

2.- OBJETIVO

2.1-Finalidad

El objetivo básico que se pretende conseguir con este proyecto por parte de la Empresa es el aumento de la calidad de vida de las Personas con dificultades de movilidad y que en base a la consecución del mismo, podrán disponer de medios que les ayuden a conseguir una mayor movilidad.

Se le dará especial atención a los aspectos funcionales, ergonómicos y económicos.

2.2-Propósito

Diseñar un elevador que permita a una persona de movilidad reducida acceder a lugares para los cuales es necesario subir o bajar una escalera. El elevador requiere una cierta capacidad física y mental para su utilización y control.

El proyecto persigue el diseño de un elevador, creado en la mayor medida posible por piezas estandarizadas existentes en el mercado, buscando así la reducción de costes en una hipotética fabricación en serie.

El deseo es que dicho elevador sea del mayor provecho posible para sus usuarios y que dicho grupo de usuarios sea lo más amplio posible. Con este objetivo se deberá trabajar para llegar a la obtención de las mejores prestaciones con el menor coste posible.

Para un uso sencillo y un mantenimiento preventivo o correctivo económico, el sistema se dividirá en varias partes lo más elementales posibles.

Se busca un sistema sencillo y claro tanto en el uso como en su instalación.

El control del elevador será realizado por el usuario, mediante una serie de señales emitidas por dicha máquina. Siempre se ha tenido en cuenta que el sistema va dirigido a personas de movilidad reducida y en muchos casos su respuesta frente a estímulos exteriores puede no ser inmediata.

Todas estas consideraciones llevan al diseño y construcción del prototipo, sobre el que se realizarán las modificaciones necesarias para llevarlo a la producción en serie. Debido a que es un prototipo no se realizará manual de despiece y mantenimiento, ya que dichos manuales podrían no tener validez en un modelo construido en serie.

3.- PREVIO

Se ha dividido el elevador en varios bloques atendiendo a las partes móviles y partes fijas existentes en el conjunto del elevador. Se intentará así que tanto los cálculos como las soluciones adoptadas puedan ser más fácilmente entendibles.

El elevador ha sido dividido en varios grupos de elementos:

- Estructura
- Plataforma
- Baranda
- Piñón y Motor Principal
- Componentes Eléctricos y Electrónicos

Dentro de cada uno de estos grupos se hallan diferentes componentes los cuales serán estudiados a medida que se realicen los cálculos correspondientes a dichos grupos.

3.1.- Estructura

La estructura soporta todos los componentes del elevador.

Esta compuesta por la placa de fijación del motor principal , las ruedas de anclaje del elevador a la barandilla, los soportes que fijan estas ruedas a la estructura y los soportes de fijación del eje piñón a la estructura.

3.2.- Plataforma

Denominamos plataforma al conjunto donde se ubicará la persona de movilidad reducida (en adelante PMR) . Estará formado por los soportes de fijación a la estructura, el eje de giro, los brazos de apoyo de la plataforma, el dispositivo de fijación del eje a los brazos, las aletas para mejorar la accesibilidad y dos actuadores mecánicos de accionamiento de las aletas.

3.3.- Baranda

La baranda es uno de los dispositivos de seguridad del elevador. Consta de la baranda propiamente dicha , un actuador de accionamiento de la baranda , pasadores de fijación del conjunto baranda a la estructura .

3.4.- Piñón y motor principal

Se trata del sistema mediante el cual se dotará de movimiento al elevador. Está formado por el piñón, el eje donde se montan dicho piñón, las fijaciones del piñón al eje, los rodamientos y el motor principal.

3.5.- Componentes eléctricos y electrónicos

Este grupo está formado por PLC el cual dirige todos los elementos, un transformador, un rectificador, la batería , el sistema de recepción de corriente del elevador, los detectores inductivos de final de carrera y curvas, y los pulsadores o mandos.

4.- ESTRUCTURA

Entendemos como estructura el conjunto de barras al que van unidos todos los elementos del elevador. Constará de una serie de barras de acero inoxidable unidas entre si de sección cuadrada 50x50.

Para seleccionar el grado de acero inoxidable para esta aplicación se ha tenido en cuenta siguientes criterios:

- requerimientos del servicio
- requerimientos de fabricación
- requerimientos de seguridad, códigos y reglamentos
- costo total
- disponibilidad

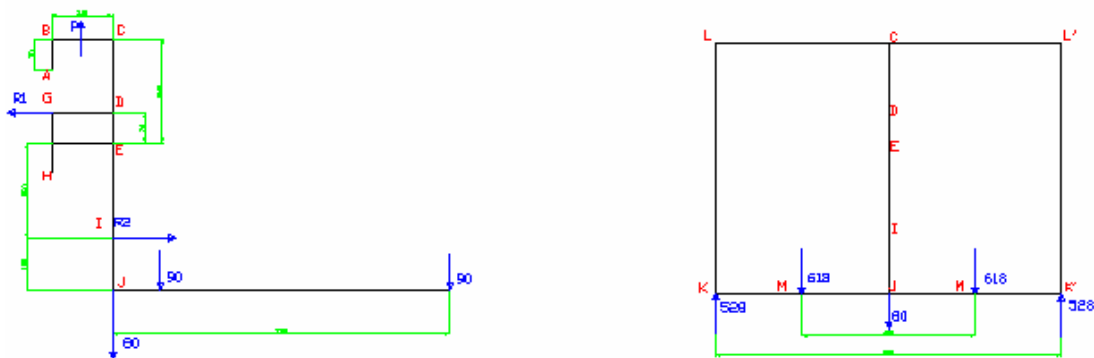
Se puede observar la forma final de la estructura en el siguiente esquema.

La estructura tiene unos puntos de apoyo o contacto en la unión con los rodamientos de los piñones, los soportes de la plataforma y las ruedas de contacto con la barandilla.

4.1.- Cálculo de la Estructura

Calculamos la sección de esta estructura para las medidas de nuestro diseño.

Las dimensiones de la estructura y los puntos de contacto se indican a continuación en el siguiente esquema.



Para hallar la situación más crítica se comprobarán todos los casos posibles considerando la estructura apoyada en tres puntos. De esta situación aparecen diferentes casos el más crítico de los cuales ha sido representado en el anterior esquema .

El piñón y sus rodamientos soportan el esfuerzo vertical y las ruedas de apoyo(R1 y R2) compensan los momentos que provocan las cargas.

4.2.- Cálculo de momentos y esfuerzos

En primer lugar se procede a repartir la carga que soporta el piñón entre sus rodamientos aplicando ecuaciones de estática.

$$\Sigma F = 0$$

$$A_y + A'_y = 260$$

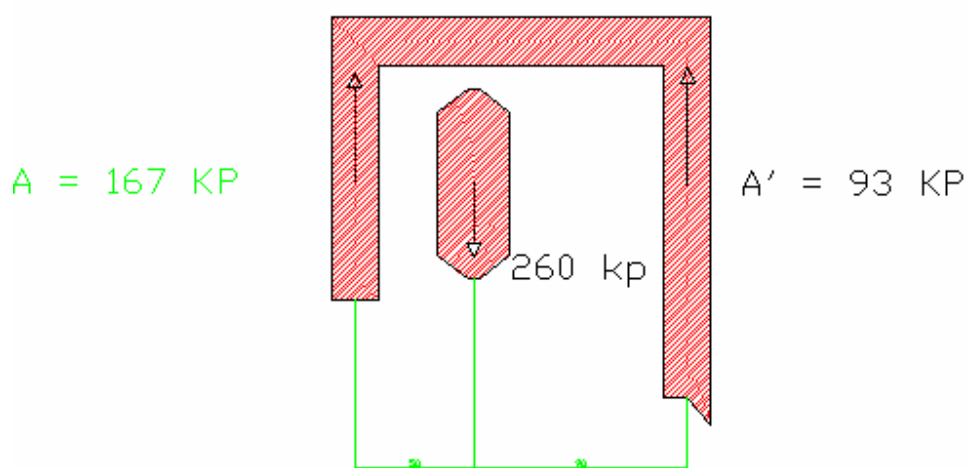
$$\Sigma M = 0$$

$$260 \cdot 9 = A_y \cdot 14$$

De donde

$$A_y = 167 \text{ Kp}$$

$$A'_y = 93 \text{ Kp}$$

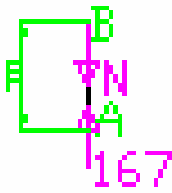


En segundo lugar se procede a calcular los esfuerzos soportados en los distintos tramos de la estructura.

De A a B

NC 167 Kp

M. 0



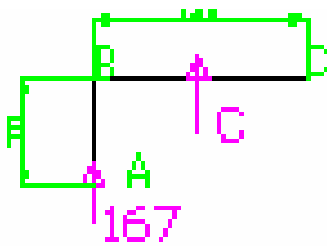
De B a C

C = 167 Kp

$M_y = 167 * x$ ($0 < x < 14$)

$M_yA = 0$

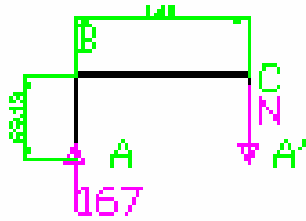
$M_yB = 2338 \text{ Kp*cm}$



De C a A´

$$N = 167 \text{ Kp}$$

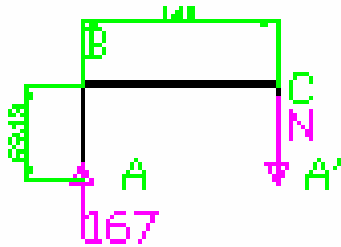
$$M_y = 167 * 14 = 2338 \text{ Kp*cm}$$



De A´ a D

$$N = 260 \text{ Kp}$$

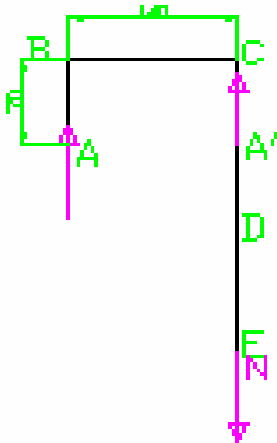
$$M_y = 167 * 14 = 2338 \text{ Kp*cm}$$



De D a E

$N = 260 \text{ Kp}$

$M_y = 2338 \text{ Kp} \cdot \text{cm}$



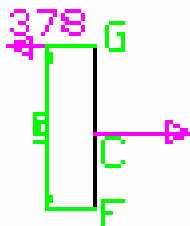
De G a F

$C = 378,6 \text{ Kp}$

$M_y = 378,6 \cdot z \quad (0 < z < 12)$

$M_yG = 0$

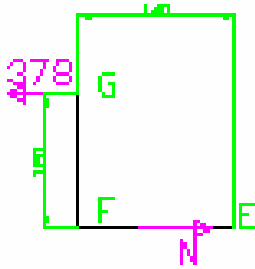
$M_yF = 4543,2 \text{ Kp} \cdot \text{cm}$



De F a E

$N = 378,6 \text{ Kp}$

$M_y = 4543,2 \text{ Kp*cm}$



De E a I

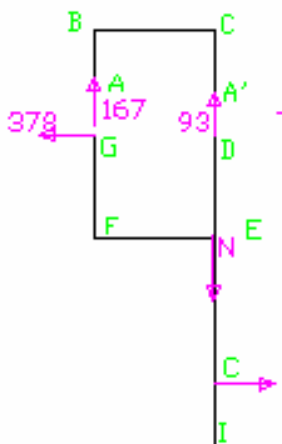
$C = 378,6 \text{ Kp}$

$N = 260 \text{ Kp}$

$M_y = 167*14 - 378,6 * (12+Z) \quad (0 < z < 17)$

$M_y E = -2205,2 \text{ Kp*cm}$

$M_y I = -8641,4 \text{ Kp*cm}$

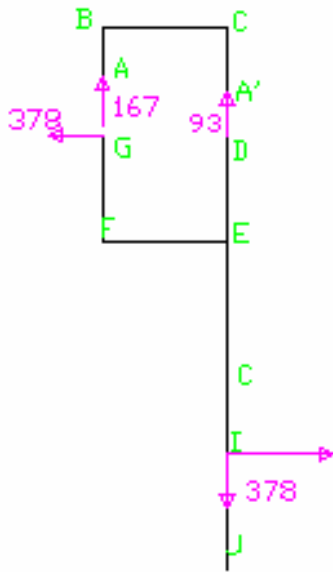


De I a J

$N = 260 \text{ Kp}$

$C = 0$

$M_y = -8641,6 \text{ Kp}^* \text{ cm}$



De J a M

$C = 180 \text{ Kp}$

$N = 0$

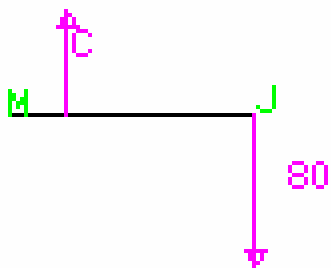
$M_x = (80 - 167 - 93) * X$

$0 < x < 20$

$M_{xJ} = 0$

$M_{xM} = -3600 \text{ Kp}^* \text{ cm}$

$M_y = -8641,4 \text{ Kp}^* \text{ cm}$



De M a K

$$C = -437,5 \text{ Kp}$$

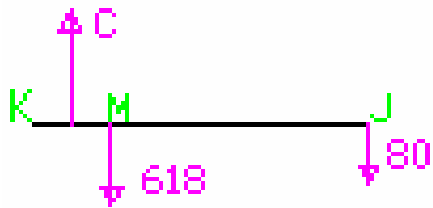
$$M_x = 617,5 * x - 180 (20+x)$$

$$0 < x < 6$$

$$M_x M = -3600 \text{ Kp} * \text{cm}$$

$$M_x K = -975 \text{ Kp} * \text{cm}$$

$$M_y = -8641,4 \text{ Kp} * \text{cm}$$

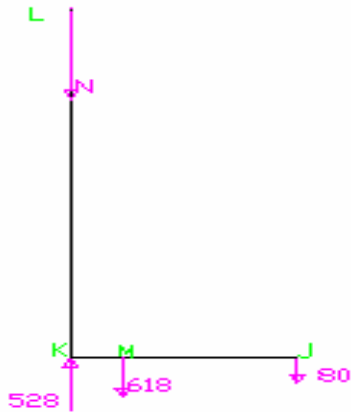


De K a L

$$N = -90 \text{ Kp}$$

$$M_x = -975 \text{ Kp} * \text{cm}$$

$$M_y = -8641,4 \text{ Kp} * \text{cm}$$



De L a C

$$C = 90 \text{ Kp}$$

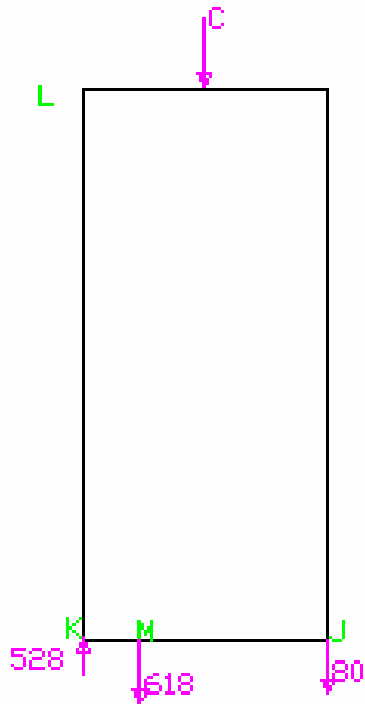
$$M_x = 527,5 * x - 617,5 * (x-6) - 180 * (26-x)$$

