0,19} = 5,26 \text{ rad/s} = 50,25 \text{ rpm}$$

Una vez calculada la velocidad angular del eje del reductor y conocida la velocidad de giro del motor, podemos calcular su relación de transmisión.

$$i_G = \frac{1500}{50,25} = 29,84 \cong 30$$

Estableciendo un filete simple del tornillo sin fin, podemos considerar como un engranaje helicoidal de un solo diente, permitiéndonos el cálculo de los dientes de la corona.

$$i_G = \frac{z_r}{z_p} = \frac{z_r}{1} = 30$$

$$z_r = 30 \text{ dientes}$$

6.2 Calculo diámetros

Calculada la relación de transmisión del reductor, podemos proceder al dimensionamiento del resto de parámetros que definen el sinfín corona.

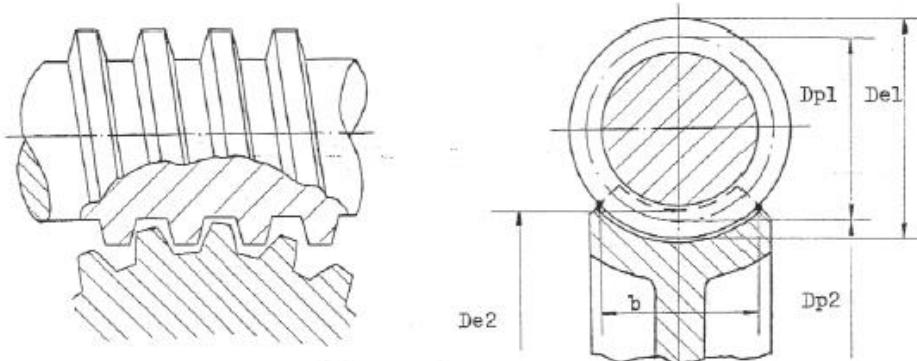


Figura 6.2. Parámetros diseño reductor

En primer lugar, establecemos un valor para el ángulo de avance μ .

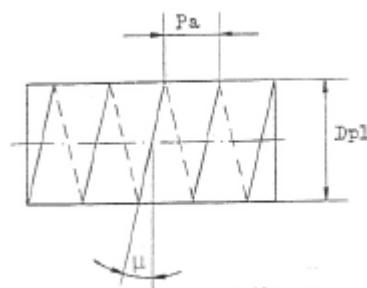


Figura 6.3. Angulo de avance

$$\mu = 15^\circ$$

Además, sabemos que la velocidad en la dirección del tornillo V_{r1} es igual a la velocidad tangencial de la corona V_{t2} .

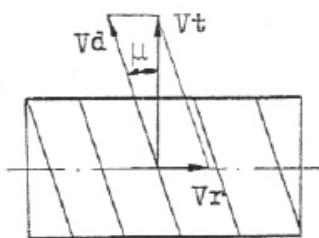


Figura 6.4. Velocidades tornillo sinfín

Conocido $V_{t2} = 1 \text{ m/s}$ dado que se trata de la velocidad nominal del ascensor, conocemos V_{r1} , lo que nos permite calcular la velocidad tangencial del tornillo V_{t1} .

$$v_{r1} = v_{t1} \cdot \tan \mu \quad (6.2)$$

$$1 = v_{t1} \cdot \tan 15$$

$$v_{t1} = 3,73 \text{ m/s}$$

Conocido v_{t1} , mediante la siguiente ecuación calculamos el diámetro primitivo del tornillo.

$$\begin{aligned} v_{t1} &= n_1 \cdot \frac{\pi}{60} \cdot D_{P1} \\ D_{P1} &= \frac{3,73}{1500 \cdot \frac{\pi}{60}} = 0,0475 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.3)$$

A continuación, se calcula el valor del módulo axial del tornillo.

$$M_{a1} = \frac{D_{p1} \cdot \tan \mu}{z_1} \quad (6.4)$$

$$M_{a1} = \frac{0,0475 \cdot \tan 15}{1} = 0,0127$$

Para permitir que la corona y el tornillo engranen el modulo circunferencial de la rueda M_{c2} tiene que ser igual al módulo axial del tornillo M_{a1} .

$$\begin{aligned} M_{a1} &= M_{c2} = \frac{M_{n2}}{\cos \mu} \\ 0,0127 &= \frac{M_{n2}}{\cos \mu} \end{aligned} \quad (6.5)$$

$$M_{n2} = 0,0122$$

El paso axial lo podemos calcular a partir de la siguiente ecuación.

$$P_a = \pi \cdot M_{a1} \quad (6.6)$$

$$P_a = 0,0398 \text{ m}$$

Una vez calculados los distintos módulos, podemos calcular el diámetro primitivo de la corona.

$$D_{P2} = \frac{M_{n2} \cdot z_2}{\cos \mu} = \frac{0,0122 \cdot 30}{\cos 15} \quad (6.7)$$

$$D_{P2} = 0,380 \text{ m}$$

6.3 Eficiencia de la transmisión

Para calcular la eficiencia de la transmisión debemos calcular previamente varios parámetros para llegar a la formula final.

$$\eta_G = \frac{\operatorname{tg}\mu}{\operatorname{tg}(\mu + \phi)} \quad (6.8)$$

Calculamos el avance del tornillo a partir de la siguiente ecuación.

$$L = p_a \cdot z_p = 0,0398 \cdot 1 = 0,0398 \text{ m} = 39 \text{ mm}$$

Conocemos el ángulo de avance μ y el ángulo de presión normal α .

$$\mu = 15^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Calculamos la velocidad lineal del tornillo

$$v_p = \frac{d_p \cdot n_p \cdot \pi}{60} = 3,69 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.9)$$

Para calcular el coeficiente de rozamiento recurrimos a una gráfica que relaciona la velocidad de deslizamiento v_s para un ángulo de presión de 20° frente al coeficiente de rozamiento. La velocidad de deslizamiento se calcula.

$$v_s = \frac{V_p}{\cos\mu} = \frac{3,69}{\cos 15} = 3,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.10)$$

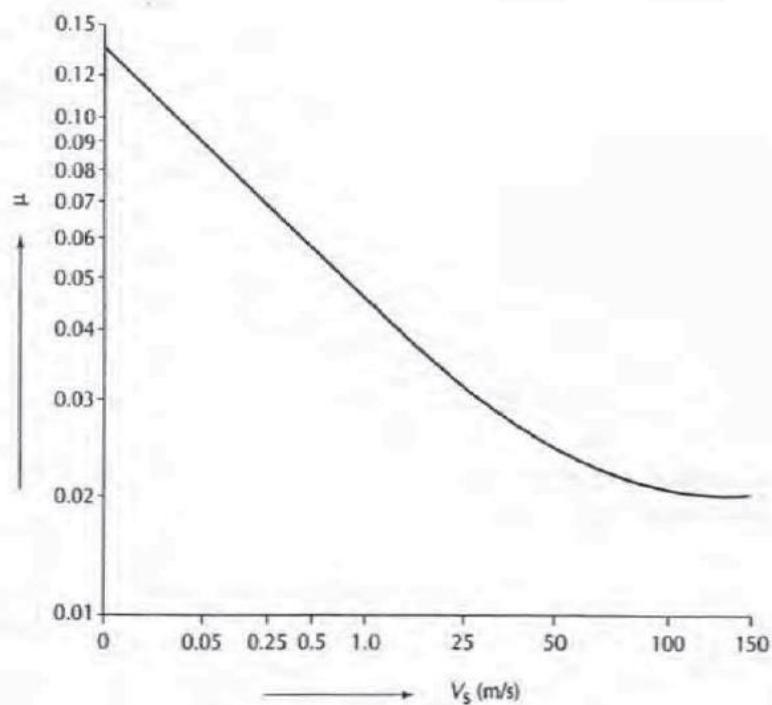


Figura 6.5. Coeficiente rozamiento

Obtenemos un coeficiente de rozamiento $\lambda = 0,045$

Calculamos el coeficiente de fricción $\tan \phi$ con la ecuación:

$$\tan \phi = \frac{\lambda}{\cos \alpha} = \frac{0,045}{\cos 20^\circ} = 0,047 \quad (6.11)$$

$$\phi = 2,74^\circ$$

Finalmente calculamos la eficiencia de la transmisión a partir de la ecuación 6.8:

$$\eta_G = \frac{\tan 15^\circ}{\tan(15^\circ + 2,74^\circ)} = 0,812 = 81,2 \%$$

6.4 Momento torsor

El reductor debe ser capaz de transmitir el par necesario en la polea para elevar la cabina y producir el movimiento, por lo que este debe dimensionarse correctamente para soportar estas cargas.

Para simplificar el cálculo, vamos a suponer que el momento torsor necesario en la polea es el mismo que el momento torsor en la corona del reductor, despreciando las perdidas.

De esta forma, según los cálculos del apartado 4.2.2 de este mismo anexo, el momento torsor en la polea de tracción viene determinado por la ecuación 4.3:

$$M_T = (650 + 450 - 875) \cdot 9,8 \cdot 0,19$$

$$M_T = 418,95 \text{ Nm}$$

De modo que suponiendo nulas las perdidas, con un rendimiento total entre polea y reductor, el momento torsor ejercido por la corona del reductor será de:

$$M_r = 418,95 \text{ Nm}$$

Teniendo en cuenta la eficiencia de la transmisión calculada en el apartado anterior η_G y estimando la eficiencia del resto de componentes del sistema η_p (Poleas, rodamientos, etc.) en aproximadamente un 90%.

$$\eta_p = 90 \%$$

$$\eta_G = 81,2 \%$$

Se obtiene una eficiencia de la instalación de aproximadamente el valor estimado en el apartado 4.2 de este mismo anexo.

$$\eta = 0,9 \cdot 0,812 = 0,73 \approx 0,7$$

Por lo que finalmente el momento torsor en el tornillo es:

$$M_p = \frac{M_r}{i_G \cdot j} = \frac{418,95}{30 \cdot 0,7} = 19,95 \text{ Nm}$$

6.5 Selección del reductor

Una vez calculados los parámetros del reductor, procedemos a su selección en el catálogo del fabricante Lentax.

Para la selección del reductor se tiene en cuenta que cumpla con los requisitos de velocidad de entrada y de salida, así como que sea capaz de proporcionar el momento útil necesario en el reductor.

De esta forma el reductor escogido es el modelo 26 750, seleccionado en la siguiente imagen, el cual cumple con los requisitos de velocidad y a su vez, de forma holgada con el momento útil.

Potencia Entrada CV	Potencia Entrada KW	Velocidad de Entrada aprox. (RPM)	Velocidad de Salida aprox (RPM)	Modelo	Factor de Seguridad (Fz)	Momento Util (Kgr cm)
7.50	5.50	1440.0	25.0	26HR	750	1.00 17500
			30.0	26HR	750	1.28 14325
			40.0	26HR	750	1.65 11415
• 37.0		26	750	1.00	11590	
• 50.0		26	750	1.34	8700	
		54.0	26	750	1.41	8221
		76.0	26	750	1.83	6192
		99.0	26	750	2.32	4789
		139.0	26	750	3.00	3498
• 72.0		25	750	1.15	6572	
99.0		25	750	1.56	4720	
137.0		25	750	1.95	3550	

Figura 6.6. Tabla selección Reductor

7. Sistema de suspensión

El sistema de suspensión es el sistema formado por la polea de tracción, la polea de desvió y el cableado que transmite el movimiento a la cabina y al contrapeso, es por tanto el sistema que se encarga de transmitir el movimiento que ejerce el motor a la cabina.

La configuración del tipo de suspensión depende de la disposición de los elementos en el conjunto, de forma que podemos encontrar fundamentalmente dos tipos de suspensión.

- Suspensión directa (1:1): Cargas de hasta 2000 kg.
- Suspensión diferencial (2:1): Formada por un sistema de múltiples poleas reduciendo la tensión de los cables, reduciendo a su misma vez la velocidad de los cables.

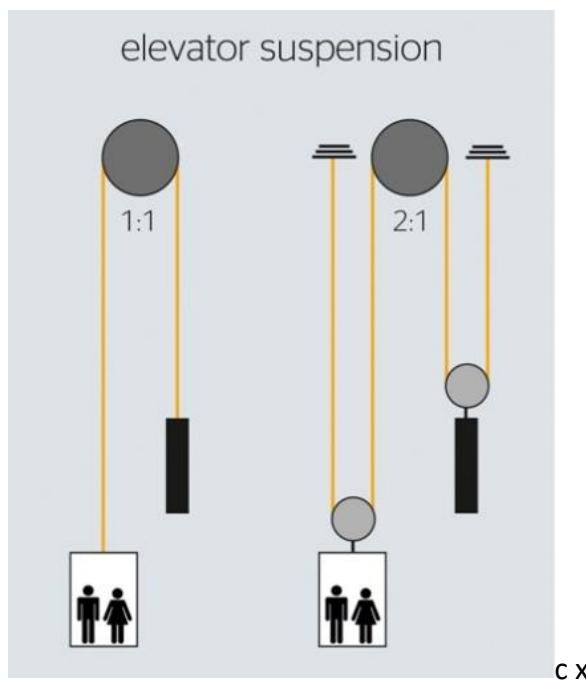


Figura 7.1. Configuración suspensión

La tracción de la polea a los cables puede transmitirse mediante dos formas:

- Por adherencia
- Por arrollamiento

En la actualidad, el método más empleado es la adherencia ya que es un proceso menos complejo y más económico, es posible instalarlos en ascensores de cualquier altura, y presenta mayor seguridad en caso de fallo.

La colocación del grupo tractor depende en gran parte de las características del edificio en el que va a situarse el ascensor, pero en su gran mayoría, los grupos tractores se sitúan en la parte superior por las siguientes ventajas.

- Menor cableado necesario
- Mayor duración de los cables debido a menores flexiones en su recorrido
- Menos costoso de diseñar, instalar y mantener
- Ocupa menor espacio
- Menor perdidas por rozamiento, lo que supone un ahorro de energía

7.1 Cargas en las poleas y cableado seleccionado

El diseño de las poleas debe realizarse de forma que sean capaces de soportar los esfuerzos que le transmiten los cables, y a la vez sean capaces de transmitir la tracción a estos cables mediante adherencia.

Las características principales a definir de la polea son: el diámetro, el perfil de sus gargantas y el material de construcción.

El diámetro de la polea está relacionado con el diámetro del cable, dado que dicha relación influye en la duración del cable. La norma EN-81 fija esta relación en un mínimo de 40.

$$\frac{D_T}{D_{cable}} = 40 \quad (7.1)$$

El material de construcción empleado en las poleas es la fundición de hierro gris, ya que es el tipo de material que mejor soporta las presiones específicas del cable sobre la garganta. La densidad de la fundición de hierro gris es de 7100 kg/m³.

Tomamos una masa para la polea de tracción de:

$$m_{p_traccion} = 35 \text{ kg}$$

La selección de una garganta de polea adecuada, influirá en gran medida en la correcta duración de los cables de tracción, dado que un mal dimensionamiento produciría un desgaste excesivo. Si seleccionamos una garganta muy estrecha, los cables se quedarían enclavados en ella, mientras que, si escogemos una garganta muy ancha, los cables no disponen del apoyo necesario, aplastándose.

7.1.1 Cables de elevación

El tipo de cableado empleado es el cable metálico, constituido por una serie de alambres de acero agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión. Los elementos que constituyen un cable son:

- Alambres: Generalmente son de acero trefilado al horno, con carga de rotura a tracción entre los 1200 MPa y los 2000 MPa.
- Cordones: Son arrollamientos de alambres bien sobre un alma o sin ella.
- Almas: Son los núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones, pueden ser metálicos, textiles (fibra naturales o sintéticas) o mixtas.
- Cabos: Son agrupaciones de varios cordones en torno a un alma secundaria.

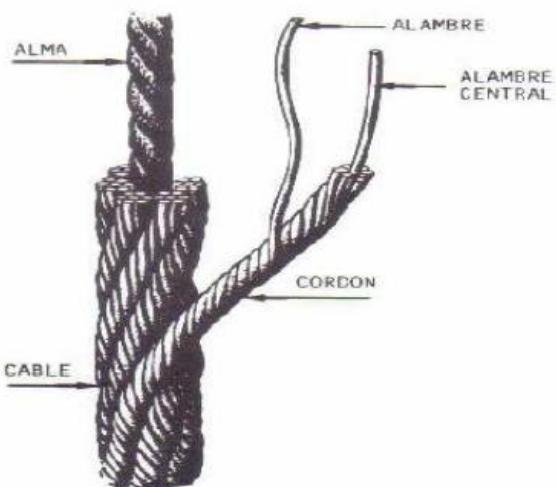


Figura 7.2. Elementos de un cable

Los cables de los ascensores se fabrican con alambres de distinto diámetro, variando su configuración en función del tipo que sea.

- Seale: La configuración Seale es la más utilizada puesto que sus alambres exteriores son de gran diámetro por lo que ofrecen una gran resistencia a la abrasión.



Figura 7.3. Seale

- Warrington: La configuración Warrington se emplea en aquellos casos en que se considera que la fatiga es más importante que la abrasión.



Figura 7.4. Warrington

- Filler-Wire: El tipo Filler Wire es el menos empleado para tracción ya que presenta inconvenientes en la sección ante enclavamientos en la garganta.



Figura 7.5. Filler-Wire

Las secciones más empleadas suelen ser la Seale de 8 cordones para ascensores de altas prestaciones, y la Seale de 6 cordones para ascensores de prestaciones menores.

Las ventajas del Seale de 6 cordones y alma textil son:

- Gran resistencia a la rotura debido a su elevada sección metálica
- Precio muy bajo

Mientras que sus principales inconvenientes son:

- Excesiva rigidez que limita su resistencia a la fatiga
- Poca superficie de contacto con las gargantas de la polea lo que origina fuertes presiones específicas.

Para el dimensionamiento de las poleas, es necesario conocer las cargas que soportan por el peso de la cabina y el contrapeso

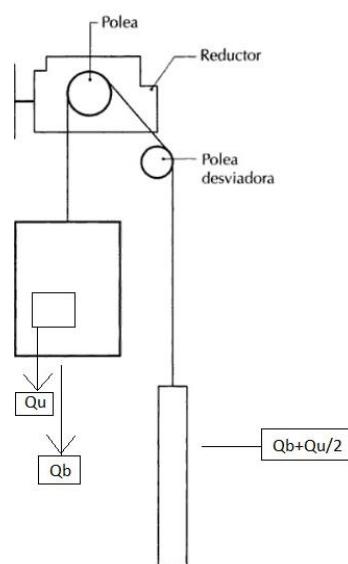


Figura 7.6. Cargas en las poleas

Para seleccionar el diámetro de la polea, seleccionamos previamente el diámetro de los cables, dado que conocemos la relación de diámetros entre ambos elementos. Para el cálculo del diámetro de los cables, calculamos una carga mayorada Q_m . Para la selección de los cables es necesario aplicar un coeficiente de seguridad, según la norma EN 81, de 8, por lo que esta carga mayorada deberá estar multiplicada por este factor de seguridad, C_s :

$$Q_m = (Q_m + Q_u + Q_c) \cdot g \cdot C_s \quad (7.2)$$

$$Q_m = (650 + 450 + 875) \cdot 9,8 \cdot 8 = 154840 \text{ N}$$

Una vez conocida la carga total sobre los cables, dividimos el resultado obtenido entre el número de cables, en nuestro caso 4, para obtener la carga sobre cada ramal.

$$Q_{ramal} = \frac{Q_m}{4} \quad (7.3)$$

$$Q_{ramal} = \frac{154840}{4} = 38710 \text{ N} = 38,71 \text{ kN}$$

Una vez calculada la carga por ramal, debemos seleccionar la configuración de cable que vamos a emplear en nuestro ascensor.

