

ANEXOS

ANEXOS	1
ANEXO A. PARTES Y FUNCIONAMIENTO DEL SERVOFRENO.	3
A.1. Función del servofreno	3
A.2. Descripción del servofreno	5
A.3. Funcionamiento general del servofreno	8
A.3.1. Etapa A. Posición de reposo	8
A.3.2. Etapa B. Posición de frenado	9
A.3.3. Funcionamiento de la válvula atmosférica.....	10
A.4. Características	13
A.4.1. Parámetros modificables	13
A.4.1. Fuerza neumática.....	13
ANEXO B. CÁLCULOS BÁSICOS Y CÁLCULOS DE LOS COMPONENTES MÁS SIGNIFICATIVOS.	15
B.1. Resistencia de la fijación	15
B.1.2. Fuerza de montaje.....	16
B.1.2. Rigidez de las piezas unidas.	16
B.1.3. Rigidez del tornillo.	17
B.1.4. Relación de la rigidez	17
B.1.5. Fuerza separadora axial	18
B.1. 6.Comprobación del tornillo.	18
B.2. Cálculo deformación placa superior	20
B.3. Cálculo volumen de vacío.	22
B.3.1. Calculo del volumen de vacío plato LM-3604 y LM-3603	22
B.4.2. Calculo del volumen de vacío plato LM-3607	25
B.4.3. Comparación de los volúmenes	27
B.4. Cálculo del muelle	28
B.5. Cálculo fuga máxima a 2 segundos.	31



Anexo A. Partes y funcionamiento del servofreno.

A.1. Función del servofreno

La función del servofreno o isovac es amplificar el esfuerzo del conductor para dar un nivel de presión hidráulica a los frenos delanteros y traseros del vehículo, ya que sin amplificación o asistencia alcanzar el mismo nivel de presión hidráulica en los frenos sería mucho más difícil físicamente para el conductor. Esta amplificación se basa en la diferencia de presión entre dos cámaras con una pared móvil entre ellas, que se desplaza hacia el lado donde hay menos presión para equilibrarla. El circuito de frenado de un automóvil está compuesto básicamente por los elementos descritos en la figura A.1. Estos elementos son pedal de freno, servofreno, cilindro maestro tándem, depósito de líquido de freno, dos circuitos de freno, compensador de frenada, y freno. El servofreno va delante del conductor para tener un apoyo mecánico más directo (sin mecanismos que trabajen a torsión). Esto da un mayor confort de pedal (sin sensación de excesivo hundimiento sin rendimiento).

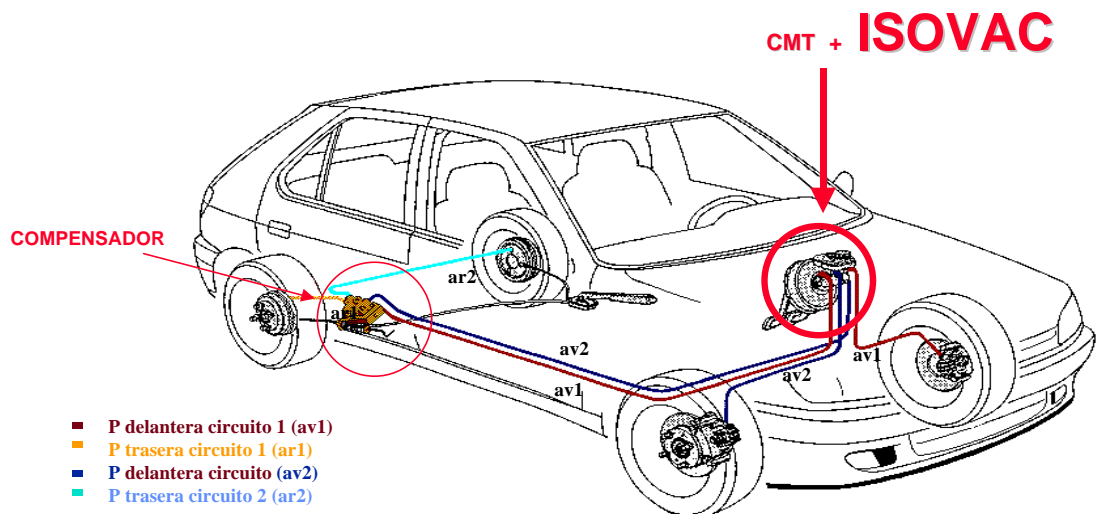


Fig. A.1. Posición en el coche del servofreno



El esfuerzo realizado por el pie del conductor del vehículo es amplificado en primer lugar por el pedal de freno (efecto palanca) que aplica una carga en la varilla del servofreno. Este amplifica el esfuerzo aplicándolo sobre el cilindro maestro tándem (C.M.T.) o bomba de freno y este mediante los dos circuitos hidráulicos aplica el esfuerzo amplificado sobre el sistema de frenos. En la figura A.2. se puede ver un ejemplo esquematizado de las diferentes fases de multiplicación del esfuerzo realizado en la frenada de un vehículo.

Como se puede ver en la figura A.2. el factor multiplicador del esfuerzo total es de 75, dependiendo de factores como el tipo de servofreno, el cilindro maestro tándem, la relación de secciones del circuito hidráulico... Los factores típicos de amplificación de un servofreno van de los 4.2 a 5.5, dependiendo del modelo.

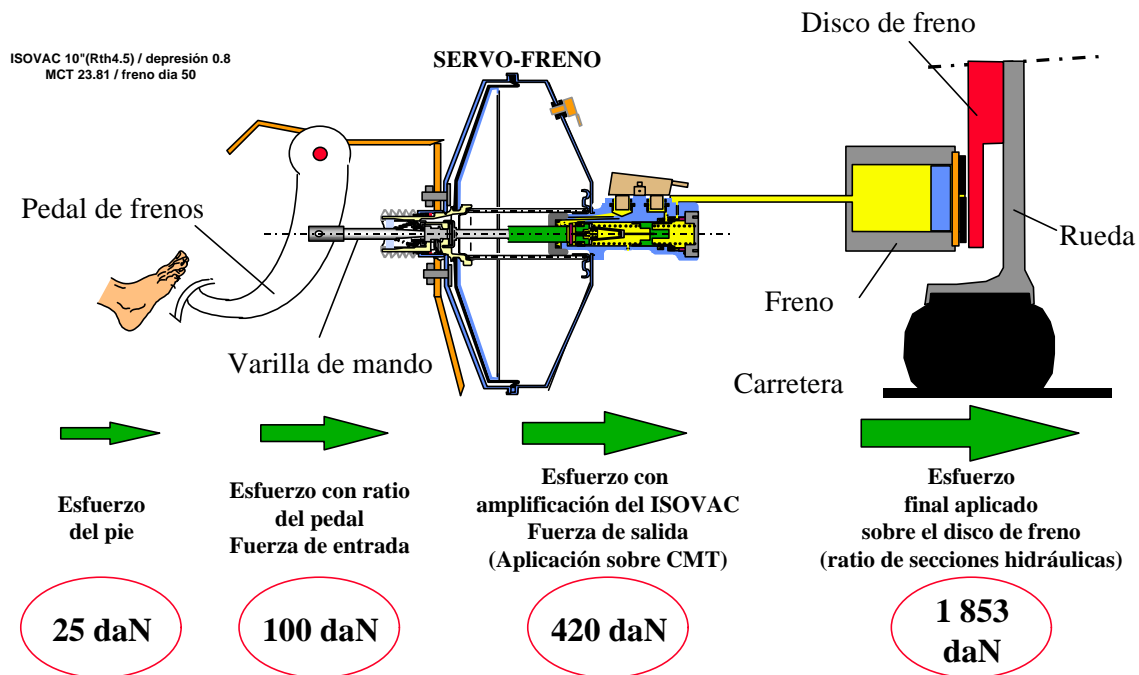


Fig. A.2. Factores de multiplicación del esfuerzo.



A.2. Descripción del servofreno

El servofreno está compuesto básicamente por dos cámaras separadas entre ellas por una pared móvil y un sistema de válvulas que permiten la comunicación entre una de esas cámaras y el exterior según si se está aplicando un esfuerzo en el pedal de freno, se deja de aplicar o el sistema se encuentra en posición de reposo.

