



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA

Documento 1: MEMORIA

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



MEMORIA

INDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO:.....	3
2. EVOLUCION HISTORICA DE LOS FRENOS HASTA LOS PRIMEROS FRENOS DE DISCO:.....	4
2.1 FRENOS DE DISCO:	5
2.2 DISCOS HUMEDOS:.....	7
3. FRENOS HIDRAULICOS, SERVOFRENOS, NECESIDAD DE ASISTENCIA HIDRAULICA POR BOMBA.	8
3.1 FRENOS CON CILINDRO MAESTRO:.....	8
3.2 FRENOS SERVOASISTIDOS:	10
3.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDROVAC	11
3.2.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA MASTERVAC	13
3.2.3 MASTERVAC DE DOBLE PISTÓN:	15
3.3 FRENOS CON ASISTENCIA HIDRAULICA POR BOMBA.	16
4. NORMATIVA:	17
4.1 EXTRACTO DE LAS PARTES MÁS IMPORTANTES DE LA NORMA:	17
4.2 COMENTARIOS A LA NORMA:	19
5. ESPECIFICACIONES PROPUESTAS, CONDICIONES DEL DISEÑO:	21
6. DATOS DE PARTIDA:	22
6.1 COMPARATIVA BOMBAS, CAUDALES Y PRESIONES DIVERSOS TRACTORES:.....	22
6.2 CARACTERISTICAS DEL VEHICULO DE PARTIDA:.....	23
6.3 ACEITE EMPLEADO:	24
7. PRINCIPALES DATOS DEL SISTEMA DE FRENADO:.....	25
8. ESQUEMA HIDRAULICO:.....	26
9. FUNCIONAMIENTO:.....	27
9.1 BOMBA Y FILTRO:	27
9.2 CONJUNTO 1, VALVULA DERIVACION:	28
9.2.1 FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE DERIVACIÓN:.....	30
9.2.2 ESTANQUEIDAD:.....	32
9.2.3 DIFERENCIAS ENTRE MUELLE DE ARANDELAS Y MUELLE CONVENCIONAL:	33
9.2.4 MATERIALES:	33
9.3 ACUMULADOR HIDRAULICO:	34
9.4 CONJUNTO 2, FRENOS DERECHO E IZQUIERDO:.....	36
9.4.1 FUNCIONAMIENTO DE FRENOS DCHO. E IZDO. DEL TRACTOR:	37



9.4.2 ESTANQUEIDAD:..... 41

9.4.3 IMPEDIMENTO DEL GIRO DEL PISTON: 41

9.4.4 MATERIALES: 41

9.5 CONJUNTO 2, MECANISMO DE FRENADO DEL REMOLQUE: 42

9.5.1 FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA SELECTORA: 43

9.5.2 DESFRENADO DEL REMOLQUE:..... 45

9.5.3 ESTANQUEIDAD:..... 45

9.5.4 IMPEDIMENTO DEL GIRO DEL PISTON: 45

9.5.5 MATERIALES: 45

9.5.6 FUNCIONAMIENTO DEL CILINDRO DE FRENO DEL REMOLQUE:..... 46

10. GRAFICA PRESION-FUERZA: 48

11. PRINCIPALES RIESGOS Y SOLUCIONES, METODO AMFE: 49

12. TENSION, DESPLAZAMIENTO, FACTOR DE SEGURIDAD EN PALANCA DEL PEDAL. 51

13. PROTOTIPOS Y FABRICACION EN SERIE..... 52

14. ANEXO A LA MEMORIA, AMFE DE DISEÑO: 55



1. OBJETO DEL PROYECTO:

El objeto del proyecto es el diseño de un elemento de mando que tiene como función el frenado de un vehículo que puede ser industrial o agrícola, y que puede estar formado por cabeza tractora y remolque o únicamente por cabeza tractora.

Como posibles ejemplos estarían un tractor agrícola o una excavadora de obra. Como son vehículos con unas necesidades de frenado muy grandes, debido a su peso propio y a la gran cantidad de peso que pueden transportar, no es posible utilizar la energía muscular del conductor amplificada mediante un servofreno. El servofreno que haría falta en uno de estos vehículos sería excesivamente grande haciéndolo muy poco práctico.

La problemática que se plantea en el frenado de un vehículo de estas características es que cada rueda no tiene un único disco de freno, sino varios, de manera que al tener que desplazar no dos zapatas por cada rueda frenada, sino varias, el volumen de aceite a mover sería mucho mayor. Si a esto le añadimos que los frenos del posible remolque también tienen que alimentarse desde el mismo lugar, queda un caudal imposible de proveer por un medio muscular. De manera que la forma de conseguir esa energía viene de algo que ya tienen gran parte de los vehículos industriales y agrícolas, una bomba de aceite para los sistemas auxiliares. Dicha bomba se usa por ejemplo para mover el brazo de una excavadora o para el sistema elevador de un tractor.



2. EVOLUCION HISTORICA DE LOS FRENOS HASTA LOS PRIMEROS FRENOS DE DISCO:

Los primeros coches a finales del siglo XIX y principios del XX sólo tenían frenos como los de los carruajes, eran frenos que actuaban sobre la llantas de las ruedas o sobre el eje cardan, hacían fricción con materiales como el cuero, madera, o incluso pelo de camello. Tenían una eficacia muy reducida y suponían un gran peligro en las pendientes en descenso, haciendo necesario llevar en el vehículo unas cuñas que en caso de pérdida de los frenos había que bajarse rápidamente y colocarlas junto a las ruedas.

En 1903 Mercedes inventó una primera idea del freno de tambor. Era un freno de pedal que actuaba sobre la transmisión, donde unas zapatas se ceñían a un tambor situado en el eje cardan.

Posteriormente en 1908 Hervert Froot (Ferodo) invento unas pastillas de freno que tenían una duración mucho mayor que los materiales anteriores. Estaban hechas a partir de amianto solidificado en un baño de resinas.

Los primeros servofrenos los incorporó la marca Hispano-Suiza con su modelo de 6.5 litros en 1919, estos servos cogían la fuerza del motor.

Hasta los años 20 no se empezó a utilizar los frenos de tambor en las ruedas delanteras. No fue por un problema de los frenos en sí mismos, sino por el temor a que su funcionamiento entorpeciera el juego de la dirección. Esta problemática se solucionó gracias a la patente de Malcolm Loughead que permitió que los frenos usaran un sistema hidráulico para transmitir la potencia. Este sistema tenía grandes ventajas respecto al sistema que había, que transmitía las fuerzas mediante varillas y cables; por una parte no había que compensar el desgaste de las pastillas de freno, que, además se desgastaban de manera desigual en las diferentes ruedas, por otra parte tenía una eficiencia mucho mayor al transmitir el esfuerzo del conductor, y sobre todo, con latiguillos flexibles se podían soportar fácilmente todos los movimientos de la dirección y la suspensión.

Ya en 1930 prácticamente el 100% de los automóviles disponían de frenos en las cuatro ruedas.

Los frenos de disco se patentaron al principio de la historia del automóvil (1902), pero no se hicieron necesarios hasta los años 50. Son una gran mejora respecto a los frenos de tambor principalmente por la disipación de calor. El primer automóvil con frenos de disco de serie fue el innovador Citroën DS19 de 1955.

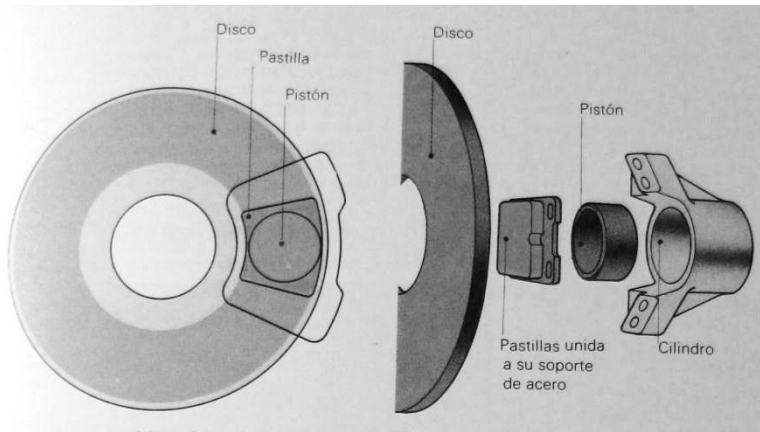
1-Citroen Ds



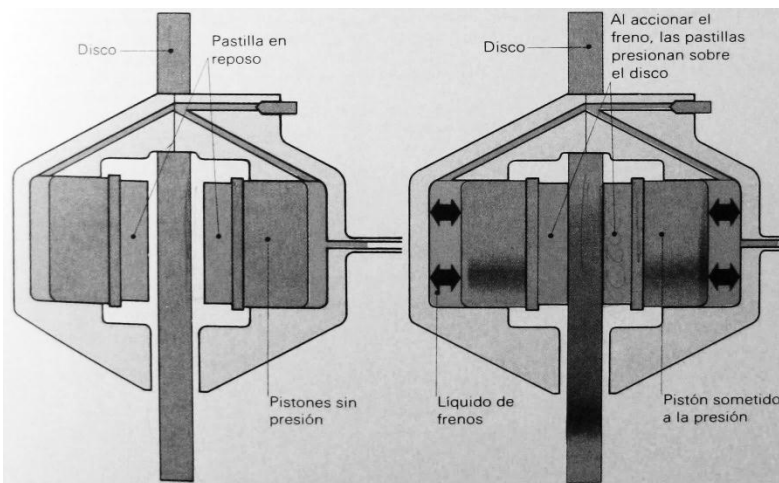
2.1 FRENOS DE DISCO:

Las mejores características de los frenos de disco sobre los de tambor y otros diseños, han hecho que para grandes esfuerzos los discos sean los más utilizados. A título informativo pondré a continuación una somera explicación de su funcionamiento:

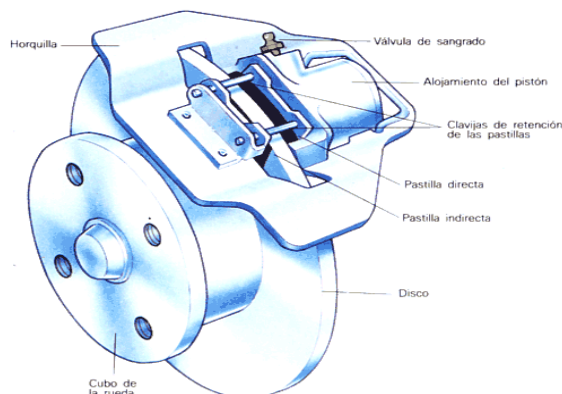
Estos frenos constan de un disco macizo de acero que gira solidario con la rueda del coche. Una parte del disco está cubierta por una mordaza en cuyo interior se haya el sistema hidráulico y las pastillas de freno. Éstas son las encargadas de presionar sobre el disco para transmitir potencia de frenado. Una de las principales ventajas de estos frenos es que la mordaza sólo rodea una parte del disco, de manera que este en su mayor parte está expuesto al aire y se refrigera mejor que los frenos de tambor.



La presión hidráulica desplaza los pistones en el interior de los cilindros y se oprimen las pastillas contra las caras del disco. Inicialmente el material de las pastillas era el amianto, actualmente está prohibido por ser carcinógeno y se usan otros compuestos.

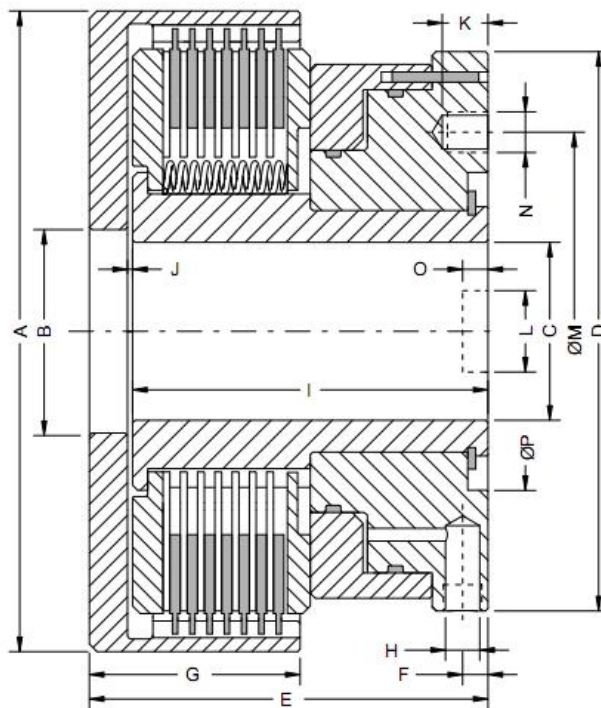


Para que el efecto de frenado sea inmediato interesa que las pastillas estén casi en contacto con el disco cuando este frenando, pero al ir desgastándose las pastillas se irían separando poco a poco. Para evitar esto se mantienen en la posición con la ayuda de unas placas metálicas delgadas, que actúan como muelles.



2.2 DISCOS HUMEDOS:

También conocidos como frenos multidisco bañados en aceite, se usan principalmente en los grandes tractores, que es el caso que nos ocupa. Contienen una serie de discos fijos recubiertos en ambas caras con un material de alto coeficiente de fricción y otra serie de discos giratorios que rotan con las llantas. Los dos tipos de discos están colocados en forma alterna, paralelos entre sí, concéntricamente y sumergidos en aceite.



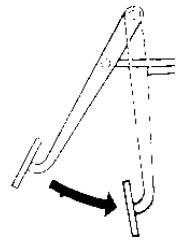
Cuando se acciona el freno pasa el aceite a alta presión desde la bomba hidráulica del tractor. Este aceite es dirigido a un cilindro que presiona con mucha fuerza a los discos fijos y a los giratorios entre sí, lo que impide el momento de los discos giratorios y debido a que estos últimos están conectados a las llantas, frenan su movimiento. El volumen de aceite necesario para desplazar los discos es mucho mayor que en un freno de disco convencional.

3. FRENOS HIDRAULICOS, SERVOFRENOS, NECESIDAD DE ASISTENCIA HIDRAULICA POR BOMBA.

Para comprender mejor el porqué del diseño de frenos con asistencia hidráulica por bomba se va a dar una sencilla explicación de la evolución de los sistemas de frenado de menor a mayor capacidad.

Ventaja mecánica

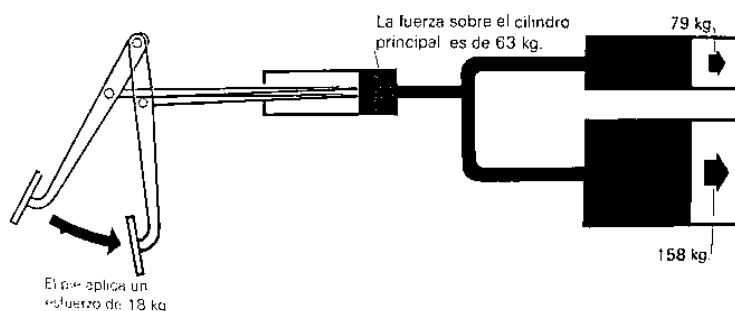
La ventaja mecánica se obtiene mediante la palanca de accionamiento de freno. Se pueden conseguir unos ratios de asistencia de hasta 10. Cuanto mayor es el ratio más tiene que desplazar el pie el conductor en una acción de frenado, pudiendo llegar a afectar a la ergonomía de la conducción. De manera que no es aconsejable sobrepasar ciertos valores de ratio.



3.1 FRENOS CON CILINDRO MAESTRO:

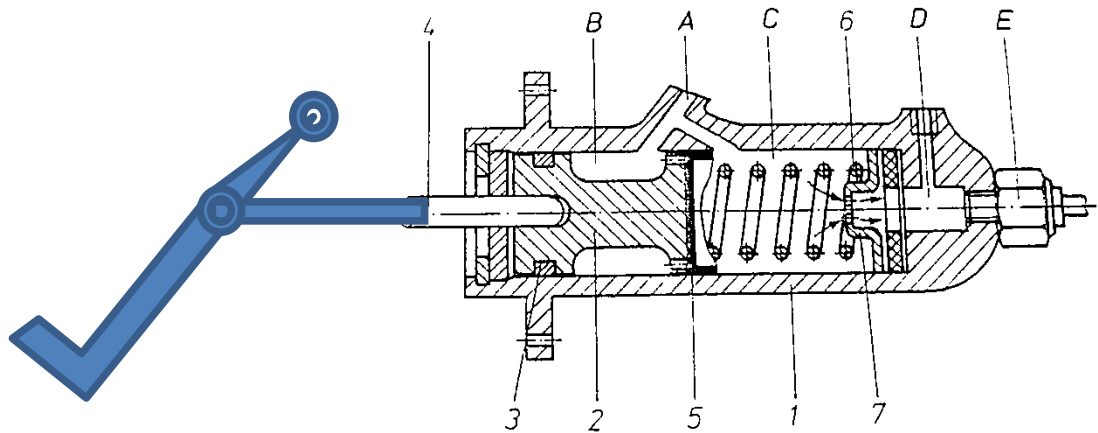
Este es un caso de frenos en el que la fuerza del conductor se transmite con asistencia mediante el ratio del pedal y una ventaja hidráulica debida a la mayor área de los émbolos de las pastillas de freno. Cuanta mayor es la ventaja hidráulica y mecánica, menor es la distancia desplazada de las pastillas. Si se quiere aumentar la fuerza de las pastillas contra el disco, su presión debe aumentar. Una opción para aumentar la presión en los émbolos de freno podría ser aumentar la fuerza que el conductor aplica sobre la palanca, pero esto está limitado a valores de como mucho 700 Newtons, hay una limitación fisiológica. Otra opción sería aumentar el recorrido del pedal, aumentando el volumen de aceite desplazado sin aumentar la fuerza del pie, pero hay otra limitación fisiológica, que es la comodidad y ergonomía del conductor.

2 - Ejemplo de cilindro maestro

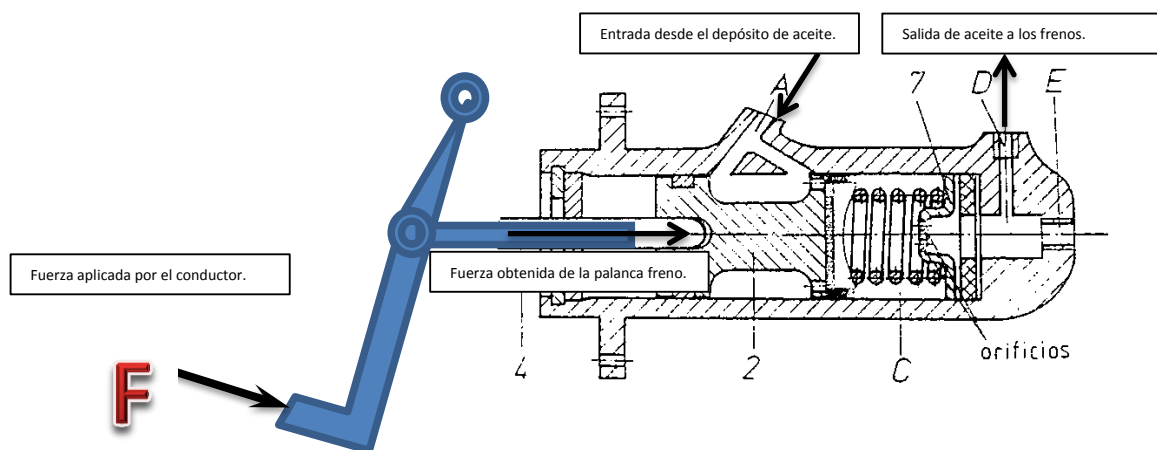


Funcionamiento del Cilindro Maestro:

Cuando el pedal está en reposo el pistón está desplazado hacia la izquierda por la acción del muelle. El interior del recinto se encuentra lleno de líquido de frenos procedente de un depósito que entra por la canalización (A). Cuando el conductor presiona el pedal la varilla (4) se desplaza y empuja el pistón (2) hacia adelante comprimiéndolo y saliendo a presión por el conducto (D).



Cuando se levanta el pie del pedal el pistón (2) vuelve a su posición inicial por la acción del muelle y el interior del cilindro (c) se llena con el líquido que está en las canalizaciones (D) debido al vacío que crea el pistón en su retroceso.





3.2 FRENOS SERVOASISTIDOS:

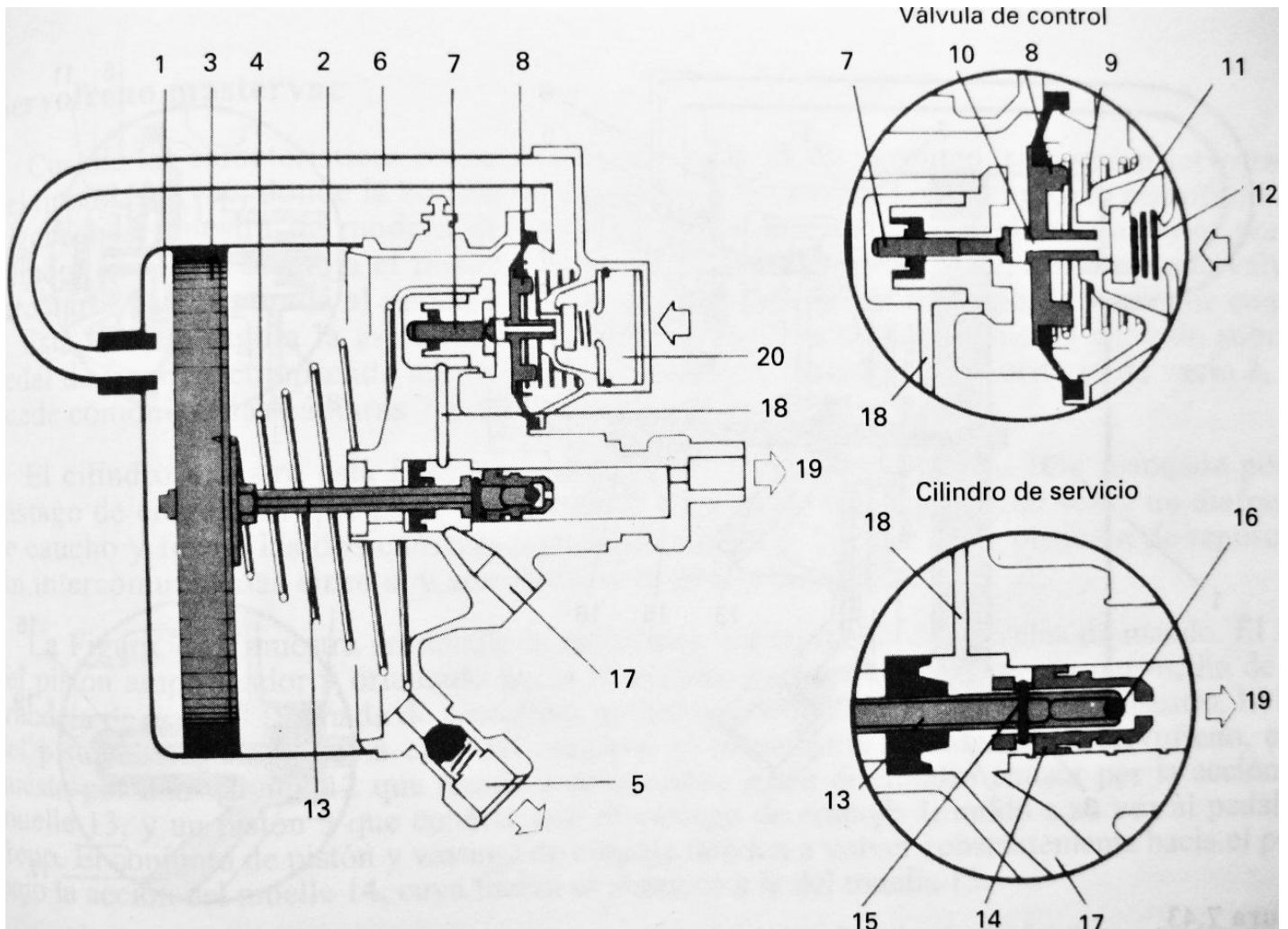
Según fue creciendo el peso y la velocidad del vehículo a frenar, se tuvieron que desarrollar nuevas formas de asistencia a la frenada. Había unas necesidades de presión y de volumen a desplazar mayores.

Un servofreno es un mecanismo capaz de dar una energía auxiliar que se **añade** a la energía proporcionada por el conductor con el fin de mantener el esfuerzo de este por debajo de unos límites aceptables. La energía de asistencia normalmente se obtiene de una depresión creada en el motor. En los motores de gasolina esta depresión se coge del colector de admisión. En los motores diesel la depresión del colector es demasiado baja y se hace necesaria una bomba de vacío y un depósito de vacío.

Los dos sistemas principales de servofrenos son el “Mastervac” y el “Hidrovac”. El primero se acopla entre el pedal y la bomba de freno, y como consecuencia tiene que estar junto a los pedales. El inconveniente de esto es que impone la posición del servofreno. El segundo se acopla entre la bomba de freno y los cilindros receptores de manera que puede colocarse en cualquier lugar del vehículo.

A continuación se da una somera explicación del funcionamiento de los dos sistemas:

3.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDROVAC



En el primer gráfico se ve el servofreno en posición de reposo, sin frenar. En esta situación no hay presión de aceite entrando por el conducto 17.

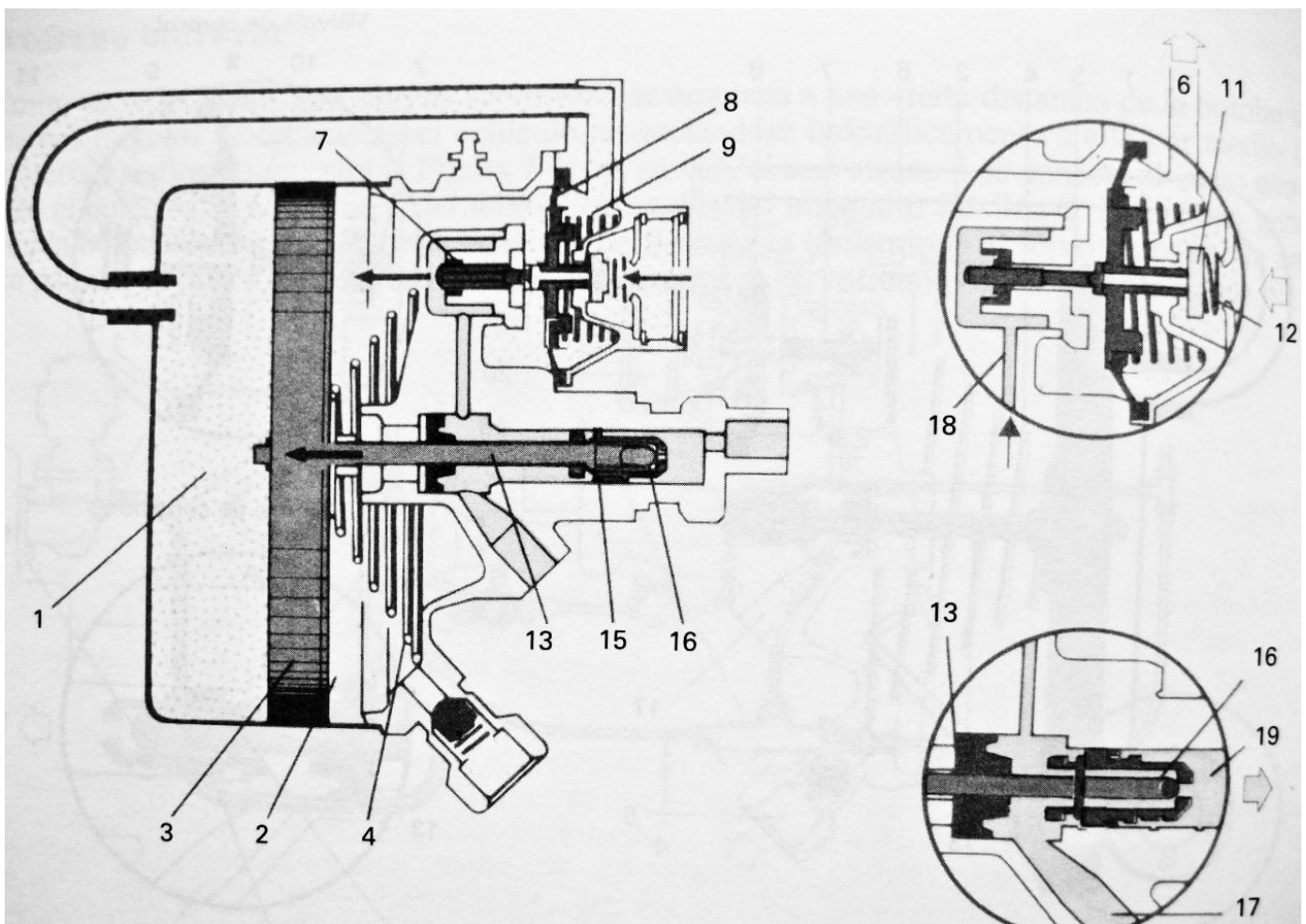
Este conducto está comunicado con la salida 19 que va a los frenos y con el conducto 18 que contiene el pistón 7. La depresión de aire del colector de admisión entra en la cámara 2 a través del conducto 5. La cámara 2 que tiene un vacío parcial está comunicada con la cámara 1 a través del conducto 10. El embolo 3 está en posición de reposo gracias al muelle 13.

Cuando el conductor aplica una presión al aceite a través del cilindro maestro, el aceite que entra por 17 mueve el pistón 7 hacia la derecha hasta taponar la comunicación entre la cámara 2 y la 1. Las dos cámaras quedan con un vacío parcial igual pero incomunicadas.

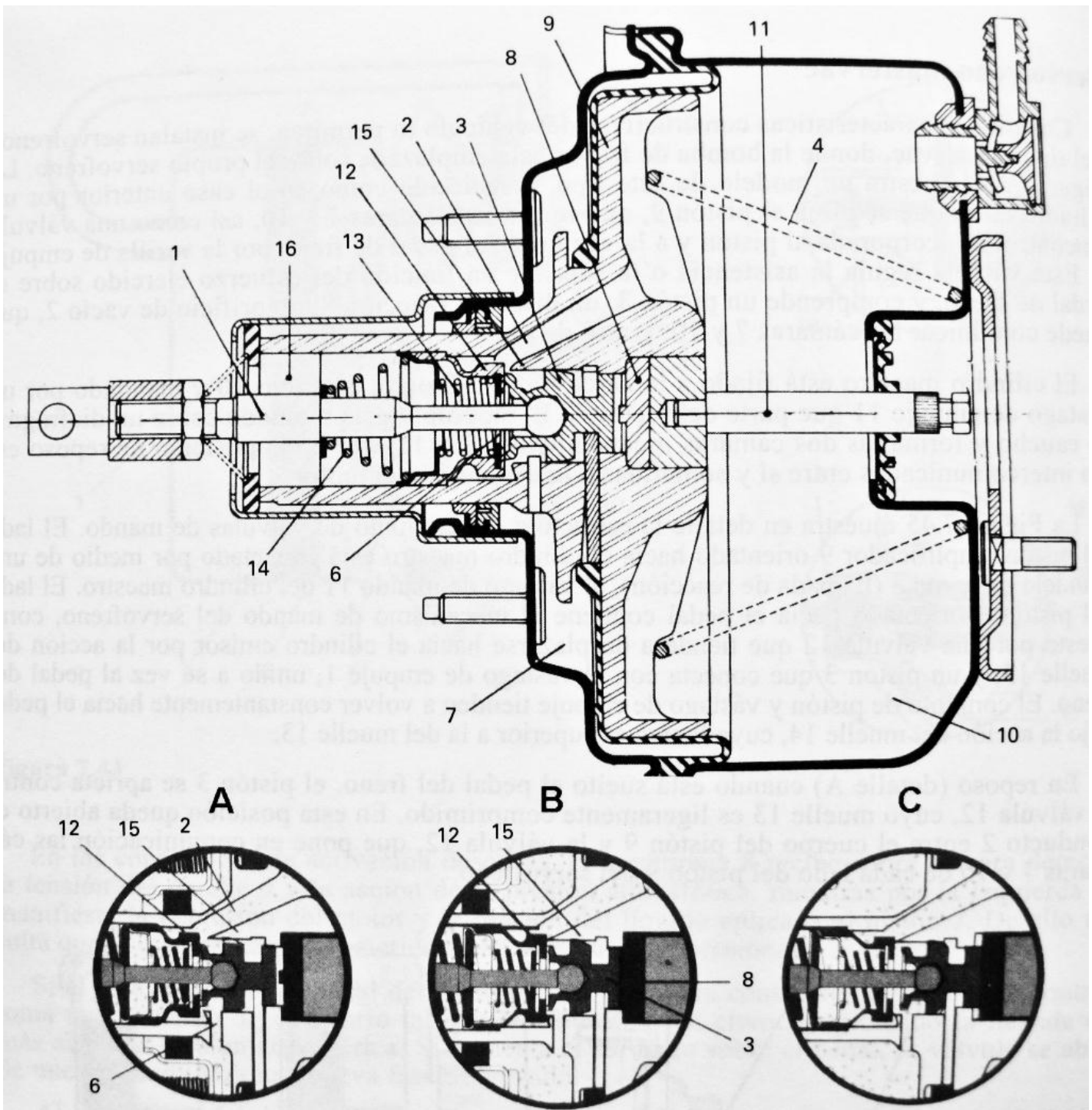
Hasta este momento la presión de aceite ha pasado a través del conducto 19 para realizar la aproximación de las pastillas de freno al disco.

Si la presión sigue aumentando el embolo 7 empujará la membrana 8 y esta a su vez empujará la válvula 11 permitiendo la entrada de aire a presión atmosférica. Este aire pasa a la cámara 1 a través del conducto 6. Por efecto de las diferencias de presiones entre la cámara 1 y 2 el embolo 3 se desplaza hacia la derecha. En su desplazamiento cierra la comunicación del conducto 19 hacia los frenos gracias al vástago 16. De manera que la presión que aplica el conductor que es relativamente baja y que entra por 17 se ve amplificada por efecto del embolo 3.

Si la fuerza que hace el conductor sobre el pedal de freno permanece constante, la válvula 11 toma una posición de equilibrio tal que se cierra la entrada de aire. Así el embolo 3 permanece quieto en equilibrio realizando una presión sobre el aceite del conducto 19.



3.2.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA MASTERVAC



En el gráfico se ve el conjunto del sistema y tres vistas en detalle A, B y C. La A corresponde a la posición de reposo, la B al instante en el que se cierra la comunicación entre las dos cámaras de aire y la C al desplazamiento del pistón.



Detalle A: Cuando el conductor no ejerce una fuerza en el pedal el vástago 1 esta desplazado totalmente a la izquierda por efecto del muelle 4. La depresión del colector de admisión entra a la cámara 10 a través del conducto 17. En la cámara 10 existe un vacío parcial. Las cámaras de aire 7 y la 10 están en comunicación a través del conducto 2 y del espacio que deja la válvula 12.

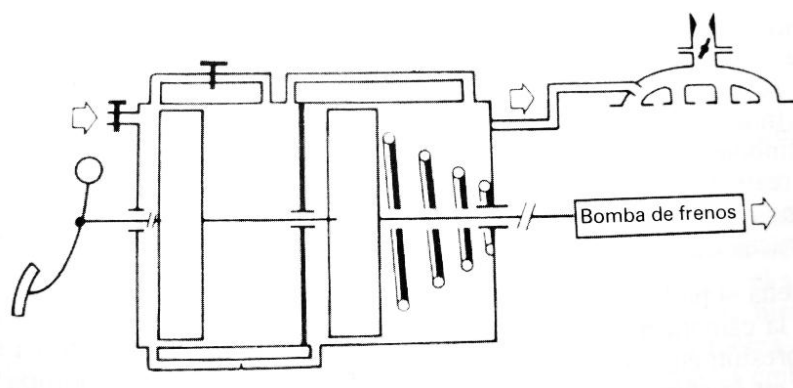
Detalle B: Al pisar el freno ocurre que se desplaza el vástago 1 empujando la válvula 12 contra su asiento incomunicando las cámaras 10 y 7. En este instante todavía tienen las dos un vacío parcial igual en las dos.

Detalle C: Si la fuerza ejercida por el conductor aumenta, el vástago 1 empujará el pistón 3 provocando que este se separe de la válvula 12. Al separarse se pone en comunicación la cámara 7 con la atmosfera. Por la diferencia de presiones entre la cámara 7 y la 10 el embolo 9 se desplaza hacia la derecha. Si la fuerza del conductor sobre el pedal permanece constante la arandela de reacción 8 se deforma empujando el pistón 3 otra vez hacia atrás, hasta que asienta en la válvula 12 cerrando de nuevo la entrada de aire de la atmosfera. De esta forma el embolo permanece quieto y en equilibrio realizando presión sobre el vástago del cilindro maestro 11.

En los automóviles actuales los servofrenos consiguen una amplificación de la fuerza entre 5 y 9 veces. Los diámetros del embolo tanto en el sistema Mastervac como en el Hidrovac pueden llegar a 30cm con facilidad. Si las necesidades de frenado son mayores tendría que aumentar de diámetro el embolo llegando a valores que lo hacen poco práctico para llevarlo en un vehículo. Para poder aumentar la amplificación del servofreno sin aumentar el diámetro se desarrolló el sistema de doble pistón.

3.2.3 MASTERVAC DE DOBLE PISTÓN:

El sistema de doble pistón se caracteriza por tener dos émbolos en tándem unidos por un vástago y encerrado cada uno de ellos en su propia cámara. Las cámaras están comunicadas entre sí. Cuando no se presiona el freno el vacío parcial del colector de admisión se manifiesta en las cuatro cámaras. Cuando se frena entra la presión atmosférica en las 2 cámaras a la izquierda de los émbolos provocando el desplazamiento de los dos émbolos. De esta forma se aumenta el área útil del sistema sin tener que aumentar el diámetro del servofreno.





3.3 FRENOS CON ASISTENCIA HIDRAULICA POR BOMBA.

En el caso de vehículos agrícolas o maquinaria de obra las exigencias a los frenos son todavía mayores. Si se quisiese poner un servofreno de tipo Mastervac o Hidrovac a uno de estos vehículos, el volumen de aceite a desplazar y la presión necesaria para frenar haría que el diámetro del embolo fuese excesivamente grande.

Este es el caso que nos ocupa, el frenado de un vehículo agrícola de tamaño medio con una masa aproximada de 4000kg, para unas condiciones desfavorables (máxima carga y en pendiente descendente)



4. NORMATIVA:

La norma fundamental que trata sobre homologación de tractores agrícolas es la “Directiva 74/150 sobre homologación de tractores agrícolas”, tiene algunas revisiones y modificaciones a lo largo de los años pero en esencia sobre la temática del frenado no hay grandes cambios.

En concreto sobre frenado la norma a seguir es la **“Orden de 11 de junio de 1984 por la que se aprueban las especificaciones técnicas sobre homologación de tractores agrícolas de ruedas en lo que se refiere al frenado.” ANEXO 1**

La única modificación de importancia en esta normativa hasta nuestros días es la modificación de la velocidad máxima de construcción del tractor de 30 a 40km/h.

4.1 EXTRACTO DE LAS PARTES MÁS IMPORTANTES DE LA NORMA:

Definiciones.

Dispositivo de frenado: El conjunto de los órganos que tienen por función disminuir progresivamente o anular la velocidad de un tractor en marcha, o mantenerlo inmovilizado si se encuentra ya detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho y, eventualmente de un dispositivo suplementario sobre el tractor para el suministro de energía y el mando del dispositivo de frenado de remolque.

Mando: La pieza directamente accionadas por el conductor para proporcionar a la transmisión del dispositivo de frenado la energía necesaria para hacer funcionar los frenos o para controlar dicha energía. Esta energía puede ser, la energía muscular del conductor, otra fuente de energía controlada por el conductor o una combinación de ambas.

Transmisión: El conjunto de los elementos comprendidos entre el mando y el freno, que los une de forma funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática eléctrica o mixta. Cuando el frenado se efectúa con asistencia de una fuente de energía independiente del conductor, pero controlada por él, la reserva de energía vinculada al dispositivo forma parte igualmente de la transmisión.

Freno: El órgano en que se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del tractor. El freno puede ser de fricción (cuando las fuerzas se producen por rozamiento entre dos piezas en movimiento relativo, pertenecientes ambas al tractor) eléctrico (cuando las fuerzas se producen por acción electromagnética entre dos elementos en movimiento relativo -que no se tocan- pertenecientes ambos al tractor); de fluido (cuando las fuerzas se desarrollan por la acción de un fluido que se encuentra entre dos elementos en movimiento relativo, pertenecientes ambos al tractor); de motor



(cuando las fuerzas provienen de un aumento artificial de la acción de frenado del motor, que se transmite a las ruedas).

Freno de servicio: Dispositivo cuya función es disminuir la velocidad del tractor en movimiento y lograr que quede inmóvil.

Fuerza de mando para el frenado: Fuerza total aplicada por el conductor en el mando del dispositivo de frenado, medida en el punto de aplicación de la fuerza, sobre la recta que une dicho punto con la articulación de la cadera del conductor para los mandos accionados por pedal, o sobre la recta que une la mano con la articulación del brazo y el omoplato, en el caso de accionamiento manual.

Distancia de frenado: Longitud recorrida por un tractor entre el punto en el que se efectúa el primer movimiento del mando del dispositivo de frenado y el punto en el que el tractor queda inmóvil.

Frenado moderable: Maniobra de frenado durante la cual, en las condiciones normales de funcionamiento del dispositivo de frenado, tanto mientras se aprietan como cuando se aflojan los frenos:

-El conductor puede, en todo momento, aumentar o disminuir la fuerza de frenado actuando sobre el mando.

-La fuerza de frenado varía proporcionalmente y en el mismo sentido que la acción sobre el mando (función monótona).

-Es posible proceder fácilmente a una regulación suficientemente fina de la fuerza de frenado.

Prescripciones de construcción y montaje.

Generalidades:

Frenado de servicio.

El frenado de servicio debe permitir controlar el movimiento del tractor y detenerlo de forma segura, rápida y eficaz a las velocidades admitidas por construcción con el peso máximo autorizado y sobre pendiente ascendente o descendente. Su acción debe ser moderable. **Cuando el dispositivo de frenado de servicio está constituido por un dispositivo de mando derecho y un dispositivo de mando izquierdo, estos dos mandos pueden estar separados, pero deben poderse hacer solidarios de forma que puedan ser accionados juntos.**

Además, ambos dispositivos de mando deben poseer un sistema de regulación, manual o automático, que permita regular fácilmente el sistema de equilibrado de los frenos.

En caso de rotura de cualquier elementos del dispositivo de frenado que no sean los mismos frenos o de cualquier otro fallo en el dispositivo de frenado de servicio (mal funcionamiento, agotamiento parcial o total de una reserva de energía) debe ser posible frenar progresivamente el



tractor hasta su detención con una deceleración, por lo menos igual al 50 por 100 del valor prescrito en el apartado 9 de las presentes especificaciones técnicas.

Los servicios auxiliares no pueden tomar su energía más que en condiciones tales que su funcionamiento no pueda contribuir, incluso en caso de avería de la fuente de energía, a disminuir las reservas de energía que alimentan los dispositivos de frenado, por debajo del 65 por 100 de su valor nominal.

Ensayo de eficacia en frío - tipo 0.

Eficacia. Ensayo tipo 0.

En las condiciones prescritas para el ensayo tipo 0, los frenos de servicio deben asegurar, como mínimo, una deceleración media de 2,4 m/s² para tractores de hasta 30 Km/h de velocidad máxima por diseño y de 3,2 m/s² para los de más de 30 Km/h, determinada a partir de la distancia de frenado, calculada con la fórmula establecida en 2.15.

$$\text{Formula: } a = \frac{v^2}{2s}$$

Donde v es la velocidad inicial y s es la distancia de frenado en metros.

Esta eficacia debe ser obtenida ejerciendo sobre el pedal de freno una fuerza no superior a 600 N, y de 400 N si es de palanca.

4.2 COMENTARIOS A LA NORMA:

La norma contempla la posibilidad de que el mando de freno esté compuesto por dos pedales, uno para el freno de la rueda derecha y otro para la izquierda. Si se utiliza esa solución es obligatorio que haya un mecanismo que haga que se pueda accionar por separado o juntos cada pedal. También es obligatorio que exista un sistema de regulación que permita que estén equilibrados los frenos del lado derecho y los del izquierdo.

Esto es importante si el tractor tiene que hacer una maniobra en la que necesita girar en poco espacio. En este caso se ayudará frenando solamente la rueda interior del giro. Sin embargo si tiene que salir a la circulación por carretera tiene que estar desactivada la posibilidad de frenar una única rueda. Si frenase una rueda a la velocidad de circulación podría incluso volcar el tractor.



También podría ser peligroso que al pisar un pedal más que el otro, una rueda frenase más que la otra provocando una tendencia a girar que tendría que ser corregida por el conductor con el volante, pudiendo provocar esto un accidente. Por esta razón se hace necesario un dispositivo que solidarice los dos pedales controlado por el conductor.

Pero con esto no sería suficiente todavía, habría que asegurarse de que el mismo esfuerzo sobre cada pedal transmita la misma potencia de frenado sobre las ruedas dcha. e izda.

También se ve que la fuerza máxima aplicada sobre los dos pedales a la vez no debe exceder de 600 Newtons. De manera que el esfuerzo sobre cada pedal por separado debe de ser como máximo de 300N.

La norma también obliga a que en caso de rotura del dispositivo sea posible frenar con unos mínimos de seguridad y eficacia.

Por último, las reservas de energía de los circuitos hidráulicos no pueden ser usadas por otros dispositivos si disminuyen dicha energía por debajo del 65%.



5. ESPECIFICACIONES PROPUESTAS, CONDICIONES DEL DISEÑO:

- 1- La primera condición del diseño entonces será diseñar un dispositivo que solidarice los pedales a voluntad del tractorista.
- 2- La segunda será que exista un dispositivo que asegure la igualdad de presiones en los circuitos de frenado de la rueda dcha. e izda. cuando se presionen los dos pedales a la vez. Pero que si solo se presiona un pedal, el otro permanezca sin presión.
- 3- La tercera condición del dispositivo de freno será que la fuerza máxima en cada pedal sea de 250N. de manera que al presionar los dos a la vez no se exceda el límite impuesto por la normativa de 600N.
- 4- La cuarta condición será sobre la ergonomía y los recorridos de los pedales. No hay normativa sobre este tema, la norma será el sentido común. No es operativo tener un recorrido de pedal excesivamente largo debido a que se vería afectada la ergonomía del conductor ni tampoco excesivamente corto por la falta de sensibilidad en el movimiento del pedal.
- 5- La quinta condición será la colocación en el sistema de una reserva de energía que permita el frenado completo en caso de rotura de alguna de las partes de los circuitos hidráulicos.
- 6- La sexta condición será que el diseño del sistema hidráulico sea tal que tengan preferencia los frenos sobre cualquier otro sistema auxiliar del tractor. Si la presión disminuye en el circuito de frenado por debajo de un 65% de la presión nominal (45.5bar), toda la presión disponible irá a los frenos hasta que suba por encima de ese 65%.
- 7- La séptima condición será que el volumen de aceite necesario para accionar el embolo de freno de una rueda del tractor con una acción de frenado de máxima intensidad es 22cm^3 . El volumen total a desplazar para el frenado del remolque será de 50cm^3 .
- 8- La octava condición será que el tiempo de respuesta del dispositivo de freno para conseguir desplazar el aceite a los émbolos de frenado sea de 0.2 segundos.



6. DATOS DE PARTIDA:

6.1 COMPARATIVA BOMBAS, CAUDALES Y PRESIONES DIVERSOS

TRACTORES:

Aquí se recogen diferentes valores técnicos de diversos tractores que están en el mercado.

EBRO serie 6000 y 8000: dispone de dos bombas,

- La pequeña Q=10l/min a 2200RPM y tarada a 40bar máximo.
- La grande Q=45l/min a 2200RPM y tarada a 175 bar máximo. (encargada del freno)

New Holland serie Winner: también dos bombas,

- Pequeña Q=15l/min
- Grande Q=55l/min al RPM máximas del motor.

Deutz: tiene una bomba,

- 175 bar máximo

New holland serie Ts:

- Bomba con: Q=35.2l/min y tarada a 180 bar máximo encargada de los sistemas auxiliares.

6.2 CARACTERISTICAS DEL VEHICULO DE PARTIDA:

En el punto anterior se ven los valores de los caudales y presiones de algunos los tractores de gamas similares al nuestro. A partir de estos datos se ha escogido un tractor agrícola con una potencia de 120 Cv, una masa de aproximadamente 4000kg, con frenos en las ruedas posteriores de disco bañados en aceite, con una bomba de engranajes para el sistema hidráulico y un caudal constante de 35.2l/min. La bomba estará compartida por los sistemas auxiliares del tractor y por los frenos, teniendo preferencia estos en caso de una insuficiencia de caudal.

3-Ejemplo de tractor de similares características



6.3 ACEITE EMPLEADO:

El tipo de aceite hidráulico empleado es de gran importancia porque además de transmitir la potencia de la bomba, también lubrica y protege de la corrosión los mecanismos, además reduce las fricciones en las partes móviles. Es importante también que no sufra cambios físicos o químicos al trabajar en sus rangos de temperatura y presión.

Las características más importantes que debe cumplir un aceite hidráulico serán:

- Viscosidad apropiada.
- Variación mínima de viscosidad con la temperatura.
- Estabilidad frente al cizallamiento.
- Baja compresibilidad.
- Buen poder lubricante.
- Inerte frente a los materiales de juntas y tubos.
- Buena resistencia a la oxidación.
- Estabilidad térmica e hidrolítica (descomposición química en presencia de agua).
- Características anticorrosivas.
- Propiedades antiespumantes.
- Buena demulsibilidad (habilidad de separarse del agua después de haber sido mezclada).
- Ausencia de acción nociva.



En el mercado hay muchísimos tipos de aceites hidráulicos, en concreto la marca Cepsa dispone de más de 10 tipos. Para los requerimientos del tractor no es necesario un aceite de prestaciones excepcionales debido a que las presiones son altas pero no extremas (185bar) y las temperaturas pueden llegar a ser un poco altas pero dentro de un rango normal para un aceite hidráulico. La característica más importante es la capacidad anticorrosiva en presencia de agua. Tratándose de un tractor que puede estar a la intemperie a lo largo del tiempo es relativamente fácil que se contamine el aceite con agua. Con ese parámetro se ha elegido el aceite:

CEPSA HIDROSIC HLP (ANEXO 2)

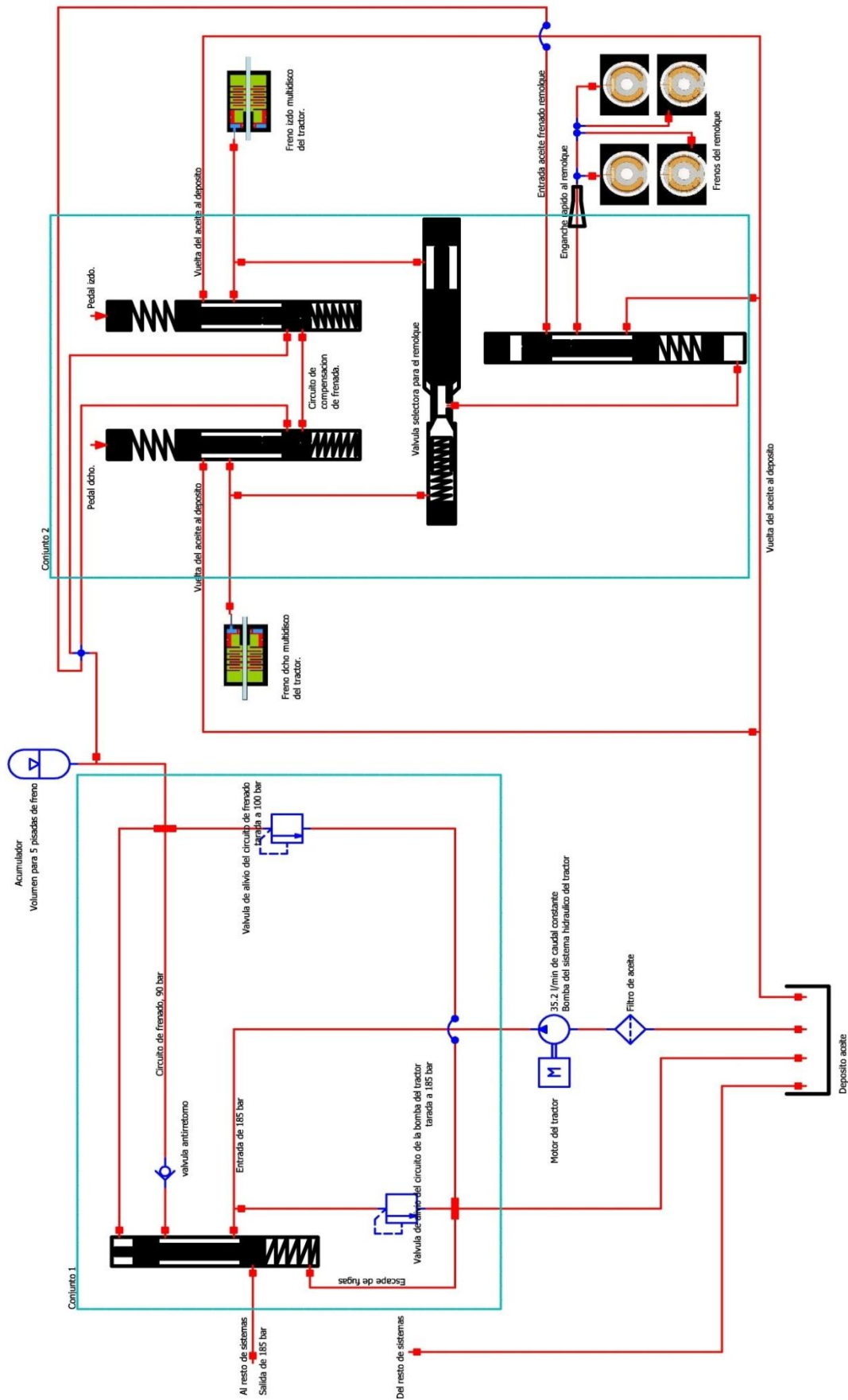
Entre otras características de este aceite, se menciona que está recomendado para circuitos hidráulicos con problemas por contaminación acuosa.



7. PRINCIPALES DATOS DEL SISTEMA DE FRENADO:

- Fuerza máxima sobre el pedal: 250N
- Factor de amplificación de la palanca: 8
- Fuerza máxima sobre el muelle principal: 2000N
- Recorrido máximo vertical del pie: 190mm
- Presión máxima de funcionamiento de los frenos del tractor y del remolque: 70 bares.
- Volumen máximo total de aceite desplazado en una frenada: 94cm³
- Caudal máximo total de aceite en una frenada: 470cm³/seg

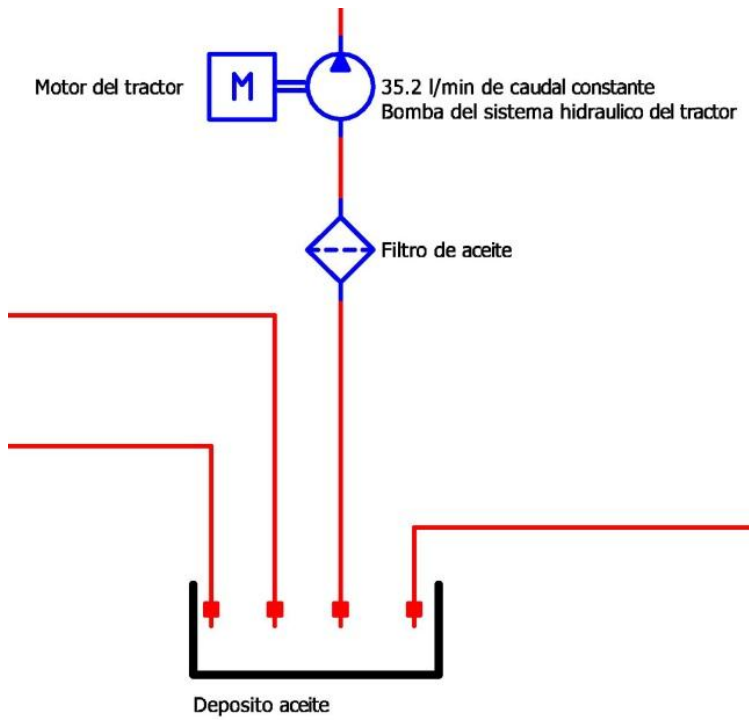
8. ESQUEMA HIDRAULICO:



9. FUNCIONAMIENTO:

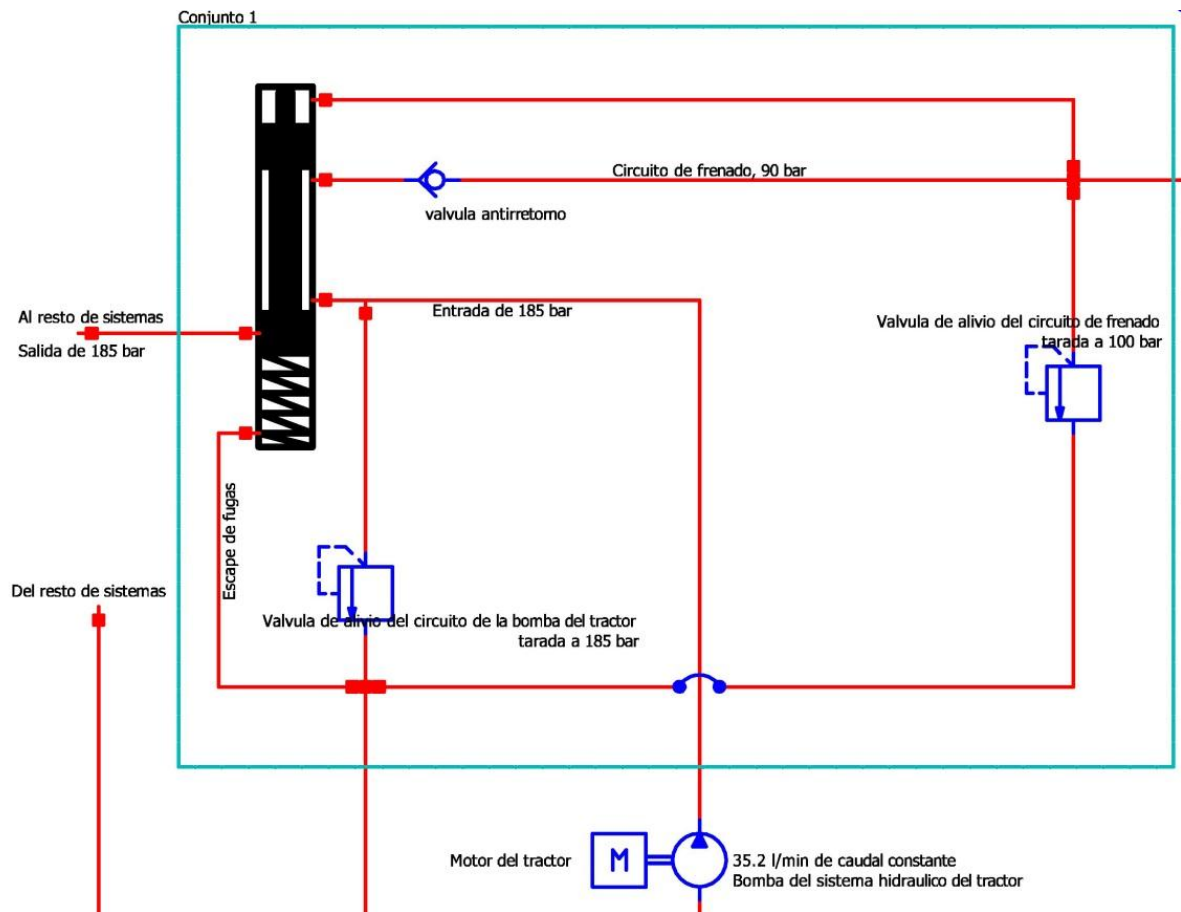
9.1 BOMBA Y FILTRO:

Se dispone de un conjunto depósito, bomba y filtro ya integrados en el tractor. La bomba esta acoplada al motor del tractor y ofrece 35.2l/min de caudal constante



9.2 CONJUNTO 1, VALVULA DERIVACION:

El aceite asciende por las mangueras flexibles hasta el conjunto 1 que es la válvula derivación. Esta válvula tiene como objetivo principal mantener una presión de 90 bares siempre disponible para que la puedan usar los frenos.



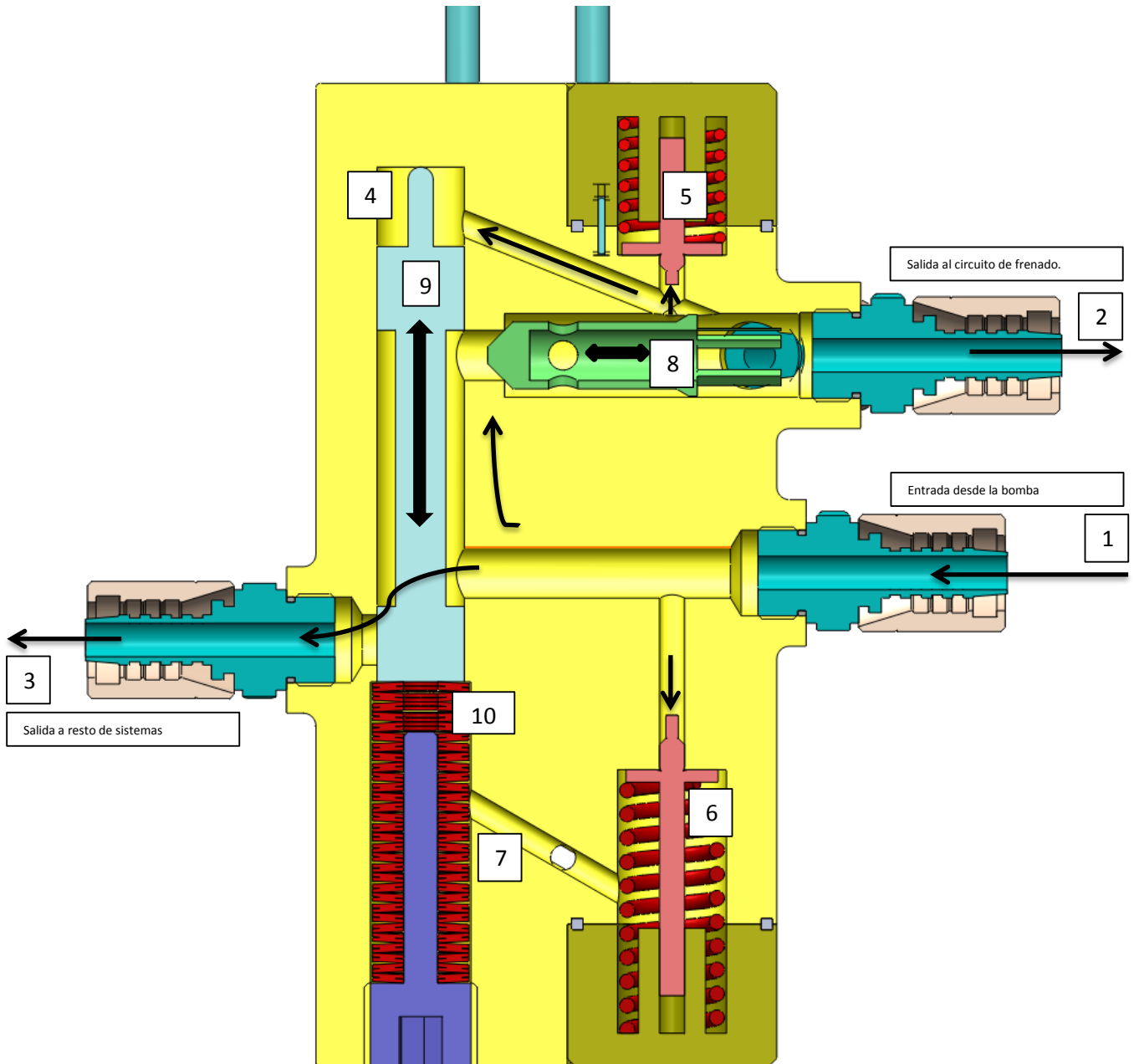
Esta válvula se comporta de tal manera que al poner la bomba por primera vez en marcha e ir llenándose los circuitos de freno va ascendiendo la presión desde la atmosférica hasta 180 bar. Los primeros 47 bares serán exclusivamente para el equipo de frenado. Una vez pasados los 47 bares y hasta 90 bares, el caudal de aceite estará compartido entre el resto de sistemas y el circuito de frenos. A partir de 90 bares el aceite irá sólo hacia la conducción resto de sistemas, incrementará su presión hasta como máximo 185bares. Si se rompiese el circuito y hubiese una pérdida de aceite, o la bomba no pudiese suministrar la



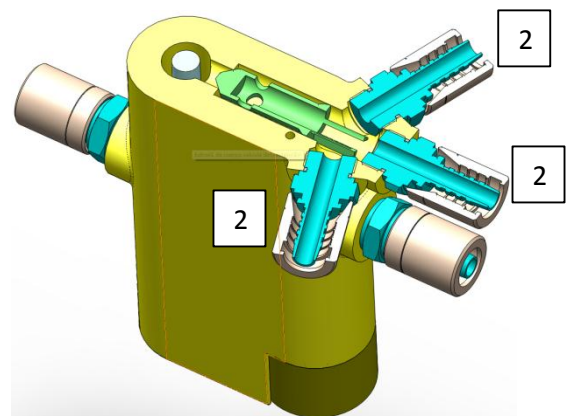
demanda de caudal necesaria, la presión en el circuito de salida al resto de sistemas comenzaría a descender, en el momento que llegase a 90 bares, gracias a una válvula antirretorno se cortaría la recirculación del circuito de frenos hacia resto de sistemas. Si por el uso de los frenos la presión del circuito de frenado continuase descendiendo, la presión disponible de la bomba se compartiría entre frenos y resto de sistemas. Cuando la presión en el circuito de frenos quedara por debajo del 65% de la presión nominal de frenos (47 bares), cortaría la salida a resto de sistemas dando preferencia única a los frenos. De esta manera se satisface la sexta condición mencionada anteriormente.