En nuestro caso, vamos a emplear el cable tipo Seale de 6 cordones con fibra de alma textil (Seale 6x19 (9+9+1) + 1 textil). Esta denominación corresponde a un cable de 6 cordones metálicos enrollados helicoidalmente respecto a un alma textil. Cada cordón está formado por 19 hilos en tres órbitas, la primera y segunda de 9 hilos cada una, y una última de 1 solo hilo.

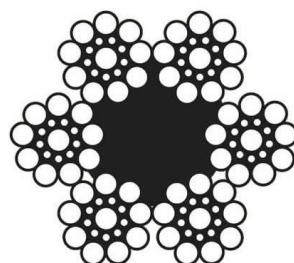


Figura 7.7. Seale 6x19

La configuración Seale es la más empleada dado que al poseer en su radio exterior unos alambres muy gruesos, soportan mejor la abrasión, además de ser muy fáciles de fabricar.

Dentro de la configuración Seale, se elige la sección de 6 cordones y alma textil, dadas sus ventajas:

- Elevada sección metálica, lo que supone una elevada fuerza de rotura
- Baja elongación elástica
- Bajo precio

Mientras que sus desventajas son:

- Una de sus ventajas, la elevada sección metálica, provoca un cable rígido y con baja vida a fatiga
- Al poseer pocos puntos de contacto con la garganta de la polea, la presión específica es muy elevada.

El arrollamiento de los cables es cruzado, lo que permite al cable no girar y descablearse. Su menor resistencia al desgaste y flexibilidad no es un problema muy significativo en un ascensor dadas las condiciones de trabajo.

Una vez seleccionado el tipo de cable a emplear, procedemos a seleccionar el diámetro del cable en función de la carga de rotura obtenida anteriormente. Seleccionamos aquel diámetro y resistencia que supere la carga de rotura calculada.

Diámetro cable (mm)	Peso (kg/100 m)	Carga rotura 1600 MPa (kN)	Carga rotura 1800 MPa (kN)	Carga rotura 2000 MPa (kN)
6	14	22	24	26
7	17	26	29	32
8	24	36	41	44
9.5	32	48	55	59
10.5	41	62	70	76
11	46	70	79	85
12.5	57	86	97	105
13.5	69	107	117	127
15	82	124	140	151
16	97	146	164	177

Tabla 7.1. Características cable Seale 6x19

Entre los 3 diámetros y cargas calculadas, podríamos escoger cualquiera, por lo tanto, seleccionamos el cable de 9,5 mm de diámetro y resistencia de 1800 MPa, con una carga de rotura de 55 kN, superior a los 38,71 kN calculados.

Diámetro cable (mm)	Peso (kg/m)	Carga rotura 1800 MPa (kN)
9,5	0,32	55

Tabla 7.2. Características cable seleccionado

Conociendo el diámetro del cable, podemos obtener el diámetro de la polea gracias a la relación entre ellas proporcionada por la ecuación 7.1.

$$D_T = D_{cable} \cdot 40 = 9,5 \cdot 40 = 380 \text{ mm}$$

7.2 Perfiles de gargantas y presión específica

El perfil de las gargantas tiene una gran importancia en la duración de los cables, con un correcto diseño evitamos el desgaste prematuro. Los perfiles de garganta más utilizados son los trapezoidales o de cuña, los semiesféricos con entalla y los semiesféricos sin entalla.

Cada una tiene unas ventajas e inconvenientes, por un lado, las trapezoidales proporcionan una mejor adherencia a costa de una presión muy elevada, la cual desgasta antes los cables y la garganta, mientras que, por otro lado, las gargantas semicirculares poseen una menor adherencia, pero su duración es mucho mayor.

Para el caso de ascensores, la ranura más empleada es la semicircular con entalla, proporcionando una buena adherencia con poco rozamiento. Por lo tanto, es el modelo seleccionado en nuestro estudio.

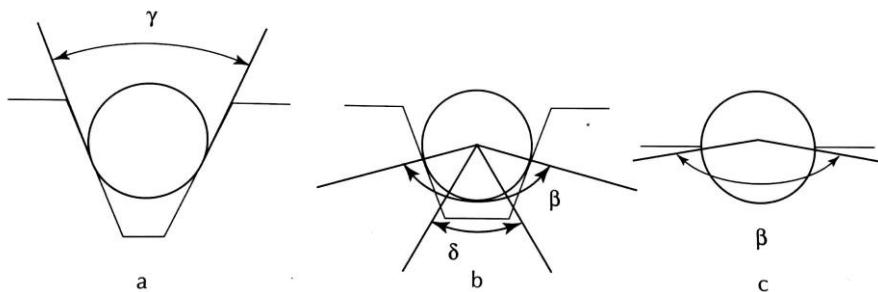


Figura 7.8. Perfil gargantas

Mediante el grafico de Wornle, podemos apreciar que son de las que mejores ciclos ofrecen.

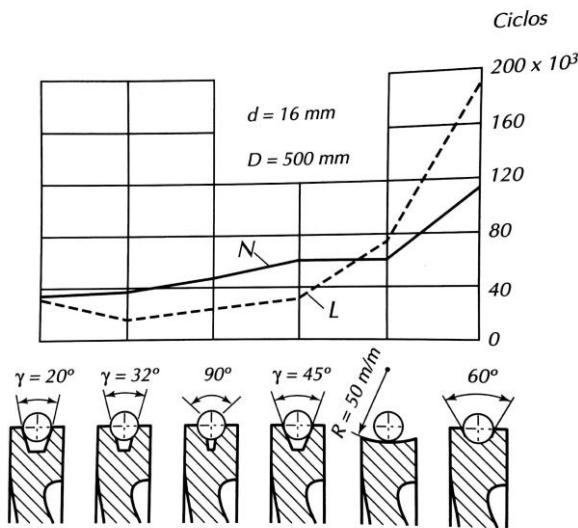


Figura 7.9. Gráfico de Wornle

Para el correcto dimensionamiento de los elementos, debemos mantener la presión específica de los cables sobre las gargantas dentro de unos límites

Según la norma EN 81 la presión específica para gargantas semicirculares con entalla se calcula de la siguiente forma.

$$p = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{8 \cdot \cos \frac{\delta}{2}}{\pi - \delta - \operatorname{sen} \delta} \quad (7.4)$$

Siendo

- p Presión específica del cable (MPa)
- T Tensión estática del cable (Cabina + Carga nominal + Peso cable con cabina en piso más bajo (N))
- d Diámetro cables (mm)
- D_T Diámetro polea (mm)
- n Número de cables
- v Velocidad nominal ascensor (m/s)
- δ Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular (rad)

Calculamos en primer lugar, la tensión estática del cable.

$$T = Q_b + Q_u + Q_L \quad (7.5)$$

Q_b Peso de la cabina (N)

Q_u Carga nominal (N)

Q_L Peso de los cables (N)

Calculamos el peso de los cables a lo largo de todo el recorrido del ascensor, el cual tiene un valor conocido de 24 metros, ya que se trata de un edificio de 8 plantas y 3 metros cada una. Por lo tanto, el recorrido total del cable serán 24+5 metros.

$$Q_L = n \cdot m_L \cdot L \quad (7.6)$$

$$Q_L = 4 \cdot 0,32 \cdot (24 + 5) = 37,12 \text{ kg} = 371,2 \text{ N}$$

De esta forma podemos calcular el peso estático.

$$T = 6500 + 4500 + 371,2 = 11371,2 \text{ N}$$

Una vez calculados estos valores, y conociendo el valor del ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular δ .

$$\delta = 90^\circ$$

Podemos proceder al cálculo de la presión específica de los cables aplicando la ecuación 7.4.

$$p = \frac{11371,2}{4 \cdot 9,5 \cdot 380} \cdot \frac{8 \cdot \cos \frac{90}{2}}{(\pi - 1,57 - \operatorname{sen} 90)} = 7,79 \text{ MPa}$$

Las presiones específicas de los cables sobre las gargantas no deben superar ciertos límites, calculados a partir de la siguiente ecuación, con la cabina cargada totalmente.

$$p_{max} < \frac{12,5 + 4 \cdot v}{1 + v} \quad (7.7)$$

$$p_{max} < 8,25 \text{ MPa}$$

A raíz de los resultados, podemos observar que la presión específica de los cables no supera la presión específica máxima, considerando correctos los cálculos obtenidos.

$$p = 7,79 \text{ MPa} < p_{max} = 8,25 \text{ MPa}$$

7.3 Adherencia de los cables sobre la polea

En los ascensores, la adherencia de los cables sobre la polea debe ser la suficiente como para ser capaz de arrastrar los cables con la cabina a máxima carga, es decir, que no se produzca deslizamiento entre el cable y la polea.

Para comprobar que no se produce este deslizamiento, según la norma EN 81-1, debemos verificarlo de la siguiente forma.

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 < e^{f \cdot \alpha} \quad (7.8)$$

$\frac{T_1}{T_2}$ Relacion de fuerza entre los dos ramales de cables suspendidos

C_1 Coeficiente función de la deceleración de frenado de la cabina y la aceleración normal de la gravedad.

Valores mínimos de C_1 :

- 1,10 para velocidades nominales hasta 0,63 m/s
- 1,15 para velocidades nominales entre 0,63 m/s y 1,0 m/s
- 1,20 para velocidades nominales entre 1,0 m/s y 1,6 m/s
- 1,25 para velocidades nominales entre 1,6 m/s y 2,5 m/s

C_2 Coeficiente por la variación del perfil de la garganta debido al desgaste

- $C_2 = 1$ para poleas de gargantas semicirculares

f Coeficiente rozamiento de cables sobre garganta

Poleas de gargantas semicirculares con entalla

$$f = \frac{4 \cdot \mu \cdot \left(1 - \operatorname{sen} \frac{\delta}{2}\right)}{\pi - \delta - \operatorname{sen} \delta} \quad (7.9)$$

μ Coeficiente rozamiento, estimado en 0,09 para poleas de hierro fundido

α Arco de arrollamiento de los cables sobre la polea de tracción (rad)

δ Angulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular (rad)

Para evitar que se produzca este deslizamiento, es necesario que los cables tengan contacto con la polea de tracción en un arco superior al mínimo necesario.

Si la distancia entre el amarre de los cables a la cabina y los amarres del contrapeso es igual al diámetro de la polea, el arco de contacto será de 180º, sin embargo, si esa distancia es mayor, como suele ocurrir normalmente, es necesario instalar una polea de desvió para situar los cables de la cabina y contrapeso a la distancia necesaria.

En primer lugar, probamos a colocar las poleas de tracción y desvió a la misma altura, lo que supondría un arco de contacto de $\alpha = 90^\circ$.

Primero calculamos el valor de C_1

$$C_1 = \frac{g + a}{g - a} = \frac{9,8 + 0,6}{9,8 - 0,6} = 1,13 \quad (7.10)$$

Conocemos el valor de C_2 por ser garganta semicircular.

$$C_2 = 1 \rightarrow \text{Semicircular}$$

Aplicando la ecuación 7.9, calculamos f , sabiendo que $\mu = 0,09$.

$$f = \frac{4 \cdot 0,09 \cdot (1 - \operatorname{sen} 90/2)}{\pi - 1,57 - \operatorname{sen} 90} = 0,184$$

Comprobamos si se cumple la ecuación 7.8.

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 < e^{f \cdot \alpha} \quad (7.11)$$

$$\frac{10780}{8583,75} \cdot 1,13 \cdot 1 = 1,41$$

$$e^{0,184 \cdot 1,57} = 1,33$$

Como podemos comprobar $1,41 > 1,33$ por lo que no se cumple la igualdad.

Tratando de cumplir la igualdad, se decide bajar la polea $h = 0,5$ m.

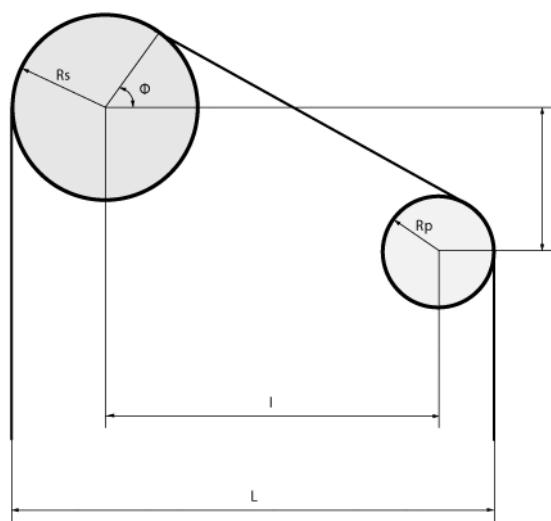


Figura 7.10. Configuración polea de desvío

Conocemos los radios de ambas poleas y la altura h.

$$R_S = \frac{0,380}{2} = 0,90$$

$$R_P = \frac{0,3}{2} = 0,15$$

$$h = 0,5 \text{ m}$$

Realizamos el cálculo del ángulo ϕ mediante la siguiente ecuación.

$$\sin \phi = 1 \cdot \frac{\sqrt{1^2 + h^2 - (R_S - R_P)^2} - h \cdot (R_S - R_P)}{1^2 + h^2} \quad (7.12)$$

$$\sin \phi = 1 \cdot \frac{\sqrt{1^2 + 0,5^2 - (0,38 - 0,3)^2} - 0,5 \cdot (0,38 - 0,3)}{1^2 + 0,5^2}$$

$$\sin \phi = 0,87 \rightarrow \phi = 61,38^\circ$$

Una vez conocido el ángulo ϕ , calculamos el valor del arco de contacto de los cables sobre la polea α , mediante trigonometría.

$$\alpha = 180 - 61,38 = 118,62^\circ$$

Conociendo este valor, podemos comprobar si se cumple la ecuación.

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

$$\frac{10780}{8583,75} \cdot 1,13 \cdot 1 = 1,41$$

Pasando los $118,62^\circ$ a radianes obtenemos.

$$\alpha = 2,07 \text{ rad}$$

$$e^{0,184 \cdot 2,07} = 1,46$$

Finalmente comprobamos que se cumple la ecuación 7.8, considerando correctos los cálculos obtenidos.

$$1,41 < 1,46$$

8. Amortiguadores

Los ascensores deben estar provistos de amortiguadores para amortiguar la cabina o el contrapeso en caso de caída y no actuación de los paracaídas. Estos amortiguadores deben estar colocados en el foso.

Los amortiguadores pueden ser de tres tipos:

- **Elásticos**

Formados por un cilindro de caucho o poliuretano. Uso limitado a ascensores de baja velocidad, no superior a 0,6 m/s.



Figura 8.1. Amortiguador elástico

- **De resorte o acumulación de energía**

Compuesto por una barra metálica de sección circular enrollada en forma helicoidal, pudiendo disponer de un retorno amortiguado. Diseñados para velocidades de hasta 1,75 m/s.



Figura 8.2. Amortiguador acumulador de energía

- **Hidráulicos**

Compuestos por un embolo introducido en un cilindro formando el cuerpo del amortiguador. El funcionamiento del amortiguador hidráulico es mediante un sistema de aceite, el cual es obligado a desplazarse hacia el exterior a través de unos orificios de sección regulable, por acción de una carga externa, la cual hace descender el pistón sobre el aceite.

Un muelle es el encargado de devolver el embolo a su posición inicial tras el cese de las cargas. Con estos amortiguadores se consigue una frenada suave y progresiva.

Están diseñados para cualquier velocidad, sin embargo, como desventaja, son más complejos, caros y con un mayor mantenimiento.



Figura 8.3. Amortiguador hidráulico

Mientras que, según la norma EN 81, la clasificación de amortiguadores viene dada por tres clases.

- **Amortiguadores de acumulación de energía**

El principal componente de un amortiguador de acumulación de energía es un resorte helicoidal.

No pueden emplearse en ascensores de velocidad nominal superior a 1 m/s.

- **Amortiguador de acumulación de energía, con amortiguación de movimiento de retorno.**

El principio de funcionamiento es el mismo que el amortiguador de acumulación de energía, sin embargo, están diseñados para ascensores de máximo 1,6 m/s

- **Amortiguador de disipación de energía**

La principal diferencia con el amortiguador acumulador de energía, radica en la posibilidad de diseñarse para inducir una fuerza constante durante la frenada.

El principio de funcionamiento es el mismo, convertir la energía cinética de la cabina durante la caída en calor y energía potencial debido a la disminución de la altura del amortiguador.

Cuando se produce contacto, el pistón desciende, desplazando el aceite desde el cilindro interior al exterior a través de orificios. Estos orificios van disminuyendo en número y tamaño conforme el pistón avanza, de forma que la frenada se realiza de forma progresiva.

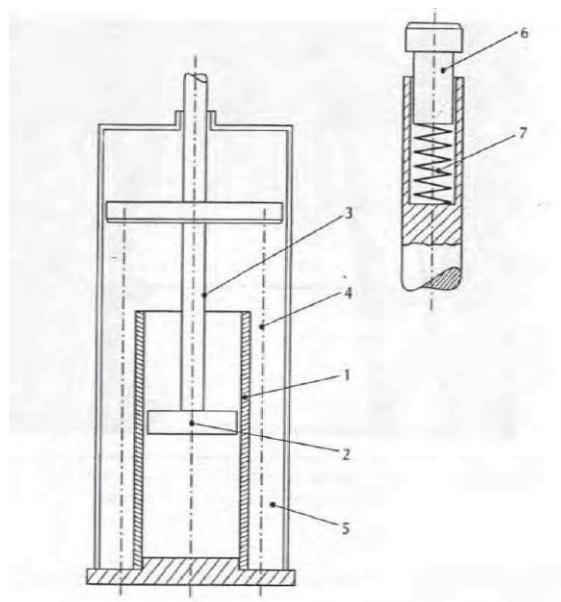


Figura 8.4. Amortiguador disipación de energía

Siendo:

1. Cilindro interior
2. Pistón
3. Vástago
4. Resorte compresión
5. Depósito de aceite
6. Bloque de contacto con cabina o contrapeso
7. Resorte auxiliar.

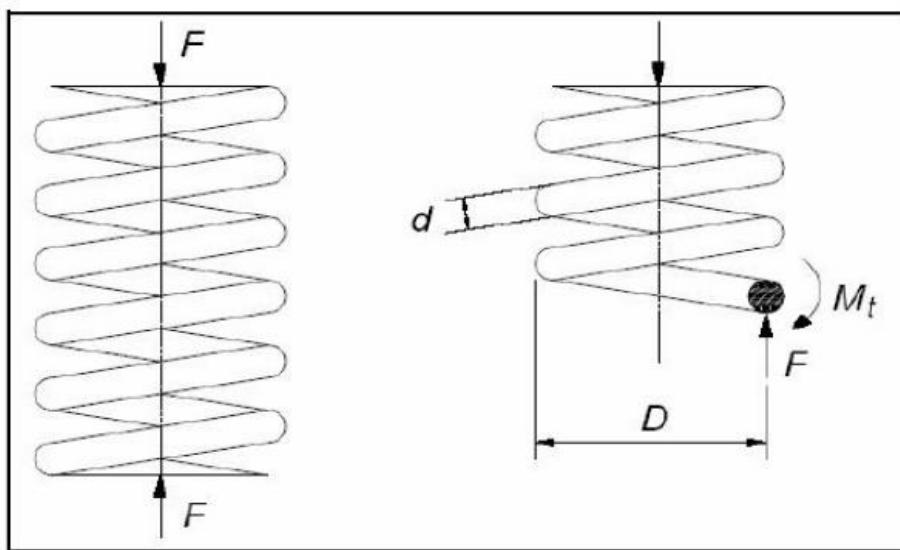
8.1 Calculo amortiguadores

La selección de los amortiguadores a emplear en un ascensor viene determinada, según la norma EN 81, en función de la velocidad nominal de la cabina.