La estanqueidad entre estas cámaras y el exterior debe asegurarse en todo momento, únicamente permitiendo el paso de vacío por la válvula atmosférica, ya que la existencia de fugas provocaría la pérdida de asistencia en el momento de la frenada en el vehículo y el consiguiente riesgo de accidente. En la figura A.3. se encuentran esquematizadas las partes y componentes más importantes del servofreno.

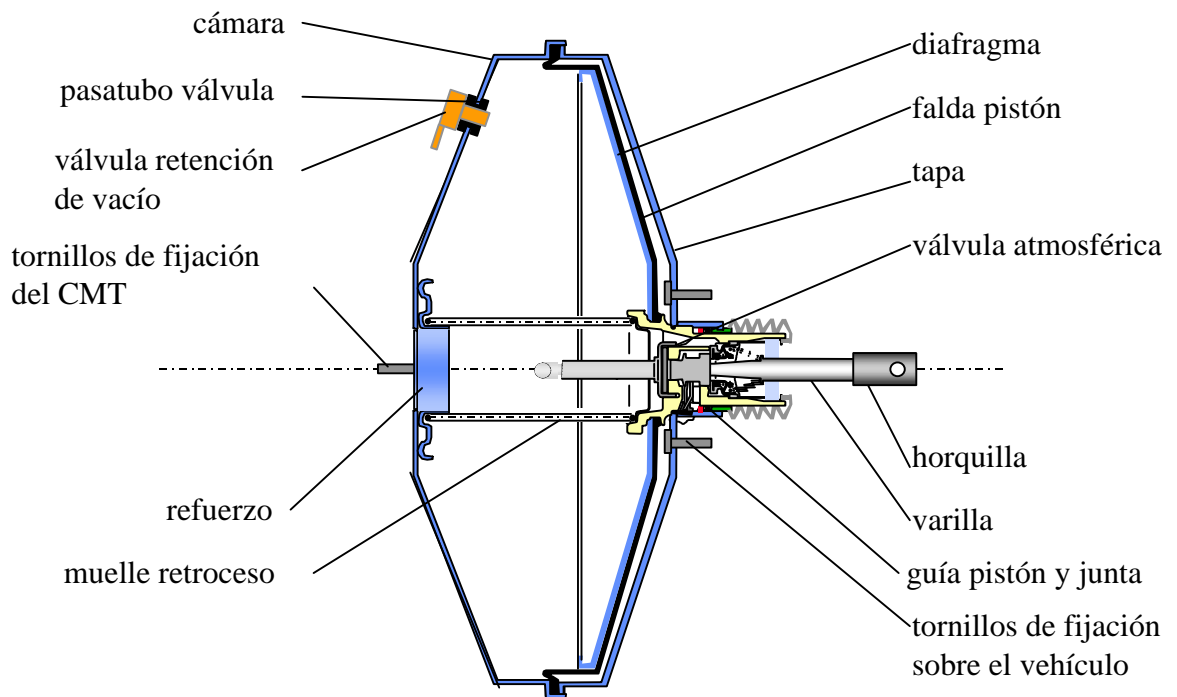


Fig. A.3. Esquema de un servofreno



La función de las principales partes del servofreno indicadas en la figura anterior, figura A.3 son las siguientes:

- Válvula atmosférica: asegura la estanqueidad entre las dos cámaras y el exterior.
- Horquilla y varilla: unión con el sistema pedal. Diferente para cada cliente.
- Guía pistón: sirve para dar un deslizamiento correcto al sistema.
- Válvula de retención del vacío: está conectada a la cámara de admisión del motor (gasolina) o la bomba de vacío (diesel), para así aspirar presión del servofreno y hacer y hacer vacío.
- Muelle de retroceso: devuelve el pedal a su sitio una vez lo soltamos.
- Diafragma: separa físicamente las dos cámaras del servofreno, manteniendo la estanqueidad entre ellas.
- Falda: nos da la sección eficaz.

En la figura A.4. se pueden observar con más detalle los elementos que forman parte del subconjunto cuerpo pistón y válvula atmosférica:

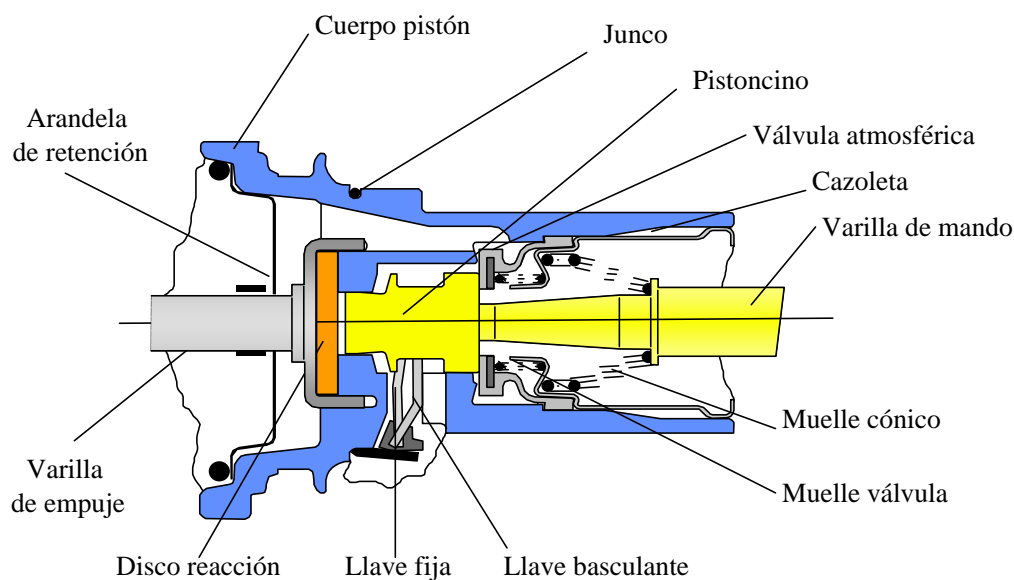


Fig. A.4. Válvula atmosférica



La función de los diferentes elementos descritos en la figura A.4 es la siguiente:

- Arandela de retención: sirve de guía de la varilla de empuje.
- Varilla de empuje: apoyo físico de servofreno sobre el CMT (cilindro maestro tándem). Es esta varilla la que transmite todo el esfuerzo del conductor y de la asistencia del servofreno entre la varilla y el pistón de empuje del CMT.
- Disco de reacción: distribuye en función de las secciones (pistoncino y cuerpo pistón) los esfuerzos (varilla de mando y asistencia)
- Llave fija + llave basculante: sirve para regular la carrera muerta.
- Junco: aguanta las llaves fija y basculante.
- Pistoncino: hace el ratio de asistencia con el cuerpo pistón
- Cazoleta: da rigidez a la válvula (muelle).
- Muelle cónico – muelle válvula: mantienen en su posición la válvula atmosférica.
- Varilla de mando: unión de pistoncino, horquilla y pedal.



A.3. Funcionamiento general del servofreno

A.3.1. Etapa A. Posición de reposo

En esta posición las dos cámaras del servofreno se encuentran en contacto con el colector de admisión en los vehículos equipados con motores de gasolina y con la bomba de vacío en los vehículos equipados con motor diesel a través de la válvula de retención de vacío. Por lo tanto ambas cámaras se encuentran a la misma presión, menor a la presión atmosférica normalmente a 0,8 bars. Al estar ambas cámaras a una presión igual no existe asistencia. Esta situación se encuentra descrita en la figura A.5.