Dispone de dos válvulas de alivio por si aumentase la presión en caso de algún fallo. Una de 185bar del circuito aguas debajo de la bomba y otra de 100bar ya dentro del equipo de frenado.

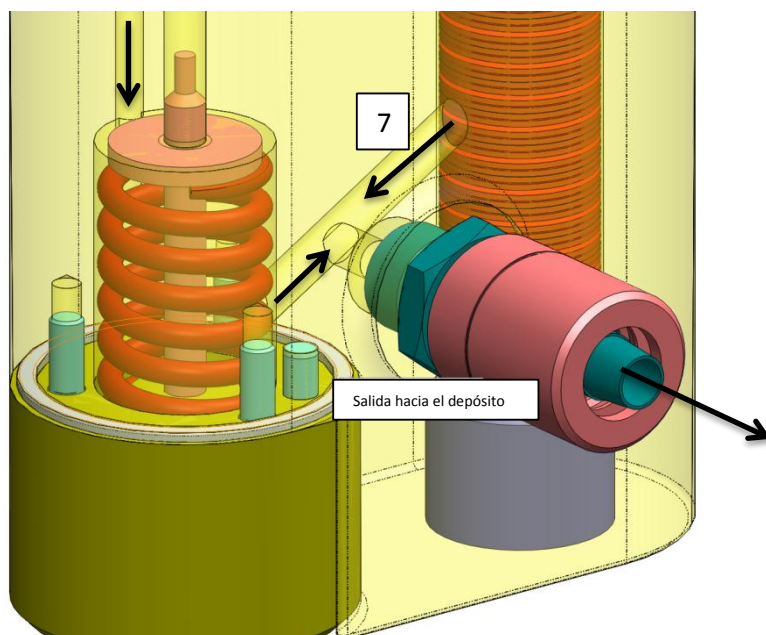
9.2.1 FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE DERIVACIÓN:



El aceite entra desde la bomba por (1) y se introduce por los conductos llenando las tres salidas que van hacia los frenos (2) atravesando la válvula antirretorno (8), también llena la cavidad superior (4) del pistón (9) y los pequeños conductos de entrada a las válvulas de alivio, el (5) del circuito de los frenos y el (6) del circuito de la bomba y de resto de sistemas (3).



El conducto (7) sirve para dar salidas a las posibles fugas de la parte inferior del pistón. Estas fugas podrían acumularse e impedirían la bajada del pistón.



Por efecto del muelle inferior de platillo (10), el pistón (9) éste permanece en la posición superior tocando su cabeza el final del conducto por el que puede deslizarse. El muelle está con una precompresión muy grande (1600N) antes de que comience a entrar aceite al sistema. Gracias a esta precompresión cuando entre aceite a la cámara (4) y presione el pistón hacia abajo, el pistón no se moverá hasta vencer dicha precompresión. La presión necesaria en la cámara (4) para vencer la precompresión del muelle es de 47 bares. Mientras no se superen estos 47 bares el pistón (9) permanecerá bloqueando la salida a resto de sistemas y todo el caudal disponible será para el circuito de frenado (2). Según crece la presión en la cámara (4) y se rebasen los 47 bares, el muelle se ve forzado a acortar su longitud y opone una resistencia. Cuanto mayor es la presión más descende el pistón y comienza a estrangular la entrada de aceite al circuito de los frenos. Por otra parte comienza a abrirse la conducción al resto de sistemas. En este momento y hasta llegar a 90bar el aceite entra en los dos circuitos, el de frenado y el de resto de sistemas.

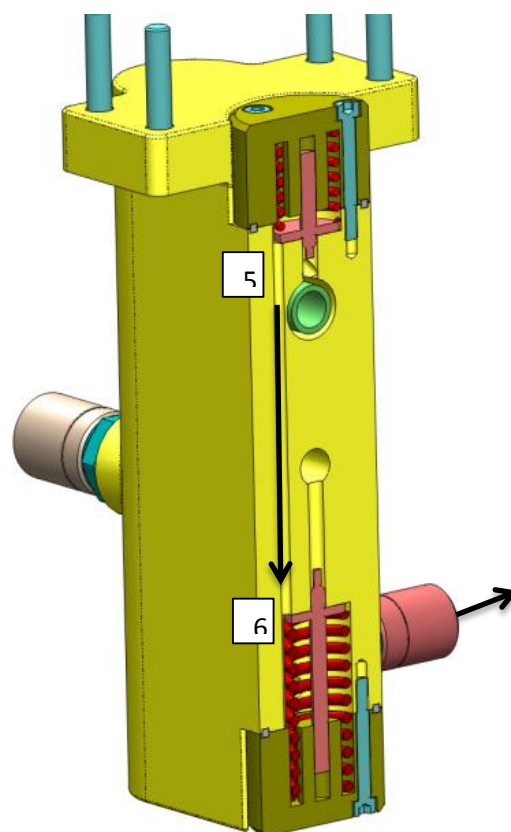
Al llegar la presión a 90 bares exactamente, el equilibrio entre la presión de la cámara (4) y el muelle es tal, que el muelle adopta una longitud que justamente termina de cerrar la salida al circuito de frenos. En este instante se ha estrangulado del todo la salida hacia (2). Permanecerá cerrada mientras haya 90bar en el circuito de frenado. Si desciende de 90 bares comenzará a abrir el circuito para permitir el paso de aceite. Simultáneamente estará circulando aceite hacia el resto de sistemas a una presión de 47 a 180 bares.

Cuando se accionen los frenos la presión del circuito de frenos descenderá un poco, en este momento el pistón (9) descenderá para equilibrar la fuerza del muelle con su presión en la cámara superior (4) dejando entrar aceite hasta que la presión alcance nuevamente los 90bar.

La válvula antirretorno (8) tiene el papel de mecanismo de seguridad. Si la bomba falla o hubiese una fuga en el circuito de resto de sistemas la presión descendería hasta menos de 90bar. En ese momento habría una recirculación de aceite del circuito de freno hacia atrás. Quedando el tractor sin frenos peligrosamente.

4-Conducción de escape de válvulas de alivio

Los conductos (5) y (6) son las salidas de aceite de las válvulas de alivio. Una vez pasadas las válvulas los conductos están comunicados y tienen una salida común hacia el depósito. También está comunicada con ellos la conducción de fugas del pistón (7).



9.2.2 ESTANQUEIDAD:

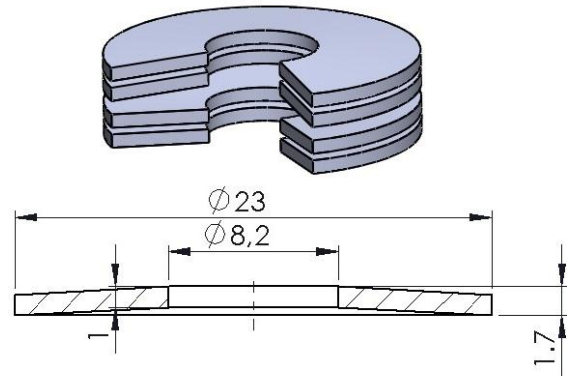
A través de la rosca de la guía muelle Belleville (10) podría fugar aceite, para impedirlo se usará sellante LOCTITE 243 (ANEXO 7)

9.2.3 DIFERENCIAS ENTRE MUELLE DE ARANDELAS Y MUELLE CONVENCIONAL:

Se ha elegido un muelle de arandelas, también llamado muelle “Belleville” frente a un muelle en espiral convencional.

Diferencias:

- Los muelles de arandelas tienen un comportamiento menos lineal que los muelles en espiral. Este efecto se incrementa más todavía si se colocan arandelas en paralelo, debido a que en su deformación tienen que rozar unas caras con otras. Este es un escenario perfecto para la válvula de derivación, donde se



busca una presión de 90 bares, pero no hace falta una gran exactitud. Sin embargo esta razón los hace más inadecuados para los cilindros de freno, como tienen que transmitir la fuerza del pie al pistón interesa que lo hagan de la manera más lineal posible.

- Los muelles de arandelas son más dificultosos de poner, requieren de ensayo y experiencia para saber cómo se van a comportar.
- Con el muelle de arandelas se consiguen en el mismo espacio que un muelle convencional unas fuerzas y desplazamientos mucho mayores.

9.2.4 MATERIALES:

Para la fabricación se van a usar fundición para el cuerpo válvula derivación y los tapones válvula derivación. Para el resto de piezas no normalizadas se utilizará acero.

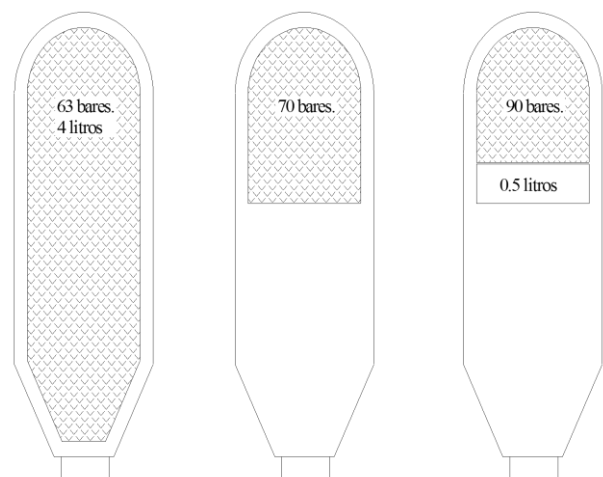
9.3 ACUMULADOR HIDRAULICO:

A la salida de la valvula de derivacion se pone un acumulador hidraulico que está conectado a los tres circuitos de salida; freno dcho., freno izdo. y freno del remolque. Si no hay fugas de aceite y la bomba funciona correctamente la valvula de derivacion pondrá en los tres circuitos (dcho., izdo. y remolque) una presion de 90 bares.

No obstante los frenos del tractor funcionan a una presion de 70 bar lo que da la oportunidad de colocar un acumulador hidraulico que en caso de fallo de la bomba o algun otro fallo inesperado, suministraria caudal de aceite durante un periodo de emergencia. Se ha pensado que con tener la posibilidad de pisar a fondo los frenos 5 veces es suficiente por que al tractorista le aparecerian los testigos luminosos de que algo va mal y pararia el tractor, suponiendo una conducta razonable y no negligente.

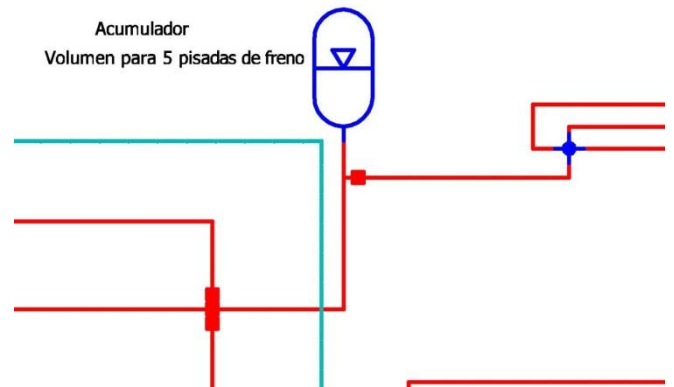
El volumen total necesario para realizar cinco acciones de frenado con el remolque acoplado es de 0.47 litros.

El acumulador suministra un total de 0.48 litros para enviar a los frenos. Lo hace desde 90 bar hasta 70 bar. Solo entraría en accion en caso de que la presion descendiese de 90 bar. Tambien hace el circuito hidraulico más agil debido a que los acumuladores tienen un gran caudal admisible (hasta 600l/min). Cuando se ha bajado la presion debido a un uso intensivo de los frenos la bomba lo rellena con su caudal (35.2l/min) de manera más gradual.



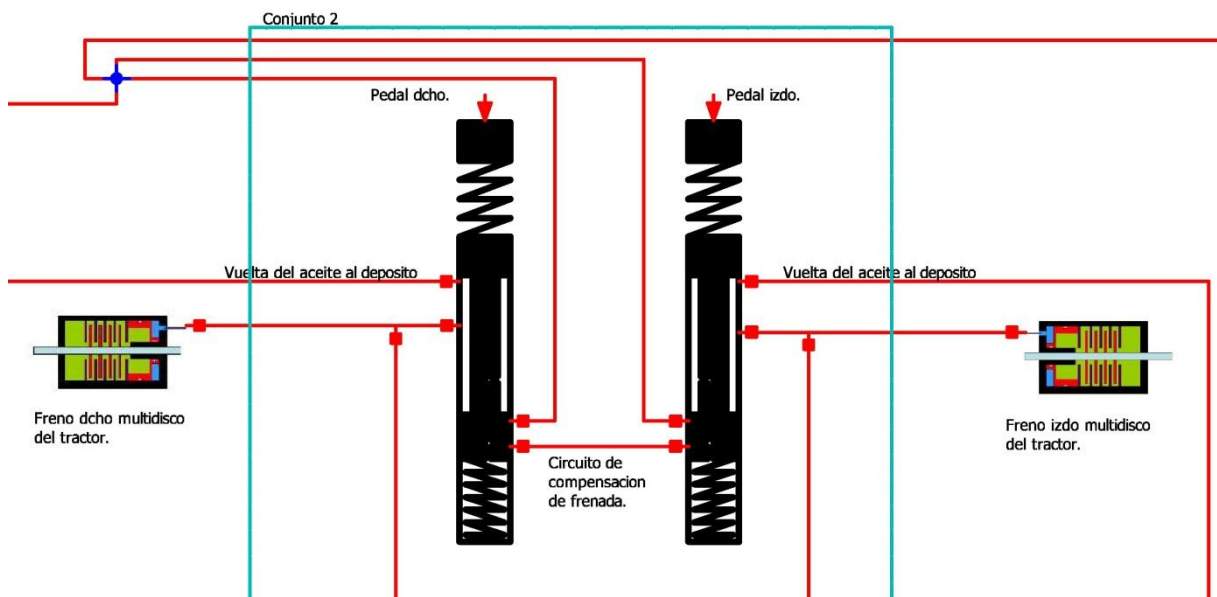
El acumulador elegido es un BOSCH REXROTH de vejiga de 4 litros de volumen, nombre del catalogo:

5 - HAB4-350-4X/2G07G-2N111-CE



9.4 CONJUNTO 2, FRENOS DERECHO E IZQUIERDO:

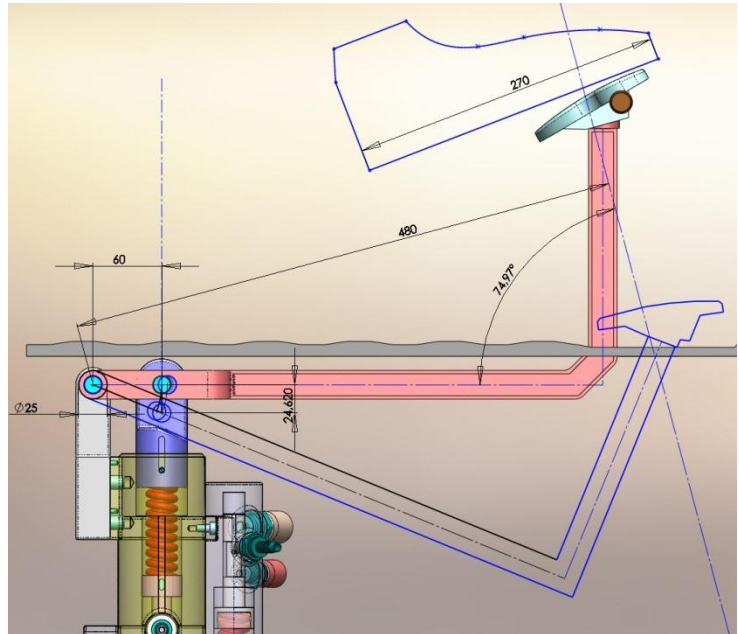
Lo que se busca en esta fase es dar una entrada de aceite a los frenos proporcional al recorrido del pie del tractorista. Es importante señalar que el tractorista no tiene que ser consciente de los procesos que ocurren en los circuitos, no debe notar nada más que un pedal con una fuerza que aumenta de forma lineal y continua, aunque los pistones de los frenos se estén moviendo continuamente. Se comportan de manera independiente el freno derecho e izquierdo, pero si frenan los dos a la vez está asegurado que tengan la misma presión ambos gracias al circuito de compensación de frenada. Así se cumple la segunda condición del diseño. Hay un circuito (línea horizontal) en la parte superior del esquema que sería la entrada de aceite al freno del remolque de la que se hablará más adelante. También hay dos salidas verticales hacia abajo que están relacionadas con el freno del remolque.



9.4.1 FUNCIONAMIENTO DE FRENOS DCHO. E IZDO. DEL TRACTOR:

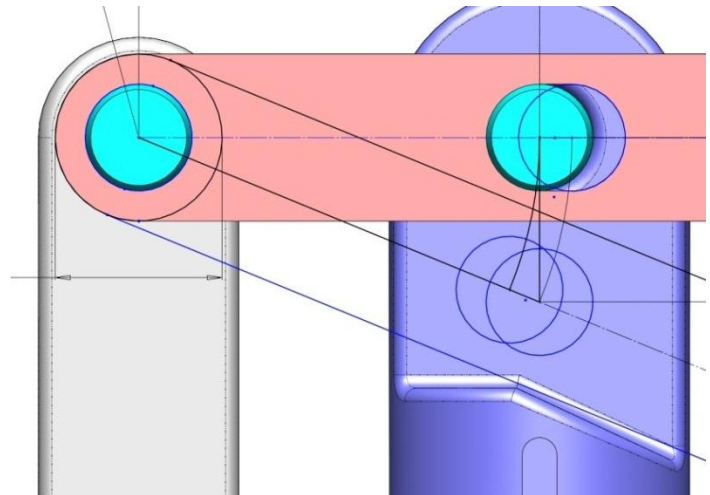
El pie del conductor ejerce una fuerza sobre el pedal que transmite esa fuerza amplificada a la cazoleta en el dispositivo de frenos, tiene un factor de amplificación de 8.

El movimiento del pie será un arco de circunferencia mientras que el movimiento transmitido será rectilíneo gracias a un agujero rasgado que permite el juego en el eje x.



6 - detalle del rasgado

En el dibujo se puede apreciar la posición que adopta la palanca cuando está en posición de descenso máximo.

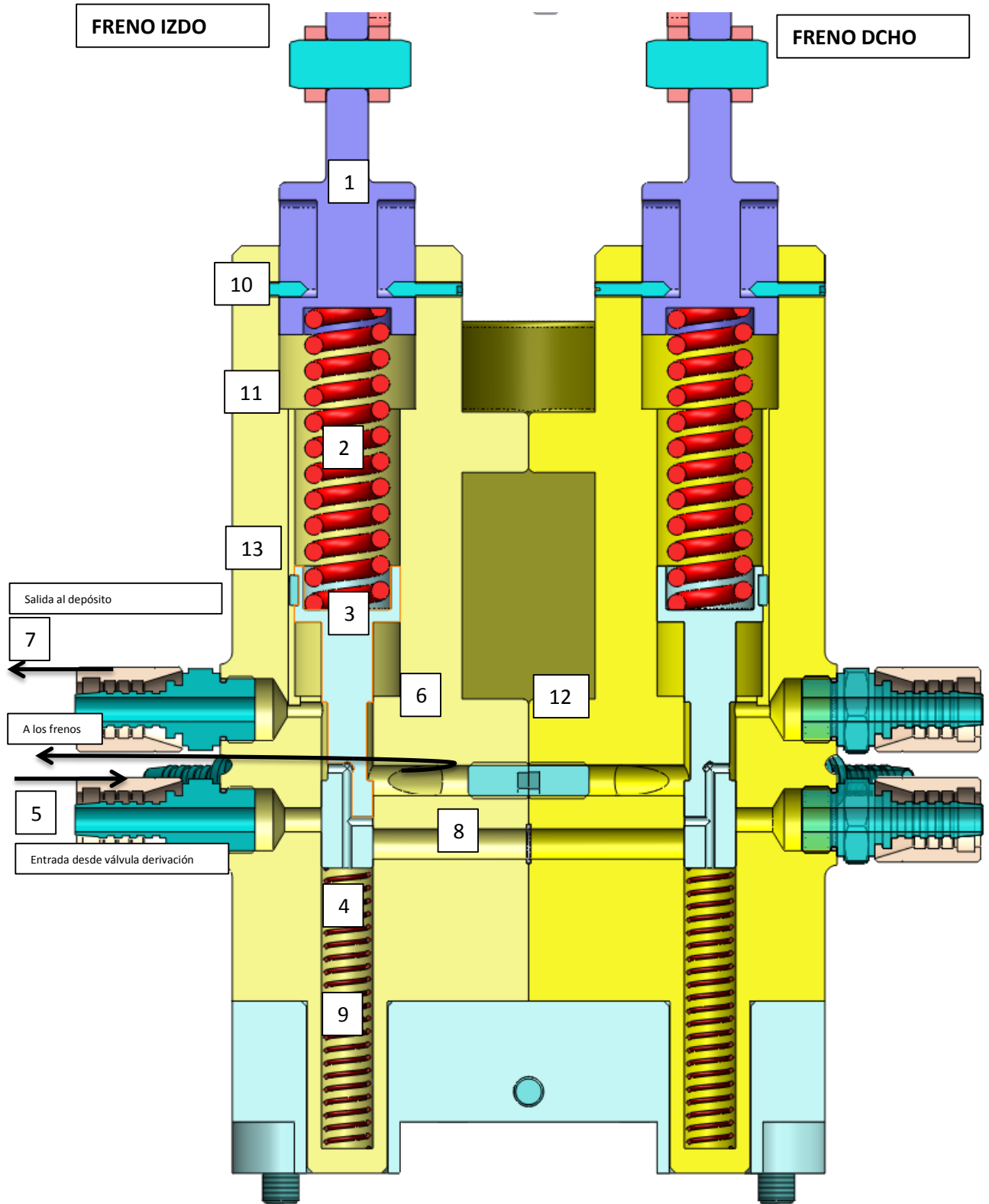


En circunstancias normales la entrada de aceite (5), que viene de la válvula de derivación, tiene una presión de 90 bares. La salida (7) está conectada al depósito y a presión atmosférica, y a su vez está conectada a través de la salida (6) a los frenos del tractor, que, como no están frenando todavía, también están a presión atmosférica.



Cuando la cazoleta (1) recibe la fuerza del pedal se lo transmite al muelle superior (2), éste a su vez se lo transmite al pistón (3) y al muelle inferior (4). En un primer instante no hay que vencer ninguna fuerza de la presión de aceite porque todavía no ha entrado nada en la cámara inferior (9), sólo habrá que vencer la oposición del muelle inferior (4).

El rango de movimiento de los pedales está limitado por la cazoleta (1). Cuando no se pisa el pedal está sujeto por los tornillos pasadores (10) que impiden que la cazoleta se salga de su alojamiento. Cuando se pisa el pedal al máximo el límite lo pone el cuerpo del cilindro (11) que toca con la cazoleta.





La secuencia de sucesos será la siguiente:

Primero la salida (7) comenzará a cerrarse gracias al desplazamiento del pistón (3). Cuando termina de cerrarse el circuito de frenos quedará incomunicado tanto para la entrada como para la salida de aceite. Como el conductor sigue aplicando un desplazamiento sobre el pedal, el pistón continúa descendiendo hasta que comienza a abrir la entrada de presión (5). En cuanto esto sucede entra aceite aumentando su presión casi inmediatamente en el circuito (6). Cuanta más presión de aceite hay en el circuito, más presión tiene también la cámara (9) porque está en comunicada a través de unos conductos practicados en el pistón (3). Esta presión en la cámara (9) provoca una fuerza hacia arriba proporcional al área de la sección. A cada valor de esta fuerza le corresponde una compresión del muelle superior (2). Gracias al acortamiento proporcional de este muelle (2), el pistón (3) asciende hasta que llega a cerrar de nuevo la entrada (5). Si la presión en la salida (6) descendiese por alguna fuga, la presión en la cámara (9) desciende también, disminuyendo la fuerza vertical y provocando que el muelle superior se alargue proporcionalmente dejando entrar de nuevo aceite. El pistón (3) se estaría regulando continuamente abriendo y cerrando la entrada (5) para tener siempre la presión que manda la fuerza en el pedal.

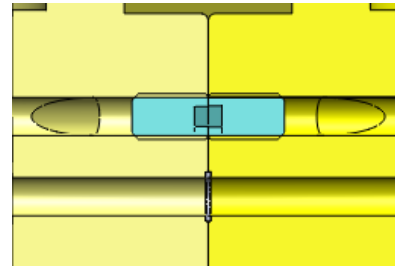
El movimiento del pistón (3) estará compuesto de dos partes, una será el movimiento de los pedales y otra parte será el acortamiento del muelle (2). Para calibrar el mecanismo hay que conocer la constante K del muelle superior (2) de manera que sabes que con una fuerza determinada devuelve un acortamiento conocido. La fuerza en el muelle es dependiente del área del pistón y la presión. De manera que si interesa obtener una presión en el circuito (6) el acortamiento del muelle debe de ser tal que exactamente estrangule la entrada (5) al alcanzar dicha presión.

El circuito de compensación de frenada (8) se llena de aceite a la misma presión que la salida (6) cada vez que uno de los pedales se pisa. Solamente si se pisa el otro pedal entrará la presión y se comunicarán los conductos de los dos pedales, igualando las presiones y asegurando un frenado de la misma intensidad en ambos frenos. Esta comunicación se consigue a través de un conducto horizontal que tienen los pistones.

Cuando el conductor deja de pisar el pedal, éste debe volver solo a su posición de descanso. Esto se consigue gracias al muelle inferior (4). Este muelle debe de estar dimensionado de manera que transmita una fuerza que venza el peso de todo el conjunto y además los rozamientos del movimiento del sistema. El peso del pedal y de la palanca es un peso multiplicado por el brazo de palanca de sus centros de gravedad.

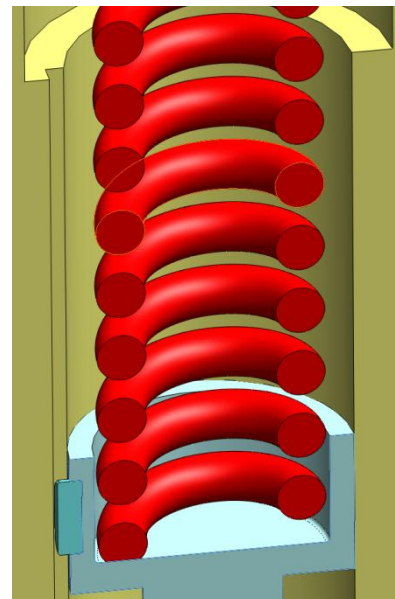
9.4.2 ESTANQUEIDAD:

A través de la rosca de los tornillos sin cabeza (12) fugará aceite, para impedirlo se usará sellante LOCTITE 243 (ANEXO 7)



9.4.3 IMPEDIMENTO DEL GIRO DEL PISTON:

El pistón (3) podría girar dentro de su alojamiento provocando que todo el sistema falle. Para impedir el giro se coloca una chaveta (13) en el pistón que circula por una guía vertical. (ANEXO 8)



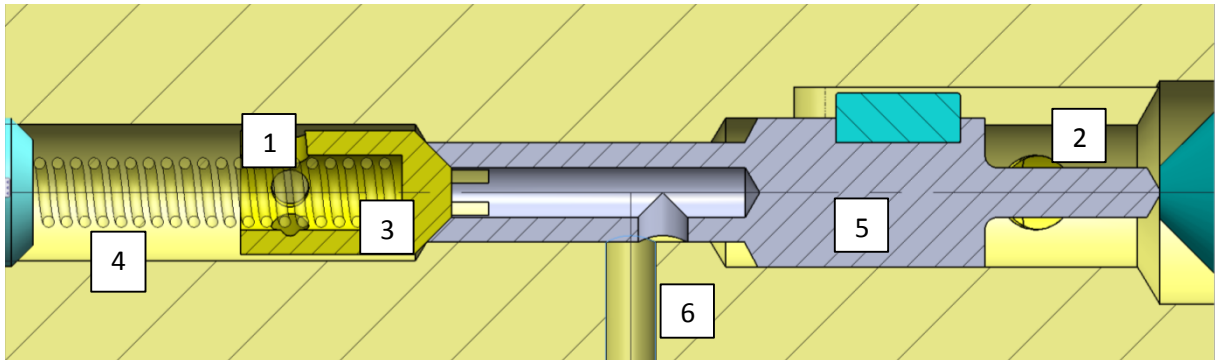
9.4.4 MATERIALES:

Para la fabricación se va a usar fundición para los cuerpos de freno (bloque vertical freno izquierdo, derecho y remolque). Para el resto de piezas no normalizadas se utilizará acero.

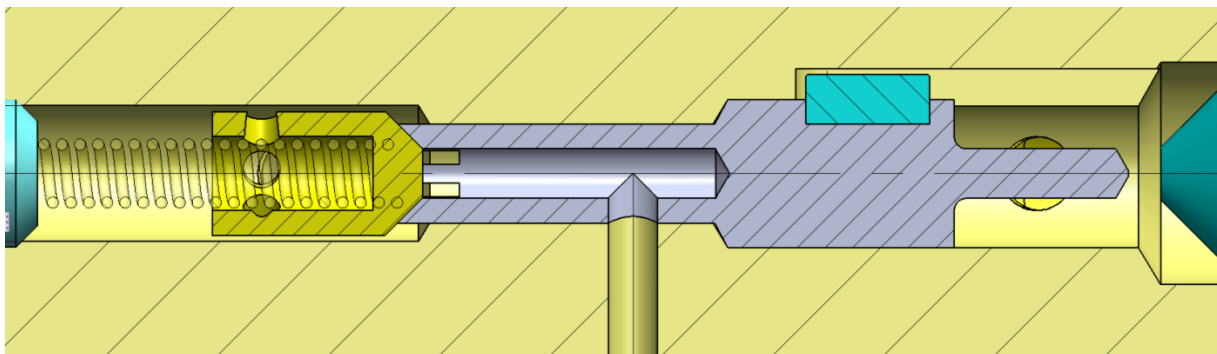
Si el tractor no lleva remolque el sistema de frenado funcionará igualmente pero estará bloqueada la salida por un “acoplamiento rápido”. Este enganche hace que sea muy fácil acoplar el circuito de frenos del remolque cuando se lleva un remolque.

9.5.1 FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA SELECTORA:

7-Pistón sin desplazar



8-Pistón desplazado, comunicación entre cámara izquierda y conducto (6)



A esta válvula le llega directamente el aceite de los frenos, ya regulado a la presión que se busca en cada momento a cada freno. El aceite a presión desde el freno izquierdo entra por la abertura (1) a la cámara de la válvula antirretorno (3). El aceite del freno derecho entra por la abertura (2) a la cámara derecha. Hay una salida hacia el cilindro de freno del remolque por (6). Cuando están las dos cámaras a presión atmosférica (1bar), o séase, sin frenar ni el freno derecho ni el izquierdo, el muelle (4) hace que el circuito permanezca cerrado, o, por lo menos, que la válvula antirretorno esté muy cerca de la posición de cerrado. Ahora habría tres escenarios posibles:



- 1- Si sólo presiona el pedal izquierdo sucederá que entrará aceite a presión en la cámara izquierda y la válvula antirretorno (3) quedará aprisionada contra el pistón (5) y contra el alojamiento donde está metida. Como en la cámara derecha no hay presión porque no se ha pulsado el pedal derecho el sistema permanecerá cerrado y la comunicación del freno izquierdo con la salida (6) estará cerrada.

En conclusión, no se envía presión por el circuito (6).

- 2- Si sólo presiona el pedal derecho sucederá que entrará aceite a presión en la cámara derecha y que el pistón (5) se desplazará hacia la izquierda. Este movimiento empujará a la válvula antirretorno (3) y pondrá en comunicación la entrada (1) con la salida (6) al comprimir el muelle (4). Como en la cámara izquierda no hay presión porque no se ha pulsado el pedal izquierdo aunque esté en comunicación con la salida (6) no hay circulación de aceite.

En conclusión, no se envía presión por el circuito (6).

- 3- Si presiona los dos pedales a la vez sucederá que en la cámara derecha y en la izquierda se acumulará aceite a presión. Además será la misma gracias al circuito de compensación de frenada que lleva el dispositivo de freno del tractor. Como el área del pistón (5) es mayor que el área de la válvula antirretorno (3), el pistón (5) se desplazará hacia la izquierda poniendo en comunicación el aceite a presión de la cámara izquierda con la salida (6).

En conclusión, se envía tanta presión por la salida (6) como haya en el freno izquierdo del tractor.

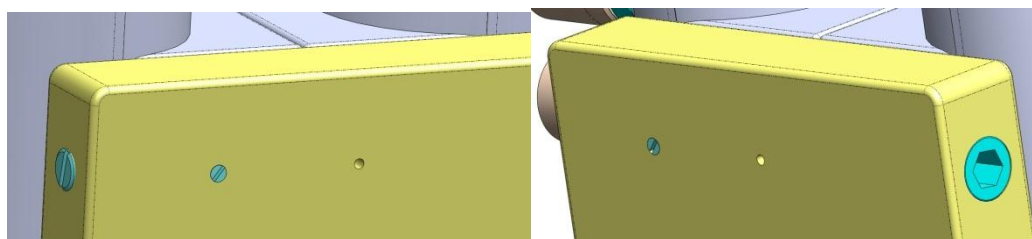
9.5.2 DESFRENADO DEL REMOLQUE:

Cuando el conductor suelte los pedales de freno, el aceite a presión contenido en la cámara inferior del cilindro de freno del remolque ((6) ver siguiente apartado) tenderá a regresar por el conducto (6) al freno izquierdo y de allí al depósito. Para poder pasar por la válvula antiretorno (3) deberá vencer la resistencia del muelle. Este muelle tiene una fuerza cuando está en posición cerrada la válvula muy pequeña, de tal manera que la presión que queda acumulada en el circuito (6) cuando no se está frenando es también pequeña. Se ha calculado que la presión acumulada cuando no se frena sea de 0.27 bares por encima de la presión atmosférica, de esta manera el cilindro de freno del remolque se queda cerrado sin mandar presión a los frenos del remolque.

9.5.3 ESTANQUEIDAD:

A través de la roscas de los tornillos sin cabeza que hacen conexión con el exterior en la válvula selectora fugará aceite, para impedirlo se usará sellante LOCTITE 243 (ANEXO 7)

9-Detalle de la válvula selectora



9.5.4 IMPEDIMENTO DEL GIRO DEL PISTON:

El pistón (5) podría girar dentro de su alojamiento provocando que la salida (6) no esté en comunicación con la cámara izquierda. Para impedir el giro se coloca una chaveta (7) en el pistón que circula por una guía horizontal. (ANEXO 8)

9.5.5 MATERIALES:

Para la fabricación se va a usar fundición para el cuerpo de válvula selectora. Para el resto de piezas no normalizadas se utilizará acero.

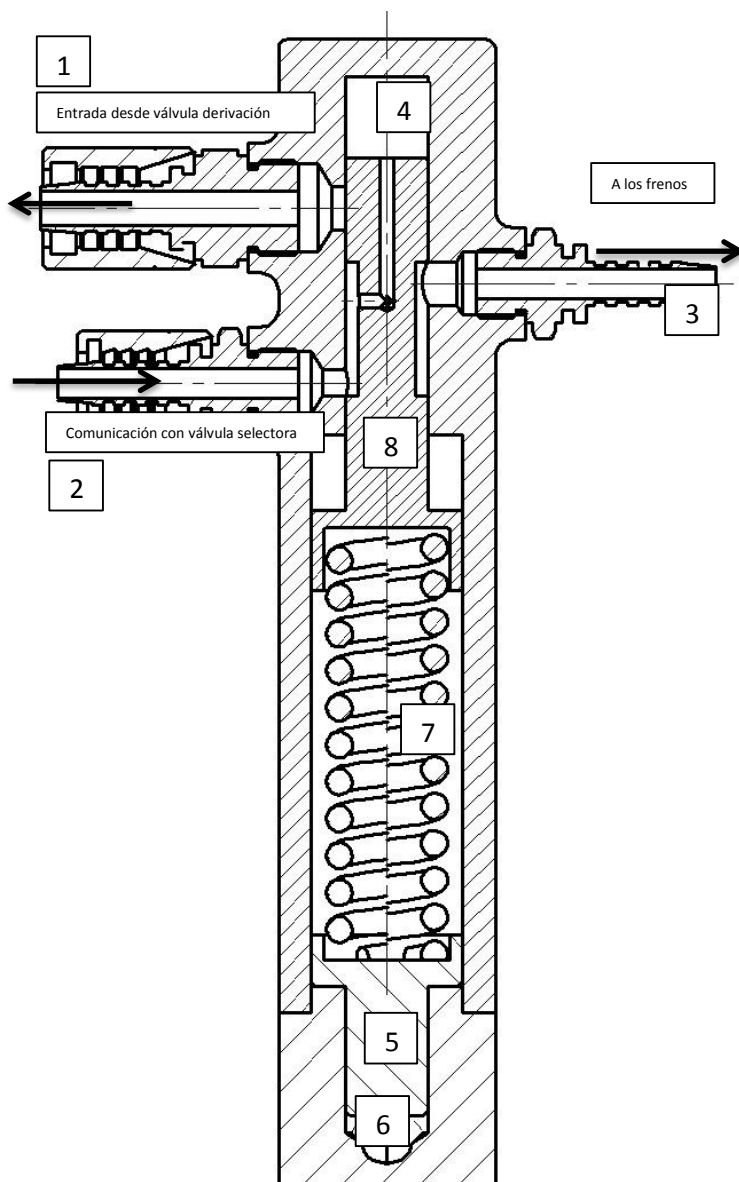
9.5.6 FUNCIONAMIENTO DEL CILINDRO DE FRENO DEL REMOLQUE:

Su funcionamiento es análogo a los frenos del tractor, la diferencia es que está posicionado de abajo hacia arriba y que la información de cuanto se está presionando el pedal no viene de los pedales sino de la salida (6) de la válvula selectora (grafico anterior).

Inicialmente la salida (2) y el circuito (3) están comunicados y a presión atmosférica, porque no se está frenando todavía. La entrada de aceite (1) desde la válvula de derivación permanece bloqueada por efecto del pistón (5).

Cuando se presionan los dos pedales a la vez entra aceite a presión a la cámara (6). Como ya se ha visto esta presión es proporcional a la pisada del pedal izquierdo y a su vez es la presión que tiene el freno derecho.

La presión en (6) aumenta desplazando el pistón inferior (5). Este desplazamiento mueve el conjunto pistón inferior, muelle (7) y pistón superior (8). Lo primero que sucede es que se bloquea la salida (2), seguidamente comienza a abrirse la entrada (1) y comienza a entrar presión en el circuito de frenado del remolque (3). La presión en la cámara (4) aumenta hasta que llega a igualarse con la presión de la cámara inferior (6). Cuando la presión en (4) supera la de la cámara (6) el pistón (5) desciende cerrando la entrada de aceite, autorregulándose para mantener la presión en la salida (3) como en la cámara (6). El muelle (7) tiene la función de transmitir las fuerzas entre los pistones (5) y (8) y a su vez de transmitir el desplazamiento del pistón (5) al (8).



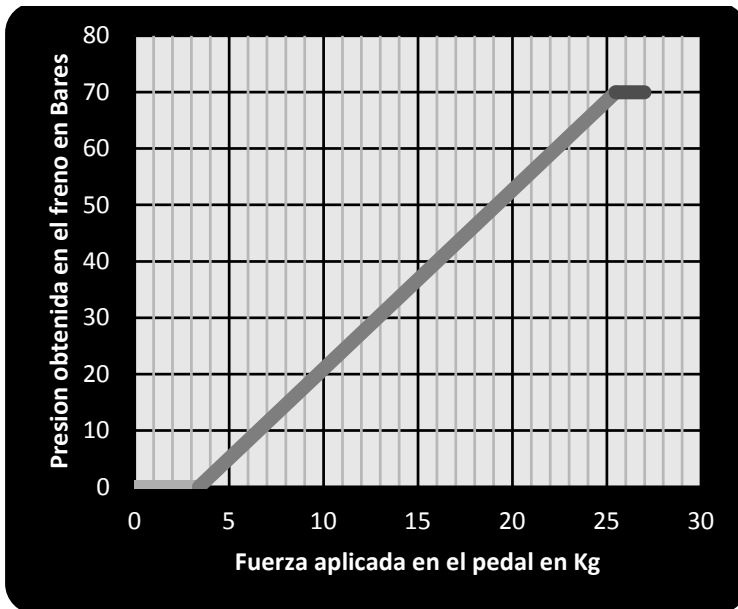


Al desplazamiento del pistón (5) se añade una modificación de la longitud del muelle (7) al modificarse las presiones de las cámaras (6) y (4). Esta modificación de la longitud del muelle permite moderar el movimiento del pistón (5) de manera que se interfiera lo mínimo posible en el circuito del freno derecho del tractor.

Se podría plantear la pregunta de porque no se lleva directamente el aceite de la cámara (6) al acoplamiento rápido del remolque y así ahorrar todo este sistema. La respuesta es que del freno derecho del tractor sólo se saca una pequeñísima cantidad de aceite para hacer funcionar esta válvula, y así hacer entrar el aceite que ya estaba acumulado por la válvula de derivación. Si se pretendiese sacar todo el caudal de aceite necesario para hacer funcionar los frenos del remolque del mismo freno izquierdo directamente, éste tendría un comportamiento extraño y diferente al freno derecho. Además las secciones de los conductos tendrían que ser mayores y la vuelta a la posición de descanso tardaría más tiempo. Otra desventaja sería que en caso de rotura del circuito del remolque afectaría a los frenos del tractor.

10. GRAFICA PRESION-FUERZA:

La grafica que define como se relaciona el peso aplicado sobre el pedal y la presión obtenida en los frenos es:



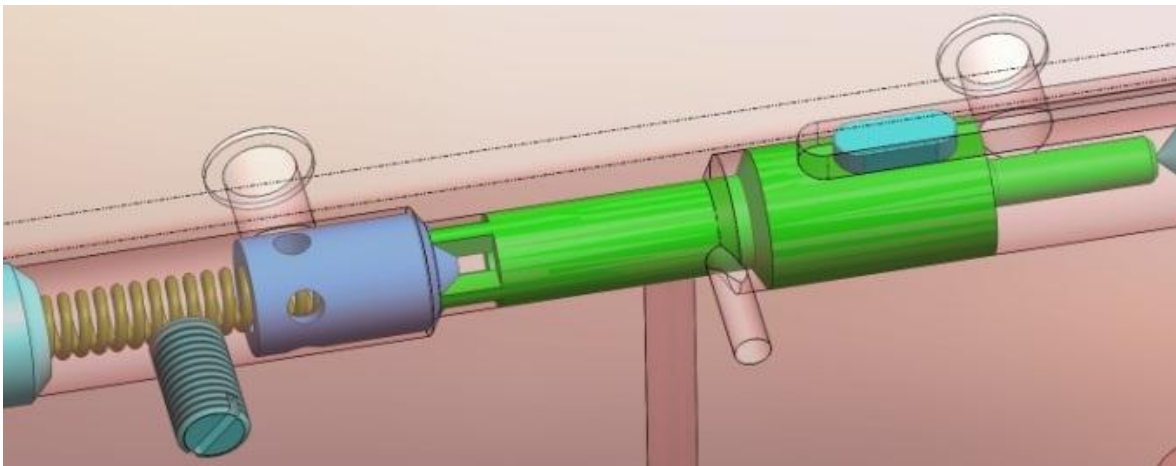
Se puede observar que hay una parte inicial en la que la fuerza aplicada no se traduce en una presión, es la zona muerta del pedal. Esta zona se debe a que hay que vencer el muelle inferior para que comience a funcionar el sistema. El peso mínimo para empezar a transmitir presión a los pedales es de 3.4kg. El peso necesario para transmitir la máxima presión es de 25.48kg. (250 N).

11. PRINCIPALES RIESGOS Y SOLUCIONES, METODO AMFE:

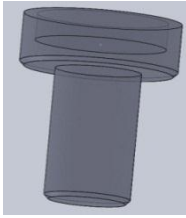
El método AMFE es un “método preventivo”, trata de detectar posibles fallos y calificarlos en función de los efectos que han de producir, antes de lanzar el producto.

En este caso se ha realizado un AMFE de diseño, donde se ha tratado de ver posibles fallos del conjunto y de los componentes. Se comentan aquí los fallos con una prioridad de riesgo mayor de 200 y su acción correctora:

- En el conjunto válvula selectora si gira el pistón se cierra la comunicación del circuito y podría quedarse frenado o no frenar. Se ha asegurado la imposibilidad del giro del pistón mediante una chaveta alojada en el propio pistón y una acanaladura en el alojamiento.
- En este mismo conjunto se podría acumular aceite en el alojamiento del pistón, en su parte izquierda impidiendo el movimiento del pistón provocando que el remolque no frene. Se ha colocado un taladro que posibilita la salida de aceite que fuga desde la cámara derecha.

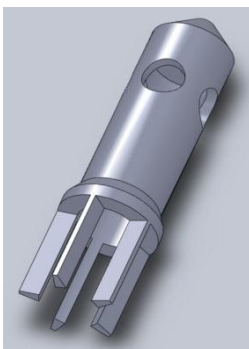


- En el pistón inferior del remolque, el propio pistón podría salirse de su recorrido por arriba, esto podría provocar que se quede permanentemente frenado el remolque. Para que esto no pueda ocurrir se limita el rango de movimiento del pistón superior.



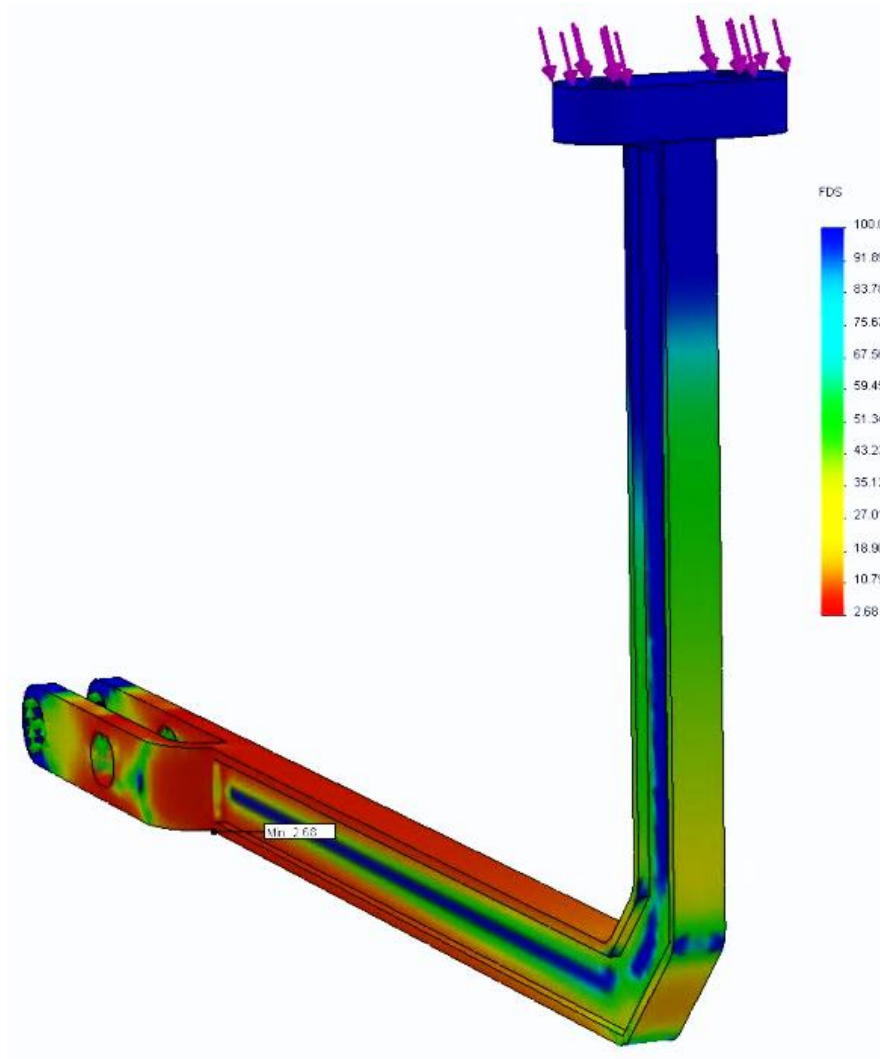
- En el pistón de la válvula derivación podría ocurrir que se agarrote por dilatación excesiva provocada por una temperatura muy alta del aceite. Esto ocurre por una laminación excesiva en los conductos debido a falta de sección de paso, el uso intensivo de los frenos, o falta de refrigeración suficiente en el depósito. Se asegura un área de paso suficiente y una correcta refrigeración en el depósito de aceite.

- En la antirretorno de la válvula de derivación podría pasar que su diseño no deje un área de paso suficiente hacia el conducto de alivio. No se aliviaría la presión suficientemente. Esto se tiene en cuenta en la geometría del diseño.



12. TENSION, DESPLAZAMIENTO, FACTOR DE SEGURIDAD EN PALANCA DEL PEDAL.

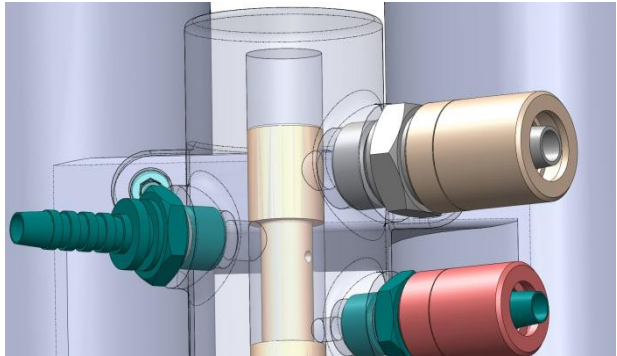
Tras realizar un estudio mediante el método de elementos finitos se observa que la palanca tiene un tamaño y un material (acero) suficiente para las solicitaciones. Se ve en el estudio que la zona más problemática es un radio de acuerdo demasiado pequeño, se podría mejorar aunque es suficiente. Se deja para una posterior revisión.



13. PROTOTIPOS Y FABRICACION EN SERIE

Se van a realizar dos prototipos donde se plantearán los posibles cambios y soluciones. Entre las posibles cosas que habría que probar en los prototipos estarían:

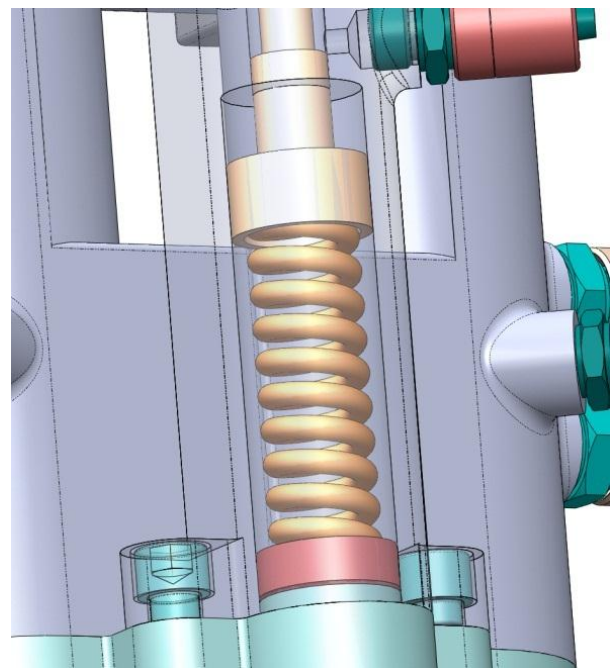
- Estudio de la necesidad de muelle en cámara superior del pistón del bloque vertical freno remolque.



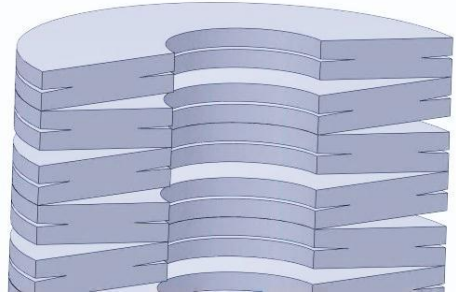
- Comprobación de que los diámetros elegidos en las tuberías flexibles son suficientes para el paso de caudal.



- Estudio de la conveniencia de colocar el muelle inferior en el bloque vertical freno izquierdo.



- Posibles cambios en el muelle de arandelas, para lograr que de la deformación prevista con la fuerza prevista. Estos cambios pueden afectar a otras piezas.



Estos prototipos se fabricaran partiendo de bloques de metal, se mecanizaran hasta llegar a la pieza buscada.

Sin embargo para la fabricación en serie se tendrán que diseñar y fabricar los moldes para obtener mediante fundición las siguientes piezas:

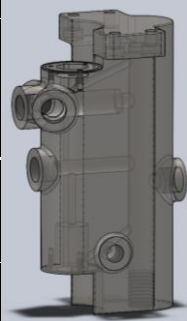
- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36




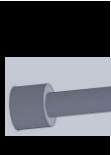
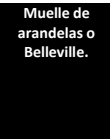


ANEXO A LA MEMORIA



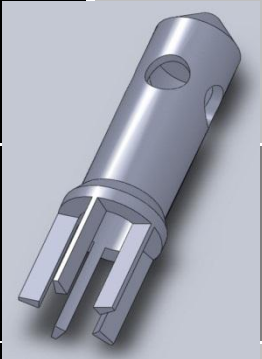
14. ANEXO A LA MEMORIA, AMFE DE DISEÑO:

Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
	Hace de soporte de todas las conexiones y contiene los conductos	Rotura de las roscas de entrada y salida de aceite del circuito de la bomba	Pérdida de presión en el circuito, inoperatividad de resto de sistemas del tractor.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con llave con limitador de par	Producción	8	2	5	80
		Rotura de las roscas de salida del circuito de frenado	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	9	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	135	Montaje con llave con limitador de par	Producción	9	2	5	90
		Falta de estanqueidad de las roscas del circuito de frenado.	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	9	Falta de producto sellante en la rosca antes del montaje	3	Muestreo	5	135	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	9	2	5	90
		Falta de estanqueidad de las roscas del circuito de la bomba	Pérdida de presión en el circuito, inoperatividad de resto de sistemas del tractor.	8	Falta de producto sellante en la rosca antes del montaje	3	Muestreo	2	48						0
		rotura de las roscas de la válvula de alivio del circuito de frenado	Fugas de aceite por falta de apriete de la válvula.	4	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	60						0
		rotura de las roscas de la válvula de alivio del circuito de la bomba	Fugas de aceite por falta de apriete de la válvula.	4	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	60						0
		falta de estanqueidad de guía de muelle Belleville	Fugas de aceite por conducto del muelle.	4	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	60						0
		Fugas de aceite en las conexiones con el exterior.	Consumo de aceite y suciedad.	3	Falta de estanqueidad	7	Muestreo	5	105	Minimizar en el diseño las salidas al exterior. Taladrados oblicuos entrando por otras embocaduras.	Ingeniería	3	5	5	75

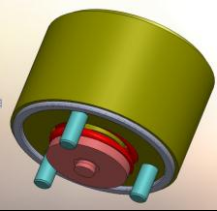
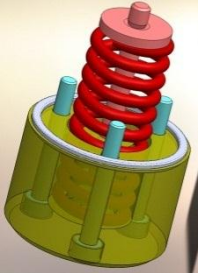


Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD AD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
	Es el encargado de abrir y cerrar en su desplazamiento los conductos de aceite	Agarrotamiento debido a una dilatación excesiva por a la temperatura del aceite.	Desde pérdida de presión en los frenos hasta una sobrepresión y pérdida de aceite por las válvulas de alivio. Pérdida de los frenos	9	Insuficiente refrigeración del aceite, laminación excesiva en los conductos.	3	Muestreo	9	243	Diseño con áreas de paso suficientes para impedir la laminación del aceite y refrigeración adecuada en el depósito	Ingeniería	9	1	9	81
		Agarrotamiento debido a impurezas del aceite que se cuelean en las paredes.	Desde pérdida de presión en los frenos hasta una sobrepresión y pérdida de aceite por las válvulas de alivio. Pérdida de los frenos	9	Aceite contaminado	2	Muestreo	7	126	Homologación del proveedor y muestreo.	Compras	9	2	4	72
	Tiene la misión de comprimirse porcentaje y devolver una energía para abrir el circuito de frenado.	Perdida de efectividad debido al número de ciclos.	Disminución en la presión del circuito de frenado.	3	Elección incorrecta del muelle.	7	Muestreo	9	189	Realizar ensayos y estudios de fatiga del muelle.	Ingeniería	3	3	9	81
		Perdida de efectividad debido al número de ciclos.	Disminución en la presión del circuito de frenado.	3	Elección incorrecta del muelle.	7	Muestreo	9	189	Colocar un muelle que haga que el sistema este a más presión (90bar) que la necesaria para un frenado máximo (70bar)	Ingeniería	3	3	9	81
	Sirve para guiar el muelle e impide la salida de aceite que pueda fugar por la parte inferior del pistón.	Fuga de aceite por la rosca.	Suciedad y ligero consumo de aceite.	2	Falta de producto sellante en la rosca antes del montaje	3	Muestreo	2	12						

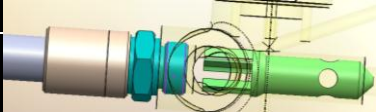
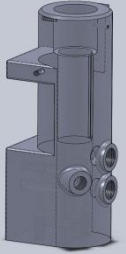


Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Anti retorno válvula derivación.	Su función es permitir el paso de aceite al circuito de frenado e impedir que el aceite retroceda al circuito de la bomba si hay una pérdida de presión en éste. Está diseñado para permitir el paso con facilidad a todos los conductos.	Área de paso insuficiente en el extremo cónico.	Calentamiento del aceite debido a la laminación, disminución de la presión y del caudal que necesita el circuito de frenos.	7	Falta de estudio del área de paso mínima.	3	Muestreo	9	189	Diseño con áreas de paso suficientes.	Ingeniería	5	2	9	90
		Área de paso insuficiente en la válvula de alivio.	Si el área de salida de escape de aceite es insuficiente el caudal de alivio será insuficiente y no podrá ejercer su función de aliviar la presión.	8	Falta de estudio del área de paso mínima.	3	Muestreo	9	216	Diseño con áreas de paso suficientes.	Ingeniería	5	2	9	90
		Área de paso insuficiente en las tres salidas a los frenos (remolque y frenos dcho. e izdo.) debido a la interferencia de las patas de la anti retorno.	Calentamiento del aceite debido a la laminación, disminución de la presión y del caudal que necesita el circuito de frenos	7	Falta de estudio del área de paso mínima, teniendo en cuenta que la anti retorno puede girar y ponerse en la posición de mayor interferencia.	3	Muestreo	9	189	Diseño con áreas de paso suficientes que no estén demasiado bloqueadas por las patas.	Ingeniería	5	2	9	90
		Agarrotamiento de la anti retorno debido a una mala posición, en el momento que tiene que volver a la posición de impedir el retroceso del aceite al circuito de la bomba.	Si hubiese poca presión (<90bar) en el circuito de la bomba se vaciaría el circuito de frenado.	9	Geometría incorrecta.	2	Muestreo	7	126	Diseño que impida el movimiento en cualquier dirección menos en la dirección longitudinal. Con tolerancias muy deslizantes.	Ingeniería	9	1	7	63



Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Válvula alivio circuito frenado 	Se abre liberando la presión a un circuito común de vuelta al depósito si la presión sobrepasa los 100bar.	Fugas de aceite a través de la junta torica si la válvula entra en funcionamiento.	Consumo de aceite y suciedad.	2	Junta tórica defectuosa.	3	Muestreo	8	48						
		Fugas de aceite a través de la junta torica si la válvula entra en funcionamiento.	Consumo de aceite y suciedad.	2	Roscas de tornillos de apriete en mal estado.	3	Muestreo	8	48						
		Al terminar de aliviar la presión no vuelve a introducirse en el agujero del circuito de frenado.	Escape de presión de aceite. Provocando al final la pérdida de capacidad de frenado.	9	Guía de pistón válvula frenado con geometría incorrecta.	2	Muestreo	6	108	Verificar en el montaje el movimiento.	Producción	9	2	2	36
		Al terminar de aliviar la presión no vuelve a introducirse en el agujero del circuito de frenado.	Escape de presión de aceite. Provocando al final la pérdida de capacidad de frenado.	9	Falta de chaflán que facilite la entrada del pistón válvula frenado	2	Muestreo	5	90						
Válvula alivio circuito bomba. 	Se abre liberando la presión a un circuito común de vuelta al depósito si la presión sobrepasa los 185bar.	Fugas de aceite a través de la junta torica si la válvula entra en funcionamiento.	Consumo de aceite y suciedad.	2	Junta tórica defectuosa.	3	Muestreo	8	48						
		Fugas de aceite a través de la junta torica si la válvula entra en funcionamiento.	Consumo de aceite y suciedad.	2	Roscas de tornillos de apriete en mal estado.	3	Muestreo	8	48						
		Al terminar de aliviar la presión no vuelve a introducirse en el agujero del circuito de frenado.	Escape de presión de aceite. Provocando al final la pérdida de capacidad de frenado.	9	Guía de pistón válvula frenado con geometría incorrecta.	2	Muestreo	6	108	Verificar en el montaje el movimiento.	Producción	9	2	2	36
		Al terminar de aliviar la presión no vuelve a introducirse en el agujero del circuito de frenado.	Escape de presión de aceite. Provocando al final la pérdida de capacidad de frenado.	9	Falta de chaflán que facilite la entrada del pistón válvula frenado	2	Muestreo	5	90						



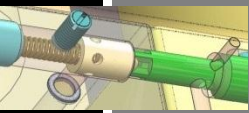


Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Racord. 	Uno de los records tiene la función de conectar con la tubería flexible, pero además sirve de tope del movimiento de la válvula anti retorno.	Parte roscada del record demasiado larga o demasiado corta.	Si es demasiado larga no deja movimiento suficiente a la válvula anti retorno, si es demasiado corta el juego será excesivo provocando una pérdida de tiempo de respuesta.	7	Racord inapropiado	3	Muestreo	4	84						
Bloque vertical freno 	Hace de soporte de todas las conexiones y contiene los conductos	Rotura de las roscas de entrada y salida de aceite del circuito.	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con llave con limitador de par	Producción	8	2	5	80
		Falta de estanqueidad de las roscas del circuito de frenado.	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	9	2	5	90
		Rotura de los alojamientos de los tornillos guía y por tanto pérdida de los tornillos que hacen de tope superior de los pedales.	Los pedales quedan sin tope superior pudiendo llegar a sacar la cazoleta de su alojamiento.	8	Geometría incorrecta que provoque que el tope inferior de los pedales lo hagan los tornillos guía.	2	Muestreo	8	128	Asegurar la distancia del taladrado con el plano de tope de los pedales y usar un utillaje en el montaje que verifique dicha distancia.	Producción	8	2	4	64