En el caso a estudiar, sabemos que la velocidad nominal del ascensor es de 1 m/s, por lo que escogemos amortiguadores acumuladores de energía, dado que se ajustan a las características del modelo, además de suponer un menor coste y mantenimiento.

El principal componente de un amortiguador de acumulación de energía es un resorte helicoidal de espiras, el cual trabaja de forma análoga a una barra de torsión que se ha enrollado en forma de hélice, por lo que el material trabaja a torsión en sus secciones.

En lo que respecta al material utilizado para los muelles, tanto de cabina como de contrapeso, se emplea un acero F1442, debido a que este acero permite la conformación de muelles helicoidales de grandes dimensiones, además de ser apto para aplicaciones con choques. El módulo de cortadura de dicho material es $G = 81,5 \text{ GPa}$, mientras que su resistencia es de 1600 N/mm^2 .



La máxima tensión se produce en la fibra inferior, las más cercana al eje del muelle. Podemos ver las distribuciones de tensiones provocadas por distintos esfuerzos. Torsión (a), cortadura (b) y su superposición (c).

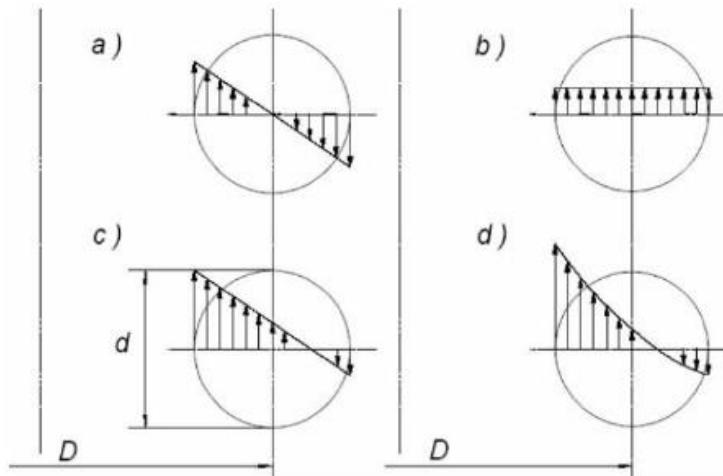


Figura 8.6. Esfuerzos sobre amortiguador

Mientras que la figura d) se corresponde con la distribución real de tensiones, la cual como se puede apreciar no corresponde totalmente con la superposición de torsión y cortadura (c). Para estudiar esta variación, es necesario incluir el concepto de coeficiente de Wahl.

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0,25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}} \quad (8.1)$$

Siendo:

D_s Diámetro nominal muelle

D Diámetro del hilo

El proceso de dimensionamiento de los amortiguadores consta de varias etapas.

- Estimamos la relación de diámetros D_s/d en 6 para obtener el valor del coeficiente de Wahl. El valor de la relación de diámetros oscila entre 6 y 15.
- Calculamos la tensión admisible a torsión del material mediante la siguiente ecuación, teniendo en cuenta un factor de corrección de 0,28 con respecto a la resistencia a tracción del material.

$$\tau_t = 0,28 \cdot \sigma_t \quad (8.2)$$

- Calculamos la fuerza máxima que realiza el resorte, es decir cuando se encuentra totalmente comprimido. La fuerza máxima que realiza el resorte debe estar multiplicada, según la norma EN 81 por un coeficiente de seguridad de 4.

$$F_{max} = 4 \cdot (Q_u + Q_b) \cdot g \quad (8.3)$$

- Calculamos el diámetro de hilo mediante la siguiente ecuación.

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{max} \cdot \psi}{\pi \cdot \tau_t} \cdot \frac{D}{d}} \quad (8.4)$$

- A continuación, calculamos el valor del diámetro nominal, gracias a la relación de diámetros determinada anteriormente.
- Para calcular el número total de espiras, necesitamos obtener varios parámetros. En primer lugar, expresamos la compresión del resorte.

$$F = k \cdot x \quad (8.5)$$

Siendo k la rigidez del resorte, pudiendo expresar x como

$$x = \phi \cdot \frac{D}{2} \quad (8.6)$$

Siendo ϕ el angulo de torsión:

$$\phi = \frac{M_T \cdot l}{G \cdot J} \quad (8.7)$$

Siendo M_T el par de torsión, l la longitud del resorte sometida a torsión, G el módulo de cortadura del material y J el momento de inercia polar de la sección de la espira.

$$M_T = \frac{F \cdot D}{2} \quad (8.8)$$

$$l = \pi \cdot D \cdot n \quad (8.9)$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (8.10)$$

Sustituyendo todo, podemos calcular x mediante la siguiente expresión:

$$x = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (8.11)$$

Combinando las ecuaciones anteriores obtenemos:

$$\frac{F}{k} = \frac{8F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (8.12)$$

Y finalmente despejando n, obtenemos el número final de espiras

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k} \quad (8.13)$$

- Calculamos la constante de rigidez del resorte. Para ello en primer lugar calculamos la carrera máxima del amortiguador según la normal EN 81, siendo el mayor de los siguientes valores.

$$f_{max} = \max(63mm \text{ o } 0,135 v^2) \quad (8.14)$$

- Calculamos la rigidez mediante la siguiente ecuación.

$$K = \frac{F_{max}}{f_{max}} \quad (8.15)$$

8.1.1 Amortiguador cabina

En primer lugar, dimensionamos los amortiguadores de la cabina, tanto su diámetro, diámetro de hilo, como el número de espiras a partir de la metodología establecida previamente.

$$Q_b = 650 \text{ kg}$$

$$Q_c = 450 \text{ kg}$$

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

Para comenzar a calcular el amortiguador, debemos evaluar el factor de corrección de la tensión del hilo mediante el coeficiente de Wahl o mediante un gráfico, llegando por ambos caminos al mismo resultado.

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

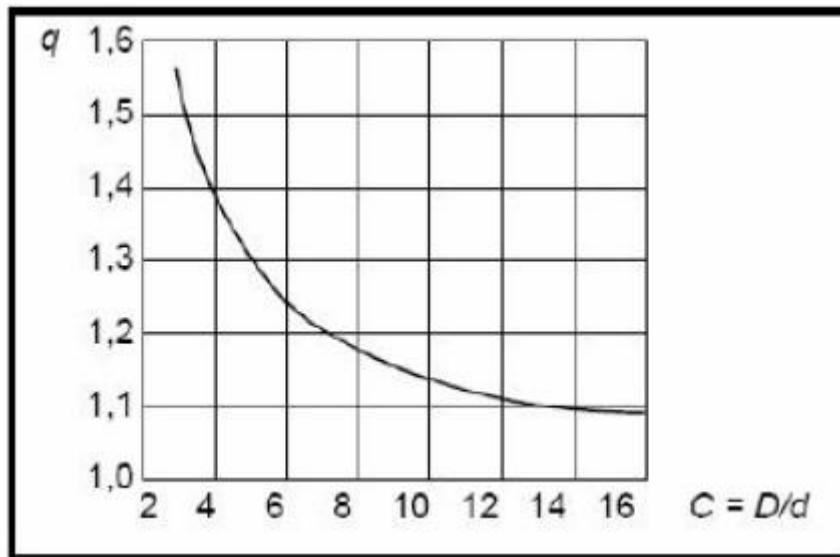


Figura 8.7. Coeficiente de Wahl

Para poder hallar el coeficiente de Wahl, estimamos el valor de la relación D_s/d en 6, permitiéndonos un menor diámetro, lo que se traduce en ahorro de espacio. Calculamos el valor del coeficiente:

$$\psi = \frac{6 - 0,25}{6 - 1} + \frac{0,615}{6} = 1,254$$

A continuación, aplicamos la ecuación 8.2 para calcular la tensión admisible a torsión del material. Sabemos que la resistencia a tracción del acero seleccionado es de 1600 N/mm².

$$\tau_t = 0,28 \cdot \sigma_t = 0,28 \cdot 1600 = 448 \text{ MPa}$$

La fuerza máxima ejercida por el resorte será.

$$F_{max} = 4 \cdot (Q_u + Q_b) \cdot g = 4 \cdot (450 + 650) \cdot 9,8 = 43164 \text{ N}$$

Decidimos emplear 2 amortiguadores, por lo que la fuerza ejercida por cada una será.

$$F_{max} = \frac{43164}{2} = 21582 \text{ N cada resorte}$$

De esta forma, el diámetro de hilo quedara de la siguiente forma.

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{max} \cdot \psi}{\pi \cdot \tau_t}} \cdot \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{8 \cdot 21582 \cdot 1,254}{\pi \cdot 448}} \cdot 6 = 30,38 \text{ mm}$$

$$d \geq 30,38 \rightarrow d \geq 31 \text{ mm}$$

Multiplicando este valor por el valor establecido para la relación de diámetros, obtenemos el valor del diámetro nominal.

$$D_s = 6 \cdot 31 = 186 \text{ mm}$$

El recorrido mínimo exigido por la norma EN 81-1 es la distancia de parada por gravedad de la cabina a una velocidad del 115% de la nominal, es decir, de $0,135 \cdot v^2$. En ningún caso inferior a 65 mm. Por lo tanto, elegimos el valor mayor entre ambos casos.

$$f_{max} = 0,135 \cdot v^2 = 0,135 = 135 \text{ mm} > 65 \text{ mm}$$

Calculamos la constante de rigidez del muelle.

$$K = \frac{F_{max}}{f_{max}} = \frac{21582}{135} = 159,86 \text{ N/mm}$$

Finalmente obtenemos el número total de espiras, considerando un módulo de resistencia a cortante G de 81,5 GPa.

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot K} = \frac{81,5 \cdot 10^3 \cdot 31^4}{8 \cdot 186^3 \cdot 159,86}$$

$$n = 9,14 \cong 10 \text{ espiras}$$

Una vez determinados los parámetros principales del resorte, es necesario calcular la longitud inicial del mismo. Se debe tener en cuenta el número total de espiras N_T (número de espiras más uno por cada extremo fijado), el diámetro de hilo y la deformación máxima.

$$L_0 = N_T \cdot d + f_{max} \quad (8.16)$$

$$L_0 = (10 + 1) \cdot 31 + 135 = 476 \text{ mm}$$

8.1.2 Amortiguador de contrapeso

De forma análoga al cálculo del amortiguador de la cabina, se realiza el cálculo del resorte del contrapeso.

$$Q_c = 875 \text{ kg}$$

El material de fabricación del resorte será el mismo que en el caso de la cabina, con la misma relación de diámetros de 6.

Las ecuaciones quedan de la siguiente forma.

Coeficiente de Wahl (Ecuación 8.1):

$$\psi = \frac{6 - 0,25}{6 - 1} + \frac{0,615}{6} = 1,125$$

Tensión admisible (Ecuación 8.2):

$$\tau_t = 0,28 \cdot 1600 = 448 \text{ MPa}$$

Fuerza máxima (Ecuación 8.3):

$$F_{max} = 4 \cdot 875 \cdot 9,8 = 34335 \text{ N} \rightarrow \frac{F_{max}}{2} = 17167,5 \text{ N}$$

Diámetro de hilo (Ecuación 8.4):

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 17167,5 \cdot 1,254}{\pi \cdot 448}} \cdot 6 = 27,09 \text{ mm}$$

$$d \geq 28$$

Diámetro nominal:

$$D_S = 6 \cdot 28 = 168$$

Carrera máxima (Ecuación 8.14):

$$f_{max} = 0,135 \cdot 1^2 = 135 \text{ mm}$$

Constante rigidez (Ecuación 8.15):

$$K = \frac{17167,5}{133} = 127,167 \text{ N/mm}$$

Número de espiras (Ecuación 8.13):

$$n = \frac{81,5 \cdot 10^3 \cdot 28^4}{8 \cdot 168^3 \cdot 127,167} = 10,38 = 11 \text{ espiras}$$

Longitud inicial (Ecuación 8.16):

$$L_0 = (11 + 1) \cdot 28 + 135 = 471 \text{ mm}$$

8.1.3 Comprobación del pandeo

El pandeo es un fenómeno que produce inestabilidad en elementos resistentes bajo cargas de compresión, y por lo tanto debe tenerse en cuenta en el caso a estudiar.

Para evitar su aparición debemos evitar una excesiva esbeltez o una excesiva carga sobre el elemento amortiguador.

Para comprobar el pandeo, debemos calcular ciertos parámetros

$$\frac{\delta}{L_0} I_B \quad (8.17)$$

$$v \cdot \frac{L_0}{D} \quad (8.18)$$

Siendo

v Factor adimensional dependiente de la conexión entre muelle y masa que ejerce carga

Obtenemos el valor de v a partir de la siguiente gráfica, escogiendo el valor de $v = 0,7$ dado que coincide con el caso a estudiar. Comprobando si padea a partir de la gráfica.

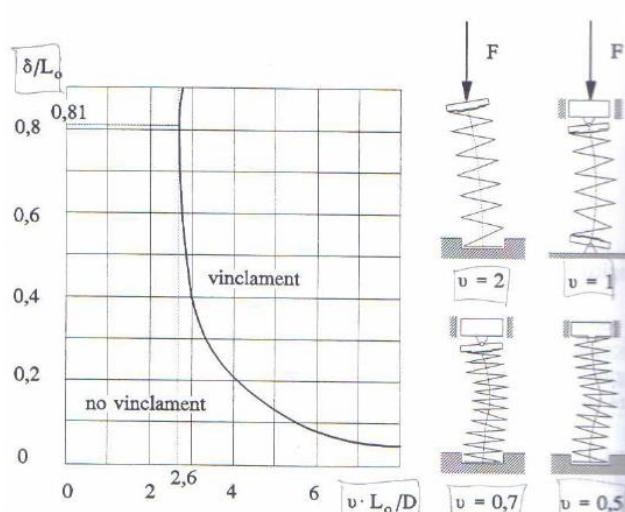


Figura 8.8. Comprobación de pandeo

- **Pandeo en amortiguadores cabina**

Aplicamos la ecuación 8.17 y 8.18 para poder comprobar posteriormente en la gráfica.

$$\frac{\delta}{L_0} = \frac{135}{476} = 0,283$$

$$v \cdot \frac{L_0}{D} = 0,7 \cdot \frac{476}{186} = 1,79$$

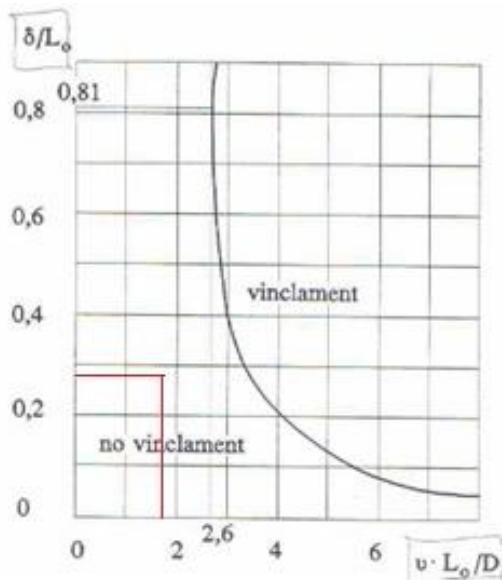


Figura 8.9. Comprobación pandeo cabina

Como podemos comprobar en la gráfica, los amortiguadores de cabina no pandean.

- **Pandeo en amortiguadores contrapeso**

Análogamente al caso anterior, comprobamos los amortiguadores del contrapeso.

$$\frac{\delta}{L_0} = \frac{135}{471} = 0,286$$

$$v \cdot \frac{L_0}{D} = 0,7 \cdot \frac{471}{168} = 1,96$$

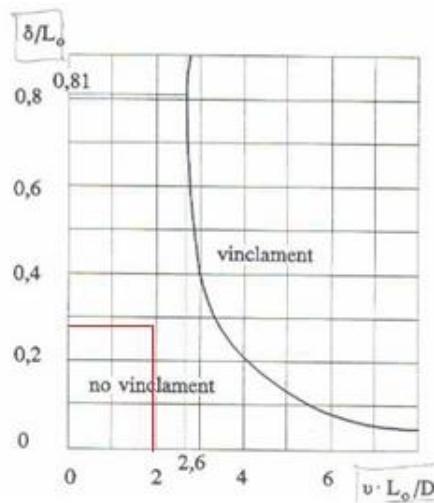


Figura 8.10. Comprobación pandeo contrapeso

Igualmente, que, en el caso anterior, los amortiguadores de contrapeso no pandean.

8.2 Deceleración por impacto

En caso de impacto de la cabina sobre los amortiguadores, los usuarios experimentaran una fuerte deceleración, la cual debe ser no demasiado elevada, de forma que los mismos sean capaces de soportarla sin daños.

Para calcular la deceleración producida empleamos la siguiente ecuación.

$$a = \frac{v_{\max}^2}{2 \cdot \delta} \quad (8.19)$$

Siendo

v_{\max} Máxima velocidad que el ascensor puede alcanzar en caída libre antes de la actuación del paracaídas.

δ Deformación máxima de los amortiguadores

Procedemos al cálculo de la aceleración

$$a = \frac{1,39^2}{2 \cdot 0,135} = 7,15 \text{ m/s}^2$$

Una vez obtenido el valor de la deceleración, es necesario comprobar que dicho valor no es demasiado excesivo para el cuerpo humano.

Para que esta deceleración sea considerada aceptable, es recomendable que la misma no supere la aceleración de la gravedad, por lo tanto, la deceleración obtenida podríamos considerarla dentro de los valores aceptables.

9. Calculo y selección limitador de velocidad

La directiva europea 95/16/CE determina que los ascensores deben poseer un dispositivo capaz de limitar el exceso de velocidad.

El limitador consiste en un aparato formado por una polea acanalada en la parte superior, otra similar en la parte inferior, la cual actúa de tensor, y un cable de acero unido al paracaídas de la cabina.

El funcionamiento del cable limitador es el siguiente:

En el caso de que la cabina se desplace a su velocidad nominal, el cable se desplaza con normalidad, mientras que, por diversas causas, la cabina empieza a descender con un movimiento acelerado, al alcanzar una determinada velocidad, la polea del limitador se bloquea, activando de un tirón al paracaídas de la cabina, accionando al mismo tiempo a las zapatas de las guías, las cuales acabaran deteniendo la cabina. Por lo que podemos apreciar, se trata de un elemento de gran importancia en la seguridad de un ascensor.

Según la norma EN 81-1, las velocidades de disparo del limitador vienen determinadas según los siguientes límites.

Inferior: 115% de la velocidad nominal

Superior: 0,8m/s en paracaídas instantáneos de cuña

1 m/s en paracaídas instantáneo de rodillo

1,5 m/s en paracaídas instantáneo con efecto amortiguado para ascensores hasta 1 m/s de velocidad nominal

1,25 v + 0,25/v m/s para ascensores de velocidades superiores

Existen dos tipos de limitadores de velocidad:

- Limitador de velocidad oscilante
- Limitador de velocidad centrifugo

Dado que el funcionamiento de ambos sistemas es similar, y la única ventaja que presenta uno frente al otro, es que a determinadas velocidades el limitador de velocidad centrifugo es más silencioso que el oscilante, se opta por instalar un limitador de velocidad centrifugo.