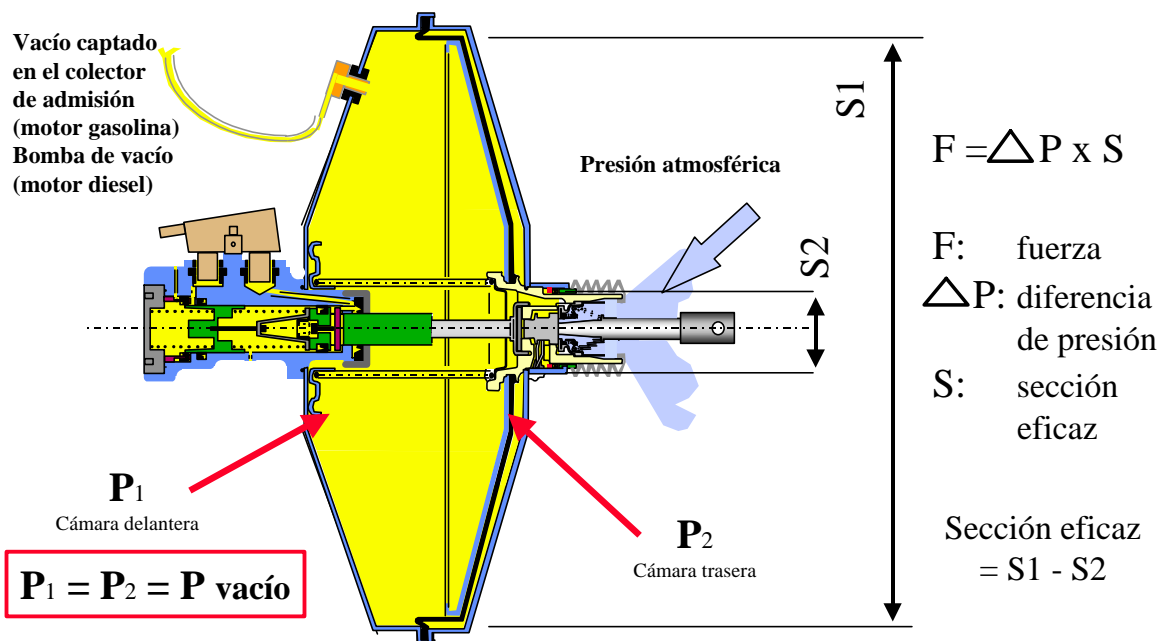


Fig. A.5. Etapa A. Posición de reposo.



A.3.2. Etapa B. Posición de frenado

Esta etapa tiene lugar cuando se aplica un esfuerzo en el pedal de frenado. La cámara delantera del servofreno se encuentra a presión de vacío, pero la cámara trasera se encuentra a presión atmosférica, ya que la válvula atmosférica se ha abierto permitiendo el paso de aire a esta cámara. Esta diferencia de presiones entre ambas cámaras provoca la amplificación de la fuerza realizada en el pedal de freno, fuerza de entrada, y que la fuerza realizada por el pistón de empuje en el cilindro maestro tandem, fuerza de salida, sea mayor. Todo el subconjunto de válvula atmosférica, falda, membrana y pistón de empuje se desplazan acompañando el movimiento de la varilla de empuje (y pedal de freno). En la figura A.6. se puede ver un esquema de esta etapa del funcionamiento del servofreno.

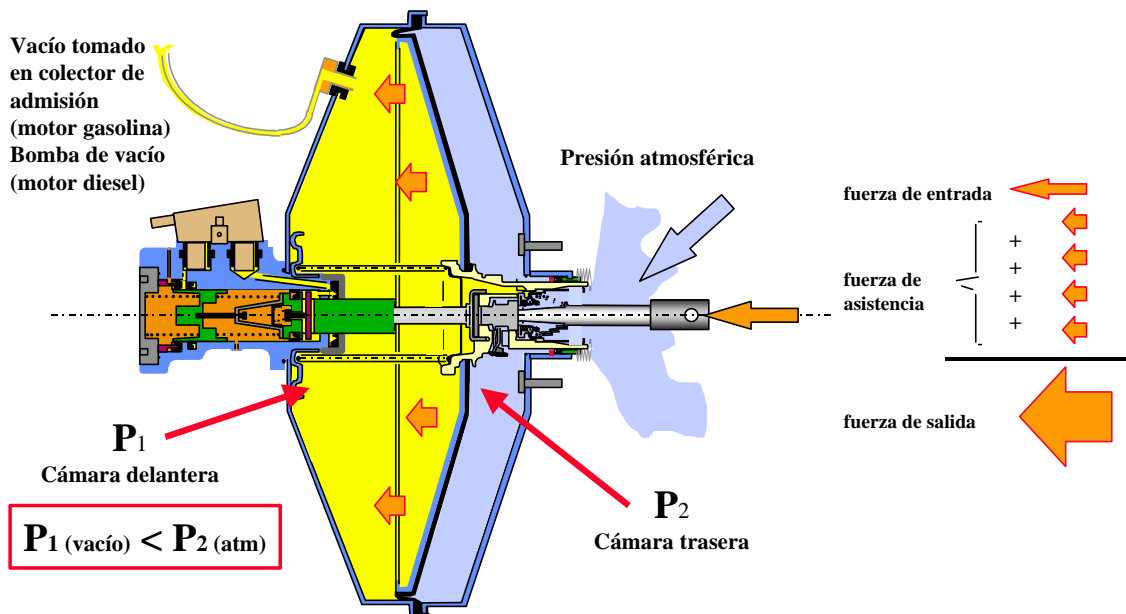


Fig. A.6. Etapa B. Posición de frenado.



A.3.3. Funcionamiento de la válvula atmosférica.

- **Etapa 1. Posición de reposo:** Durante la posición de reposo en la válvula atmosférica se mantiene abierto el contacto A, con lo que las cámaras trasera y delantera están en contacto y por lo tanto en ambas existe depresión. En cambio el contacto B de la válvula atmosférica se mantiene cerrado, por lo que se consigue tener aisladas ambas cámaras del exterior, manteniendo la depresión. Estos contactos de la válvula atmosférica y su posición se pueden observar en la figura A.7.

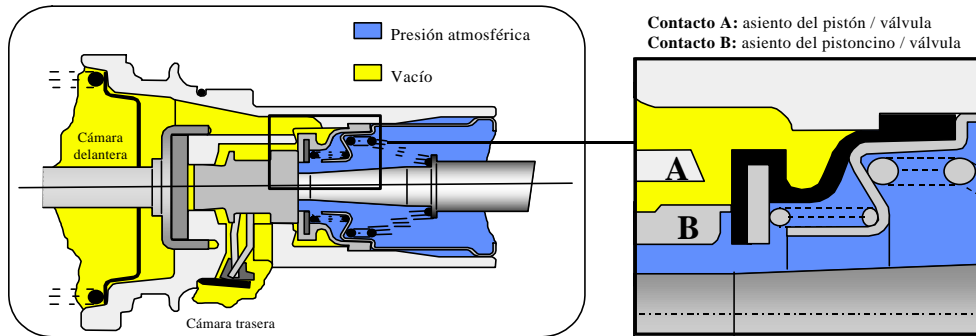


Fig. A.7. Etapa 1. Posición de reposo.

- **Etapa 2. Aislamiento.** En esta etapa es aplicada una fuerza en el pedal de freno del vehículo, y una fuerza en la varilla de empuje del servofreno igual a la fuerza de ataque. Esto provoca el cierre de los contactos A y B, con lo que existe aislamiento de las cámaras entre ellas y entre la cámara trasera y el exterior. Existe equilibrio entre las fuerzas (fuerza de entrada, fuerza de asistencia y fuerza de reacción del CMT). Toda variación del esfuerzo de entrada elimina el equilibrio, con lo que se abre otra vez el contacto B. En la figura A.8 se encuentra esta etapa.

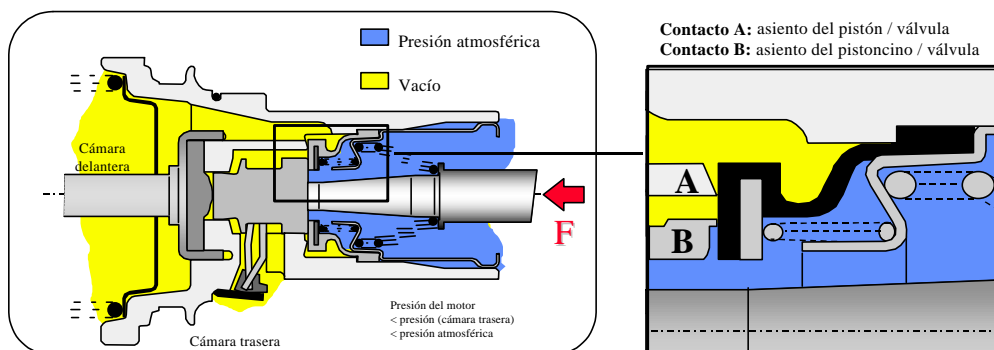


Fig. A.8. Etapa 2. Aislamiento.