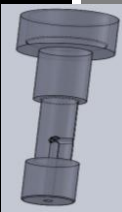


Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Pistón vertical.	Es el encargado de abrir y cerrar en su desplazamiento los conductos de aceite y hacer de alojamiento al muelle.	Agarrotamiento debido a una dilatación excesiva por a la temperatura del aceite en la posición de no frenado, con la entrada cerrada completamente.	Perdida de frenado completa.	10	Insuficiente refrigeración del aceite, laminación excesiva en los conductos.	2	Muestreo	7	140	Diseño con áreas de paso suficientes para impedir la laminación del aceite y refrigeración adecuada en el deposito	Ingeniería	10	1	7	70
		Agarrotamiento debido a una dilatación excesiva por a la temperatura del aceite en la posición de entrada de presión. El pistón no retrocede solo a la posición de descanso.	Circulación de aceite entrando desde la bomba y saliendo al depósito. Podría aumentar la presión de los frenos de forma autónoma y llegar a frenar sin pisar los pedales. Cuando posteriormente se pise el freno no frenará. Perdida de frenado.	9	Insuficiente refrigeración del aceite, laminación excesiva en los conductos.	3	Muestreo	7	189	Diseño con áreas de paso suficientes para impedir la laminación del aceite y refrigeración adecuada en el deposito	Ingeniería	9	1	7	63
		Agarrotamiento debido a impurezas del aceite que se cuelean en las paredes del pistón en posición de no frenado.	Perdida de frenado completa.	10	Aceite contaminado.	2	Muestreo	7	140	Homologación del proveedor y muestreo.	Compras	10	2	5	100
		Agarrotamiento debido a impurezas del aceite que se cuelean en las paredes del pistón en posición de entrada de presión. No retrocede solo a la posición de descanso.	Circulación de aceite entrando desde la bomba y saliendo al depósito. Podría aumentar la presión de los frenos de forma autónoma y llegar a frenar sin pisar los pedales. Cuando posteriormente se pise el freno no frenará. Perdida de frenado.	9	Aceite contaminado.	3	Muestreo	7	189	Homologación del proveedor y muestreo.	Compras	9	2	5	90
Cazoleta superior	Transmite la fuerza de los pedales al muelle.	Posicionamiento incorrecto de las guías de los tornillos tope superior.	El tope inferior de la cazoleta deja de ser el plano inferior para ser los tornillos guía. Rotura prematura de los tornillos, falta de tope superior de los pedales.	6	Geometría incorrecta que provoque que el tope inferior de los pedales lo hagan los tornillos guía.	2	Muestreo	6	72						
		Excesivo rozamiento en la articulación.	Sensación de que los pedales están demasiado duros, incluso que no retrocedan totalmente a la posición de descanso.	3	Tolerancias incorrectas.	3	Muestreo	7	63						

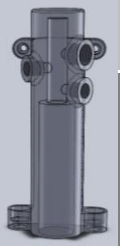
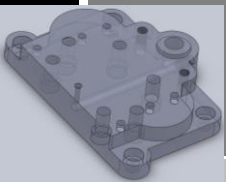
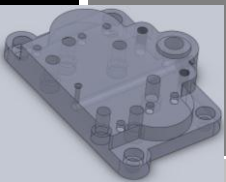


Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Cuerpo válvula selectora.	Contiene los conductos y contiene las roscas que regulan el recorrido de la válvula anti retorno.	Falta de estanqueidad en la rosca.	Si es la rosca dcha. se fuga aceite provocando un consumo que finalmente vaciará los circuitos, hasta que esto ocurra el remolque frenará. Finalmente el depósito se vacía y se pierde toda la capacidad de frenado.	9	Falta de producto sellante en la rosca antes del montaje	2	Muestreo	6	108	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	9	2	5	90
		Falta de estanqueidad en la rosca.	Si es la rosca izda. el aceite que fuga es el que informa al remolque de cuanto tiene que frenar, provocando una frenada proporcionalmente menor en el remolque que en el tractor. Finalmente el depósito se vacía y se pierde toda la capacidad de frenado.	10	Falta de producto sellante en la rosca antes del montaje	2	Muestreo	6	120	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	10	2	5	100
Conjunto válvula selectora.	Funciona como un interruptor que sólo permite el paso de presión al remolque si hay presión en ambos frenos, dcho. e izdo.	Válvula anti retorno se agarrota quedando en posición abierta.	Si frena el pedal izdo. se manda señal de frenado al remolque provocando que éste se frene en una maniobra de este tipo.	7	Geometría que permite una holgura excesiva en el alojamiento de la válvula	2	Muestreo	6	84						
		Válvula selectora se gira y se cierra el conducto de información de frenado del remolque.	El remolque no frena nunca o se queda frenado siempre.	9	Falta de un dispositivo que asegure la posición de la válvula.	9	Ninguno.	7	567	Colocar un pasador y una acanaladura que asegure la posición.	Ingeniería	9	2	5	90
		Paso de aceite al volumen vacío que permite el movimiento de la válvula selectora.	En función de cuanto presión se acumulara la válvula podría quedar inoperativa y no moverse nada. Si esto ocurre no abre nunca el otro conducto, Perdida de frenado del remolque.	9	Falta de un dispositivo que asegure la no acumulación de aceite en ese espacio.	5	Ninguno.	7	315	Abrir un taladro que permita la salida del posible aceite acumulado.	Ingeniería	9	2	4	72



Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
	Se desplaza verticalmente cuando la presión en el canal de información del remolque aumenta.	Salirse de su guía.	Salida de aceite al compartimento del muelle del remolque. El muelle estaría continuamente comprimido provocando el bloqueo de los frenos del remolque.	10	Excesiva posibilidad de movimiento del pistón.	5	Ninguno	7	350	Diseño con imposibilidad de un movimiento del pistón excesivo. Esto se consigue disminuyendo el rango de recorrido del pistón vertical del remolque.	Ingeniería	10	1	7	70
Pistón principal remolque	Es el encargado de abrir y cerrar en su desplazamiento los conductos de aceite y hacer de alojamiento al muelle.	Agarrotamiento debido a una dilatación excesiva por a la temperatura del aceite en la posición de no frenado, con la entrada cerrada completamente.	Perdida de frenado del remolque completa.	10	Insuficiente refrigeración del aceite, laminación excesiva en los conductos.	2	Muestreo	7	140	Diseño con áreas de paso suficientes para impedir la laminación del aceite y refrigeración adecuada en el deposito	Ingeniería	10	1	7	70
		Agarrotamiento debido a una dilatación excesiva por a la temperatura del aceite en la posición de entrada de presión. El pistón no retrocede solo a la posición de descanso.	Circulación de aceite entrando desde la bomba y saliendo al depósito. Podría aumentar la presión de los frenos de forma autónoma y llegar a frenar sin pisar los pedales. Cuando posteriormente se pise el freno no frenará. Perdida de frenado.	9	Insuficiente refrigeración del aceite, laminación excesiva en los conductos.	3	Muestreo	7	189	Diseño con áreas de paso suficientes para impedir la laminación del aceite y refrigeración adecuada en el deposito	Ingeniería	9	1	7	63
		Agarrotamiento debido a impurezas del aceite que se cuejan en las paredes del pistón en posición de no frenado.	Perdida de frenado del remolque completa.	10	Aceite contaminado.	2	Muestreo	7	140	Homologación del proveedor y muestreo.	Compras	10	2	5	100
		Agarrotamiento debido a impurezas del aceite que se cuejan en las paredes del pistón en posición de entrada de presión. No retrocede solo a la posición de descanso.	Circulación de aceite entrando desde la bomba y saliendo al depósito. Podría aumentar la presión de los frenos de forma autónoma y llegar a frenar sin pisar los pedales. Cuando posteriormente se pise el freno no frenará. Perdida de frenado.	9	Aceite contaminado.	3	Muestreo	7	189	Homologación del proveedor y muestreo.	Compras	9	2	5	90



Nombre del componente	Operación o función	Modo de fallo	Efectos del fallo	SEVERIDAD	Causas del fallo	PROBABILIDAD	Controles actuales	DETECCION	PRIORIDAD RIESGO	Acción correctora	Responsables	NUEVA SEVERIDAD	NUEVA PROBABILIDAD	NUEVA DETECCION	NUEVA PRIORIDAD RIESGO
Cuerpo frenado remolque		Rotura de las roscas de entrada y salida de aceite del circuito.	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con llave con limitador de par	Producción	8	2	5	80
		Falta de estanqueidad de las roscas del circuito de frenado.	Pérdida de presión en el circuito. Pérdida de los frenos.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	9	2	5	90
Soprote inferior.		Rotura de los alojamientos de los tornillos guía y por tanto pérdida de los tornillos que hacen de tope superior de los pedales.	Los pedales quedan sin tope superior pudiendo llegar a sacar la cazoleta de su alojamiento.	8	Geometría incorrecta que provoque que el tope inferior de los pedales lo hagan los tornillos guía.	2	Muestreo	8	128	Asegurar la distancia del taladrado con el plano de tope de los pedales y usar un utillaje en el montaje que verifique dicha distancia.	Producción	8	2	4	64
		Une todos los elementos haciéndolos un cuerpo, también contiene el canal de información de cuanto a de frenar el remolque.	Rotura de la rosca tapón del canal de frenado.	Presión menor en el canal de frenado, por lo tanto entrará menos presión en el circuito de frenos del remolque y frenará menos de lo que frenan las ruedas delanteras. Finalmente pérdida de todo el aceite y pérdida total de los frenos.	8	Montaje inadecuado	2	Muestreo	7	112	Montaje con llave con limitador de par	Producción	8	1	7
Soprote inferior.		Falta de estanqueidad de la rosca tapón del canal de frenado	Presión menor en el canal de frenado, por lo tanto entrará menos presión en el circuito de frenos del remolque y frenará menos de lo que frenan las ruedas delanteras. Finalmente pérdida de todo el aceite y pérdida total de los frenos.	8	Montaje inadecuado	3	Muestreo	5	120	Montaje con detección de sellante en la rosca.	Producción	9	2	5	90
		Posicionamiento o inexacto de los pasadores que posicionan los cuerpos de frenado del tractor.	No se podría montar, se montaría el conjunto forzándolo, o quedaría muy suelto provocando que las juntas tóricas no hagan su función correctamente. Escape de aceite por las mismas, finalmente pérdida de frenado.	9	Geometría incorrecta.	2	Muestreo	5	90						



Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 2: CALCULOS

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



CALCULOS

Contenido

1. CALCULO DE AREAS DE TUBERIAS:.....	2
1.1 TUBERIA DE ASPIRACION:	2
1.2 TUBERIA DE PRESION, AGUAS ABAJO BOMBA:	3
1.3 TUBERIA DE FRENOS DEL TRACTOR:	4
1.4 TUBERIA DE FRENOS DEL REMOLQUE:	5
1.5 SUMA DE CAUDALES:	5
1.6 TUBERIAS DE RETORNO AL DEPÓSITO:	6
2. CALCULO DE FUERZAS Y AREAS EN VALVULA DERIVACION:.....	7
3. CALCULO DE FUERZAS EN VALVULA DE ALIVIO 100 BAR:.....	10
4. CALCULO DE FUERZAS EN VALVULA DE ALIVIO 185 BARES:	12
5. CALCULO DE FUERZAS Y MOMENTOS, VENTAJA MECANICA:	14
6. CALCULO DEL PESO DE LA PALANCA, EL PEDAL. FUERZA PARA EL RETORNO DEL PEDAL.....	15
6.1 PESO SUSPENDIDO SOBRE EL BRAZO DE PALANCA:	15
7. CALCULO DEL MUELLE INFERIOR EN MECANISMO DE FRENO DCHO E IZDO.	16
8. CALCULO DEL MUELLE SUPERIOR EN MECANISMO DE FRENO DCHO E IZDO Y DE LA SECCION NECESARIA.	18
9. CALCULO DE MUELLE DE VALVULA SELECTORA	20
9.1 SIN PRESION:	21
9.2 CON PRESION:	23
9.3 CÁLCULO DE LA PRESION NECESARIA PARA QUE LA RESULTANTE CAMBIE DE SIGNO Y LA VALVULA COMIENZE A ABRIRSE:	24
10. SECCION DEL CILINDRO DE FRENO DEL REMOLQUE.....	26
11. CALCULO DEL ACUMULADOR:	27
12. GRAFICA DE FUERZA EN EL PEDAL, PRESION OBTENIDA:	29
13. CALCULO DE LA DEFORMADA DE LA PALANCA DEL PEDAL:	31



1. CALCULO DE AREAS DE TUBERIAS:

Se realiza mediante el teorema de continuidad:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v$$

donde Q es el caudal, d el diametro y v la velocidad del fluido.

Recomendación de velocidades del aceite hidráulico en tuberías

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática	Velocidad v	Presión p	Velocidad v	Velocidad v
mm^2/s	m/s	bar	m/s	m/s
150	0,6	25	2,5 - 3	1,7 - 4,5
100	0,75	50	3,5 - 4	
50	1,2	100	4,5 - 5	
30	1,3	200	5 - 6	
		>200 ($v=30 - 150 \text{ mm}^2/\text{s}$)	6	

El aceite usado (**CEPSA HIDROSIC HLP**) tiene una viscosidad cinemática a 40°C de 46.9cSt o 46.9mm²/s (1 centistoke (cSt) es la viscosidad del agua a 20°C) (ANEXO 2)

1.1 TUBERIA DE ASPIRACION:

Tomo una velocidad recomendada según la tabla de 1.2m/s

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v$$

donde Q es el caudal, d el diametro y v la velocidad del fluido.

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \rightarrow d_a = \sqrt{\frac{4 Q}{v \pi}}$$

$$\text{con } Q = 35.2 \text{ l / min} = \frac{0.0352 \text{ m}^3}{60 \text{ s}}, \quad v = 1.2 \text{ m / s}$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \times 0.0352}{60 \times 1.2 \pi}} = 0.0249 \text{ m} \approx 26 \text{ mm}$$

1.2 TUBERIA DE PRESION, AGUAS ABAJO BOMBA:

De la tabla tomo una velocidad de 6m/s que es dependiente de la presión, en este caso 185 bares.

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \rightarrow d_p = \sqrt{\frac{4Q}{v\pi}}$$

$$\text{con } Q = 35.2 \text{ l / min} = \frac{0.0352 \text{ m}^3}{60 \text{ s}}, \quad v = 6 \text{ m / s}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \times 0.0352}{60 \times 6 \pi}} = 0.0111 \text{ m} \approx 12 \text{ mm}$$

La tubería elegida es del catálogo de Hansaflex denominada KP213 con un diámetro interior de 12.3mm y una presión de servicio de 275 bares. (ANEXO 6)



1.3 TUBERIA DE FRENOS DEL TRACTOR:

Se ha estimado que el volumen de aceite desplazado para poner en funcionamiento al máximo el freno de una rueda del tractor es de 22cm^3 (desplazamiento de varias zapatas dentro de un freno de disco bañado en aceite)

Por otra parte se estima que en una frenada de emergencia se tiene que tardar en dar el máximo caudal de aceite 0.2seg.

De manera que el caudal para una rueda del tractor queda:

$$Q_f = \frac{22 \text{ cm}^3}{0.2 \text{ seg}} = 110 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

Para las dos ruedas si frenasen a la vez sería el doble; $220\text{cm}^3/\text{seg}$.

El cálculo del diámetro de las tuberías de frenos del tractor se hace con una presión de 90 bares que dan una velocidad recomendada y aproximada de 4m/seg.

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \rightarrow d_{ft} = \sqrt{\frac{4 Q}{v \pi}}$$

$$\text{con } Q = 220 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 0.022 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}, \quad v = 4 \text{ m/s}$$

$$d_{ft} = \sqrt{\frac{4 \times 0.022}{4 \pi}} = 0.0836 \text{ m} \approx 9 \text{ mm}$$

La tubería elegida es de marca Hansaflex denominada MD110 con un diámetro interior de 10.3mm y una presión de servicio de 138 bares. (ANEXO 6)





1.4 TUBERIA DE FRENOS DEL REMOLQUE:

Para frenar el remolque en previsión de que pueden ser cuatro ruedas o más con frenos, el volumen a desplazar puede ser muy grande, se ha estimado que como máximo sean 50cm^3 . También se tendrían que desplazar en 0.2seg . La presión de los frenos en el remolque es la misma que en el tractor, por lo tanto también es la misma velocidad recomendada: 4m/seg .

De manera que el caudal para el conducto de frenos del remolque queda:

$$Q_{fr} = \frac{50 \text{ cm}^3}{0.2 \text{ seg}} = 250 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

El diámetro:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \rightarrow d_{fr} = \sqrt{\frac{4 Q}{v \pi}}$$

$$\text{con } Q = 250 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}, \quad v = 4 \text{ m/s}$$

$$d_{fr} = \sqrt{\frac{4 \times 0.025}{4 \pi}} = 0.0892 \text{ m} \approx 9 \text{ mm}$$

Se usa la misma tubería que en los frenos del tractor, Hansaflex MD110.

1.5 SUMA DE CAUDALES:

La suma del caudal de freno del tractor más el caudal del remolque es:

$$Q_{\text{frenos total}} = Q_f + Q_f + Q_{fr} = 110 + 110 + 250 = 470 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

$$Q_b = 35.2 \frac{1}{\text{min}} \rightarrow 586 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_b > Q_{\text{frenos total}}$$

Se ve que la bomba tiene caudal suficiente para proveer el frenado del conjunto tractor-remolque en los momentos de demanda. Este caudal mientras se esté presionando el pie en el pedal no se usa, solo en el proceso de movimiento de los discos de freno se usa ese caudal. Lo que da idea de que la bomba está libre de suministrar potencia al resto de sistemas del tractor casi continuamente.



1.6 TUBERIAS DE RETORNO AL DEPÓSITO:

Para el retorno se supone una velocidad de 4.5m/seg (la más rápida recomendada) y suponiendo un caudal igual y de sentido contrario. El caudal podría ser mucho menor porque no hay necesidad de que se produzca el retorno en 0.2seg como en la entrada. No obstante para los cálculos supongo 0.2 seg sabiendo que el diámetro resultante estará sobredimensionado.

Para los retornos de cada freno del tractor:

$$\text{con } Q = 110 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 0.011 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}, \quad v = 4.5 \text{ m/s}$$

$$d_{\text{retorno}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.011}{4.5 \pi}} = 0.0557 \text{ m} \approx 6 \text{ mm}$$

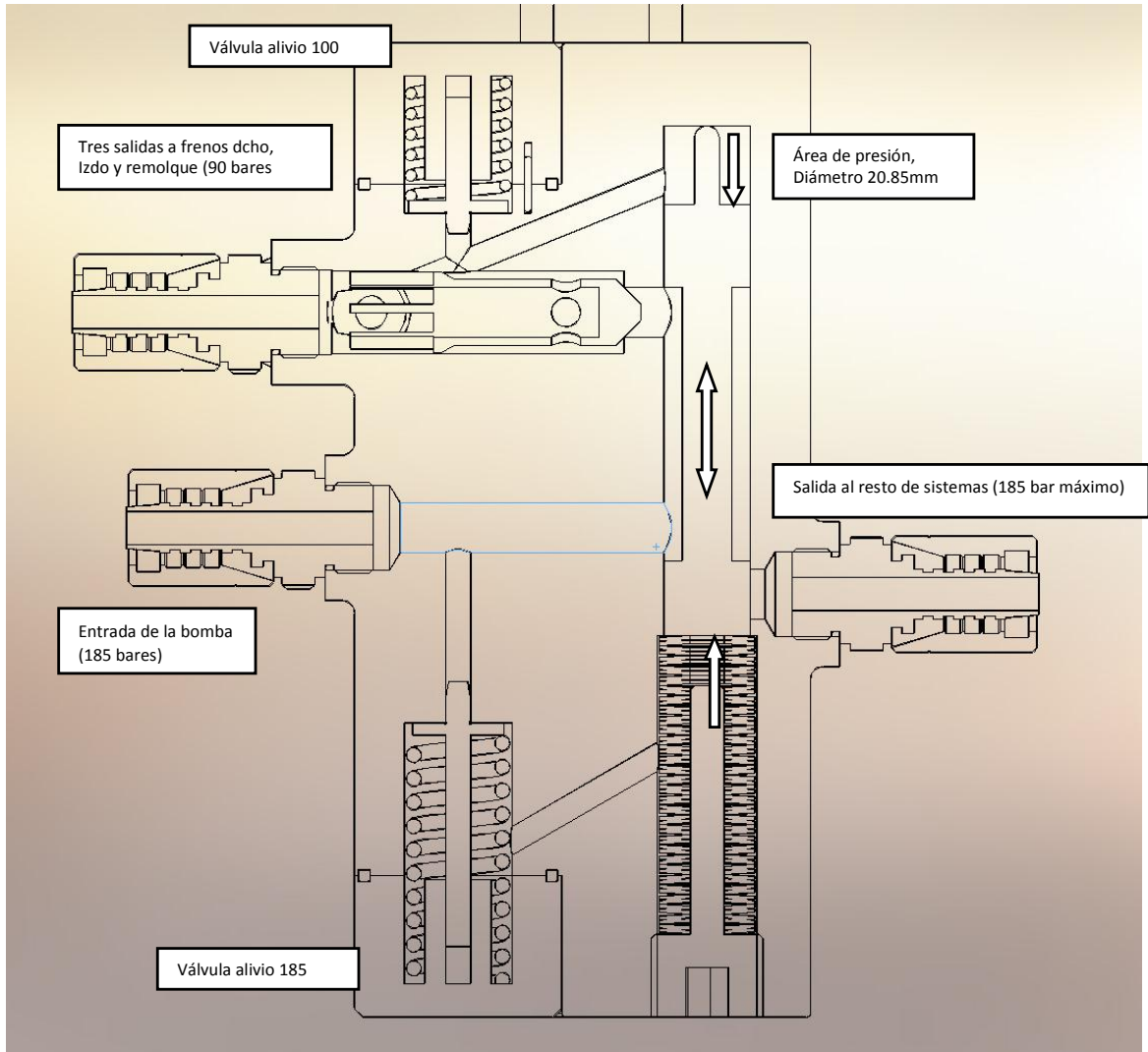
Para el retorno de los frenos del remolque:

$$\text{con } Q = 220 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 0.022 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}, \quad v = 4.5 \text{ m/s}$$

$$d_{\text{retorno remolque}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.022}{4.5 \pi}} = 0.0788 \text{ m} \approx 8 \text{ mm}$$

También la tubería elegida para los retornos será la denominada MD110 con un diámetro interior de 10.3mm y una presión de servicio de 138 bares.

2. CALCULO DE FUERZAS Y AREAS EN VALVULA DERIVACION:



La normativa dicta no dejar con menos del 65% la energía de frenado al compartir dicha energía en otros usos.

La presión necesaria para el frenado son 70 bares:

$$70 \text{ bar} \times 0.65 \% = 45.5 \text{ bar}$$

Necesito como mínimo:

$$P \times A = F \rightarrow \frac{(45.5 \times 10^5) \times \pi \times (20.85 \times 10^{-3})^2}{4} \rightarrow F_1 = 1553.5 \text{ N}$$

$F_2 = 1553.5 \text{ N}$, fuerza del muelle y fuerza del area superior igualadas

$$F_3 = \frac{(90 \times 10^5) \times \pi \times (20.85 \times 10^{-3})^2}{4} \rightarrow F_1 = 3072.87 \text{ N}$$



De manera que necesito como mínimo 1553 N de precompresión en el muelle cuando no hay aceite a presión en la cámara superior. Después se igualan la fuerza del muelle y de la cámara superior a 1553N. Luego la fuerza en la cámara superior asciende hasta llegar al máximo 3072N con 90 bares y con esta fuerza desciende 12mm hasta cerrar la entrada al circuito de frenos.

La elección del muelle que satisfaga estas necesidades se realiza mediante una tabla de Excel (ANEXO 4)

Spring Material				T = 20°C	T = 20 °C
Number	Specification	Name		Y-Modul	Y-Modul
			[°C]	[N/mm ²]	[N/mm ²]
1.1231	Ck 67	-	-20 ... +60	206.000	206.000

Application Temperature for SPRING STEEL

L₀
81,00

Spring Dimensions	
De [mm]	Di [mm]
23,00	8,20

t [mm]	t' [mm]	l ₀ [mm]
1,00		1,70

s/h ₀ []	Deflection [mm]	Height [mm]	Force [N]
0,0	0,00	81,00	0,0
0,1	2,10	78,90	435,8
0,2	4,20	76,80	831,0
0,3	6,30	74,70	1.190,0
0,4	8,40	72,60	1.517,5
0,5	10,50	70,50	1.817,8
0,6	12,60	68,40	2.095,6
0,7	14,70	66,30	2.355,3
0,8	16,80	64,20	2.601,5
0,9	18,90	62,10	2.838,7
1,0	21,00	60,00	3.071,3

Life Time Calculation to re-assess, due to i > 10

Deflection more than flat Position!

Spring Characteristic

s-Stack	p-Stack
i	n
30	2

h₀ / t K₄ * h₀ / t'

0,70

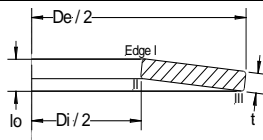
explicit Load Bearing Surfs

E₁ =

Life Time at dyn. Spring Loading

Calculation of Disc Springs acc. to DIN 2092 / 2093

27/01/2010



all data given on this sheet are without any guarantee regarding the correctness of data

only disc springs according to DIN 2093 guarantee compliance with parameters shown



Your Partner for Disc Springs and High Precision Parts
Christian Bauer
Germany, UK and USA

Phone (+49) 7182 12 0 Fax +49 7182 12 315

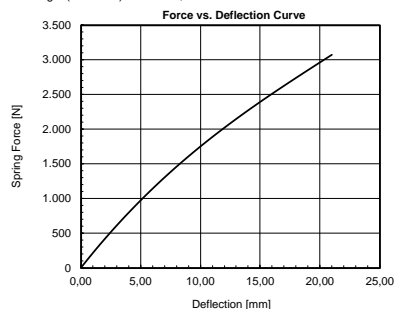
Disc Spring	23,00	x	8,20	x	1,00	()	l ₀ =	1,70
-------------	-------	---	------	---	------	-----	------------------	------

Material		Spring Dimensions	
Number	1.1231	Outer Diameter	23,00 mm De
Specification	Ck 67	Inner Diameter	8,20 mm Di
Name	-	Thickness	1,00 mm t
Temperature of Use	20 °C	reduced Thickness	mm t'
Youngs Modulus	206.000 N/mm ²	unloaded Height	1,70 mm l ₀
Poisson Ratio	0,3		

s / h ₀ []	Deflect. [mm]	Height [mm]	Spring Force [N]
0,00	0,00	81,00	0,0
0,10	2,10	78,90	435,8
0,20	4,20	76,80	831,0
0,30	6,30	74,70	1.190,0
0,40	8,40	72,60	1.517,5
0,50	10,50	70,50	1.817,8
0,60	12,60	68,40	2.095,6
0,70	14,70	66,30	2.355,3
0,80	16,80	64,20	2.601,5
0,90	18,90	62,10	2.838,7
1,00	21,00	60,00	3.071,3

Curve Parameter	
h ₀ / t	0,70
K ₄ * h ₀ / t'	
E ₁	

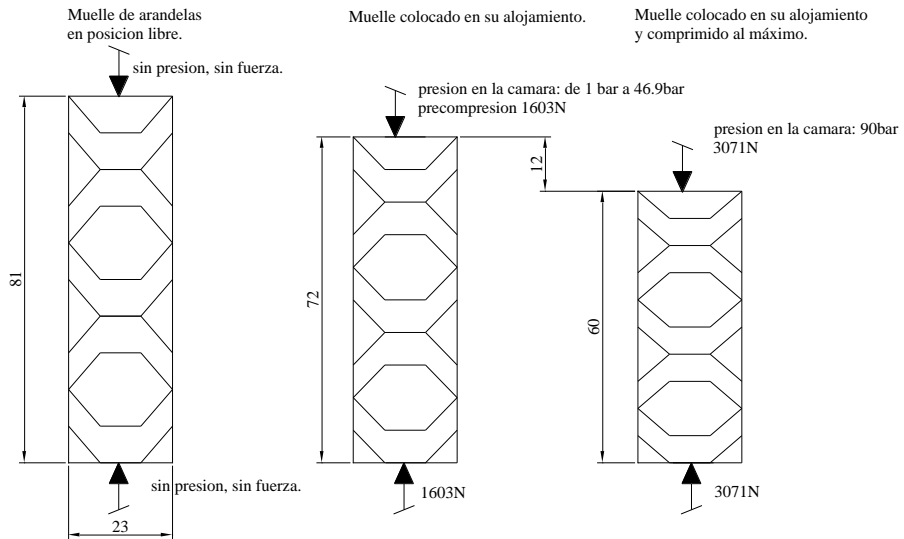
Spring Stack	
Seriell	30 i Number of Spring:
Parallel	2 n in the Spring-
Total Height (unloaded)	81,00 mm Lo Stack 60



Test Load F(0,75*h ₀) acc. to DIN 2093 (single disk spring)			
s/h ₀	h _{test} [mm]	s [mm]	F _{test} [N]
0,75	1,18	0,53	1.239,9

En la tabla Excel se puede ver que el muelle es de diámetro exterior 23mm, que están puestos por parejas y hay 30 parejas, lo que hace un total de 60 anillas.

1-Esquema muelle arandelas en las tres posiciones

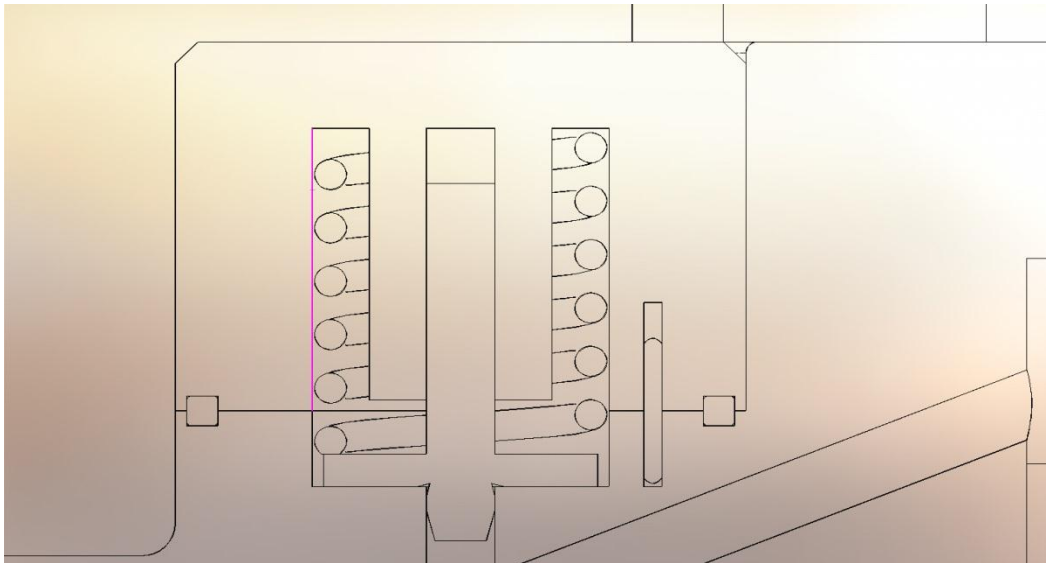


Como se puede ver con una precompresión de 9mm se obtiene una fuerza de 1603N

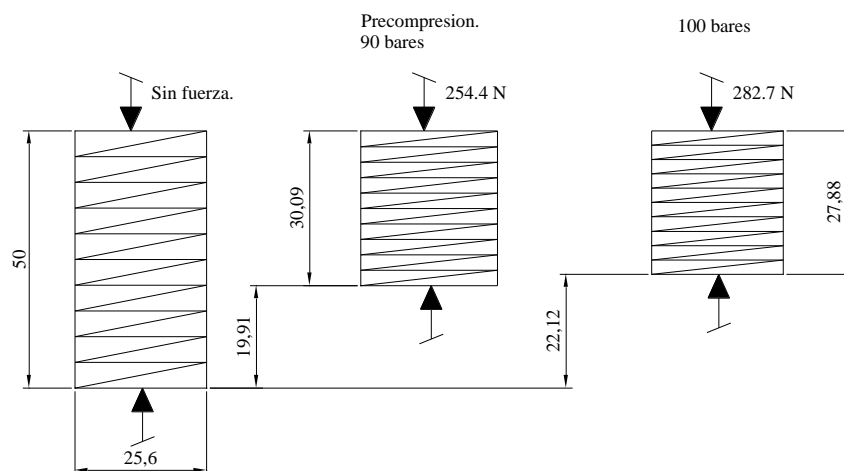
$$\frac{1603 \cdot 3 \cdot 4}{\pi \times (20.85 \times 10^{-3})} = P \rightarrow P = 46.95 \text{ bar}$$

Y con esa fuerza se obtienen casi 47 bares que cumplen la normativa del 65% de la energía disponible para el frenado.

3. CALCULO DE FUERZAS EN VALVULA DE ALIVIO 100 BAR:



El diámetro de salida de la válvula de alivio es de 6mm. La presión nominal en el circuito es de 90 bares, la válvula tiene que empezar a dejar escapar aceite a 100 bares. De manera que el muelle debe encogerse de 90 a 100 bares y entonces abrirse.



$$P \times A = F \rightarrow 90 \times 10^5 \frac{\pi 0.006^2}{4} \rightarrow F = 254.47 \text{ N}$$

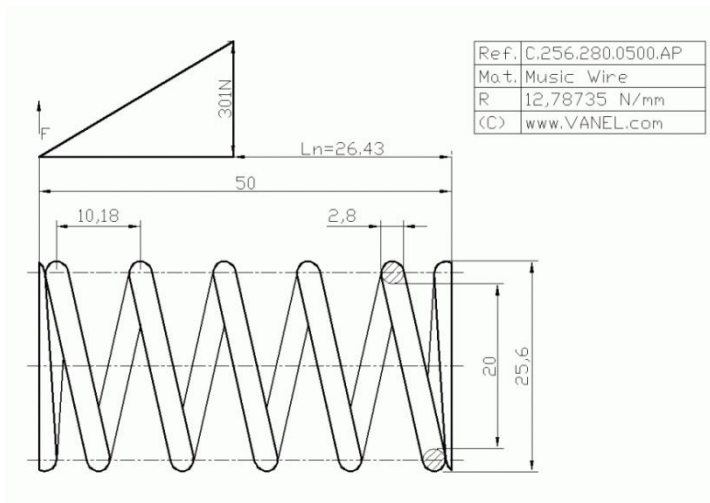
$$P \times A = F \rightarrow 100 \times 10^5 \frac{\pi 0.006^2}{4} \rightarrow F = 282.74 \text{ N}$$

Con una constante de muelle de 12.78N/mm

$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{254.47}{12.78} = 19.91 \text{ mm}$$

$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{282.74}{12.78} = 22.12 \text{ mm}$$

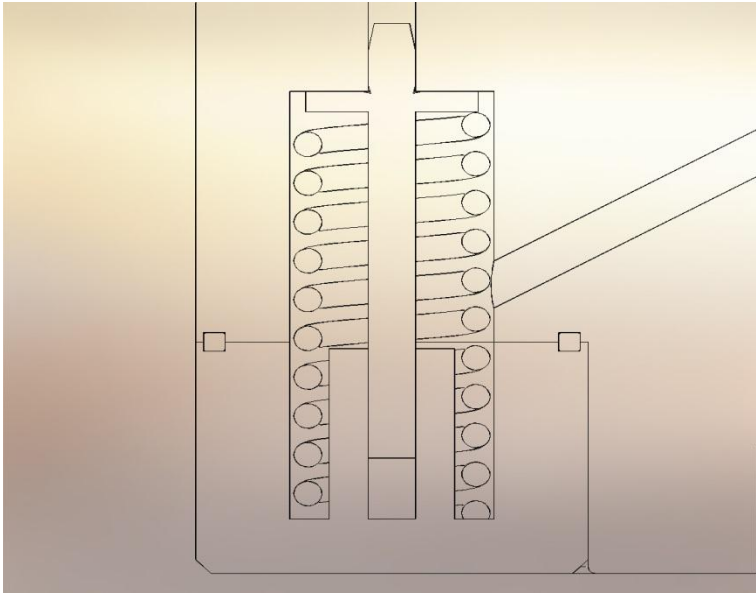
El muelle elegido será



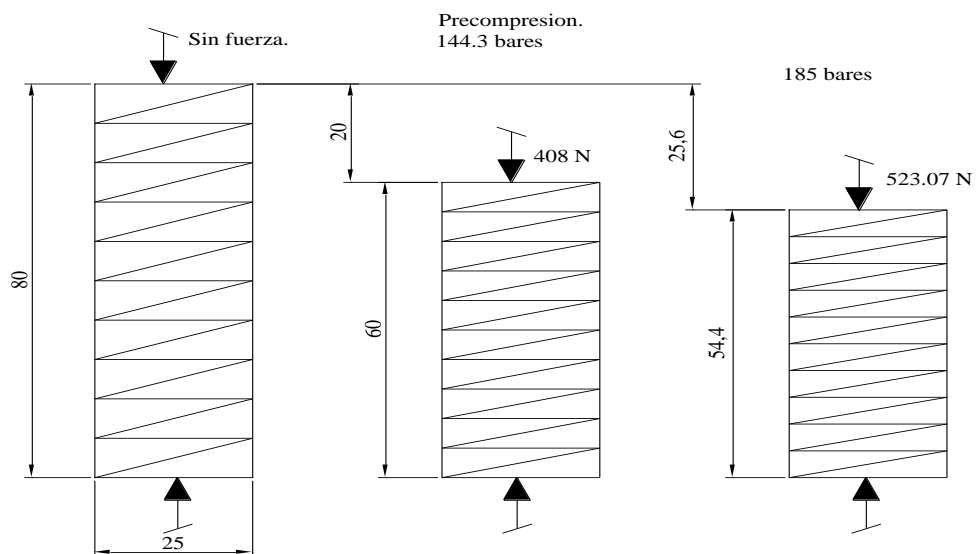
► Detalles del muelle 'C.256.280.0500.AP'

Núm. de espiras	6.1
Referencia	C.256.280.0500.AP
Diám hilo [mm]	2.8
Ext. Diám. [mm]	25.6
L. Libre [mm]	50
Índ. rigidez [daN/mm]	1.278735
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	20
Bloque [mm]	18.47
Peso [g]	21.389
Orificio [mm]	26.24
Árbol [mm]	19.5
Paso [mm]	10.74
Código tarifa	4J
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	26.43

4. CALCULO DE FUERZAS EN VALVULA DE ALIVIO 185 BARES:



El diámetro de salida de la válvula de alivio es de 6mm también. La presión normal en el circuito es de 185 bares, por lo tanto la válvula tiene que empezar a dejar escapar aceite a 185 bares. De manera que el muelle debe encogerse desde antes de 185 bares hasta 185 bares, entonces abrirse.



$$P \times A = F \rightarrow 144.3 \times 10^5 \frac{\pi 0.006^2}{4} \rightarrow F = 408 \text{ N}$$

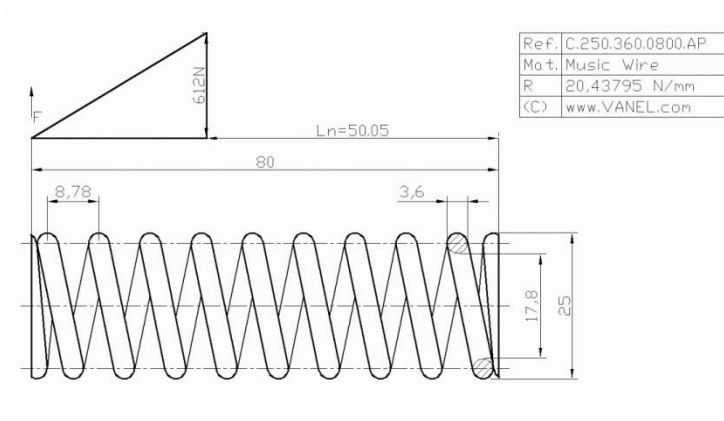
$$P \times A = F \rightarrow 185 \times 10^5 \frac{\pi 0.006^2}{4} \rightarrow F = 523.07 \text{ N}$$

Con una constante del muelle de 20.43 N/mm

$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{408.3}{20.43} = 19.98 \text{ mm}$$

$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{523.07}{20.43} = 25.6 \text{ mm}$$

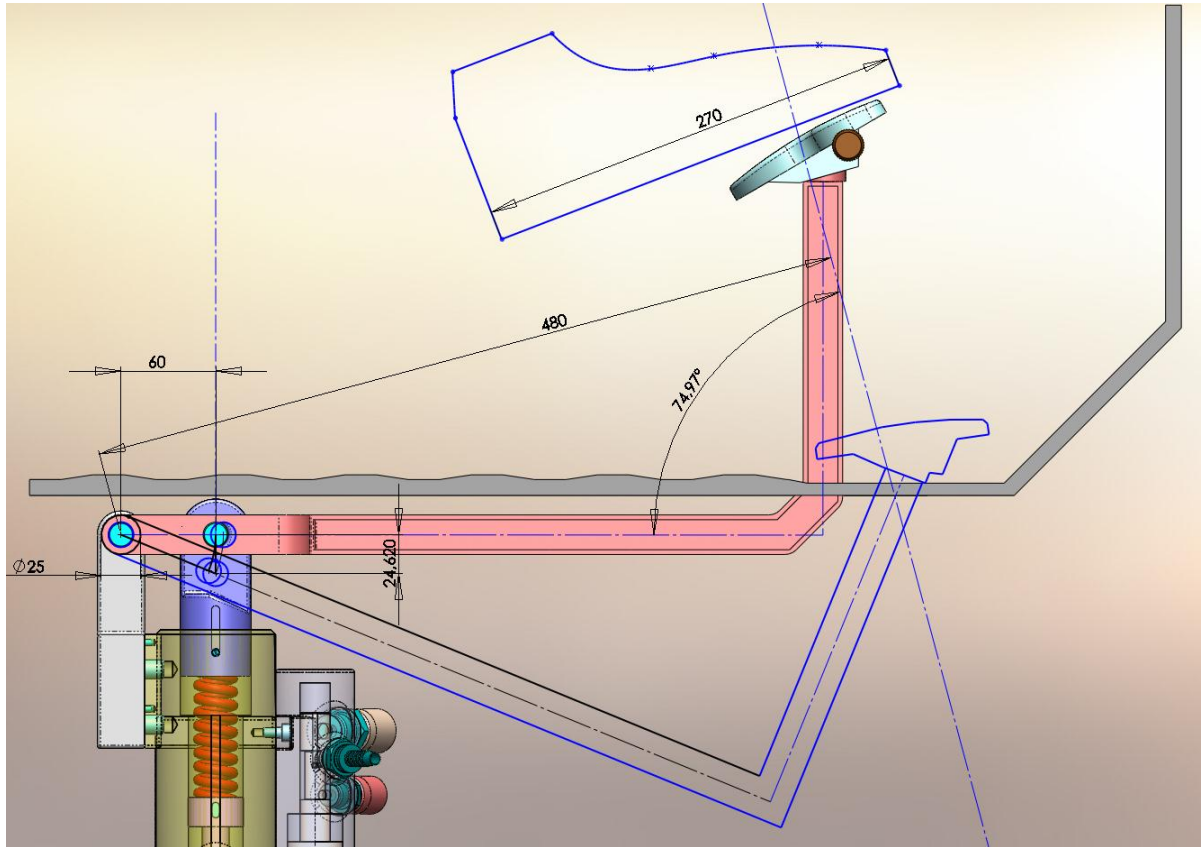
El muelle elegido será:



> Detalles del muelle 'C.250.360.0800.AP'

Núm. de espiras	10.5
Referencia	C.250.360.0800.AP
Diám hilo [mm]	3.6
Ext. Diám. [mm]	25
L. Libre [mm]	80
Índ. rigidez [daN/mm]	2.043795
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	17.8
Bloque [mm]	39.6
Peso [g]	57.001
Orificio [mm]	25.5
Árbol [mm]	17.444
Paso [mm]	8.52
Código tarifa	40
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	50.04

5. CALCULO DE FUERZAS Y MOMENTOS, VENTAJA MECANICA:



La relación entre la intensidad de la fuerza de entrada y la de salida, esto es, la ventaja mecánica se busca que sea de 8. La fuerza que ejerce en máxima frenada sobre cada uno de los pedales será de 250N. La fuerza obtenida en el muelle superior del sistema de frenos será de 2000N.

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$F \times d + F \times d = 0$$

$$480 \times 250 - 60 \times 2000 = 0$$

$$\text{Amplificacion} = \frac{2000}{250} = 8$$

Se va a suponer que la línea de acción de la fuerza tiene un ángulo respecto a la vertical de 75°. La menor distancia de la línea de acción con el centro de giro es de 480mm. La fuerza transmitida al muelle será siempre vertical gracias a un rasgado en la palanca del pedal y a que sólo se le permite el movimiento en línea recta y vertical. La distancia de esta fuerza es siempre de 60mm con respecto al centro de giro.

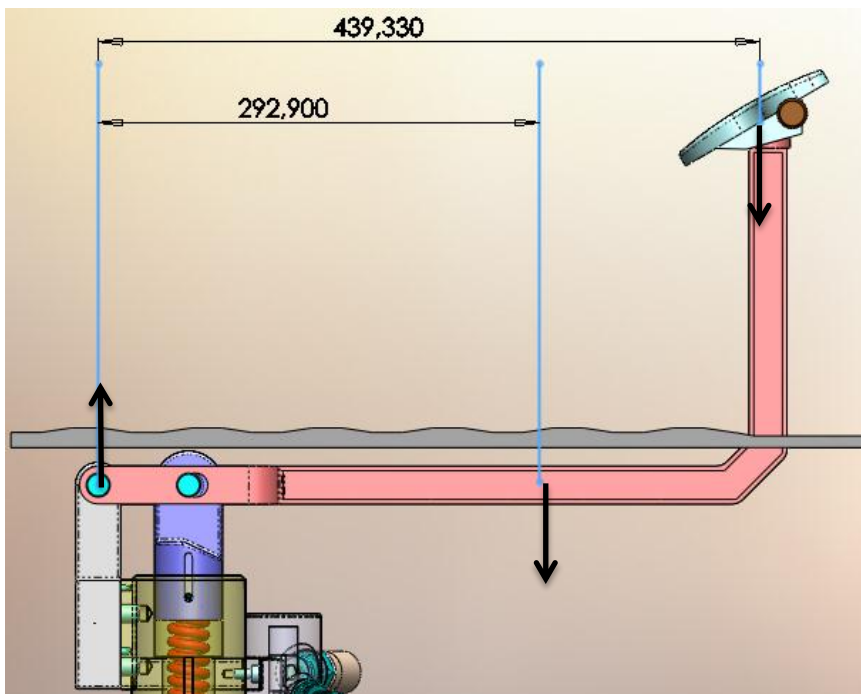
El recorrido que se obtiene en los mecanismos de freno es de 24.62mm.

6. CALCULO DEL PESO DE LA PALANCA, EL PEDAL. FUERZA PARA EL RETORNO DEL PEDAL.

Con el fin de que una vez desaparecida la fuerza del conductor sobre el pedal, el conjunto vuelva sólo a la posición de descanso, tiene que haber un muelle que desplace todo. Para que la fuerza que tiene que ejercer el muelle de retorno no sea excesiva, es conveniente que el peso del pedal y la palanca sea pequeño. El pedal será de aluminio (2700kg/m^3) y la palanca será de acero (7800kg/m^3)

6.1 PESO SUSPENDIDO SOBRE EL BRAZO DE PALANCA:

En la imagen se ven los centros de gravedad en el eje x de la palanca y del pedal.



Sobre la cazoleta se hace una fuerza equivalente:

Peso de la palanca 1.4 kg, peso del pedal 0.62 kg.

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$0.292 \times 1.4 + 0.439 \times 0.62 - R_y \times 0.06 = 0$$

$$R_y = 11.35 \text{ kg}$$

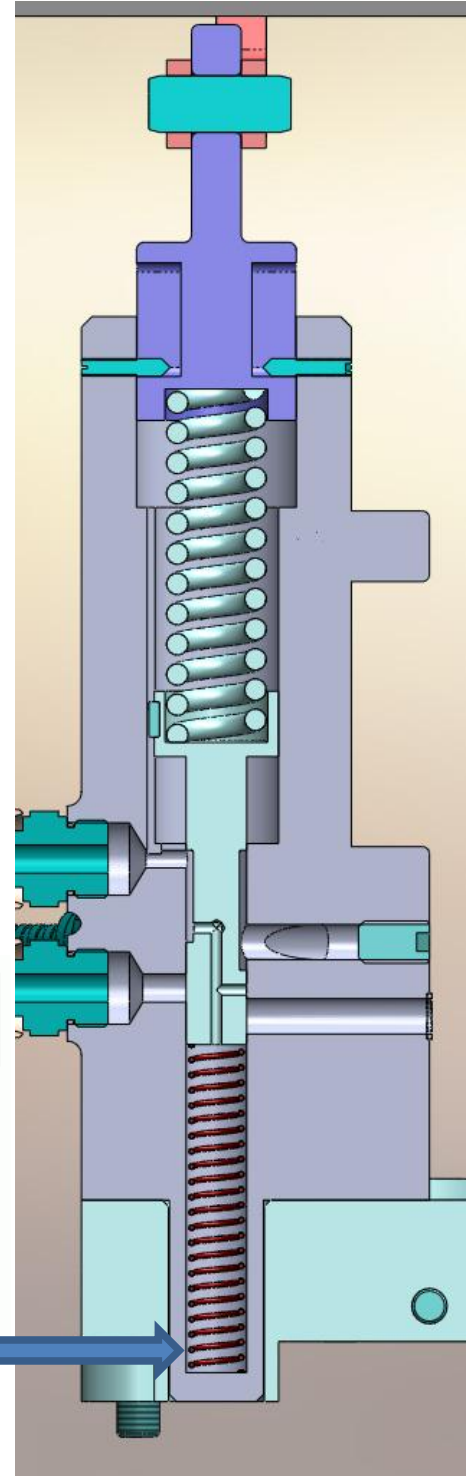
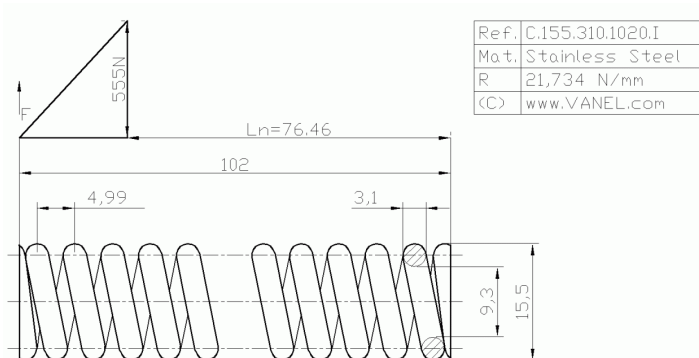
A esto habrá que añadir el peso de la cazoleta superior, que son 0.8kg más 0.8kg del muelle y por último los 0.18 kg del pistón. De aquí se deduce que se necesita un muelle para levantar el conjunto que realice una fuerza de como mínimo 13.1kg.

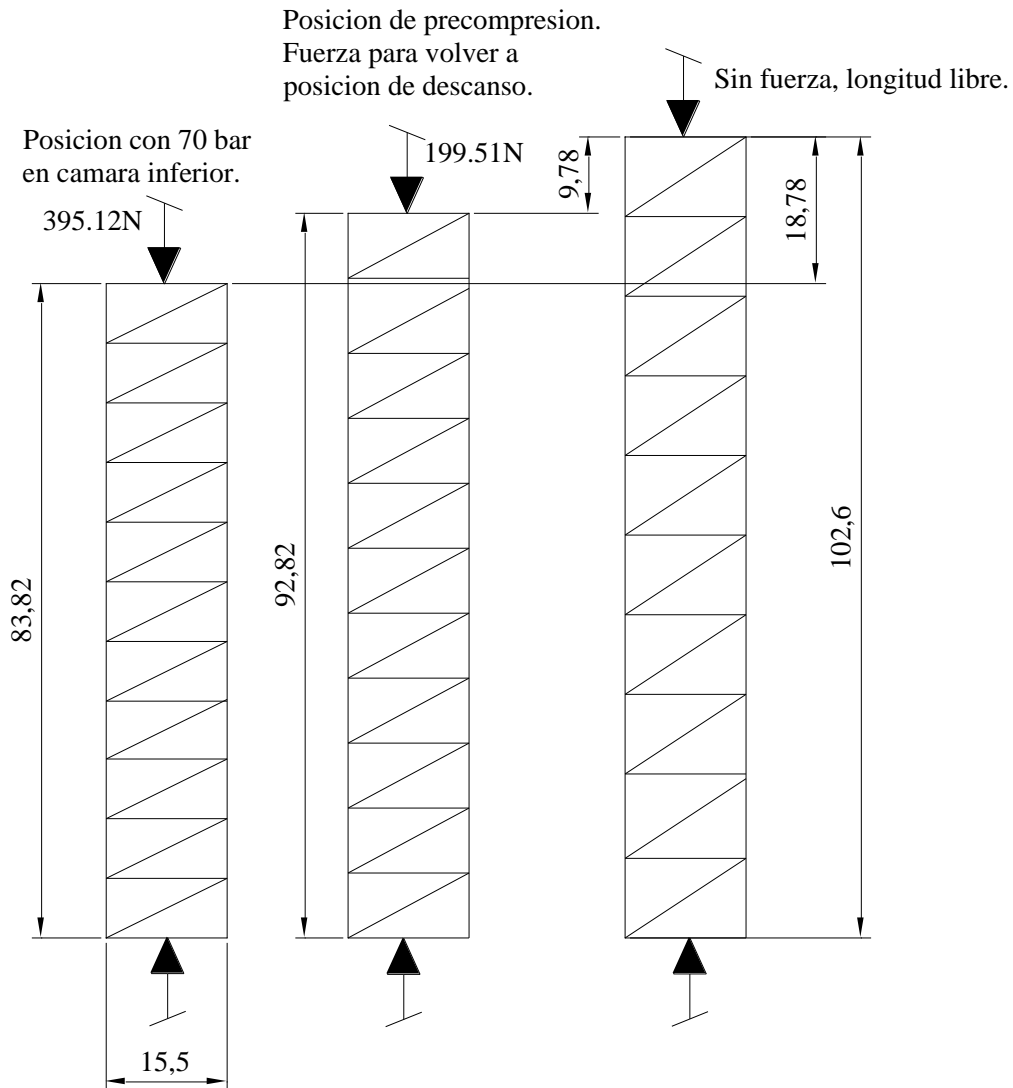
7. CALCULO DEL MUELLE INFERIOR EN MECANISMO DE FRENO DCHO E IZDO.

El papel de este muelle es el de devolver a la posición de descanso el pedal cuando el conductor deja de accionar los frenos.

> Detalles del muelle 'C.155.310.1020.I'

Núm. de espiras	21.5
Referencia	C.155.310.1020.I
Diám hilo [mm]	3.1
Ext. Diám. [mm]	15.5
L. Libre [mm]	102
Índ. rigidez [daN/mm]	2.1734
Material	Acero inoxidable
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	9.3
Bloque [mm]	68.2
Peso [g]	50.3
Orificio [mm]	15.81
Árbol [mm]	9.114
Paso [mm]	4.91
Código tarifa	4K
Pandeo longitud [mm]	84.27
longitud permitida	76.45





$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{199.51}{21.7} = 9.78 \text{ mm}$$

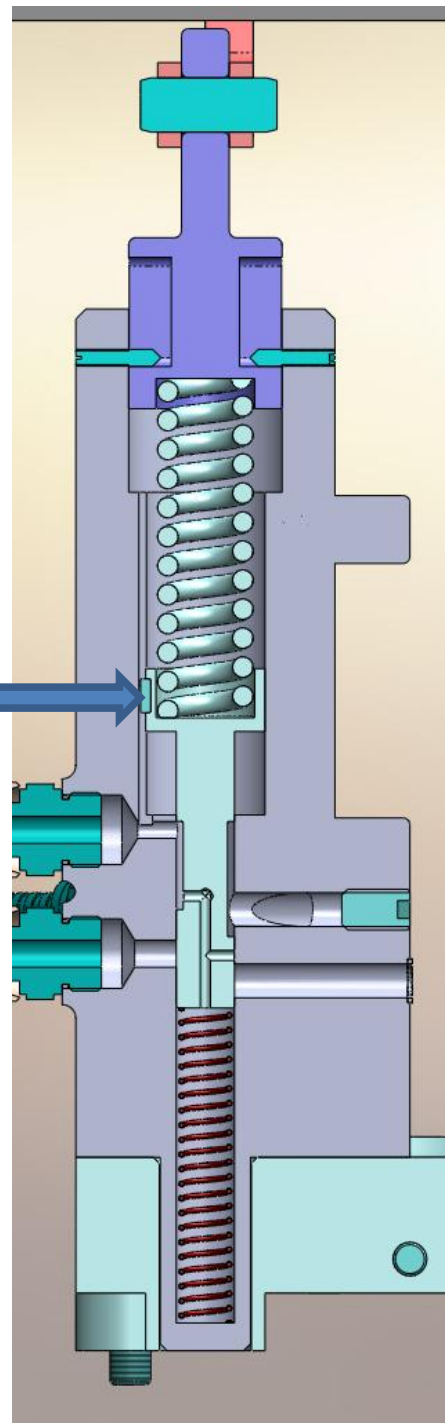
$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{395.12}{21.7} = 18.78 \text{ mm}$$

Como se puede ver en la posición en la que no se pisa el freno el muelle ejerce una fuerza de casi 200N, el peso del conjunto a levantar es de 13.1kg (128N), suficiente para que todo el conjunto vuelva a la posición original.

8. CALCULO DEL MUELLE SUPERIOR EN MECANISMO DE FRENO DCHO E IZDO Y DE LA SECCION NECESARIA.

El muelle superior se encarga de transmitir la fuerza de la cazoleta superior al pistón. Cuando aumenta la presión en la cámara inferior debe comprimirse de manera que exactamente transmita 2000N en un acortamiento de 15.62mm para justamente cerrar la entrada de aceite en ese momento.

$$F = K \times x \rightarrow 128.1 \times 15.62 = 2000 \text{ N}$$



$F (M)$ es la fuerza del muelle superior.

$F (m)$ es la fuerza del muelle inferior.

$F (a)$ es la fuerza debida a la presión del aceite en la cámara inferior.

$$F (M) = F (a) + F (m)$$

$$2000 = F (a) + 395.12$$

$$F (a) = 1604.88 \text{ N}$$

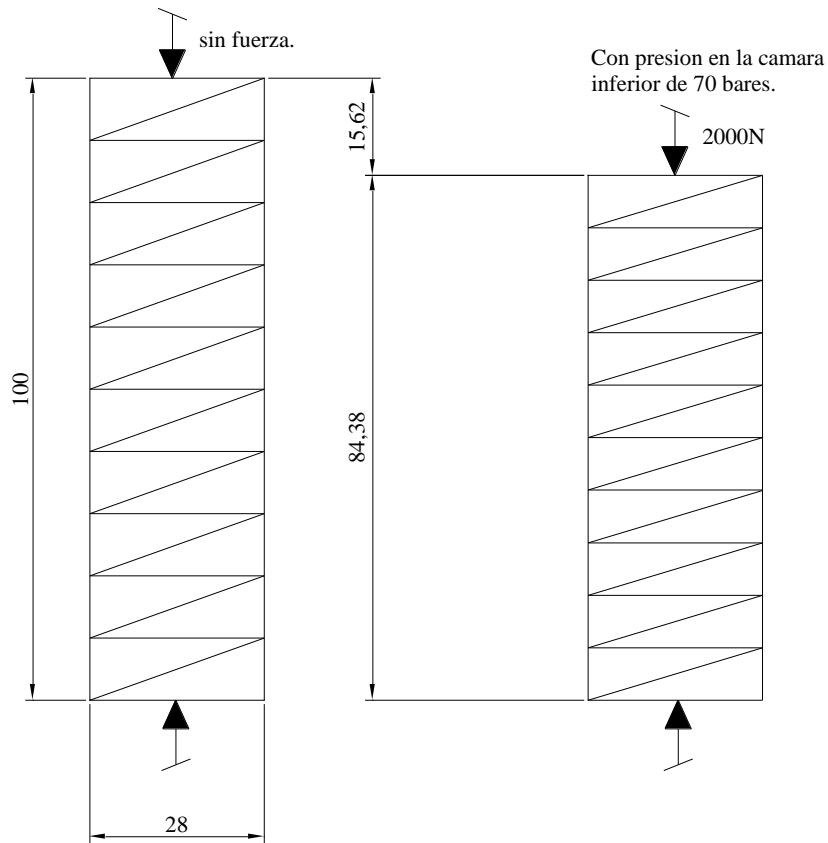
La presión en la cámara inferior será :

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P} \rightarrow A = \frac{1604.88}{70 \times 10^5} \rightarrow$$

$$A = 0.2292 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

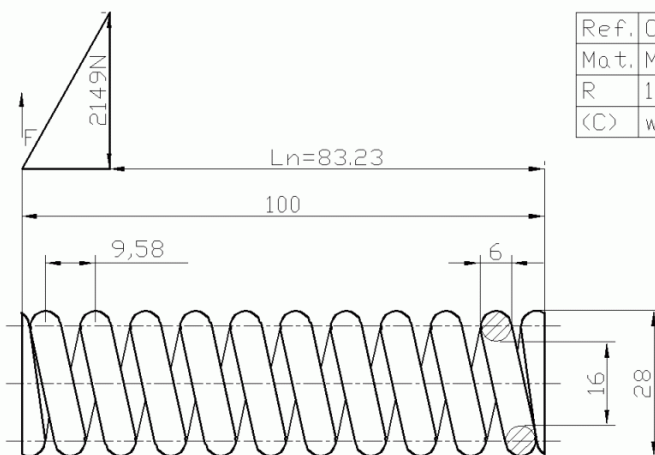
$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \rightarrow 0.2292 \times 10^{-3} = \frac{\pi \times D^2}{4} \rightarrow$$

$$D = 0.017085 \text{ m} \rightarrow 17.08 \text{ mm}$$



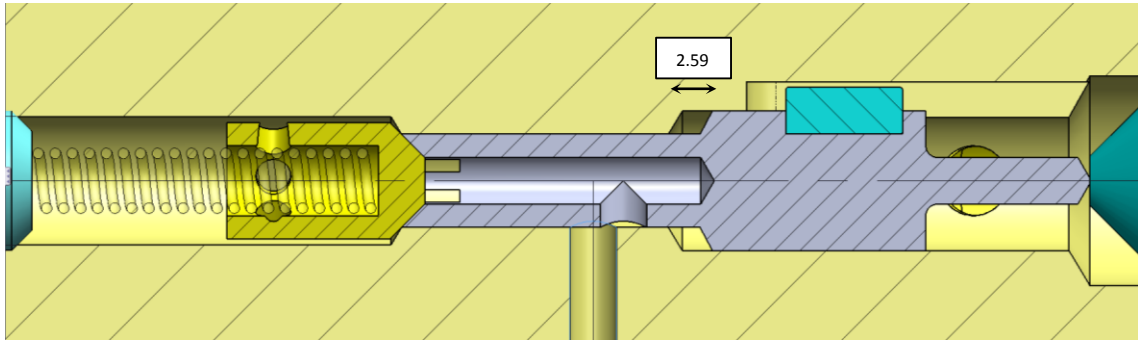
► Detalles del muelle 'C.280.600.1000.A'

Núm. de espiras	11.7
Referencia	C.280.600.1000.A
Diám hilo [mm]	6
Ext. Diám. [mm]	28
L. Libre [mm]	100
Índ. rigidez [daN/mm]	12.812
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	16
Bloque [mm]	73.19
Peso [g]	180.423
Orificio [mm]	28.56
Árbol [mm]	15.68
Paso [mm]	9.09
Código tarifa	5I
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	83.22



Ref.	C.280.600.1000.
Mat.	Music Wire
R	128,12 N/mm
(C)	www.VANEL.co

9. CALCULO DE MUELLE DE VALVULA SELECTORA



Este muelle tiene como función el volver a la posición de cierre (representada en el dibujo) la válvula anti retorno y el pistón cuando los dos lados de la válvula selectora quedan a presión atmosférica. La válvula antirretorno la empuja el muelle.

Una norma empírica que se suele usar para dimensionar el desplazamiento de la válvula anti retorno es $1/4$ o $1/5$ del diámetro aproximadamente. Esto serían 2mm, pero por asegurar el paso de aceite sin problemas el desplazamiento elegido ha sido de 2.59mm.