9.1 Perfil de garganta

El perfil de las gargantas tiene una gran influencia en la duración de los cables, dado que un mal dimensionamiento da lugar a un desgaste prematuro. Los principales tipos de garganta empleados son los trapezoidales(a) y los semicirculares con entalla (b) o sin entalla (c).

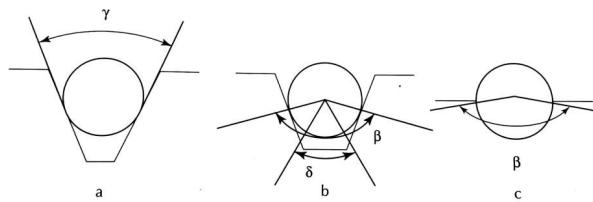


Figura 9.1. Perfil de garganta limitador de velocidad

Según el grafico de Wornle refleja la duración de los cables en función de la garganta seleccionada.

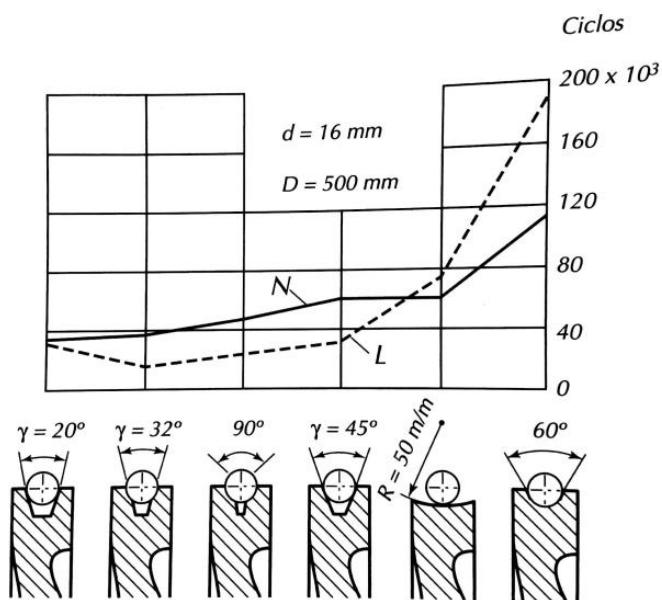


Figura 9.2. Gráfico de Wornle

9.2 Calculo de fuerzas en los cables

Previamente a seleccionar el cable del limitador de velocidad es necesario conocer la carga a rotura que es capaz de resistir. Según la norma EN 81-1, el esfuerzo provocado por el limitador de velocidad como consecuencia de su disparo debe ser como mínimo el mayor valor de los siguientes.

- 300 N
- Doble del esfuerzo para que actúe eficazmente el paracaídas

La fuerza de actuación del paracaídas viene dada por la siguiente ecuación.

$$F_b = (Q_b + Q_u) \cdot a_{frenada} \quad (9.1)$$

$$F_b = (650 + 450) \cdot 0,6 = 660 \text{ N}$$

Donde la aceleración de frenada $a_{frenada} = 0,6 \text{ m/s}^2$ ha sido obtenido en el apartado 5.1 de este mismo anexo.

Por lo tanto, según la norma EN 81-1.

$$\text{Carga a rotura} = \max\{300, 2 \cdot F_b\}$$

$$\text{Carga a rotura} = 2 \cdot 660 = 1320 \text{ N} = 1,32 \text{ kN}$$

Una vez conocida su carga a rotura podemos proceder al cálculo del cableado. Se opta por un cable tipo Seale, dado que debe resistir bien la abrasión.

Respecto a la configuración de cable, se opta por el tipo Seale 6x19 + 1 con las siguientes características.

- Diámetro: 6 mm
- Peso: 0,14 kg/m
- Resistencia a tracción: 1600 MPa
- Carga a rotura: 22 kN

Se escoge el diámetro más pequeño para este tipo de cable, ya que cualquier combinación de características cumple con los requisitos de carga a rotura. La selección de un diámetro pequeño de cable, se traduce a su vez en un tamaño más reducido de polea, dado que según la norma EN 81-1 la relación que debe existir entre el diámetro del cable limitador y la polea es de mínimo 30, lo que supone una reducción en los costes al ser de menor tamaño.

$$\frac{D}{d} \geq 30 \quad (9.2)$$

$$D \geq 6 \cdot 30 = 180 \text{ mm}$$

A continuación, se debe seleccionar el tipo de perfil de garganta a emplear. Según lo explicado en el apartado anterior, la mejor opción para la polea del limitador de velocidad, es una garganta semicircular sin entalla, ya que presenta una mayor duración respecto al resto de los perfiles, manteniendo una correcta adherencia y menor rozamiento del fondo de la garganta.

Una vez conocidos todos los parámetros a dimensionar del cable limitador de velocidad, podemos proceder al cálculo de la presión específica del cable sobre la garganta de la polea, de forma que podamos comprobar si se produce un correcto desgaste tanto de la polea como del cable.

$$p = \frac{T}{n \cdot d \cdot D} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \operatorname{sen}\beta} \quad (9.3)$$

Siendo:

- T Fuerza de frenado sobre los cables (N)
- d Diámetro de los cables (mm)
- D Diámetro de la polea (mm)
- n Número de cables
- β Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta (Para gargantas sin entalla $\beta = 0$ rad)

Para comprobar que la presión específica no sea muy elevada, es necesario que sea menor que la presión específica máxima, calculada a partir de la siguiente expresión.

$$p_{max} = \frac{12,5 + 4 \cdot \nu}{1 + \nu} \quad (9.4)$$

Aplicando ambas ecuaciones 9.3 y 9.4 obtenemos:

$$p = \frac{660}{1 \cdot 6 \cdot 180} \cdot \frac{8 \cdot \cos 0}{\pi - 0 - 0} = 1,55 \text{ MPa}$$

$$p_{max} = \frac{12,5 + 4}{1 + 1} = 8,25 \text{ MPa}$$

Como podemos observar $p < p_{max}$ por lo que el dimensionamiento del sistema limitador de velocidad es correcto.

10. Estudio cinemático

Se estudiarán los cálculos necesarios para determinar las aceleraciones y comportamientos que se podrán dar en el ascensor en distintos escenarios. Se realiza el estudio de estos escenarios con la intención de comprobar que cumplen las normativas vigentes.

Se estudian los siguientes escenarios:

- Ascensor parado en planta
- Ascensor arranca en sentido ascendente
- Ascensor en frenada convencional
- Ascensor en operación de frenado de emergencia por acción del mecanismo paracaídas.
- Ascensor en operación de frenado de emergencia por impacto contra los amortiguadores
- Ascensor en operación normal de funcionamiento a velocidad nominal

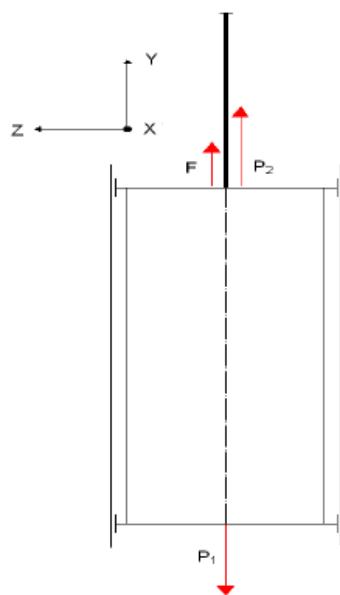


Figura 10.1. Distribución de fuerzas cabina

En la figura anterior se puede apreciar la distribución de fuerzas en la cabina.

Siendo.

- P_1 Fuerza debida a masa de la cabina cargada
- P_2 Fuerza debida a la masa del contrapeso
- F Fuerza ejercida por el motor transmitido a la polea y a los cables

Las variaciones de velocidad experimentadas en el ascensor, vienen dadas por la variación de la fuerza F, dado que tanto la fuerza P₁ como P₂ se consideran constantes.

$$P_1 = 1100 \text{ kg} \quad P_2 = 875 \text{ kg}$$

a. Ascensor parado en planta

La velocidad del ascensor es nula, ya que no se ha iniciado aun el movimiento del mismo, es decir, se trata de la situación de equilibrio del ascensor.

Empleamos la siguiente ecuación para obtener la fuerza F en la situación de equilibrio:

$$\sum F_y = F + P_2 - P_1 = 0 \quad (10.1)$$

$$F = (Q_b + Q_u) \cdot g - Q_c \cdot g = (650 + 450) \cdot 9,8 - 875 \cdot 9,8 = 2205 \text{ N}$$

b. Ascensor arranca en sentido ascendente

El motor comienza a acelerar el ascensor hasta alcanzar su velocidad nominal de 1 m/s, por lo que la fuerza F debe aumentar para conseguir que se produzca la elevación de la cabina a la velocidad de 1 m/s en 0,8 segundos, tiempo fijado para alcanzar la velocidad nominal.

Calculamos la aceleración de arranque mediante la siguiente ecuación:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (10.2)$$

$$a = \frac{1 - 0}{0,8 - 0} = 1,25 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

El espacio que recorre el ascensor durante el tiempo de arranque se determina gracias a:

$$S = S_o + v_o \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (10.3)$$

$$S = 0 + 0 + \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 0,8^2 = 0,4 \text{ m} = 400 \text{ mm}$$

Para obtener la fuerza F, empleamos la 2^a ecuación de Newton:

$$F + P_2 - P_1 = m \cdot a \quad (10.4)$$

$$F = 1100 \cdot 1,25 + 1100 \cdot 9,8 - 875 \cdot 9,8 = 3580 \text{ N}$$

c. Ascensor en frenada convencional

Corresponde al caso en el que la cabina es detenida en una operación normal de frenado, como puede ser una parada en una planta, de forma que su velocidad varía desde la velocidad nominal hasta 0 de forma progresiva.

Estudiamos el caso de frenado en sentido descendente dado que se trata del caso más problemático.

El tiempo de frenado fijado es de 1,66 segundos, como se puede comprobar en el apartado 5.1 de este mismo anexo.

Como ya se sabe, la aceleración de frenado será de 0,6 m/s².

$$a = \frac{0 - 1}{1,66} = -0,6 \frac{m}{s^2}$$

La distancia recorrida durante este tiempo, ya estudiada en el apartado 5.1, corresponde a.

$$S = 0 + 1 \cdot 1,66 - \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,66^2 = 0,83 \text{ m}$$

Mientras que la fuerza F la determinamos de igual forma que en los casos anteriores.

$$F + P_2 - P_1 = m \cdot a \quad (10.5)$$

$$F = 1100 \cdot 0,6 + 1100 \cdot 9,8 - 875 \cdot 9,8 = 2865 \text{ N}$$

d. Ascensor en operación de frenado de emergencia por acción del mecanismo paracaídas.

En caso de situación de emergencia, en la que el motor no pueda actuar en el frenado del ascensor, ya sea por rotura de los cables o similares, el ascensor debe incorporar un mecanismo paracaídas que se encargue de evitar peores consecuencias.

Según la norma EN 81, se establece que el recorrido máximo permitido en caso de disparo del paracaídas debe ser, según esta expresión, la siguiente.

$$h = \frac{v_{lim}}{2 \cdot g} + 0,1 + 0,03 \quad (10.6)$$

La velocidad límite para la activación del paracaídas viene determinada también por la norma EN 81. Para un paracaídas instantáneo con efecto amortiguado para velocidades de menos de 1 m/s es de:

$$v_{lim} = 1,5 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, el recorrido máximo queda definido de la siguiente forma:

$$h = \frac{1,5}{2 \cdot 9,8} + 0,1 + 0,03 = 0,206 \text{ m}$$

Una vez obtenida el recorrido, podemos obtener el tiempo en función del recorrido y la velocidad del sistema.

$$S = S_o + v_o \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = v_{lim} \cdot \Delta t + \frac{1}{2} \cdot \frac{(v - v_{lim})}{\Delta t} \cdot \Delta t^2 \quad (10.7)$$

$$\Delta t = \frac{2 \cdot h}{v_{lim}} = \frac{2 \cdot 0,206}{1,5} = 0,274 \text{ seg}$$

A partir del tiempo, obtenemos la deceleración.

$$a = \frac{0 - 1,5}{0,274} = -5,47 \text{ m/s}^2$$

- e. Ascensor en operación de frenado de emergencia por impacto contra los amortiguadores

Si por accidente el ascensor alcanza una velocidad superior a la nominal, pero inferior a la de actuación del paracaídas, y el limitador por alguna razón no es capaz de cortar la alimentación al freno del motor puede producirse el impacto de la cabina o del contrapeso contra la amortiguación.

La velocidad máxima en este caso será de 1,49 m/s, ya que a partir de 1,5 m/s se produce la activación del limitador y por tanto del mecanismo paracaídas.

La normativa fija el valor de recorrido máximo de los amortiguadores en 0,135 m, como podemos ver en el apartado 8.1 de este mismo anexo.

$$h = 0,135 \text{ m}$$

$$\Delta t = \frac{2 \cdot h}{v_{lim}} = \frac{2 \cdot 0,135}{1,49} = 0,181 \text{ seg}$$

$$a = \frac{0 - 1,49}{0,181} = -8,22 \text{ m/s}^2$$

- f. Ascensor en operación normal de funcionamiento a velocidad nominal

La velocidad del ascensor es constante en 1 m/s por lo que el sistema no experimenta ninguna aceleración ni fuerza externa. La situación es análoga al apartado a).

Como resumen de los distintos casos a estudio, se muestra la siguiente tabla.

- a. Ascensor parado en planta
- b. Ascensor arranca en sentido ascendente
- c. Ascensor en frenada convencional
- d. Ascensor en operación de frenado de emergencia por acción del mecanismo paracaídas.
- e. Ascensor en operación de frenado de emergencia por impacto contra los amortiguadores
- f. Ascensor en operación normal de funcionamiento a velocidad nominal

	a)	b)	c)	d)	e)	f)
F (N)	2205	3580	2865			2205
Δv (m/s)	0	1	1	1,5	1,49	0
a (m/s²)	0	1,25	-0,6	-5,47	-8,22	0
Δt (seg)		0,8	1,66	0,274	0,181	
Δs (m)	0	0,4	0,83	0,206	0,135	0
Sentido		Ascendente	Descendente	descendente	descendente	Ambos

Tabla 10.1. Tabla resumen estudio cinemático

Como podemos observar las aceleraciones que se producen en los distintos casos son perfectamente aceptables por el cuerpo humano, dado que este es capaz de soportar sin problema hasta una aceleración de 2·g durante un periodo prolongado, mientras que en ninguno de los casos se sobrepasa la g.

11. Índice de figuras

<i>Figura 1.1. Cuarto de maquinas</i>	5
<i>Figura 1.2. Motor.....</i>	7
<i>Figura 1.3. Reductor sinfín corona.....</i>	8
<i>Figura 1.4. Polea tracción y desvío</i>	9
<i>Figura 1.5. Contrapeso</i>	10
<i>Figura 1.6. Ascensor hidráulico.....</i>	11
<i>Figura 1.7. Montacargas</i>	14
<i>Figura 1.8. Montacamas</i>	15
<i>Figura 1.9. Montacoches</i>	15
<i>Figura 2.1. Cabina ascensor Simulación</i>	17
<i>Figura 3.1. Calculo contrapeso</i>	18
<i>Figura 4.1. Motor corriente alterna asíncrono</i>	21
<i>Figura 4.2. Motor corriente alterna síncrono</i>	22
<i>Figura 5.1. Freno de disco.....</i>	33
<i>Figura 6.1.Reductor sinfín corona.....</i>	37
<i>Figura 6.2. Parámetros diseño reductor</i>	39
<i>Figura 6.3. Angulo de avance</i>	39
<i>Figura 6.4. Velocidades tornillo sinfín.....</i>	39
<i>Figura 6.5. Coeficiente rozamiento.....</i>	41
<i>Figura 6.6. Tabla selección Reductor</i>	43
<i>Figura 7.1. Configuración suspensión.....</i>	44
<i>Figura 7.2. Elementos de un cable.....</i>	46
<i>Figura 7.3. Seale</i>	46
<i>Figura 7.4. Warrington</i>	47
<i>Figura 7.5. Filler-Wire</i>	47
<i>Figura 7.6. Cargas en las poleas</i>	47
<i>Figura 7.7. Seale 6x19.....</i>	48
<i>Figura 7.8. Perfil gargantas</i>	50
<i>Figura 7.9. Gráfico de Wornle.....</i>	51
<i>Figura 7.10. Configuración polea de desvío.....</i>	54
<i>Figura 8.1. Amortiguador elástico</i>	56
<i>Figura 8.2. Amortiguador acumulador de energía</i>	56
<i>Figura 8.3. Amortiguador hidráulico</i>	57
<i>Figura 8.4. Amortiguador disipación de energía</i>	58
<i>Figura 8.5. Dimensiones Amortiguador.....</i>	59
<i>Figura 8.6. Esfuerzos sobre amortiguador.....</i>	60
<i>Figura 8.7. Coeficiente de Wahl.....</i>	63
<i>Figura 8.8. Comprobación de pandeo</i>	66
<i>Figura 8.9. Comprobación pandeo cabina.....</i>	67
<i>Figura 8.10. Comprobación pandeo contrapeso</i>	67
<i>Figura 9.1.Perfil de garganta limitador de velocidad</i>	70
<i>Figura 9.2. Gráfico de Wornle.....</i>	70
<i>Figura 10.1. Distribución de fuerzas cabina</i>	73

12. Índice de tablas

<i>Tabla 1.1. Configuración grupo tractor en función de velocidad nominal y tipo de edificio</i>	6
<i>Tabla 2.1. Nº pasajeros y carga máxima según superficie cabina</i>	16
<i>Tabla 2.2. Dimensiones cabina en función de carga y nº personas.....</i>	17
<i>Tabla 4.1. Tabla selección motor tracción.....</i>	29
<i>Tabla 5.1. Tabla selección freno</i>	36
<i>Tabla 7.1. Características cable Seale 6x19.....</i>	49
<i>Tabla 7.2. Características cable seleccionado</i>	49
<i>Tabla 10.1. Tabla resumen estudio cinemático</i>	77



Trabajo Fin de Grado

Análisis y diseño del sistema de tracción de un
ascensor residencial

Analysis and design of the drive system of a
residential elevator

ANEXO SIMULACIÓN

Autor/es

Carlos Muñoz Villoria

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

Índice Anexo Simulación

1	Modelado en SolidWorks Motion	3
2	Calculo componentes para Simulación	4
2.1	Motor de tracción	4
2.1.1	Potencia	4
2.1.2	Par de arranque	5
2.1.3	Par nominal.....	5
2.2	Freno	6
2.3	Reductor.....	7
3	Modelado de piezas y ensamblaje	8
4	Relaciones de posición mecánicas	12
5	Simulación de movimiento. SolidWorks Motion.....	16
5.1	Operación de elevación convencional	18
5.1.1	Resultados	20
5.2	Operación de frenado convencional.....	24
5.2.1	Resultados	26
5.3	Ascensor parado en planta	27
5.3.1	Resultados	29
6	Conclusiones simulación.....	30
7	Índice de figuras	31
8	Índice de tablas.....	32

1 Modelado en SolidWorks Motion

Una vez calculados y obtenidos los parámetros de diseño de los distintos componentes que conforman el sistema de tracción y elevación del ascensor residencial, se procede a su modelado. Esta labor de modelado se realiza mediante SolidWorks, un software de CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 3D. Este programa permite modelar y diseñar piezas, realizar ensamblajes y obtener simulaciones de comportamiento de los componentes.

En nuestro caso, empleamos este software para realizar el modelado de las distintas piezas que forman el conjunto, para posteriormente realizar una simulación de movimiento en SolidWorks Motion.