$$0 < x < 26$$

$$M_{xL} = -975 \text{ Kp} * \text{cm}$$

$$M_{xC} = 1365 \text{ Kp} * \text{cm}$$

$$M_y = -8641,4 \text{ Kp} * \text{cm}$$



Con los resultados obtenidos (contenidos en los anexos del presente proyecto) encontramos el punto sometido a las sollicitaciones más críticas, se ha encontrado como tal el punto M o el M'.

Comprobaremos la sección elegida con el fin de verificar si cumple las condiciones necesarias.

$$\sigma_{\text{comb}} = (\sigma_{\text{res}}^2 + (\alpha\tau)^2)^{1/2} \quad \alpha = 2$$

$$\tau = Mt / wt + C/S \quad \sigma = Mf/w + N/S$$

En el punto M :

$$M_x = -3600 \text{ Kp}\cdot\text{cm (flector)}$$

$$M_y = -8641,6 \text{ Kp}\cdot\text{cm (torsor)}$$

$$C = -437,5 \text{ Kp}$$

A partir del resultado obtenido se selecciona un tubo de sección cuadrada de dimensiones 50x50x5 , laminado en caliente, decapado, frio, galvanizado y aluminizado (F-112) de $\sigma = 50 \text{ Kp/mm}^2$.

$$\sigma = -3600/6,29 = -572,3 \text{ Kp/cm}^2$$

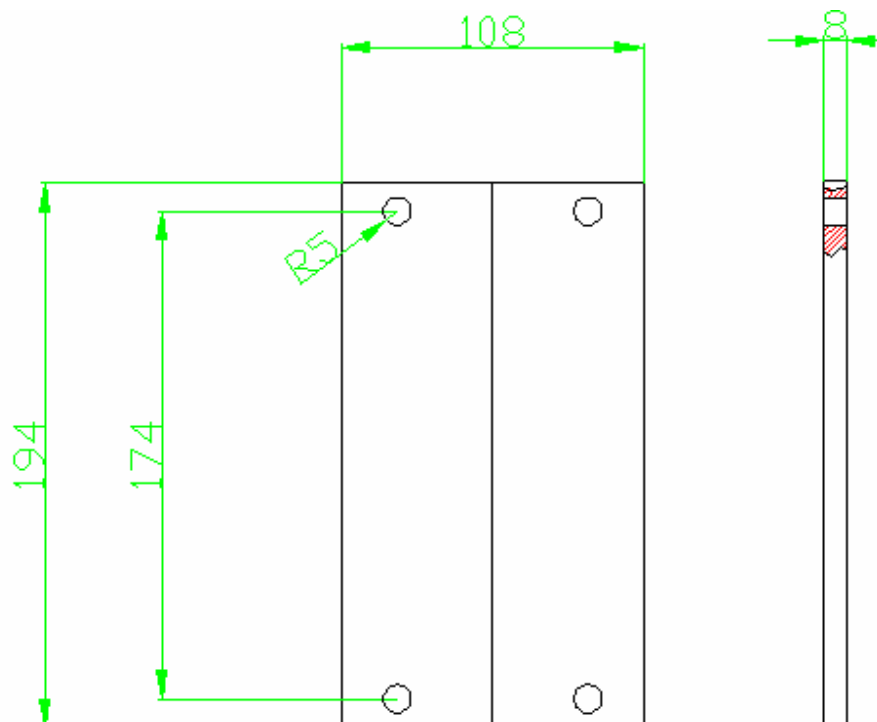
$$\tau = -8641,6 / 6,29 - 437,5/5,76 = -1450 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{comb}} = \mathbf{2956 \text{ Kp/cm}} < \sigma_f$$

Como el lector observará tanto el material como la sección seleccionada satisface las especificaciones de carga con un coeficiente de seguridad suficiente.

4.3.- Placa de fijación

Se ha seleccionado una placa de 5 mm de espesor, de dimensiones 108 x 194 mm y del mismo material que forma la estructura, soldada a la parte superior de la estructura con el fin de que el momento soportado sea el menor posible. Su función será la de fijar el motor principal a su posición de trabajo correcta por medio de cuatro agujeros pasantes realizados sobre la misma.



4.4.- Rodamiento de fijación

4.4.1.- Selección del tipo de rodamiento

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias, así como cargas axiales. Tienen un bajo rozamiento y se pueden producir con una alta precisión y en variantes de trabajo silencioso. Este tipo de rodamiento es el preferido para motores eléctricos de tamaño pequeño y medio. Los rodamientos de rodillo o rotula pueden soportar cargas muy pesadas y son auto aliniables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicaciones en ingeniería pesada, donde las cargas son extremas y producen deformaciones y desalineaciones.

En muchos casos, sin embargo, cuando se selecciona el tipo de rodamiento tienen que considerarse diversos factores y contrastarlos entre sí, razón por la cual no es posible dar una reglas generales de selección.

4.4.2.- Cargas soportadas por un rodamiento

Este es normalmente el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. En general, para una mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas de rodamientos de bolas, y los rodamientos llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondientes.

Los rodamientos de bolas son los más usados cuando las cargas son pequeñas o moderadas; los rodamientos de rodillos son la elección más adecuada para cargas pesadas y ejes de grandes diámetro.

4.4.2.1.-Carga axial

Los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos de cuatro puntos de contacto son los tipos más adecuados para cargas axiales puras pequeñas y moderadas.

Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto solo pueden soportar cargas axiales en un solo sentido; para cargas axiales en ambos sentidos se necesitan rodamientos de doble efecto.

Los rodamientos axiales de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales moderadas a altas velocidades; los rodamientos de simple efecto pueden soportar también cargas radiales actuando simultáneamente, mientras que los rodamientos de doble efecto normalmente solo se usan para cargas axiales puras.

Para cargas axiales moderadas y pesada actuando en un solo sentido, los rodamientos más adecuados son los rodamientos axiales de agujas, los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y los de rodillo cónicos de simple efecto, así como los rodamientos axiales de rodillo a rotula, que también son capaces de soportar cargas radiales.

4.4.2.2.-Carga combinada

Una carga de carga combinada consta de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente.

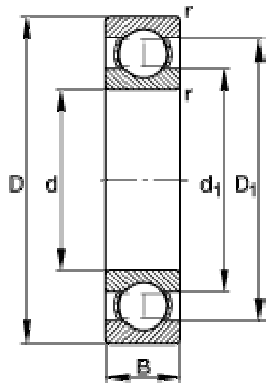
La capacidad que tiene un rodamiento de soportar una carga axial esta determinada por su ángulo de contacto alfa, cuando mayor sea este ángulo, tanto mas adecuado v este rodamiento para soportar carga axial. El factor de cálculo y que disminuye al aumentar el ángulo de compacto, proporciona una indicación de esta capacidad para soportar cargas axiales.

Para soportar cargas combinadas se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular de una de dos hileras y los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera aunque los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos de rotula son también adecuados .

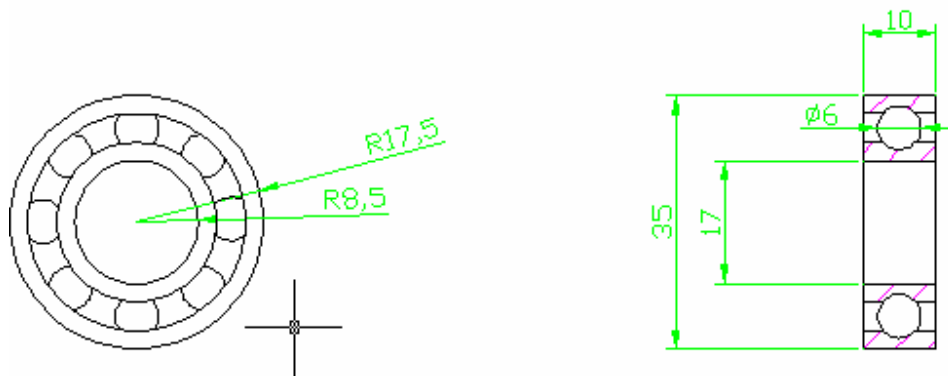
4.4.3.-Selección del rodamiento

En función del cálculo de esfuerzos realizado con anterioridad se ha optado por la referencia 6003 del catalogo de FAG de rodamientos rígidos de bolas. Con las siguientes características:

d	17 mm		
D	35 mm		
B	10 mm		
D₁	29,5 mm		
D_{a max}	33 mm		
d₁	22,7 mm		
d_{a min}	19 mm		
r_{a max}	0,3 mm		
r_{min}	0,3 mm		
m	0,038 Kg.		Peso
C_r	6000 N		Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	3250 N		Capacidad de carga estática, radial
n_G	28000 1/min.		Velocidad límite
n_B	22000 1/min.		Velocidad de referencia
C_{ur}	157 N		Carga límite de fatiga, radial



Los rodamientos se fijaran a la estructura por medio de unos soportes de acero F-112 ajustados tanto en dimensiones como en posición a los rodamientos a los cuales van unidas.

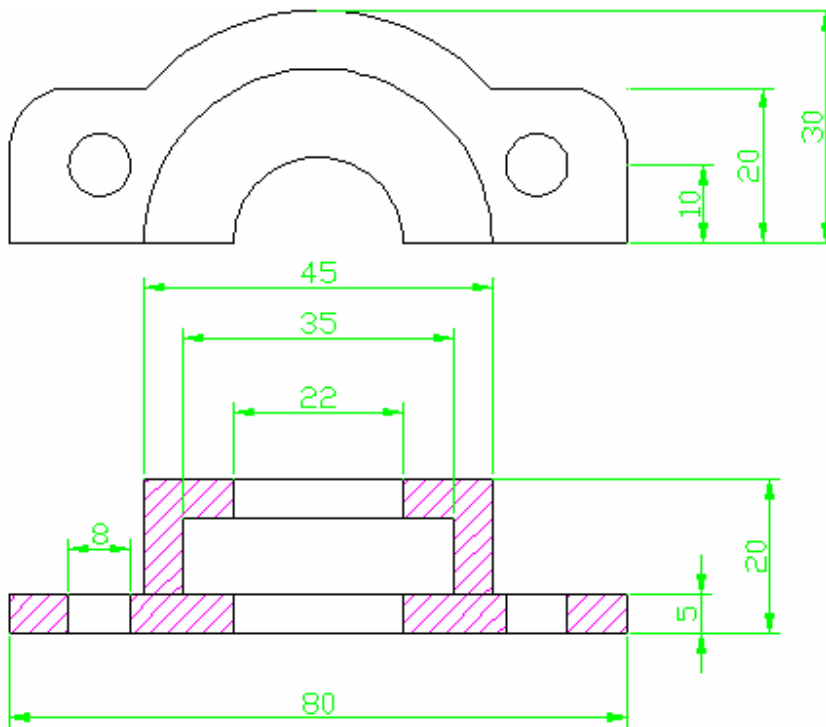


4.5.- Soporte fijación Eje-Rodamiento.

Se fabricarán dos soportes para los rodamientos unidos al eje .El material utilizado para la fabricación de estos soportes será acero F-112.

La misión de estas piezas es sostener el rodamiento sobre el que el eje del piñón gira. Su forma de semi-circunferencia facilitará el montaje del rodamiento en su interior.

La fijación a la estructura será mediante tornillos pasantes, fijados en los agujeros mecanizados a tal efecto en la estructura.