- **Etapa 3. Principio de frenado.** Es aplicada una fuerza de entrada mayor a la fuerza de ataque del servofreno. Se mantiene cerrado el contacto A, por lo que no existe comunicación entre ambas cámaras. El contacto B se abre, lo que provoca una subida de presión en la cámara trasera y produce un desplazamiento del conjunto pistón. Situación representada en la figura A.9.

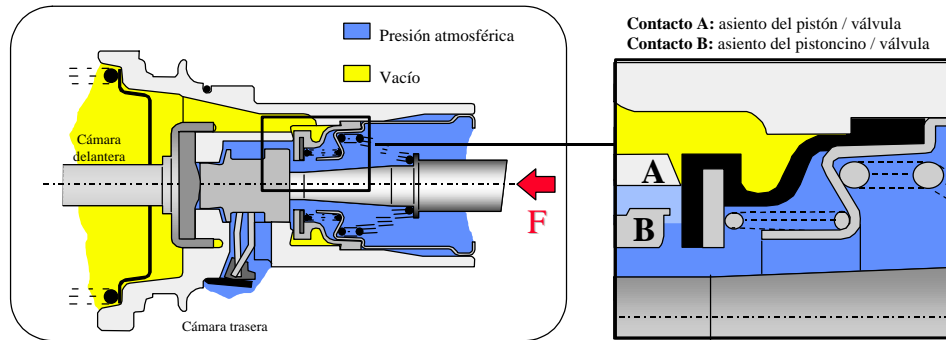


Fig. A.9. Etapa . Principio de frenado.

- **Etapa 4. Frenado constante.** El esfuerzo de entrada F es constante. Los contactos A y B se encuentran cerrados. Existe equilibrio entre las fuerzas de entrada, la fuerza de asistencia y la fuerza de reacción del CMT. De nuevo toda variación del esfuerzo de entrada elimina el equilibrio, con lo que se abre de nuevo el contacto B y se sigue subiendo por la misma recta en el diagrama fuerza de entrada y fuerza de salida. Situación descrita en la figura A.10.

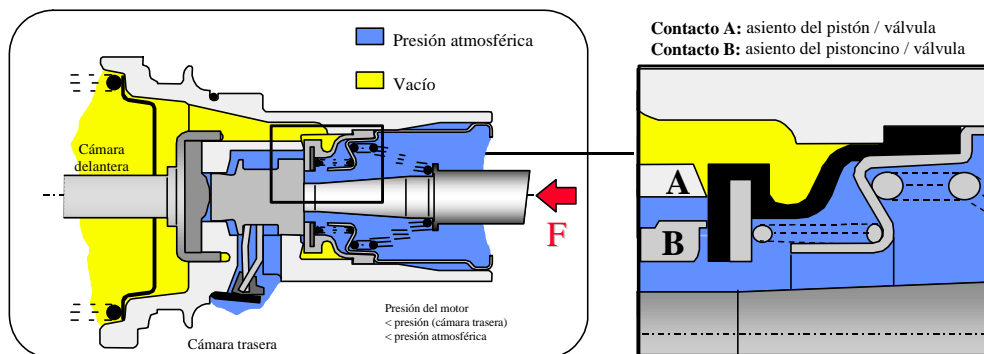


Fig. A.10. Etapa 4. Frenado constante.



- **Etapa 5. Frenado máximo.** Ocurre después del punto de saturación. El contacto A se encuentra cerrado y el contacto B abierto (la cámara trasera se encuentra a presión atmosférica). La fuerza de asistencia es nula. Situación descrita en la figura A.11. Después del punto de saturación el esfuerzo de salida aumenta muy poco con el de entrada

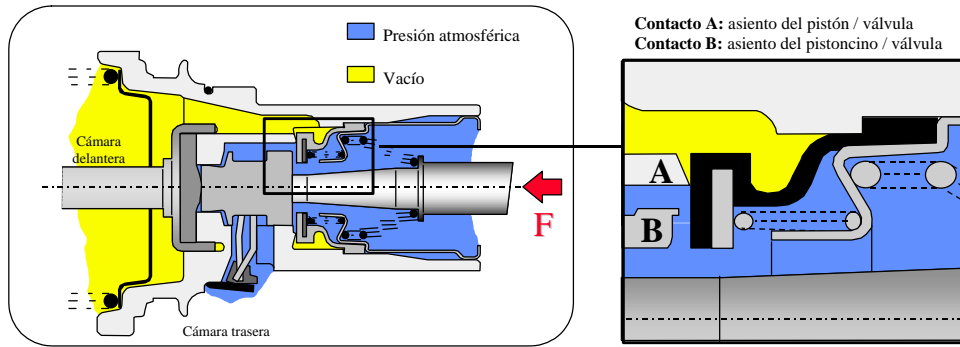


Fig. A.11. Etapa 5. Frenado máximo

- **Etapa 6. Desfrenado.** Ocurre cuando al soltar el pedal de freno. El contacto B se encuentra cerrado, la presión atmosférica no entra en la cámara trasera. El contacto A se encuentra abierto, por lo que el vacío se reinstala en las dos cámaras. Figura A.12.

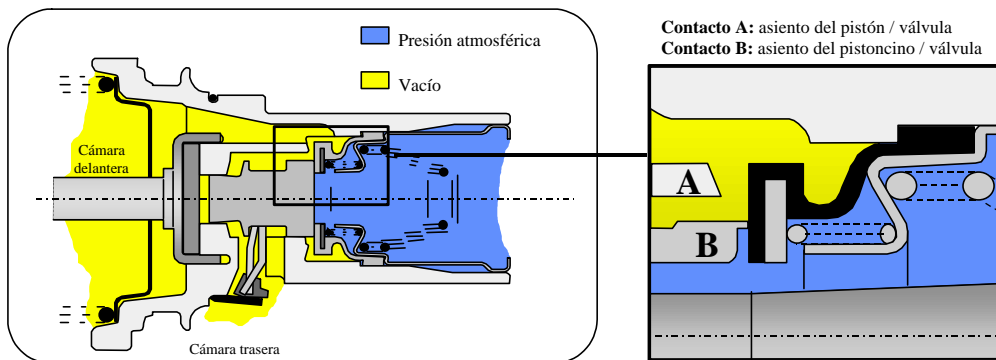


Fig. A.12. Etapa 6. Desfrenado.



A.4. Características

A.4.1. Parámetros modificables

Algunos de los parámetros modificables en el servofreno que influyen en el rendimiento de éste son los siguientes:

- Sección eficaz: cuanto más grande es la sección eficaz mayor es la amplificación que nos aporta el sistema, y por tanto menor el esfuerzo que hemos de realizar para frenar.
- Carrera muerta: espacio que recorre el pedal sin que el contacto B se abra.
- Diámetro pistoncino y longitud del pistón: estas dimensiones dan el ratio o pendiente de asistencia de nuestro sistema y el salto.
- Filtro: filtra el aire cuando hay admisión de la presión atmosférica en el servofreno de manera que evita perder estanqueidad por suciedad de la válvula atmosférica. Influye sobre el ruido.

A.4.1. Fuerza neumática.

- Línea de asistencia: es la pendiente si no tuviéramos la asistencia del servofreno, solo la fuerza que podríamos hacer con el pie, multiplicado por el brazo de palanca del pedal.
- Línea de saturación: a partir del punto de saturación ya no tenemos más asistencia. Entonces, si continuamos aplicando esfuerzo tendremos una relación proporcional al esfuerzo sobre el pedal – presión, el resultado es una recta que tiene la misma pendiente que la línea sin asistencia.
- Diferencia de presión: es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión de vacío, la cual está alrededor de un nivel de depresión de 0.8 bars.



Estas diferentes partes de la curva, línea de asistencia, línea de saturación, y línea sin asistencia se encuentran descritas en la figura A.17.