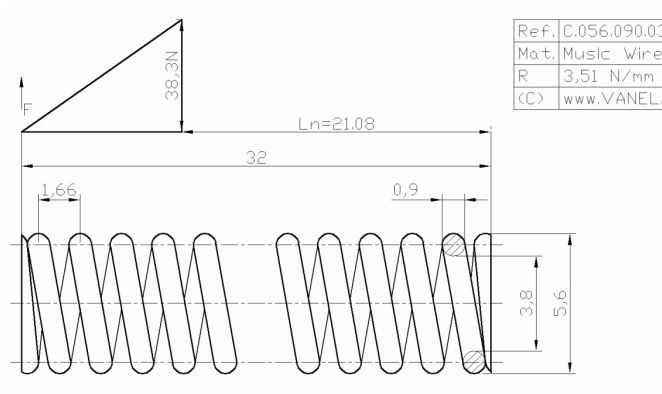
9.1 SIN PRESION:

Cuando hay aceite a presión atmosférica en ambos lados;

El lado dcho. de la válvula es de diámetro 12mm y el izdo. de 8mm.

$$P \times A = F \rightarrow 1 \times 10^5 \frac{\pi 0.012^2}{4} \rightarrow F = 11.31 \text{ N}$$

$$P \times A = F \rightarrow 1 \times 10^5 \frac{\pi 0.008^2}{4} \rightarrow F = 5.02 \text{ N}$$



> Detalles del muelle 'C.056.090.0320.A'

Núm. de espiras	20.3
Referencia	C.056.090.0320.A
Diám hilo [mm]	0.9
Ext. Diám. [mm]	5.6
L. Libre [mm]	32
Índ. rigidez [daN/mm]	0.351
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	3.8
Bloque [mm]	18.72
Peso [g]	1.508
Orificio [mm]	5.712
Árbol [mm]	3.724
Paso [mm]	1.64
Código tarifa	4C
Pandeo longitud [mm]	23.29
longitud permitida	21.04

Obteniendo una precompresión del muelle de por ejemplo 8N queda:

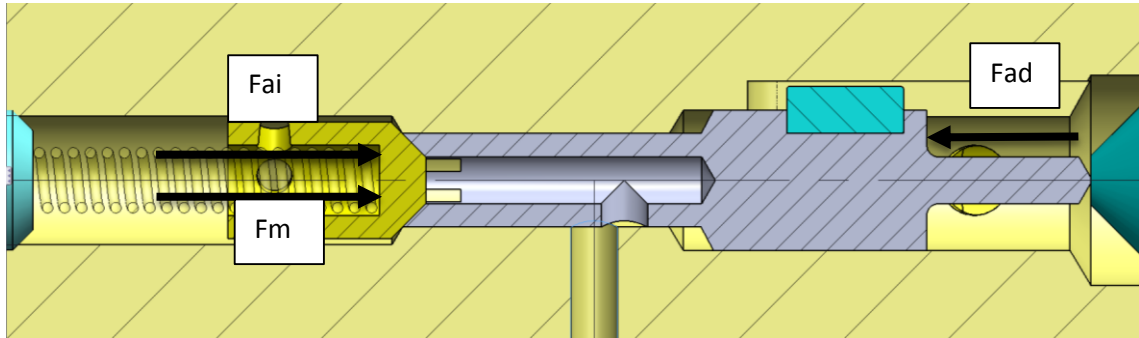
$$F = K \times x \rightarrow \frac{F}{K} = x \rightarrow \frac{8}{3.51} = 2.27 \text{ mm}$$

En el esquema se ve;

F_{ai} =fuerza de la presión de aceite lado izdo.

F_m =fuerza del muelle precomprimido.

F_{ad} =fuerza de la presión de aceite lado dcho.



$$F_{ai} + F_m - F_{ad} - F_{resultante} = 0$$

$$5.02 + 8 - 11.31 - F_{resultante} = 0$$

$$F_r = 1.71 \text{ N}$$

La resultante empuja hacia la derecha y por lo tanto cuando hay presión atmosférica (1 atm≈1bar) en cada lado, la válvula permanece cerrada.

9.2 CON PRESION:

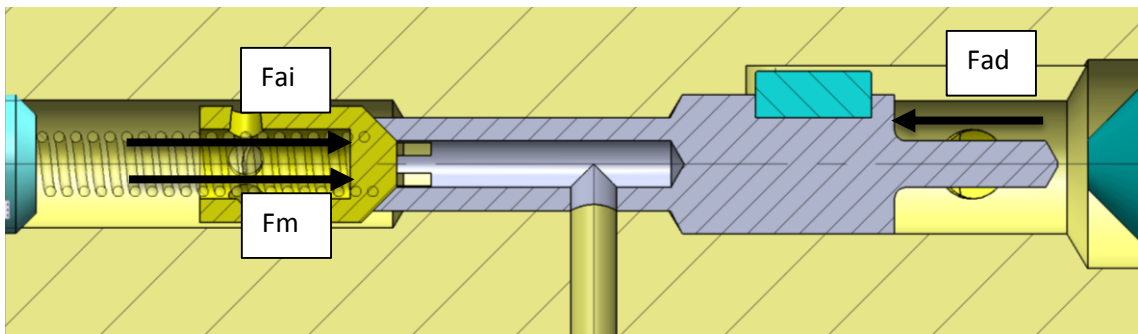
Cuando hay presión a ambos lados (por ejemplo con la máxima presión 70 bares) sucede:

$$P \times A = F \rightarrow 70 \times 10^5 \frac{\pi 0.012^2}{4} \rightarrow F = 791.68 \text{ N}$$

$$P \times A = F \rightarrow 70 \times 10^5 \frac{\pi 0.008^2}{4} \rightarrow F = 351.85 \text{ N}$$

La compresión del muelle previa era de 2.27mm, ahora el muelle se comprime otros 2.73mm hasta tener una compresión de 5mm.

$$F = K \times x \rightarrow 3.51 \times 5 = 17.55 \text{ N}$$



$$F_{ai} + F_m - F_{ad} - F_{resultante} = 0$$

$$351.85 + 17.55 - 791.68 - F_{resultante} = 0$$

$$F_r = -422.2 \text{ N}$$

La resultante empuja hacia la izda. y por lo tanto cuando hay una presión de 70 bares el circuito permanece abierto.

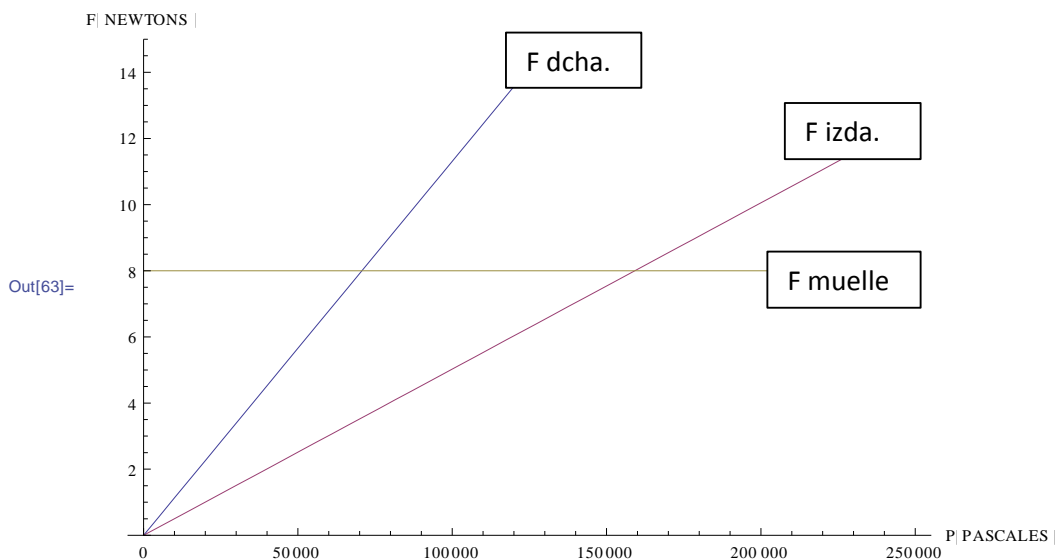
9.3 CÁLCULO DE LA PRESION NECESARIA PARA QUE LA RESULTANTE CAMBIE DE SIGNO Y LA VALVULA COMIENZE A ABRIRSE:

Los cálculos están hechos con el programa mathematica aunque podrían hacerse a mano también. Son funciones de como varía la fuerza con respecto al presión x. También está el muelle que es una fuerza constante de 8N hasta que comience a abrirse la válvula.

$$\text{In[60]:= fdcha } x \text{ } :: x \left| \frac{\text{Pi } 0.012^2}{4} \right|$$

$$\text{In[61]:= fizda } x \text{ } :: x \left| \frac{\text{Pi } 0.008^2}{4} \right|$$

```
In[63]:= Plot[ { fdcha x , fizda x , 8 } , { x , 0 , 250 000 } ,
  PlotRange -> { 0 , 15 } , AxesLabel -> { "P PASCALES " , "F NEWTONS " } ]
```

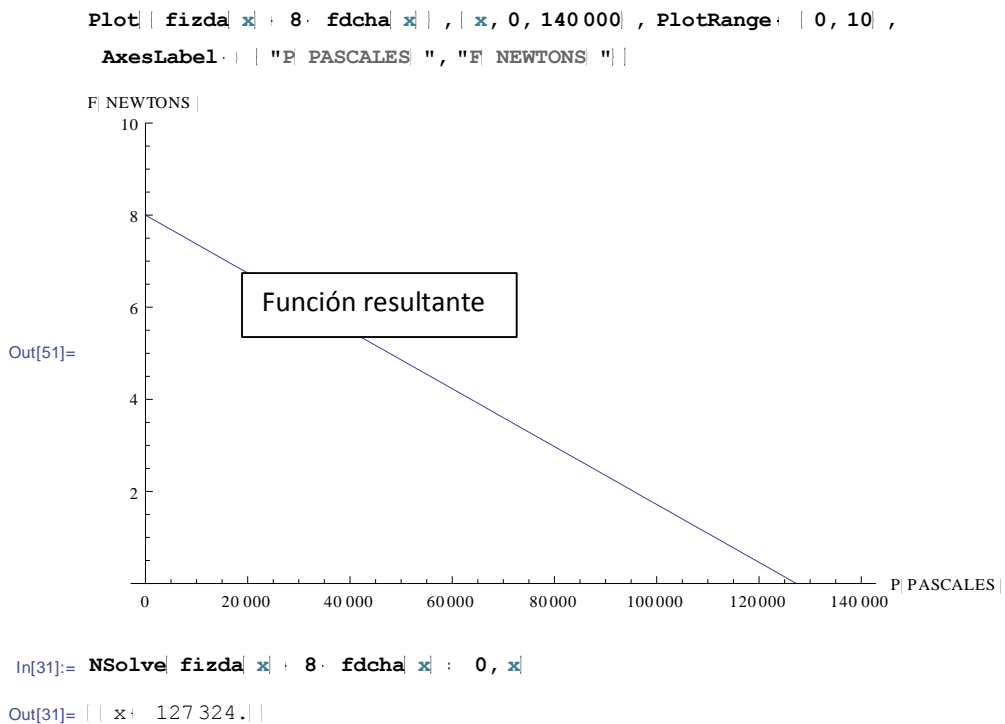


En el grafico superior se ve cómo evolucionan las fuerzas del lado derecho e izquierdo del pistón en función de la presión. La fuerza dcha. siempre es superior a la izda. debido a que tiene mayor área. La fuerza del muelle es constante mientras no se comprima.



Es interesante saber en qué momento la resultante de las fuerzas cambia de signo y comienza a haber un desplazamiento de la válvula.

En el gráfico inferior se ve la función resultante de sumar la fuerza dcha, izda y del muelle. Cuando la función resultante pasa por cero Newtons comienza a desplazarse el pistón y a abrir el conducto de paso de aceite.

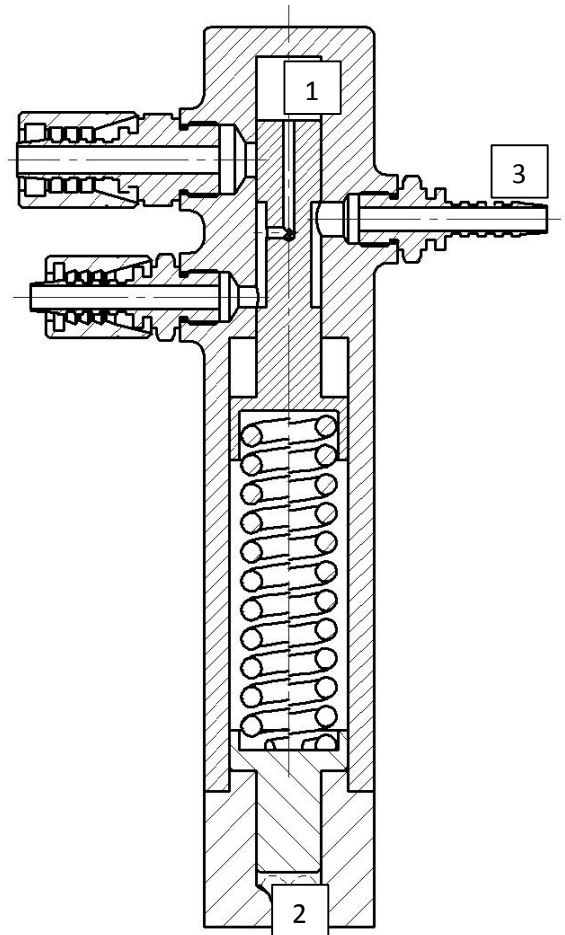


Como se puede ver la función cambia de signo en $x=127324$, esto es 1.27 bares. Por lo tanto mientras la presión es menor de 1.27 bares en ambos lados de la válvula el circuito permanece cerrado. A partir de ese momento se abre.

10. SECCION DEL CILINDRO DE FRENO DEL REMOLQUE

En realidad no hay ningún cálculo sobre esto, simplemente es conveniente mencionar que el área de la cámara superior (1) y el área de la cámara inferior (2) deben de ser iguales. De manera que la misma presión en las dos cámaras provoque una fuerza igual en los dos pistones. Así se consigue que la presión de salida por (3) sea igual que la de la cámara (2).

El diámetro que se ha elegido para ambas cámaras es de 19.07mm y el muelle es el mismo que en los frenos del tractor:



> Detalles del muelle 'C.280.600.1000.A'

Núm. de espiras	11.7
Referencia	C.280.600.1000.A
Diám hilo [mm]	6
Ext. Diám. [mm]	28
L. Libre [mm]	100
Índ. rigidez [daN/mm]	12.812
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	16
Bloque [mm]	73.19
Peso [g]	180.423
Orificio [mm]	28.56
Árbol [mm]	15.68
Paso [mm]	9.09
Código tarifa	5I
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	83.22

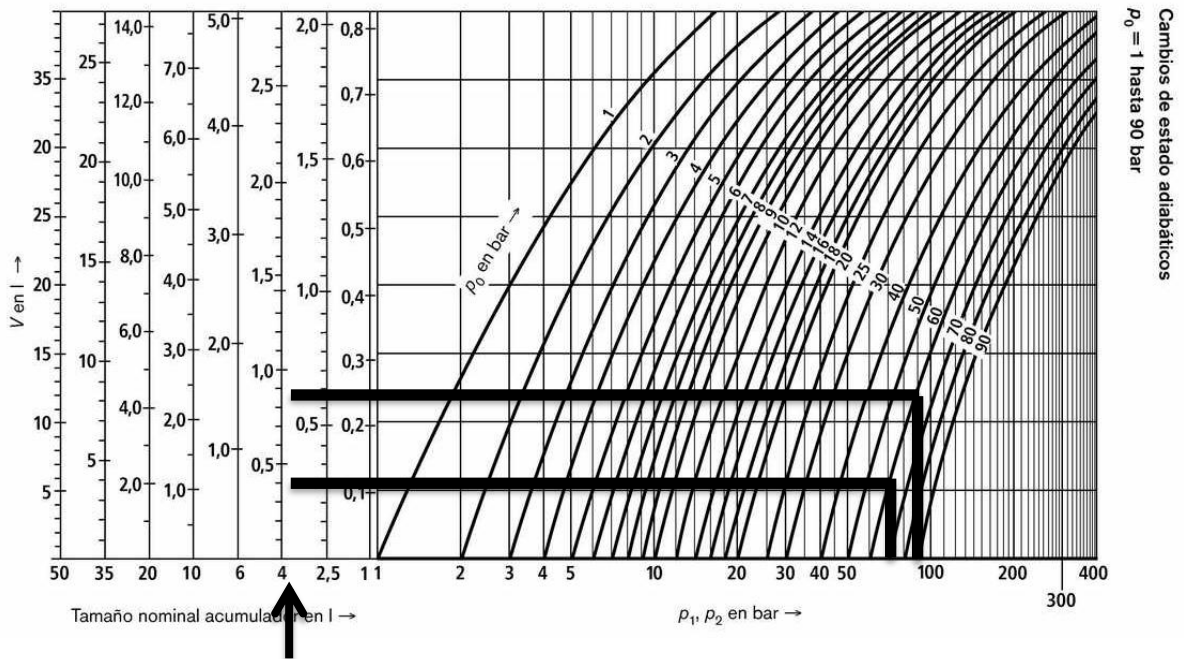


11. CALCULO DEL ACUMULADOR:

El acumulador debe dar presión desde 90 hasta 70 bares a lo largo de 5 pisadas de freno, esto es un volumen desplazado de 0.5litros aproximadamente.

Los cálculos están hechos según el catálogo de Bosch de acumuladores (ANEXO 3). Se considera una expansión adiabática por el poco tiempo que dura la expansión del gas.

- $P_0(t) = 0.9 \times P_1 \rightarrow P_0(t) = 63 \text{ bar}$
- $P_1 = \text{sobrepresion mínima} = 70 \text{ bar}$
- $P_2 = \text{sobrepresion máxima} = 90 \text{ bar}$
- Comprobacion de : $P_2 \leq 4 \times P_0 \checkmark$
- $V_0 = \text{Vol gas} = \text{Vol nominal acumulador}$

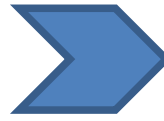


En el grafico superior se observa como con un acumulador de tamaño nominal de 4 litros, la presión desciende desde 90 hasta 70 bares y el volumen cambia desde 0.88 hasta 0.4 litros.

Volumen de aceite suministrado por el acumulador de 90 a 70 bares $\rightarrow 0.88-0.4=0.48$ litros.

Para hacer **una** acción de frenado, con un remolque acoplado al tractor, el volumen a desplazar será:

- 22cm^3 del freno dcho. del tractor
- 22cm^3 del freno izdo. del tractor
- 50cm^3 de los frenos del remolque



Total de $94\text{cm}^3 \rightarrow 0.094$ litros

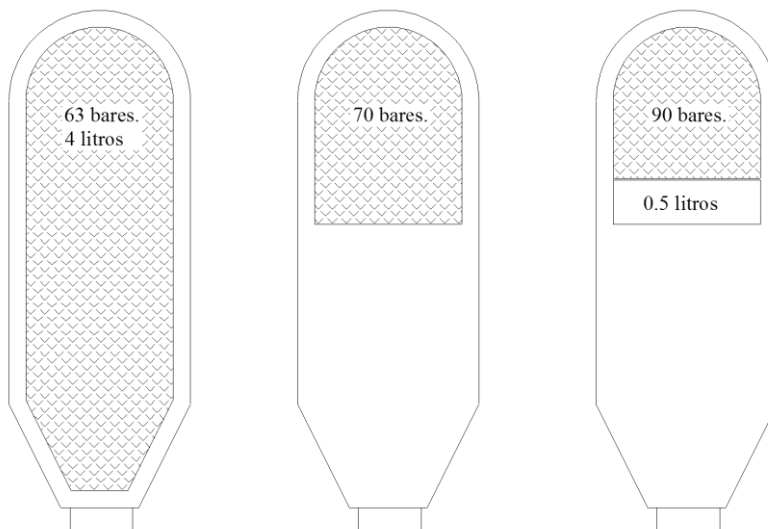
Para poder realizar **cinco** acciones de frenado serán necesarios $0.094 \times 5 = 0.47$ litros, el acumulador dispone de 0.48 litros.

Será necesario un acumulador de 4litros, llenado a 63 bares con gas N_2

Nombre comercial: *BOSCH HAB4-350-4X/2G07G-2N111-CE*

En el dibujo inferior se puede ver cómo trabaja el acumulador en las tres posiciones; sin aceite, con aceite a 70 bares y con aceite a 90 bares.

El Q_{max} admisible es $600\text{l}/\text{min} = 10000\text{cm}^3/\text{seg}$





12. GRAFICA DE FUERZA EN EL PEDAL, PRESION OBTENIDA:

El muelle inferior presiona con una fuerza vertical y hacia arriba de 199.51 N, el peso de todo el conjunto se estima en 128 N. De manera que la fuerza a vencer para comenzar el movimiento será de:

$$199.51-128=71.51 \text{ N}$$

Como la palanca tiene un factor de multiplicación de 8, la fuerza para empezar a generar un movimiento será de $71.51/8=8.9 \text{ N}$, unos 0.9kg.

Aunque el pistón se mueva no comienza a entrar presión hasta que no comience a abrirse la entrada de aceite. Para que esto ocurra el muelle inferior se tiene que acortar 9mm (*con estas fuerzas todavía se desprecia el acortamiento del muelle superior, que al tener una k mucho mayor transmite el movimiento prácticamente sin acortarse.*).

Del cálculo del muelle inferior que está varias páginas atrás se sacan los datos del acortamiento del muelle:

- 9.78mm de precompresión
- 18.78mm cuando comienza a entrar aceite
- Constante del muelle 21.7 N/mm

De manera que la fuerza a vencer para que comience a entrar presión en el circuito será:

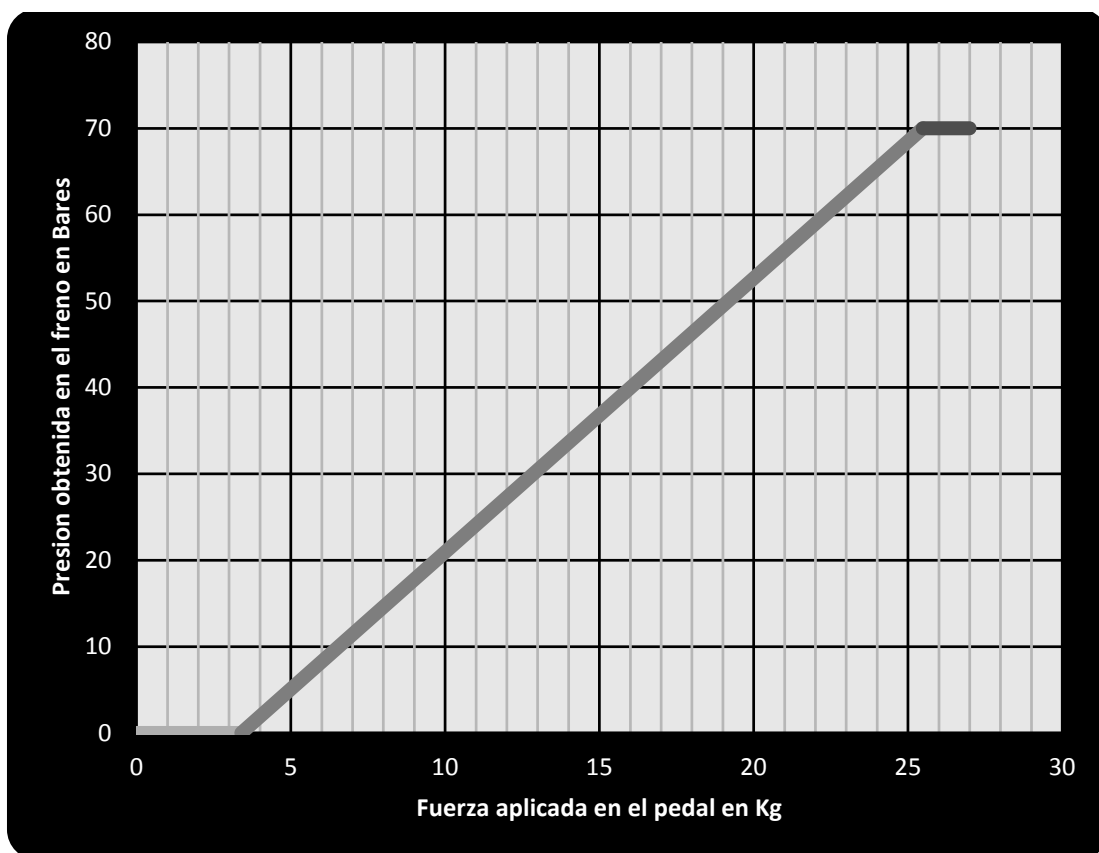
$$F = K \times x \rightarrow 21.7 \times 18.78 = 395.12 \text{ N}$$

Pero el peso del conjunto pedal y palanca aportan una fuerza de 128 N.

$$395.12 - 128 = 267.12 \text{ N}$$

Con la desmultiplicación del pedal queda:

$$267.12 / 8 = 33.39 \text{ N, lo que hacen unos } 3.4 \text{ kg}$$



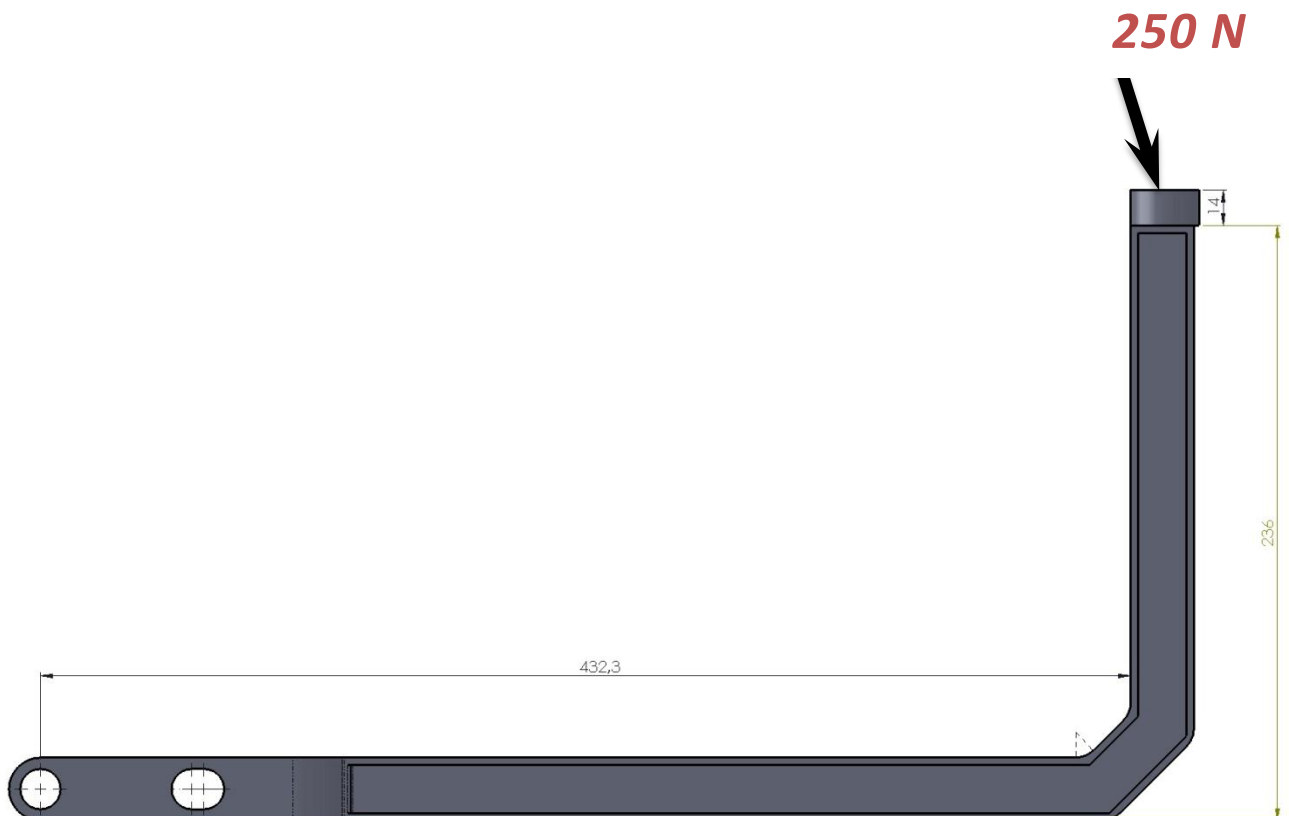
13. CALCULO DE LA DEFORMADA DE LA PALANCA DEL PEDAL:

Una de las piezas más comprometidas estructuralmente es la palanca del pedal. Tiene que transmitir la fuerza del pedal, es bastante larga y esbelta. Se ha calculado por el método de elementos finitos las tensiones máximas, la deformación máxima y el factor de seguridad mínimo que tiene. El estudio está realizado por el programa "SOLIDWORKS". Es un estudio de tipo estático, no se ha calculado a fatiga, ni tampoco se ha hecho un estudio dinámico, incluyendo las fuerzas de aceleración en el movimiento.

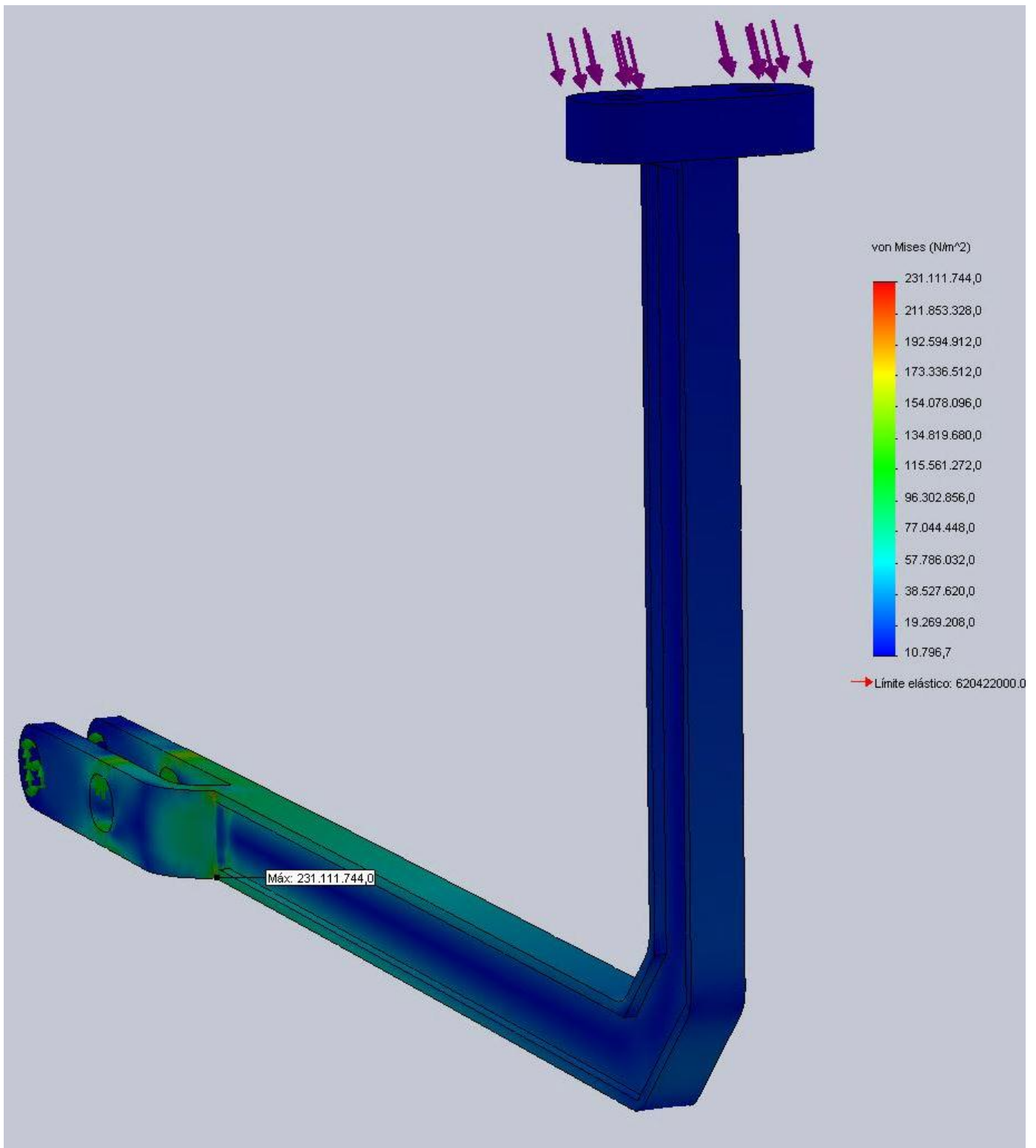
La fuerza aplicada es de 250 N sobre el área superior de la palanca. La dirección respecto al plano horizontal es de 75°.

El material de la palanca es acero con unas características:

- Módulo de elasticidad 2.1e+011 N/m²
- Límite de tracción 723 825 600 N/m² → 723 Mpa

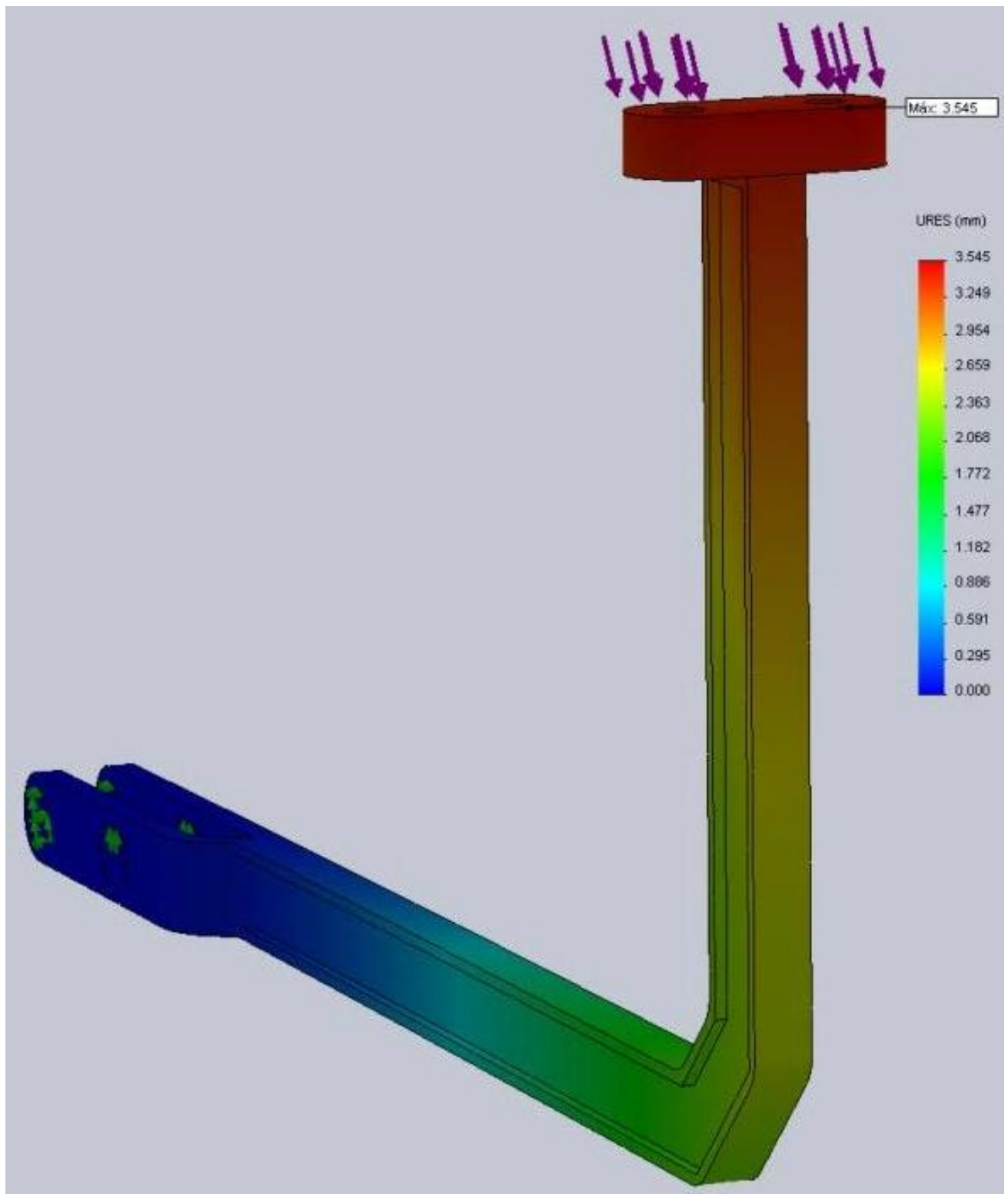


2-Tensiones



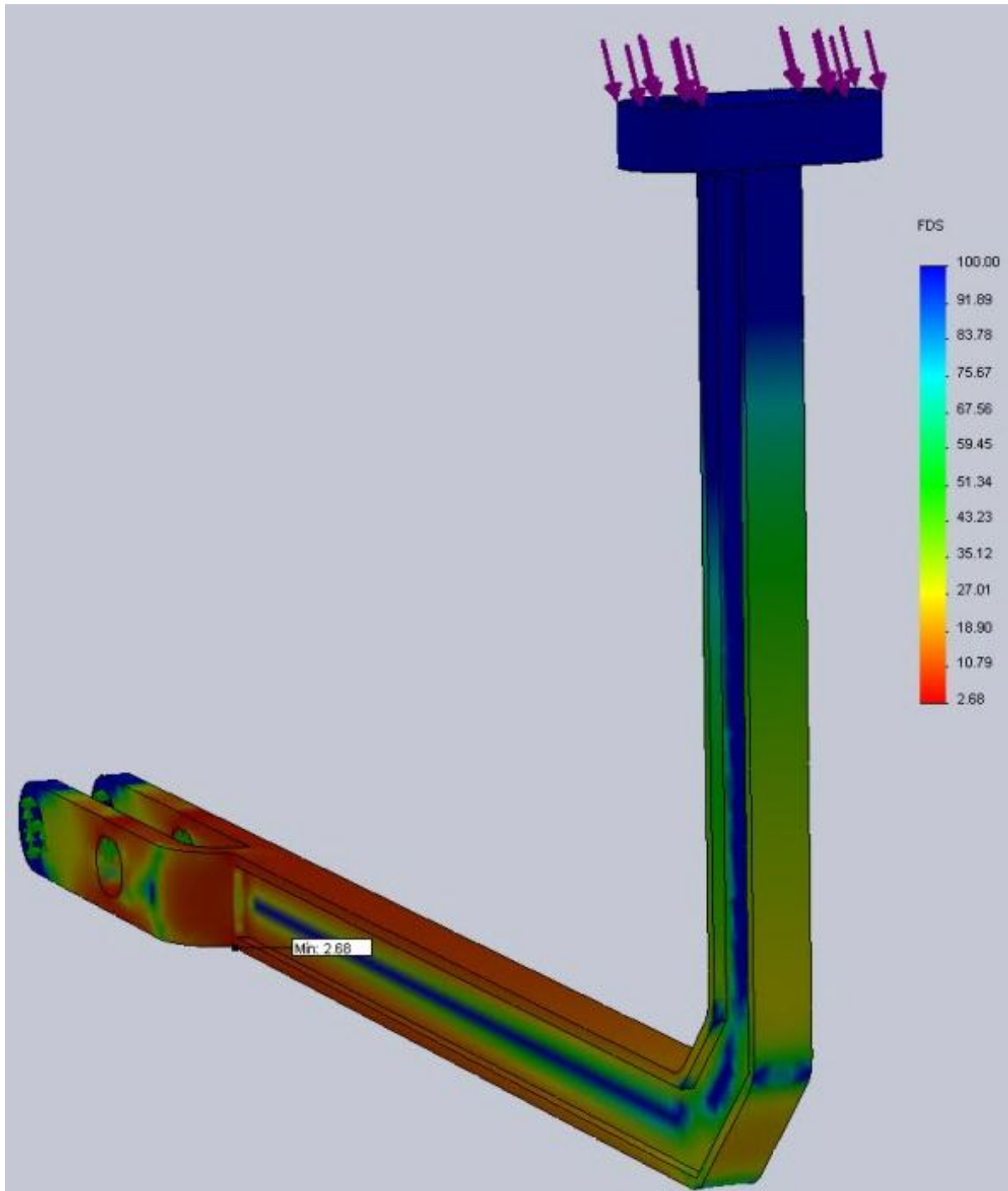
Se puede apreciar en el dibujo como la zona de máxima tensión es un radio de acuerdo que está en la conexión donde pasa de dos hojas a una. Se produce un efecto de concentración de tensiones.

3-Desplazamientos



En este grafico se observan los desplazamientos de la palanca al aplicar el esfuerzo. Se ve como la zona de mayor desplazamiento es la punta del pedal, donde se llega a mover 3.5mm.

4-Factor de seguridad



Aquí se ve el factor de seguridad que tiene cada parte de la palanca. Se observa que en la zona de concentración de tensiones el factor de seguridad 2.68 que es suficiente. Aunque se podría modificar la geometría aumentando los radios de acuerdo para obtener un mayor factor de seguridad.



Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 3: PLANOS

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



PLANOS

INDICE DE PLANOS

PLANOS DE CONJUNTO:

CONJUNTO VALVULA DERIVACION:.....	01
CONJUNTO PEDALES Y CILINDROS:.....	02

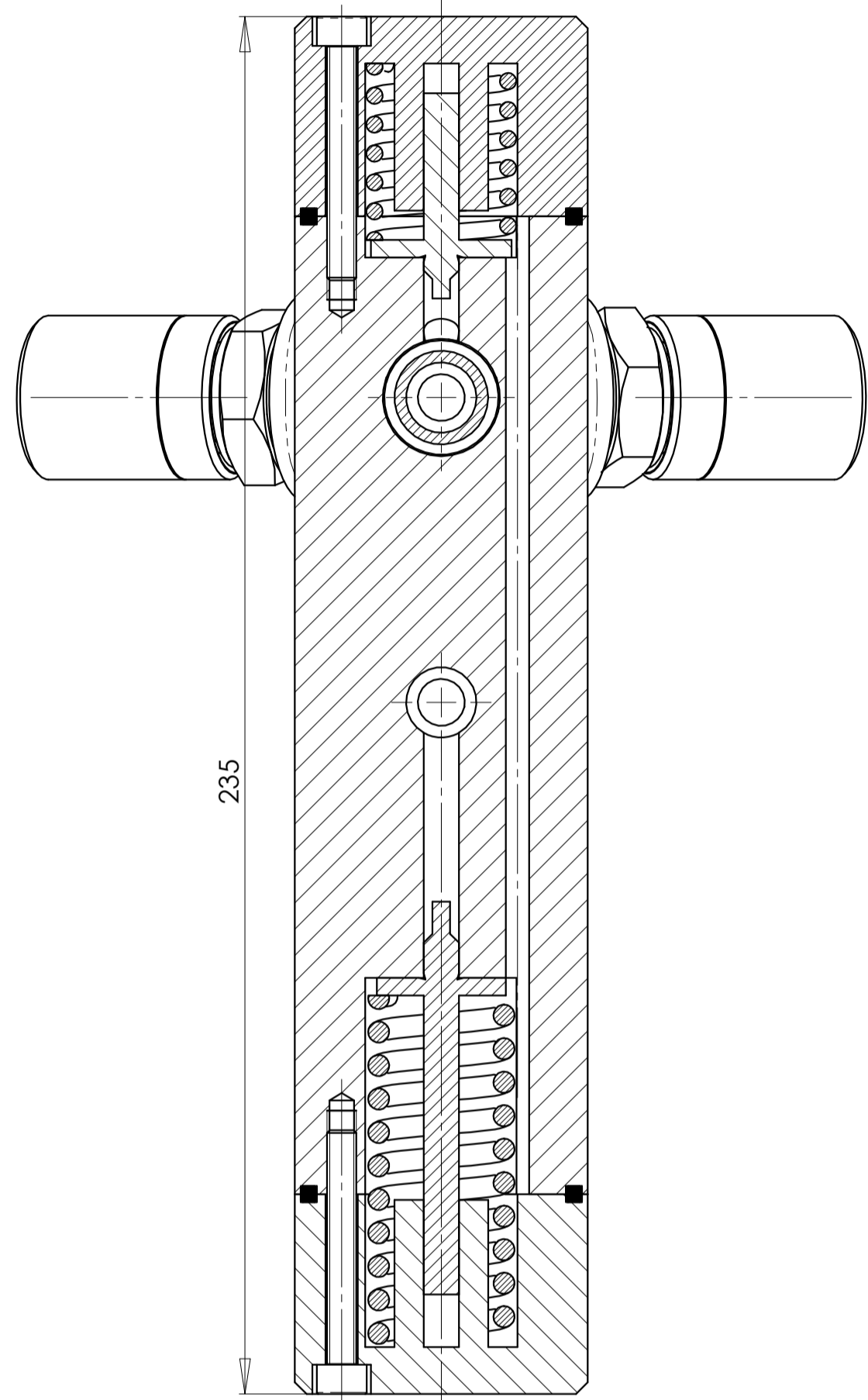
PLANOS DE DESPIECE DE LA VALVULA DERIVACION:

CUERPO VALVULA DERIVACION:	03
PISTON VALVULA DERIVACION:.....	04
PISTON ANTIRETORNO EN VALVULA DERIVACION:.....	05
PISTONES VALVULAS ALIVIO, 185 Y 100 BAR:.....	06
TAPON VALVULAS ALIVIO:	07
GUIA MUELLE BELLEVILLE:.....	08
MUELLE BELLEVILLE:	09
MUELLE ALIVIO 100 BAR:.....	10
MUELLE ALIVIO 185 BAR:.....	11

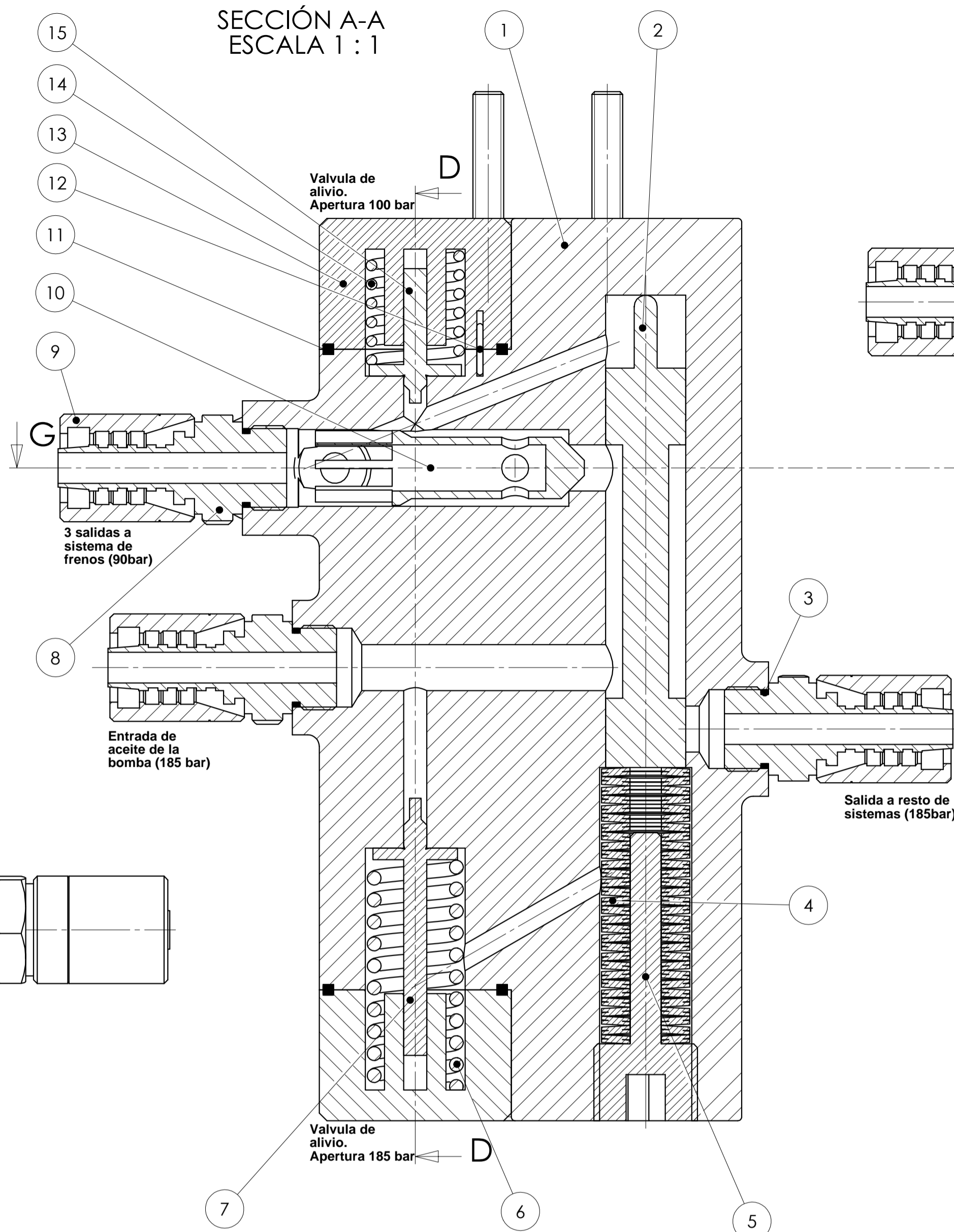
PLANOS DE DESPIECE EN EL CONJUNTO PEDALES Y CILINDROS:

BLOQUE VERTICAL FRENO IZQUIERDO:	12
BLOQUE VERTICAL FRENO DERECHO:.....	13
BASE CUERPO FRENADO:.....	14
BLOQUE VERTICAL FRENO REMOLQUE:	15
CUERPO VALVULA SELECTORA:	16
PALANCA PEDAL DERECHO:	17
PALANCA PEDAL IZQUIERDO:	18
PEDAL DERECHO:	19
PEDAL IZQUIERDO:.....	20
EMPUJADOR VALVULA SELECTORA:.....	21
PISTON FRENO DERECHO E IZQUIERDO:.....	22
PISTON FRENO REMOLQUE:	23
PISTON INFERIOR FRENO REMOLQUE:	24
CAZOLETA SUPERIOR:	25
CENTRO DE GIRO DE PEDALES:	26
EMPUJADOR VALVULA SELECTORA:	27
TRABA PEDALES:	28
MUELLE SUPERIOR:.....	29
MUELLE INFERIOR:.....	30

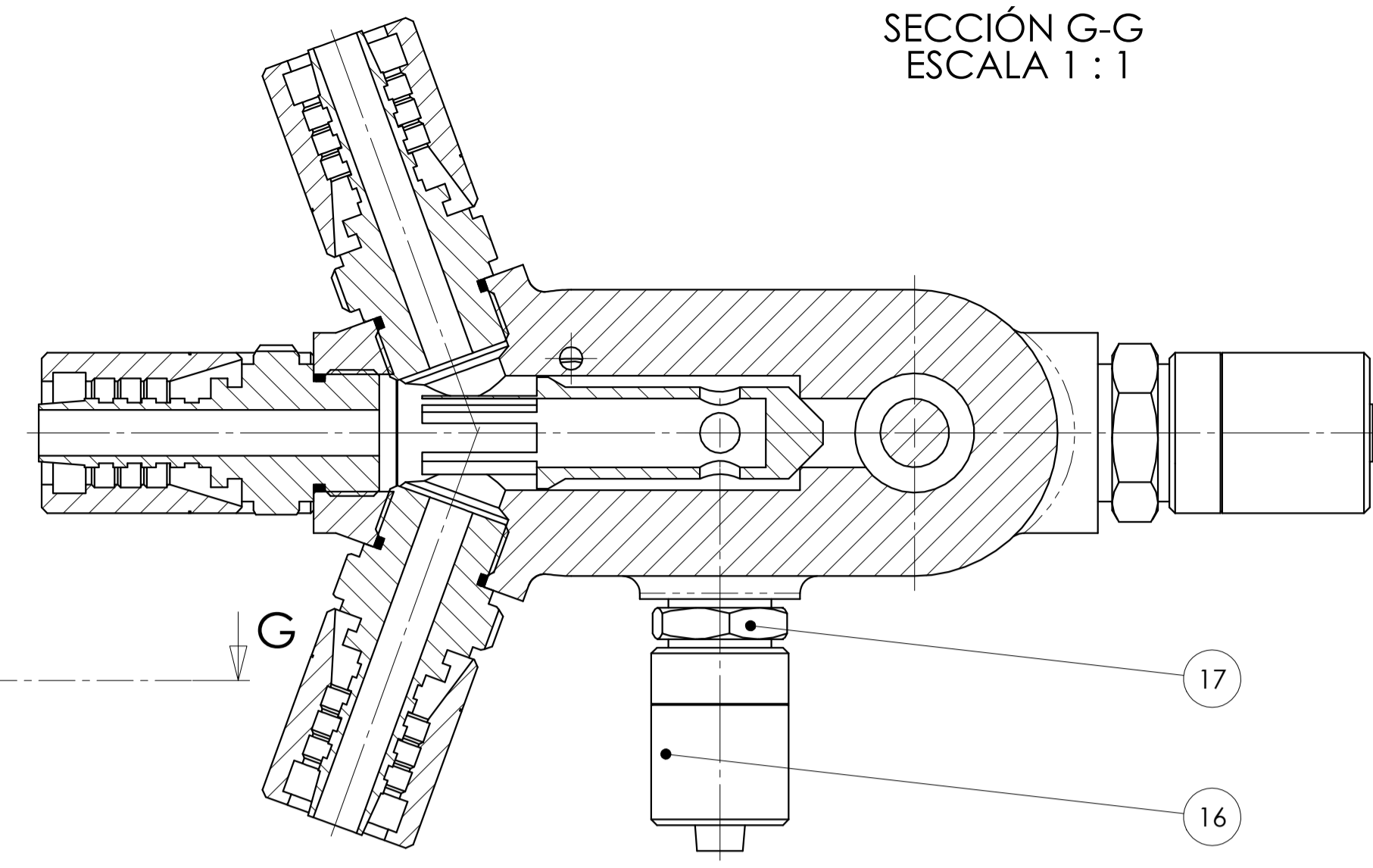
SECCIÓN D-D
ESCALA 1:1



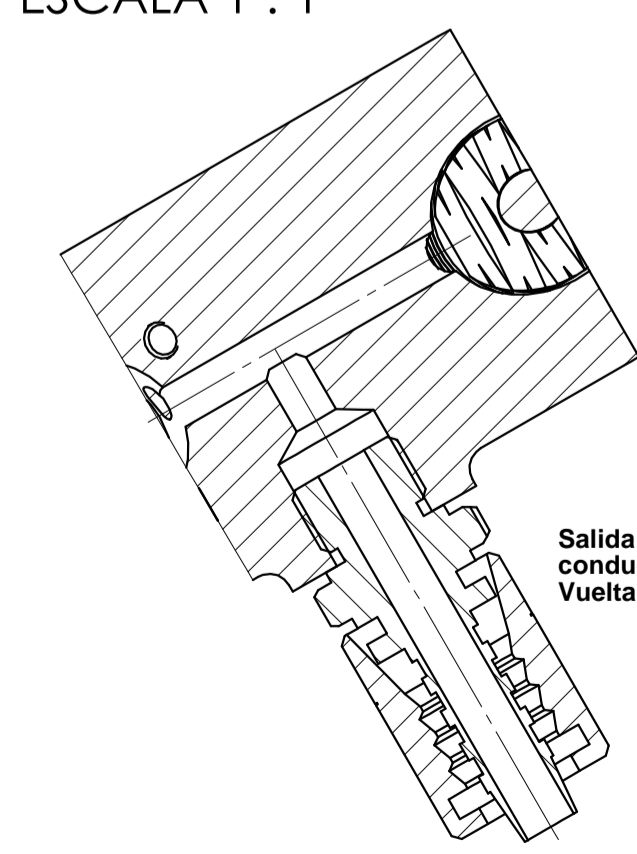
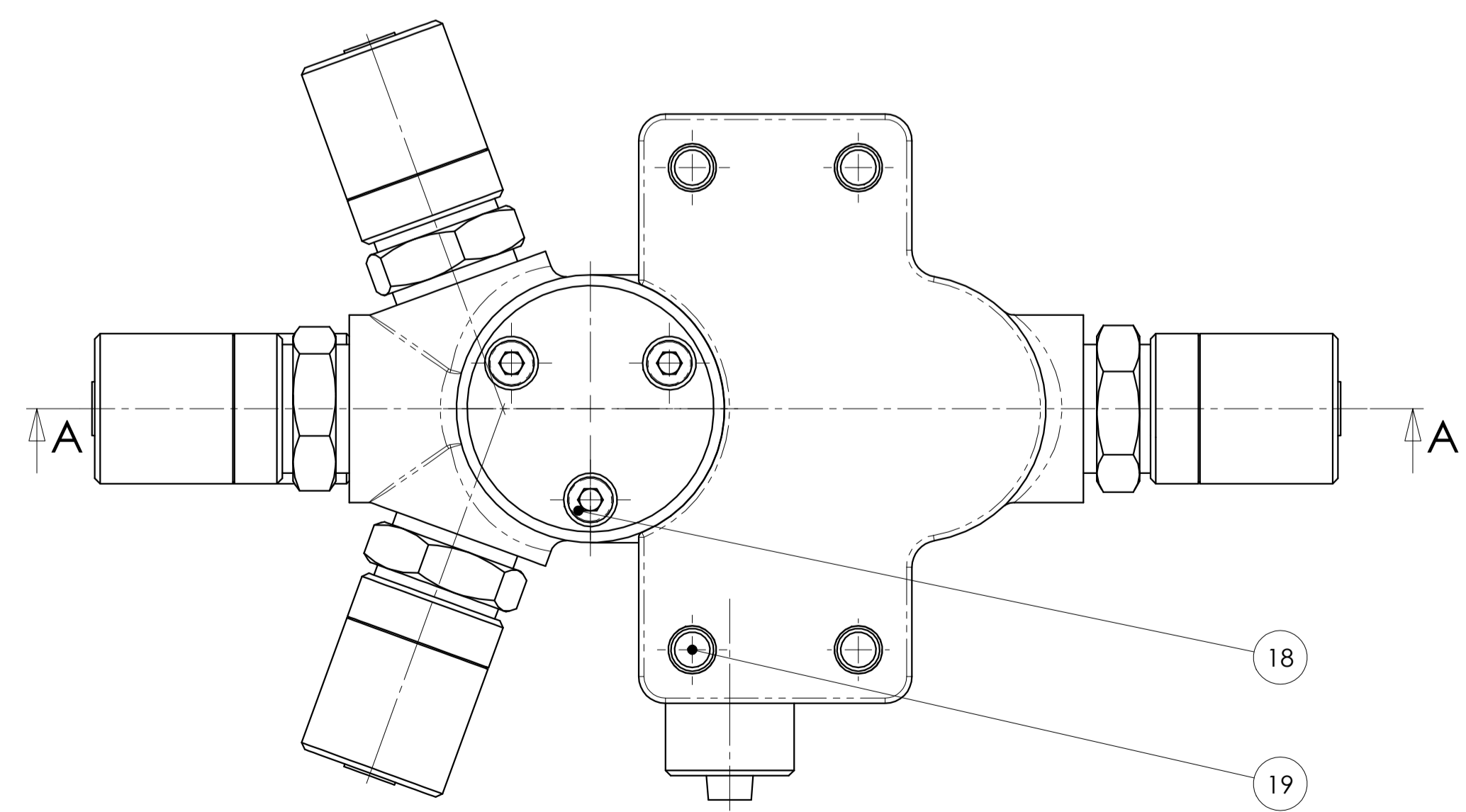
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1



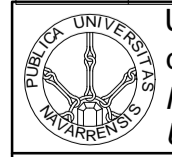
SECCIÓN G-G
ESCALA 1:1



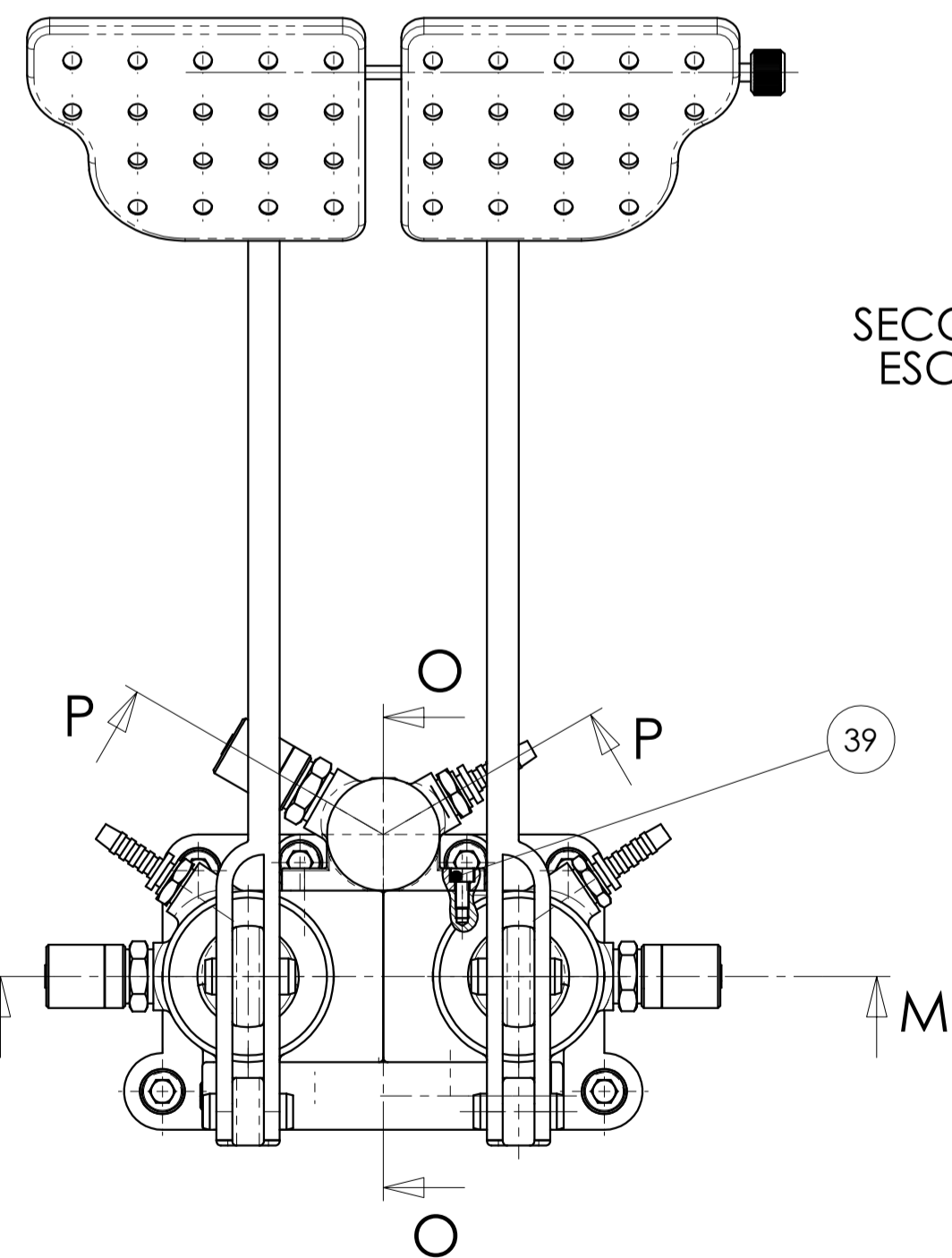
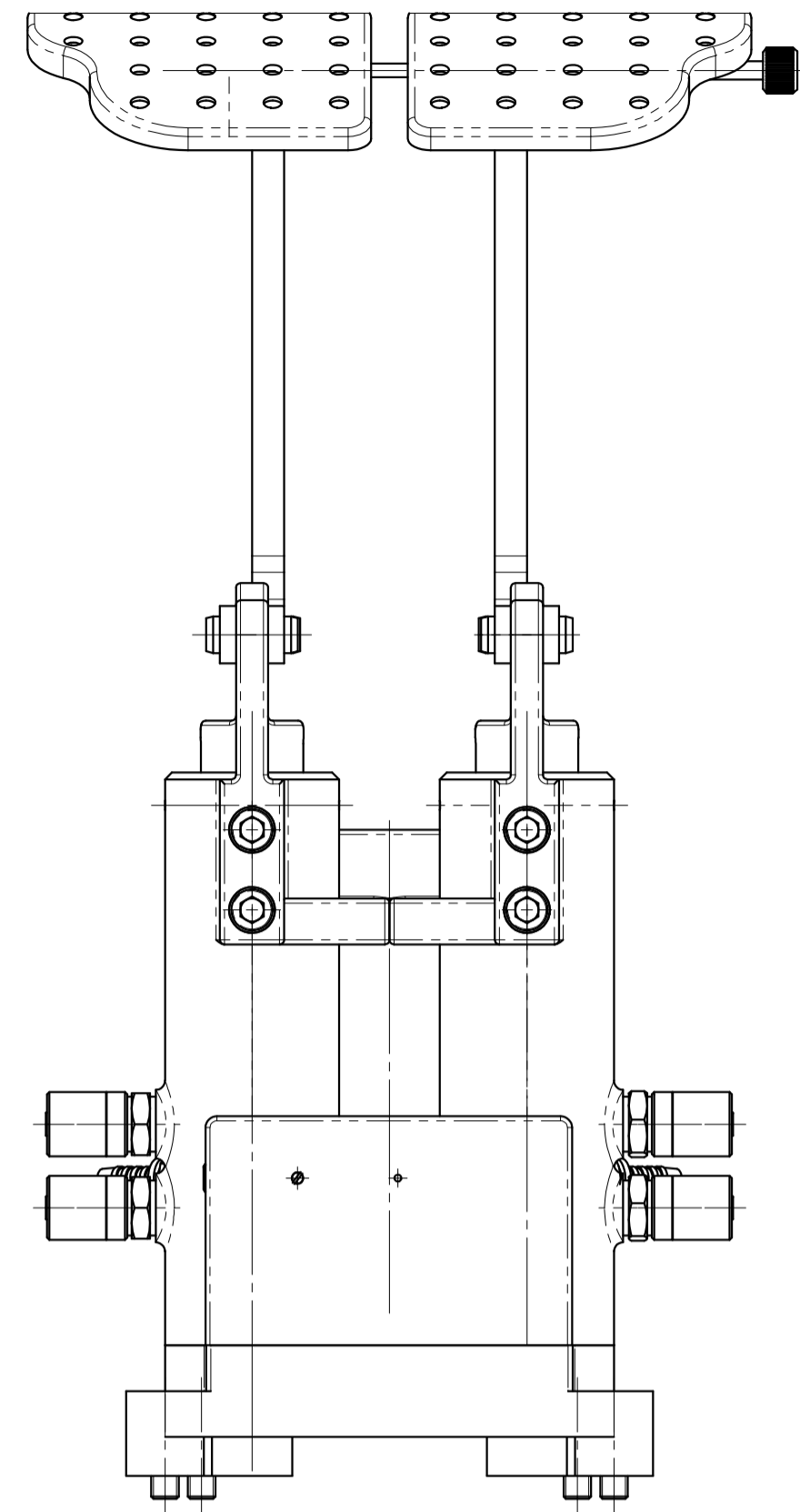
SECCIÓN U-U
ESCALA 1:1