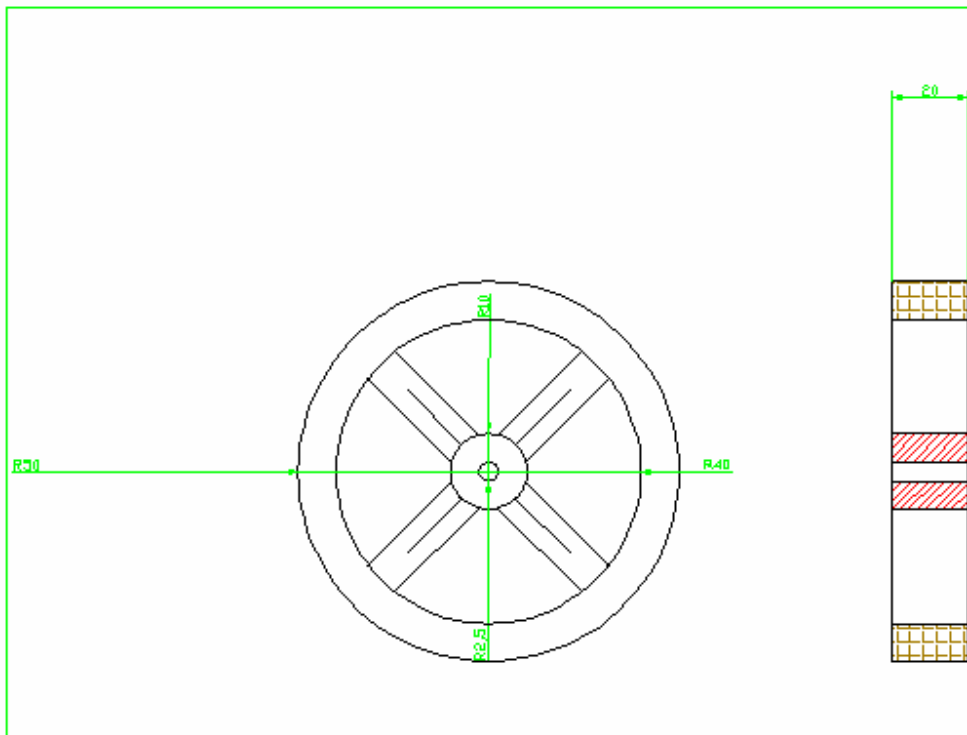


4.6.-Sistema anti-balanceo

Con el fin de crear un sistema que pudiese evitar el balanceo lateral se ha optado por un sencillo sistema de ruedas que fijadas a la estructura.

Estas ruedas aprisionaran el pasamanos existente en el emplazamiento de la plataforma y estando a su vez unidas mediante un sistema de eje-pasador a la estructura impedirán que la plataforma se separe de su línea de actuación, ayudando también a que el sistema piñón-cremallera tenga un rendimiento mayor.

Se han utilizado a tal efecto unas ruedas de radio 50 mm nylon y aluminio con sus ejes separados entre si 190mm, lo cual nos obliga a tener que utilizar un pasamanos de 50 mm para este prototipo.



5.0-PLATAFORMA

La misión del conjunto plataforma es la de soportar el peso de la persona de movilidad reducida que se halle en disposición de utilizar el elevador.

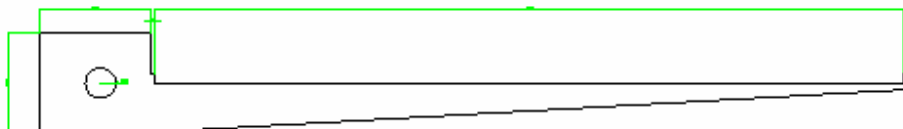
El sistema responsable del accionamiento de la misma será compuesto de un cilindro eléctrico capaz de soportar unos 2500 N, por lo que la plataforma podrá ser movida con total seguridad. Dicho cilindro esta unido mediante un cabezal de giro libre a la estructura y fijo a la plataforma, con lo cual mediante el accionamiento del cilindro conseguimos un giro de 90°.

5.1.- Brazos de sujeción

Sobre estas piezas descansará la plataforma y por lo tanto el peso del PMR y de la silla si la hubiera.

Se tratará de dos brazos que han sido fabricados por encargo a los que se han realizado agujeros pasantes y se ha mecanizado una entalla para fijarlos a un eje.

De espesor 30mm y distanciados entre si 550mm situados simétricamente respecto a la estructura. Incluyen una pestaña en cada uno de sus extremos para facilitar la fijación de la plancha de aluminio base de la plataforma evitando de este modo que si por mal mantenimiento o debido a un mal uso se desprendiera alguno de los remaches que fijan la base de la plataforma esta se pudiera desplazar. La forma de los cuales puede ser observada con detalle en las siguientes figuras.



5.1.1-Esfuerzos en los brazos de sujeción.

Para el cálculo del caso más extremo se supondrá un caso sobredimensionado en el que tan sólo uno de los brazos trabajará, soportando la totalidad de la carga.

La carga supuesta será de 180 Kg. (Persona + silla) soportada sobre dos puntos simétricos distanciados 68 cm. (distancia entre ejes de una silla estándar)

Así pues el brazo esta sometido a dos fuerzas externas de 90 Kp en el punto de sujeción del eje y una reacción en la estructura de la plataforma situado en el punto de unión con el brazo.

A partir de las ecuaciones básicas de equilibrio:

$$\Sigma F_v = 0$$

$$90 + 90 + F = R$$

$$\Sigma M = 0$$

$$F \cdot 7 = 90 \cdot 7 + 90 \cdot 79$$

Obteniendo:

$$F = 1106 \text{Kp}$$

$$R = 1286 \text{Kp}$$

(Kp)	A	B	B	C	C	D	D	E	E	F
Cortante	90	90	180	180	0	0	180	180	1055	1055
Normal	0	0	0	0	180	180	0	0	0	0

5.1.2-Momentos

Sabiendo que el punto crítico se halla en la unión con el eje calculamos los momentos flectores.

5.1.3-Resistencia

Hemos seleccionado un acero F-112 el cual tiene una tensión de rotura de 50 kp/mm² y una tensión de fluencia de 20 kp/mm², conociendo estas propiedades podemos proceder a comprobar la resistencia de la pieza.

$$\sigma_R = 50 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_f = 20 \text{ kp/mm}^2$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

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

$$h = 30 \text{ mm}$$

$$\sigma_{AU} = K_a * K_b * K_e * \sigma_f$$

Si a partir de tablas conocemos:

$$K_a = 0,8$$

$$K_b = 0,8$$

$$K_e = 1/(1+q(K_t-1)) = 0,588$$

$$d/w = 0,375 \quad d/h = 1$$

$$K_t = 1,7$$

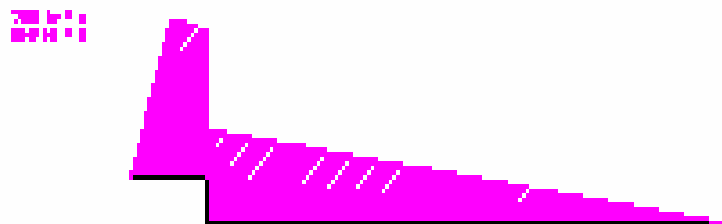
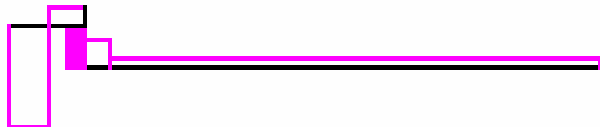
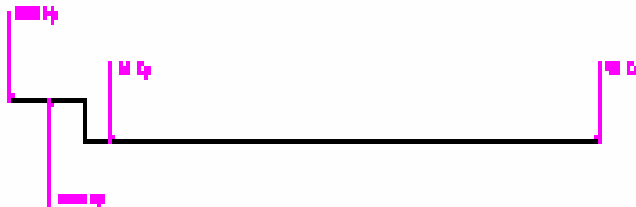
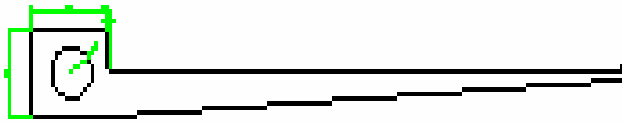
Entonces,

$$\sigma_{AU} = 0,8 * 0,8 * 0,588 * 20 = 7,53 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma = C/A + M_f / w_f = 1286/(80*30) + 73000 / (80*30^2/6) = 6,62 \text{ Kp/mm}^2$$

$\sigma < \sigma_{AU}$ Podemos afirmar que cumple los requerimientos.

	A	B	B	C	C	D	D	E	E	F
Mx (Kp.cm)	0	6120	6840	6840	0	0	6840	7380	7380	0
My(Kp.cm)	0	0	0	0	6840	6840	0	0	0	0

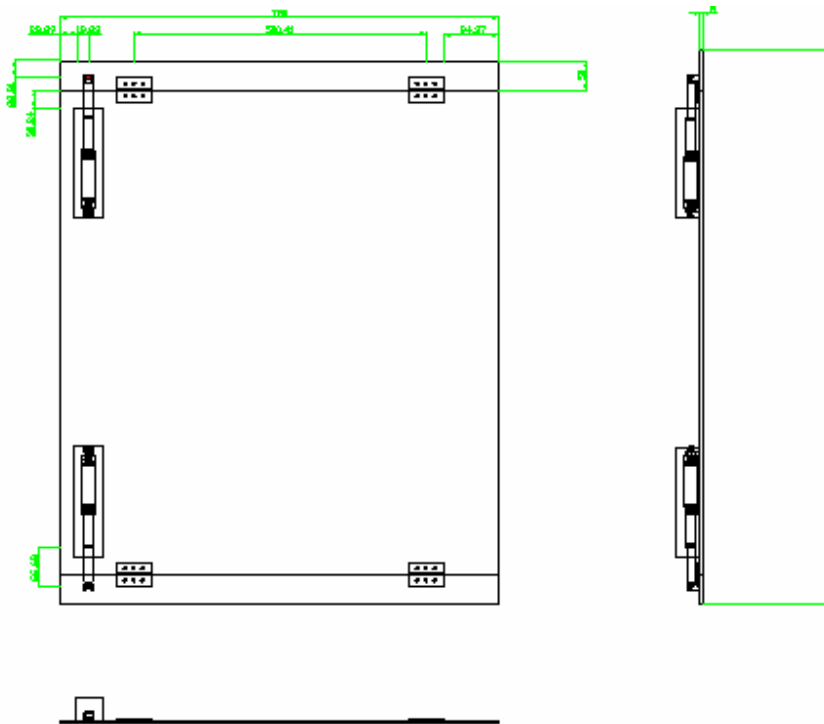


5.2-Aletas

La función de las aletas dentro del conjunto plataforma es la de facilitar el acceso de la PMR a la plataforma salvando el canto de la misma con menor esfuerzo.

Así mismo actuarán como medida de seguridad durante el periodo de funcionamiento de la plataforma situándose estas en posición vertical con lo que impiden un desplazamiento no deseado de la PMR fuera del perímetro de la plataforma.

El método de elevación de aletas se realizará mediante dos actuadores eléctricos conectados al PLC el cual habrá sido dotado de un programa preparado a tal efecto.



5.2.1.-Actuadores eléctricos.

Serán de la marca OGNIBENE modelo LO2-N este modelo tiene como características:

Fuerza máxima = 5000N

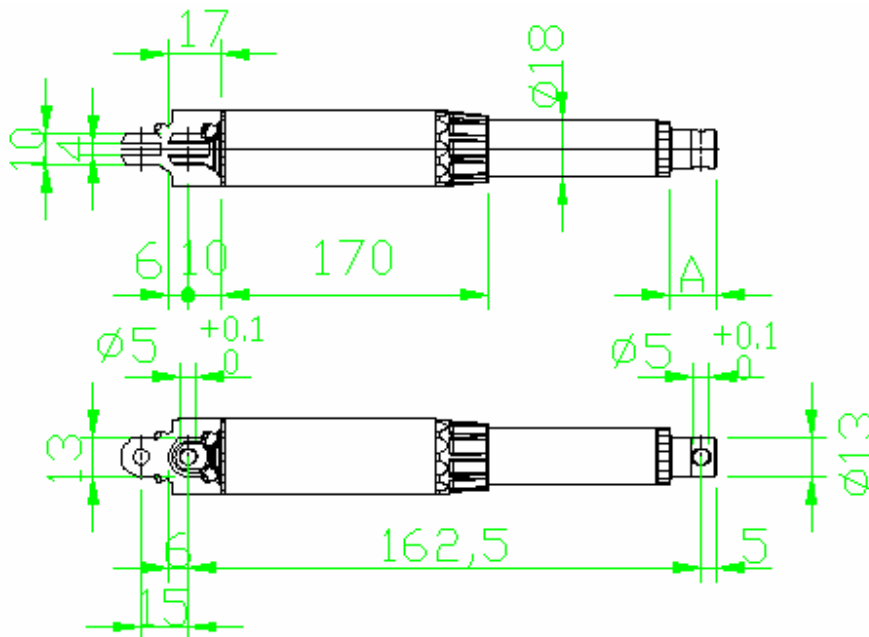
Velocidad de avance: De 10 mm/s a 60 mm/s

Longitud del cilindro: De 50 mm a 800 mm

Alimentación: 12-24 v DC

Los actuadores serán accionados por un sistema sensores inductivos programados que serán los encargados de dar la orden correspondiente a cada aleta. Esto quiere decir que no siempre estarán las aletas subidas y bajadas a la vez sino que pueden estar en posiciones distintas según se haya programado.

Para unir los actuadores a la base de la plataforma y a las aletas se han fabricado unos soportes de acero F-112, estos soportes constan de dos patillas unidas entre si por un pasador de 4,8mm de diámetro.