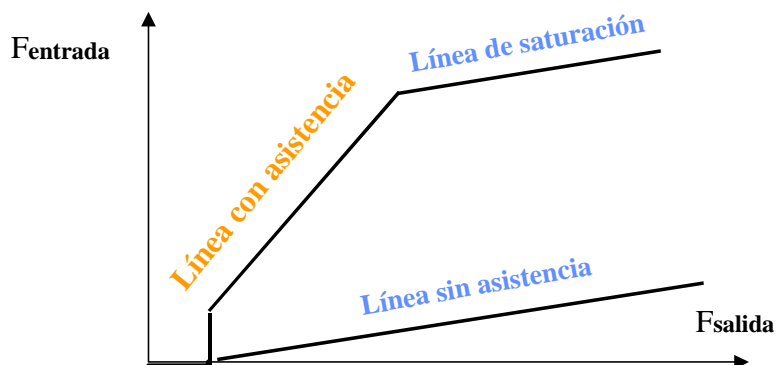


Fig. A.5. Diagrama fuerza de entrada - fuerza de salida.

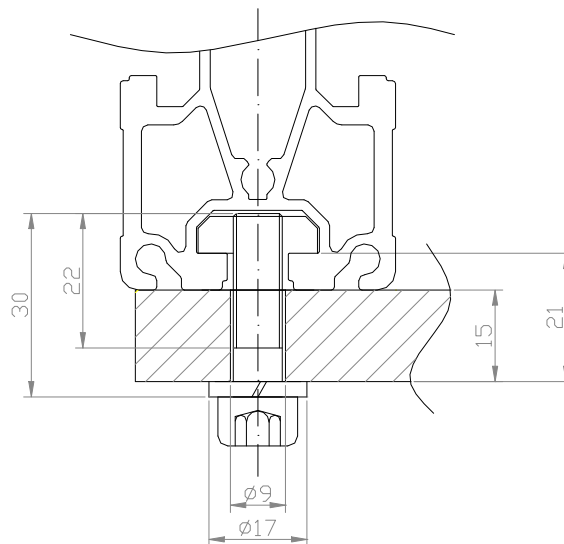


Anexo B. Cálculos básicos y cálculos de los componentes más significativos.

B.1. Resistencia de la fijación

Es necesario realizar el cálculo de la fijación del conjunto elevador, ya que por esta fijación pasan los esfuerzos realizados por los cilindros neumáticos a la cinta transportadora, y si se produjese la fallada de uno de esos elementos caería todo el conjunto elevador, por lo que se debe realizar la comprobación de los tornillos que fijan todo el conjunto a la cinta transportadora. La placa base del elevador está fijada por 6 tornillos de M8 a la cinta, 3 a cada lado. En la figura B.1 podemos observar el esquema del tipo de fijación. La fuerza que deben soportar estas fijaciones es de 500 N (fuerza necesaria para realizar la deformación de la junta esponjosa calculada experimentalmente). Los tornillos de fijación, como ya se ya dicho son de M8, clase de resistencia 8.8 con recubrimiento de zincado galvanizado, igual que las tuercas. Los tornillos se colocan lubricados y son apretados con llave fija.

La fuerza aplicada en la unión es axial pulsatoria, con una fuerza máxima de 500 N para los 6 tornillos y una fuerza mínima de 0 N, por lo que de deberá calcular que la unión no falle a fatiga.



B.1.2. Fuerza de montaje

A partir de los datos anteriores se haya el valor del coeficiente de rozamiento global $\mu_G = 0,12$ en la tabla 5 del libro “Unions cargolades, Josep Fenollosa Coral”. A partir de este coeficiente, y teniendo en cuenta que los tornillos de fijación son de M8 se obtienen interpolando con los datos presentes en la tabla 7 del mismo libro los valores de la fuerza de montaje máxima y momento de montaje mínimo. Como el tornillo es apretado a mano se obtiene un factor de apriete $\alpha_c = 3$, con lo que se obtienen los siguientes valores:

- Fuerza de montaje límite $\rightarrow F_{M \text{ lim}} = 17.200N$
- Momento de montaje $\rightarrow M_M = 22,5Nm$
- Momento de montaje preescrito $\rightarrow M'_M = 0,9 \cdot M_M = 20,25Nm$
- Fuerza de montaje máxima $\rightarrow F_{M \text{ max}} = 17.200N$
- Fuerza de montaje mínima $\rightarrow F_{M \text{ min}} = \frac{F_{M \text{ max}}}{\alpha_c} = \frac{17.200}{3} = 5.733.3N$

B.1.2. Rigidez de las piezas unidas.

Si se observa la figura B.1. se puede considerar que es una unión semiextensa, ya que $D_d/d_f = 22/9 = 2,44$ pero la longitud de la placa y de la cinta es mucho mayor en el sentido perpendicular a ésta, por lo que se considera una unión extensa. Por lo tanto la rigidez de las piezas será:

$$k_p = \frac{p}{4} \cdot \frac{E_p}{l_p} \cdot \left[\left(d_l + \frac{l_p}{10} \right)^2 - d_f^2 \right] = \frac{p}{4} \cdot \frac{210.000}{21} \cdot \left[\left(17 + \frac{21}{10} \right)^2 - 9^2 \right] = 2.229 \cdot 10^6 N/mm^2$$



B.1.3. Rigidez del tornillo.

A la hora de realizar el cálculo de la rigidez del tornillo los diferentes parámetros son los siguientes, a partir de los cuales se realiza el cálculo de k_c :

$$\triangleright l' = 0.4 \cdot d = 3,2 \text{ mm}$$

$$\triangleright A' = A_T = 36,6 \text{ mm}^2$$

$$\triangleright A_1 = p \frac{d^2}{4} = 50,26 \text{ mm}^2$$

$$\triangleright l_3 = 6 \text{ mm}$$

$$\triangleright l_1 = 22 \text{ mm}.$$

$$k_c = \frac{E_c}{2 \frac{l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_3}{A_T}} = \frac{210.000}{2 \frac{3,2}{36,6} + \frac{22}{50,26} + \frac{6}{36,6}} = 0.2704 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$$

B.1.4. Relación de la rigidez

A partir del cálculo de la relación entre la rigidez del tornillo y la rigidez de las piezas se puede ver si la unión tendrá tendencia a separarse antes que a la rotura del tornillo. En este caso la separación de las piezas a unir no es crítica, es preferible a la rotura de la unión. Con el valor de c obtenido se comprueba que en este caso la tendencia es a la separación de la junta antes de la rotura del tornillo.

$$c = \frac{k_c}{k_c + k_p} = \frac{0,2704 \cdot 10^6}{0,2704 \cdot 10^6 + 2,290 \cdot 10^6} = 0.108$$



B.1.5. Fuerza separadora axial

Como ya se ha comentado anteriormente las fuerzas separadoras aplicadas en cada unión son:

- Fuerza separadora máxima $\rightarrow F_{S \max} = \frac{500}{6} = 83,33 N$
- Fuerza separadora mínima $\rightarrow F_{S \min} = 0 N$
- Nivel de acción de las fuerzas $\rightarrow i = \frac{10}{21} \approx 0,5$
- Relación de rigidez corregida $\rightarrow c' = i \cdot c = 0,5 \cdot 0,108 = 0,054$

La parte de la fuerza separadora que hará aumentar la tracción será:

- $F_{cs \max} = c' \cdot F_{S \max} = 0,054 \cdot 83,33 = 4,49 N$
- $F_{cs \min} = c' \cdot F_{S \min} = 0 N$

La parte de la fuerza separadora que descomprime las piezas unidas será:

- $F_{ps \max} = (1 - c') \cdot F_{S \max} = (1 - 0,054) \cdot 83,33 = 78,83 N$
- $F_{ps \min} = (1 - c') \cdot F_{S \min} = 0 N$

B.1. 6.Comprobación del tornillo.