Dado que el objetivo de este modelo es el estudio del movimiento del ascensor y la comprobación de los resultados obtenidos en el *Anexo de Cálculos*, se trata de un modelo simplificado de un ascensor que nos permita estudiar correctamente el movimiento, no tratándose de un modelado real del ascensor de todos los componentes que conforman un ascensor.

2 Calculo componentes para Simulación

En el anexo de cálculos, se ha realizado el cálculo de los distintos componentes que forman el ascensor. Estos cálculos han sido realizados teniendo en cuenta un rendimiento de la instalación de aproximadamente el 70%.

Sin embargo, dado que la simulación trata de obtener un modelo simplificado del movimiento del ascensor, vamos a suponer que el rendimiento de la instalación para la simulación es del 100% para simplificar el modelado en SolidWorks, ya que este no permite de forma sencilla establecer un rendimiento al sistema diseñado.

Por este motivo es necesario recalcular ciertos parámetros del Anexo de Cálculos considerando una eficiencia unitaria y poder comparar los resultados con los que obtendremos de la simulación, bajo las mismas condiciones.

2.1 Motor de tracción

En primer lugar, debemos recalcular los siguientes parámetros del motor de tracción:

2.1.1 Potencia

Para el cálculo de la potencia, empleamos la ecuación 4.1 del *Anexo de Cálculos*, sin tener en cuenta el rendimiento.

$$P = \frac{Q * v}{h}$$
$$P = \frac{(225 \cdot 9,8) \cdot 1}{1} = 2205 W = 2,2 kW$$

2.1.2 Par de arranque

Recalculamos el valor del par de arranque necesario para poner en marcha el ascensor, mediante la ecuación 4.2, 4.4 y 4.5, empleando el mismo método definido en el *Anexo de Cálculos*, sin tener en cuenta el rendimiento.

$$M_m = \frac{M_{util} + M_I}{\hbar}$$

$$M_{util} = \frac{M_T}{i_g}$$

$$M_I = I_{eqv} \cdot \alpha_m$$

Para el cálculo del par de arranque, el momento de inercia y el momento útil serán los mismos que los calculados en el *Anexo de Cálculos*.

$$M_{util} = \frac{418,95}{30} = 13,96 \text{ Nm}$$

$$M_I = 0,305 \cdot 197,37 = 60,37 \text{ Nm}$$

Finalmente, el par de arranque obtenido es:

$$M_m = \frac{M_{util} + M_I}{\hbar} = \frac{13,96 + 60,37}{1} = 74,33 \text{ Nm}$$

2.1.3 Par nominal

Realizamos el cálculo del par nominal del mismo modo, mediante la ecuación 4.11 del *Anexo de Cálculos*.

$$M_{util} = 13,96 \text{ Nm}$$

$$M_{m \text{ nominal}} = \frac{M_{util}}{\hbar}$$

Obteniendo un valor de:

$$M_{m \text{ nominal}} = \frac{13,96}{1} = 13,96 \text{ Nm}$$

2.2 Freno

Para poder establecer una comparación real con el modelo de simulación, se debe calcular el par de frenada necesario para detener el ascensor sin tener en cuenta el porcentaje extra del 125% de la carga nominal exigido por la norma.

El procedimiento de cálculo es el mismo, con la única modificación de la masa.

$$Q_u = 450 \text{ kg}$$

$$Q_{cabina} = Q_b + Q_u = 650 + 450 = 1100 \text{ kg}$$

Calculamos la variación de energía cinética.

$$\sum E_{cinetica} = \frac{1}{2} \cdot 1100 \cdot (1^2 - 0) + \frac{1}{2} \cdot 875 \cdot (1^2 - 0) + \frac{1}{2} \cdot 0,305 \cdot (157,1^2 - 0)$$

$$\sum E_{cinetica} = 4751,26 \text{ W}$$

Mientras que la variación de energía potencial.

$$\sum E_{potencial} = 1100 \cdot 9,8 \cdot 0,83 + 875 \cdot 9,8 \cdot (-0,83)$$

$$\sum E_{potencial} = 1830,15 \text{ W}$$

Por lo tanto, podemos obtener el trabajo que debe realizar el freno para detener el ascensor.

$$W_{freno} = 4751,26 + 1830,15 = 6581,41 \text{ W}$$

$$W_{freno} = M_F \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

Calculamos la deceleración angular durante el tiempo de frenada.

$$\omega_2 = \omega_1 - \alpha \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\alpha = \frac{0 - 157,1}{1,66} = 94,63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Una vez obtenida la deceleración angular podemos calcular la variación angular.

$$\theta_2 - \theta_1 = \omega_1(t_2 - t_1) - \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot (t_2 - t_1)^2$$

$$\theta_2 - \theta_1 = 157,1 \cdot 1,66 - \frac{1}{2} \cdot 94,63 \cdot 1,66^2$$

$$\theta_2 - \theta_1 = 130,39 \text{ rad}$$

Conocidos todos los parámetros necesarios, calculamos el par de frenada necesario.

$$M_F = \frac{W_{freno}}{\theta_2 - \theta_1} = \frac{6581,41}{130,39}$$

$$M_F = 50,47 \text{ Nm}$$

Este valor del par de frenada, será el valor que compararemos con los resultados obtenidos en la simulación.

2.3 Reductor

En el caso del reductor, el único valor que se debe recalcular para la simulación es el momento torsor transmitido por el reductor.

Por un lado, el momento torsor en la polea de tracción es el mismo que en el anexo de Cálculos.

$$M_T = 418,95 \text{ Nm}$$

Considerando nulas las perdidas entre polea y corona, el momento torsor en la corona es igual al de la polea:

$$M_r = 418,95 \text{ Nm}$$

Mientras que el momento torsor en el tornillo, considerando una eficiencia unitaria, obtenemos un valor de:

$$M_p = \frac{M_r}{i_G \cdot j} = \frac{418,95}{30 \cdot 1} = 13,96 \text{ Nm}$$

El cual coincide con el valor del par nominal transmitido por el motor.

3 Modelado de piezas y ensamblaje

En primer lugar, se realiza el modelado de los distintos componentes del ascensor.

- **Cabina**

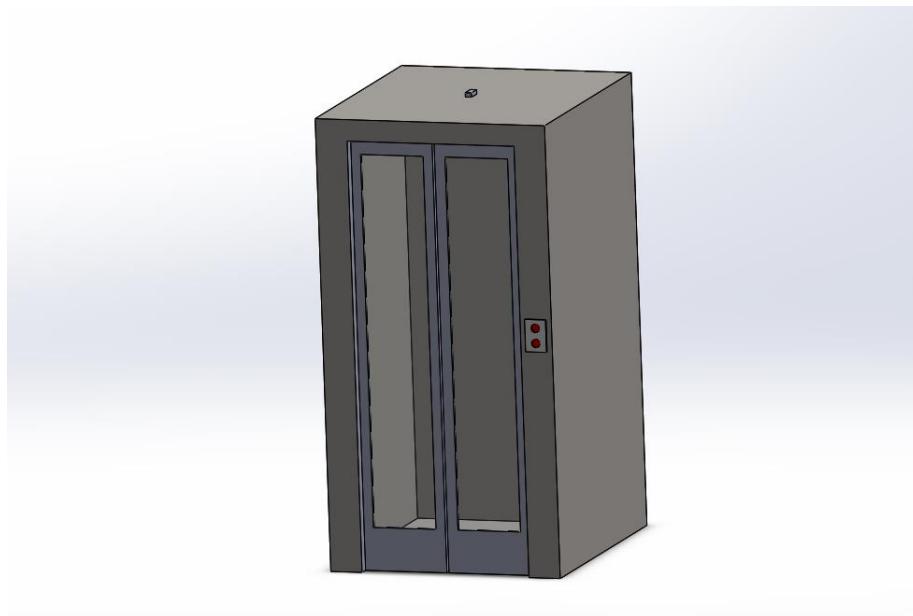


Figura 3.1. Cabina

- **Contrapeso**

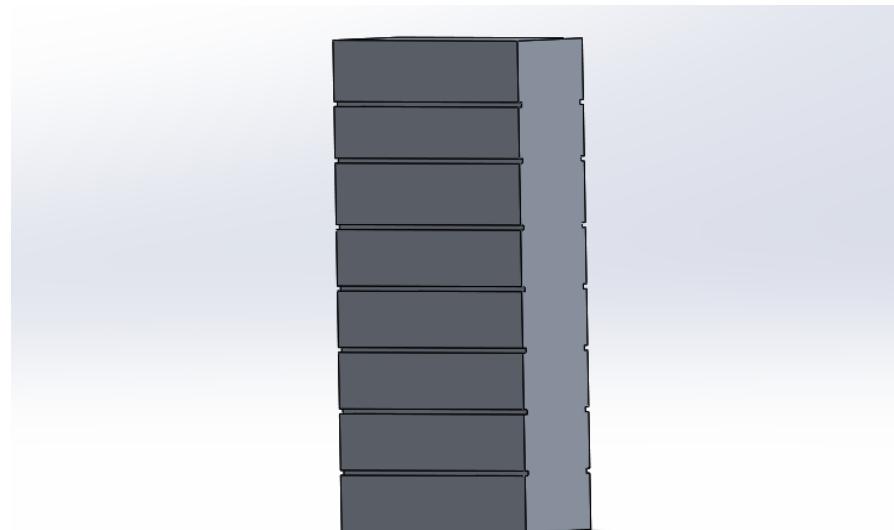


Figura 3.2. Contrapeso

- **Polea de tracción**

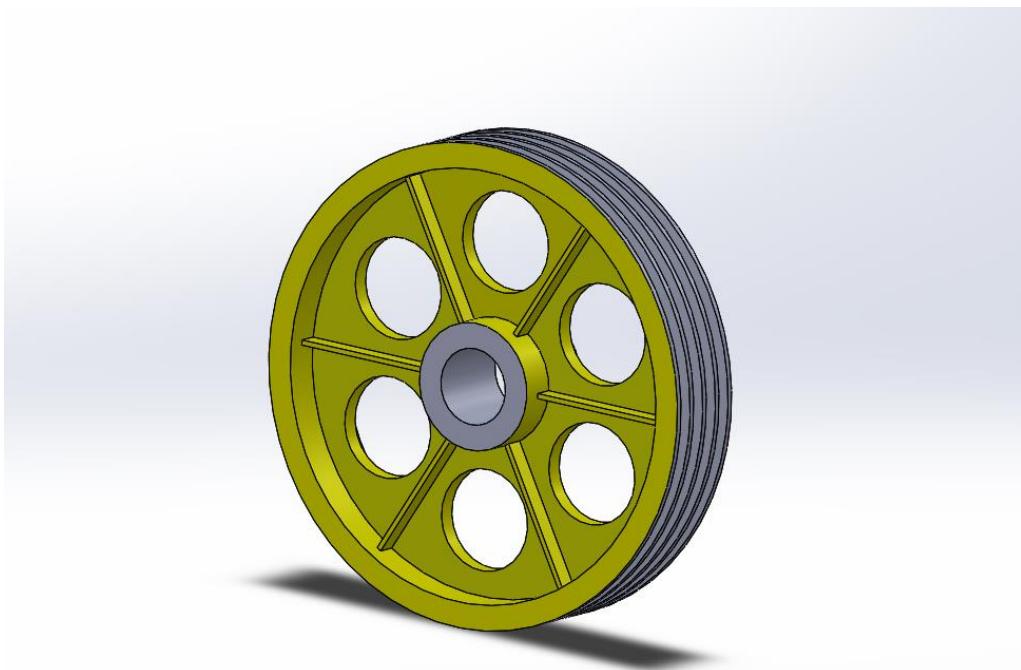


Figura 3.3. Polea de tracción

- **Polea desvío**

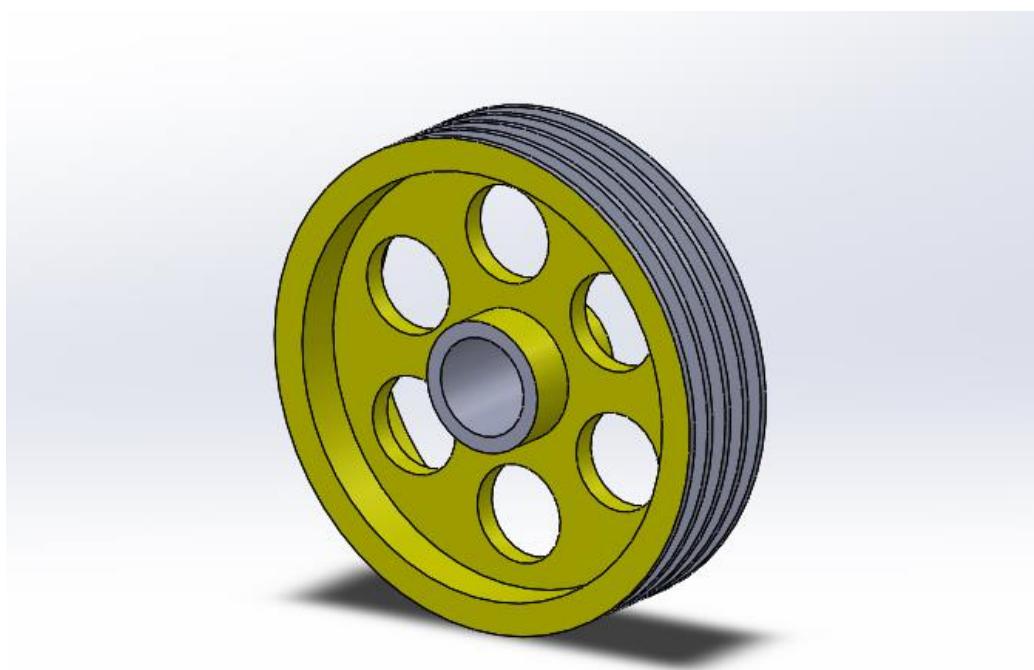


Figura 3.4. Polea desvío

- **Conjunto tracción**

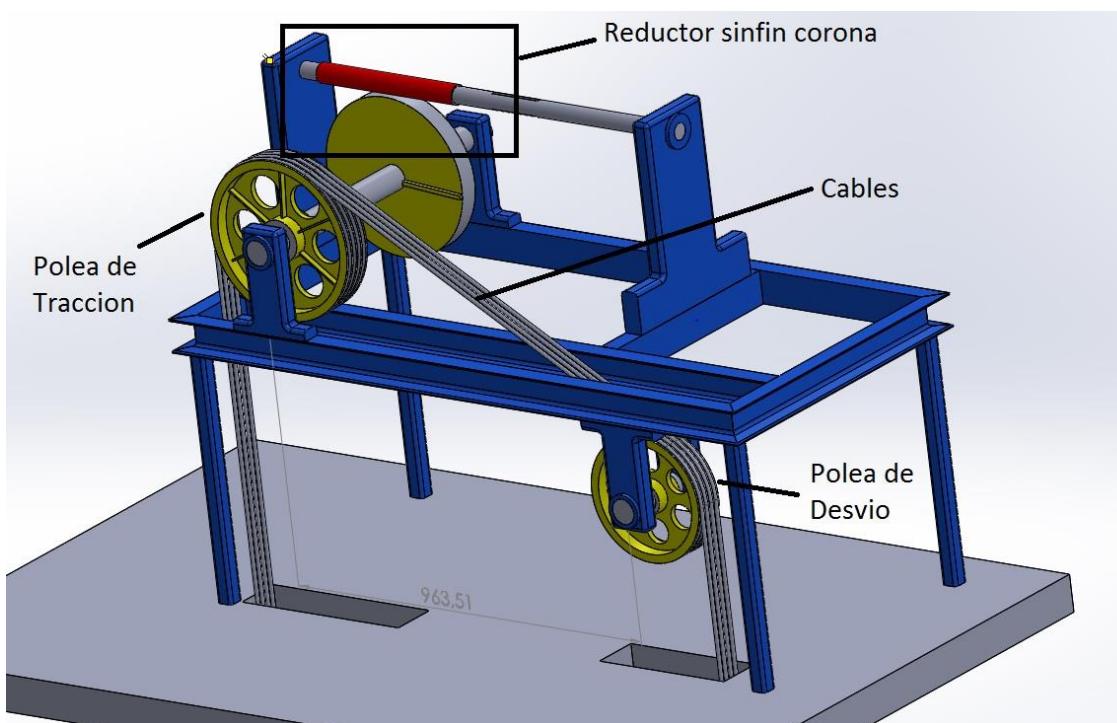


Figura 3.5. Conjunto tracción

- **Cabina y contrapeso**

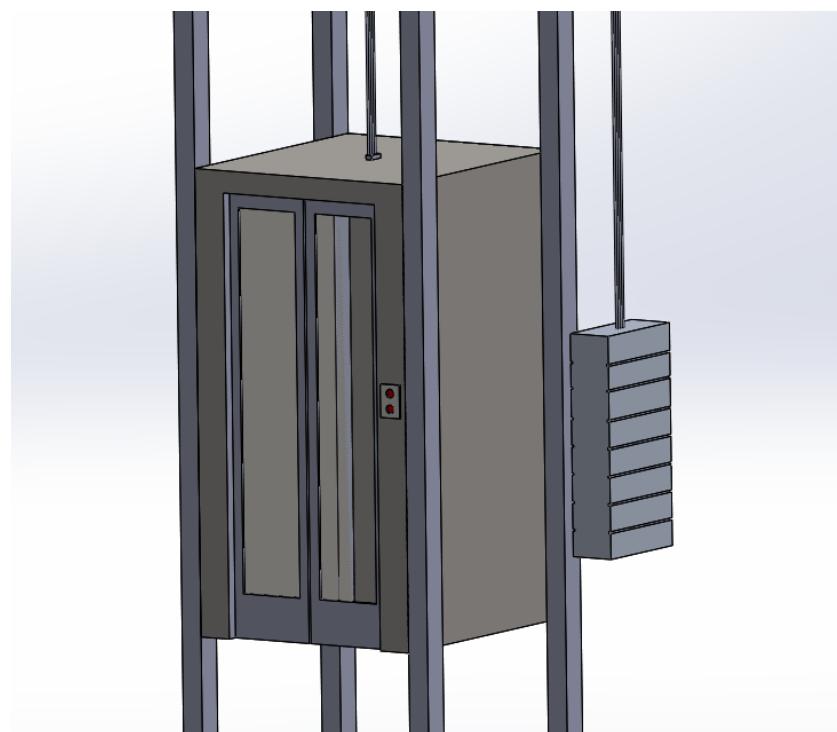


Figura 3.6. Cabina y contrapeso

Una vez modelados los distintos componentes, los ensamblamos formando el conjunto del ascensor, estableciendo las distintas relaciones de posición que permitan el movimiento correcto del ascensor.