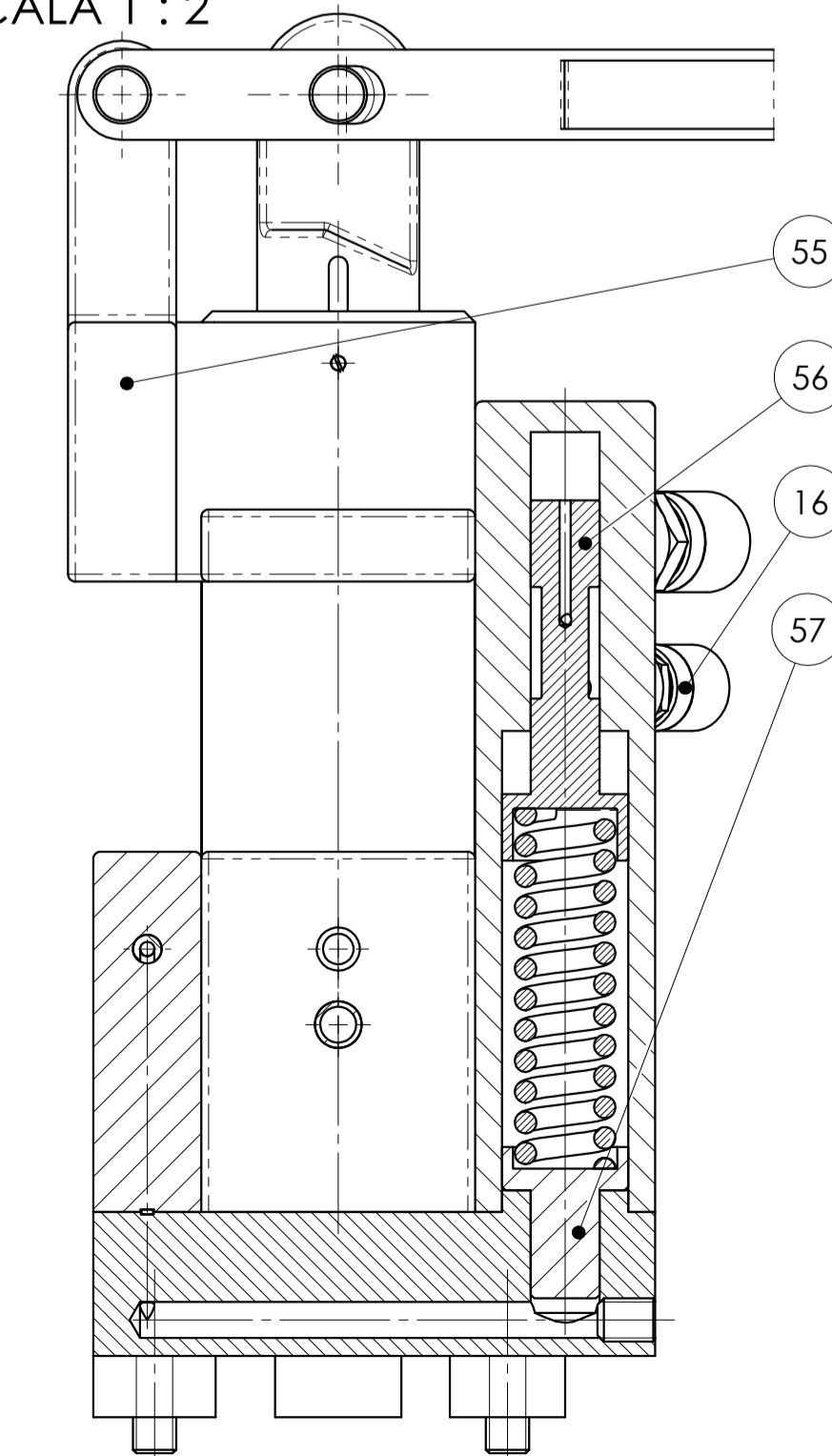
61	Pasador paralelo ISO 8734 - 8 x 20 - A - St		6
60	ISO 4762 M12 x 30 --- 30C	formilo cabeza hueca hexagonal	4
59	Parallel Pin ISO 8734 - 4 x 10 - A - St	pasador	4
58	ISO 4762 M8 x 20 --- 20C	formilo cabeza hueca hexagonal	4
57	piston inferior freno remolque		1
56	Piston freno remolque		1
55	centrogiro pedal		2
54	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 55		2
53	Junta torica din 3771 - 4x1.8		1
52	Parallel key A4 x 4 x 10 DIN 6885	chaveta	1
51	ISO 4766 - M12 x 30-C	tornillo ranurado	1
50	muelle valvula selectora		1
49	Tornillo de fijación ISO 4766 - M6 x 12	tornillo ranurado	1
48	valvula selectora antirretorno		1
47	empujador valvula selectora		1
46	Junta torica din 3771 - 6x1.8		2
45	valvula selectora cuerpo		1
44	DIN 914 - M20 x 40-C	tornillo ranurado	1
43	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 30		2
42	Junta torica din 3771 - 12.5x1.8		4
41	bloque vertical freno remolque		1
40	Chaveta paralela ISO 2491 - 5 x 3 x 10 - A		2
39	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M6 x 12		2
38	ISO 4766 - M12 x 20-C	tornillo ranurado	2
37	bloque vertical freno izquierdo		1
36	base cuerpo frenado		1
35	Tornillo de fijación con cabeza hueca hexagonal ISO 4026 - M12 x 16		1
34	Junta torica din3771-5x18		1
33	ISO 4762 M12 x 35 --- 35C	formilo cabeza hueca hexagonal	4
32	muelle inferior C122 110 0250A Marca Vanel		2
31	Piston freno dcho e izdo		1
30	muelle superior C280600 1000A Marca Vanel		3
29	bloque vertical freno derecho		1
28	ISO 7434 - M5 x 25-C	tornillo ranurado	4
27	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 45		4
26	cazoleta superior		1
25	Parallel Pin ISO 8734 - 16 x 40 - A - St	Pasador	4
24	palanca pedal derecho		1
23	palanca pedal izquierdo		1
22	traba pedales		1
21	pedal derecho		1
20	pedal izquierdo		1
19	ISO 4762 M8 x 45 --- 45C	formilo cabeza hueca hexagonal	4
18	ISO 4762 M5 x 40 --- 22C	formilo cabeza hueca hexagonal	6
17	hansaflex pn10hm08	racord conexion	5
16	Hansaflex casquillo phd110	casquillo conexion	5
15	piston valvula alivio100bar		1
14	muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel		1
13	tapon valvula alivio		2
12	Parallel Pin ISO 8734 - 5 x 14 - A - St	Pasador	4
11	Junta torica din3771-42.5x3.55		2
10	piston antirretorno valvula derivacion		1
9	casquillo phd113 Hansaflex	casquillo conexion	10
8	hansaflex pn13hm	racord conexion	10
7	piston valvula alivio185bar		1
6	muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel		1
5	guia muelle belleville		1
4	belleville 72mm long. De23, Di8.2, I=1, L=1.7 n=2, i=30	muelle arandelas	1
3	Junta torica din 3771 - 18x2.65		10
2	piston valvula derivacion		1
1	cuerpo valvula derivacion		1

N.º	DENOMINACION	DESCRIP.	CANT.
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO	
PLANO: CONJUNTO VALVULA DERIVACION		FIRMA:	FECHA: 15-12-09 ESCALA: 1:1 Nº PLANO: 1

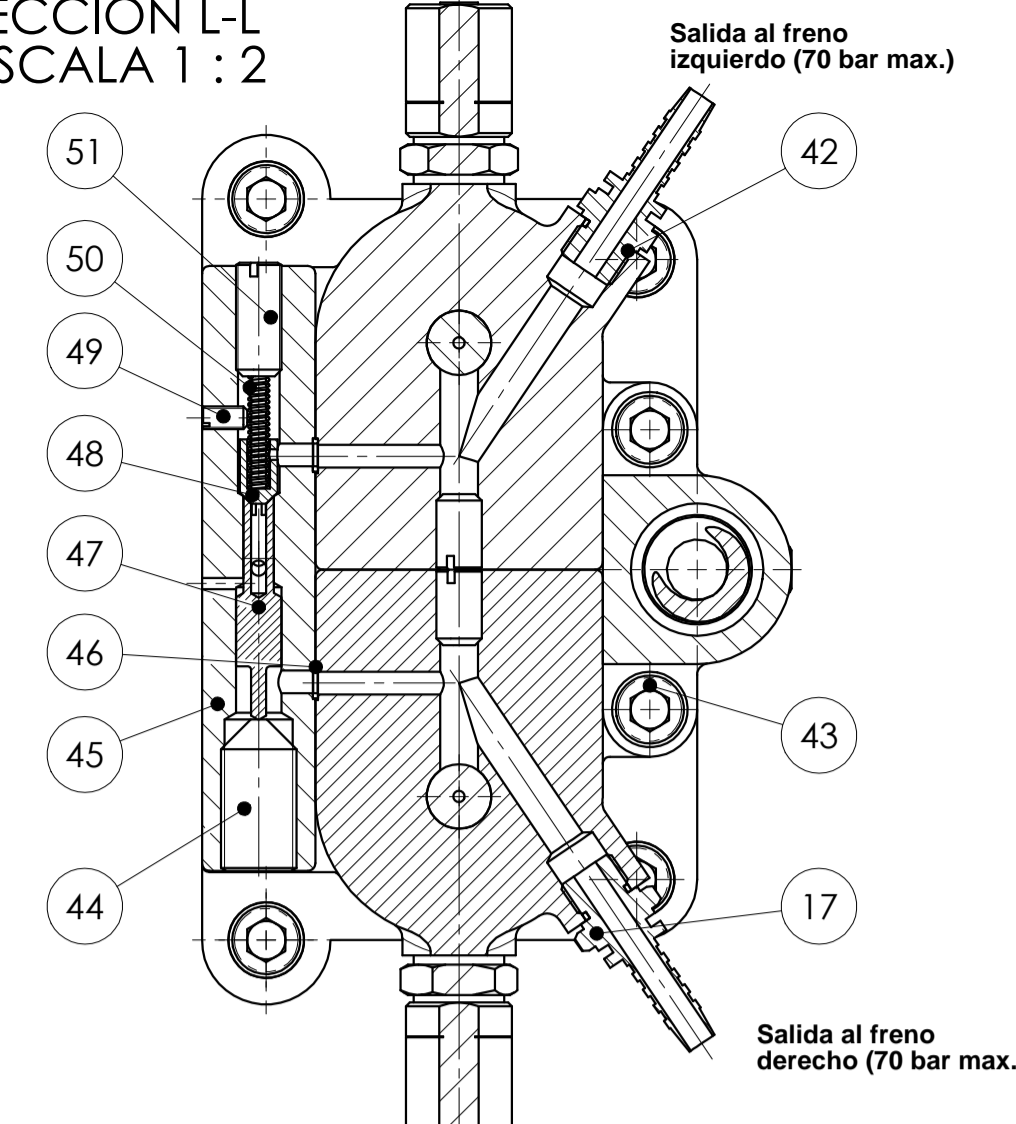
SECCIÓN M-M
ESCALA 1:2



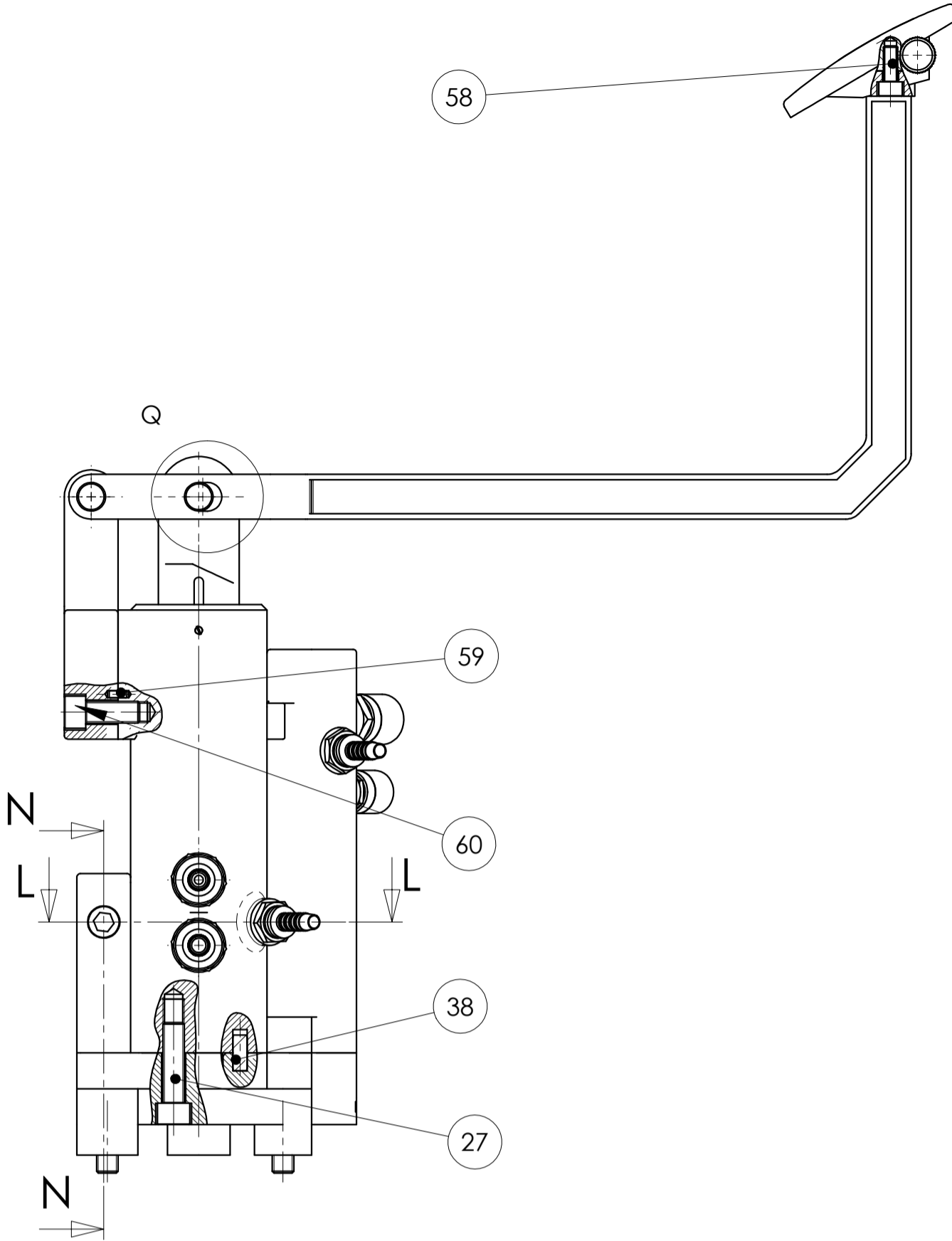
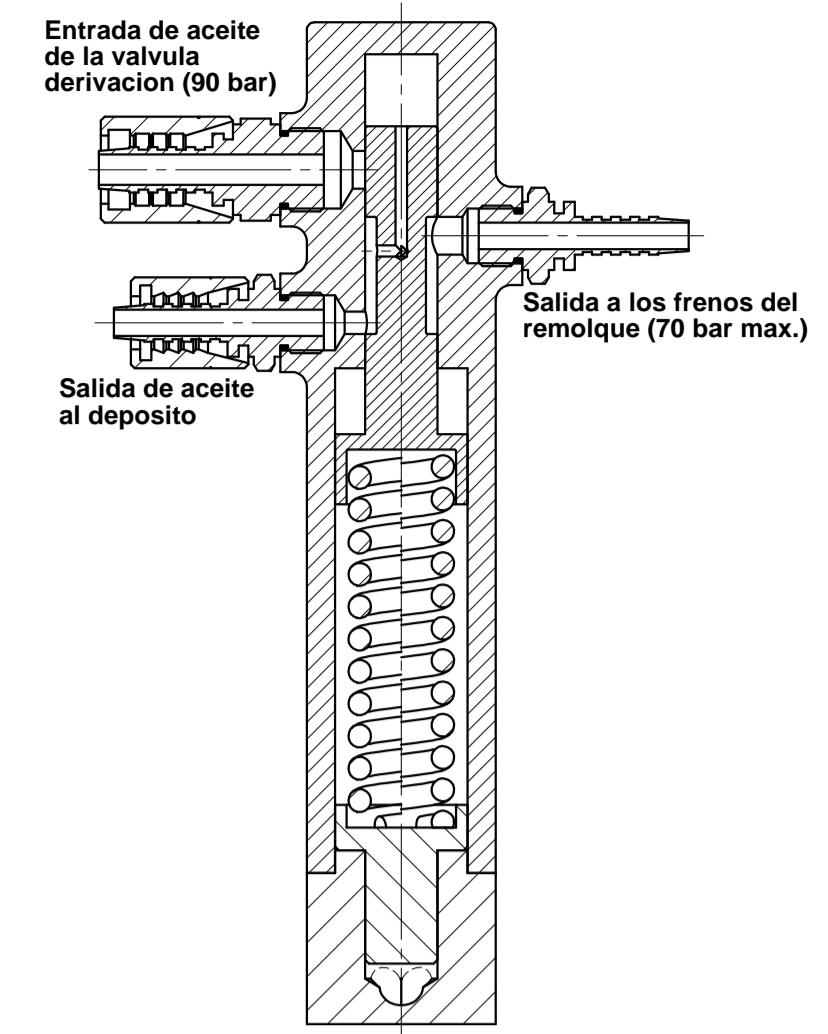
SECCIÓN O-O
ESCALA 1:2



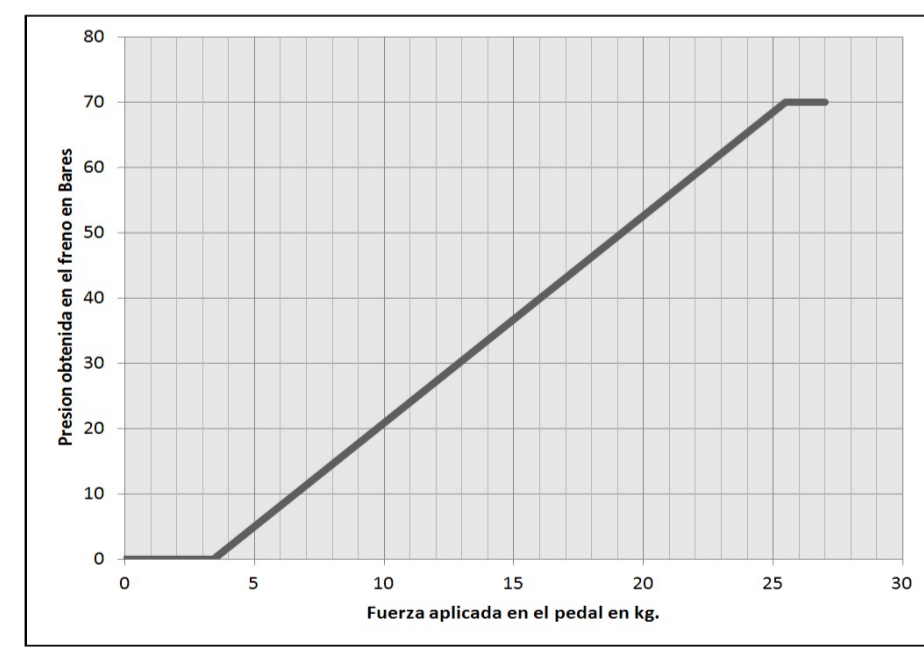
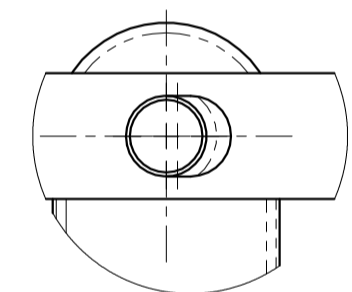
SECCIÓN L-L
ESCALA 1:2



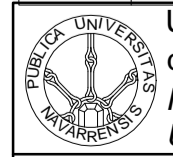
SECCIÓN P-P
ESCALA 1:2

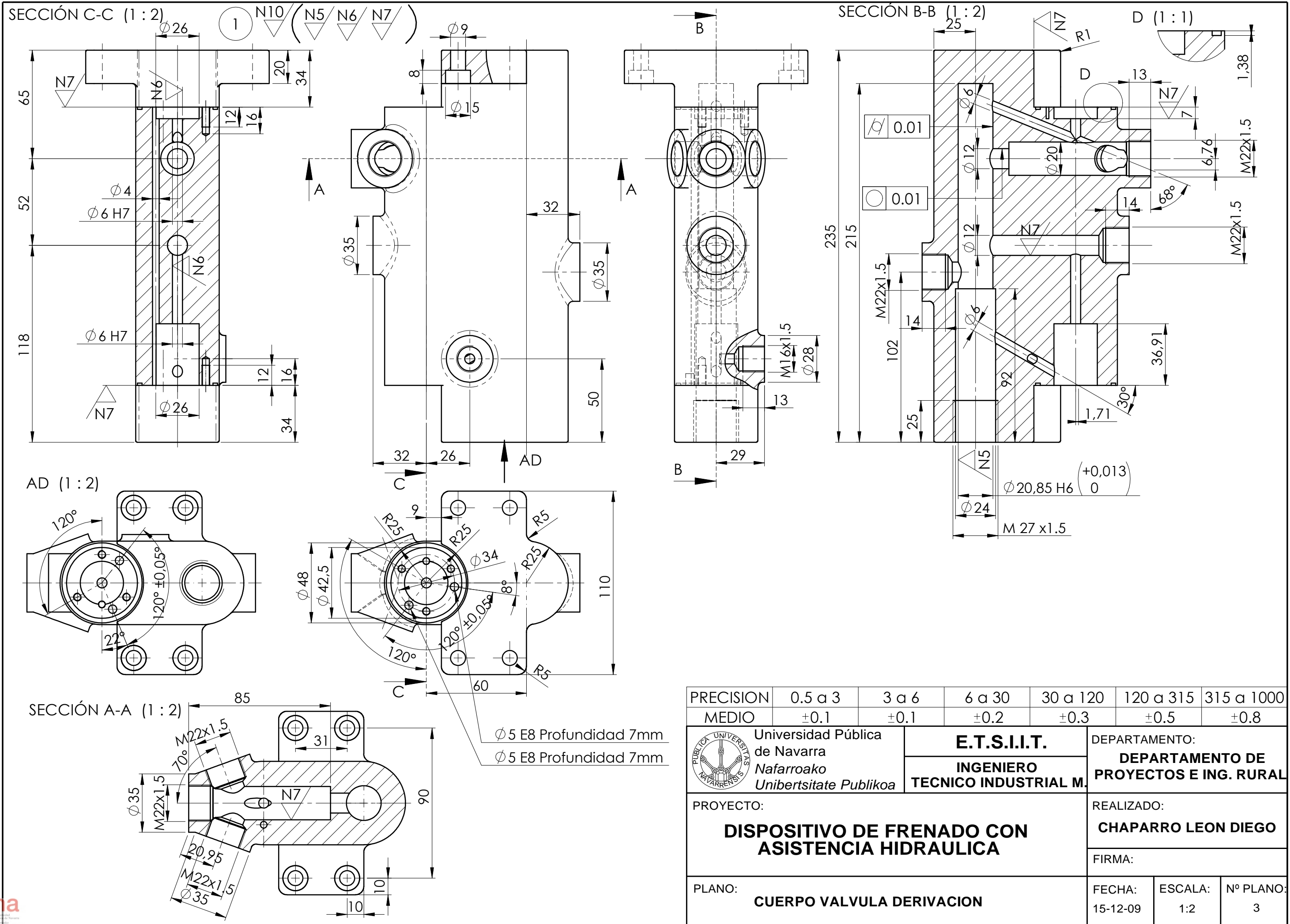


DETALLE Q
ESCALA 2:3

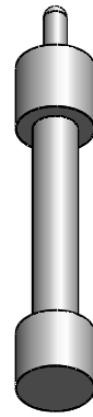
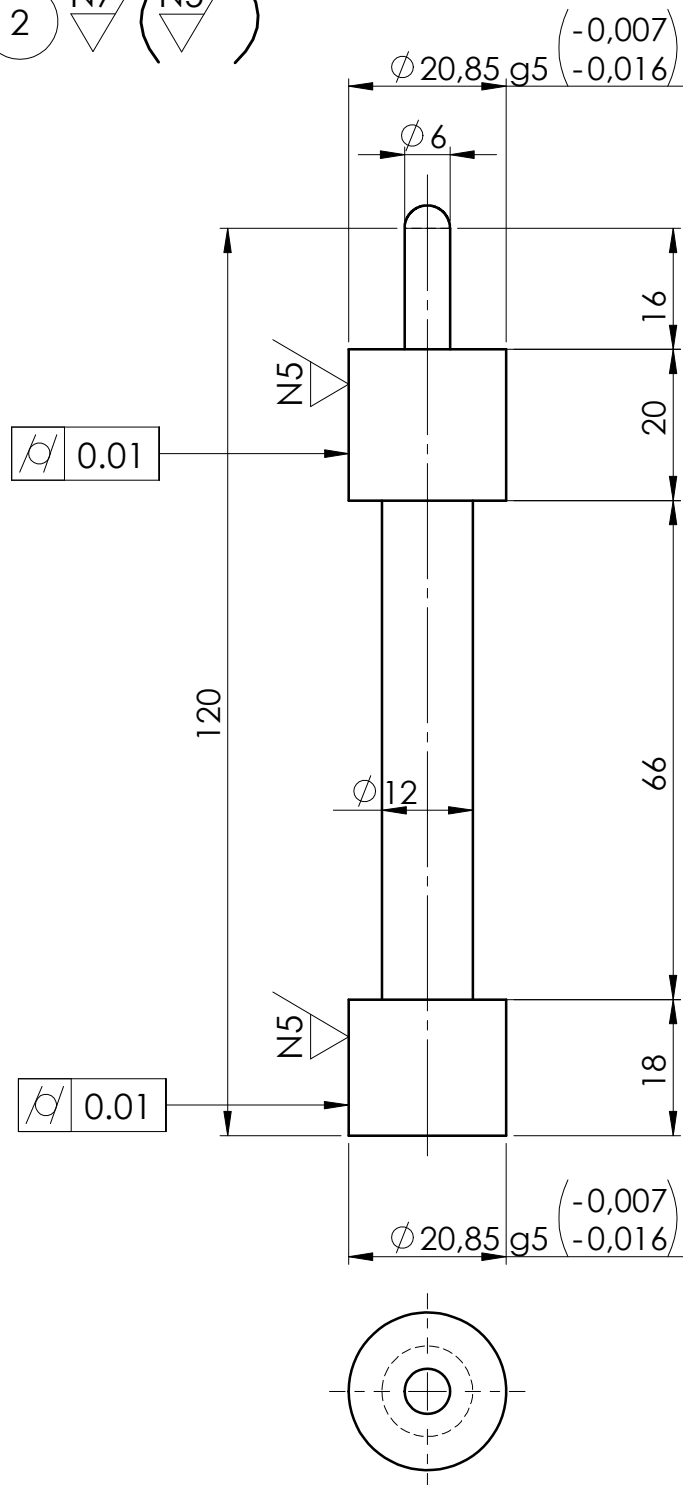


61	Pasador paralelo ISO 8734 - 8 x 20 - A - S1		6
60	ISO 4762 M12 x 30 --- 30C	ornillo cabeza hueca hexagonal	4
59	Parallel Pin ISO 8734 - 4 x 10 - A - S1	pasador	4
58	ISO 4762 M8 x 20 --- 20C	ornillo cabeza hueca hexagonal	4
57	piston inferior freno remolque		1
56	Piston freno remolque		1
55	centrogiro pedal		2
54	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 55		2
53	Junta torica din 3771 - 4x1.8		1
52	Parallel key A4 x 4 x 10 DIN 6885	Chaveta	1
51	ISO 4766 - M12 x 30-C	ornillo ranurado	1
50	muelle valvula selectora C0560900320A Marca Vanel		1
49	Tornillo de fijación ISO 4766 - M6 x 12	ornillo ranurado	1
48	valvula selectora antirretorno		1
47	empujador valvula selectora		1
46	Junta torica din 3771 - 6x1.8		2
45	valvula selectora cuerpo		1
44	DIN 914 - M20 x 40-C	ornillo ranurado	1
43	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 30		2
42	Junta torica din 3771 - 12.5x1.8		4
41	bloque vertical freno remolque		1
40	Chaveta paralela ISO 2491 - 5 x 3 x 10 - A		2
39	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M6 x 12		2
38	ISO 4766 - M12 x 20-C	ornillo ranurado	2
37	bloque vertical freno izquierdo		1
36	base cuerpo frenado		1
35	Tornillo de fijación con cabeza hueca hexagonal ISO 4026 - M12 x 16		1
34	Junta torica din3771-5x18		1
33	ISO 4762 M12 x 35 --- 35C	ornillo cabeza hueca hexagonal	4
32	muelle inferior C122 110 0250A Marca Vanel		2
31	Piston freno dcho e izdo		1
30	muelle superior C280600 1000A Marca Vanel		3
29	bloque vertical freno derecho		1
28	ISO 7434 - M5 x 25-C	ornillo ranurado	4
27	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 45		4
26	cazoleta superior		2
25	Parallel Pin ISO 8734 - 16 x 40 - A - S1	Pasador	4
24	palanca pedal derecho		1
23	palanca pedal izquierdo		1
22	traba pedales		1
21	pedal derecho		1
20	pedal izquierdo		1
19	ISO 4762 M8 x 45 --- 45C	ornillo cabeza hueca hexagonal	4
18	ISO 4762 M5 x 40 --- 22C	ornillo cabeza hueca hexagonal	6
17	hansaflex pn10hm08	racard conexion	5
16	Hansaflex casquillo phd110	casquillo conexion	5
15	piston valvula alivio100bar		1
14	muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel		1
13	tapon valvula alivio		2
12	Parallel Pin ISO 8734 - 5 x 14 - A - S1	Pasador	4
11	Junta torica din3771-42.5x3.55		2
10	piston antirretorno valvula derivacion		1
9	casquillo phd113 Hansaflex	casquillo conexion	10
8	hansaflex pn13hm	racard conexion	10
7	piston valvula alivio185bar		1
6	muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel		1
5	guia muelle belleville		1
4	belleville 72mm long. De23, Di8.2, f=1, L=1.7 n=2, f=30	muelle arandelas	1
3	Junta torica din 3771 - 18x2.65		10
2	piston valvula derivacion		1
1	cuerpo valvula derivacion		1

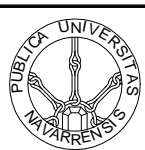
N.º	DENOMINACION	DESCRIP.	CANT.
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO	
PLANO: CONJUNTO PEDALES Y CILINDROS		FECHA: 15-12-09	ESCALA: 1:3,1:2,2:3
		Nº PLANO: 2	



2 ∇ N7 / ∇ (N5)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

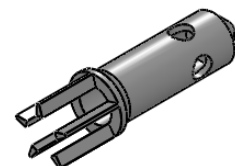
PISTON VALVUA DERIVACION

FECHA:
15-12-09

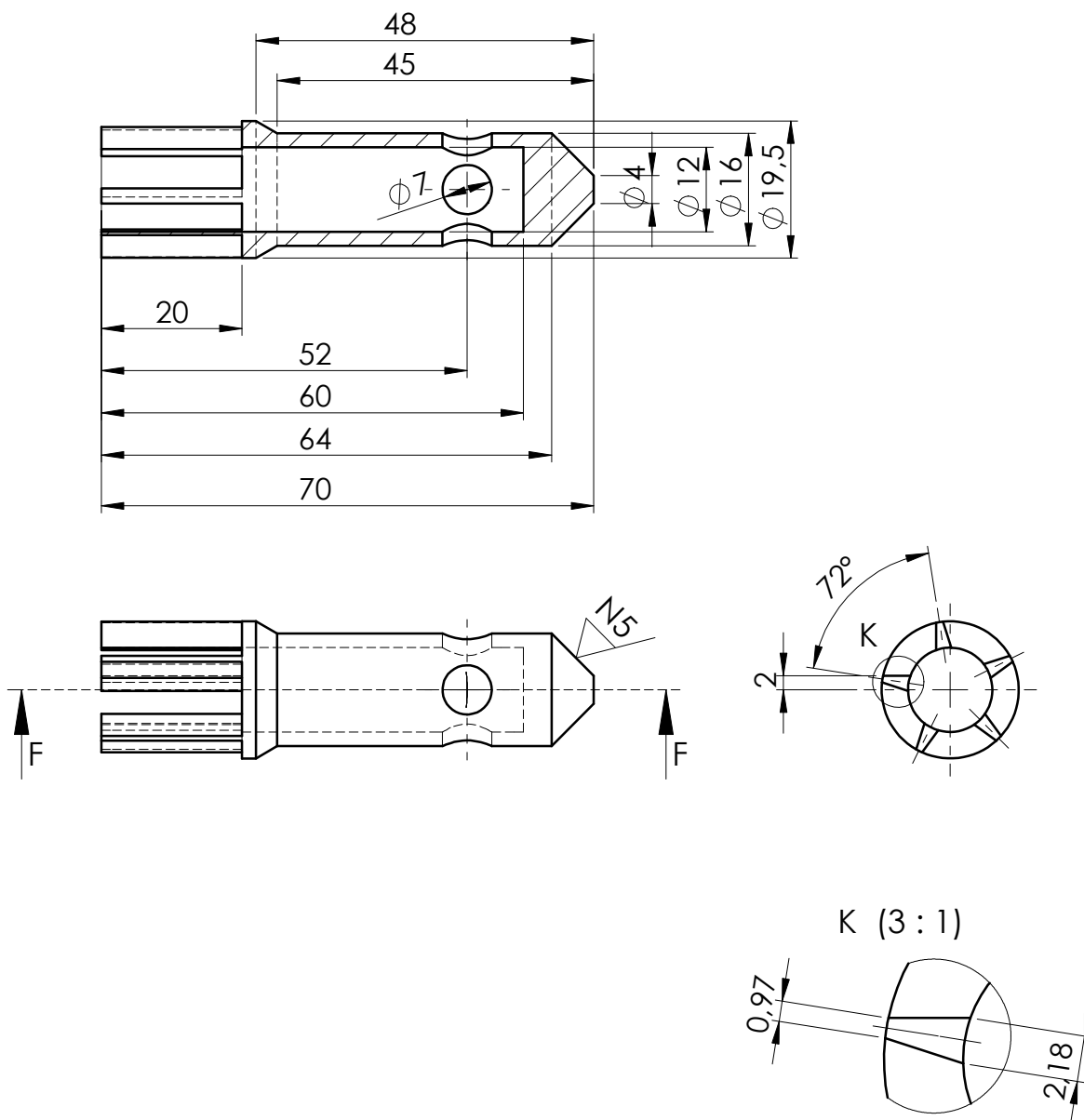
ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
4


10 N7 / (N5)



SECCIÓN F-F (1 : 1)

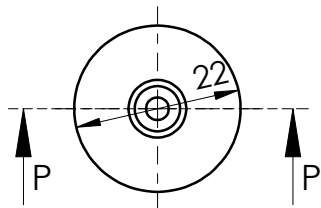
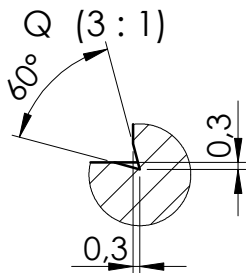
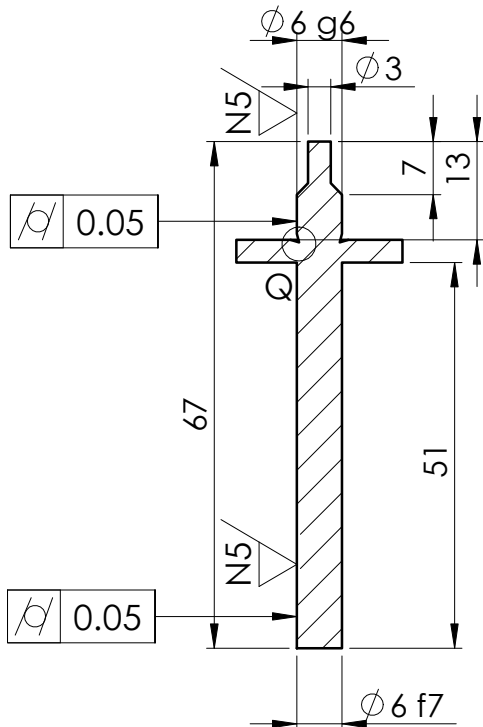


PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO		FIRMA:
PLANO: PISTON ANTIRRETORNO EN VALVULA DERIVACION	FECHA: 15-12-09	ESCALA: 1:1
		Nº PLANO: 5

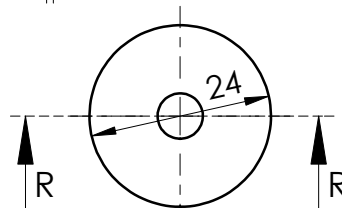
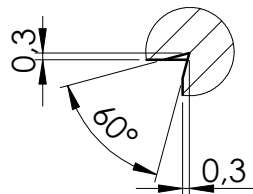
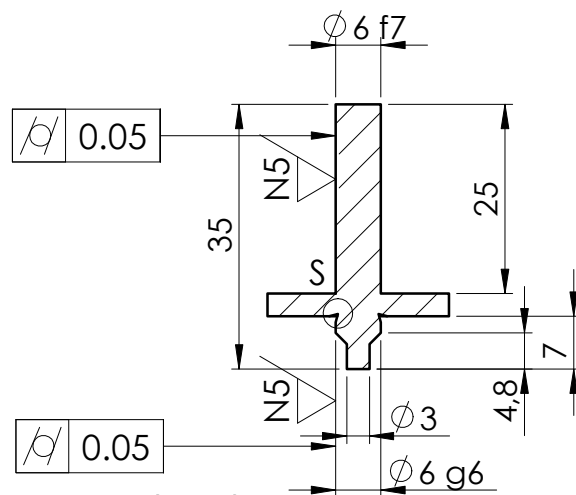
7 N7 / (N5)

SECCIÓN P-P (1 : 1)



15 N7 / (N5)

SECCIÓN R-R (1 : 1)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

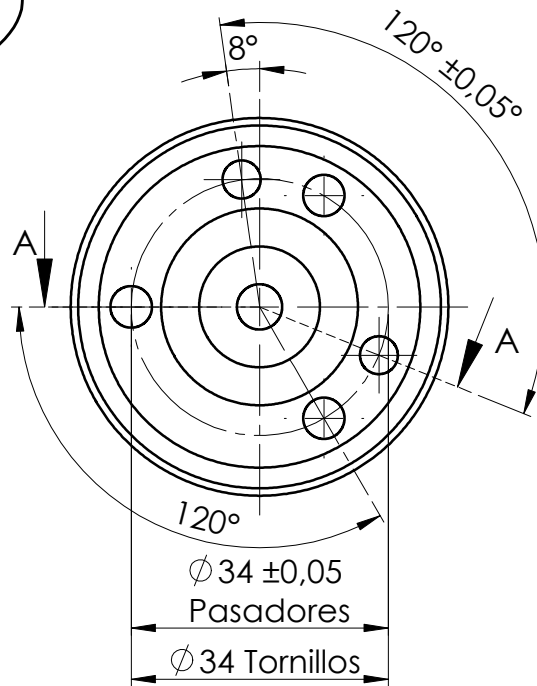
PISTONES VALVULAS ALIVIO, 185 Y 100 BAR

FECHA:
15-12-09

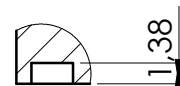
ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
6

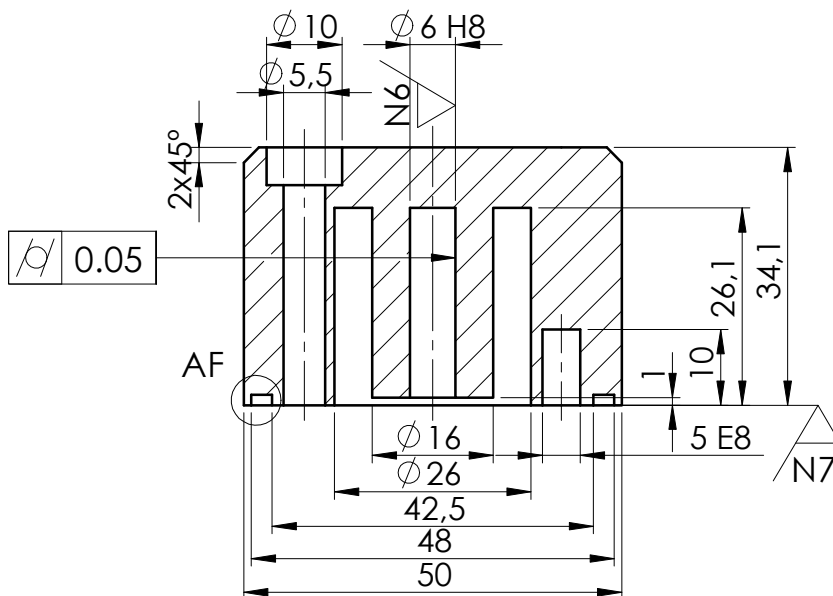
13 N10 / (N6 / N7)



AF (2 : 1)



SECCIÓN A-A (1 : 1)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

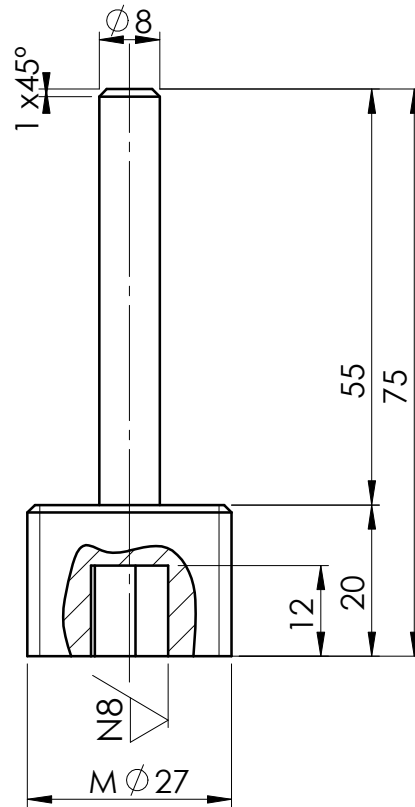
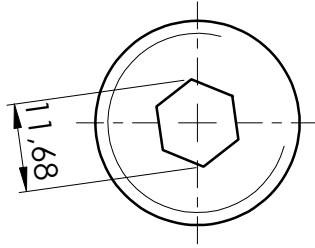
TAPON VALVULAS DE ALIVIO

FECHA:
15-12-09

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
7

5 N10 / (N8)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

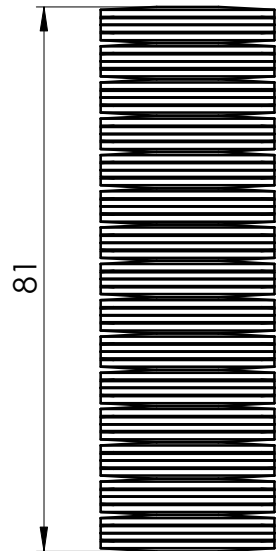
GUIA MUELLE BELLEVILLE

FECHA:
15-12-09

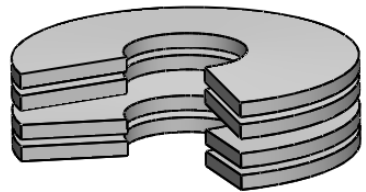
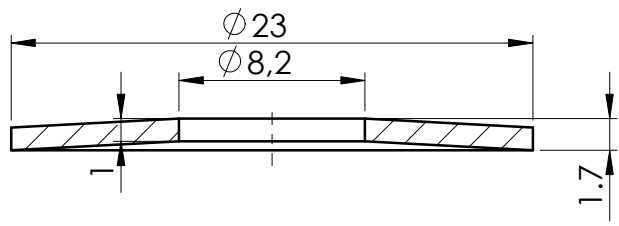
ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
8

4

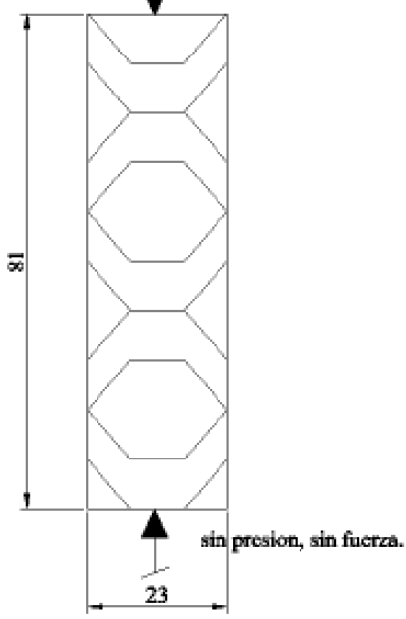


(3:1)



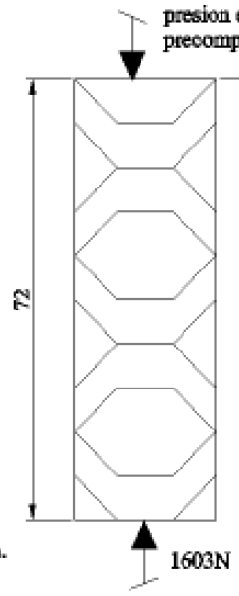
Muelle belleville 81mm long.libre, Diametro exterior=23, Diametro interior=8.2, grosor=1, altura sin comprimir=1.7, elementos en paralelo n=2, parejas en serie i=30, elementos totales=60

Muelle de arandelas en posición libre. sin presión, sin fuerza.



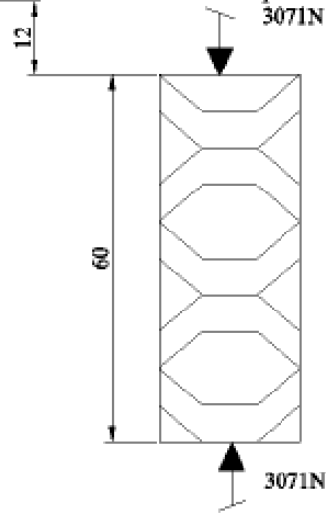
Muelle colocado en su alojamiento.

presión en la cámara: de 1 bar a 46.9bar
precompresión 1603N



Muelle colocado en su alojamiento y comprimido al máximo.

presión en la cámara: 90bar
3071N



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

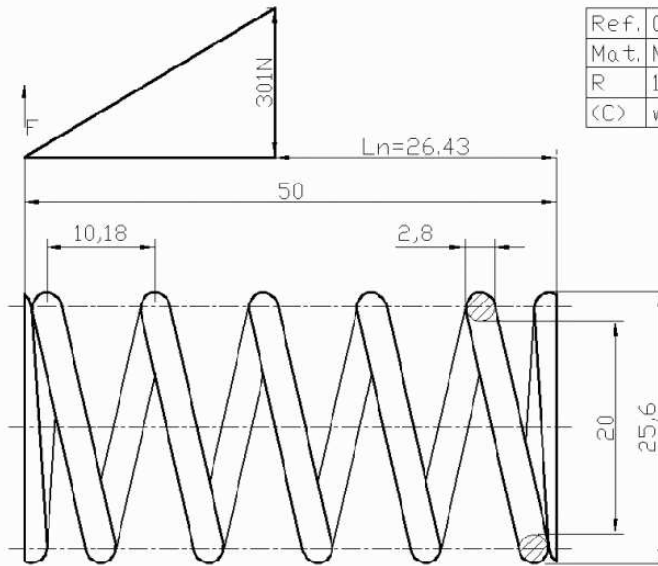
E.T.S.I.I.T.
INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL

PROYECTO:
DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA

REALIZADO:
CHAPARRO LEON DIEGO
FIRMA:

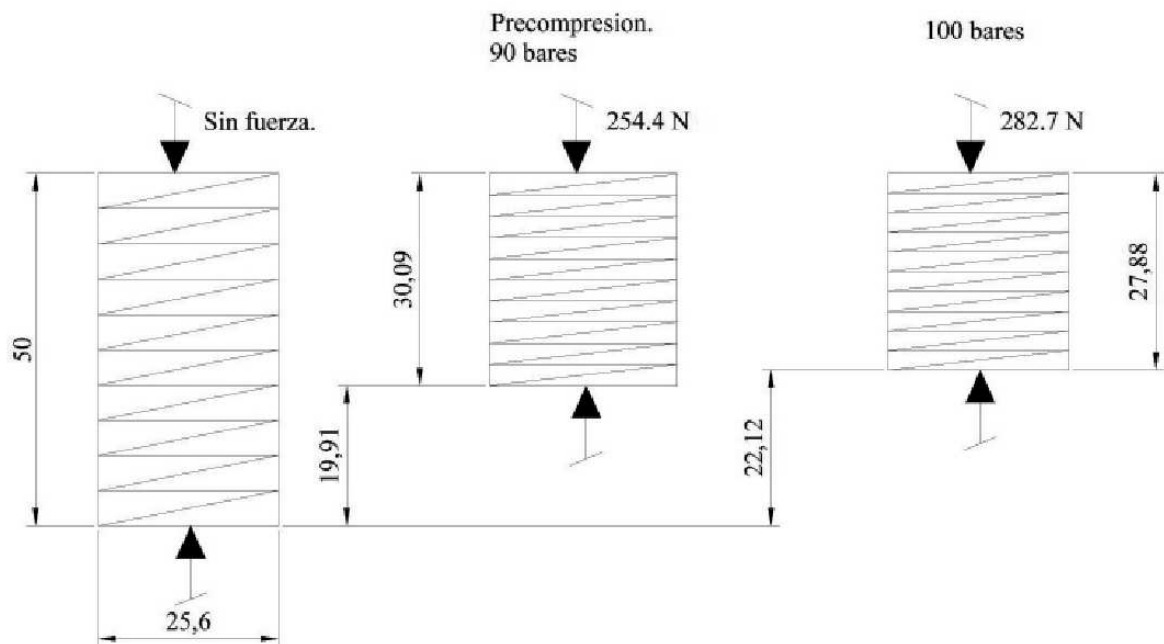
4



Ref.	C.256.280.0500.AP
Mat.	Music Wire
R	12,78735 N/mm
(C)	www.VANEL.com

► Detalles del muelle 'C.256.280.0500.AP'

Núm. de espiras	6.1
Referencia	C.256.280.0500.AP
Diám hilo [mm]	2.8
Ext. Diám. [mm]	25.6
L. Libre [mm]	50
Índ. rigidez [daN/mm]	1.278735
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	20
Bloque [mm]	18.47
Peso [g]	21.389
Orificio [mm]	26.24
Árbol [mm]	19.5
Paso [mm]	10.74
Código tarifa	4J
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	26.43



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

MUELLE ALIVIO 100 BAR

FECHA:

15-12-09

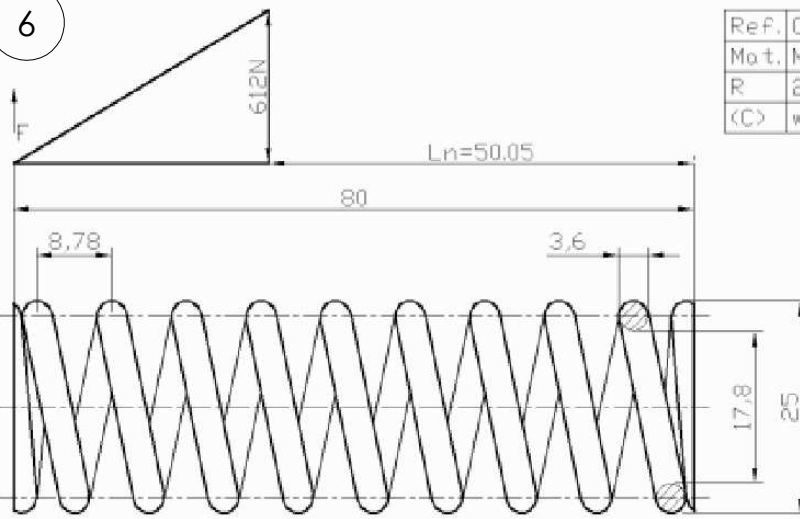
ESCALA:

1:1,3:1

Nº PLANO:

10

6



Ref. C.250.360.0800.AP

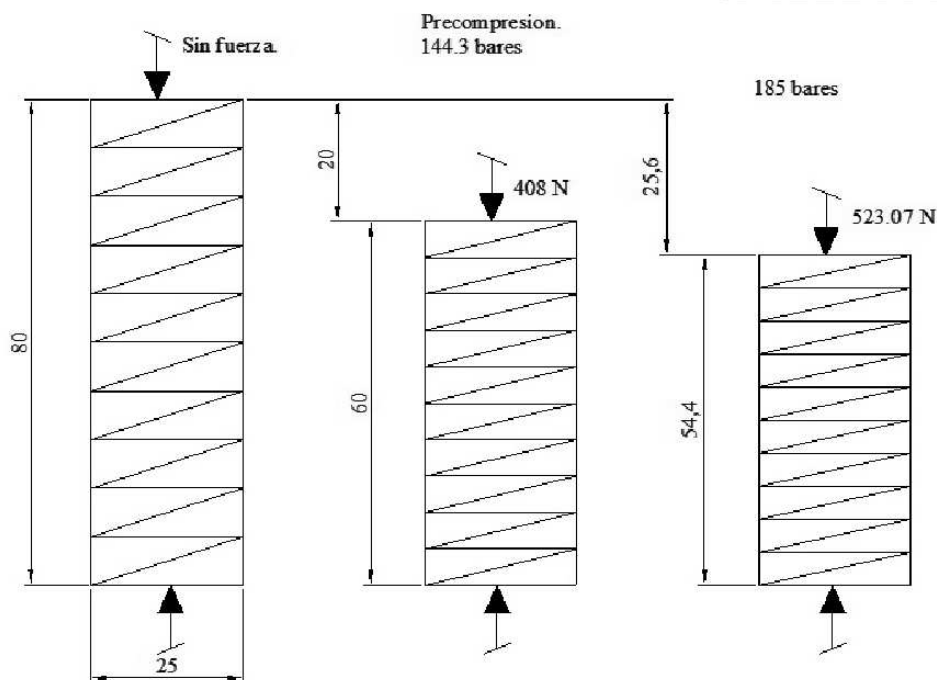
Mat. Music Wire

R 20,43795 N/mm

(C) www.VANEL.com

► Detalles del muelle 'C.250.360.0800.AP'

Núm. de espiras	10.5
Referencia	C.250.360.0800.AP
Diám hilo [mm]	3.6
Ext. Diám. [mm]	25
L. Libre [mm]	80
Índ. rigidez [daN/mm]	2.043795
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	17.8
Bloque [mm]	39.6
Peso [g]	57.001
Orificio [mm]	25.5
Árbol [mm]	17.444
Paso [mm]	8.52
Código tarifa	40
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	50.04



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

MUELLE ALIVIO 185 BAR

FECHA:

15-12-09

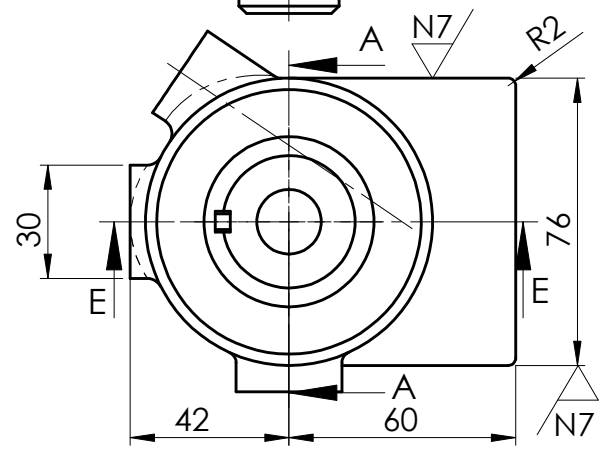
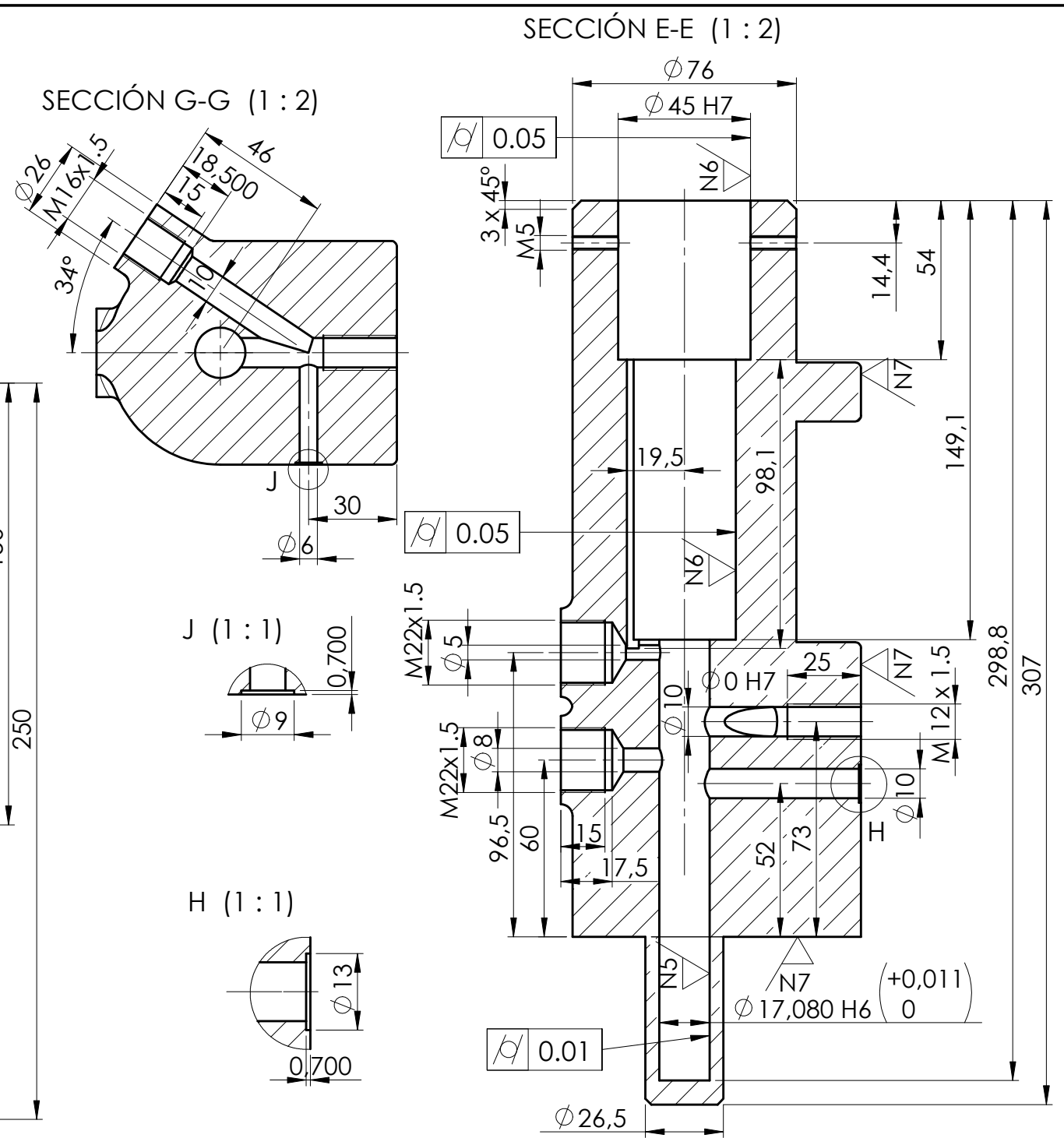
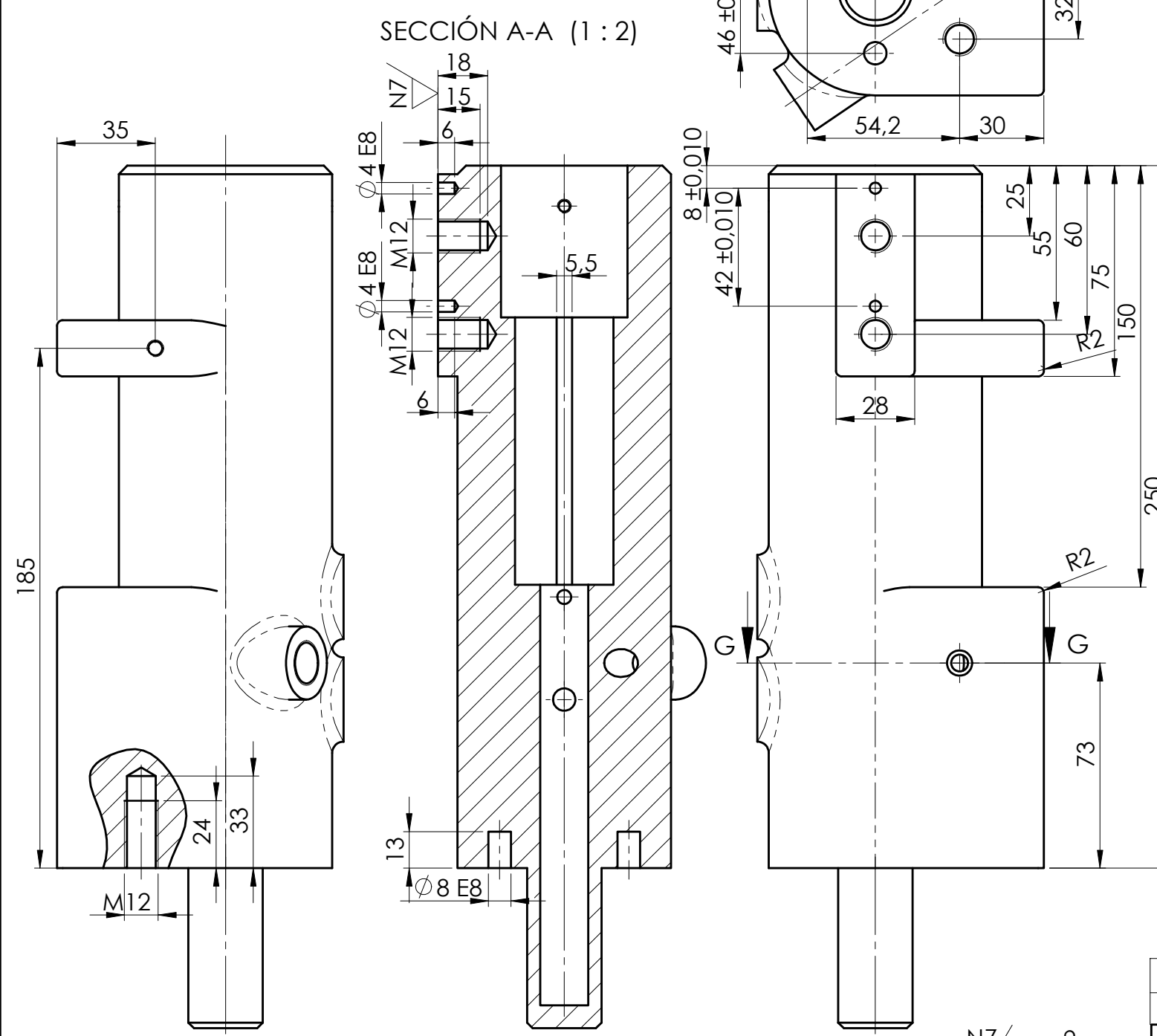
ESCALA:

1:1,3:1

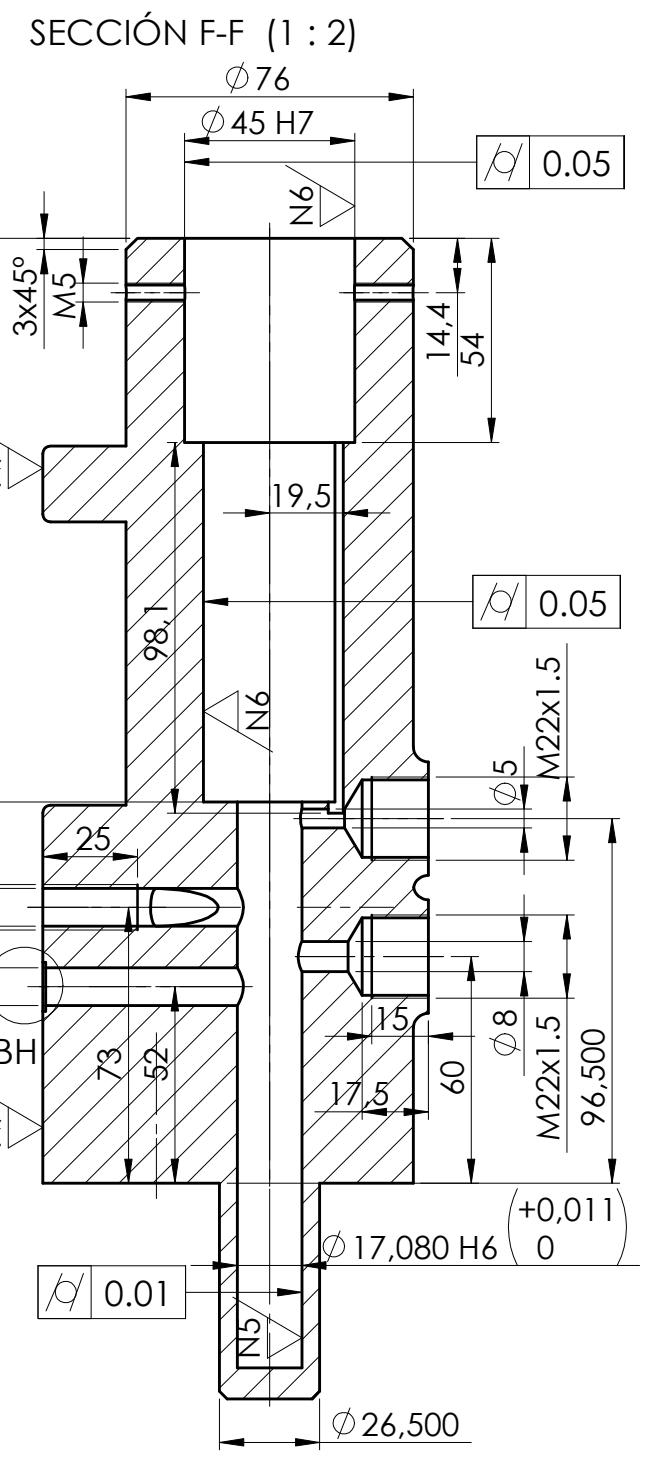
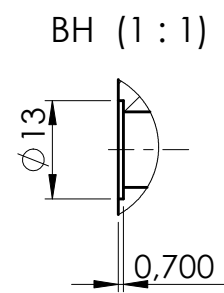
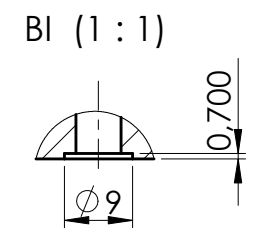
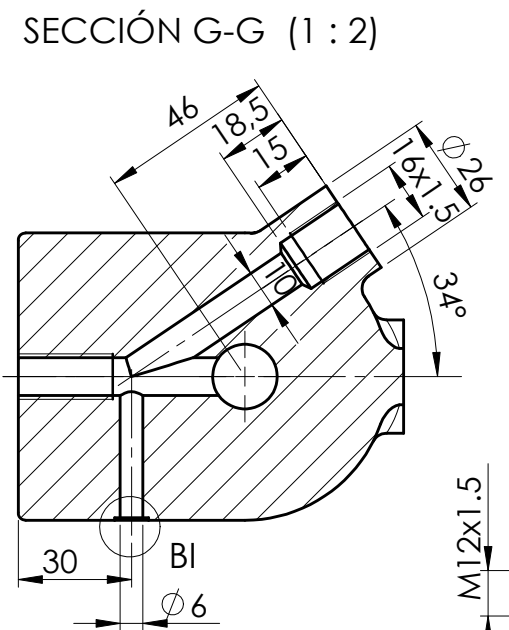
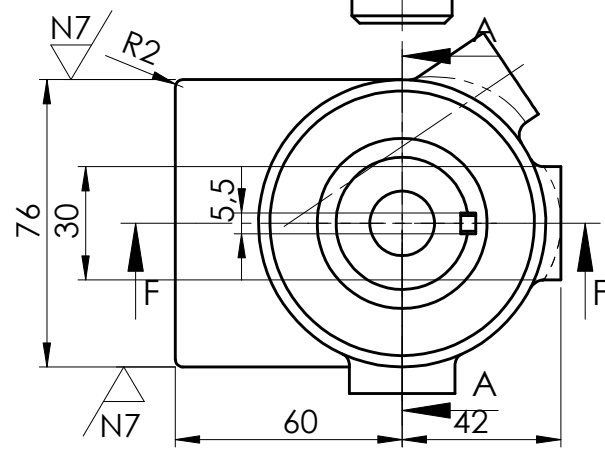
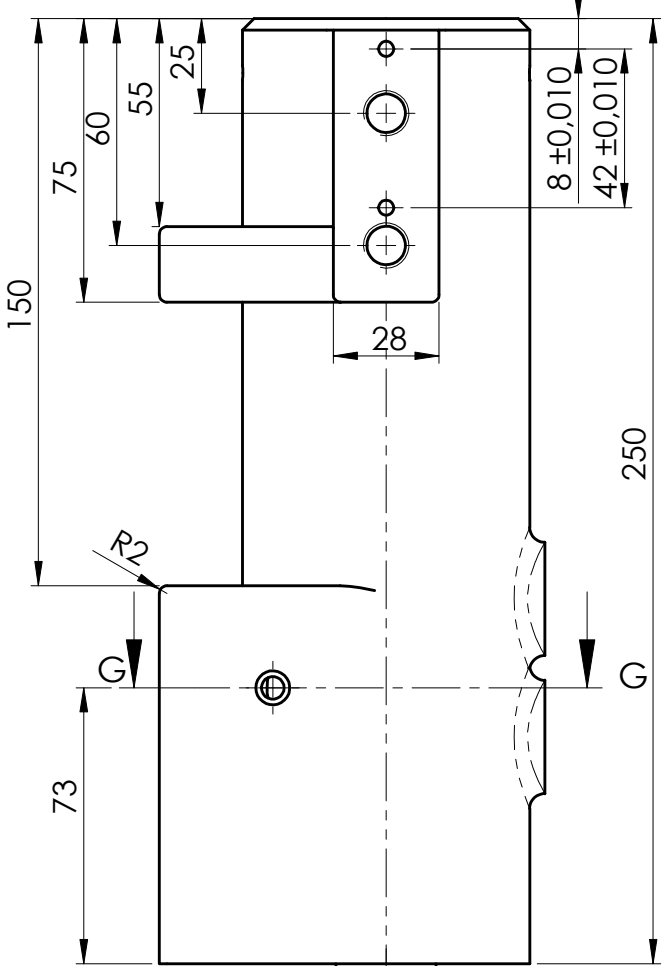
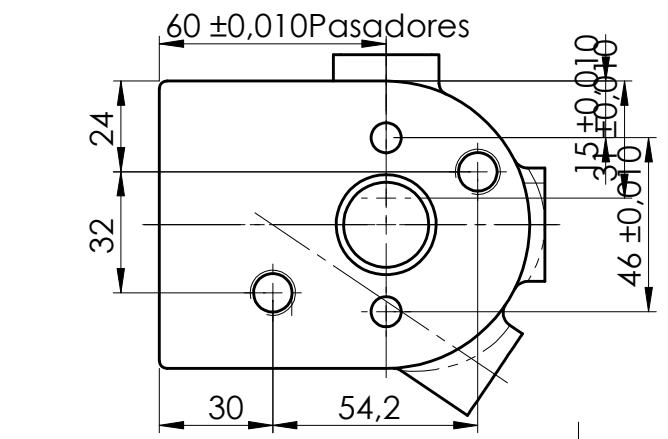
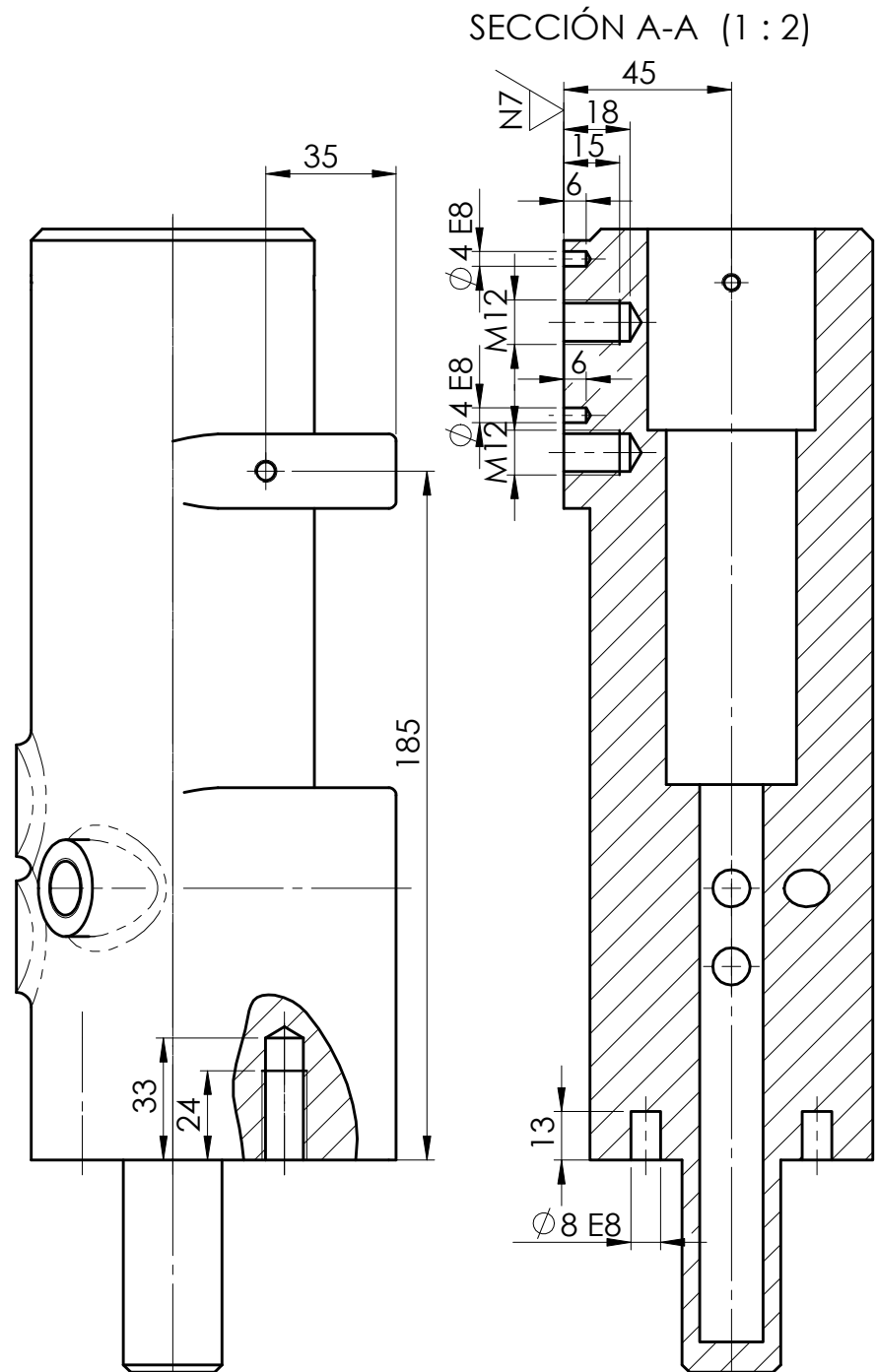
Nº PLANO:

11

37 N9 / (N5/N6/N7)



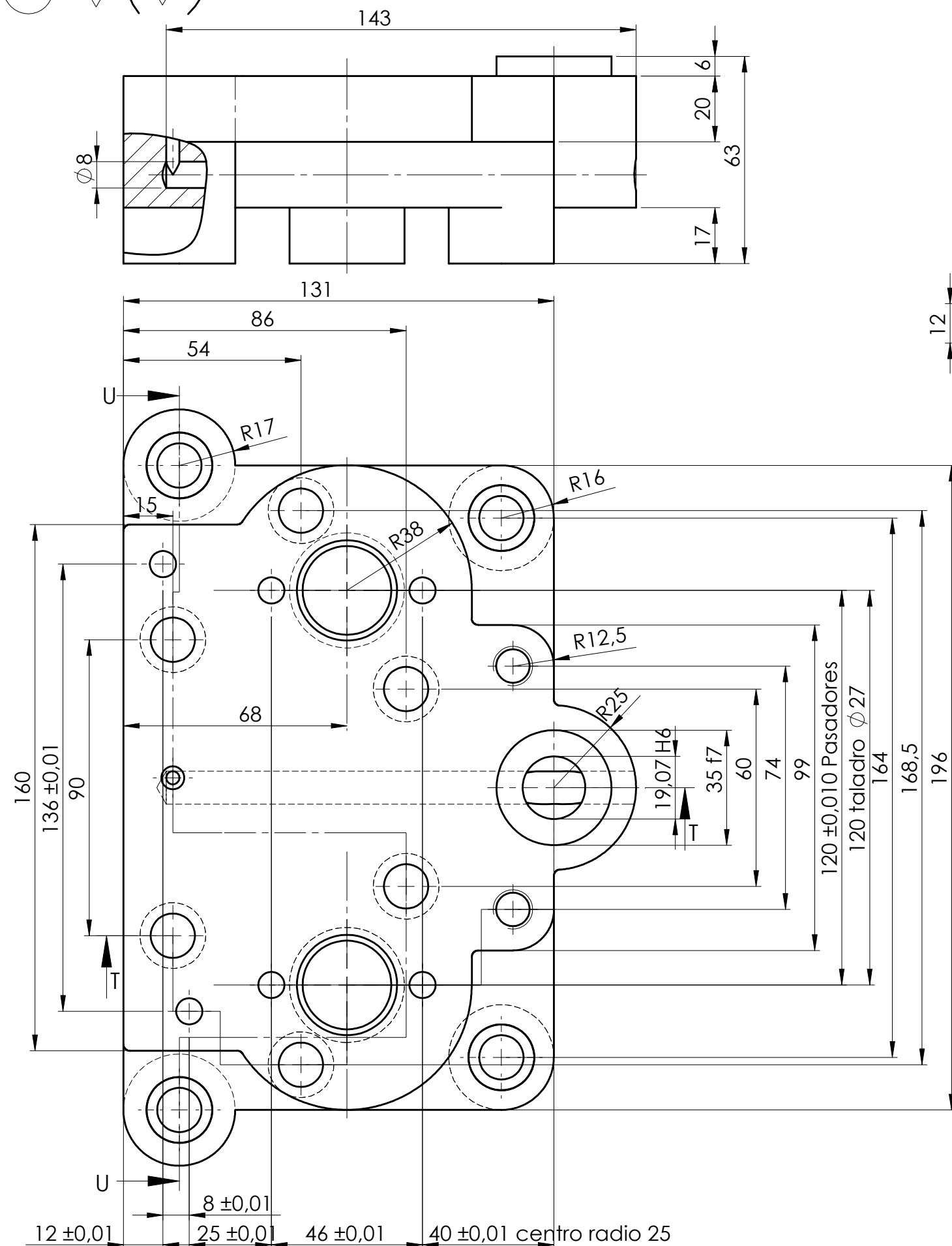
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL			
			PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA			
PLANO: BLOQUE VERTICAL FRENO IZQUIERDO			REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO			
			FIRMA:			
		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:		
		15-12-09	1:1,1:2	12		



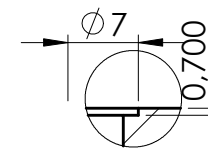
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL			
			PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA			
PLANO: BLOQUE VERTICAL FRENO DERECHO			REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO			
			FIRMA:			
		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:		
		15-12-09	1:1,1:2	13		

36

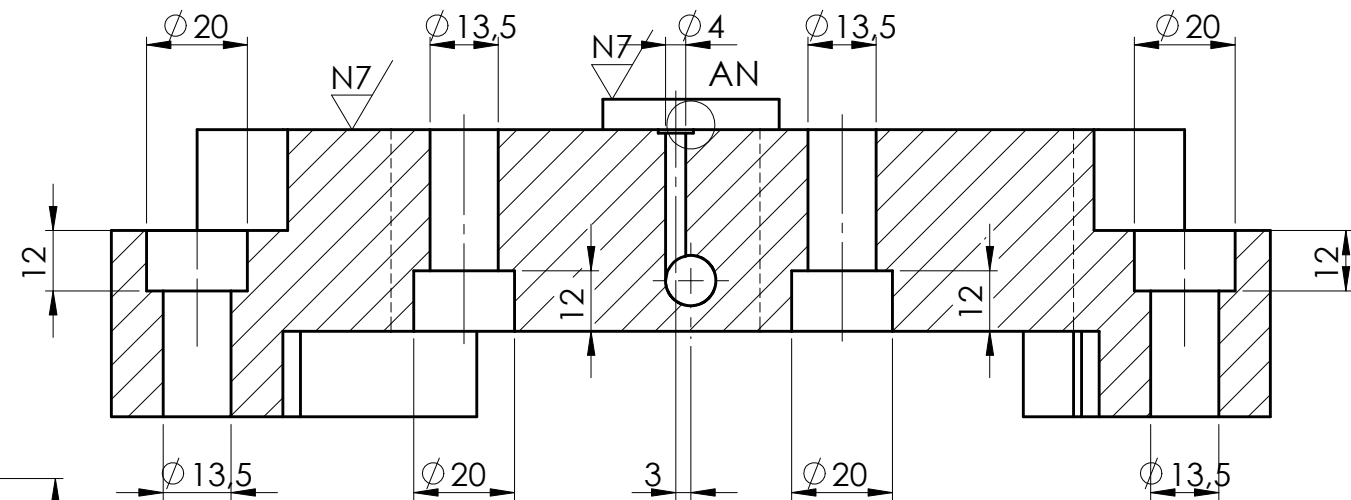
N7 / (N6)



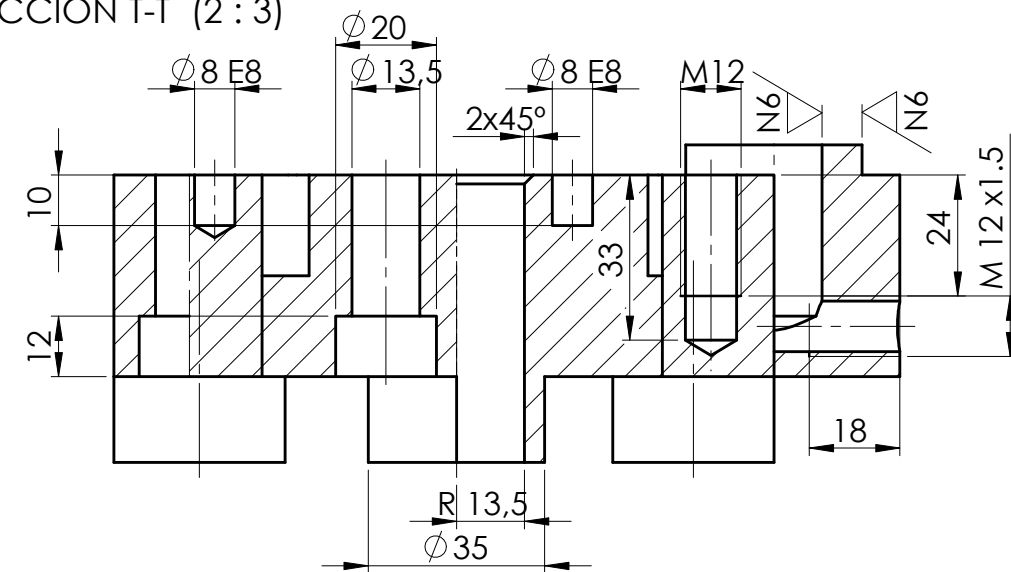
AN (4:3)



SECCIÓN U-U (2:3)



SECCIÓN T-T (2:3)

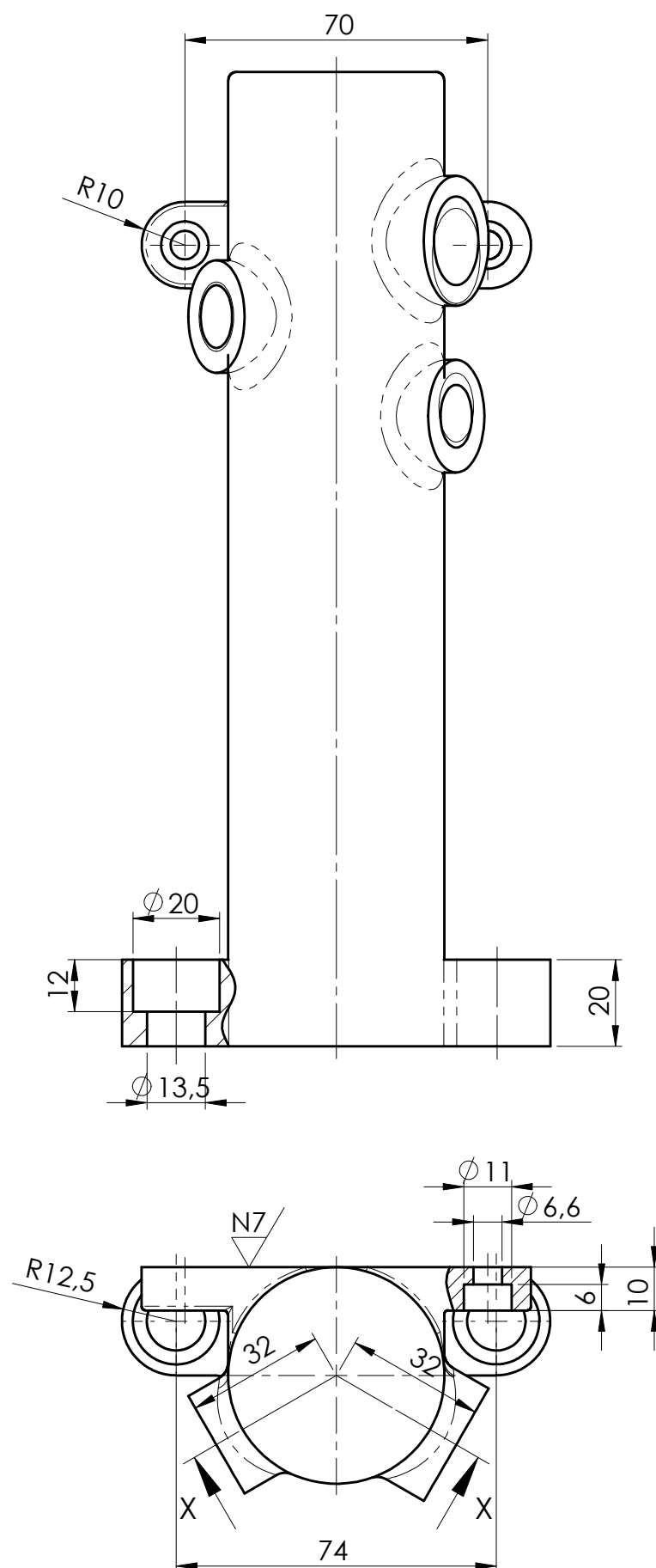


PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

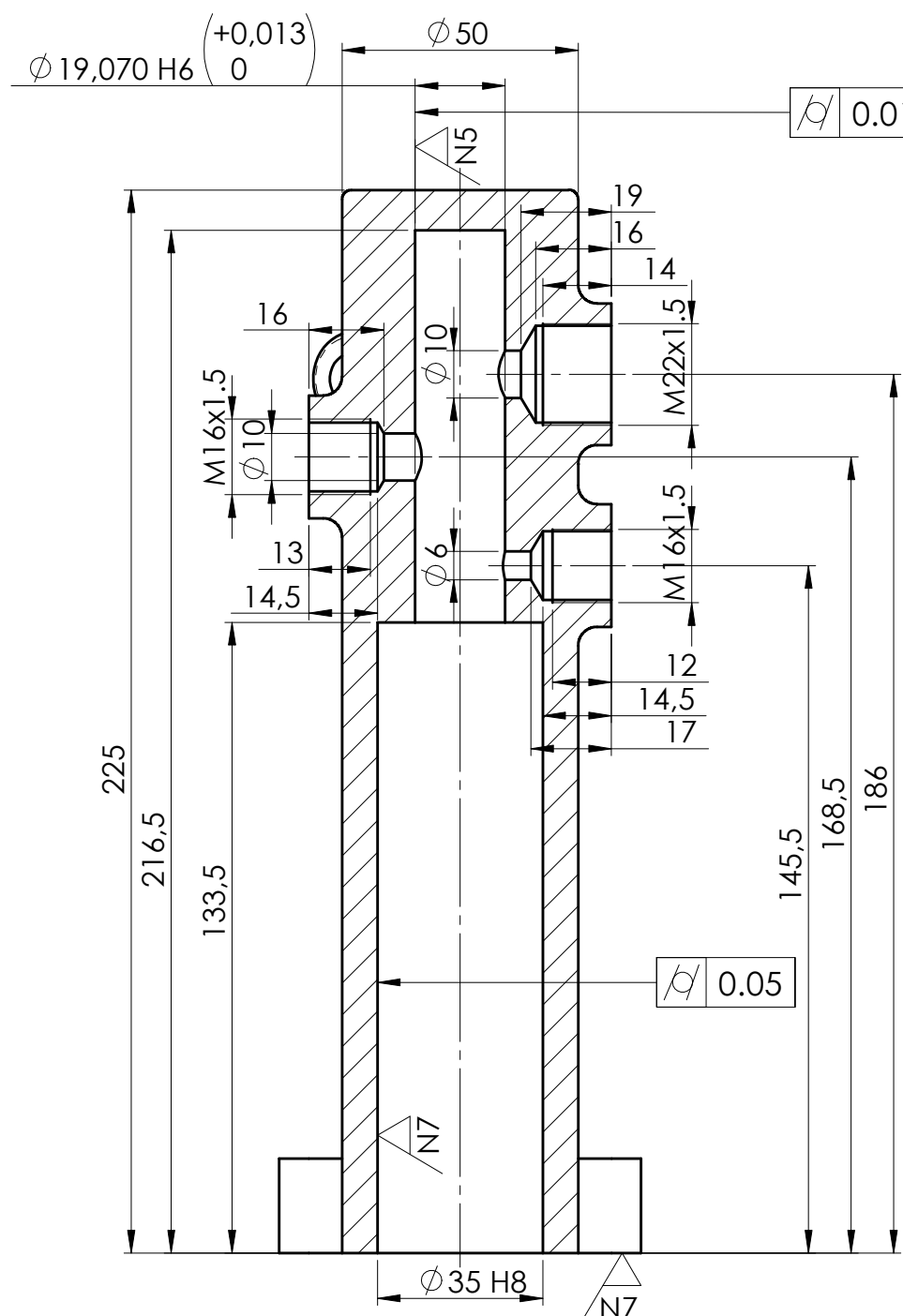
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
PLANO: BASE CUERPO FRENADO		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO FIRMA:
FECHA: 15-12-09	ESCALA: 2:3,4:3	Nº PLANO: 14

41

N9 / (N5 / N7)

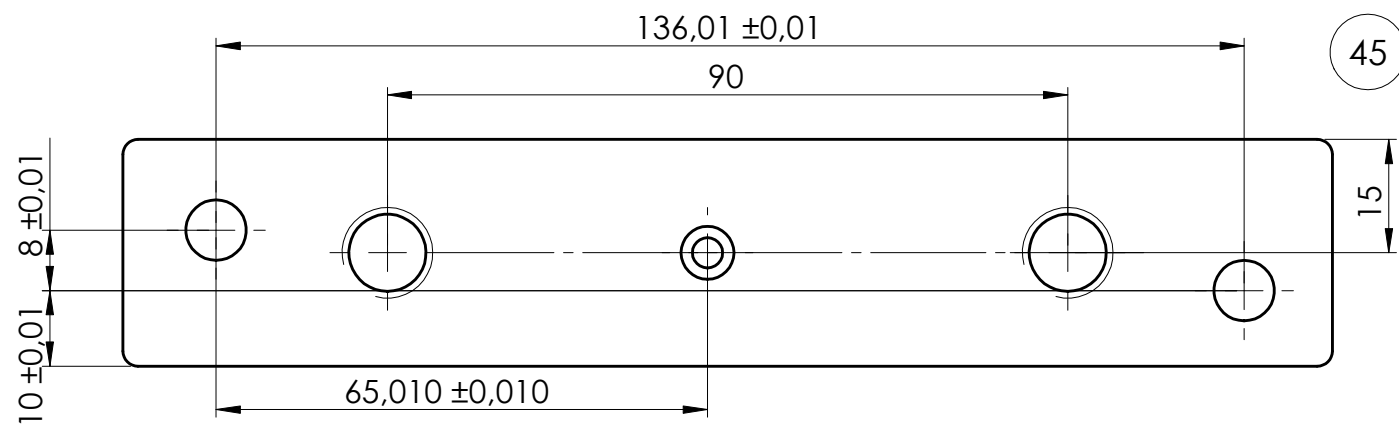


SECCIÓN X-X (2 : 3)

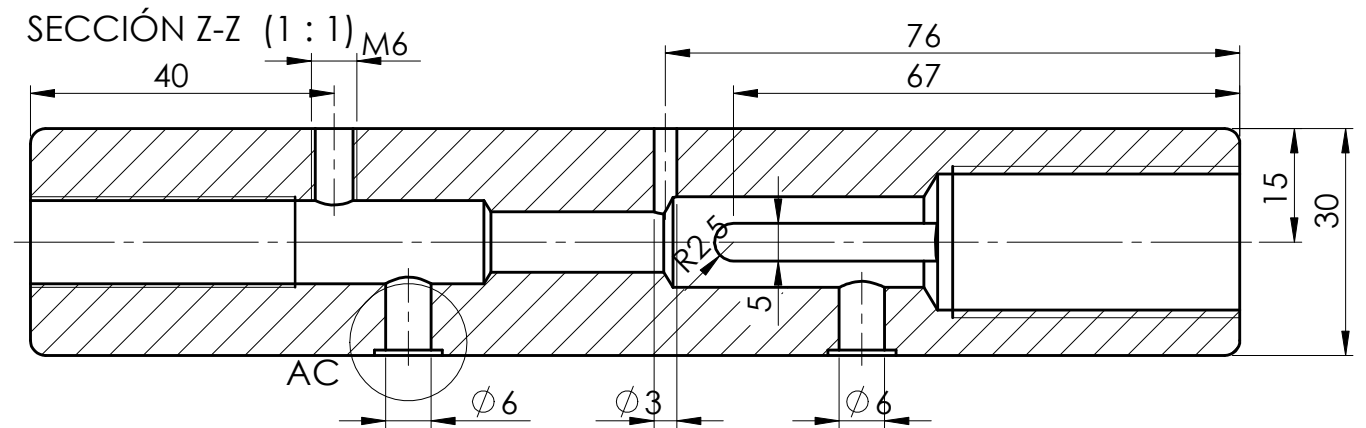


PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

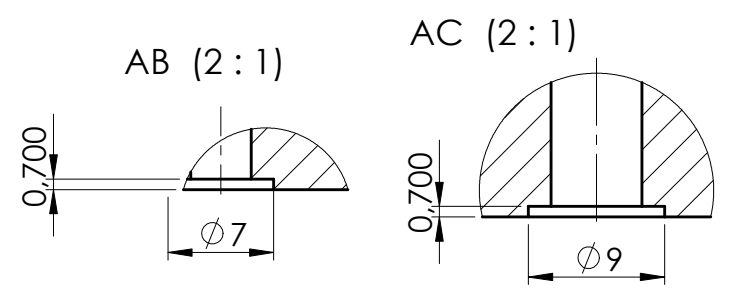
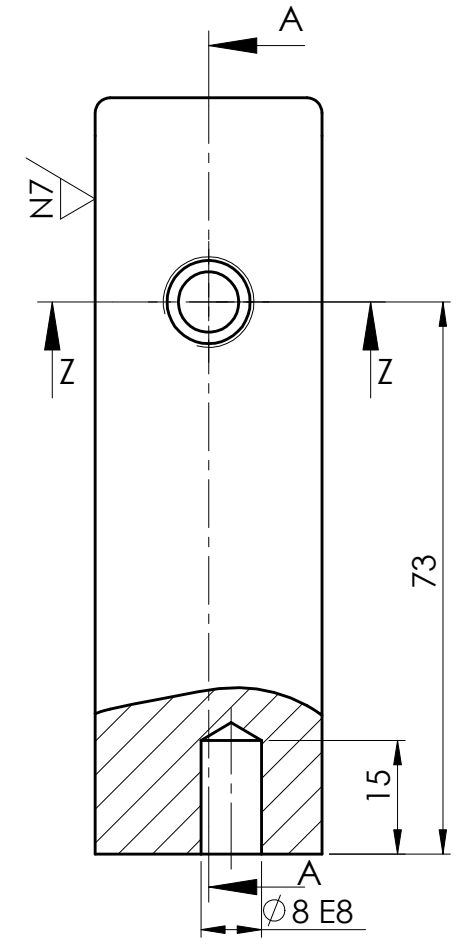
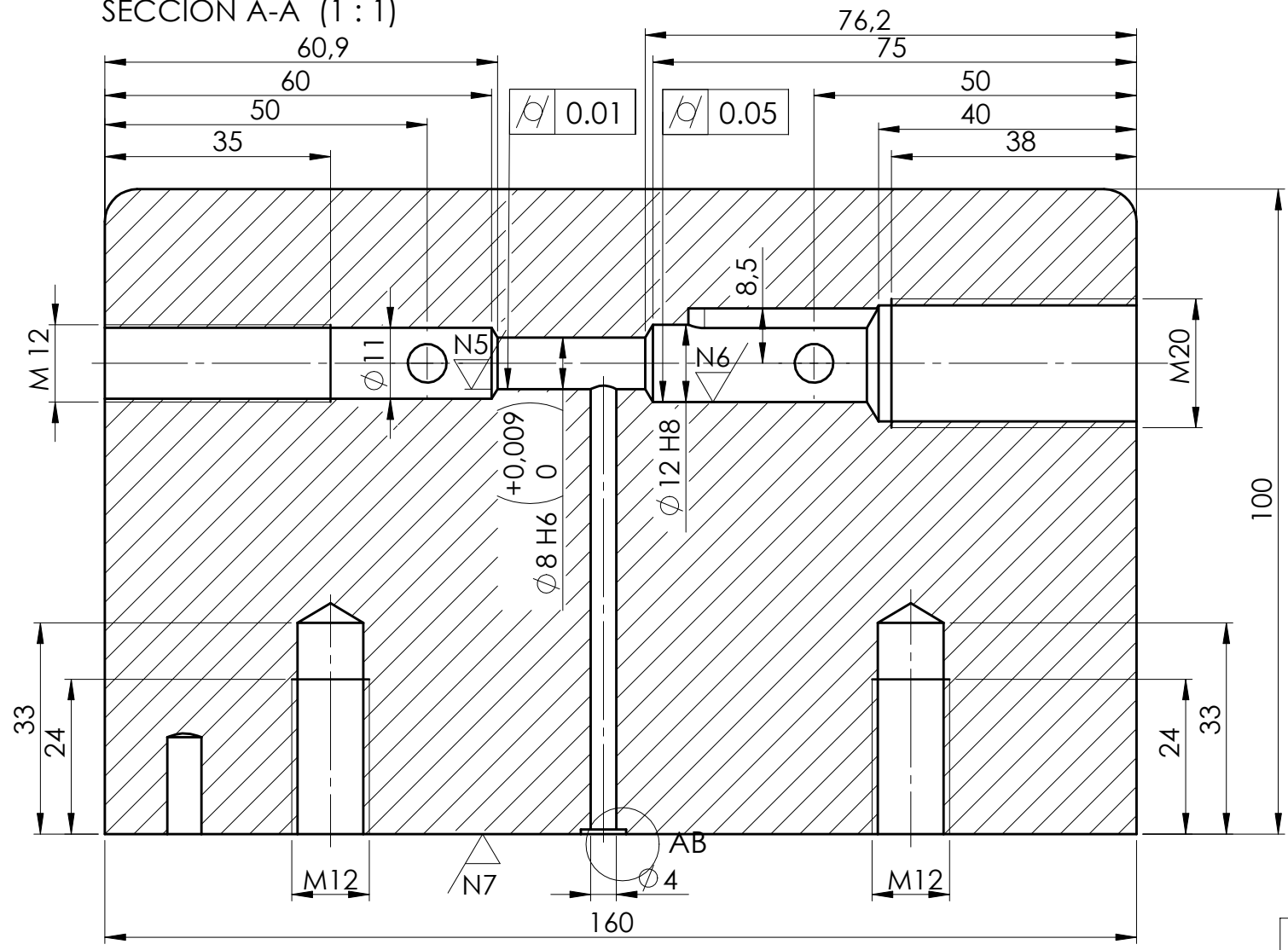
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
PLANO: BLOQUE VERTICAL FRENO REMOLQUE		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO FIRMA:
FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
15-02-09	2:3	15



45
 N9 / (N5/N6/N7)



SECCIÓN A-A (1:1)



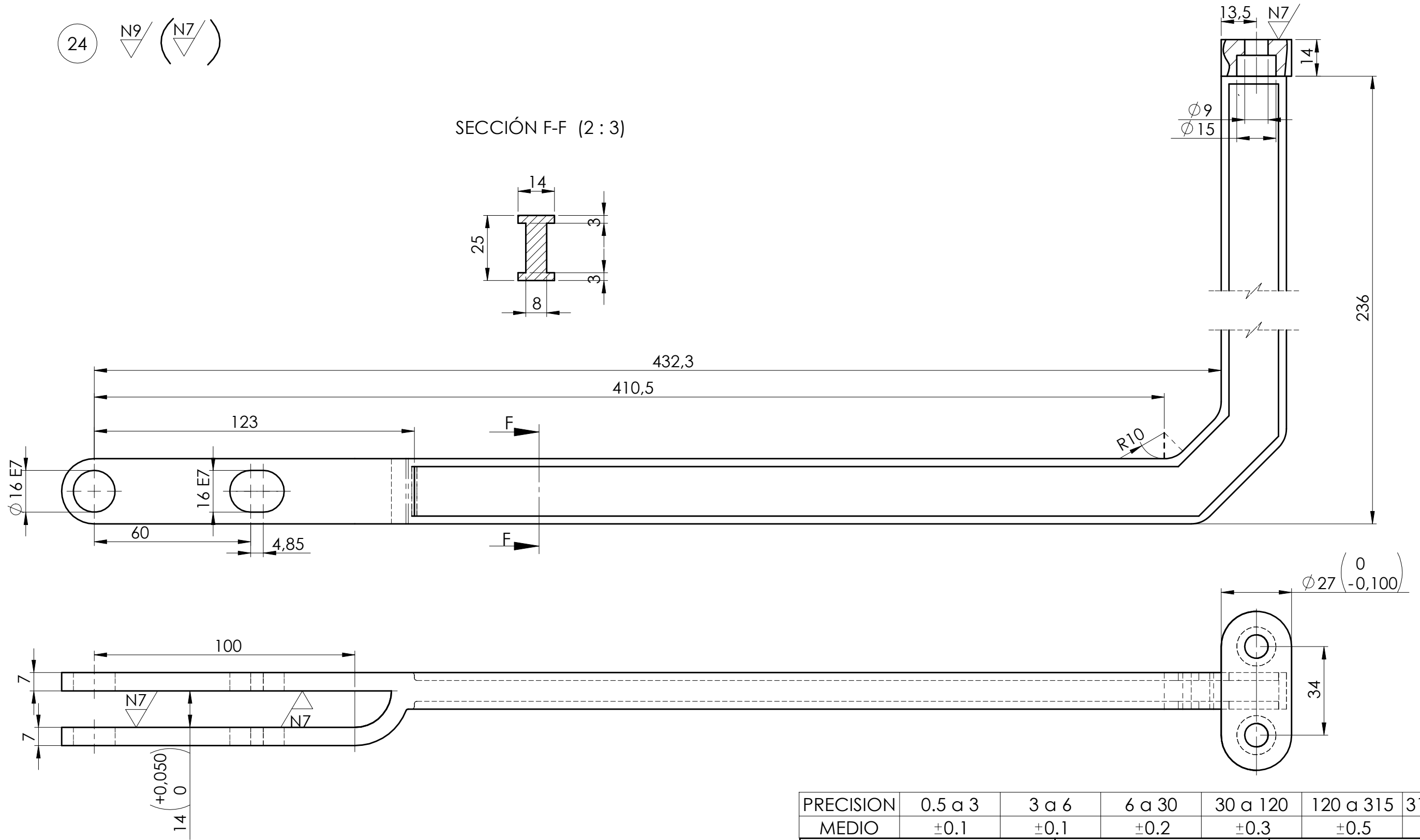
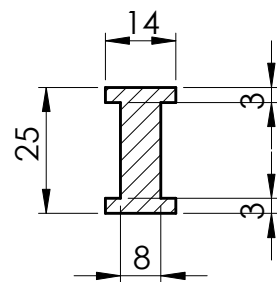
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
PLANO: CUERPO VALVULA SELECTORA		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO FIRMA:
FECHA: 15-12-09	ESCALA: 1:1,2:1	Nº PLANO: 16

24

N9 / (N7)

SECCIÓN F-F (2 : 3)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO:
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL

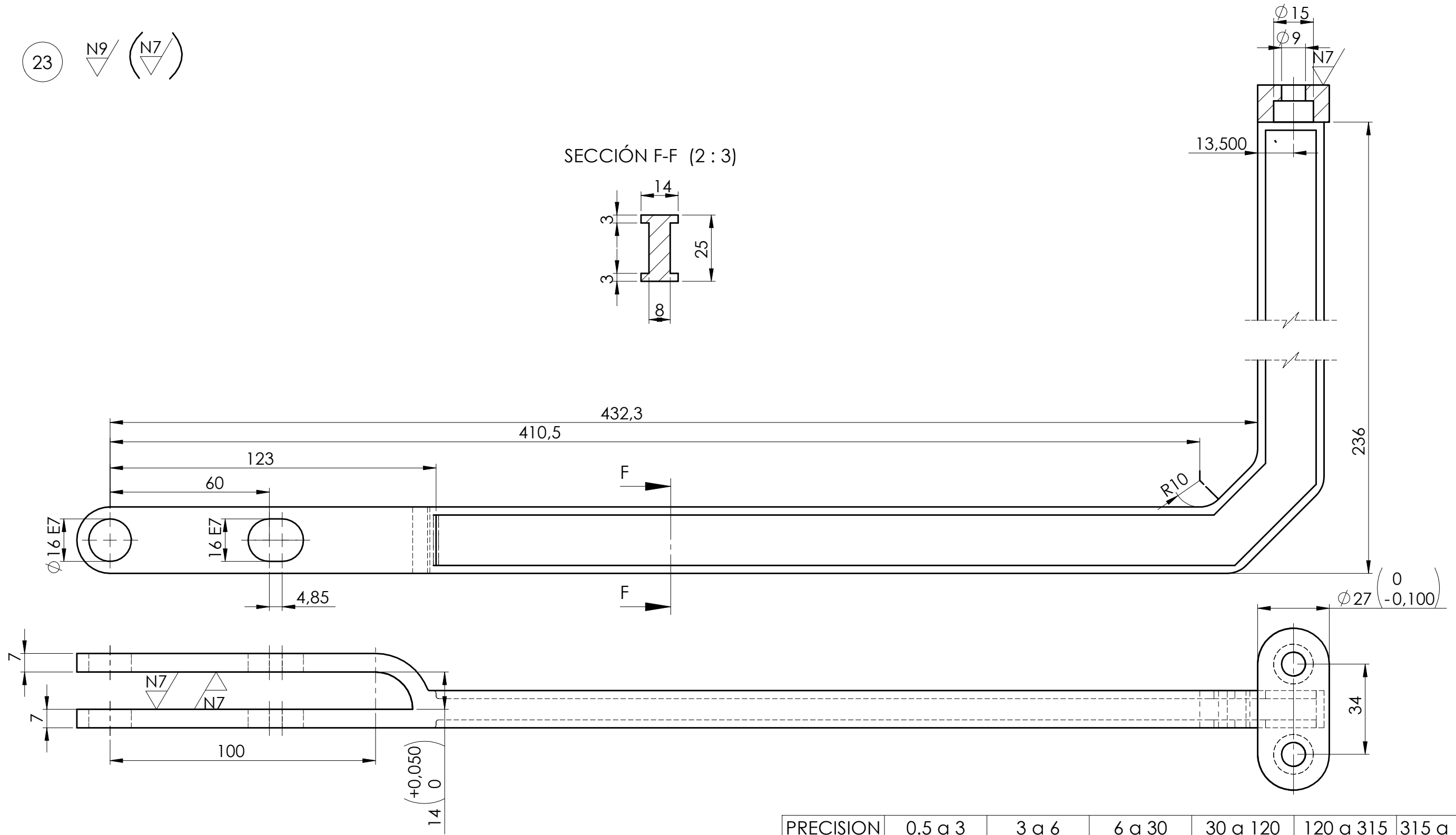
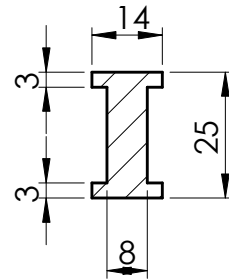
PROYECTO:	REALIZADO:
DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	CHAPARRO LEON DIEGO
	FIRMA:

PLANO:	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
PALANCA PEDAL DERECHO	15-12-09	2:3	17

23

N9 (N7)

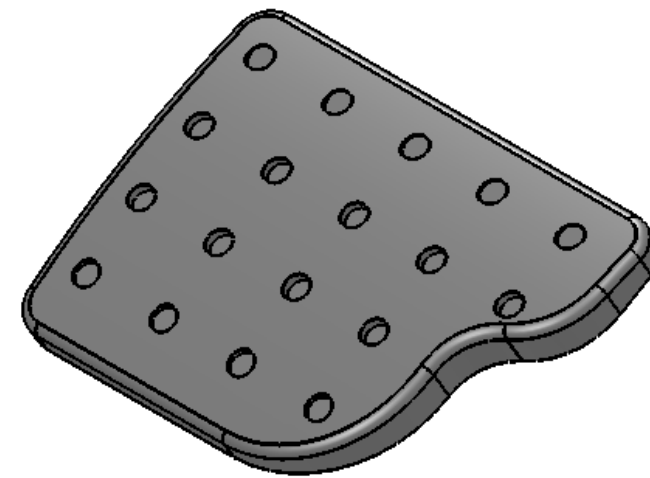
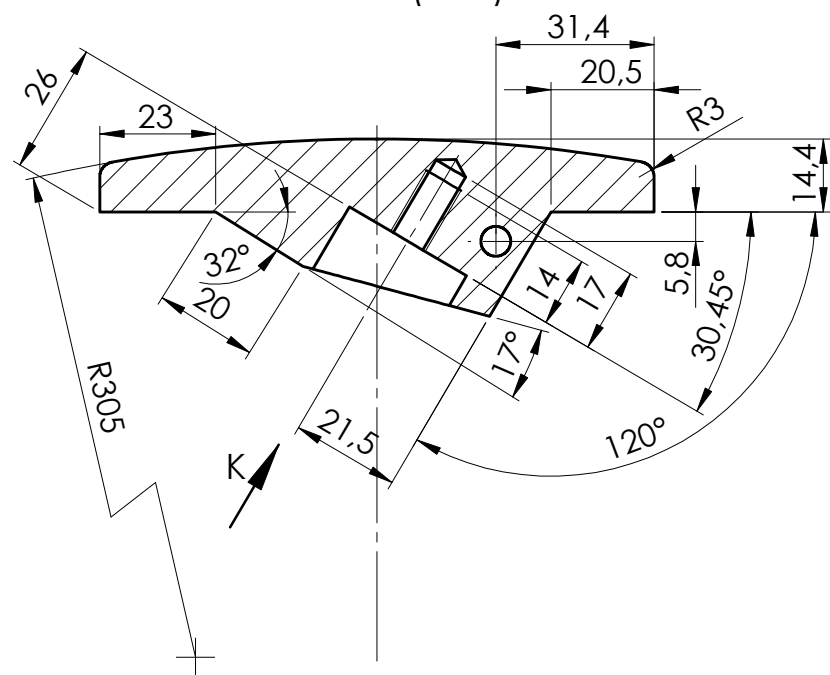
SECCIÓN F-F (2 : 3)



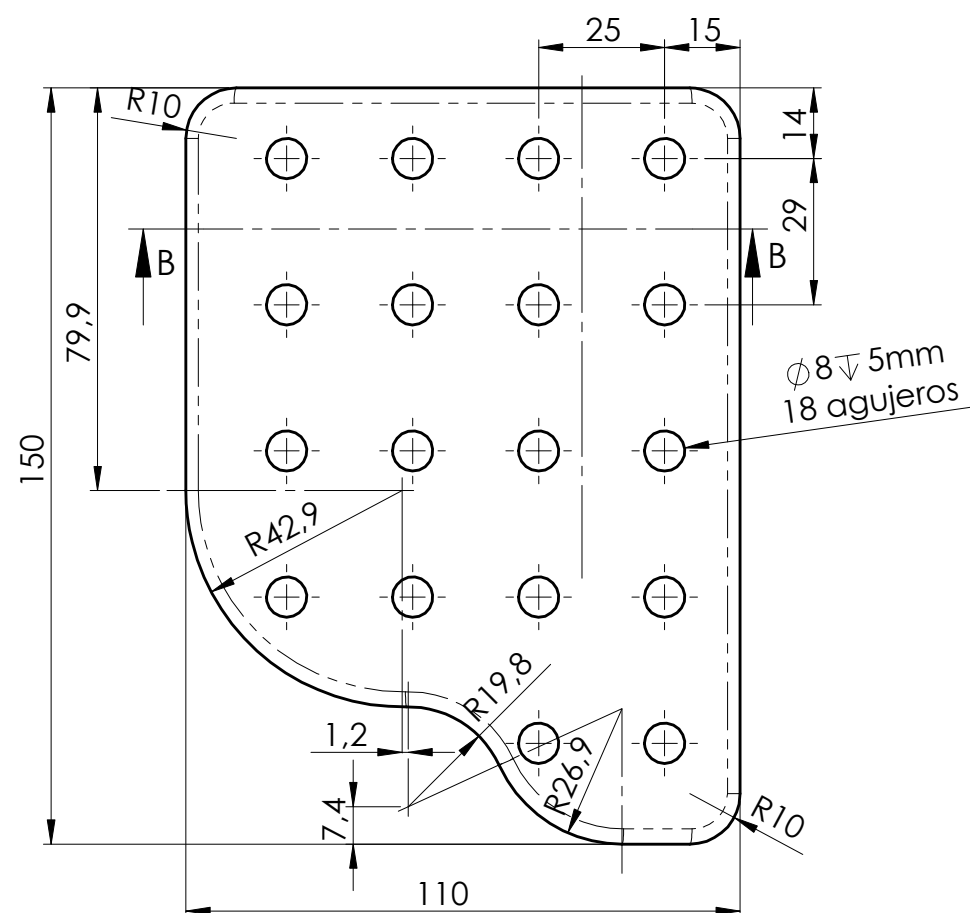
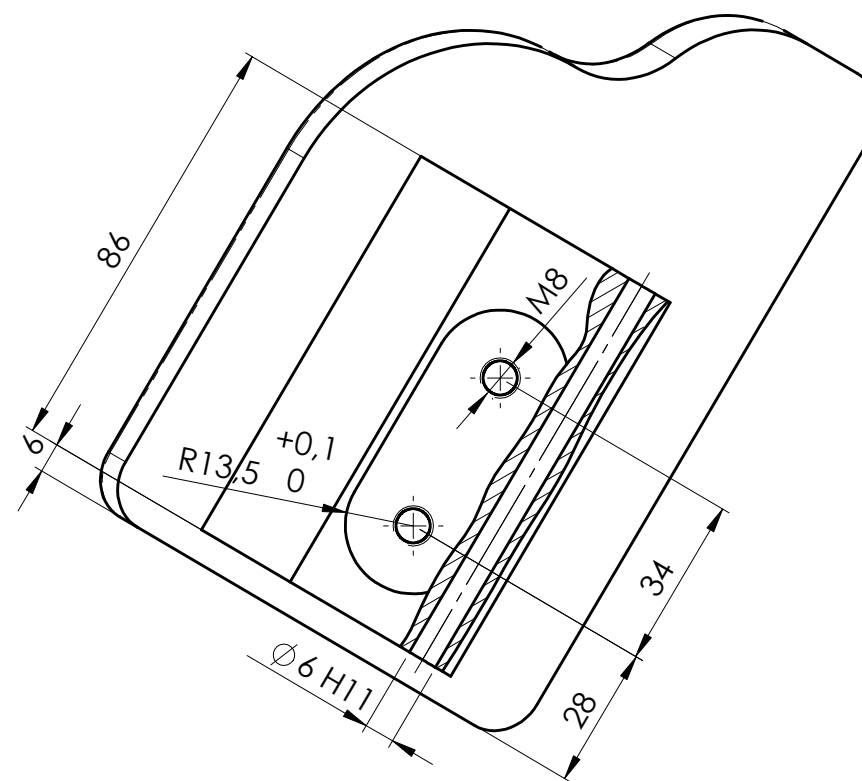
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
PLANO: PALANCA PEDAL IZQUIERDO		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO FIRMA:
FECHA: 15-12-09	ESCALA: 2:3	Nº PLANO: 18

SECCIÓN B-B (2 : 3)



VISTA K
ESCALA 2 : 3



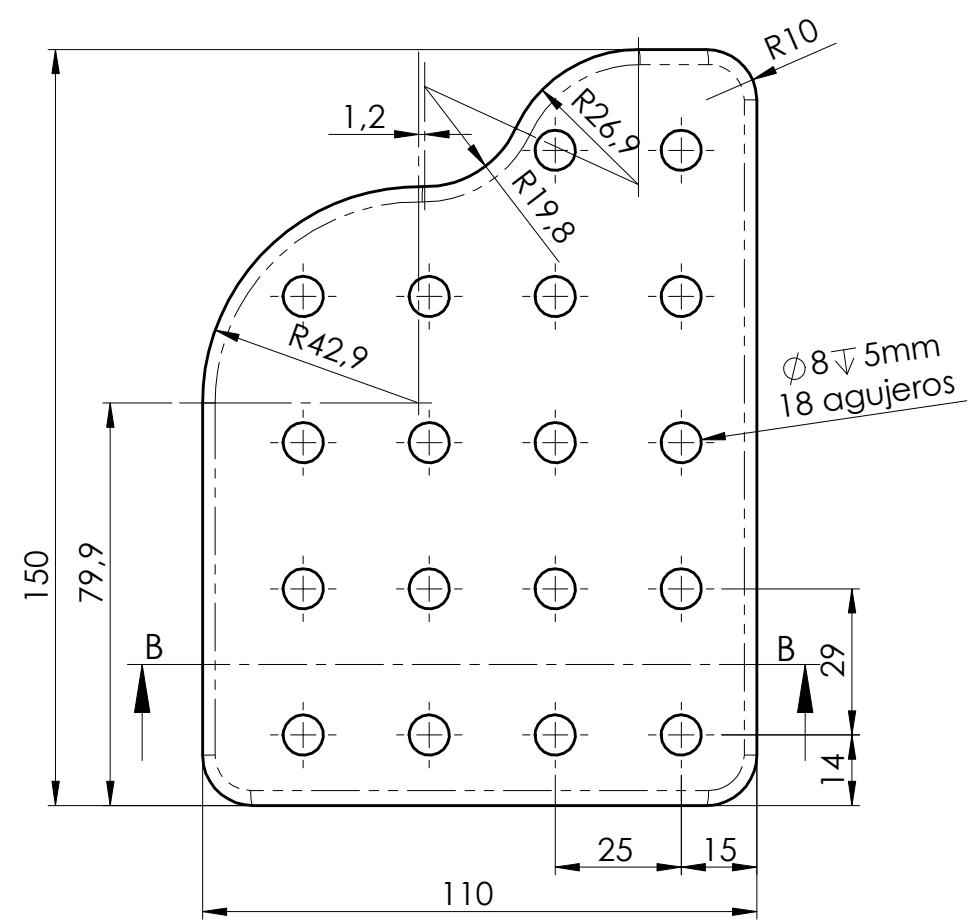
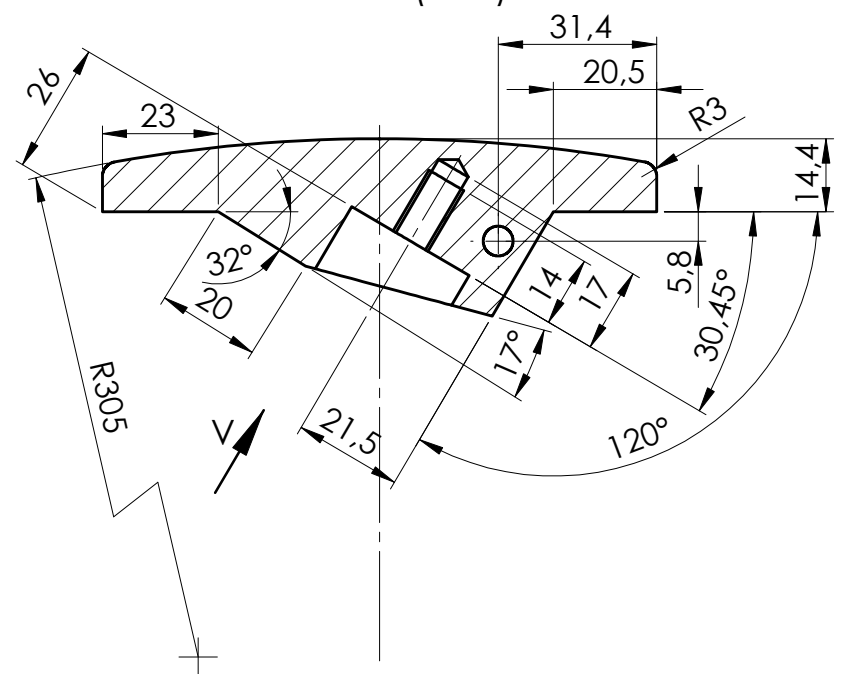
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
---	--	--

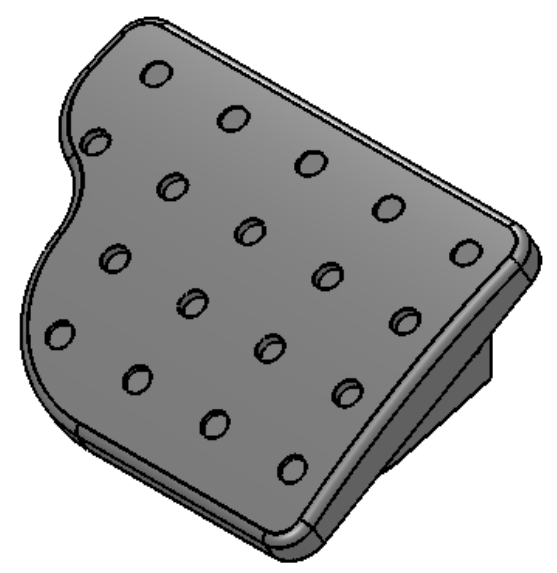
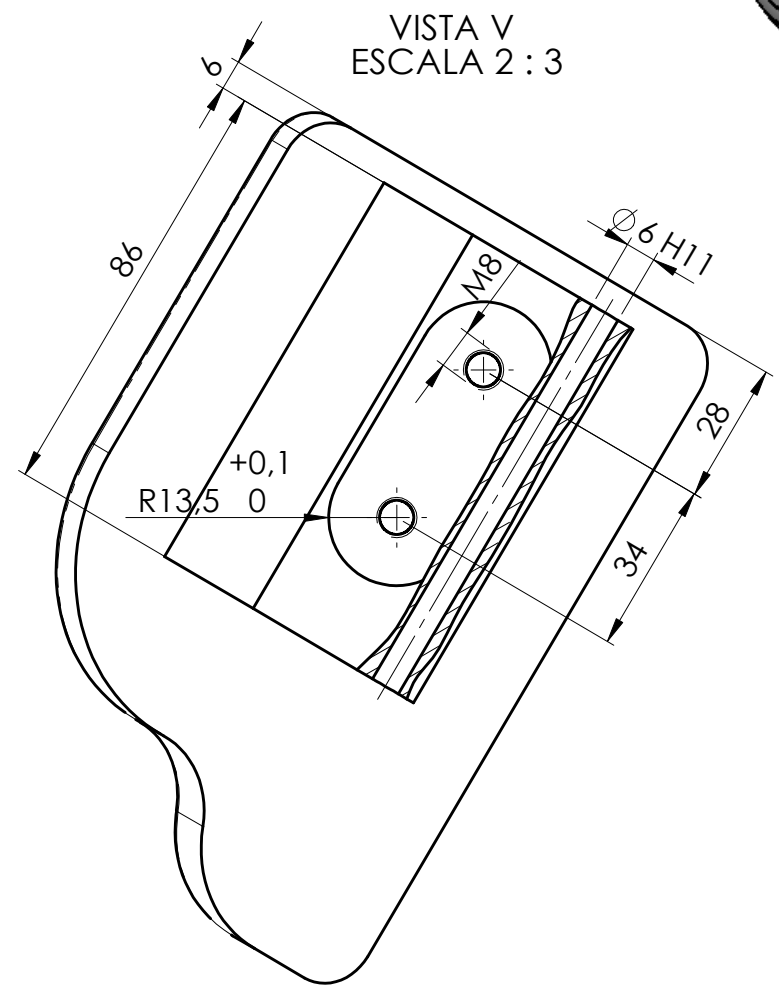
PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO
FIRMA:	

PLANO: PEDAL DERECHO	FECHA: 15-12-09	ESCALA: 2:3	Nº PLANO: 19
--------------------------------	--------------------	----------------	-----------------

SECCIÓN B-B (2 : 3)



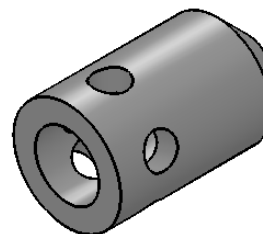
VISTA V
ESCALA 2 : 3



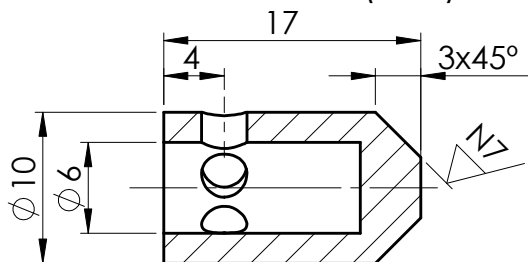
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA	
PLANO: PEDAL IZQUIERDO		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO FIRMA:
FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
15-12-09	2:3	20

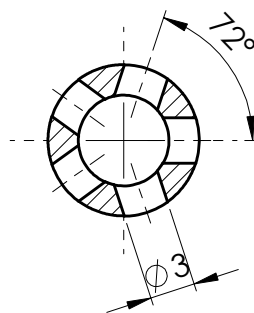
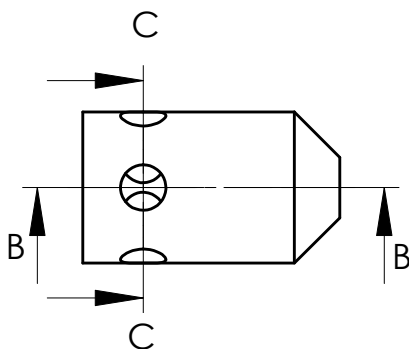
47 ∇ N9 / (∇ N7)



SECCIÓN B-B (2 : 1)



SECCIÓN C-C (2 : 1)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

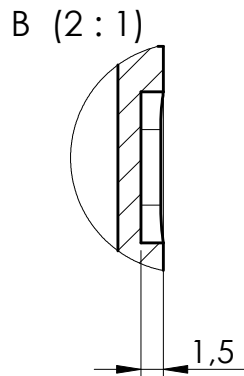
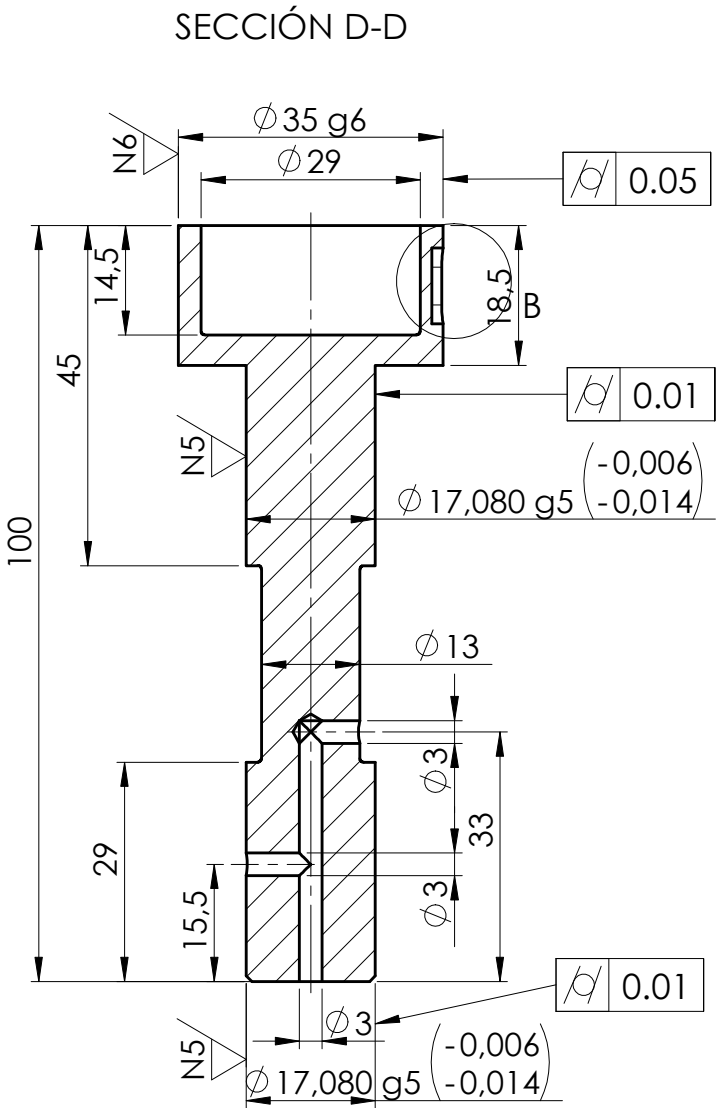
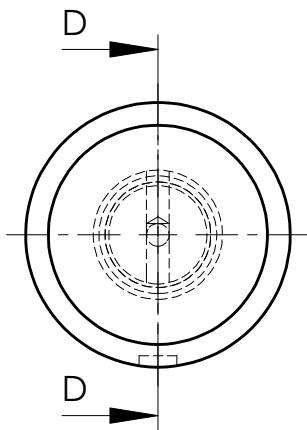
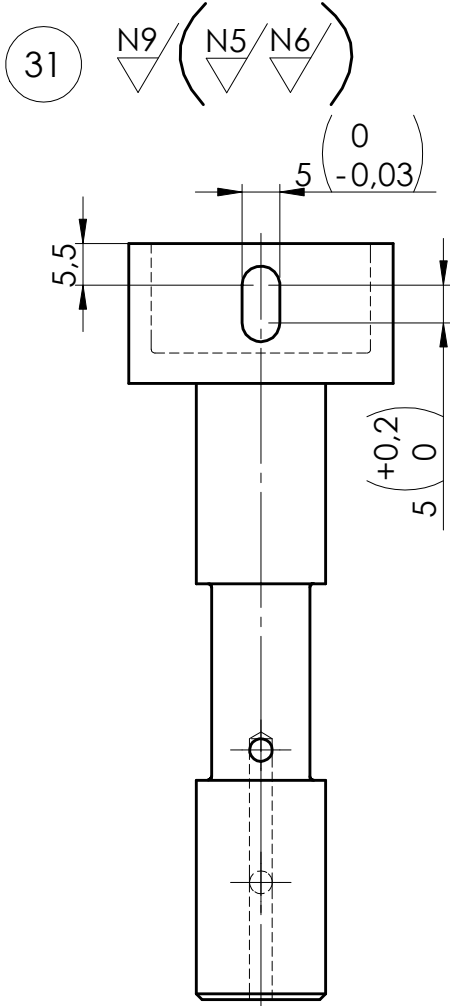
upna PLANO:

EMPUJADOR VALVULA SELECTORA

FECHA:
15-12-09

ESCALA:
2:1

Nº PLANO:
21



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

PISTON FRENO DCHO. E IZDO.