A la hora del montaje se tiene compresión más torsión, por lo que en los primeros ciclos de la fuerza separadora se tiene que:

- $s_e = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 640 = 576 N/mm^2$

Se debe realizar la comprobación de que:

- $\Delta s = \frac{F_{CS \max}}{A_T} = \frac{4,49}{36,6} = 0,122 N/mm^2 \leq 0,1 \cdot R_e = 0,1 \cdot 640 = 64 N/mm^2$



Con este resultado se comprueba que se existe seguridad en los primeros ciclos de la fuerza separadora. Ahora se debe comprobar la seguridad en los ciclos posteriores, si existe seguridad a fatiga. La sollicitación será:

$$\text{➤ } s_a = \frac{F_{Cmax} - F_{Cmin}}{2 \cdot A_3} = \frac{(17.200 + 4,49) - (17.200 + 0)}{2 \cdot 36,6} = 6,13 \cdot 10^{-2} \text{ N/mm}^2$$

Para calcular la resistencia es necesario conocer la amplitud de la resistencia σ_A . Se considera un tornillo y una tuerca normal de compresión, el tornillo con la rosca cortada y después bonificado. Por lo tanto a partir de estos datos en la figura 5.4 del libro "Unions cargolades. Josep Fenollosa Coral" se obtiene un valor de $\sigma_A = 60 \text{ N/mm}^2$. Por lo tanto el coeficiente de seguridad del tornillo a fatiga será:

$$\text{➤ } C_s = \frac{s_A}{s_a} = \frac{60}{6,13 \cdot 10^{-2}} = 978$$

Se comprueba que la seguridad del tornillo a fatiga es muy elevada. Esta fijación esta altamente sobredimensionada, ya que el esfuerzo que debe soportar cada tornillo es muy pequeño, pero las cintas transportadoras están diseñadas para fijaciones de tornillos de M8, métrico con el cual quedamente sujeto el conjunto a la cinta de una manera segura. Se debe pensar que en el diseño de esta estación es preferible que los elementos estén sobredimensionados, ya que su fabricación es prácticamente unitaria, y una rotura en este elemento sería peligrosa.



B.2. Cálculo deformación placa superior

La placa base superior (elemento 0301-001/01) del cabezal superior es de gran superficie, con un espesor reducido. Esta placa recibe todo el esfuerzo realizado por el cilindro neumático del cabezal superior, por lo que puede presentar una deformación excesiva. Por esta razón en este apartado se realiza el cálculo de la flecha de esta placa.

Esta placa se puede considerar un elemento con una carga vertical en su parte central (la reacción al esfuerzo aplicado por el cilindro neumático) y dos reacciones en los extremos de ésta, correspondiente a las fijaciones de la placa a los perfiles de aluminio. La reacción correspondiente al cilindro neumático es de 500 N, por lo que ambas reacciones serán de 250 N cada una. En la figura B.2 se encuentra un esquema de la placa, con las dimensiones características y el diagrama de momentos flectores, en el cual se observa como el punto de máxima flexión es el punto de aplicación de la fuerza. El momento flector en cada punto será de la forma $M_{b_{max}} = F \frac{a \cdot b}{l} Nm$.

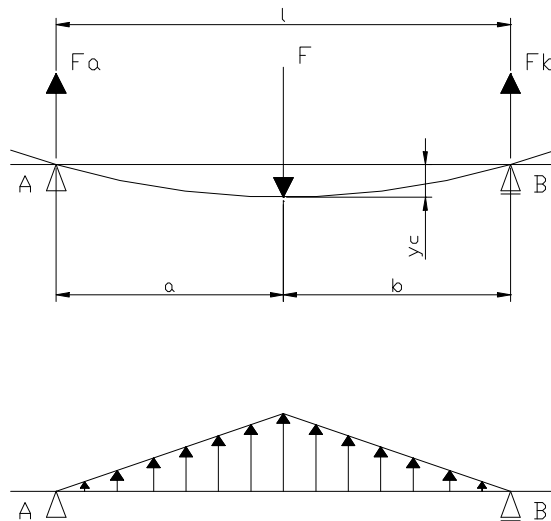


Fig. B.2. Esquema fuerzas placa base superior y diagrama momentos flectores



F: fuerza realizada por el cilindro (500 N)

a: distancia entre reacción 1 y punto de aplicación de F (197,5 mm)

b: distancia entre reacción 2 y punto de aplicación F (197,5 mm)

l: longitud entre ambas reacciones (395 mm)

En este caso la flecha máxima corresponde al punto de aplicación de la carga, ya que está aplicada en el parte central de la placa, con lo que la flecha correspondiente a este punto será calculada con la siguiente ecuación:

$$y_c = \frac{F \cdot l^3}{3EI} \cdot \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{b^2}{l^2}$$

Si tenemos que:

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{410 \cdot 16^3}{12} = 139.946,6 \text{ mm}^4$$

Finalmente la flecha sufrida por la placa en el punto de aplicación del esfuerzo, que coincide con el punto de deformación máximo y en el punto medio de la placa será la siguiente:

$$y_c = \frac{F \cdot l^3}{3EI} \cdot \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{b^2}{l^2} = \frac{500 \cdot 395^3}{3 \cdot 210000 \cdot 139.946,6} \cdot 2 \cdot \frac{197,5^2}{395^2}$$

$$y_c = 0,174 \text{ mm}$$

El resultado obtenido es una flecha mínima, considerada como aceptable, con lo que el espesor de la placa base superior es considerado como el adecuado, sin la necesidad de incorporar ningún tipo de refuerzo o nervio en dicha placa para tener que disminuir la deformación sufrida por la placa en cada aplicación del cilindro.



B.3. Cálculo volumen de vacío.

B.3.1. Calculo del volumen de vacío plato LM-3604 y LM-3603

Para realizar el cálculo del volumen de la cámara de vacío de la estación verificadora de las líneas de montaje LM-3604 y LM-3603 se divide la sección de la cámara en diferentes áreas que serán integradas en los 2π radianes, ya que se puede aproximar por un cuerpo de revolución. Las partes en las cuales ha sido dividida para realizar el cálculo del volumen están indicadas en la figura B.3:

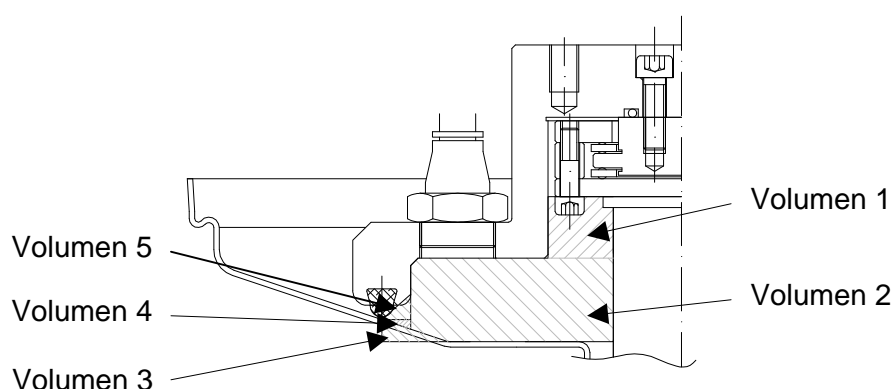


Fig. B.3. Cámara de vacío del cabezal LM-3603 y LM-3604

Volumen 1.1: sección cuadrada con $R_1 = 37$ mm, $R_2 = 18.9$ mm y $h = 17$ mm. Esta sección corresponde a la parte del plato destinada al alojamiento del mecanismo flotante, teniendo en cuenta el volumen ocupado por éste.

$$V_1 = \int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_1} h \cdot r \cdot dr \, d\mathbf{a} = \int_0^{2\pi} h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot d\mathbf{a} = 2\pi \cdot h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right)$$

$$V_1 = 54.036,74 \text{ mm}^3$$



Volumen 1.2: sección cuadrada con $R_1 = 75$ mm, $R_2 = 18.9$ mm y $h = 23.66$ mm, al cual se le debe restar el volumen de la sección 3. Este volumen corresponde a la cámara de vacío en sí, siendo el espacio existente entre el plato y la tapa del servofreno.

$$V_2 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} h \cdot r \, dr da = \int_0^{2p} h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot da = 2p \cdot h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right)$$

$$V_2 = 391.554.8 \, mm^3$$

Volumen 1.3: sección que se le debe restar al volumen 2, delimitado por la recta A., con un $R_1=75$ y $R_2=64,56$. Este volumen se debe a la inclinación que existe en la pared de la tapa del servofreno.

$$A = -0.33r - 21.52$$

$$V_3 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} A \, dr da = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} \left(-\frac{1}{3}r - 21,52 \right) \, dr da = - \int_0^{2p} \left[\frac{1}{3} \cdot \frac{r^2}{2} + 21,52r \right]_{64,56}^{75} da$$

$$V_3 = 2.937,4 \, mm$$

Volumen 1.4: sección delimitada por la recta A entre los radios $R_1= 83$ mm. y $R_2 = 75$ mm, entre una altura de $H_1=3.48$ y $H_2=6.16$.