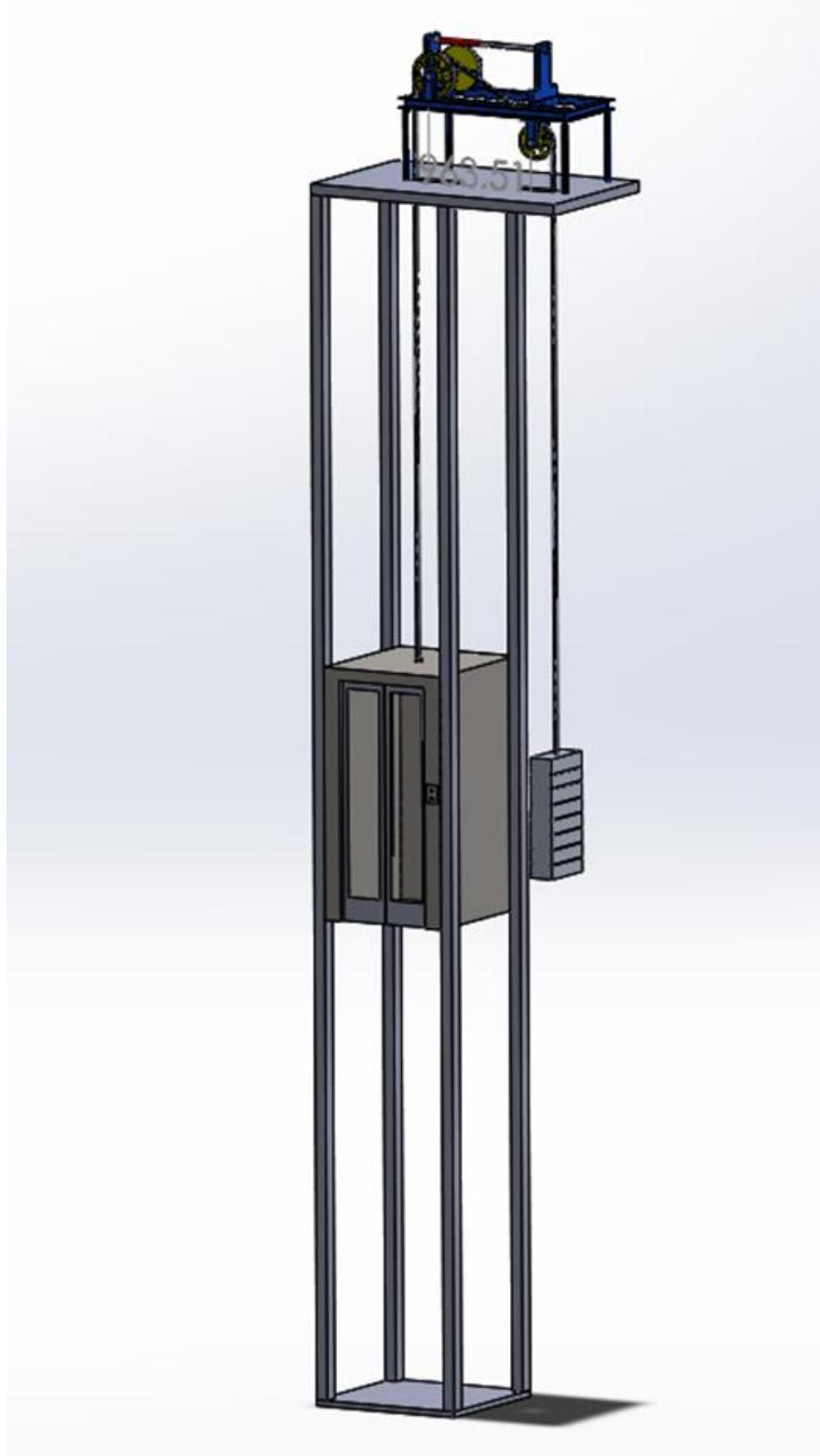


Figura 3.7. Conjunto ensamblado

4 Relaciones de posición mecánicas

Entre las relaciones de posición a destacar, encontramos las relaciones mecánicas entre componentes.

- **Relación de posición de engranaje**

Para el modelado del reductor sínfín corona es necesario establecer una relación de engranajes entre ambos ejes del reductor, de forma que se cumpla la relación de transmisión deseada de 30 sobre el eje de la polea, de forma que se transmita el movimiento del motor del eje del mismo, al eje de la polea a través del reductor.

Para ello elegimos la relación de posición de engranaje, y establecemos la relación deseada de 30 a 1.

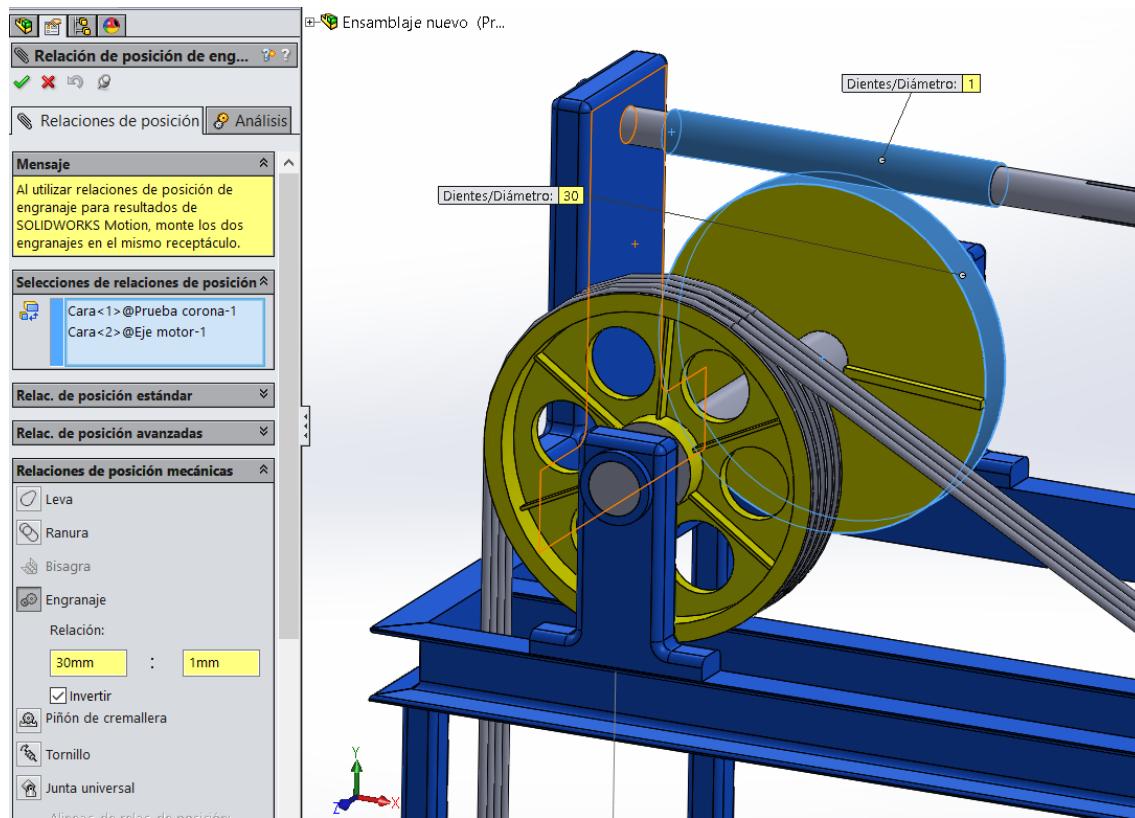


Figura 4.1. Relación de posición de engranaje

- Relación de posición de correa

Para que las poleas de tracción y desvío giren de forma solidaria, se establece una relación de posición de correa, de forma que giren simultáneamente al subir y bajar la cabina o contrapeso.

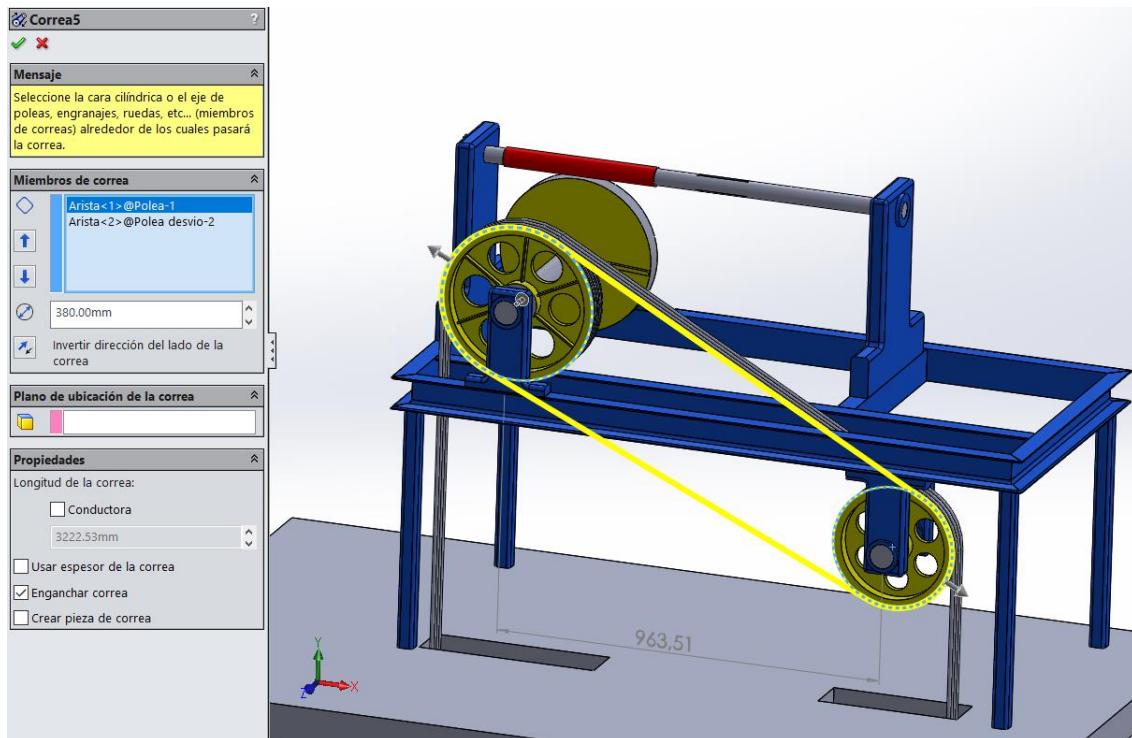


Figura 4.2. Relación de posición de correa

- Relación de posición de cremallera

Establecemos una nueva relación de posición de cremallera entre la cabina y la polea de tracción, para que, al girar la polea de tracción por el giro del motor transmitido a través del reductor, la cabina sube o baje dependiendo del sentido de giro.

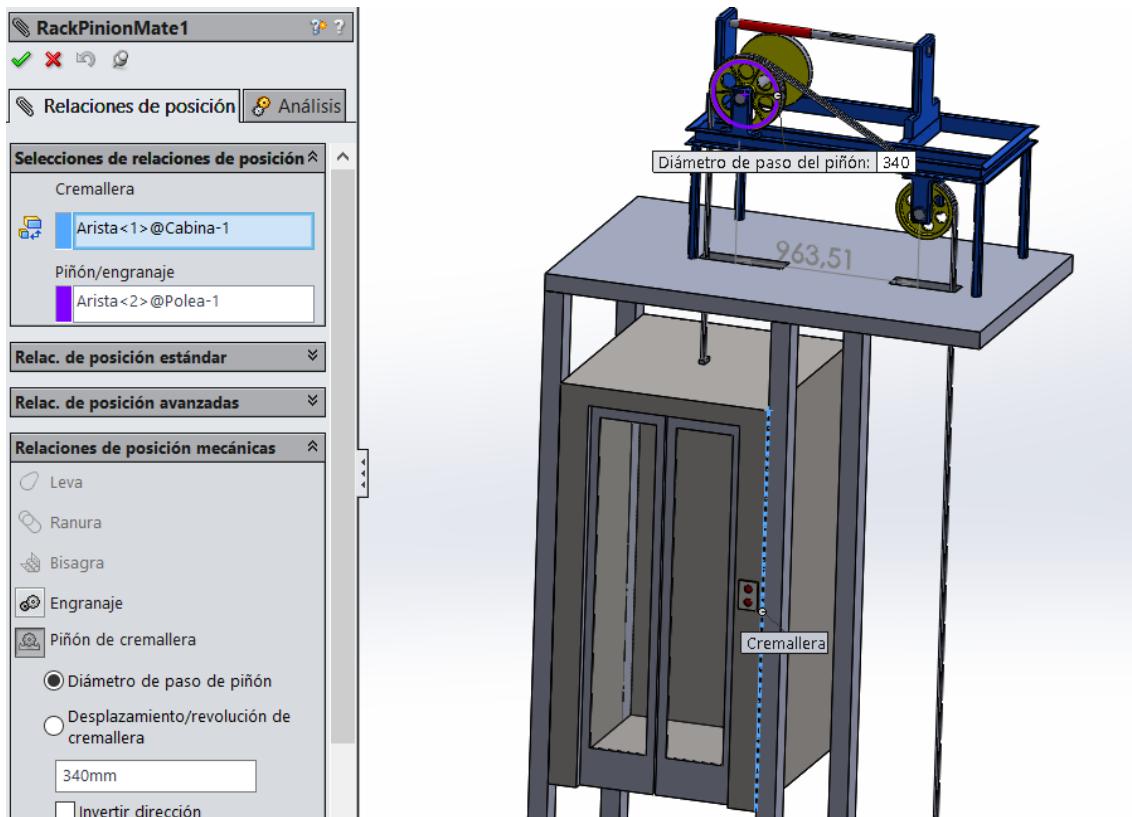


Figura 4.3. Relación de posición de cremallera

- Relación de posición de acoplamiento lineal inverso

Finalmente, para establecer una relación entre el movimiento de la cabina y el contrapeso análoga a la producida en un ascensor, se establece una relación de posición de acoplamiento lineal inverso entre cabina y contrapeso de 1 a 1, de forma que cuando la cabina ascienda, el contrapeso descienda y viceversa.

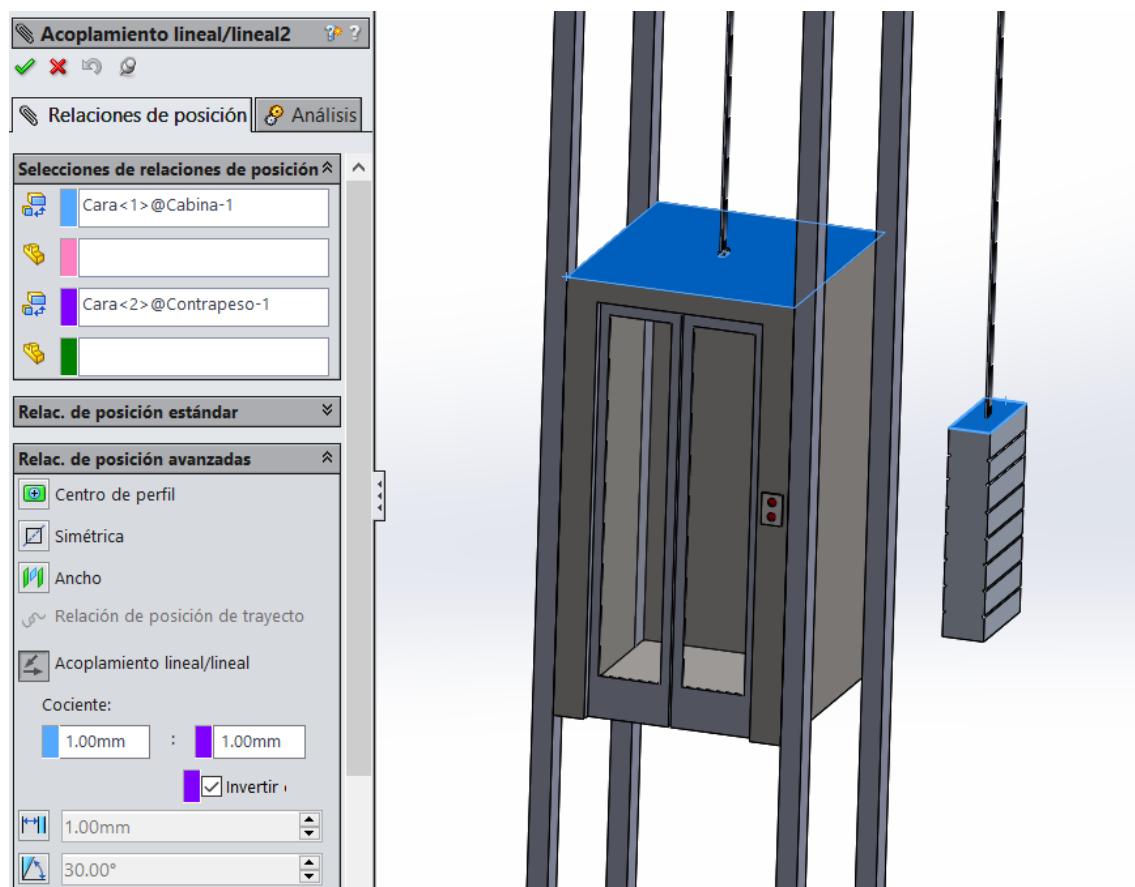


Figura 4.4. Relación de posición de acoplamiento lineal inverso

De esta forma, a partir de las relaciones de posición definidas, podemos transmitir el movimiento del motor a la polea de tracción, a través del reductor, y de la polea de tracción a la cabina simulando la acción de los cables.

5 Simulación de movimiento. SolidWorks Motion

Una vez modelado el conjunto y establecidas las relaciones de posición que permitan el movimiento de los componentes esenciales del ascensor, se procede al estudio de movimiento mediante SolidWorks Motion.

En primer lugar, para poder comprobar los resultados obtenidos en el *Anexo de Cálculos*, debemos introducir los parámetros conocidos del ascensor, así como peso e inercias de los componentes principales.

Para ello, debemos sustituir los valores proporcionados por el programa, por los valores definidos en el estudio.

Sustituiremos las masas de cabina y contrapeso, mediante la opción de propiedades físicas de SolidWorks.

De la misma forma, sustituiremos los valores de inercia calculados para el eje motor y tornillo sinfín y el eje de la polea y corona.

Para comenzar con la simulación de movimiento, seleccionamos análisis de movimiento en la pestaña de estudio de movimiento.



Figura 5.1. Análisis movimiento

Para realizar la simulación de movimiento es necesario que introduzcamos factores externos que produzcan el movimiento del ascensor.

En primer lugar, introducimos el valor de la gravedad, de forma que esta actúe en nuestro modelo.

Para ello, seleccionamos en la barra de herramientas el ícono de gravedad.



Figura 5.2. Barra de herramientas gravedad

Introducimos el valor de la gravedad.