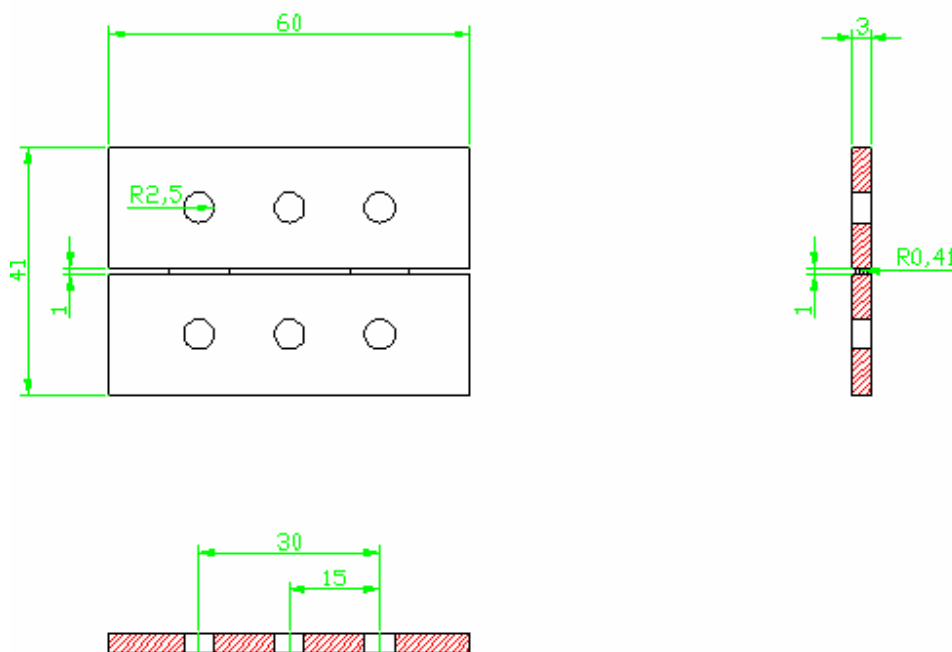


5.2.2.- Bisagras

Las bisagras elegidas son bisagras de latón del catalogo de la ferretería esmas modelo cazalis de 40 x 60 mm sujetas a la aleta por tornillos de diámetro 5mm.

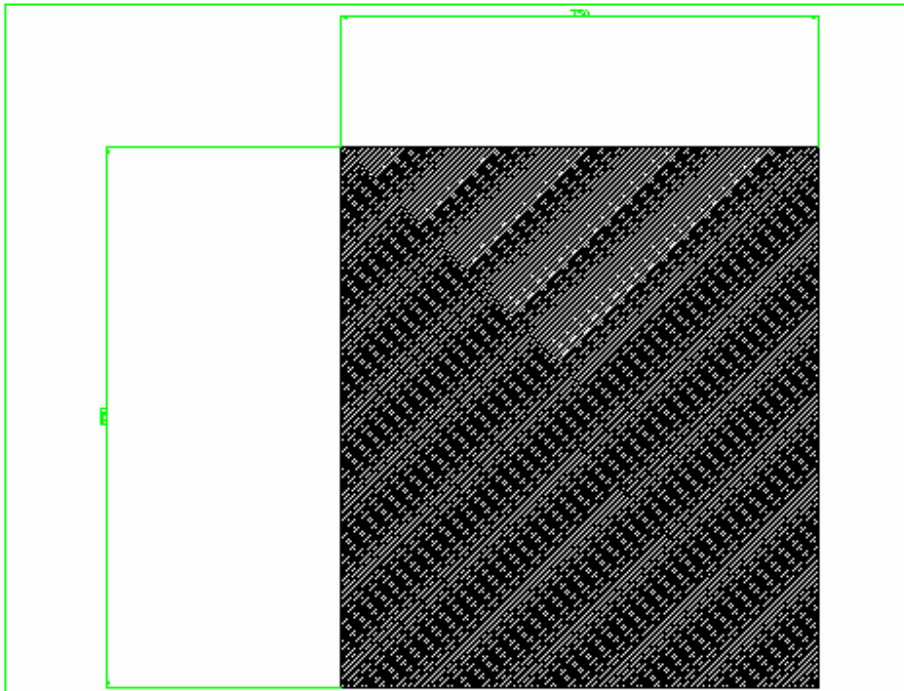
Las bisagras se sitúan a 125 mm de los extremos de las aletas.

Se ha optado por estas bisagras ya que según las tablas del fabricante cumplirán sobradamente todos los esfuerzos que puedan producirse por un uso normal de la plataforma.



5.3.- Tapa antideslizante

Se fabricará a partir de chapa de aluminio de 4,0(5,0/5,5) mm Damero 5P de aluminio la cual viene suministrada en planchas de 2000 x 1000 mm que cortaremos según nuestros requerimientos a la medida de 750 x 850 mm y anclaremos a las barras de sujeción mediante remaches del número 5.



5.4.-Eje y sujeción

Por sus características resistentes se ha seleccionado un eje de 30 mm de diámetro y fabricado en acero F-112.

Dado que el eje gira con libertad no soporta ningún momento torsor si bien si soporta momento flector.

Se ha calculado que:

El momento flector resultante es de 49400 kp.mm

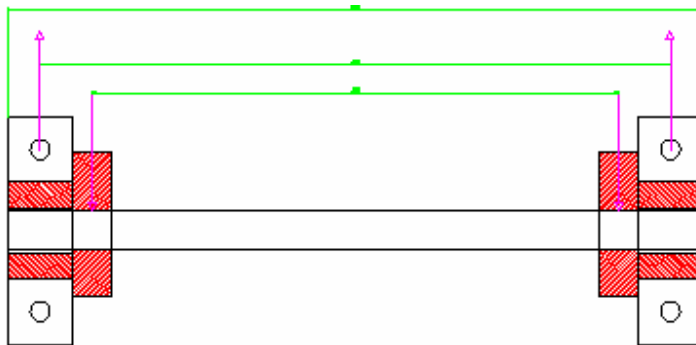
Así pues sabiendo que:

$$\sigma_{comb} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{1/2} \quad \sigma = 32Mf / \pi d^3 \quad \tau = 16 Mt / \pi d^3$$

$$\sigma_{comb} < \sigma_{adm} / Cu$$

Obtenemos un factor de seguridad de **1,78**.

Sabiendo además que el esfuerzo está aplicado tan solo en uno de los brazos esto haría doblarse el factor de seguridad.



Momento Flector 49400 Kp* mm



5.4.1-Cizalladura

Podemos comprobar al cizalladura a partir de:

$$4F/3A < \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = 0,577 * \sigma_{adm}$$

$$\tau_{adm} = 0,577 * 50 = 28,85 \text{ Kp/mm}^2$$

$$F = 1235 \text{ Kp}$$

$$A = \pi * 15^2 = 106,8 \text{ mm}^2$$

$$4 * 1235 \text{ Kp} / 3 * 106,8 = 15,53 \text{ Kp} / \text{ mm}^2$$

Por tanto comprobamos que cumple holgadamente las sollicitaciones a las que se halla sometido.

5.4.2.-Aplastamiento

Podemos comprobar las sollicitaciones por aplastamiento del siguiente modo:

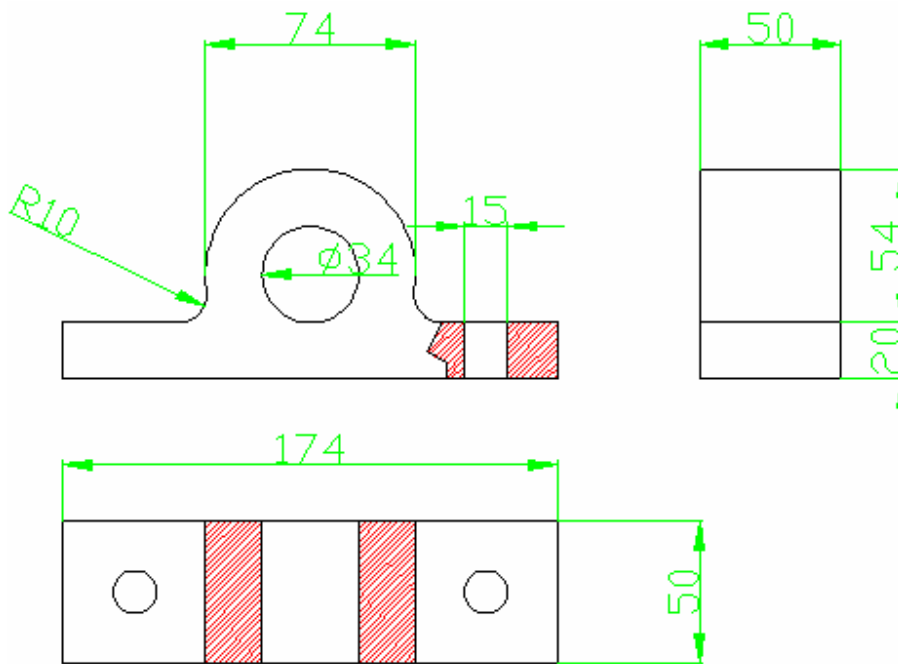
$$F / A < \sigma_{adm} \quad \text{dónde } A = \text{área proyectada } 900 \text{ mm}^2$$

$$1235 \text{ kp} / 900 \text{ mm}^2 = 1,37 \text{ Kp/mm}^2$$

$1,37 \text{ Kp/mm}^2 < 50 \text{ Kp/mm}^2$ Así pues se comprueba que cumple holgadamente.

5.5.-Soportes

Se trata del componente mediante el cual uniremos la estructura al eje por consiguiendo la estructura a la base de la plataforma. Esta fabricado sobre un acero que garantice como mínimo $\sigma_R = 50 \text{ Kp/mm}^2$ ya que debe soportar los esfuerzos a los que se someta la base de la plataforma. Se ha comprobado que soporta un esfuerzo cortante de 1240 Kp. Se pueden observar las dimensiones en el siguiente dibujo.



5.5.1.-Cálculo Geométrico

Conociendo que:

$$\sigma_R = 50 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_f = 20 \text{ Kp/mm}^2$$

Y sabiendo que:

$$\sigma_{fAu} = K_a * K_b * K_e * \sigma_f$$

En tablas hallaremos los valores de h/w y de d/w :

$$h/w = 37 / 74 = 0,5$$

$$d/w = 34 / 74 = 0,46$$

De donde obtenemos un valor de $K_t = 3$

$$K_b = 0,78$$

$$K_a = 0,8$$

$$K_e = 1/(1+1q(kt-1)) = 0,333$$

$$\sigma_{fAu} = 0,8 * 0,78 * 0,333 * 20 = 4,155 \text{ Kp/mm}^2$$

Comprobamos que cumple:

$$\sigma = M_f / w + N / A = 1235 / (20 * 20) = 2,375 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{fAu} > \sigma$$

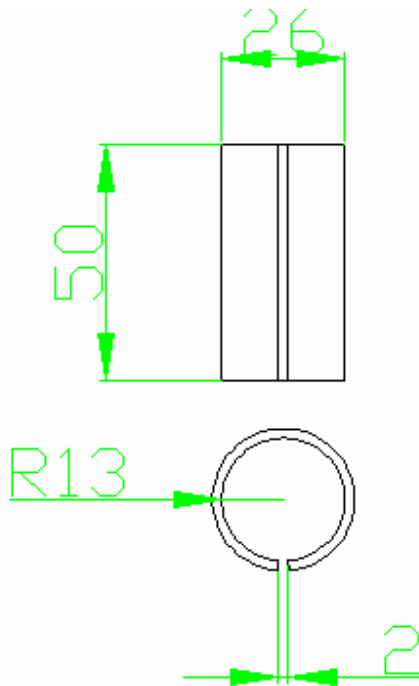
Así pues se satisfacen las necesidades geométricas de la pieza.

5.6.-Casquillos de fricción

La función de los mismos es la de facilitar el giro del eje sin que este sufra desgaste por fricción

Se han seleccionado como método los casquillos en lugar de otros sistemas que facilitan el giro por:

- 1-El espacio ocupado y el peso son mínimos.
- 2-Bajo coeficiente de rozamiento
- 3-Desgaste mínimo
- 4-Carga específica admisible estática cercana a los 250 N/mm²
- 5-Buena velocidad y propiedades de desplazamiento
- 6-Resistente a la suciedad y al agua
- 7-No condensa carga estática



5.6.1-Calculo de los casquillos de fricción

A partir de datos conocidos procedemos al cálculo de la vida del casquillo:

Carga que debe de soportar : $F = 6175\text{N}$

Velocidad: $n = 3\text{ rpm}$

$P_{adm} = 56\text{ N/mm}^2$

Factor corrección de temperatura considerado a temperatura ambiente: $f_t = 1$

Factor de corrección del material: $f_w = 1$

Factor de corrección de vida: $f_l = 200$

Diámetro del eje : $D = 30\text{mm}$

Diámetro del casquillo: $d = 26\text{ mm}$

El cálculo en horas de la vida del casquillo será:

$$L = 1,25 * 10^7 (f_t * f_w / (F * n)) * (d - F / (P_{adm} * D)) f_l = 14863 \text{ horas de vida del casquillo}$$

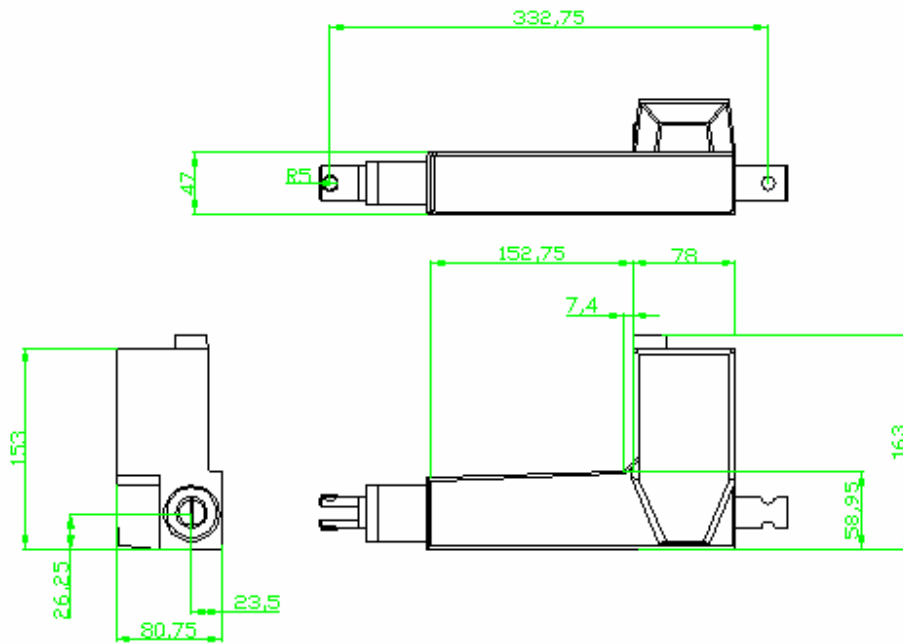
5.7.-Pistón

Para realizar la función de apertura y cierre del conjunto plataforma se ha seleccionado un pistón eléctrico debido a su ligereza y además de ser el único actuador lineal totalmente eléctrico que se acorta en su longitud con gran velocidad . Pudiendo prescindir de este modo de circuitos neumáticos que encarecerían el precio final de la plataforma además de requerir un mantenimiento más complejo durante el período de vida útil de la plataforma.