$$A = -0.33r - 21,52$$

$$V_4 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} A \, dr da = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} \left(-\frac{1}{3}r - 21,52 \right) \, dr da = - \int_0^{2p} \left[\frac{1}{3} \cdot \frac{r^2}{2} + 21,52r \right]_{75}^{83} da$$

$$V_4 = 2.405,32 \, mm^3$$



Volumen 1.5: sección delimitada por la recta B entre los radios $R_1= 83$ mm y $R_2=75$ mm, y entre unas alturas de $H_1=6.16$ y $H_2=7.5$.

$$B = 0,625r - 71,65$$

$$V_5 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} B \, dr da = \int_0^{2p} \int_r^{r_1} (0,625r - 71,65) \, dr da = 2p \left[0,625 \frac{r^2}{2} - 71,65 r \right]_{-83}^{-73} = 73.24,43 \, mm^3$$

Volumen total

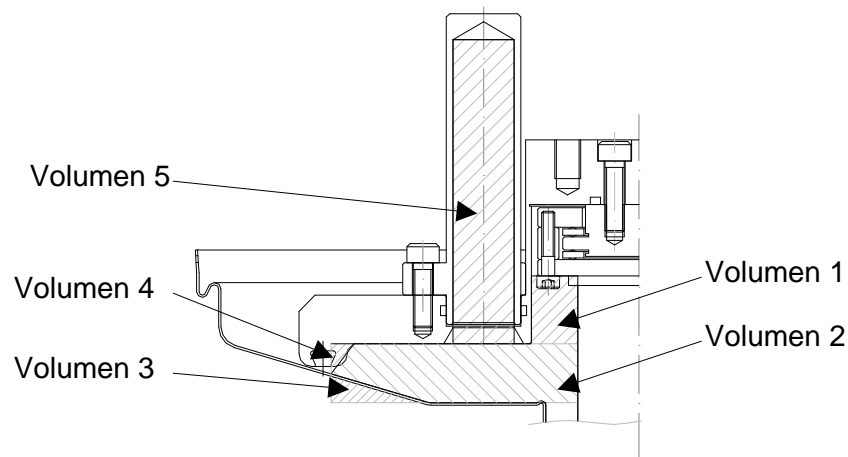
$$V_{TOTAL1} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 - V_5 = 54.036,74 + 391.554,8 + 2.405,32 + 7.324,43 - 2.937,4$$

$$V_{TOTAL1} = 452.383,89 \, mm^3$$



B.4.2. Calculo del volumen de vacío plato LM-3607

Igual que en el caso anterior se debe calcular el volumen de la cámara de vacío dividiendo la sección en diferentes partes e integrando en los 2π radianes las partes que son de revolución del eje central, pero en este caso se le debe añadir el volumen de los alojamientos para los llamados "tie-rods". En la figura B.4. están representadas las partes en las que ha sido dividida la cámara del plato de la estación correspondiente a la línea de montaje LM-3607:



Volumen 2.1: sección cuadrada con $R_1= 33,25$, $R_2= 18.9$ mm y $h = 21$ mm. Este volumen igual que en el caso anterior corresponde al volumen existente para el alojamiento del mecanismo flotante.

$$V_1 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} h \cdot r \cdot dr \, da = \int_0^{2p} h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot da = 2p \cdot h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right)$$

$$V_1 = 49.371,39 \text{ mm}^3$$

Volumen 2.2: sección cuadrada con $R_1=95,1$ mm, $R_2=18.9$ mm y $h=18,2$ mm, al cual se le debe restar el volumen de la sección 3 y de la sección 4.



$$V_2 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} h \cdot r \cdot dr \, d\mathbf{a} = \int_0^{2p} h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot d\mathbf{a} = 2p \cdot h \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right)$$

$$V_2 = 496.685,04 \, \text{mm}^3$$

Volumen 2.3: volumen que se le debe restar al volumen 2, delimitado por la recta A', calculada a partir de los dos puntos (-64,8;0) y (-95,1;9), y por un $R_1=95,1$ y $R_2=64,8$

$$A' = -0,297r - 19,251$$

$$V_3 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} A \, dr \, d\mathbf{a} = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} (-0,297r - 19,251) \, dr \, d\mathbf{a} = -2p \cdot \left[0,297 \cdot \frac{r^2}{2} + 19,251r \right]_{64,8}^{95,1}$$

$$V_3 = 8.185,629 \, \text{mm}^3$$

Volumen 2.4: volumen que se le debe restar al volumen 2, delimitado por la recta B', calculada a partir de los dos puntos (-95,1;9) y (-88; 18,2), y por un $R_1=95,1$ y $R_2=88$.

$$B' = 1,295r + 132,228$$

$$V_4 = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} A \, dr \, d\mathbf{a} = \int_0^{2p} \int_{r_2}^{r_1} (1,295r + 132,228) \, dr \, d\mathbf{a} = -2p \cdot \left[1,295 \cdot \frac{r^2}{2} + 132,228r \right]_{88}^{95,1}$$

$$V_4 = 11.187,68 \, \text{mm}^3$$

Volumen 2.5: volumen que destinado al alojamiento de los "tie-rods" durante la prueba de vacío, calculado a partir de del área de la sección circular por la altura del alojamiento:



$$V_5 = h \cdot p \cdot r^2 = 94 \cdot p \cdot 9,5^2 = 26.651,70 \text{ mm}^3$$

Volumen total:

$$V_{TOTAL 2} = V_1 + V_2 - V_3 - V_4 + 2 \cdot V_5$$

$$V_{TOTAL 2} = 49.371,39 + 496.685,04 - 8.185,62 - 11.187,68 + 2 \cdot 26.651,70 = 579.986,53 \text{ mm}^3$$

B.4.3. Comparación de los volúmenes

Se puede observar que el volumen de la cámara de vacío de las estaciones correspondientes a las líneas LM-3603 y LM-3604 son menores que el volumen correspondiente a la cámara de vacío de la línea LM-3607. Esto indica que el tiempo de llenado de la cámara deberá ser mayor, aumentando el tiempo de ciclo de la prueba. La diferencia de volúmenes es calculada de la siguiente manera:

$$V_{TOTAL 1} = 452.383,89 \text{ mm}^3$$

$$V_{TOTAL 2} = 579.986,53 \text{ mm}^3$$

$$D_{1-2} = \frac{V_{TOTAL 2} - V_{TOTAL 1}}{V_{TOTAL 2}} = 0.22$$



B.4. Cálculo del muelle

El muelle necesario para este caso es un muelle helicoidal cilíndrico que debe trabajar a compresión. Los parámetros que intervienen en el cálculo de un muelle helicoidal cilíndrico de hilo de sección redonda son los siguientes:

F = Fuerza sobre el muelle (N)

δ = Deformación (mm)

K = Rigidez (N/mm)

E_{pe} = Energía potencial elástica (Nmm)

W_t = Momento resistente a torsión (mm^3)

I_t = Momento de inercia a torsión (mm^4)

d = Diámetro del hilo (mm)

D = Diámetro medio de la espira (mm)

τ = Tensión de cizallamiento (MPa)

G = Módulo de rigidez (MPa)

q = Factor de corrección de la tensión (-)

C = Relación de enrollamiento (-)

A la hora de realizar el diseño de esta pieza existen diversos parámetros determinados por el resto de elementos mecánicos, como son el diámetro medio de la espira que debe ser de 46 mm para poder introducirlo en el centrador y para evitar interferencia con los tornillos de fijación del mecanismo flotante, o la fuerza necesaria, que es la mínima para que el mecanismo flotante pueda centrarse con facilidad y evitar el rozamiento de la grasa acumulada en el eje, 3,5 N. Después de diversas iteraciones utilizando las fórmulas siguientes se llega al resultado de un muelle de diámetro medio de espira de 46 mm, un diámetro de espira de 2 mm, una longitud libre de 45 mm y un paso de 6.1 mm.