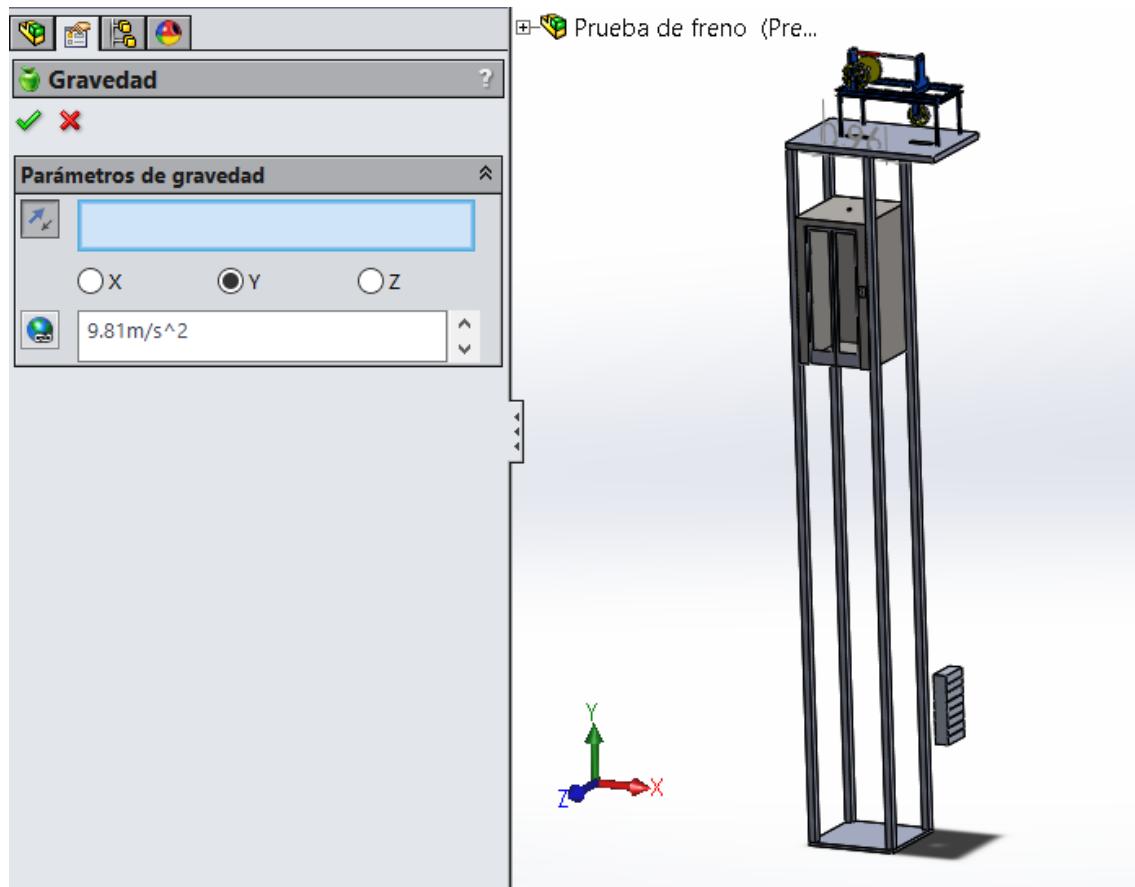


Figura 5.3. Gravedad SolidWorks

5.1 Operación de elevación convencional

La operación de elevación convencional consiste en la operación normal de funcionamiento del ascensor. El objetivo de la simulación es la comprobación del par de arranque y par nominal, la velocidad y aceleración de la cabina, y las velocidades angulares del motor y polea.

Para llevar a cabo la simulación de movimiento convencional de elevación del ascensor, introducimos el motor de tracción en el eje motor. Para ello seleccionamos la opción motora rotatorio en la barra de herramientas.



Figura 5.4. Barra de herramientas motor

Seleccionamos el lugar y la dirección, y elegimos en la pestaña movimiento la opción, puntos de datos.

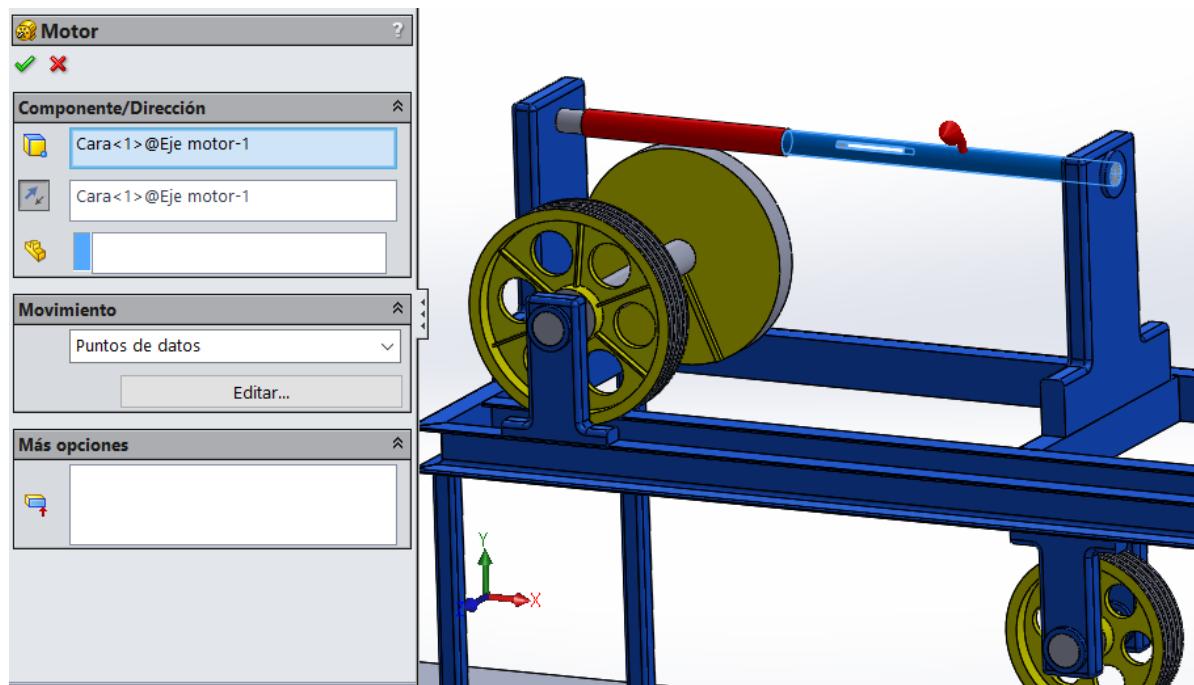


Figura 5.5. Motor SolidWorks

Editamos en la ventana de puntos de datos, introduciendo los valores calculados del motor, introduciendo el tiempo de arranque para que el motor llegue a la velocidad nominal.

Tiempo (s)	Valor
0s	0.00°/s
0.8s	9046.72°/s
8s	9046.72°/s
Haga clic para agregar una fila	

Tabla 5.1. Tabla motor

Obtenemos la siguiente grafica de la velocidad angular del motor.

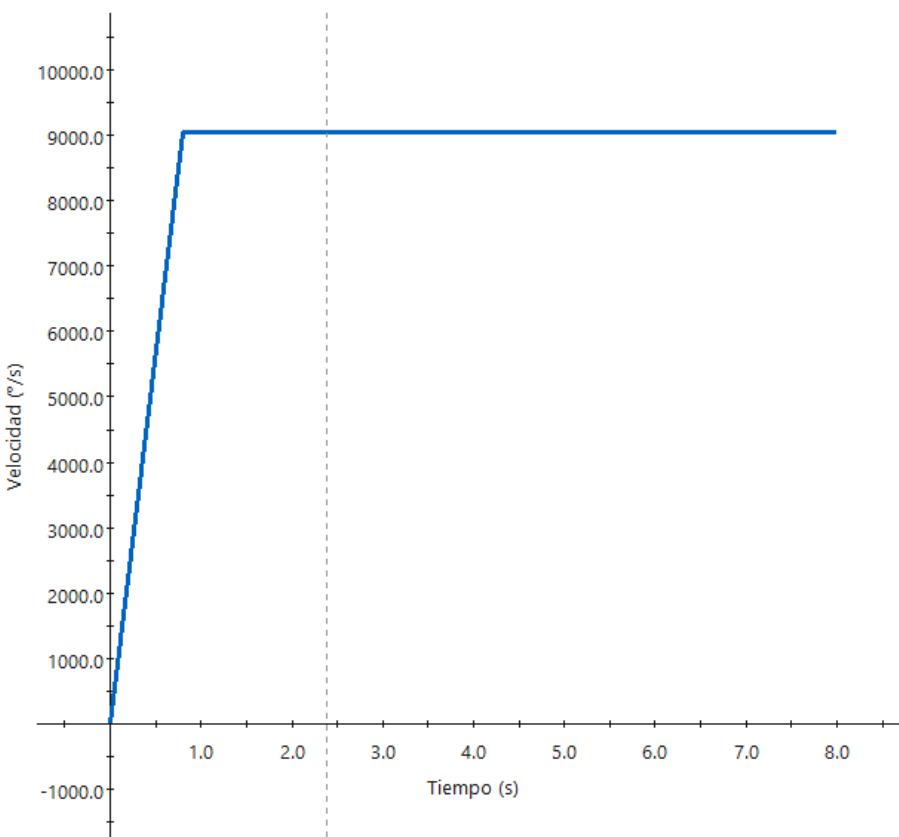


Figura 5.6. Grafica Velocidad/Tiempo Motor

Una vez introducido los valores del motor que accionara el mecanismo del ascensor, procedemos al cálculo del movimiento mediante el programa. Para ello seleccionamos la opción “calcular” en la barra de herramientas.



Figura 5.7. Barra herramientas calcular

El programa comienza el movimiento y cálculo del ascensor.

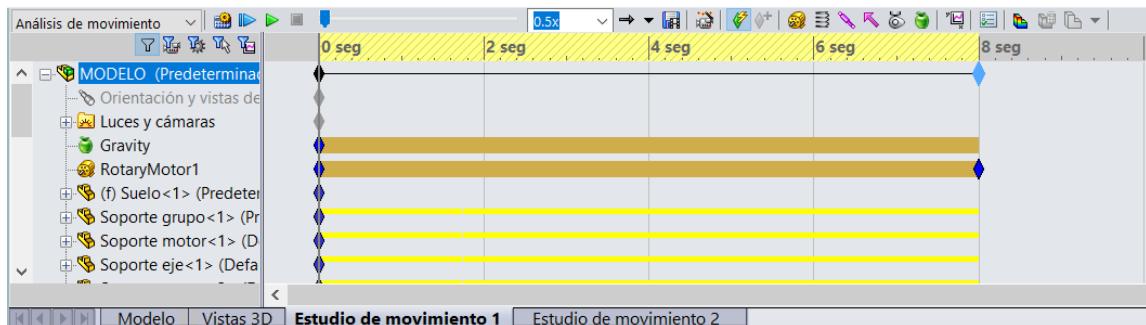


Figura 5.8. Calculo Estudio de Movimiento 1

5.1.1 Resultados

Los resultados obtenidos se resumen en las siguientes gráficas. Las cuales comparamos con los valores obtenidos en los cálculos del *Anexo de Cálculos*.

- **Par de arranque y par nominal**

En el apartado 2.1 de este mismo anexo, obtenemos un valor para el par de arranque, considerando eficiencia unitaria:

$$M_m = 74,33 \text{ Nm}$$

Mientras que el valor de par nominal, en el apartado 2.1 es de:

$$M_{m \text{ nominal}} = 13,96 \text{ Nm}$$

Según las gráficas obtenidas en la simulación de movimiento obtenemos:

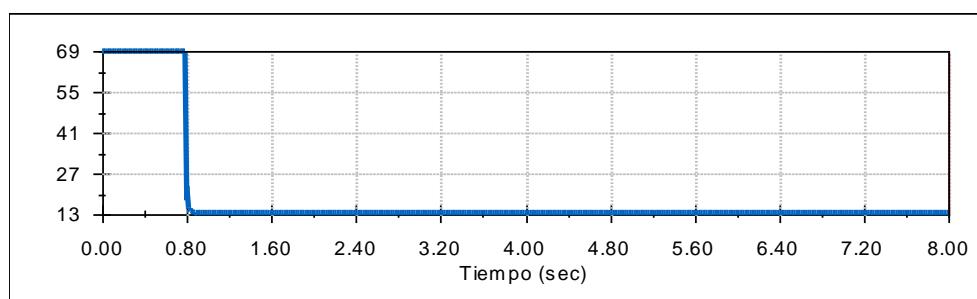


Figura 5.9. Par de arranque y par nominal

$$M_m = 69 \text{ Nm}$$

$$M_{m \text{ nominal}} = 13 \text{ Nm}$$

Por lo que podemos comprobar que los resultados obtenidos analíticamente corresponden con los valores obtenidos con la simulación.

- **Velocidad angular motor**

La velocidad angular del motor es un valor definido en el *Anexo de Cálculos*.

$$\omega_m = 1500 \text{ rpm} = 157,1 \text{ rad}$$

Con un tiempo para alcanzar la velocidad nominal definido de:

$$t = 0,8 \text{ seg}$$

Según las gráficas obtenidas en el análisis de movimiento:

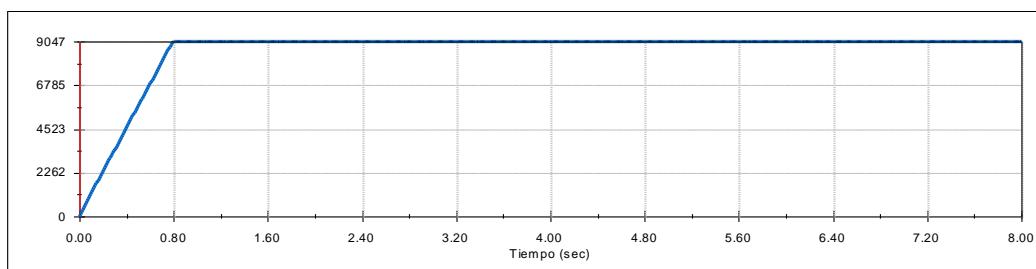


Figura 5.10. Velocidad angular motor

$$\omega_m = 9046,72 \text{ °/seg} = 1500 \text{ rpm}$$

Comprobando que la velocidad definida es la correcta.

- **Velocidad nominal ascensor**

La velocidad nominal proyectada del ascensor en el *Anexo de Cálculos* es de:

$$v_{nom} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con un tiempo para alcanzar la velocidad nominal definido de:

$$t = 0,8 \text{ seg}$$

Según las gráficas obtenidas en el análisis de movimiento

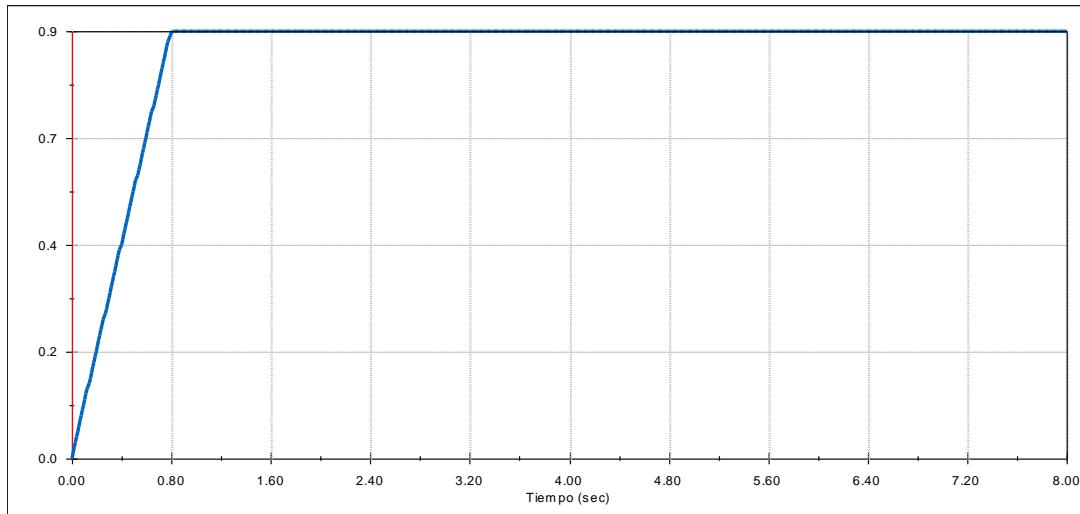


Figura 5.11. Velocidad nominal ascensor

$$v_{nom} = 0,9 \text{ m/s}$$

Comprobando que la velocidad nominal obtenida es muy similar a la velocidad planteada en el *Anexo de Cálculos*.

- **Velocidad nominal contrapeso**

Comprobamos que la velocidad de la cabina y el contrapeso es la misma.

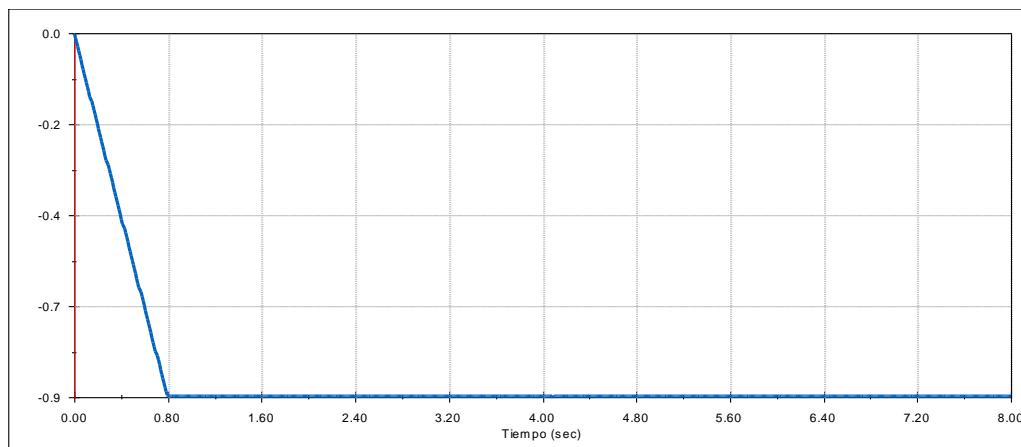


Figura 5.12. Velocidad nominal contrapeso

$$v_{nom} = 0,9 \text{ m/s}$$

- **Velocidad angular polea**

La velocidad angular de la polea viene definida por la relación de reducción del motor con el eje de la polea, por lo que con una relación de reducción de aproximadamente 30, según el *Anexo de Cálculos*, tenemos un valor de:

$$w = 5,26 \text{ rad/s} = 50,25 \text{ rpm}$$

Según las gráficas obtenidas en el análisis de movimiento:

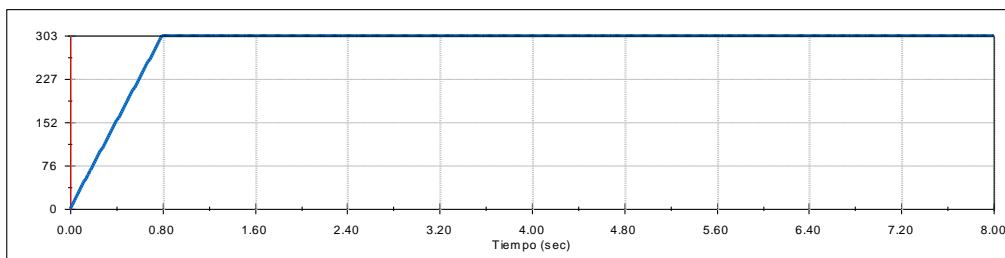


Figura 5.13. Velocidad angular polea

$$w = 303 \text{ }^{\circ}/\text{seg} = 50,5 \text{ rpm}$$

Comprobando que la velocidad angular definida en el *Anexo de Cálculos* coincide con la obtenida en la simulación de movimiento.

- **Aceleración lineal ascensor**

La aceleración definida en el *Anexo de Cálculos* es de:

$$a = \frac{1-0}{0,8-0} = 1,25 \text{ m/s}^2$$

Según las gráficas obtenidas en el análisis de movimiento:

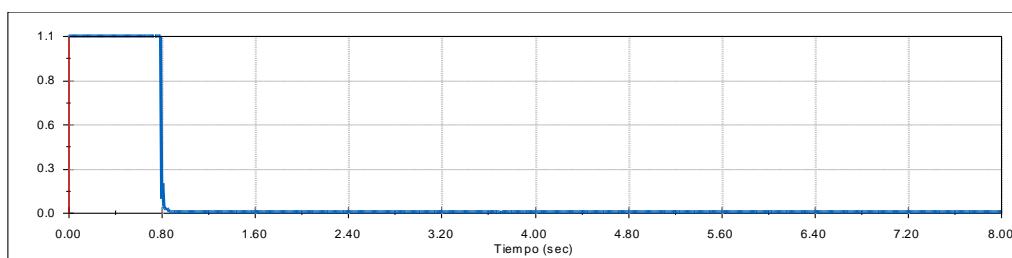


Figura 5.14. Aceleración lineal ascensor

$$a = 1,1 \text{ m/s}^2$$

Comprobando que el valor obtenido es similar al definido en el apartado de cálculos.