El método de funcionamiento del pistón es el siguiente: Cuando circula una corriente eléctrica por el mismo , un resorte en el interior del pistón se calienta produciéndose un acortamiento en su longitud.

El pistón estará anclado a la plataforma por la parte inferior y a la estructura por su parte superior.

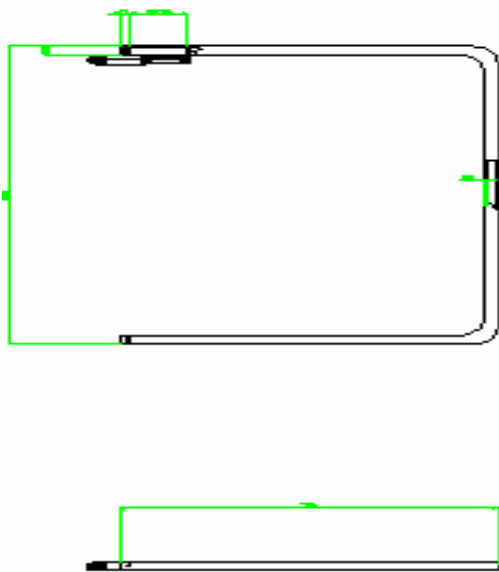
El pistón seleccionado para tal cometido es un Desklina-LA31 de tensión continua a 24v, hasta 2500N y una velocidad aproximada de 45 mm/s.



6.0 SEGURIDAD

6.1-Conjunto barandilla

Se trata de un elemento de seguridad activa, ya que su uso proporciona seguridad al usuario de la plataforma. Se fabricará a partir de una barra de aluminio extruido de 20 mm de diámetro interior y 25mm de diámetro exterior con un peso de 0.44 Kg./m. El perímetro exterior deberá cumplir las dimensiones de la plataforma es decir 750 x 850 mm. Se definirá un radio de curvatura de 50 mm para formar el conjunto baranda.

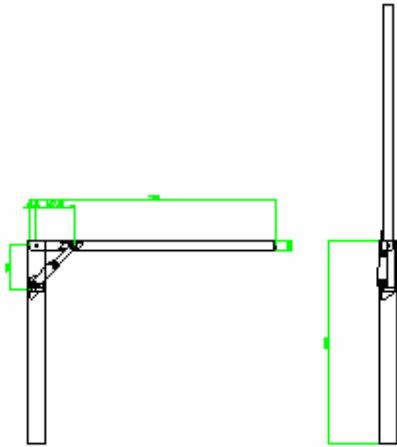


6.1.2- Accionamiento de la barandilla

El sistema de seguridad de la barandilla será el mismo que el sistema adoptado para el accionamiento de las aletas situadas en la base de la plataforma. Este sistema estará sincronizado con el sistema de apertura y cierre de las aletas, es decir, cuando una aleta sea alertada por un sensor inductivo de que debe subir o bajar, la barandilla actuará de modo inverso cerrando así el perímetro de la plataforma.

El cilindro eléctrico responsables de la ejecución serán de la marca OGNIBENE y concretamente el modelo LO2-N. Hemos seleccionado el mismo cilindro para esta función que el seleccionado para el accionamiento de las aletas por motivos de economía en el diseño.

La unión entre el cilindro y la barandilla , pasadores cilíndricos de diámetro 5 mm y fabricado en acero F-112. La misión del cual será fijar la barandilla solidariamente a la cabeza del cilindro actuador , para conseguir un giro de 90 ° mediante la flexión o la extensión del cilindro.



6.1.3.-Fijación de la baranda a la estructura

Deberemos de fijar la barandilla al resto de la estructura mediante unos pasadores , para ello se han seleccionado unos pasadores circulares de 5 mm. Fabricados en acero F-112. Además unas piezas especialmente diseñadas a tal efecto servirán para fijar el cilindro que dota de movimiento de la misma a la estructura.

La ubicación de los pasadores y del pistón puede ser observada con detalle en el plano existente a tal efecto.

6.2-Paro de emergencia

En la consola de mando se ubicará un pulsador para efectuar un paro de emergencia. Dicho pulsador cortará la alimentación eléctrica del sistema deteniendo la plataforma de forma inmediata.

Este pulsador tendrá una forma , unas dimensiones y será de un color tal que podrá ser apreciado incluso por personas de visibilidad reducida.

6.3- Aletas

Anteriormente descritas en el despiece de la plataforma pueden ser incluidas como elementos de seguridad ya que impiden el desplazamiento fuera de la misma.

6.4.- Panel protector de seguridad

Se trata de una chapa de aluminio lisa de 5 mm de espesor colocada a modo de tapa entre la estructura que contiene el motorreductor, el piñón la guía de alimentación y demás elementos internos del conjunto a los cuales se podrá acceder desde el exterior sino existiese esta protección.

Las dimensiones son 580x 800 mm y 5mm de espesor. Se fijará a la estructura por medio de cuatro tornillos los cuales permitirán que sea retirada siempre que sea requerido para una reparación o una revisión periódica.

7.-CONJUNTO PIÑÓN

El mecanismo piñón-cremallera tiene por finalidad la transformación de un movimiento de rotación o circular (piñón) en un movimiento rectilíneo (cremallera) o viceversa. Este mecanismo como su mismo nombre indica está formado por dos elementos componentes que son el piñón y la cremallera.

- El piñón es una rueda dentada normalmente con forma cilíndrica que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje.
- La cremallera es una pieza dentada que describe un movimiento rectilíneo en uno u otro sentido según la rotación del piñón.

El mecanismo piñón-cremallera funciona como un engranaje simple, esto significa que tanto la cremallera como el piñón han de tener el mismo paso circular y, en consecuencia, el mismo módulo.

El paso se puede calcular a partir de las características del piñón:

$$p = \pi D / z$$

p = paso del piñón o de la cremallera.

D = diámetro primitivo del piñón.

z = número de dientes del piñón.

Las velocidades de ambos elementos están determinadas, fundamentalmente, por las dimensiones del piñón. En concreto:

$$V = \omega D / 2$$

V = Velocidad de la cremallera

ω = Velocidad de giro del piñón

Habitualmente el piñón actúa como elemento motor y la cremallera, como elemento conducido, así podemos realizar la transformación de movimientos circulares en movimientos rectilíneos.

7.1.- Piñón

Las características de diseño impuestas serán:

$$Z = 13 \text{ dientes}$$

$$p = 3' / 4 = 19,05 \text{ mm}$$

$$m = p / \pi = 6$$

$$d = Z \times m = 78 \text{ mm}$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta estos datos procedemos a la verificación de los mismos sabiendo que :

$$d^{1/2} \times F = 71620 \times N/n$$

Podemos deducir que :

$$F = 1020 \text{ Kp}$$

Para la fabricación del piñón seleccionamos un acero de alta resistencia F -133 al CR-Ni-Mo las características del cual son:

$$\sigma_R = 125 \text{ Kp} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_F = 110 \text{ Kp} / \text{mm}^2$$

$$\text{HB} : 340-370$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_o \times (183 / 183 + v) = 5456 \text{ Kp} / \text{mm}^2$$

$$F_t = \sigma \times b \times y \times p$$

Tomando b con valor = 20 mm obtenemos :

$$\sigma = 2079,35 \text{ Kp/mm}^2$$

de donde : Esfuerzo a fatiga $F_d = 1027 \text{ Kp}$ y Carga resistente a desgaste $F_w = 1129 \text{ Kp}$

De los resultados anteriores podemos concretar que el esfuerzo a fatiga es menor que la carga resistente es correcto a desgaste.

Se procede ahora a comprobar la carga resistente a fatiga:

$$F_o = 2150 \text{ Kp}$$

Por tanto puesto que la carga resistente a fatiga es mayor que el esfuerzo que el esfuerzo a fatiga se admite la vida del piñón como infinita.

Así pues los requerimientos exigidos son correctos.

7.2.- Eje del piñón

Este eje soporta unos 260 Kp de peso del conjunto el peso del conjunto repartido en dos puntos de apoyo. La fuerza repartida crea un momento flector de valor máximo 835 Kp x cm. y un esfuerzo cortante máximo de 167 Kp.

7.2.1.- Cálculo del diámetro

Para la fabricación del eje se ha seleccionado un eje macizo de 30 mm de diámetro y 140 mm de longitud fabricado en acero F-112 con una capacidad de carga de 50 Kp/mm².

El eje se encuentra sometido a :

$$C = 260 \text{ Kp}$$

$$M_f = 835 \text{ Kp x cm.}$$

$$M_t = 4000 \text{ Kp x cm.}$$

Por tanto :

$$\sigma_{\text{comb}} = (\sigma^2 + (\alpha t)^2)^{1/2}$$

$$\sigma = M_f / 0,1 d^3 + N / A$$

$$\tau = M_t / (0,2 d^3) + C / A$$

Aplicando los datos conocidos obtenemos:

$$\sigma = 835 / (0,1 \times 3^3) = 309 \text{ Kp} / \text{cm}^2$$

$$\tau = 4000 / (0,2 \times 3^3) + 260 / (\pi \times 1,5^2) = 777,5 \text{ Kp} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{\text{comb}} = (309^2 + 2 \times 777,5^2)^{1/2} = 1585,5 \text{ Kp} / \text{cm}^2 < \sigma$$

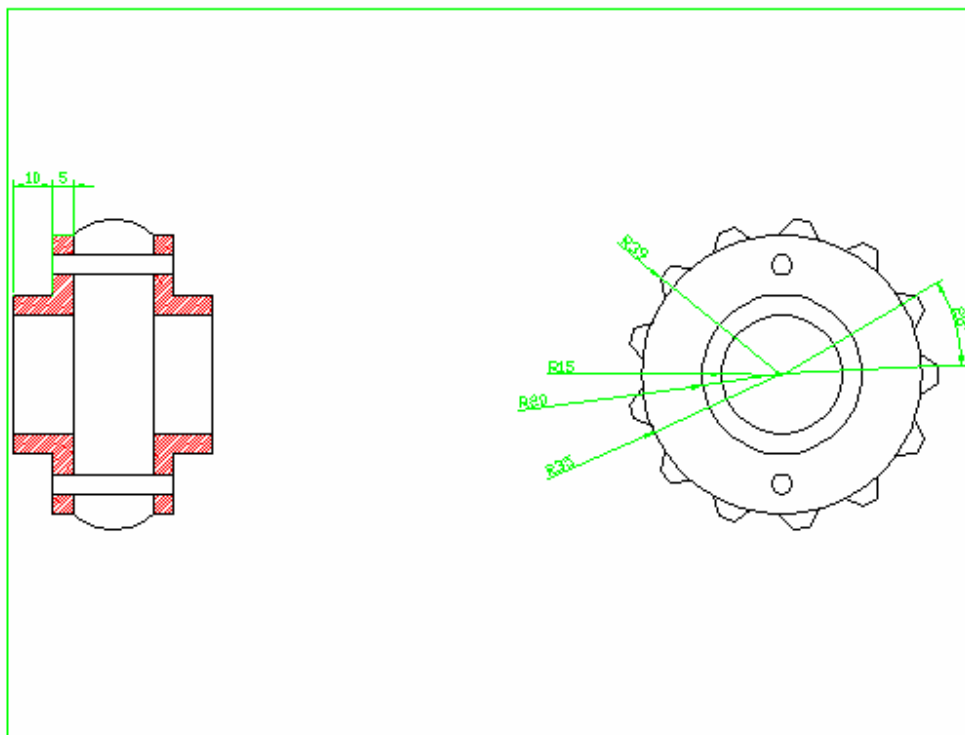
Por tanto aceptamos como válidas las características del eje seleccionado.

7.3.- Fijación del piñón al eje

Se ha ideado como método de fijación entre el piñón y el eje un sistema formado por una chaveta y dos piezas de encaje.

La resistencia de los dos soportes es de 50 Kp/ cm^2 , se han unido entre si por medio de dos tornillos pasantes de M4 y longitud 45 mm.

En el siguiente esquema se puede apreciar el piñón y el soporte del piñón con sus medidas correspondientes.



7.4.- Rodamientos

Se ha buscado un rodamiento con el mismo diámetro interior que el diámetro del eje, además debe de soportar una carga radial mínima de 167 Kp y por precaución algún tipo de carga axial.