Las fórmulas utilizadas son las siguientes:

$$F = \frac{2 \cdot W_t}{q \cdot D} (t) = \frac{\mathbf{p} \cdot d^3}{8 \cdot q \cdot D} (t)$$

$$\mathbf{d} = \frac{W_t \cdot D \cdot L}{2 \cdot q \cdot I_t} = \frac{\mathbf{p} \cdot D^2 \cdot N}{q \cdot d} \left(\frac{t}{G} \right)$$

$$K = \frac{F}{\mathbf{d}} = \frac{d^4}{8 \cdot D^3 \cdot N} (G)$$

$$E_{pe} = \frac{F \cdot \mathbf{d}}{2} = \frac{1}{2 \cdot q^2} \left(\frac{\mathbf{p} \cdot d^2}{4} \cdot \mathbf{p} \cdot D \cdot N \right) \left(\frac{t^2}{2 \cdot G} \right)$$

A partir de la deformación que tendrá el muelle (compresión inicial más la deformación que sufrirá al ser comprimido por el centrador del mecanismo flotante), $\delta = 15$ mm se calcula la fuerza que ejercerá el muelle. A partir de ésta es calculada la tensión de cizallamiento que sufrirá éste, i se comprueba que sea admisible.

$$F = \frac{\mathbf{d} \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot N} \cdot G = \frac{15 \cdot 2^4 \cdot 80.000}{8 \cdot 46^3 \cdot 7} = 3.52 N$$

$$t = F \frac{8 \cdot q \cdot D}{\mathbf{p} \cdot d^3} = 3,52 \frac{8 \cdot 1,46}{\mathbf{p} \cdot 2^3} = 56,73 MPa$$

Esta tensión máxima es muy inferior a la tensión máxima admisible, ya que si se observa la figura 3.11 del libro "Disseny i càlcul de molles, de Carles Riba Romeva". se observa que la tensión máxima para un muelle de diámetro de hilo 2 mm es de 600 Mpa.

Se comprueba también que con la deformación máxima no se llegue a bloque. Se debe comprobar que:

$$L_0 \geq N_T \cdot d + \mathbf{d}_{max}$$

$$45 \geq 8 \cdot 2 + 15 = 31$$



También es necesario comprobar que el muelle no sufrirá pandeo. A partir del diseño del conjunto donde será implantado el muelle se escoge un coeficiente $v = 0,5$ que tiene en cuenta el tipo de soporte de los extremos. A partir de éste tenemos el siguiente valor para entrar en la figura 3.15 del libro "Disseny i càlcul de molles, de Carles Riba Romeva".

$$\frac{\mathbf{u} \cdot L_0}{D} = \frac{0,5 \cdot 45}{46} = 0.48$$

$$\frac{\mathbf{d}}{L_0} = \frac{15}{45} = 0.33$$

Si entramos con los dos valores anteriores en el gráfico se observa que no existe posibilidad de pandeo, por lo que se considera el diseño adecuado.



B.5. Cálculo fuga máxima a 2 segundos.

Para poder determinar el nivel de fuga máxima permitida en un tiempo de prueba de 2 segundos, tiempo necesario para un correcto tiempo de ciclo, y evitar la formación de cuellos de botella en la línea de montaje, se debe realizar el cálculo a partir de la norma interna BOSCH DT/DT Standard, N°0204Y21035, que indica que la fuga máxima en 15 segundos es de 15 milímetros de mercurio, recordar que 1 mmHg equivale a 1,3332 mbar. A partir de ésta se podrá introducir un valor adecuado de fuga máxima en el microfugómetro.

Para determinar la relación existente entre el tiempo de prueba de fuga en la pieza y la fuga obtenida se realizan pruebas de fuga con diferentes tiempos de prueba, de 0,5 a 15 segundos, con un incremento de 0,5 segundos. A partir de estos 30 datos recogidos se comprueba que la relación existente entre el tiempo de prueba y la fuga de vacío obtenida puede ser considerada como lineal. En la tabla B.6 se encuentran los datos recogidos experimentalmente, con el tiempo de prueba en segundos y el nivel de fuga en milímetros de mercurio y en la figura B.5 se encuentran representados gráficamente estos puntos y la ecuación de la recta calculada a partir de estos.

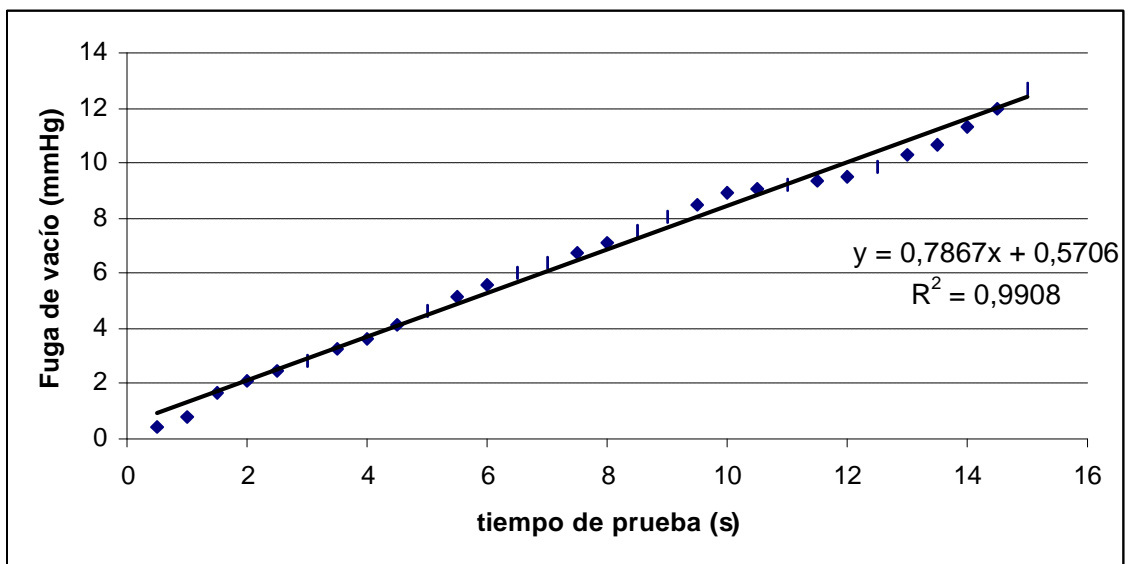


Fig. B.5. Valores experimentales de niveles de fuga – tiempo de prueba



t (s)	Fuga (mmHg)	t(s)	Fuga (mmHg)
0,5	0,43775	8	7,08515
1	0,77403	8,5	7,55876
1,5	1,65243	9	8,03022
2	2,12497	9,5	8,48587
2,5	2,49604	10	8,94051
3	2,84972	10,5	9,06807
3,5	3,23828	11	9,19562
4	3,62665	11,5	9,34089
4,5	4,14532	12	9,49634
5	4,65579	12,5	9,89271
5,5	5,16401	13	10,27709
6	5,61826	13,5	10,69088
6,5	6,01415	14	11,32429
7	6,40968	14,5	11,99755
7,5	6,75815	15	12,67153

Tabla B.6. Datos experimentales relación tiempo de prueba y nivel de fuga

A partir de estos datos es calculada la ecuación de la recta que relaciona estos dos parámetros mediante regresión lineal obteniendo un valor de correlación lineal tendiendo a 1, por lo tanto se considerar que esta recta es una buena aproximación de la relación existente entre el nivel de fuga y el tiempo de prueba. La recta obtenida es:

$$f(t) = 0,786t + 0.570$$

$$R^2 = 0,9908$$



Si la ecuación de esta curva es extrapolada a una fuga máxima de 15 milímetros de mercurio en un tiempo de prueba de 15 segundos (nivel de fuga máximo permitido por la norma) se obtiene la curva mediante la cual será calculado el nivel de fuga máximo correspondiente a 2 segundos de prueba. La ecuación de la recta obtenida será la siguiente:

$$f(t) = 0,786t + 3,21$$

$$t = 2s \Rightarrow f_{max}(2) = 4,7 \text{ mmHg}$$

Este valor de fuga será el valor que deberá ser introducido como parámetro en el microfugómetro correspondiente al valor de fuga máxima, y cuando sea detectado un valor superior a éste la pieza deberá ser rechazada, ya que si se realizase una prueba de estanqueidad con un tiempo de prueba mayor, de 15 segundos se obtiene un nivel de fuga mayor al permitido por la norma, 15 mmHg.