5.2 Operación de frenado convencional

La operación de frenado convencional consiste en la frenada del ascensor durante un movimiento convencional, como podría ser una parada en piso. El objetivo de esta simulación es la comprobación del par de frenada calculado en el *Anexo de Cálculos* en el tiempo calculado para la frenada.

El movimiento durante la simulación consistirá en el movimiento del ascensor calculado con anterioridad, introduciéndole el par de frenada calculado en el *Anexo de Cálculos* sobre el eje motor, comprobando que se produce la frenada del mismo en el tiempo calculado.

El motor funcionará durante los primeros dos segundos, a partir de los cuales se introducirá el par de frenada.

Para llevar a cabo la simulación de frenado convencional del ascensor, debemos seleccionar la opción de fuerzas en la barra de herramientas.



Figura 5.15. Barra de herramientas freno

En el cuadro de diálogo que aparece, seleccionamos la opción de torsión.

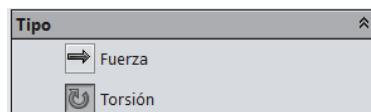


Figura 5.16. Torsión

Seleccionamos el eje del motor, aplicando el par de frenada en sentido contrario al definido para el motor, dado que el objetivo del par aplicado es frenar el movimiento del ascensor provocado por el motor.

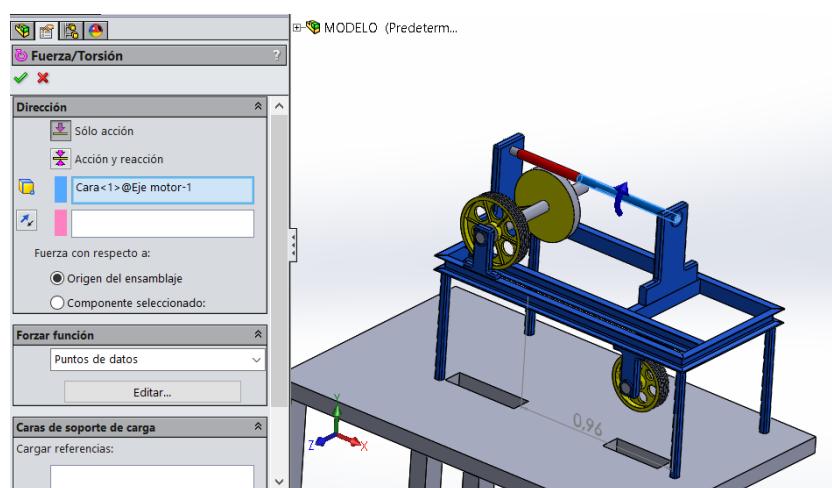


Figura 5.17. Aplicación par de frenada

Seleccionamos la opción de puntos de datos para establecer las condiciones del par aplicado.

Según el *Cálculo para simulación del apartado 2.2 de este mismo anexo*, el par de frenada calculado para detener el ascensor es de:

$$M_F = 50,47 \text{ Nm}$$

Dado que hemos establecido que el motor funcionara durante los dos primeros segundos de la simulación, y a partir de ese momento actuara el par de frenada, establecemos la siguiente tabla.

Tiempo (s)	Valor
2s	0.00N·m
3.66s	50.47N·m
Haga clic para agregar una fila	

Tabla 5.2. Tabla par de frenada

Obteniendo a su vez la siguiente gráfica.

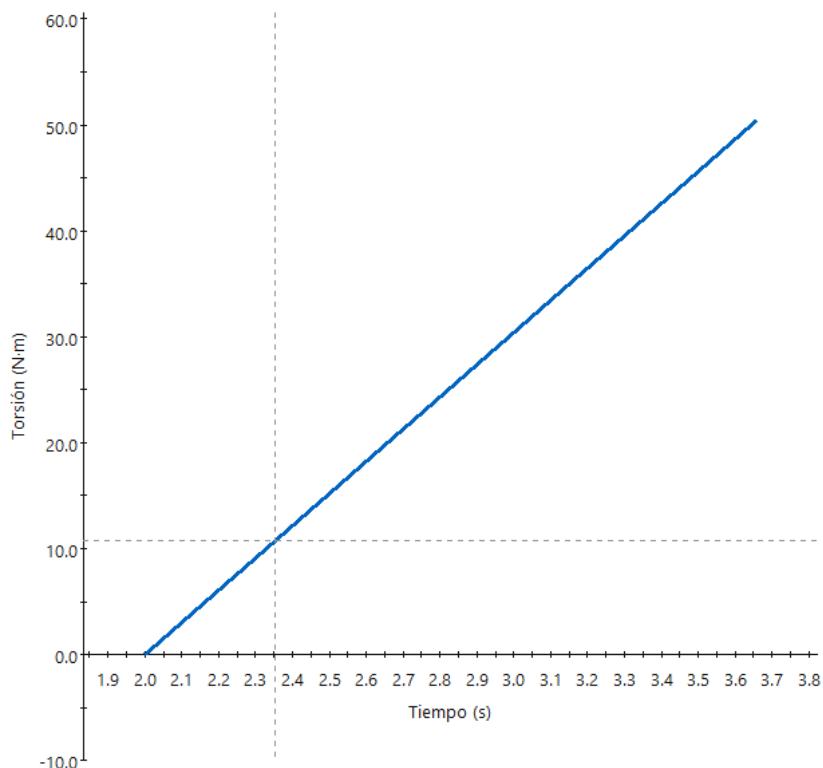


Tabla 5.3. Grafica Par de frenada

El tiempo de frenada calculado en el apartado 5.1 del *Anexo de Cálculos* es de 1,66 seg, por lo que se establece la actuación del par de frenada desde los 2 segundos a los 3,66 segundos, momento en el cual, la velocidad del ascensor debería ser cero, suponiendo la detención del ascensor.

Esta hipótesis es la que se busca comprobar con la simulación.

Una vez introducido los valores del motor que accionara el mecanismo del ascensor y el par de frenada, procedemos al cálculo del movimiento mediante el programa. Para ello seleccionamos la opción “calcular” en la barra de herramientas.

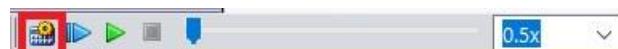


Figura 5.18. Barra herramientas calcular

El programa comienza el movimiento y cálculo del ascensor.

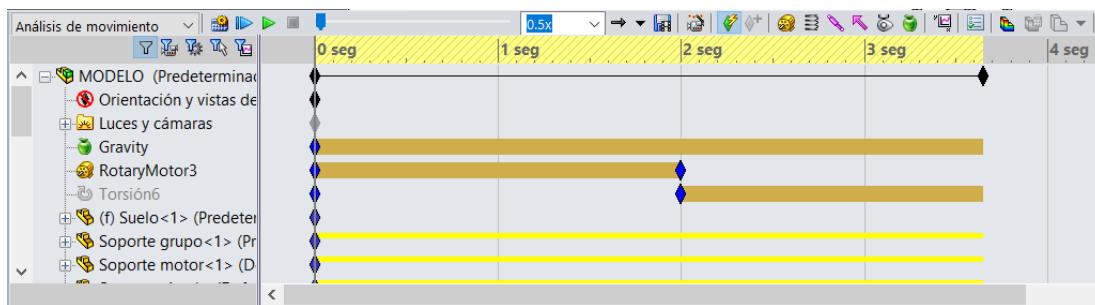


Figura 5.19. Calculo Estudio Movimiento 2

5.2.1 Resultados

- **Par de frenada y tiempo de frenada**

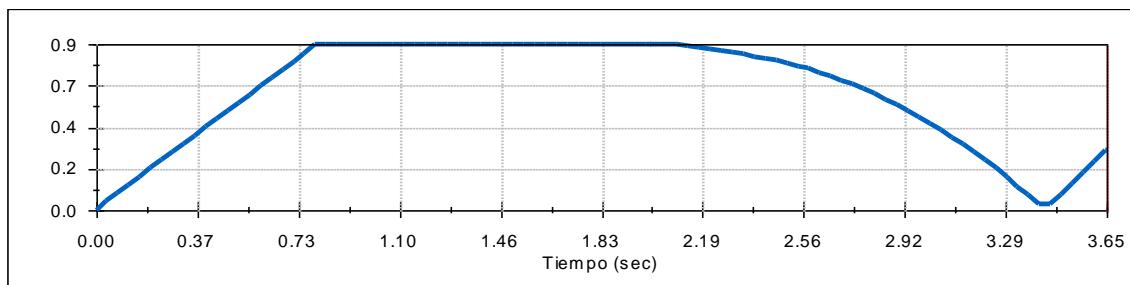


Figura 5.20. Par de frenada y tiempo de frenada

Como podemos observar, el motor es accionado, llegando a la velocidad nominal de 0,9 m/seg durante los primeros 0,8 segundos, al igual que el caso estudiado con anterioridad, continuando con la velocidad nominal hasta los 2 segundos, momento a partir del cual actúa el par de frenada, llegando a detener el ascensor (Velocidad = 0) en aproximadamente a los 3,5 segundos.

Dado que el tiempo de frenada calculado en el apartado 5.1 del *Anexo de Cálculos* era.

$$t_f = 1,66 \text{ seg}$$

Comprobamos que el resultado obtenido es similar dado que detiene el ascensor un poco por debajo del tiempo calculado.

5.3 Ascensor parado en planta

Cuando el ascensor se encuentra parado en planta, la velocidad del ascensor es nula, ya que no se ha iniciado aun el movimiento del mismo, es decir, se trata de la situación de equilibrio del ascensor. El objetivo de la simulación es comprobar que la fuerza calculada en el *apartado 10 del Anexo de Cálculos* es la correcta para mantener el ascensor parado en planta.

Corresponde a la situación posterior a las anteriores, es decir, el ascensor inicia su movimiento accionado por el ascensor, posteriormente actúa el par de frenada con el objetivo de frenar el ascensor en el piso indicado. Una vez detenido el ascensor debe ser capaz de permanecer quieto el tiempo necesario para el acceso de los usuarios.

Para llevar a cabo la simulacion, debemos seleccionar la opción de fuerzas en la barra de herramientas.



Figura 5.21. Barra de herramientas fuerza

Seleccionando la opción de fuerza en el cuadro de dialogo.

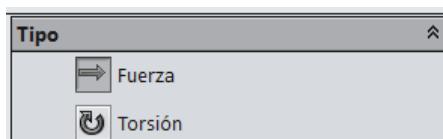


Figura 5.22. Fuerza

Seleccionamos una cara de la cabina, donde aplicaremos la fuerza que debe mantener el ascensor en su posición.

Según el *apartado 10-a) del Anexo de Cálculos*, la fuerza en la situación de equilibrio es de.

$$F = 2205 \text{ N}$$

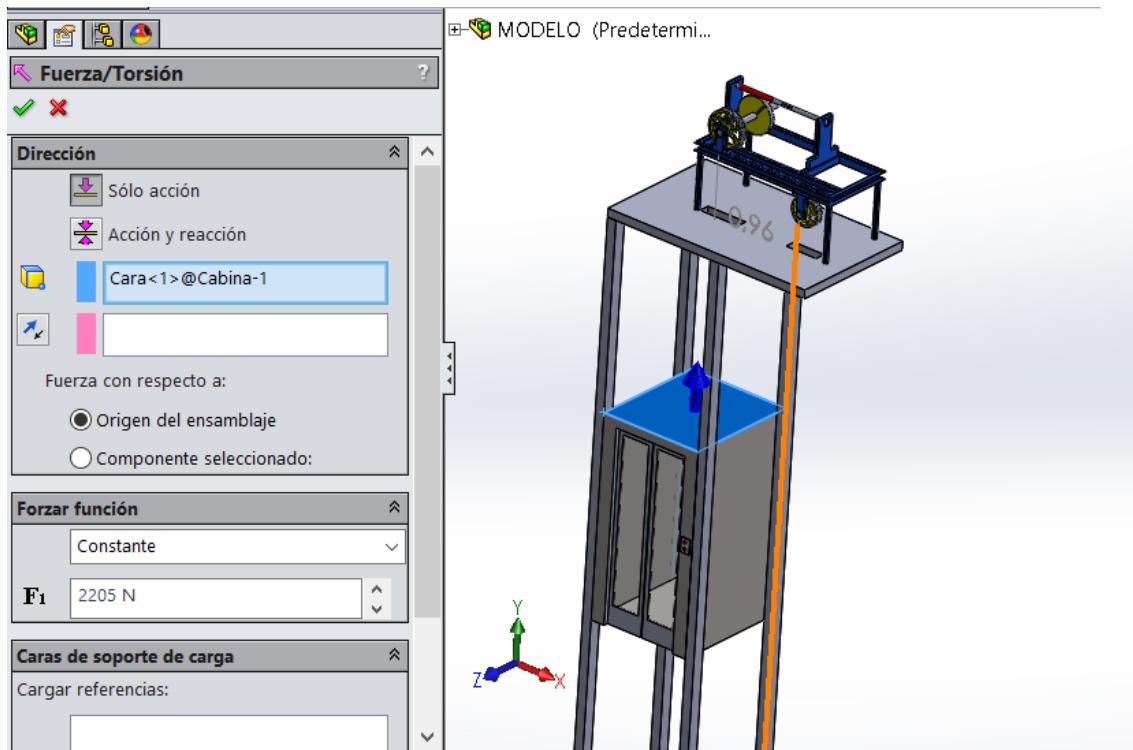


Figura 5.23. Aplicación fuerza

Una vez establecidas las condiciones de fuerza, procedemos al cálculo de la simulación, comprobando si el ascensor permanece en su posición durante la simulación.

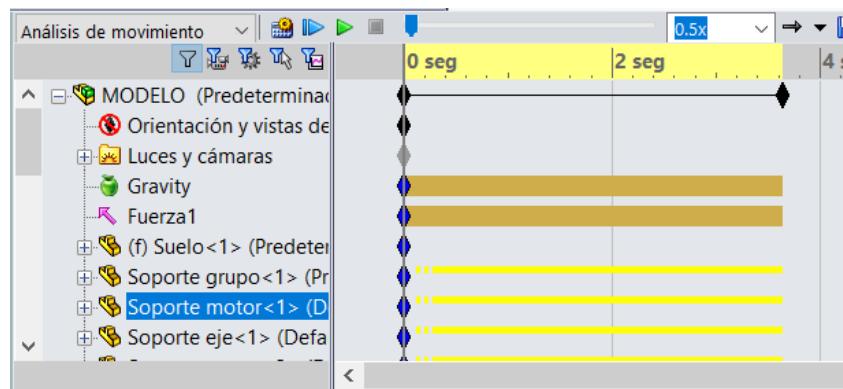


Figura 5.24. Calculo Estudio de Movimiento 3

5.3.1 Resultados

- **Velocidad nominal ascensor**

Los resultados obtenidos durante la simulación se obtienen de la siguiente tabla.

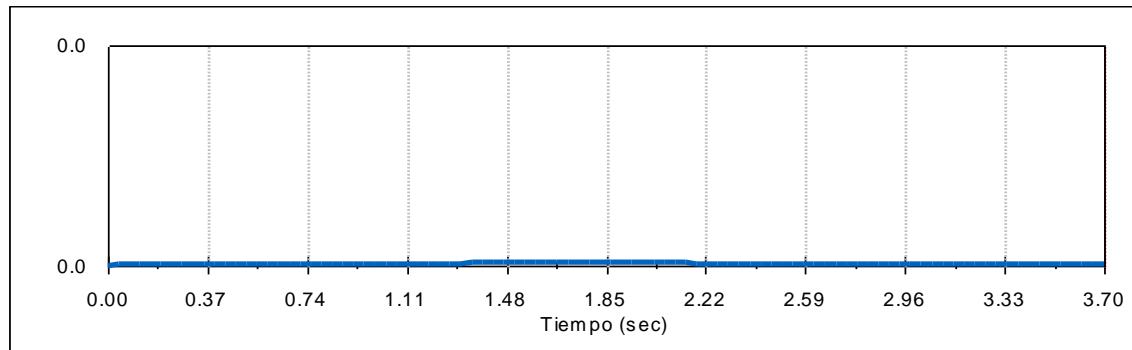


Figura 5.25. Velocidad nominal ascensor parado

Comprobando que la velocidad del ascensor permanece constante en 0, permaneciendo la cabina inmóvil, por lo que los cálculos planteados son correctos.

6 Conclusiones simulación

Una vez obtenidos los resultados del cálculo analítico, los cuales podemos encontrar en el *Anexo de Cálculos* de este mismo proyecto, recalculados los parámetros para la simulación y realizado el modelado simplificado de los distintos elementos que componen el ascensor, así como su simulación mediante la herramienta de Solid Works Motion, podemos establecer las conclusiones que tienen como objetivo comprobar si los cálculos obtenidos mediante cálculo analítico son correctos y coinciden con los obtenidos en la simulación.

A la vista de los resultados, podemos concluir en que ambos cálculos son coincidentes, confirmando de esta forma las hipótesis y procedimientos llevados a cabo en el *Anexo de Cálculos*.

7 Índice de figuras

<i>Figura 2.1. Cabina.....</i>	8
<i>Figura 2.2. Contrapeso</i>	8
<i>Figura 2.3. Polea de tracción</i>	9
<i>Figura 2.4. Polea desvío.....</i>	9
<i>Figura 2.5. Conjunto tracción</i>	10
<i>Figura 2.6. Cabina y contrapeso</i>	10
<i>Figura 2.7. Conjunto ensamblado.....</i>	11
<i>Figura 3.1. Relación de posición de engranaje</i>	12
<i>Figura 3.2. Relación de posición de correa</i>	13
<i>Figura 3.3. Relación de posición de cremallera</i>	14
<i>Figura 3.4. Relación de posición de acoplamiento lineal inverso</i>	15
<i>Figura 4.1. Análisis movimiento</i>	16
<i>Figura 4.2. Barra de herramientas gravedad</i>	16
<i>Figura 4.3. Gravedad SolidWorks</i>	17
<i>Figura 4.4. Barra de herramientas motor.....</i>	18
<i>Figura 4.5. Motor SolidWorks.....</i>	18
<i>Figura 4.6.Grafica Velocidad/Tiempo Motor.....</i>	19
<i>Figura 4.7. Barra herramientas calcular.....</i>	19
<i>Figura 4.8. Calculo Estudio de Movimiento 1</i>	20
<i>Figura 4.9. Par de arranque y par nominal.....</i>	20
<i>Figura 4.10. Velocidad angular motor.....</i>	21
<i>Figura 4.11. Velocidad nominal ascensor.....</i>	22
<i>Figura 4.12. Velocidad nominal contrapeso</i>	22
<i>Figura 4.13. Velocidad angular polea.....</i>	23
<i>Figura 4.14. Aceleración lineal ascensor</i>	23
<i>Figura 4.15. Barra de herramientas freno</i>	24
<i>Figura 4.16. Torsión</i>	24
<i>Figura 4.17. Aplicación par de frenada.....</i>	24
<i>Figura 4.18. Barra herramientas calcular.....</i>	26
<i>Figura 4.19. Calculo Estudio Movimiento 2</i>	26
<i>Figura 4.20.Par de frenada y tiempo de frenada.....</i>	26
<i>Figura 4.21. Barra de herramientas fuerza</i>	27
<i>Figura 4.22. Fuerza</i>	27
<i>Figura 4.23. Aplicación fuerza</i>	28
<i>Figura 4.24. Calculo Estudio de Movimiento 3</i>	28
<i>Figura 4.25. Velocidad nominal ascensor parado</i>	29

8 Índice de tablas

<i>Tabla 4.1. Tabla motor</i>	19
<i>Tabla 4.2. Tabla par de frenada</i>	25
<i>Tabla 4.3. Grafica Par de frenada.....</i>	25