Siguiendo las recomendaciones del fabricante el coeficiente de seguridad deberá ser elevado, deberá ser del orden de tres para prevenir posibles vibraciones y golpes.

Se ha seleccionado un rodamiento del catalogo de FAG con el fin de aunar proveedores, la referencia del mismo es 6006. Tiene las siguientes características:

Capacidad de carga dinámica = 1320 Kp

Capacidad de carga estática = 830 Kp

Coefficiente de seguridad = 5

Peso 160 g

Dimensiones :

$d = 30 \text{ mm}$

$D = 35 \text{ mm}$

$B = 13 \text{ mm}$

Se montará este rodamiento en los lados del eje a pesar de ser menor la carga.

7.5.- Motor reductor de giro del piñón

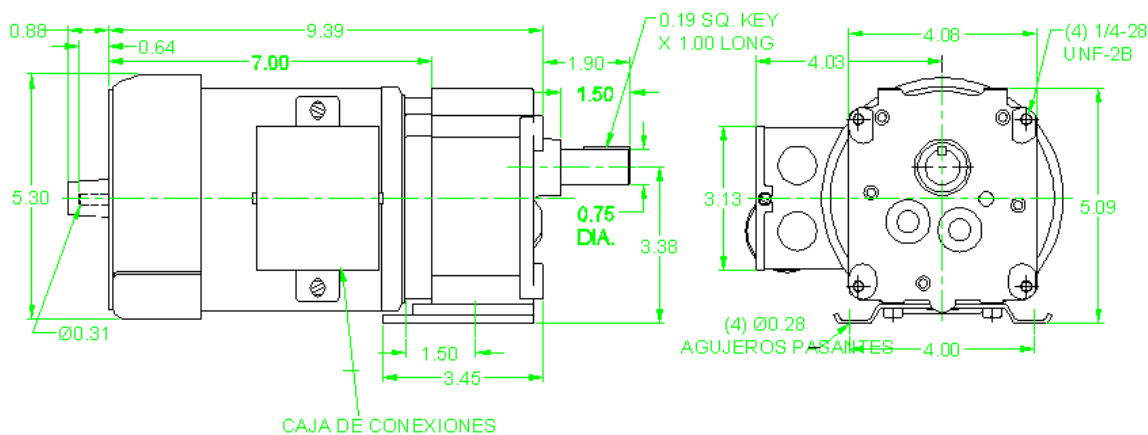
Será el motor responsable de transmitir movimiento al piñón y este al resto de la plataforma.

El primer elemento que definirá las condiciones del motor es el tornillo sinfín tendrá como objetivo a la vez que proporcionar par constante para efectuar la ascensión y el descenso a una velocidad también constante, servirá de freno ya que si este no gira la plataforma no podrá moverse. Como exigencia deberá aguantar tanto el par de arranque como el de frenada en condiciones extremas de carga.

La potencia del motor seleccionado será un motor reversible de $\frac{1}{2}$ CV a 220 v a c.c. con una velocidad de giro de 1450 r.p.m transformable hasta 8,3 r.p.m junto con la caja de reductores seleccionada La reducción de velocidad la fijaremos a priori durante la instalación del conjunto en la plataforma.

El motor elegido será de la marca oriental motor modelo 21k6GN-CWE el cual lleva incorporado el reductor necesario para las características requeridas.

Además se deberá incorporar una salida angular del eje suministrada por el fabricante para que podamos fijar el motor en la posición que hemos diseñado junto a su placa de fijación. Es decir en paralelo a la cremallera.



7.5.1.- Calculo del motor reductor

7.5.1.1- Velocidad

La velocidad estándar recomendada para este tipo de plataformas es de 0.1 m/s lineal. Se ha seleccionado esta velocidad ya que esta junto con la fuerza centrífuga de las curvas no provoca ninguna sensación de inseguridad. Para que el aumento de fuerza centrífuga en las curvas no sea apreciable se reducirá la velocidad de giro del piñón para que la velocidad siempre sea constante.

El control de velocidad se llevará a cabo mediante unos sensores inductivos colocados en la parte baja de la plataforma con referencias metálicas a lo largo del recorrido y conectados al PLC.

Calculo de la velocidad :

1.- En recta

$$\omega = v / \text{radio piñón}$$

$$V = 0.1 \text{ m/s}$$

$$\text{Radio piñón} = 0.04 \text{ m}$$

$$\Omega = 0.1/0.04 = 2.5 \text{ rad / s} = 23,87 \text{ r.p.m}$$

2.- En curva

$$\text{Radio de giro} = 0.7\text{m}$$

$$V = 0.1 \text{ m/s}$$

$$\text{Velocidad angular} = v / \text{radio de giro} = 1/7 \text{ Rad./s}$$

$$\text{Velocidad lineal que se debe de mantener} = 1/7 * \text{radio "B"} = 0.021 \text{ m/s}$$

$$\text{Velocidad angular del piñón} = Vc/ Rp = 0.021/0.04 = \underline{5.11 \text{ rpm}}$$

7.5.1.2.- Calculo del par y de la potencia necesaria

Se ha estimado una situación máxima desfavorable de : un peso del conjunto silla-PMR en unos 280 kp y una pendiente máxima de 45°.

Así pues :

$$P_x = P * \cos 45^\circ = 1980N$$

Para recta:

$$N_R = F * V_R = 1980 * 0.125 = 247w$$

$$M_R = N_R / W_{PR} = 247 / (30 * (2\pi/60)) = 78.6 w$$

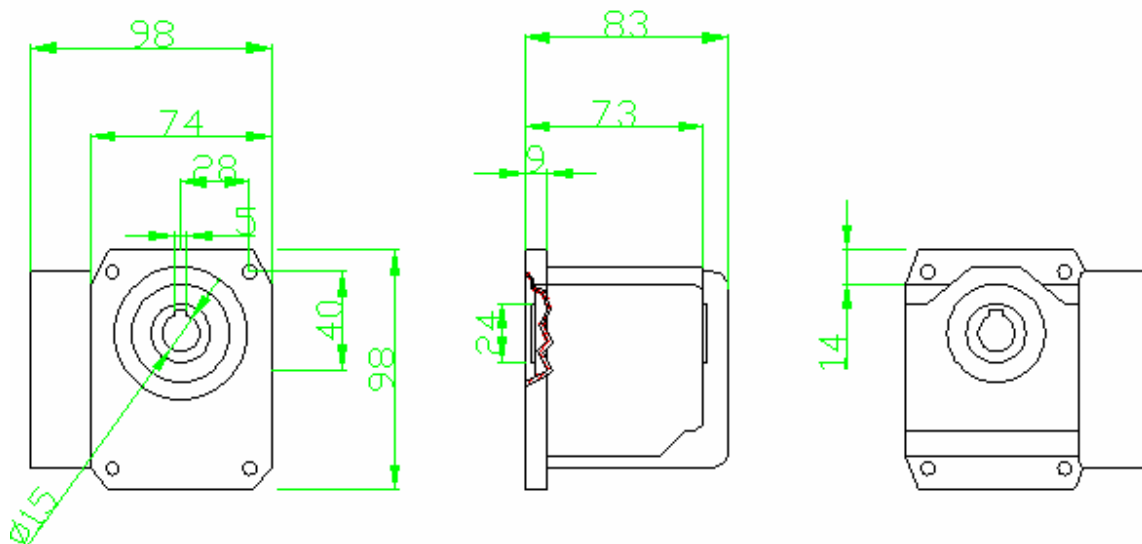
Para curva :

$$N_c = F * V_c = 1980 * 0.025 = 49,5 w$$

$$M_c = N_c / W_{PC} = 49.5 / (6 * (2\pi/ 60)) = 78.6 Nm$$

Con acuerdo a estos requerimientos el motor seleccionado es de ½ CV .

El reductor :



7.6 .- Sensores inductivos

Se ha decidido la instalación de sensores inductivos como método de control de velocidad y finales de carrera debido a su facilidad de instalación programación y mantenimiento ,su bajo coste en relación a otros sistemas de detección como las fotocélulas y menor problemática de desincronización de sistemas de finales de carrera por resortes.

Serán programados a través de un programa directamente insertado en el PLC. Para que el funcionamiento sea correcto deberemos de colocar una serie de plaquitas metálicas lo suficientemente grandes para poder ser detectadas correctamente y así ejecutar las órdenes asignadas.

Los sensores seleccionados son de la marca ASSEMtech modelo MPS4101SN las características de los cuales son:

- Resistencia: 80 mOhms
- Cambio de Voltaje: 230 Vac
- Cambio de Corriente: 1A
- Cambio de Distancia: 5mm
- Tamaño: L:42.0mm (1.65in) Dia: M10
- Switch Normalmente Abierto

8.0.-SISTEMA ELÉCTRICO.

Se procede al diseño del sistema de cableado necesario para alimentar todos los componentes eléctricos que conforman el conjunto dependiendo de la corriente seleccionada(alterna o continua según se estime necesario)

El despiece de componentes eléctricos que componen el sistema:

C.A. :

Diferencial
Fuente de alimentación
Motor reductor Piñón
Motor reductor baranda
Pistones
Plc
Sensores inductivos.

C.C:

Batería de emergencia
Pulsadores

8.1.- Diferencial

Con el fin de proteger la instalación eléctrica y con acuerdo al reglamento general de baja tensión se ha seleccionado un interruptor con límite de corriente 45 mA de la marca ABB el cual nos asegura la protección del sistema.



8.2.- Fuente de Alimentación

Dado que hemos seleccionado todos los elementos del sistema para que la corriente sea de 24v en c.c. y la corriente tomada de la red es de 230V de c.a. será necesaria una fuente de alimentación. Esta a su vez hará función de transformador pasando la corriente de 220v a 24 v y de rectificador modificando la señal de alterna a continua.

Seleccionaremos para una fuente de alimentación MEAN WELL modelo P40B-3P2J el cual cumple nuestras especificaciones , además este modelo quedará protegido por si mismo ya que queda incluido en una caja.

Se ha recreado la situación de mayor consumo eléctrico (el inicio de la marcha) para averiguar la intensidad necesaria la cual resulta ser de 20 A.

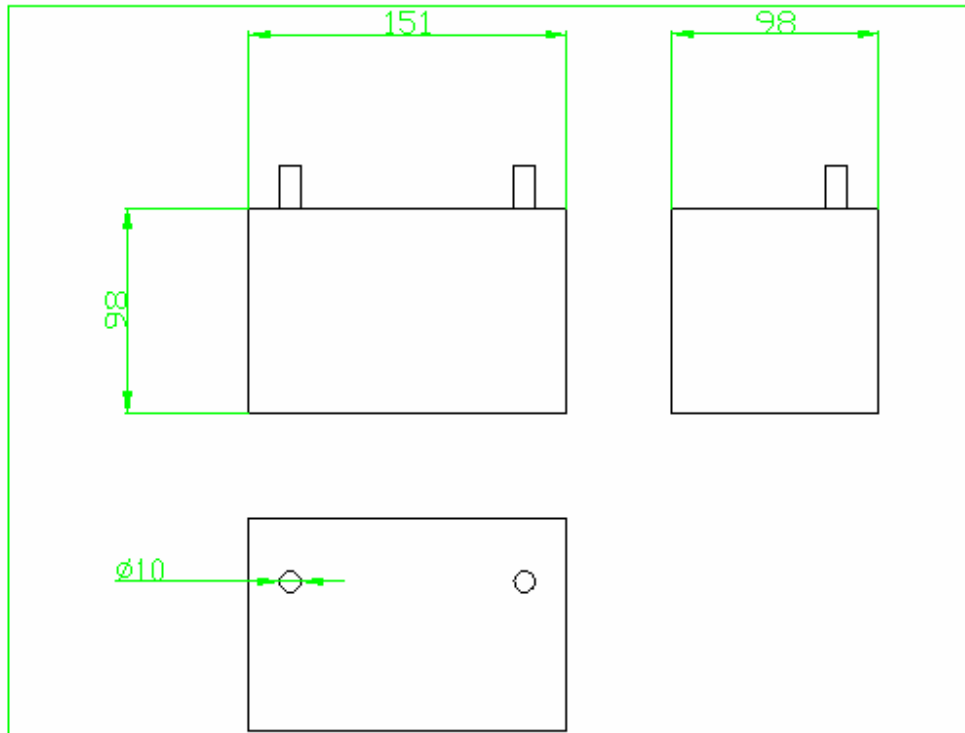
8.3.-Batería de Emergencia

Se requiere su instalación ya que en caso de un fallo en la red eléctrica dejaría la plataforma en medio del recorrido con la consiguiente molestia que ello ocasionaría a los usuarios.

Por tanto se la puede considerar como otro sistema más de seguridad.

Dado que el sistema funciona a 24 v y las baterías estándar son de 12 v necesitaremos conectar en serie dos de ellas para obtener el voltaje deseado.

Seleccionaremos la batería de la marca micropick modelo CP12100 de dimensiones 151 x 98 x 101 .Con las siguientes características de voltaje e intensidad 12V y 10A .La batería es de plomo y por sus características de fabricación no requiere mantenimiento.



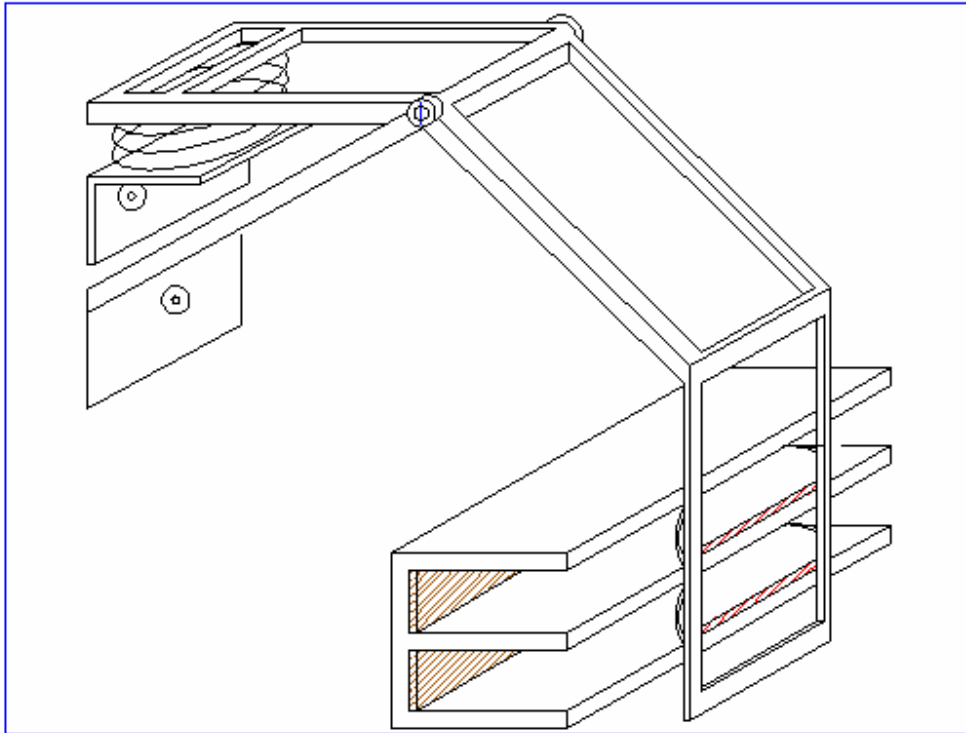
8.4.- Sistema conductor

Dado que hemos considerado que la mejor solución para que la plataforma se desplace es con el motor unido al resto del conjunto necesitaremos disponer de algún sistema de alimentación para el mismo. Hemos seleccionado como medio de de alimentación eléctrico un sistema de guía electrificada situada en la parte posterior de la baranda y que la recorre por completo.

Para evitar posibles accidentes por descuido u omisión se colocaran en el interior de una guía de plástico dos tiras de cobre las cuales además de conducir la electricidad cierra el circuito. Por su geometría y dimensiones será imposible llegar a contactar con el circuito de cobre desde el exterior, eliminando así cualquier riesgo de accidente por electrocución.

Para conectar el circuito interno de la guía al conjunto plataforma se ha dotado de un sistema que penetra en el interior de la guía contactando con las guías de cobre. Para que no se interrumpa el sistema de alimentación se ha diseñado el sistema a semejanza de un balancín constando de un muelle unido a unas patillas metálicas que servirán de puente entre la guía y el motor.

El sistema de conexión entre la guía y las patillas metálicas se trata de dos semicírculos plásticos los cuales contienen dos tiras de cobre en su parte más exterior , así mismo se ha conectado el PLC a cada una de las semicircunferencias para controlar la alimentación del motor.



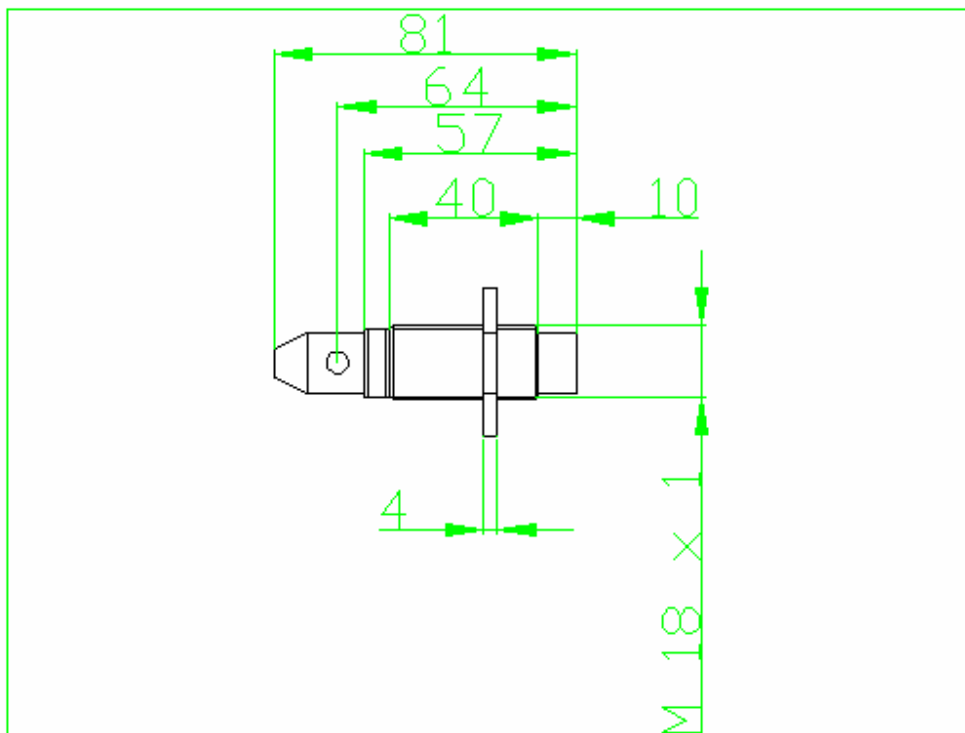
8.5.- Detectores.

Se ha decidido la instalación de sensores inductivos como método de control de velocidad debido a su facilidad de instalación programación y mantenimiento ,su bajo coste en relación a otros sistemas de detección como las fotocélulas y menor problemática de desincronización de sistemas de finales de carrera por resortes.

Serán programados a través de un programa directamente insertado en el PLC. Para que el funcionamiento sea correcto deberemos de colocar una serie de plaquitas metálicas lo suficientemente grandes para poder ser detectadas correctamente y así ejecutar las órdenes asignadas.

Los sensores seleccionados son de la marca ASSEMtech modelo MPS4101SN las características de los cuales son:

- Resistencia: 80 mOhms
- Cambio de Voltaje: 230 Vac
- Cambio de Corriente: 1A
- Cambio de Distancia: 5mm
- Tamaño: L:42.0mm (1.65in) Dia: M10
- Switch Normalmente Abierto



8.6.-Pulsadores

Crearemos una consola central de control en el conjunto plataforma así como dos pulsadores de llamada y dos de parada de emergencia situados en los extremos del recorrido y uno de alimentación general en la base del conjunto.

En la consola encontraremos los pulsadores correspondientes a las siguientes órdenes:

ON / OFF (Dotará de alimentación al sistema)
Ascensión (Cerraré barandilla y subirá las aletas)
Descenso (Cerraré barandilla y subirá las aletas)
Paro de emergencia

Así mismo en la consola central encontraremos unos indicadores luminosos de fallo (leds), en presencia de los cuales se evitará hacer uso del equipo.



8.7.-Controlador de velocidad para los motores de C.C.

Con este sistema se busca la reducción progresiva de velocidad en los finales de recorrido y en los tramos curvos.

Esta función la regularemos a través del motor de C.C. reduciendo la el voltaje que recibe el motor. Debemos hallar la variación necesaria para mover el conjunto ya que a menor voltaje menor par motor y por tanto menor velocidad.

Hemos seleccionado un regulador de corriente con unas características específicas:

Vmax y V min ajustables

Baja tensión 12 v

Alimentación mediante la red con las consiguientes modificaciones (trafo, rectificador, condensadores) o tomada desde unas baterías .

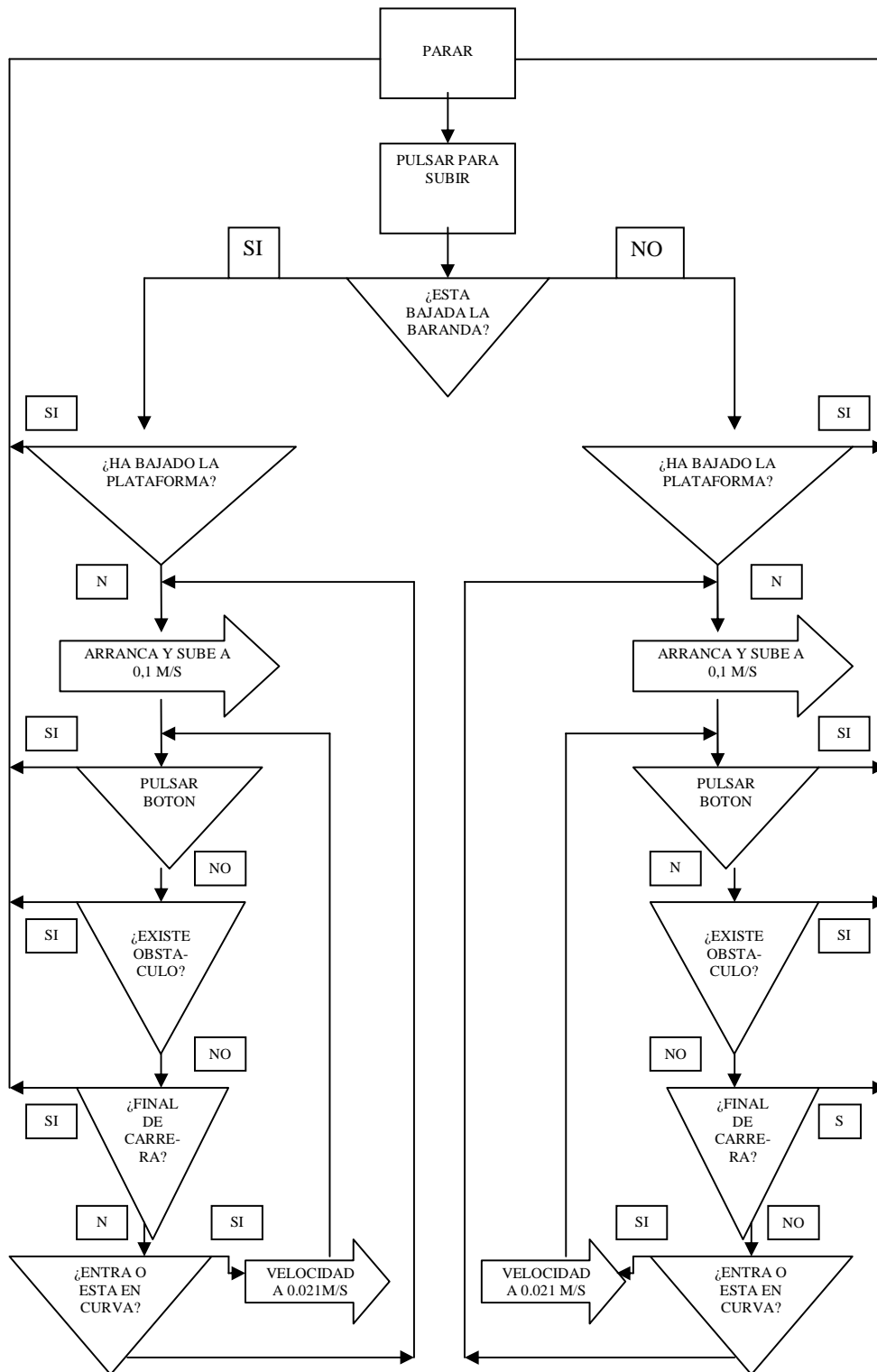
8.8.- PLC

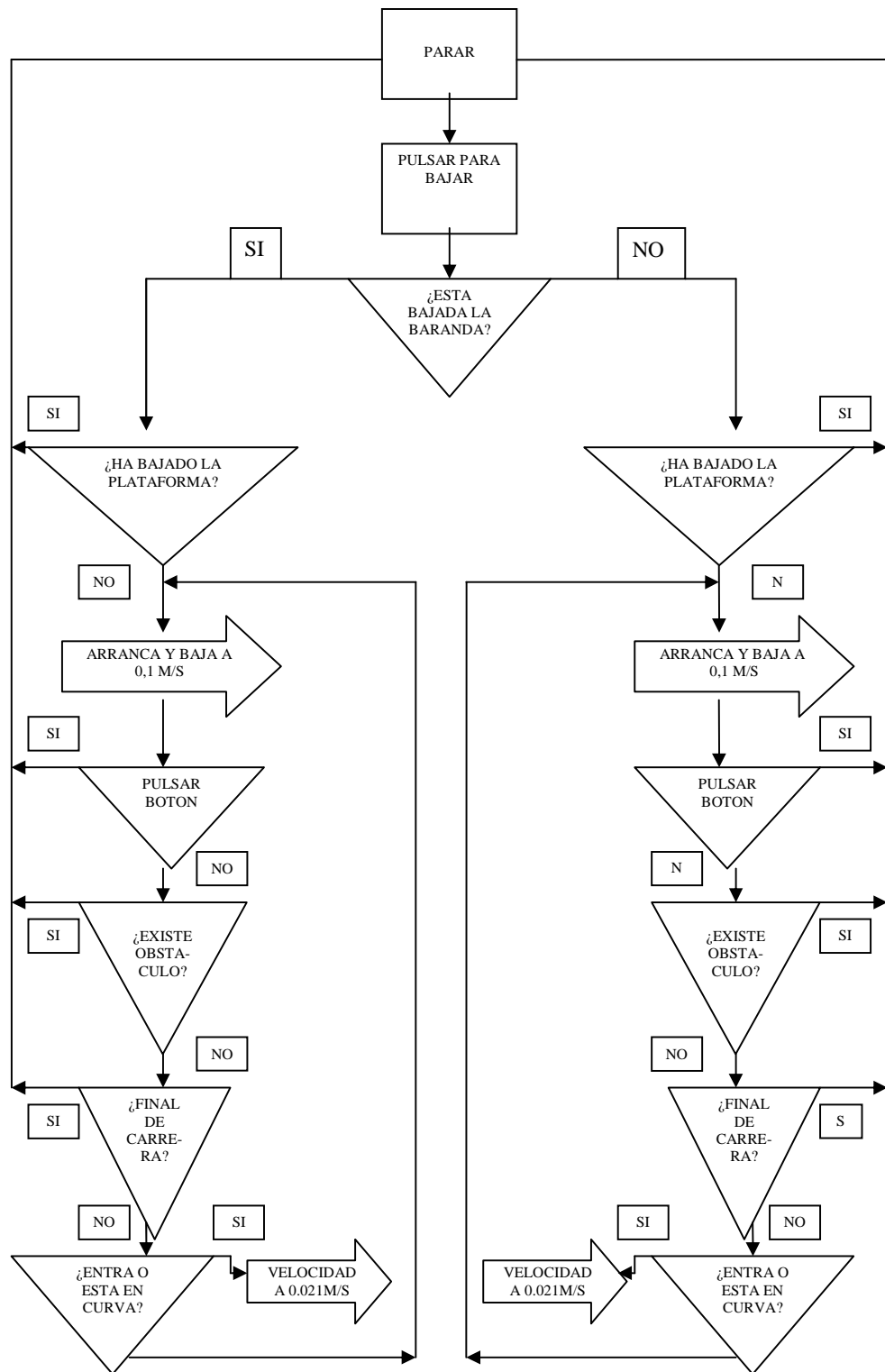
Será encargado de transformar las ordenes dadas a través de la consola central, las fotocélulas los cilindros eléctricos y demás elementos que intervienen en el sistema de control.

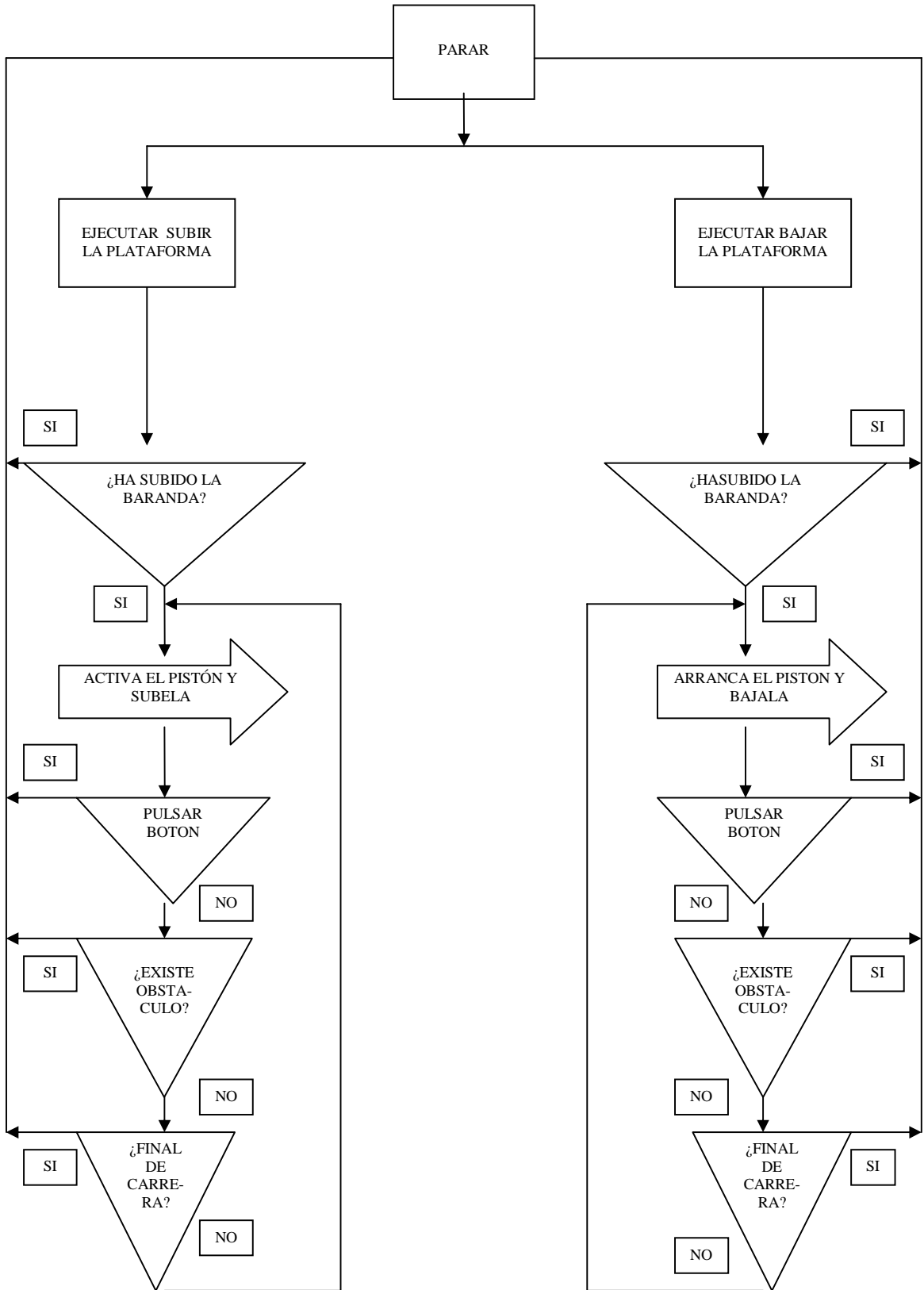
Para llevar a cabo esta misión seleccionamos el siguiente modelo: TomaHawk 8635^a. El catálogo del cual puede ser consultado entre los anexos.El PLC será gestionado por un programa introducido por el fabricante – instalador , si bien el sistema habrá de contener una secuencia similar a los siguientes diagramas de flujo.

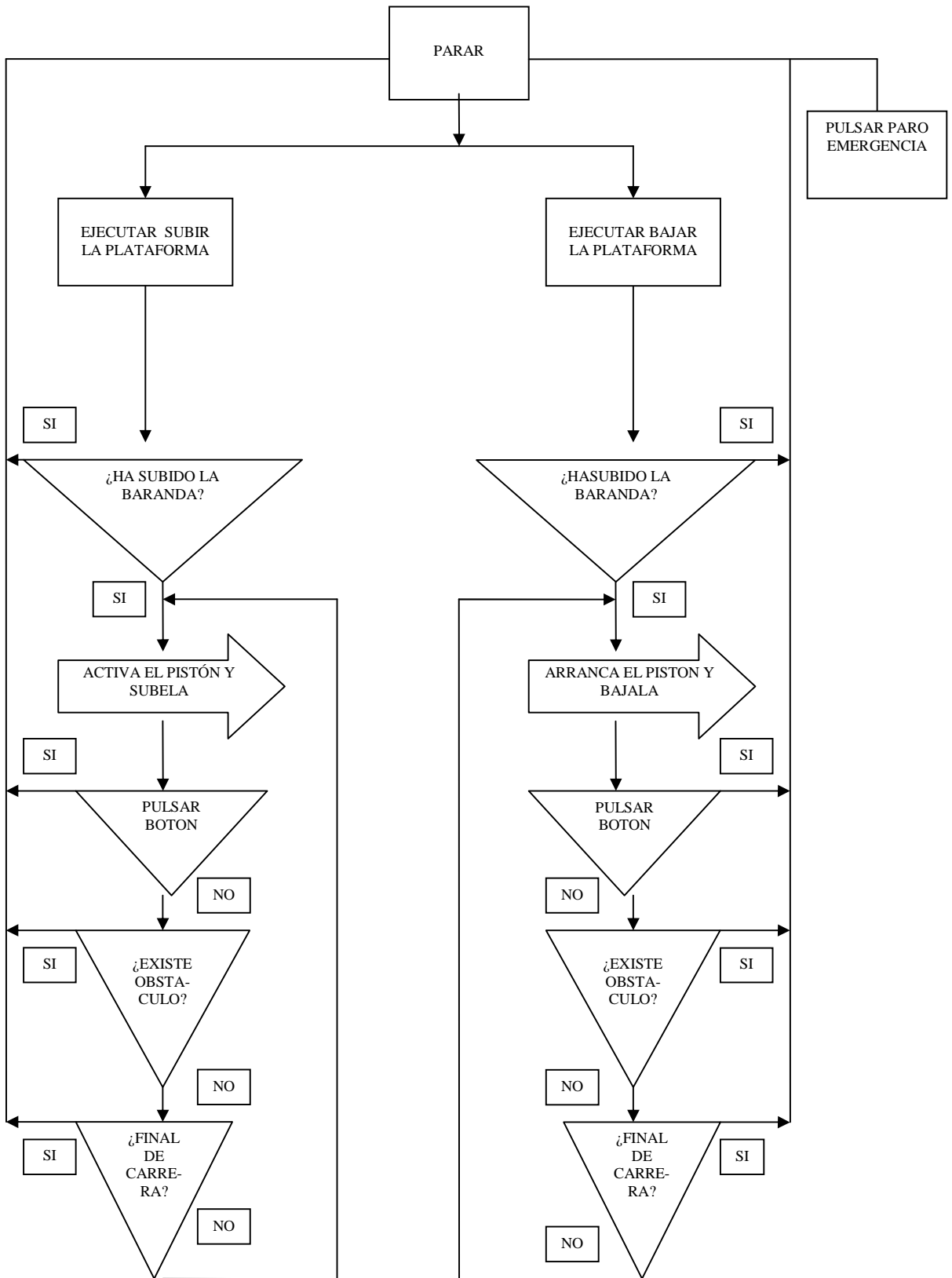
Se comprobar en la tabla 4.9. la secuencia interna del protocolo de actuación del PLC.

ESTUDIO Y DISEÑO DE UNA PLATAFORMA SALVA ESCALERAS







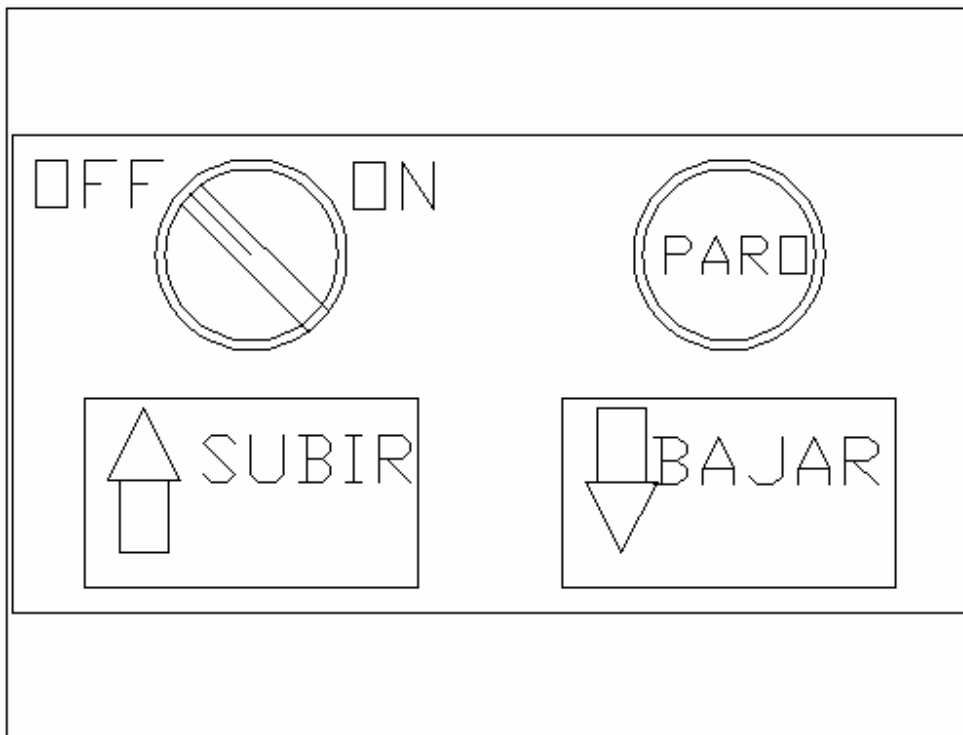


8.9.- Panel de control

Se situarán en los extremos del recorrido así como en la propia plataforma , de tal forma que se podrán utilizar como pulsadores de llamada si la plataforma no se encuentra en el final de recorrido en el que se encuentra el PMR.

A través de este panel daremos las órdenes al sistema eléctrico , se ha diseñado de tal forma el programa gestor en PLC que tan solo debemos de seleccionar si deseamos subir o bajar dado que el resto de operaciones asociadas a la acción del desplazamiento se encontrarán implícitas en el programa de PLC.

En el panel además de encontrar los pulsadores correspondientes a las operaciones de subir o bajar se encontrará un pulsador de paro de emergencia para poder detener la plataforma en situaciones de necesidad y también se hallará una clavija para activar la alimentación eléctrica del sistema.



8.10.- Cableado

Para la alimentación de los diversos dispositivos así como para la conexión entre ellos se ha decidido utilizar cable unipolar de distintos diámetros según sea requerido por los elementos a conectar.

Si bien se podría haber optado por soluciones particulares para cada elemento esto complicaría notablemente el montaje y encarecería la fabricación y el mantenimiento del dispositivo. Así pues se ha descartado esta solución para este prototipo, pero no se descarta para la producción en serie.

2.3-Objeto

El objeto del proyecto es un elevador o plataforma salva escaleras que permitirá a sus usuarios subir y bajar escaleras sin dependencia de otra persona, lo cual facilita la integración y movilidad de las personas con minusvalías.

2.4-Alcance

El proyecto pretende abarcar todos los aspectos mecánicos del elevador, sus actuadores y el control del elevador.