FECHA:

15-12-09

ESCALA:

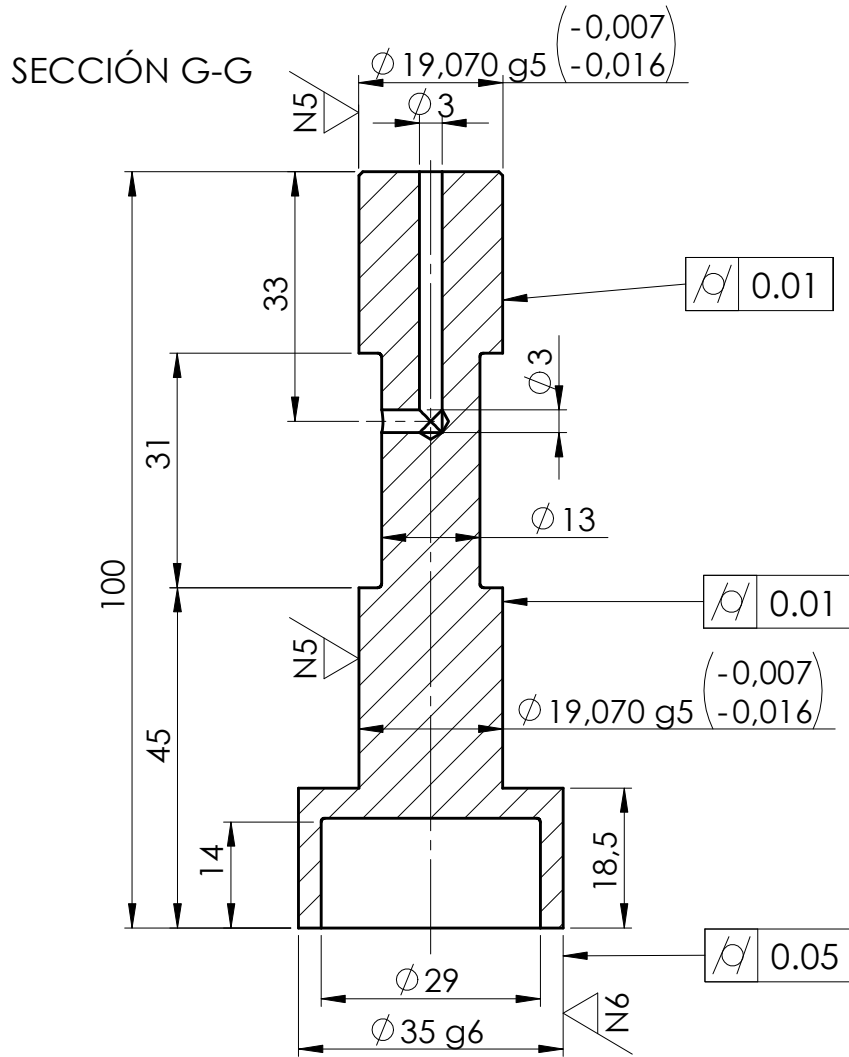
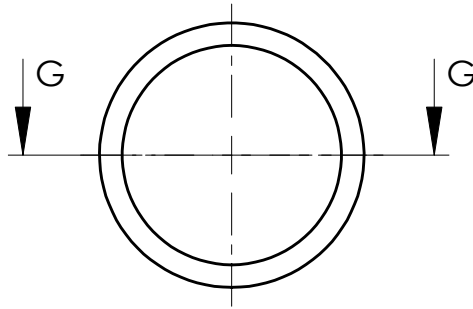
1:1

Nº PLANO:

22

56

N9 / (N5 / N6)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

PISTON FRENO REMOLQUE

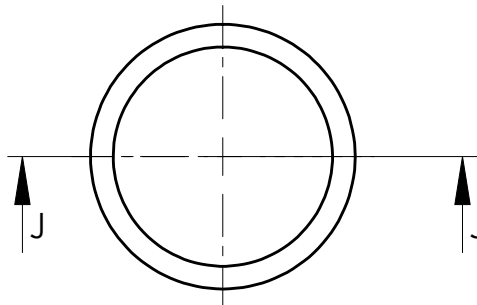
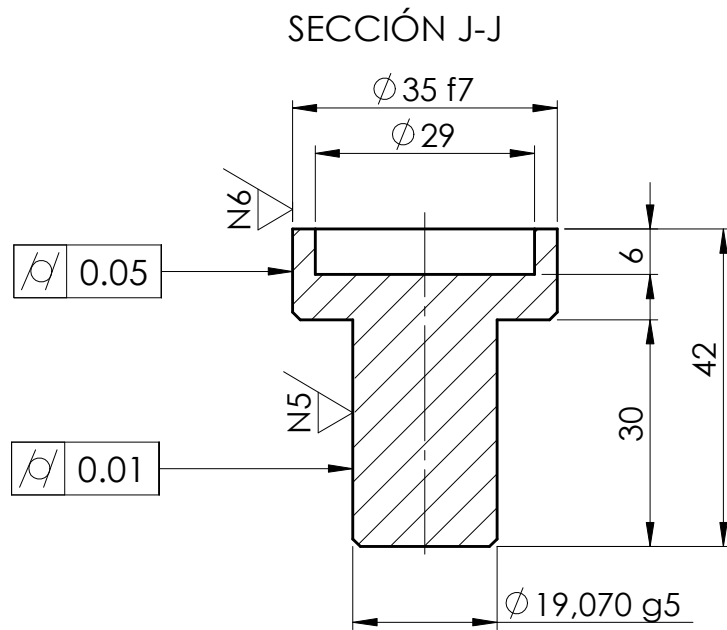
FECHA:
15-12-09

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
23

57

N9 / (N5 / N6)



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

PISTON INFERIOR FRENO REMOLQUE

FECHA:
15-12-09

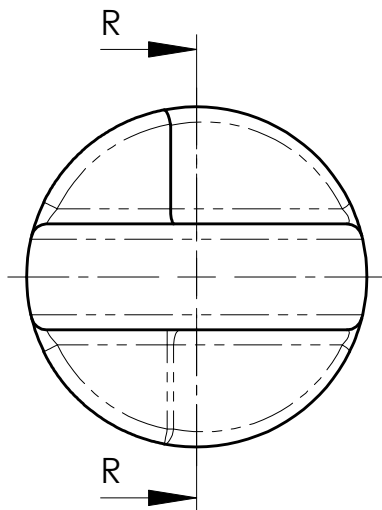
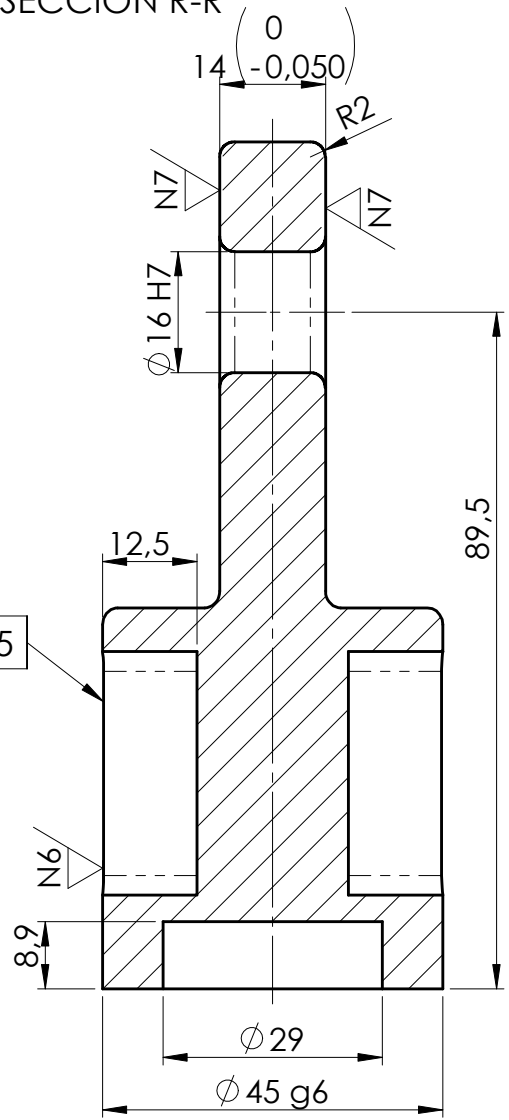
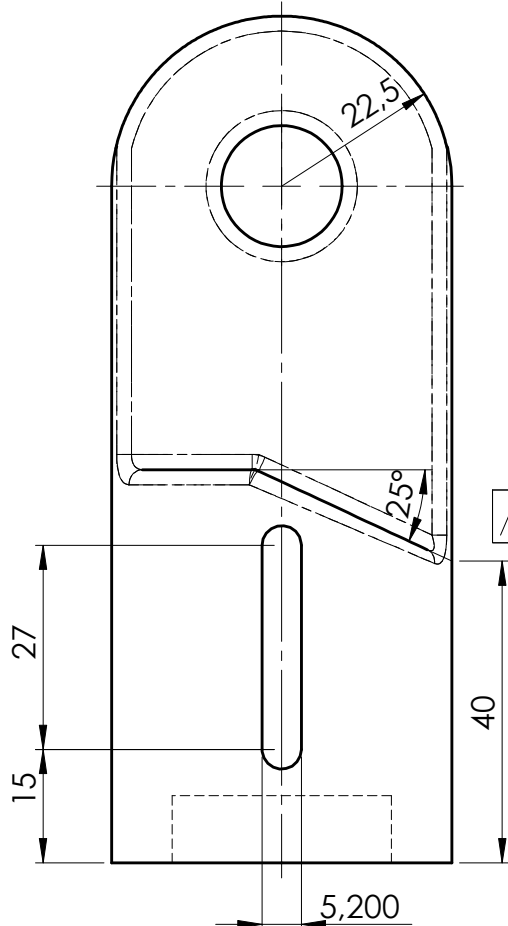
ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
24

26

N9 / (N6 / N7)

SECCIÓN R-R



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:
**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:
CHAPARRO LEON DIEGO
FIRMA:

upna PLANO:

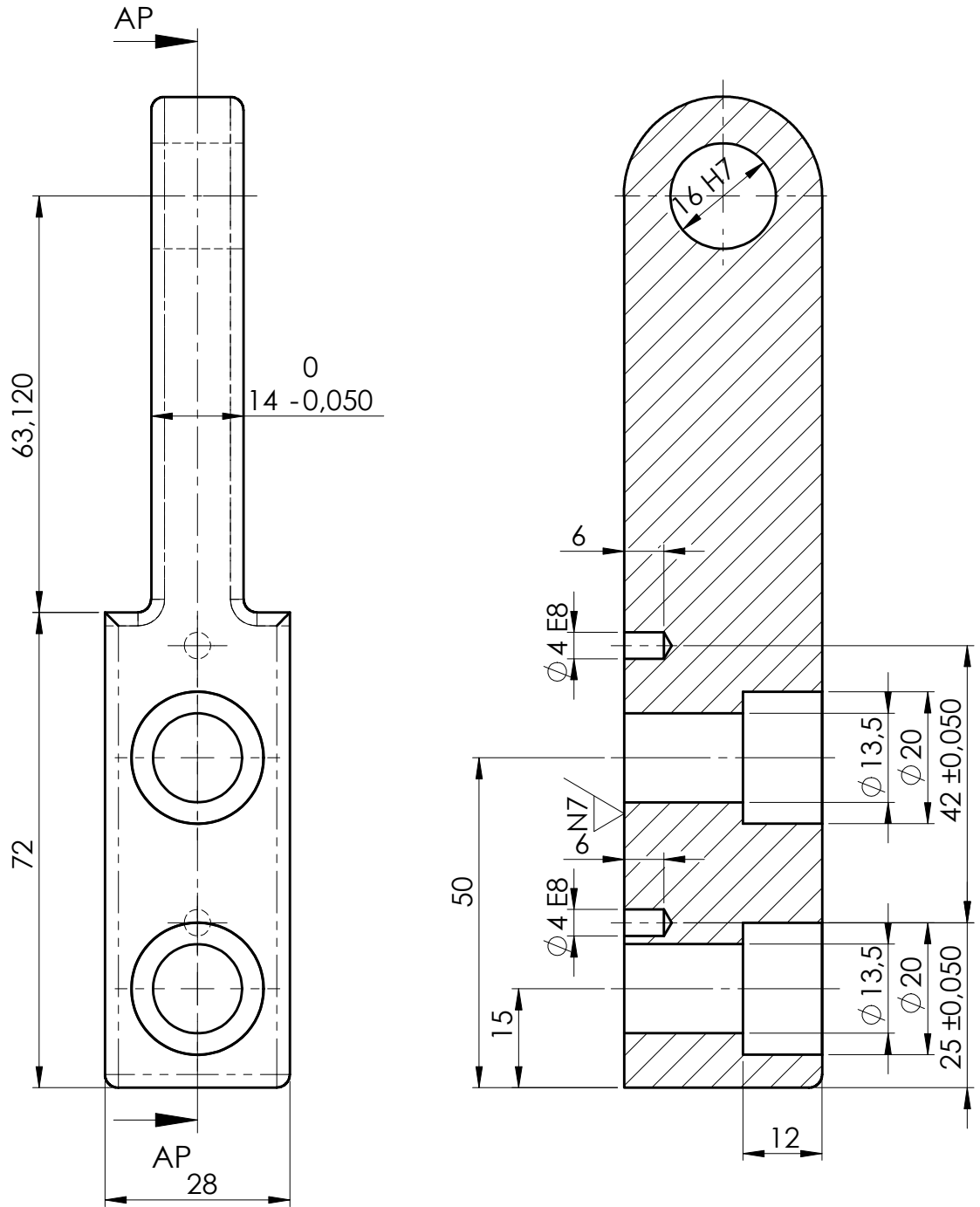
CAZOLETA SUPERIOR

FECHA: 15-12-09	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 25
--------------------	----------------	-----------------

55

N9 / (N7)

SECCIÓN AP-AP



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

CENTRO DE GIRO DE PEDALES

FECHA:

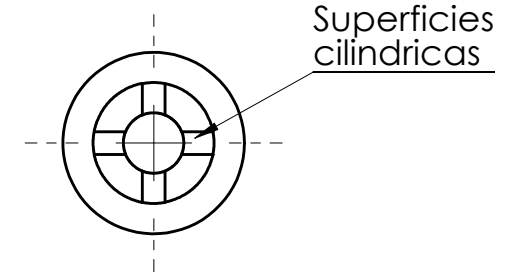
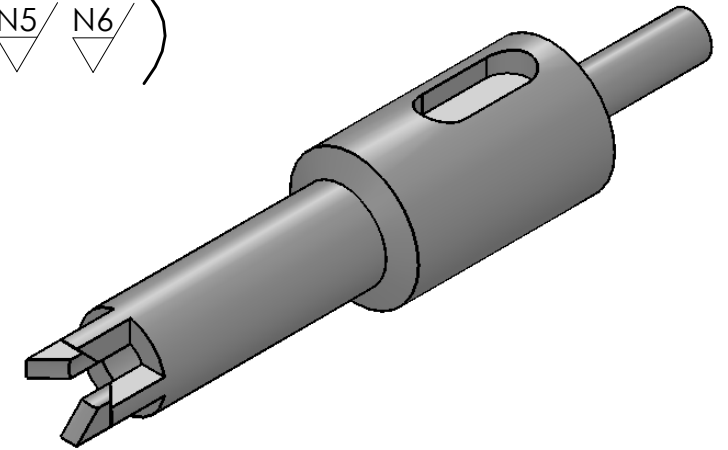
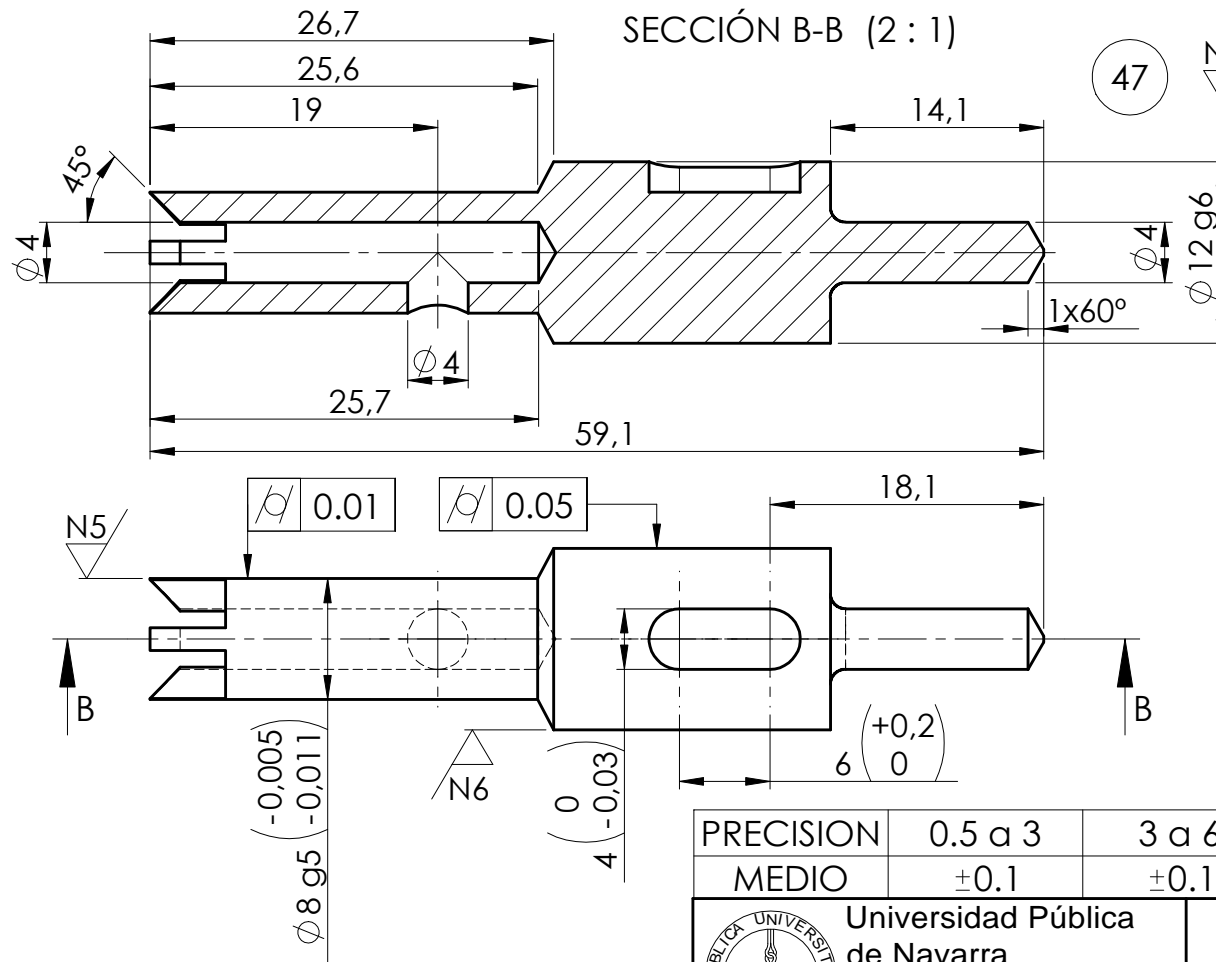
15-12-09

ESCALA:

1:1

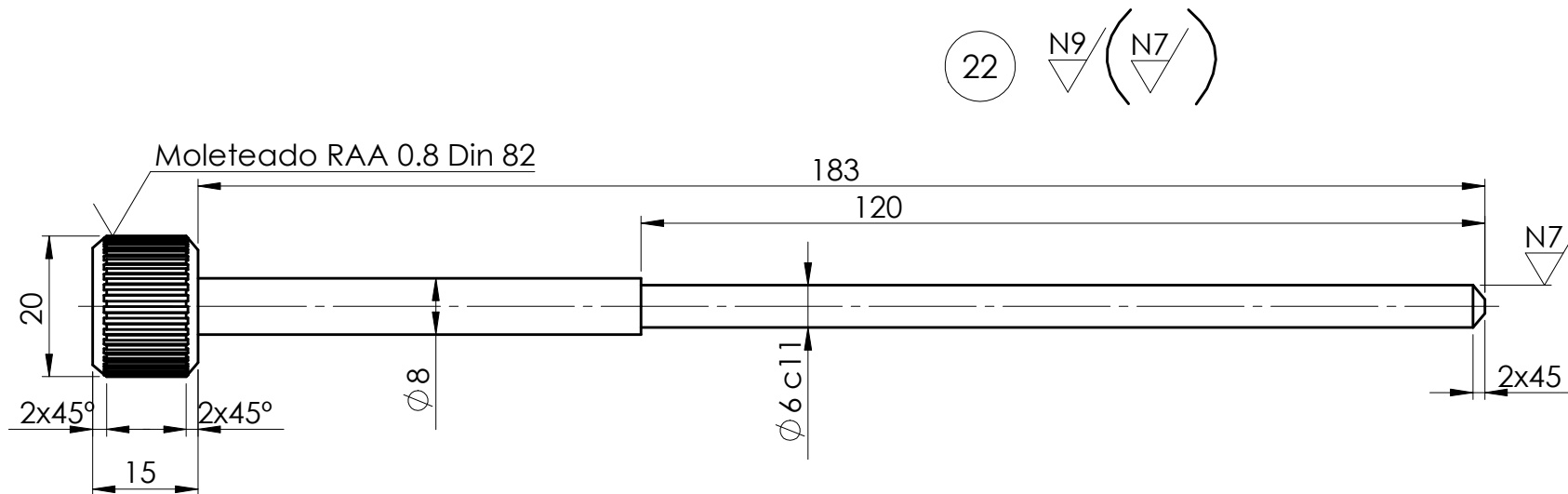
Nº PLANO:

26



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

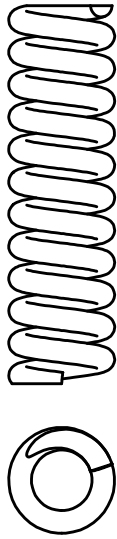
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO
PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA		FIRMA:
PLANO: EMPUJADOR VALVULA SELECTORA	FECHA: 15-12-09	ESCALA: 2:1
		Nº PLANO: 27



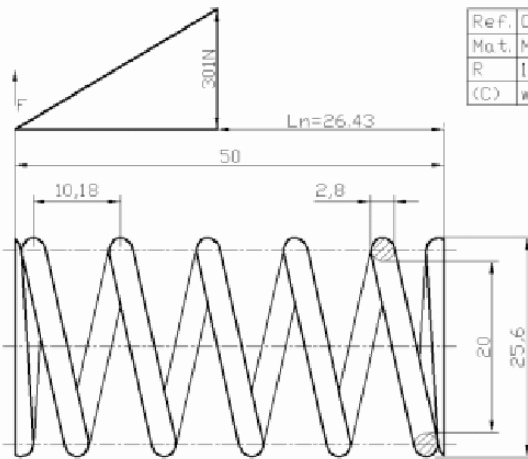
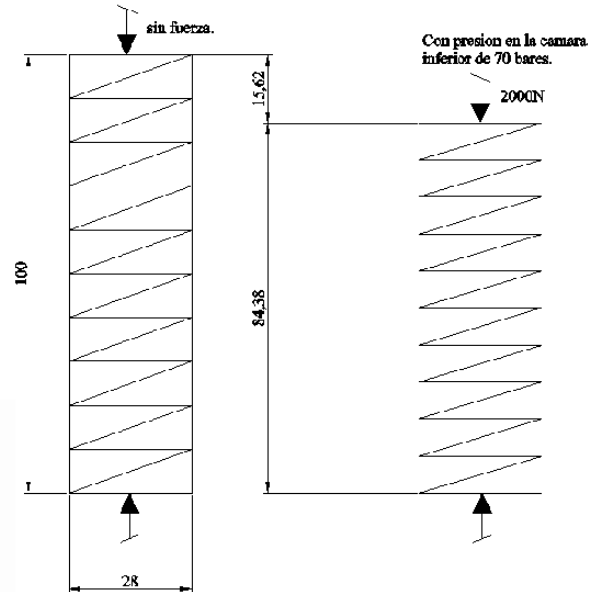
PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO:	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO DE PROYECTOS E ING. RURAL	
PROYECTO: DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA HIDRAULICA		REALIZADO: CHAPARRO LEON DIEGO	
		FIRMA:	
PLANO: TRABA PEDALES	FECHA: 15-12-09	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 28

30



Núm. de espiras	11.7
Referencia	C.280.600.1000.A
Diám hilo [mm]	6
Ext. Diám. [mm]	28
L. Libre [mm]	100
Índ. rigidez [daN/mm]	12.812
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	16
Bloque [mm]	73.19
Peso [g]	180.423
Orificio [mm]	28.56
Arbol [mm]	15.68
Paso [mm]	9.09
Código tarifa	5I
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	83.22



Ref.	C.256.280.0500.AP
Mat.	Music Wire
R	12,78735 N/mm
(C)	www.VANEL.com

PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

MUELLE SUPERIOR

FECHA:

15-12-09

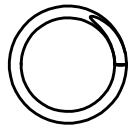
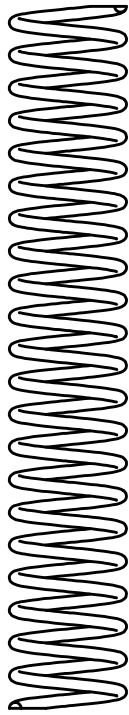
ESCALA:

1:1

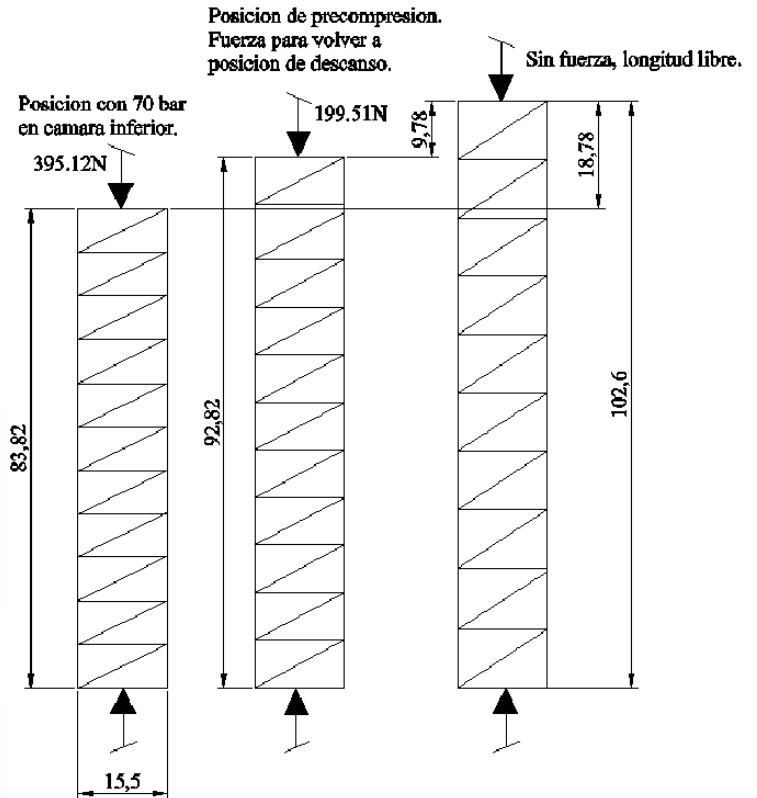
Nº PLANO:

29

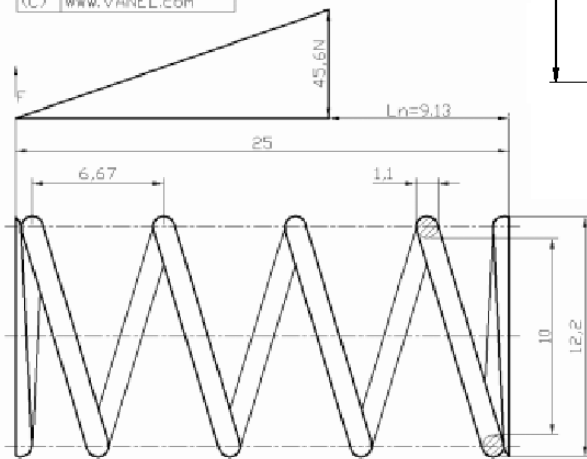
32



Núm. de espiras	5.8
Referencia	C.122.110.0250.A
Diám hilo [mm]	1.1
Ext. Diám. [mm]	12.2
L. Libre [mm]	25
Índ. rigidez [daN/mm]	0.287356
Material	Cable de piano
Esmerilado	Sí
Int. Diám. [mm]	10
Bloque [mm]	6.93
Peso [g]	1.522
Orificio [mm]	12.566
Arbol [mm]	9.7
Paso [mm]	6
Código tarifa	4F
Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
longitud permitida	9.13



Ref.	C.122.110.0250.A
Mat.	Music Wire
R	2,87356 N/mm
(C)	www.VANEL.com



PRECISION	0.5 a 3	3 a 6	6 a 30	30 a 120	120 a 315	315 a 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE
PROYECTOS E ING. RURAL**

PROYECTO:

**DISPOSITIVO DE FRENADO CON
ASISTENCIA HIDRAULICA**

REALIZADO:

CHAPARRO LEON DIEGO

FIRMA:

upna PLANO:

MUELLE INFERIOR

FECHA:

15-12-09

ESCALA:

1:1

Nº PLANO:

30



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 4: PLIEGO DE CONDICIONES

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



PLIEGO DE CONDICIONES

Contenido

1. BOMBA Y FILTRO	2
2. VALVULA DE DERIVACION	2
3. ACUMULADOR HIDRAULICO	3
4. CONJUNTO DE FRENOS DERECHO E IZQUIERDO	3



1. BOMBA Y FILTRO

La bomba y el filtro de aceite estarán preinstalados en el vehículo.

La bomba debe suministrar un caudal de 35.2l/min de forma constante.

El filtro de aceite debe de tener un grado de filtración de entre 10 a 20 μm para impedir el desgaste de la instalación.

2. VALVULA DE DERIVACION

La válvula de derivación asegurará que la salida al circuito de frenado disponga siempre de una presión de 90 bares. La salida hacia el resto de sistemas tendrá una presión de 185 bares. Si la presión sobrepasa los 100 bares en el circuito de presión se aliviará mediante una válvula. Si sobrepasa los 185 bares en el circuito del resto de sistemas se aliviará mediante otra válvula. En caso de fallo o de insuficiencia de suministro de caudal los primeros 47 bares que se alcancen en el circuito serán de preferencia absoluta para el circuito de frenado.

Todas las tuberías flexibles de entrada y salida a la válvula de derivación serán de un diámetro interior mínimo de 12mm y una presión de servicio de por lo menos 200 bares.

El muelle de alivio marca (14) de la válvula de 100 bares deberá tener una constante K de 12.7N/mm y el muelle de alivio (6) de la válvula de 185 bares tendrá una K de 20.4N/mm. Los dos muelles serán de tipo espiral.

El muelle (4) que regula el movimiento del pistón tendrá una constante K de 146N/mm. Será de tipo muelle de arandelas.

Para la fabricación de prototipos se usarán métodos de mecanizado de arranque de material sobre una pieza maciza de acero.

Para la fabricación en serie los materiales serán:

El cuerpo válvula derivación (1) y los tapones válvula derivación (13) serán de fundición.

El pistón (2), la válvula antiretorno (10), los pistones de las válvulas de alivio (7) (15) y la guía muelle de arandelas (5) serán de acero.

El aseguramiento de la estanqueidad de la rosca de la guía muelle de arandelas (5) se hará mediante un sellante de roscas.

La tolerancia del pistón (2) al desplazarse verticalmente por su alojamiento será H6/g5 con un acabado superficial mínimo de N5.



La tolerancia de los pistones de las válvulas de alivio (7) (15) al desplazarse por su alojamiento será H7/g6 con un acabado superficial mínimo de N5.

3. ACUMULADOR HIDRAULICO

El acumulador hidráulico suministrará presión de 90 a 70 bares.

El volumen de aceite suministrado será como mínimo de 0.47 litros, que son los necesarios para realizar cinco acciones de frenado con un remolque acoplado.

El volumen mínimo total del acumulador será de 4 litros.

4. CONJUNTO DE FRENOS DERECHO E IZQUIERDO

Cuando se presiona un pedal se deberá enviar aceite a presión procedente de la válvula derivación a un freno multidisco del tractor. La fuerza del conductor al presionar un pedal se invertirá en abrir una válvula que deje entrar aceite a presión procedente de la válvula derivación de manera proporcional y regulable al freno.

Cada pedal tendrá un recorrido máximo en vertical de 190 mm. La fuerza aplicada sobre el un pedal para conseguir una presión de frenado máximo no deberá superar los 250 Newtons. La ventaja mecánica obtenida mediante la palanca será de 8 como mínimo.

El sistema de frenos deberá enviar una presión máxima de frenado de 70 ± 2 bares con una fuerza ejercida por el conductor de 250 Newtons.

El caudal enviado a cada freno del tractor en el momento de máxima intensidad de frenado será de $110 \text{cm}^3/\text{seg}$. con un volumen de 22cm^3 .

El caudal enviado al remolque en ese mismo momento será de $250 \text{cm}^3/\text{seg}$. y el volumen enviado será de 50cm^3 .

La fuerza a vencer por el conductor para que el frenado comience a ser efectivo deberá estar en el rango 33 ± 3 Newtons.

Los frenos del vehículo deberán funcionar independientemente de que esté enganchado un remolque al vehículo. La conexión del sistema hidráulico por donde se envía el aceite a los frenos del remolque será del tipo “acoplamiento rápido”.

La presión de aceite obtenida en los frenos del vehículo será proporcional a la fuerza ejercida por el conductor sobre los pedales.



El sistema permitirá frenar de manera independiente la rueda izquierda y la derecha del tractor. Sin embargo si se frena el freno derecho e izquierdo a la vez el sistema asegurará que la intensidad de frenada sea la misma en ambas ruedas.

En caso de llevar acoplado un remolque, sólo se enviará presión de aceite a los frenos de éste si se accionan ambos frenos simultáneamente.

Los pedales tendrán un sistema que permita hacerlos solidarios a voluntad del conductor. Debe poder hacerse desde la cabina.

Las tuberías flexibles de los frenos del vehículo tractor serán:

- Entrada y vuelta al depósito tendrán un diámetro interior mínimo de 12mm y una presión de servicio de por lo menos 200 bares.
- Salida hacia los frenos tendrán un diámetro interior mínimo de 10mm y una presión de servicio mínima de 130 bares.

Las tuberías flexibles de los frenos del remolque serán:

- La entrada tendrá un diámetro interior mínimo de 12mm y una presión de servicio de por lo menos 200 bares.
- La vuelta al depósito y la salida hacia los frenos tendrá un diámetro mínimo de 10 mm y una presión de servicio mínima de 130 bares.

Los pedales y todo el conjunto de mecanismos deben retornar solos a la posición de descanso cuando se dejan de presionar. La posición de descanso es en la que hay presión en el circuito de la válvula derivación pero no hay presión en los circuitos de los frenos.

Los materiales usados para la obtención de los prototipos serán acero para todas las piezas no normalizadas y aluminio para los dos pedales (20) (21).

En la obtención de los prototipos se usarán métodos de mecanizado de arranque de material sobre una pieza maciza de acero y aluminio en el caso de los pedales.

Para la fabricación en serie los materiales serán:

Cuerpos de frenado (bloque vertical freno izquierdo (37), derecho (29) y remolque (41)) serán de fundición. También será de fundición la base cuerpo frenado (36).

Los pedales (20) (21) serán de fundición de aluminio.

Los pistones (31) (56) (47), las cazoletas (26) y las palancas del pedal (23) (24), serán de acero mecanizado mediante arranque de material sobre una pieza maciza.

Los muelles superiores (30) deberán tener una constante K de 128.1N/mm y los inferiores (32) tendrán una K de 21.7N/mm. Los dos muelles serán de tipo espiral.



La estanqueidad de los tornillos sin cabeza (38) que están en los circuitos de salida hacia los frenos del vehículo se conseguirá mediante un sellante de roscas.

La tolerancia de los tres pistones (31) (56) al desplazarse verticalmente por su alojamiento será H6/g5 con un acabado superficial mínimo de N5.

Los pistones tendrán un sistema de guiado que impida su rotación libre.

La válvula selectora (47) al desplazarse por su alojamiento tendrá una tolerancia de H6/g5 con un acabado superficial mínimo de N5.

En la válvula selectora existirá un muelle (50) que asegure que cuando no hay presión de frenado ni en el circuito derecho ni en el izquierdo permanezca cerrada la salida al freno del remolque.

La estanqueidad de todos los tornillos sin cabeza de la válvula selectora se conseguirá mediante un sellante de roscas.



Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 5: PRESUPUESTO

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



PRESUPUESTO

INDICE

1. ESTADO DE MEDICIONES para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo.....	3
1.1 Materiales un para prototipo de válvula derivación.....	3
1.2 Piezas a mecanizar del prototipo válvula derivación	4
1.3 Materiales para un prototipo de conjunto pedales y cilindros.....	4
1.4 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.	6
1.5 Varios	7
2. ESTADO DE MEDICIONES para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.	8
2.1 Diseño y fabricación de los moldes.....	8
2.2 Fabricación por parte del fundidor de las piezas	8
2.3 Diseño y fabricación de los utillajes para mecanizar las piezas	8
2.4 Mecanizado de las piezas fundidas	9
2.5 Materiales para un sistema de freno, conjunto válvula derivación.....	10
2.6 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.	11
2.7 Varios	11
3. PRESUPUESTO para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo	12
3.1 Materiales un para prototipo de válvula derivación.....	12
3.2 Piezas a mecanizar del prototipo válvula derivación	13
3.3 Materiales para un prototipo de conjunto pedales y cilindros.....	14
3.4 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.	16
3.5 Varios	17
4. PRESUPUESTO para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.....	18
4.1 Diseño y fabricación de los moldes.....	18
4.2 Fabricación por parte del fundidor de las piezas, precio por fundir un conjunto.	18
4.3 Diseño y fabricación de los utillajes para mecanizar las piezas	19
4.4 Mecanizado de las piezas fundidas	19
4.5 Materiales para un sistema de freno, conjunto válvula derivación.....	20
4.6 Piezas a mecanizar del conjunto válvula derivación	21
4.7 Materiales para un sistema de freno, conjunto pedales y cilindros	21
4.8 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.	23
4.9 Varios	24



5. RESUMEN DE PRESUPUESTO para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo..	25
5.1 SUMA DE TODOS LOS CONCEPTOS, PRECIO FINAL DE UN PROTOTIPO.....	25
6. RESUMEN DE PRESUPUESTO para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.	26
6.1 SUMA DE TODOS LOS CONCEPTOS, PRECIO FINAL UNITARIO	26



1. ESTADO DE MEDICIONES para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo

1.1 Materiales un para prototipo de válvula derivación.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)	Euros/Kg
1	Cuerpo válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	235 x 140 x 110	15,5	15,5	1
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 123	0,37	0,37	1
3	Junta torica din3771 10x2,65	10	goma	Normalizado				
4	1 Muelle de 60 arandelas 72mm long. De23, Di8.2, t=1,L0=1.7 n=2,i=30	60	Acero	Normalizado				
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	Φ28 x 80	0,38	0,38	1
6	Muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado				
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 68	0,21	0,21	1
8	Racord de conexión hansaflex pn13hm	10	Acero	Normalizado				
9	Casquillo de conexión casquillo phd113 Hansaflex	10	Acero	Normalizado				
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 70	0,18	0,18	1
11	Junta torica din3771-42.5x3.55	2	goma	Normalizado				
12	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 5 x 14 - A - St	4	Acero	Normalizado				
13	Tapón válvula de alivio	2	Acero	Bloque acero	Φ50 x 35	0,55	1,1	1
14	Muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado				
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	Φ24 x 35	0,13	0,13	1
16	Casquillo de conexión Hansaflex phd110	5	Acero	Normalizado				
17	Racord de conexión hansaflex pn10hm08	5	Acero	Normalizado				
18	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M5 x 40	6	Acero	Normalizado				



1.2 Piezas a mecanizar del prototipo válvula derivación

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen
1	Cuerpo válvula derivación	1	Acero	Bloque acero
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero
13	Tapón válvula de alivio	2	Acero	Bloque acero
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero

1.3 Materiales para un prototipo de conjunto pedales y cilindros

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)
19	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M8 x 45	4	Acero	Normalizado			
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 200	0,5	0,5
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94
25	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 16 x 40 - A - St	4	Acero	Normalizado			
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero	Φ45 x 115	1,44	2,88
27	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 - M12 x 45	4	Acero	Normalizado			
28	Tornillo ranurado ISO 7434 - M5 x 25-C	4	Acero	Normalizado			
29	Bloque vertical freno derecho	1	Acero	Bloque acero	310 x 105 x 80	20,46	20,46
30	Muelle superior C280600 1000A Marca Vanel	3	Acero	Normalizado			



31	Pistón freno derecho, izquierdo, remolque	2	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,75	1,51
32	Muelle inferior C122 110 0250A Marca Vanel	2	Acero	Normalizado			
33	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M12 x 35	4	Acero	Normalizado			
34	Junta torica din3771-5x18	1	goma	Normalizado			
35	Tornillo de fijación con cabeza hueca hexagonal ISO 4026 - M12 x 16	1	Acero	Normalizado			
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero	230 x 135 x 60	14,65	14,65
37	Bloque vertical freno izquierdo	1	Acero	Bloque acero	310 x 105 x 80	20,46	20,46
38	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 20-C	2	Acero	Normalizado			
39	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M6 x 12	2	Acero	Normalizado			
40	Chaveta paralela ISO 2491 - 5 x 3 x 10 - A	2	Acero	Normalizado			
41	Bloque vertical freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	100 x 60 x 225	10,7	10,7
42	Junta torica din 3771 - 12.5x1.8	4	Acero	Normalizado			
43	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 30	2	Acero	Normalizado			
44	Tornillo ranurado DIN 914 - M20 x 40-C	1	Acero	Normalizado			
45	Válvula selectora cuerpo	1	Acero	Bloque acero	160 x 100 x 30	3,78	3,78
46	Junta torica din 3771 - 6x1.8	2	goma	Normalizado			
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero	Φ12 x 62	0,056	0,11
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero	Φ10 x 20	0,013	0,013
49	Tornillo ranurado ISO 4766 - M6 x 12	1	Acero	Normalizado			
50	Muelle válvula selectora C0560900320A Marca Vanel	1	Acero	Normalizado			
51	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 30	1	Acero	Normalizado			
52	Chaveta paralela A4 x 4 x 10 DIN 6885	1	Acero	Normalizado			
53	Junta torica din 3771 - 4x1.8	1	goma	Normalizado			
54	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 55	2	Acero	Normalizado			
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero	152 x 32 x 30	1,15	2,3
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,76	0,76
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 42	0,32	0,32
58	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M8 x 20	4	Acero	Normalizado			



59	Pasador ISO 8734 - 4 x 10 - A - St	4	Acero	Normalizado			
60	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M12 x 30	4	Acero	Normalizado			
61	Pasador paralelo ISO 8734 - 8 x 20 - A - St	6	Acero	Normalizado			

1.4 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero
29	Bloque vertical freno derecho	1	Acero	Bloque acero
31	Pistón freno derecho, izquierdo, remolque	2	Acero	Bloque acero
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero
37	Bloque vertical freno izquierdo	1	Acero	Bloque acero
41	Bloque vertical freno del remolque	1	Acero	Bloque acero
45	Válvula selectora cuerpo	1	Acero	Bloque acero
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero



1.5 Varios		
Nº	Concepto	Cantidad
62	Sellador de roscas 50ml	0.1 bote
63	Acumulador hidráulico de vejiga de 4 litros	1
64	Tubería flexible de presión Di 12 presión servicio 275 bar	10 metros
65	Tubería flexible de presión Di 10 presión servicio 138 bar	15 metros
66	Aceite hidráulico	12 litros



2. ESTADO DE MEDICIONES para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.

2.1 Diseño y fabricación de los moldes.

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

2.2 Fabricación por parte del fundidor de las piezas

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

2.3 Diseño y fabricación de los utillajes para mecanizar las piezas

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37



- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

2.4 Mecanizado de las piezas fundidas

Pieza

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36



2.5 Materiales para un sistema de freno, conjunto válvula derivación

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 123	0,37	0,37
3	Junta torica din3771 10x2,65	10	goma	Normalizado			
4	1 Muelle de 60 arandelas 72mm long. De23, Di8.2, t=1,L0=1.7 n=2,i=30	60	Acero	Normalizado			
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	Φ28 x 80	0,38	0,38
6	Muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado			
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 68	0,21	0,21
8	Racord de conexión hansaflex pn13hm	10	Acero	Normalizado			
9	Casquillo de conexión casquillo phd113 Hansaflex	10	Acero	Normalizado			
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 70	0,18	0,18
11	Junta torica din3771-42.5x3.55	2	goma	Normalizado			
12	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 5 x 14 - A - St	4	Acero	Normalizado			
14	Muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado			
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	Φ24 x 35	0,13	0,13
16	Casquillo de conexión Hansaflex phd110	5	Acero	Normalizado			
17	Racord de conexión hansaflex pn10hm08	5	Acero	Normalizado			
18	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M5 x 40	6	Acero	Normalizado			



2.6 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero
31	Pistón freno derecho, izquierdo	2	Acero	Bloque acero
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero

2.7 Varios

Nº	Concepto	Cantidad
62	Sellador de roscas 50ml	0.1 bote
63	Acumulador hidráulico de vejiga de 4 litros	1
64	Tubería flexible de presión Di 12 presión servicio 275 bar	10 metros
65	Tubería flexible de presión Di 10 presión servicio 138 bar	15 metros
66	Aceite hidráulico	12 litros



3. PRESUPUESTO para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo

3.1 Materiales un para prototipo de válvula derivación.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)	Euros/Kg	Euros /unidad	Precio
1	Cuerpo válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	235 x 140 x 110	15,5	15,5	1	15,5	15,5
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 123	0,37	0,37	1	0,37	0,38
3	Junta torica din3771 10x2,65	10	goma	Normalizado					0,07	0,7
4	1 Muelle de 60 arandelas 72mm long. De23, Di8.2, t=1,L0=1.7 n=2,i=30	60	Acero	Normalizado					0,13	8,19
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	Φ28 x 80	0,38	0,38	1	0,38	0,38
6	Muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					4,5	4,5
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 68	0,21	0,21	1	0,21	0,21
8	Racord de conexión hansaflex pn13hm	10	Acero	Normalizado					1,5	15
9	Casquillo de conexión casquillo phd113 Hansaflex	10	Acero	Normalizado					0,9	9
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 70	0,18	0,18	1	0,18	0,18
11	Junta torica din3771-42.5x3.55	2	goma	Normalizado					0,12	0,24
12	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 5 x 14 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,1	0,4
13	Tapón válvula de alivio	2	Acero	Bloque acero	Φ50 x 35	0,55	1,1	1	0,55	1,1
14	Muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					2,5	2,5
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	Φ24 x 35	0,13	0,13	1	0,13	0,13
16	Casquillo de conexión Hansaflex phd110	5	Acero	Normalizado					1,2	6
17	Racord de conexión hansaflex pn10hm08	5	Acero	Normalizado					0,7	3,5
18	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M5 x 40	6	Acero	Normalizado					0,175	1,05
									Subtotal	69



3.2 Piezas a mecanizar del prototipo válvula derivación

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen	Euros/hora	Horas de mecanizado	Precio
1	Cuerpo válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	20	8	160
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	20	1	20
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	20	0.6	12
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	20	1	20
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	20	1.6	32
13	Tapón válvula de alivio	2	Acero	Bloque acero	20	1	20
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	20	1	20
						Subtotal	284



3.3 Materiales para un prototipo de conjunto pedales y cilindros

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)	Euros/Kg	Euros /unidad	Precio
19	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M8 x 45	4	Acero	Normalizado					0,75	3
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25	2	4,5	4,5
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25	2	4,5	4,5
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 200	0,5	0,5	1	0,5	0,5
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94	1	8,94	8,94
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94	1	8,94	8,94
25	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 16 x 40 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,4	1,6
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero	Φ45 x 115	1,44	2,88	1	1,44	2,88
27	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 - M12 x 45	4	Acero	Normalizado					3,28	13,12
28	Tornillo ranurado ISO 7434 - M5 x 25-C	4	Acero	Normalizado					0,35	1,4
29	Bloque vertical freno derecho	1	Acero	Bloque acero	310 x 105 x 80	20,46	20,46	1	20,46	20,46
30	Muelle superior C280600 1000A Marca Vanel	3	Acero	Normalizado					21	63
31	Pistón freno derecho, izquierdo, remolque	2	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,75	1,51	1	0,75	1,51
32	Muelle inferior C122 110 0250A Marca Vanel	2	Acero	Normalizado					1,6	3,2
33	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M12 x 35	4	Acero	Normalizado					2,72	10,88
34	Junta torica din3771-5x18	1	goma	Normalizado					0,07	0,07
35	Tornillo de fijación con cabeza hueca hexagonal ISO 4026 - M12 x 16	1	Acero	Normalizado					2	2
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero	230 x 135 x 60	14,65	14,65	1	14,65	14,65
37	Bloque vertical freno izquierdo	1	Acero	Bloque acero	310 x 105 x 80	20,46	20,46	1	20,46	20,46
38	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 20-C	2	Acero	Normalizado					0,2	0,4
39	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M6 x 12	2	Acero	Normalizado					0,05	0,1
40	Chaveta paralela ISO 2491 - 5 x 3 x 10 - A	2	Acero	Normalizado					0,3	0,3
41	Bloque vertical freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	100 x 60 x 225	10,7	10,7	1	10,7	10,7



42	junta torica din 3771 - 12.5x1.8	4	Acero	Normalizado					0,075	0,3
43	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 30	2	Acero	Normalizado					4	8
44	Tornillo ranurado DIN 914 - M20 x 40-C	1	Acero	Normalizado					4	4
45	Válvula selectora cuerpo	1	Acero	Bloque acero	160 x 100 x 30	3,78	3,78	1	3,78	3,78
46	Junta torica din 3771 - 6x1.8	2	goma	Normalizado					0,07	0,14
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero	Φ12 x 62	0,056	0,11	1	0,056	0,11
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero	Φ10 x 20	0,013	0,013	1	0,013	0,013
49	Tornillo ranurado ISO 4766 - M6 x 12	1	Acero	Normalizado					0,15	0,15
50	Muelle válvula selectora C0560900320A Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					1,1	1,1
51	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 30	1	Acero	Normalizado					1,64	1,64
52	Chaveta paralela A4 x 4 x 10 DIN 6885	1	Acero	Normalizado					0,3	0,3
53	Junta torica din 3771 - 4x1.8	1	goma	Normalizado					0,07	0,07
54	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 55	2	Acero	Normalizado					4,5	9
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero	152 x 32 x 30	1,15	2,3	1	1,15	2,3
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,76	0,76	1	0,76	0,76
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 42	0,32	0,32	1	0,32	0,32
58	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M8 x 20	4	Acero	Normalizado					0,23	0,92
59	Pasador ISO 8734 - 4 x 10 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,1	0,4
60	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M12 x 30	4	Acero	Normalizado					4	16
61	Pasador paralelo ISO 8734 - 8 x 20 - A - St	6	Acero	Normalizado					0,1	0,6
									Subtotal	247



3.4 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen	Euros/hora	Horas de mecanizado	Precio
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio	20	2.5	50
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio	20	2.5	50
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero	20	0.6	12
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero	20	1	20
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero	20	1	20
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero	20	1.6	30
29	Bloque vertical freno derecho	1	Acero	Bloque acero	20	8	160
31	Pistón freno derecho, izquierdo, remolque	2	Acero	Bloque acero	20	2	40
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero	20	9	180
37	Bloque vertical freno izquierdo	1	Acero	Bloque acero	20	8	160
41	Bloque vertical freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	20	8	160
45	Válvula selectora cuerpo	1	Acero	Bloque acero	20	0.6	12
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero	20	1.6	30
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero	20	0.6	12
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero	20	0.6	12
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	20	2	40
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero	20	1	50
						Subtotal	1038



3.5 Varios				
Nº	Concepto	Cantidad	Euros /unidad	Precio
62	Sellador de roscas 50ml	0.1 bote	51	5.1
63	Acumulador hidráulico de vejiga de 4 litros	1	80	80
64	Tubería flexible de presión Di 12 presión servicio 275 bar	10 metros	5	50
65	Tubería flexible de presión Di 10 presión servicio 138 bar	15 metros	4,5	67.5
66	Aceite hidráulico	12 litros	8	96
			Subtotal	226



4. PRESUPUESTO para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.

4.1 Diseño y fabricación de los moldes.

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

Subtotal

40000 €

4.2 Fabricación por parte del fundidor de las piezas, precio por fundir un conjunto.

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

Subtotal

100 €



4.3 Diseño y fabricación de los utillajes para mecanizar las piezas

- Cuerpo válvula derivación, marca 1
- Tapones válvula derivación, marca 13
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41
- Base cuerpo frenado, marca 36

Subtotal **6000 €**

4.4 Mecanizado de las piezas fundidas

Pieza	Euros/hora	Número de horas	Unidades	Total
- Cuerpo válvula derivación, marca 1	20	0.3	1	6
- Tapones válvula derivación, marca 13	20	0.1	2	4
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno derecho, marca 29	20	0.3	1	6
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno izquierdo, marca 37	20	0.3	1	6
- Cuerpo de frenado bloque vertical freno remolque, marca 41	20	0.3	1	6
- Base cuerpo frenado, marca 36	20	0.5	1	10
			Subtotal	38 €



4.5 Materiales para un sistema de freno, conjunto válvula derivación

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)	Euros/Kg	Euros/unidad	Precio
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 123	0,37	0,37	1	0,37	0,38
3	Junta torica din3771 10x2,65	10	goma	Normalizado					0,07	0,7
4	1 Muelle de 60 arandelas 72mm long. De23, Di8.2, t=1,L0=1.7 n=2,i=30	60	Acero	Normalizado					0,13	8,19
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	Φ28 x 80	0,38	0,38	1	0,38	0,38
6	Muelle alivio 185bar C250 360 0800 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					4,5	4,5
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	Φ22 x 68	0,21	0,21	1	0,21	0,21
8	Racord de conexión hansaflex pn13hm	10	Acero	Normalizado					1,5	15
9	Casquillo de conexión casquillo phd113 Hansaflex	10	Acero	Normalizado					0,9	9
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 70	0,18	0,18	1	0,18	0,18
11	Junta torica din3771-42.5x3.55	2	goma	Normalizado					0,12	0,24
12	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 5 x 14 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,1	0,4
14	Muelle alivio100bar C256 280 0500 AP Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					2,5	2,5
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	Φ24 x 35	0,13	0,13	1	0,13	0,13
16	Casquillo de conexión Hansaflex phd110	5	Acero	Normalizado					1,2	6
17	Racord de conexión hansaflex pn10hm08	5	Acero	Normalizado					0,7	3,5
18	Tomillo cabeza hexagonal ISO 4762 M5 x 40	6	Acero	Normalizado					0,175	1,05
							Subtotal			52.36



4.6 Piezas a mecanizar del conjunto válvula derivación

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen	Euros/hora	Horas de mecanizado	Precio
2	Pistón válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
5	Guía muelle arandelas	1	Acero	Bloque acero	20	0.3	6
7	Pistón válvula de alivio 185bar	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
10	Pistón antirretorno válvula derivación	1	Acero	Bloque acero	20	0.8	16
15	Pistón válvula de alivio 100bar	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
						Subtotal	52

4.7 Materiales para un sistema de freno, conjunto pedales y cilindros

Nº	Concepto	Cantidad	Material	Origen	Dimensiones (mm)	Peso (Kg)	Total (Kg)	Euros/Kg	Euros /unidad	Precio
19	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M8 x 45	4	Acero	Normalizado					0,75	3
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25	2	4,5	4,5
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio	140 x 40 x 150	2,25	2,25	2	4,5	4,5
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero	Φ20 x 200	0,5	0,5	1	0,5	0,5
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94	1	8,94	8,94
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero	690 x 61 x 27	8,94	8,94	1	8,94	8,94
25	Pasador cilíndrico ISO 8734 - 16 x 40 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,4	1,6
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero	Φ45 x 115	1,44	2,88	1	1,44	2,88
27	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 - M12 x 45	4	Acero	Normalizado					3,28	13,12
28	Tornillo ranurado ISO 7434 - M5 x 25-C	4	Acero	Normalizado					0,35	1,4
30	Muelle superior C280600 1000A Marca Vanel	3	Acero	Normalizado					21	63
31	Pistón freno derecho, izquierdo	2	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,75	1,51	1	0,75	1,51



32	Muelle inferior C122 110 0250A Marca Vanel	2	Acero	Normalizado					1,6	3,2
33	Tornillo cabeza hexagonal ISO 4762 M12 x 35	4	Acero	Normalizado					2,72	10,88
34	Junta torica din3771-5x18	1	goma	Normalizado					0,07	0,07
35	Tornillo de fijación con cabeza hueca hexagonal ISO 4026 - M12 x 16	1	Acero	Normalizado					2	2
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero	230 x 135 x 60	14,65	14,65	1	14,65	14,65
38	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 20-C	2	Acero	Normalizado					0,2	0,4
39	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M6 x 12	2	Acero	Normalizado					0,05	0,1
40	Chaveta paralela ISO 2491 - 5 x 3 x 10 - A	2	Acero	Normalizado					0,3	0,3
42	Junta torica din 3771 - 12.5x1.8	4	Acero	Normalizado					0,075	0,3
43	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 30	2	Acero	Normalizado					4	8
44	Tornillo ranurado DIN 914 - M20 x 40-C	1	Acero	Normalizado					4	4
45	Válvula selectora cuerpo	1	Acero		160 x 100 x 30	3,78	3,78	1	3,78	3,78
46	Junta torica din 3771 - 6x1.8	2	goma	Normalizado					0,07	0,14
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero	Φ12 x 62	0,056	0,11	1	0,056	0,11
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero	Φ10 x 20	0,013	0,013	1	0,013	0,013
49	Tornillo ranurado ISO 4766 - M6 x 12	1	Acero	Normalizado					0,15	0,15
50	Muelle válvula selectora C0560900320A Marca Vanel	1	Acero	Normalizado					1,1	1,1
51	Tornillo ranurado ISO 4766 - M12 x 30	1	Acero	Normalizado					1,64	1,64
52	Chaveta paralela A4 x 4 x 10 DIN 6885	1	Acero	Normalizado					0,3	0,3
53	Junta torica din 3771 - 4x1.8	1	goma	Normalizado					0,07	0,07
54	Tornillo hexagonal con cabeza hueca ISO 4762 - M12 x 55	2	Acero	Normalizado					4,5	9
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero	152 x 32 x 30	1,15	2,3	1	1,15	2,3
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 100	0,76	0,76	1	0,76	0,76
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero	Φ35 x 42	0,32	0,32	1	0,32	0,32
58	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M8 x 20	4	Acero	Normalizado					0,23	0,92



59	Pasador ISO 8734 - 4 x 10 - A - St	4	Acero	Normalizado					0,1	0,4
60	Tornillo cabeza hueca hexagonal ISO 4762 M12 x 30	4	Acero	Normalizado					4	16
61	Pasador paralelo ISO 8734 - 8 x 20 - A - St	6	Acero	Normalizado					0,1	0,6
									Subtotal	195.4

4.8 Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.

Nº	Concepto	Cantidad	Material	origen	Euros/hora	Horas de mecanizado	Precio
20	Pedal izquierdo	1	Aluminio	Bloque aluminio	20	1	20
21	Pedal derecho	1	Aluminio	Bloque aluminio	20	1	20
22	Traba pedales	1	Acero	Bloque acero	20	0.3	6
23	Palanca pedal izquierdo	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
24	Palanca pedal derecho	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
26	Cazoleta superior	2	Acero	Bloque acero	20	0.8	16
31	Pistón freno derecho, izquierdo	2	Acero	Bloque acero	20	1	20
36	Base cuerpo de frenado	1	Acero	Bloque acero	20	1.2	24
47	Empujador válvula selectora	1	Acero	Bloque acero	20	0.8	16
48	Válvula selectora antirretorno	1	Acero	Bloque acero	20	0.3	6
55	Centrogiro pedal	2	Acero	Bloque acero	20	0.3	6
56	Pistón freno del remolque	1	Acero	Bloque acero	20	1.2	24
57	Pistón inferior freno remolque	1	Acero	Bloque acero	20	0.5	10
						Subtotal	188



4.9 Varios				
Nº	Concepto	Cantidad	Euros /unidad	Precio
62	Sellador de roscas 50ml	0.1 bote	51	5.1
63	Acumulador hidráulico de vejiga de 4 litros	1	80	80
64	Tubería flexible de presión Di 12 presión servicio 275 bar	10 metros	5	50
65	Tubería flexible de presión Di 10 presión servicio 138 bar	15 metros	4,5	67.5
66	Aceite hidráulico	12 litros	8	96
			Subtotal	226



5. RESUMEN DE PRESUPUESTO para un prototipo obtenido mediante mecanizado, sin moldeo

5.1 SUMA DE TODOS LOS CONCEPTOS, PRECIO FINAL DE UN PROTOTIPO

Materiales un para prototipo de válvula derivación	69	
Piezas a mecanizar del prototipo válvula derivación	284	
Materiales para un prototipo de conjunto pedales y cilindros	247	
Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros	1038	
Varios	226	
		1864 €
Se van a fabricar dos prototipos:	$1864 \times 2 =$	3728 €



6. RESUMEN DE PRESUPUESTO para una producción en serie mediante moldeo y mecanizado de una serie de 10000 unidades.

6.1 SUMA DE TODOS LOS CONCEPTOS, PRECIO FINAL UNITARIO

Fabricación por parte del fundidor de las piezas de fundición		100
Mecanizado de las piezas fundidas		38
Piezas para un sistema de freno, conjunto válvula derivación		52.36
Piezas a mecanizar del conjunto válvula derivación		52
Piezas para un sistema de freno, conjunto pedales y cilindros		195.4
Piezas a mecanizar del conjunto pedales y cilindros.		188
Varios		226
		851.76
Son 10000 unidades, →	$851.76 \times 10000 =$	8517600
Diseño y fabricación de los moldes.		40000
Diseño y fabricación de los utillajes para mecanizar las piezas		6000
Fabricación de dos prototipos		3728
Honorarios del proyectista		2800
		8570128
	$8570128 \div 10000 =$	857 €
Beneficio industrial 6% →	$857 \times 0.06 =$	51.4
		908.4
I.V.A. 16% →	$908.4 \times 0.16 =$	145.34
TOTAL		1053.7 €

El precio total de un sistema de frenado es de **mil cincuenta y tres con 7 euros**.



Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 6: BIBLIOGRAFÍA

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



BIBLIOGRAFIA

LIBROS CONSULTADOS:

- Jacinto Gil Sierra (1998): **Elementos hidráulicos en los tractores y máquinas agrícolas.**
- Napoleón murillo García (1987): **Tractores Y Maquinaria Agrícola.** (consultado a través de <http://books.google.es>)
- Javier Almandoz Berrondo, Belén Mongelos Oquiñena, Idoia Pellejero Salaberria: **Sistemas neumáticos y oleohidráulicos,** Universidad del País Vasco, área de mecánica de fluidos.
- J. M. Alonso Pérez (2007): **Técnicas del automóvil. Chasis.**

PAGINAS WEB, CATALOGOS ONLINE:

- Catálogo de recambios de TRACTORES VALTRA:
<http://www.valtra.es/extras/118.asp>
- Catálogo de muelles de VANEL:
<http://www.vanel.com>
- Catálogo de aceites hidráulicos CEPSA:
<http://www.cepsa.com>
- Página del boletín oficial del estado:
<http://www.boe.es>
- Hoja Excel de cálculo de muelles de platillo:
<http://www.muellesdeplatillo.es>
- Catálogo de pegamentos LOCTITE:
<http://loctite.fast.de/wwdh/es>
- Catálogo de tuberías flexibles HANSAFLEX:
<http://cat.hansa-flex.com/es/cat/2795>
- Catálogo de booster hidráulico de frenos Iruña:
<http://www.irunabrakes.com>

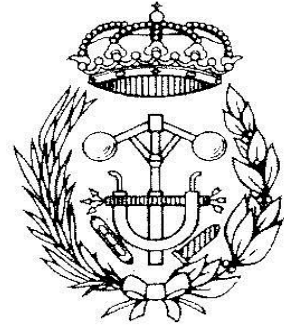


Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISPOSITIVO DE FRENADO CON ASISTENCIA
HIDRAULICA

Documento 7: ANEXOS

Diego Chaparro León

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 28 de Abril de 2010



ANEXOS

Contenido

ANEXO 1: NORMATIVA.....	2
ANEXO 2, ACEITE EMPLEADO:.....	16
ANEXO 3: CATALOGO DE ACUMULADORES DE VEJIGA DE BOSCH.....	17
ANEXO 4, HOJA EXCEL PARA CALCULO DE MUELLES DE ARANDELAS:	26
ANEXO 5: CATALOGO MUELLES ONLINE.....	28
ANEXO 6, MANGUERAS FLEXIBLES:	29
ANEXO 7: SELLADO DE ROSCAS, LOCTITE 243:	31
ANEXO 8: CHAVETAS:.....	34
ANEXO 9: APUNTES, CONCEPTOS, IDEAS.....	35



ANEXO 1: NORMATIVA

“Orden de 11 de junio de 1984 por la que se aprueban las especificaciones técnicas sobre homologación de tractores agrícolas de ruedas en lo que se refiere al frenado.”

Presidencia del Gobierno (BOE número 144 de 16/6/1984)

ORDEN DE 11 DE JUNIO DE 1984 POR LA QUE SE APRUEBAN LAS ESPECIFICACIONES TECNICAS SOBRE HOMOLOGACION DE TRACTORES AGRICOLAS DE RUEDAS EN LO QUE SE REFIERE AL FRENADO.

Rango: Orden

Páginas: 17626 a 17629 – 4 págs.

Referencia:

TEXTO

Por Orden del Ministerio de Industria de 14 de diciembre de 1974 se aprobó el Reglamento de Homologación de Vehículos en lo que respecta al frenado. En el punto 1.2.3 del citado Reglamento se determina la exclusión del campo de aplicación del mismo de los tractores agrícolas.

Por otra parte, por Real Decreto 1467/1981, de 8 de mayo, por el que se modifican diversos artículos del Código de la Circulación, y sus anexos 1, 2 y 5, se añade un nuevo apartado VII al artículo 215 del Código, en virtud del cual se establece que los Ministerios de Agricultura, Pesca y Alimentación y el de Industria y Energía determinarán las condiciones técnicas que deben reunir los dispositivos de frenado de las diversas clases de vehículos especiales agrícolas, así como los ensayos a realizar, a efectos de homologación, en lo que respecta al frenado.

En su virtud, a propuesta de los Ministros de Agricultura, Pesca y Alimentación y de Industria y Energía,

Esta Presidencia del Gobierno dispone:

Primero.-Se aprueban las <Especificaciones técnicas sobre homologación de tractores agrícolas de ruedas en lo que se refiere al frenado>, que figuran como anexo de la presente Orden.

Segundo.-La presente Orden entrará en vigor a los seis meses de su publicación en el <Boletín Oficial del Estado>.

Madrid, 11 de junio de 1984.-MOSCOSO DEL PRADO Y MUÑOZ.

ANEXO QUE SE CITA



Especificaciones técnicas para la homologación de tractores agrícolas de ruedas en lo que se refiere al frenado

1. Campo de aplicación.

1.1 Las presentes especificaciones técnicas se aplican al frenado de los tractores agrícolas de ruedas, tal como se definen en el Código de la Circulación.

2. Definiciones.

A los efectos de las presentes especificaciones técnicas se aplican las siguientes definiciones:

2.1 <Homologación del tractor>: La homologación de un tipo de tractor agrícola en lo que se refiere al frenado.

2.2 <Tipo de tractor>: Los tractores que no presenten entre sí diferencias esenciales en lo que se refiere a las características siguientes:

2.2.1 Peso en vacío: Definido en el apartado 2.4

2.2.2 Peso máximo: Definido en el apartado 2.5.1.

2.2.3 Reparto del peso entre los ejes.

2.2.4 Carga máxima técnicamente admisible por eje.

2.2.5 La velocidad máxima por construcción.

2.2.6 Otros dispositivos de frenado, especialmente la presencia o no de equipo de frenado para remolque.

2.2.7 Número y disposición de los ejes frenados.

2.2.8 Medidas de los neumáticos del eje (o de los ejes) frenado (frenados).

2.2.9 Modelo de motor.

2.2.10 Desmultiplicación total de la transmisión correspondiente a la velocidad máxima.

2.3 <Tractor en vacío>: El tractor en orden de marcha, con depósitos y radiador llenos, con conductor de 75 kilogramos de peso, sin acompañantes ni accesorios discrecionales ni carga.

2.4 <Peso en vacío>: El peso del <tractor en vacío>.

2.5 <Tractor en carga>: Salvo indicaciones particulares, el tractor cargado de manera que alcance su >peso máximo>.



2.5.1 <Peso máximo>: El peso máximo técnicamente admisible declarado por el fabricante. El peso máximo autorizado puede ser inferior a este peso.

2.5.2 <Carga por eje>: La carga máxima técnicamente admisible sobre cada eje declarada por el fabricante, La carga por eje autorizada puede ser inferior a esta carga. La suma de las cargas por eje puede ser superior al <peso máximo>.

2.6 <Dispositivo de frenado>: El conjunto de los órganos que tienen por función disminuir progresivamente o anular la velocidad de un tractor en marcha, o mantenerlo inmovilizado si se encuentra ya detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho y, eventualmente de un dispositivo suplementario sobre el tractor para el suministro de energía y el mando del dispositivo de frenado de remolque.

2.7 <Mando>: La pieza directamente accionadas por el conductor para proporcionar a la transmisión del dispositivo de frenado la energía necesaria para hacer funcionar los frenos o para controlar dicha energía. Esta energía puede ser, la energía muscular del conductor, otra fuente de energía controlada por el conductor o una combinación de ambas.

2.8 <Transmisión>: El conjunto de los elementos comprendidos entre el mando y el freno, que los une de forma funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática eléctrica o mixta.

Cuando el frenado se efectúa con asistencia de una fuente de energía independiente del conductor, pero controlada por él, la reserva de energía vinculada al dispositivo forma parte igualmente de la transmisión.

2.9 <Freno>: El órgano en que se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del tractor. El freno puede ser de fricción (cuando las fuerzas se producen por rozamiento entre dos piezas en movimiento relativo, pertenecientes ambas al tractor) eléctrico (cuando las fuerzas se producen por acción electromagnética entre dos elementos en movimiento relativo -que no se tocan- pertenecientes ambos al tractor); de fluido (cuando las fuerzas se desarrollan por la acción de un fluido que se encuentra entre dos elementos en movimiento relativo, pertenecientes ambos al tractor); de motor (cuando las fuerzas provienen de un aumento artificial de la acción de frenado del motor, que se transmite a las ruedas).



2.10 <Freno de servicio>: Dispositivo cuya función es disminuir la velocidad del tractor en movimiento y lograr que quede inmóvil.

2.11 <Freno de estacionamiento>: Conjunto de elementos mediante los cuales el tractor puede mantenerse parado, incluso sobre una pendiente y en ausencia del conductor.

Se considera asimismo freno de estacionamiento un dispositivo que bloquee mecánicamente el sistema de transmisión del tractor pero que no pueda ser utilizado cuando este último esté en movimiento.

2.12 <Velocidad máxima por construcción>: Velocidad máxima por diseño, especificada por el fabricante, o velocidad máxima de avance del tractor, con la relación más alta de la caja de cambio, medida en pista de ensayo, o calculada según la norma UNE 68043.

2.13 <Fuerza de mando para el frenado>: Fuerza total aplicada por el conductor en el mando del dispositivo de frenado, medida en el punto de aplicación de la fuerza, sobre la recta que une dicho punto con la articulación de la cadera del conductor para los mandos accionados por pedal, o sobre la recta que une la mano con la articulación del brazo y el omoplato, en el caso de accionamiento manual.

2.14 <Distancia de frenado>: Longitud recorrida por un tractor entre el punto en el que se efectúa el primer movimiento del mando del dispositivo de frenado y el punto en el que el tractor queda inmóvil.

2.15 <Deceleración>: Deceleración media calculada en función de la velocidad inicial y de la distancia de frenado, según la fórmula:

Fórmula omitida.

2.16 <Elemento de un dispositivo de frenado>: Uno de los componentes aislados cuyo conjunto forma el dispositivo de frenado.

2.17 <Frenado moderable>: Maniobra de frenado durante la cual, en las condiciones normales de funcionamiento del dispositivo de frenado, tanto mientras se aprietan como cuando se aflojan los frenos:

-El conductor puede, en todo momento, aumentar o disminuir la fuerza de frenado actuando sobre el mando.

-La fuerza de frenado varía proporcionalmente y en el mismo sentido que la acción sobre el mando (función monótona).

-Es posible proceder fácilmente a una regulación suficientemente fina de la fuerza de frenado.



3. Petición de homologación:

3.1 La petición de homologación de un tipo de tractor en la que se refiere al frenado se hará de acuerdo con lo establecido en la Orden del Ministerio de Industria y Energía de 25 de enero de 1982 por la que se regula el procedimiento de solicitud de homologación para vehículos, partes y piezas.

3.2 La petición, además de los documentos que se señalan en el artículo 4. de la Orden ministerial de 25 de enero de 1982, irá acompañada de los siguientes, en formato A-4 o doblado a este mismo formato.

3.2.1 Descripción del tipo de tractor en lo que se refiere a los puntos mencionados en el apartado 2.2.

3.2.2 Relación de los elementos, debidamente identificados, que constituyen el dispositivo de frenado.

3.2.3 Esquema del conjunto del dispositivo de frenado e indicación de la posición de sus elementos en el tractor.

3.3 El fabricante o su representante oficial presentará para su ensayo en el laboratorio acreditado un tractor representativo del tipo a homologar y copia de la documentación señalada en los apartados 3.2.1 al 3.2.3 que anteceden.

El tractor deberá estar preparado por el fabricante para que se puedan simular y comprobar todos los casos de fallo previstos en estas especificaciones técnicas.

3.4 Se considera equiparado a los laboratorios acreditados que realizarán los ensayos previstos en la presente disposición el Laboratorio de la Estación de Mecánica Agrícola del Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación. La colaboración de ésta se regulará mediante convenio específico entre el Ministerio de Industria y Energía y el expresado Departamento ministerial.

Se equipara igualmente a los laboratorios que en su día puedan acreditarse para los ensayos previstos en las presentes especificaciones técnicas, según prevé el Real Decreto 2534/1981, de 18 de septiembre, sobre actuaciones del Ministerio de Industria y Energía en materia de normalización y homologación, el Laboratorio del Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA).

4. Homologación.



4.1 Si se concediera la homologación, en la resolución se asignará una contraseña de homologación, formada por las letras FRT, y un número correlativo que comenzará en el 0001.

4.2 La contraseña de homologación deberá fijarse, en todos los tractores de la serie en forma legible e indeleble y en lugar fácilmente accesible, a ser posible en las proximidades de la placa de fabricante o en esta misma placa.

5. Modificaciones del tipo de tractor en lo referente a su dispositivo de frenado.

5.1 Toda modificación del tipo de tractor en lo referente a su dispositivo de frenado que se proponga efectuar el fabricante será puesta por éste en conocimiento del Centro Directivo competente en materia de Seguridad Industrial, siguiéndose el procedimiento establecido en el artículo 3. de la Orden del Ministerio de Industria y Energía, de 25 de enero de 1982.

Dicho Centro Directivo podrá:

5.1.1 Considerar que las modificaciones propuestas no tienen influencia desfavorable notable y que, en todo caso, el tractor cumple todavía las prescripciones, o

5.1.2 Exigir la realización de nuevos ensayos en laboratorio acreditado, asignando, si procede, una nueva contraseña de homologación.

6. Conformidad de la producción.

6.1. Todo tractor que ostente una marca de homologación en aplicación de las presentes especificaciones técnicas, debe estar conforme con el tipo homologado, estar equipado con el dispositivo de frenado con el cual éste ha sido homologado y cumplir las exigencias del apartado 7 de las presentes especificaciones técnicas.

6.2. Para comprobar si los vehículos de la serie se corresponden con el tipo homologado se estará a lo dispuesto en el artículo 7. de la Orden del Ministerio de Industria y Energía, de 25 de enero de 1982.

8.3 Sin perjuicio de cualquier otra sanción que pueda corresponder por incumplimiento de lo dispuesto en el Código de la Circulación y disposiciones complementarias, la homologación concedida podrá ser retirada si el tractor tomado de la serie no supera los ensayos y comprobaciones a que se hace referencia en el apartado 6.2 anterior, o no cumple las exigencias del apartado 7 de las presentes especificaciones técnicas



7. Prescripciones de construcción y montaje.

7.1 Generalidades.

7.1.1 Dispositivos de frenado.

7.1.1.1 El dispositivo de frenado definido en el apartado 2.6 debe estar concebido, construido y montado de tal forma que, en condiciones normales de utilización y a pesar de las vibraciones a que pueda estar sometido, el tractor pueda cumplir las prescripciones de las presentes especificaciones técnicas.

7.1.1.2 En particular, el dispositivo de frenado debe estar concebido, construido y montado de forma que resista a los fenómenos de corrosión y envejecimiento a los que está expuesto, que podrían causar una pérdida repentina de eficacia de frenado.

7.1.2 Funciones del dispositivo de frenado. El dispositivo de frenado definido en el apartado 2.6 debe realizar las siguientes funciones:

7.1.2.1 Frenado de servicio.

El frenado de servicio debe permitir controlar el movimiento del tractor y detenerlo de forma segura, rápida y eficaz a las velocidades admitidas por construcción con el peso máximo autorizado y sobre pendiente ascendente o descendente. Su acción debe ser moderable. Estas condiciones se cumplen si se respetan las prescripciones de los apartados 8 y 9 de las presentes especificaciones técnicas. Cuando el dispositivo de frenado de servicio está constituido por un dispositivo de mando derecho y un dispositivo de mando izquierdo, estos dos mandos pueden estar separados, pero deben poderse hacer solidarios de forma que puedan ser accionados juntos. Además, ambos dispositivos de mando deben poseer un sistema de regulación, manual o automático, que permita regular fácilmente el sistema de equilibrado de los frenos.

El conductor debe poder obtener este frenado desde su asiento manteniendo al control del volante de dirección al menos con una mano.

7.1.2.2 Frenado de estacionamiento.

El frenado de estacionamiento debe permitir mantener el tractor inmóvil en una pendiente ascendente o descendente, incluso en ausencia del conductor, quedando mantenidos entonces los elementos activos en posición de frenado por medio de un dispositivo de acción puramente mecánica. El conductor debe poder obtener este



frenado desde su asiento, admitiéndose que la eficacia del frenado prescrita pueda ser obtenida mediante varias maniobras sucesivas del mando.

7.2 características de los dispositivos de frenado.

7.2.1 El conjunto de los dispositivos de frenado con los que está equipado el tractor debe cumplir las condiciones exigidas para el frenado de servicio, y de estacionamiento.

7.2.2 Los dispositivos de frenado de servicio y estacionamiento pueden tener partes comunes a condición de cumplir las prescripciones siguientes:

7.2.2.1 Debe haber dos mandos, por lo menos, independientes entre sí, fácilmente accesibles para el conductor desde su asiento.

7.2.2.2 En caso de rotura de cualquier elementos del dispositivo de frenado que no sean los mismos frenos (ver 2.9) o de cualquier otro fallo en el dispositivo de frenado de servicio (mal funcionamiento, agotamiento parcial o total de una reserva de energía) debe ser posible frenar progresivamente el tractor hasta su detención con una deceleración, por lo menos igual al 50 por 100 del valor prescrito en el apartado 9 de las presentes especificaciones técnicas.

Para la aplicación del presente apartado, los conjuntos placaleva o similares, mediante los cuales son accionados directamente los frenos, se consideran que no son susceptibles de rotura.

7.2.3 Cuando se utilice una energía distinta de la muscular del conductor, la fuente de energía (bomba hidráulica, compresor de aire, etc.) puede ser única si se cumplen las exigencias del apartado 7.2.2.2.

7.2.4 El dispositivo de freno de servicio debe actuar, al menos, sobre las ruedas de un eje.

7.2.5 En los tractores simétricos, la acción de frenado del dispositivo de frenado de servicio debe estar repartida entre las ruedas de un mismo eje, de forma simétrica respecto al plano longitudinal medio del tractor.

7.2.6 El dispositivo de frenado de servicio y el dispositivo de frenado de estacionamiento deben actuar sobre superficies de frenado fijadas a las ruedas de manera permanente por medio de piezas suficientemente robustas. Ninguna superficie de frenado debe poder ser desacoplada de las ruedas.



Cuando el frenado se ejerce sobre un solo eje, el diferencial no debe estar situado entre el freno de servicio y la rueda; cuando el frenado se ejerce sobre dos ejes, el diferencial puede estar situado entre el freno de servicio y las ruedas de uno de los dos ejes.

7.2.7 El desgaste de los frenos debe poder ser fácilmente compensado por un sistema de regulación manual o automático. Además, el mando y los elementos de la transmisión y de los frenos deben poseer una reserva de recorrido tal que, después de un cierto desgaste de los forros, la eficacia del frenado quede asegurada sin necesidad de un ajuste inmediato.

7.2.8 En los dispositivos de frenado con transmisión hidráulica, los orificios de llenado de los depósitos de líquido deben ser fácilmente accesibles; además, los recipientes que contienen la reserva de líquido deben ser concebidos y construidos de manera que permitan un fácil control del nivel de la reserva.

7.2.9 Todo tractor equipado con un dispositivo de frenado de servicio neumático accionado a partir de un acumulador de energía debe estar provisto -en el caso de que el frenado con la eficacia prescrita sea posible sin la intervención de la energía acumulada- de un dispositivo de alarma, óptica o acústica, además del manómetro, en su caso, que entre en acción cuando la energía acumulada en una parte cualquiera del dispositivo antes del distribuidor descienda hasta un valor igual o inferior al 65 por 100 de su valor nominal. Este dispositivo debe estar conectado directamente y de modo permanente al circuito.

7.2.10 Sin perjuicio de las condiciones impuestas en el apartado 7.1.2.1 anterior, cuando la intervención de una fuente auxiliar de energía sean indispensable para el funcionamiento de un dispositivo de frenado, la reserva de energía debe ser tal que, en caso de que el motor se pare, subsista una eficacia de frenado suficiente para detener el tractor.

7.2.11 Los servicios auxiliares no pueden tomar su energía más que en condiciones tales que su funcionamiento no pueda contribuir, incluso en caso de avería de la fuente de energía, a disminuir las reservas de energía que alimentan los dispositivos de frenado, por debajo del 65 por 100 de su valor nominal.

7.3 Ensayos y eficacia de los dispositivos de frenado.

Los tractores agrícolas de ruedas, para obtener la homologación en lo que se refiere al frenado, según las presentes especificaciones



técnicas, deberán cumplir con lo establecido en los apartados 8 y 9 de las mismas.

8. Ensayos de frenado.

8.1 Generalidades.

8.1.1 La eficacia del dispositivo de frenado de servicio está basada en la deceleración media calculada partiendo de la distancia de frenado.

La eficacia del dispositivo de frenado de estacionamiento está basada en la capacidad de mantener el tractor inmóvil sobre una pendiente ascendente o descendente.

8.1.2 La eficacia del frenado se medirá en ensayos sobre pista, admitiéndose otros procedimientos si se demuestra su equivalencia. Estos ensayos deben efectuarse en las condiciones siguientes:

8.1.2.1 El tractor debe estar en las condiciones de peso indicadas para cada tipo de ensayo. Estas condiciones deben indicarse en el boletín de ensayo.

8.1.2.2 Durante los ensayos, la fuerza ejercida sobre el mando para obtener la eficacia prescrita no debe pasar del valor máximo establecido.

8.1.2.3 La pista de ensayo debe tener una superficie seca, limpia, asfaltada o superficie equivalente que ofrezca buena adherencia.

8.1.2.4 La superficie de la pista de ensayo debe ser horizontal, admitiéndose una pendiente longitudinal máxima del 1 por 100, así como una pendiente transversal máxima del 3 por 100.

8.1.2.5 Los ensayos deben realizarse cuando la velocidad del viento sea inferior al 10 m/s.

8.1.2.6 La temperatura ambiente debe estar comprendida entre + 5 y + 35 C, debiendo consignarse en el informe.

8.1.2.7 El (los) eje (s) frenado (s) debe (n) estar equipado (s) con los neumáticos del mayor diámetro recomendado por el fabricante del tractor. Los neumáticos deben estar fríos al comienzo del ensayo y se inflarán a la presión (es) indicada (s) por el fabricante del tractor para la masa de cada ensayo.

8.1.2.8 La eficacia prescrita debe obtenerse sin bloqueo de ruedas, sin que el tractor cambie su trayectoria y sin vibraciones anormales.



8.1.2.9 Las garras de la banda de rodadura de las ruedas frenadas no podrán estar desgastadas más del 45 por 100 de su altura cuando nuevas.

8.1.2.10 En caso de tractor autorizado a enganchar remolques, éste debe estar equipado con los elementos previstos por el constructor para el funcionamiento del dispositivo de frenado del vehículo remolcado, si este último afecta a las prestaciones de frenado del vehículo tractor.

8.1.3 La precisión de las medidas efectuadas en los ensayos será:

* Precisión - por ciento *

Velocidad de desplazamiento * 3 *

Peso del tractor * 3 *

Deceleración * 3 *

Distancia de frenado * 1 *

Fuerza de mando para el frenado * 5 *

Presión de inflado de los neumáticos * 5 *

Presión de líquido (o gas) del sistema de frenado * 5 *

8.2 Ensayo de los frenos de servicio.

Se efectuarán dos tipos de ensayos en el siguiente orden:

a) Ensayo de eficacia en frío - tipo 0.

b) Ensayo de pérdida de eficacia - tipo 1.

8.2.1 Ensayo de eficacia en frío - tipo 0.

8.2.1.1 Generalidades.

8.2.1.1.1 Los frenos deben estar fríos al iniciar el ensayo. Un freno se considera que está frío si se cumple una de las condiciones siguientes:

-Que la temperatura, medida en el disco o en la superficie exterior del tambor, sea inferior a 100 C.

-En el caso de frenos totalmente cerrados, incluso en los frenos en baño de aceite, la temperatura medida en el exterior del cárter sea inferior a 50 C.

-Que los frenos no hayan sido utilizados desde una hora, como mínimo, antes del ensayo.



8.2.1.1.2 Durante el ensayo, los ejes no frenados que pueden ser desembragados, no deben estar acoplados a los ejes frenados.

8.2.1.1.3 Durante el frenado, los frenos no deben ser regulados manualmente.

8.2.1.2 Condiciones del ensayo.

En ensayo debe efectuarse en las condiciones siguientes:

8.2.1.2.1 Con el <tractor en carga> y el eje no frenado con su <carga por eje>.

Para los tractores con freno en todas sus ruedas, el eje delantero debe soportar su <carga por eje>.

8.2.1.2.2 El ensayo debe repetirse con el <tractor en vacío> y, eventualmente, llevando a bordo una persona encargada de registrar los resultados del ensayo.

8.2.1.2.3 Los límites prescritos para la eficacia, tanto en los ensayos en carga como en los ensayos en vacío, son los indicados en el apartado 9 de las presentes especificaciones técnicas.

8.2.1.3 Método operativo.

8.2.1.3.1 Con el tractor según se indica en 8.2.1.2.1, rodando a la velocidad máxima por construcción:

Desembragar el motor.

Aplicar inmediatamente una fuerza constante en el mando del dispositivo de frenado hasta que el tractor se detenga. En el intervalo de tiempo de actuación de los frenos se mide la distancia de frenado.

Calcular la deceleración media de acuerdo con la fórmula indicada en 2.15.

8.2.1.3.2 La velocidad real de ensayo debe ser la máxima indicada por el fabricante, admitiéndose una tolerancia de 10 por 100.

8.2.2 Ensayo de pérdida de eficacia. Tipo 1.

8.2.2.1 Método operativo.

Con el tractor según se indica en 8.2.1.2.1 y con el motor desembragado, calentar los frenos de servicio haciendo funcionar el tractor en una distancia de un kilómetro sobre una pendiente descendente del 10 por 100, de tal manera que la energía absorbida sea igual a la que se produce en el mismo tiempo con el tractor en



carga, frenado a una velocidad constante igual al 80 5 por 100 de la velocidad especificada para en ensayo de tipo 0.

Este calentamiento de los frenos también puede conseguirse remolcando el tractor un kilómetro a 80 5 por 100 de la velocidad especificada para el ensayo tipo 0, con el motor desembragado y accionando el freno de servicio de manera que la fuerza de remolque sea igual al 10 por 100 del peso del tractor cargado.

Podrá utilizarse cualquier otro sistema mecánico de calentamiento de los frenos con el que se alcancen en los mismos temperaturas similares.

Inmediatamente, en un intervalo de tiempo no mayor de tres minutos, repetir el ensayo tipo 0 con el tractor en carga, midiendo la distancia de frenado.

8.3 Ensayo de los frenos de estacionamiento.

8.3.1 Condiciones de ensayo.

8.3.1.1 El ensayo se efectúa con el tractor <en carga> sobre una pendiente, ascendente o descendente, del 18 por 100.

8.3.1.2 En caso de tractor autorizado a enganchar remolques, además se efectúa otro ensayo sobre una pendiente ascendente o descendente del 12 por 100, de un conjunto formado por un tractor en vacío y un remolque de dos ejes, no frenado, de su mismo peso. Para tractores de más de tres toneladas de peso en vacío, el peso del remolque utilizado en el ensayo será de tres toneladas.

8.3.2 Método operativo.

8.3.2.1 Con el tractor dispuesto según se indica en 8.3.1 medir la fuerza que es necesario aplicar en el mando del dispositivo de freno de estacionamiento para que los frenos sean capaces de mantener el tractor inmovilizado.

Si es necesario accionar el mando varias veces para conseguir mantener el tractor inmovilizado, anotar la fuerza máxima aplicada.

Repetir la operación con el tractor colocado en la pendiente en sentido opuesto.

8.3.2.2 Si no se dispone de pista con la pendiente especificada, el ensayo puede efectuarse sobre una superficie horizontal, como la definida en 8.1.2.4, con fuerza equivalente a la de gravitación aplicada de forma constante y continua, en cada uno de los dos sentidos de marcha del tractor.



9. Eficacia de los dispositivos de frenado.

Los tractores agrícolas de ruedas deben cumplir con las prescripciones que siguen para los dispositivos de frenado siguientes:

9.1 Dispositivo de frenado de servicio.

9.1.1 Eficacia. Ensayo tipo 0.

En las condiciones prescritas para el ensayo tipo 0, los frenos de servicio deben asegurar, como mínimo, una deceleración media de 2,4 m/s² para tractores de hasta 30 Km/h de velocidad máxima por diseño y de 3,2 m/s² para los de más de 30 Km/h, determinada a partir de la distancia de frenado, calculada con la fórmula establecida en 2.15.

Esta eficacia debe ser obtenida ejerciendo sobre el pedal de freno una fuerza no superior a 600 N, y de 400 N si es de palanca.

9.1.2 Pérdida de eficacia. Ensayo tipo 1.

En el ensayo tipo 1, los frenos de servicio deben asegurar una eficacia residual no inferior al 75 por 100 de la prescrita, ni al 60 por 100 del valor obtenido en el ensayo tipo 0.

9.2 Dispositivo de frenado de estacionamiento.

9.2.1 Eficacia.

En las condiciones prescritas en el apartado 8.3.1 anterior, el dispositivo de frenado de estacionamiento debe poder mantener inmóvil el tractor ejerciendo sobre el mando del dispositivo de frenado de estacionamiento una fuerza no superior a 600 N si es de pedal y a 400 N si es de palanca.

ANEXO 2, ACEITE EMPLEADO:



CEPSA HIDROSIC HLP

Aceite lubricante formulado con bases parafínicas altamente refinadas y aditivación seleccionada, de última generación **sin cenizas** que le confiere propiedades antidesgaste y especiales características para resistir la degradación térmica y oxidante, productora de “lacas” en las servoválvulas y “lodos” en los diferentes actuadores hidráulicos.

UTILIZACIÓN

- En sistemas hidrostáticos donde se requieran fluidos hidráulicos con características **Antidesgaste**, particularmente cuando se le exige al fluido condiciones de operación a elevadas presiones y temperaturas, como en las aplicaciones de circuitos que contienen servoválvulas y microfiltros en mecanismos robotizados, etc.
- Por sus excelentes cualidades anticorrosivas, es recomendado en circuitos hidráulicos convencionales con problemas de contaminación acuosa.

PRESTACIONES

- Gran poder de Demulsibilidad. Separación rápida del agua.
- Buena resistencia a la espuma. Rápida cesión del aire.
- Gran capacidad Antidesgaste.
- Elevada Estabilidad Hidrolítica frente a contaminaciones debidas a la humedad ambiental o procedentes de circuitos de refrigeración.
- Elevada protección contra la corrosión y la herrumbre. Reduce los costes de mantenimiento.
- Excelente Estabilidad Térmica y frente a la oxidación.
- Excelentes resultados frente a los ensayos de Filtrabilidad (AFNOR y DENISON).
- Compatibilidad con las juntas de cierre.

NIVELES DE CALIDAD

- DENISON HF-0, HF-1 y HF-2
- DIN 51524 Parte 2 Clase HLP
- AFNOR NF E 48603-HM
- VICKERS I-286-S y M-2950-S
- FILTRABILIDAD AFNOR
- CINCINNATI MILACRON P-68, P-69 y P-70
- ISO 6743-4 HM

SEGURIDAD, HIGIENE Y MEDIO AMBIENTE

Existe la correspondiente Ficha de Datos de Seguridad conforme a la legislación vigente. Dicha documentación proporciona información relativa a la peligrosidad del producto, precauciones en su manejo, medidas de primeros auxilios y datos medioambientales disponibles.

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

CARACTERÍSTICAS	NORMA ASTM	CEPSA HIDROSIC HLP		
		32	46	68
GRADO ISO				
Densidad 15°C, kg/l	D-4052	0,87	0,877	0,882
Viscosidad a 40°C, cSt	D-445	32,12	46,9	68
Viscosidad a 100°C, cSt	D-445	5,44	6,9	8,7
Índice de Viscosidad	D-2270	100	100	99
Punto de Inflamación V/A, °C	D-92	210	215	220
Punto de Congelación, °C	D-97	-24	-21	-18

Los valores de características típicas que figuran en el cuadro, son valores medios dados a título indicativo y no constituyen una garantía. Estos valores pueden ser modificados sin previo aviso.

CEPSA Lubricantes, S.A. – C/ Ribera del Loira, 50 – 28042 Madrid – www.cepsa.com/lubricantes

Rev. 4, mes: octubre, año: 2007

ANEXO 3: CATALOGO DE ACUMULADORES DE VEJIGA DE BOSCH

Rexroth
Bosch Group

Electric Drives and Controls | Hydraulics | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service

RS 50170/01.09
Reemplaza a: 05.2008



Acumulador a vejiga

Tipo HAB

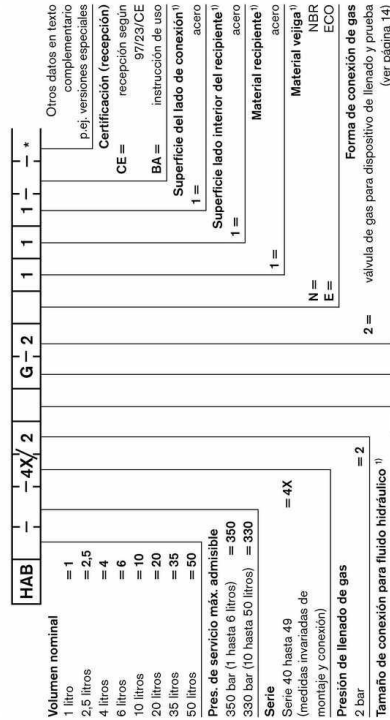


Serie 4X
Volumen nominal 1 hasta 50 litros
Presión de servicio máxima 350 bar

HAB | RS 50170/01.09

2/18 | Bosch Rexroth AG | Hydraulics

Código de pedido



Ejemplo de pedido:

HAB10-330-4X/2G09G-2N111-CE

¹⁾ otras variantes según consulta

Tipos preferentes ver página 11

Instrucciones para el servicio y declaraciones de conformidad

Instrucciones para el servicio
gültig für HAB1 bis HAB50

Declaraciones de conformidad
Idiomas: alemán, inglés, francés

Idioma	Instrucciones para el servicio Material no.
Alemán	R901200925
Inglés	R901200926
Francés	R901200927
Español	R901200928
Italiano	R901200929
Chino	R901200930
Ruso	R901200931
Nonnegio	R901200932

Volumen nominal	Declaraciones de conformidad	
	Material vejiga NBR	Material vejiga ECO
1 l	—	—
2,5 l	R901200940	R901200942
4 l	—	—
6 l	—	—
10 l	R901200941	R901200943
20 l	—	—
35 l	—	—
50 l	—	—

Características

- Acumulador hidráulico según la Directiva 97/23/CE sobre equipos a presión
 - Material de la vejiga para aplicaciones diferentes
- Empleo:**
- Acumulación de energía en equipos con servicio intermitente
 - Reserva energética para casos de emergencia
 - Compensación de pérdidas por fugas
 - Amortiguación de golpes y oscilaciones
 - Compensación de volumen en caso de modificaciones de presión y temperatura

Índice

Contenido	Página
Características	1
Código de pedido	2
Instrucciones para el servicio y declaraciones de conformidad	2
Función, corte, símbolo	3
Datos técnicos	4
Aplicaciones, modo de actuar	5 hasta 10
Cálculo	11
Accesorios	12 hasta 16
Uso conforme a su destino	17
Advertencias de seguridad para acumuladores hidráulicos	17
Disposiciones legales	17
Dispositivos de seguridad	17

Advertencia

La Directiva sobre equipos a presión 97/23/CE del Parlamento Europeo y del Consejo del 20 de mayo de 1987 para la homologación de los equipos a presión de los países de la Comunidad Económica Europea se aplica a los acumuladores hidráulicos desde el 29 de mayo de 1999. A partir del 29 de mayo de 2002 la aplicación de los acumuladores hidráulicos debe efectuarse exclusivamente de conformidad con dicha Directiva.

Informaciones sobre repuestos disponibles:
www.boschrexroth.com/spc

Datos técnicos (Para utilización con datos diferentes de los indicados se ruega consultar!)

generales	
Masa	kg ver tabla página 11
Tipo de construcción	acumulador a vejiga
Posición de montaje	Preferentemente empalme de conexión inferior, u horizontal
Modo de fijación	con abrazaderas y consola
Rango de temperatura ambiente	°C -15 hasta +65 1)
Conexión conducto	rosca atornillable
hidráulicos	
Volumen nominal	V_{nom} l 1 2,5 4 6 10 20 35 50
Volumen de gas efectivo	V_{eff} l 1,0 2,4 3,7 5,9 9,2 18,1 33,4 48,7
Caudal máx. admisible	q_{max} l/min 240 600 600 600 900 900 900 900
Presión de servicio máx. admisible	p_{max} bar 350 350 350 350 330 330 330 330
Amplitud de fluctuación de presión máx. admisible	Δp_{dyn} bar 200 200 200 200 200 200 200 200
Presiones de servicio y volumen útil	ver cálculo pag. 5 hasta 10
Fluido hidráulico	Aceite hidráulico según DIN 51524; otros fluidos según consulta.
Rango de temp. del fluido hidráulico	°C -15 hasta +80 (NBR)
Otros según consulta	-35 hasta +80 (ECO)
neumáticos	
Gas de llenado	nitrogeno, clase de pureza 4.0, N ₂ = 99,99 Vol.-%
Presión de llenado de gas	p_0 bar 2

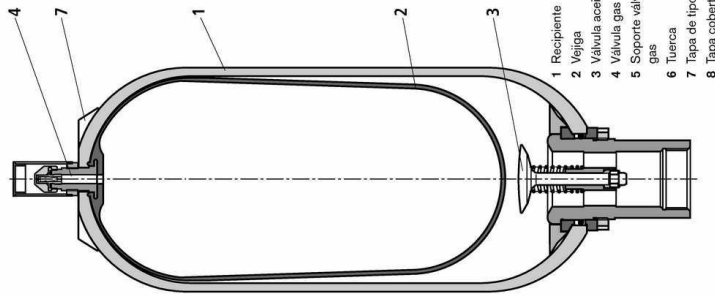
Fluidos utilizables

Fluidos hidráulicos	Rango de temp.	Material
Aceites minerales	-15 hasta +80 °C	NBR
HFC	-35 hasta +60 °C	ECO
	-10 hasta +60 °C	NBR

Para otros fluidos hidráulicos y temperaturas diferentes se ruega consultar.

Función, corte, símbolo

Generalidades
Los acumuladores hidráulicos son equipos hidrostáticos capaces de acumular una cierta cantidad de energía y entregarla al equipo hidráulico según demanda.
Los fluidos son muy poco compresibles, mientras que los gases poseen una compresibilidad elevada. Sobre esta diferencia se basa el principio de trabajo de todos los acumuladores hidráulicos de gas.

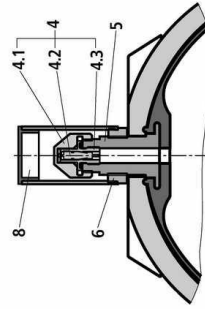


Si un volumen de gas a presión determinado se somete a una presión de líquido más elevada, a mayor presión de líquido se reduce el volumen de gas, mientras que la presión de gas aumenta con la presión del líquido.
Si la presión del líquido se reduce, por la expansión del gas el fluido se comprime dentro del equipo hidráulico hasta que la presión se compense nuevamente.

Acumulador de vejiga

Los acumuladores de vejiga se componen de un recipiente de presión cilíndrico sin soldadura (1) de acero altamente resistente.

Con la vejiga elástica (2) montada en el espacio interior del recipiente, el acumulador se separa en un lado de gas y otro de fluido. A través de la válvula de gas (4) el acumulador se llena con nitrógeno a la presión de llenado de gas p_0 prevista.
Si el fluido es presionado dentro del acumulador, el gas en la



vejiga se comprime, lográndose con ello un aumento de presión. El volumen de gas se reduce y del lado del fluido el fluido puede fluir hacia el acumulador. En cuanto la presión del lado del fluido sea inferior a la presión de gas, el acumulador se vacía.

En la conexión de aceite del acumulador de vejiga se encuentra la válvula de aceite (5), que se cierra en caso de presión más elevada del lado de gas frente al lado de líquido. De esta manera se evita que la vejiga salga hacia el canal de aceite y se destruya la vejiga.

Al alcanzar la presión de servicio mínima entre la vejiga y la válvula de aceite debe quedar un pequeño volumen de líquido (aprox. 10% del volumen nominal del acumulador) para que la vejiga no choque contra la válvula en cada procedimiento de expansión.
La válvula de gas (4) se compone de una tapa aburradora (4.1), un cartucho de válvula de gas (4.2) y el cuerpo de llenado de gas (4.3). Estas piezas se pueden recambiar separadamente.
La tapa de tipo (7) contiene los datos técnicos y las características del acumulador hidráulico.

Símbolo

Según el tipo de elemento separador, se diferencia entre acumuladores de vejiga o de membrana. Los acumuladores hidráulicos se componen básicamente de una parte líquida y de una parte gaseosa, con un elemento separador hermético al gas. La parte líquida está conectada con el circuito hidráulico.

Cálculo

Volumen de aceite

Correspondiendo a las presiones $P_0 \dots P_2$ resultan los volúmenes de gas $V_0 \dots V_2$.

Aquí V_0 es al mismo tiempo el vol. nominal del acumulador.

El volumen de aceite disponible ΔV corresponde a la diferencia de los volúmenes de gas V_1 y V_2 :

$$\Delta V \approx V_1 - V_2 \quad (3)$$

El volumen de gas variable dentro de una diferencia de presión está determinado por las ecuaciones siguientes:

a) Para la **modificación isotérmica de estado** de gases, es decir, cuando la modificación del relleno de gas es tan lenta que hay suficiente tiempo disponible para el intercambio completo de calor entre el nitrógeno y el medio ambiente y de esta manera la temperatura permanece constante, entonces vale:

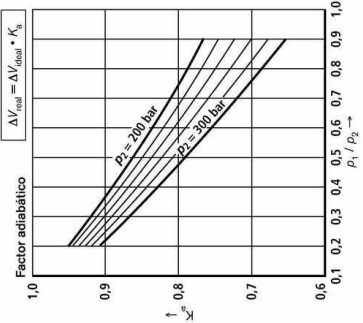
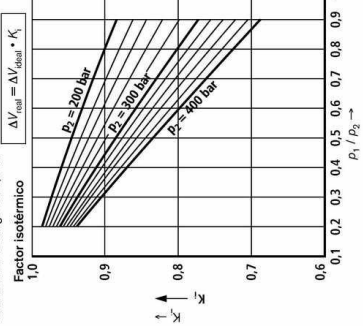
$$P_0 \cdot V_0 = P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad (4.1)$$

Diagrama de cálculo

Para la determinación gráfica se convierten las fórmulas (4.1) y (4.2) en diagramas en páginas 7 hasta 10. Según la tarea de la cual se trate se pueden calcular el volumen de aceite disponible, el tamaño del acumulador o las presiones.

Factor de corrección K_1 y K_2

La ecuación (4.1) o (4.2) solo vale para gases ideales. Sin embargo, en el comportamiento de gases reales a presiones de servicio superiores a 200 bar se producen desviaciones notables que deben ser consideradas con factores de corrección. Estos se pueden extraer de los diagramas siguientes. Los factores de corrección con los cuales se debe multiplicar el volumen de extracción ideal ΔV se encuentran en el rango de 0,6 ... 1.



b) Para la **modificación adiabática del estado**, es decir, en caso de modificación rápida del relleno de gas en la cual la temperatura del nitrógeno también se modifica, vale:

$$P_0 \cdot V_0^{\chi} = P_1 \cdot V_1^{\chi} = P_2 \cdot V_2^{\chi} \quad (4.2)$$

χ = relación de los calores específicos del gas (exponente adiabático, para nitrógeno = 1,4)

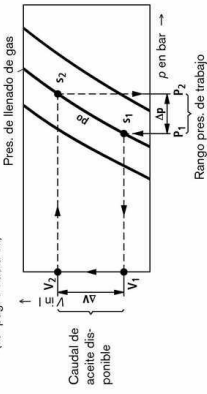
En la práctica las modificaciones de estado generalmente transcurren según las leyes adiabáticas. Frecuentemente la carga es isotérmica, la descarga adiabática.

Considerando las ecuaciones (1) y (2) ΔV se encuentra en 50% hasta 70% del volumen nominal del acumulador. Como valor indicativo vale:

$$V_0 = 1,5 \dots 3 \cdot \Delta V \quad (5)$$

Aplicación de los diagramas de cálculo

(ver págs. 7 hasta 10)



Aplicaciones, modo de actuar

Aplicaciones

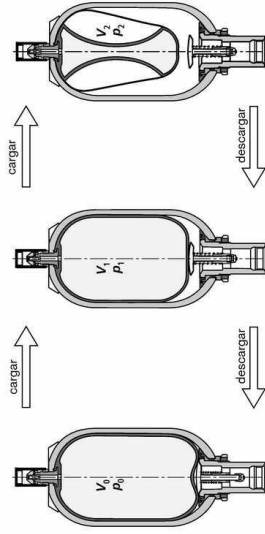
Los acumuladores hidroneumáticos ofrecen múltiples posibilidades de aplicación:

- Acumulación de energía para ahorro de potencia de accionamiento de bombas en equipos con servicio intermitente.
- Reserva energética para casos de emergencia, por ejemplo, fallo de la bomba hidráulica.
- Compensación de pérdidas por fugas.
- Amortiguación de golpes y oscilaciones en caso de oscilaciones periódicas.
- Compensación de volumen en caso de variaciones de presión y de temperatura.

Modo de actuar

Los líquidos son prácticamente incompresibles y por eso no pueden acumular energía de presión. En los acumuladores hidroneumáticos Rexroth aprovecha la compresibilidad de un gas para almacenamiento de fluido. (Solo se debe emplear nitrógeno con clase de pureza 4.0)

$n_2 = 99,99 \text{ Vol.-%}$



Cálculo

Presiones

Para el cálculo de un acumulador las presiones siguientes reciben una importancia decisiva:

P_0 = presión de llenado de gas a temperatura ambiente y cámara de fluido vacía

$P_0(t)$ = pres. de llenado de gas a temp. ambiente

$P_0(t_{max})$ = pres. de llenado de gas a temp. de serv. máx.

P_1 = sobrepresión de servicio mín.

P_2 = sobrepresión de servicio máx.

P_m = presión de servicio media

Para alcanzar un aprovechamiento óptimo del volumen del acumulador y una prolongada vida útil, se recomienda mantener los valores siguientes:

$$P_0(t_{max}) \approx 0,9 \cdot P_1 \quad (1)$$

La presión hidráulica máxima no deberá exceder cuatro veces la presión de llenado, porque de otra manera se solicitaría demasiado la elasticidad de la vejiga, produciendo modificaciones de compresión excesivas con fuerte calentamiento del gas:

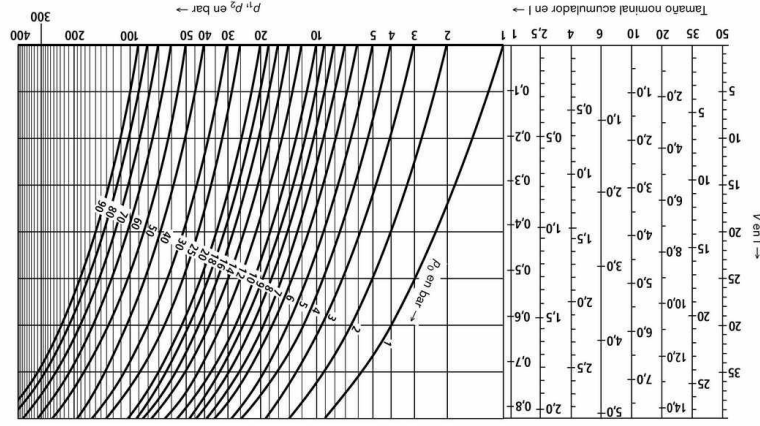
$$P_2 \leq 4 \cdot P_0 \quad (2)$$

La vida útil de la vejiga acumuladora es tanto más prolongada cuanto menor sea la diferencia entre P_1 y P_2 . Sin embargo, debido a ello se reduce de forma correspondiente el grado de aprovechamiento de la capacidad de acumulación máxima.



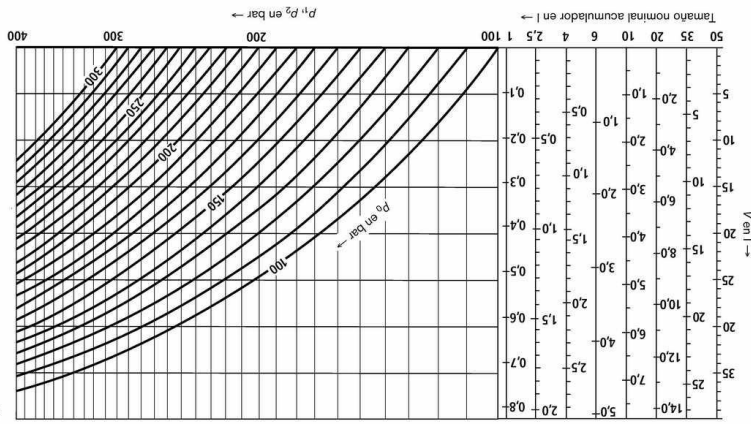
Cálculo

Cambios de estado isotérmicos
 $P_0 = 1$ hasta 90 bar



Cálculo

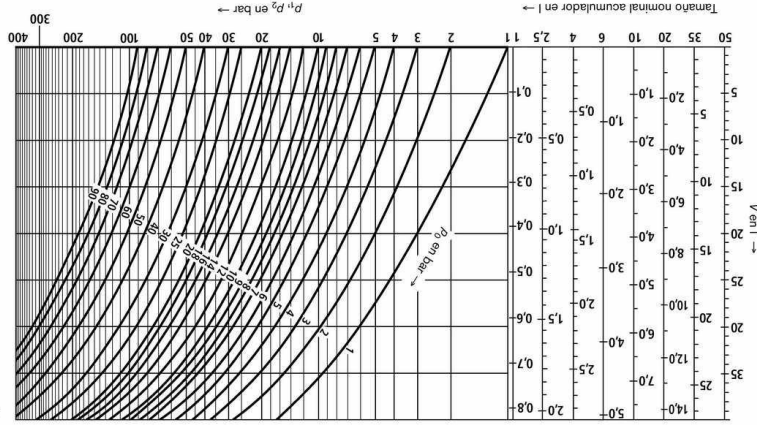
Cambios de estado isotérmicos
 $P_0 = 100$ hasta 300 bar





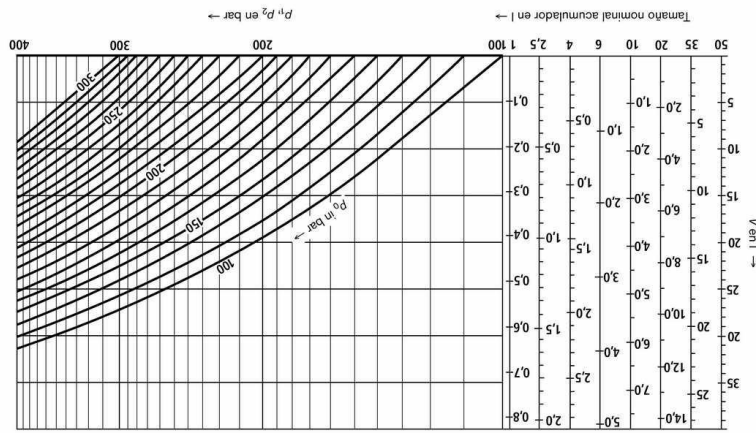
Cálculo

Cambios de estado adiabáticos
 $P_0 = 1$ hasta 90 bar

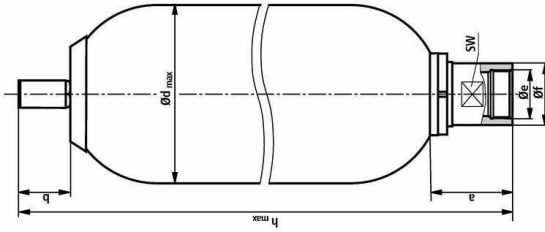


Cálculo

Cambios de estado adiabáticos
 $P_0 = 100$ hasta 300 bar



Dimensiones, tipos preferentes (medidas en mm)

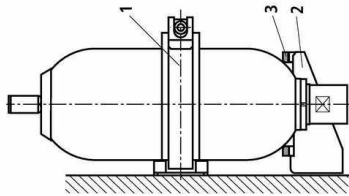


Volumen nominal litros	Código de pedido / Tipo	Material no.	h max	Ød max	a	b	Øe	Øf	SW	Masa kg
1	HAB1-350-4X/2G05G-2N11-BA	R901195131	333,5	115,5	56	70	G3/4"	36	32	5
	HAB1-350-4X/2G05G-2E11-BA	R901195132								
2,5	HAB2,5-350-4X/2G07G-2N111-CE	R901195133	554	115,5	69	70	G1 1/4"	53	50	10
	HAB2,5-350-4X/2G07G-2E111-CE	R901195134								
4	HAB4-350-4X/2G07G-2N111-CE	R901195135	438,5	170	67	70	G1 1/4"	53	50	16
	HAB4-350-4X/2G07G-2E111-CE	R901195136								
6	HAB6-350-4X/2G07G-2N111-CE	R901195137	564,5	170	67	70	G1 1/4"	53	50	20
	HAB6-350-4X/2G07G-2E111-CE	R901195138								
10	HAB10-330-4X/2G09G-2N111-CE	R901195139	590,5	225,5	104	70	G2"	76	70	32
	HAB10-330-4X/2G09G-2E111-CE	R901195140								
20	HAB20-330-4X/2G09G-2N111-CE	R901195141	900,5	225,5	104	70	G2"	76	70	53
	HAB20-330-4X/2G09G-2E111-CE	R901195142								
35	HAB35-330-4X/2G09G-2N111-CE	R901195143	1424	225,5	104	70	G2"	76	70	85
	HAB35-330-4X/2G09G-2E111-CE	R901195144								
50	HAB50-330-4X/2G09G-2N111-CE	R901195145	1940	225,5	104	70	G2"	76	70	123
	HAB50-330-4X/2G09G-2E111-CE	R901195146								

Accesorios (medidas en mm)

Elementos de fijación HAB

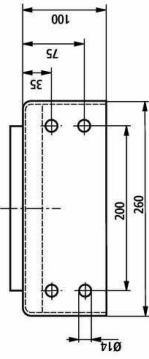
Abrazadera tipo	Material no.	Tam. nom. acumulador				
		1	4	10	35	50
Abrazadera 110-120	1531316021	1				
Abrazadera 160-170	1531316022	2				
Abrazadera 218-228	1531316026		1	2		
Abrazadera 224-230	1531316005				2	
Consola	1531334008		1	1	1	1
Anillo apoyo caucho	1530221042		1	1	1	1



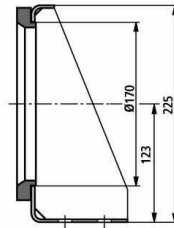
- 1 Abrazadera
- 2 Consola
- 3 Anillo apoyo caucho

Consola y anillo apoyo caucho

3000 Nm



Consola
Material no. 1531334008



Anillo apoyo caucho
Material no. 1530221042

Accesorios (medidas en mm)

Dispositivo de llenado y prueba

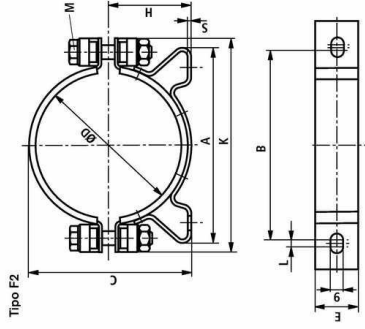
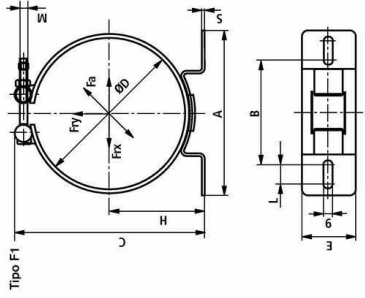


Material no.	Material no.
0538103011	0538103011
R901070141	R901070141
0538103005	0538103005
1537231001	1537231001
1530712005	1530712005

Piezas complementarias pedir por separado	Material no.
Manómetro 0 hasta 25 bar	R900033955
Manómetro 0 hasta 60 bar	1537231002
Manómetro 0 hasta 400 bar	1537231005
Manguito de paso	1533391010
Forma (E)	1533391011
Forma (B)	1533391012
Forma (C)	1533391013
Forma (D)	1533391014
Forma (S)	1533391015
Tubo flexible l = 5 m con manguito de paso forma (S)	1530712006

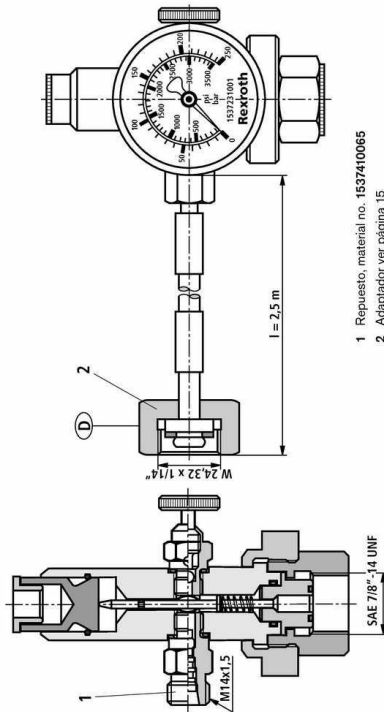
Accesorios (medidas en mm)

Abrazaderas de fijación



Dimensiones válvula de llenado y paso

1 cuerpo de válvula con válvula antirretorno, válvula de drenaje, conexión manómetro conexión tubo flexible para gas.



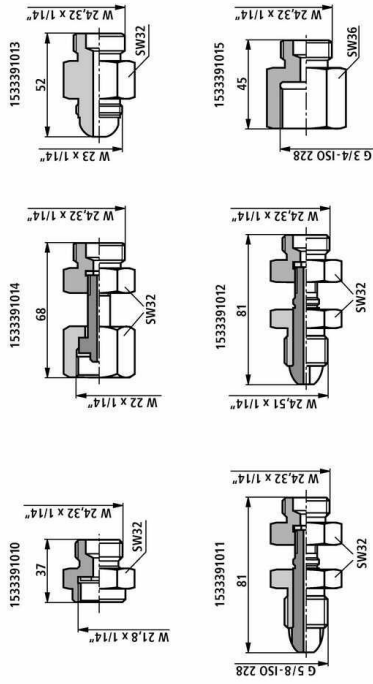
- 1 Repuesto, material no. 1537410065
- 2 Adaptador, ver página 15

Abrazadera tipo	Dimensiones											Material no.
	A	B	C	ØD	E	H	K	L	M	S		
Abrazadera 110-120	F1	135	96	150	110-120	50	64-69	-	10	M8	3	153136021
Abrazadera 160-170	F1	237	147	200	160-170	50	90-95	-	35	M8	4	153136022
Abrazadera 218-228	F1	237	147	258	218-228	50	120-125	-	35	M8	4	153136026
Abrazadera 224-230	F2	254	212	244	224-230	30	120-123	295	13	M12	3	153136005



Accesorios (medidas en mm)

Adaptador para garrata de nitrógeno hacia tuerca de unión

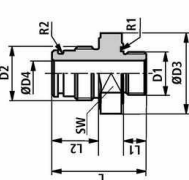


Accesorios (medidas en mm)

Manguito de empalme para bloques de seguridad TN20

Conexión A (acumulador)

Bloque seguridad	seg. ISO 228 D2 M _A en Nm	Dimensiones en mm				SW	Material no.		
		L1	L2	Ø D3	Ø D4				
M33x2	G3/4	180 +18	64	18	28	53	12	46	1533359038
	G1 1/4	450 +45	74	18	37	63	20	55	1533359039
	G2	500 +50	85	18	44	90	30	80	1533359040



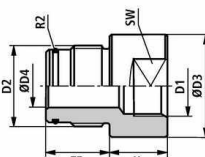
Manguito de empalme de pulgadas a rosca métrica

HAB.-1X a HAB.-4X

Las juntas anulares correspondientes (R2) forman parte del suministrador.

Las juntas anulares para la obturación axial (manguitos reductores para conexión tubo) forman parte del suministrador.

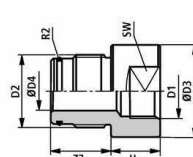
Volumen nominal litros	seg. ISO 228 D2 M _A in Nm	seg. ISO 228 D1 M _A in Nm	Dimensiones en mm				SW	Material no.		
			H	L2	Ø D3	Ø D4				
1	G3/4	180 +18	M30x1,5	180 +18	32	28	46	12	41	1533345047
2,5 - 6	G1 1/4	450 +45	M40x1,5	400 +40	43	37	60	20	55	1533345048
10 - 50	G2	500 +50	M50x1,5	450 +45	41	44	78	32	70	1533345049



Manguito reductor para conexión tubo

Las juntas anulares correspondientes (R2) forman parte del suministrador.

Volumen nominal litros	seg. ISO 228 D2 M _A en Nm	seg. ISO 228 D1 M _A en Nm	Dimensiones en mm				SW	Material no.		
			H	L2	Ø D3	Ø D4				
1	G3/4	180 +18	G3/8	70 +7	8	28	38	12	32	1533345039
2,5 - 6	G1 1/4	450 +45	G1/2	115 +12	8	37	60	24	55	1533345043
	G1 1/4	450 +45	G3/4	180 +18	8	37	60	24	55	1533345045
10 - 50	G2	500 +50	G1/2	115 +12	20	44	75	30	65	1533345044
	G2	500 +50	G3/4	180 +18	20	44	75	30	65	1533345041
	G2	500 +50	G1	310 +31	20	44	75	30	65	1533345045
	G2	500 +50	G1 1/2	450 +45	40	44	75	32	65	1533345042



País	1533391011	1533391010	1533391012	1533391014	1533391013	1533391015
Brasil	x					
Bulgaria	x					
Francia		x				
Grecia	x					
Gran Bretaña	x					
India	x					
Japón			x			
Canadá						
Corea del Norte						x
Corea del Sur						x
Malasia	x					
Rumania			x			
Rusia						x
España	x					
Arabia Saudita		x				
Singapur	x					
Turquía	x					
EE.UU.			x			

Otros países según consulta.

Uso conforme a su destino

Los acumuladores de vejiga Rexroth HAB...4X están previstos para montaje en sistemas de accionamiento hidráulicos en la construcción de máquinas y equipos estacionarios. En aplicaciones móviles o aplicaciones en las cuales durante el servicio conforme a su destino actúen sobre el acumulador de vejiga fuerzas de aceleración, sólo está autorizado el uso previo consentimiento por parte del Product Manager competente de Rexroth. Se ruega consultar al servicio técnico.

Los acumuladores de vejiga Rexroth HAB...4X no están destinados para el uso privado. No deben ser empleados en un ambiente con peligro de explosiones según la Directiva 94/9/EG (ATEX).

Advertencias de seguridad para acumuladores hidráulicos

Para los acumuladores hidráulicos se deben observar las disposiciones vigentes en el lugar de montaje antes de la puesta en marcha y durante el servicio. El explotador es responsable exclusivamente por el cumplimiento de las disposiciones existentes.

En EN 982 se encuentran advertencias generales para acumuladores hidráulicos en equipos hidráulicos.

Los documentos suministrados junto con el acumulador se deben guardar cuidadosamente, el perfil los necesitará en ocasión de los exámenes periódicos



¡Atención!

¡En el recipiente del acumulador no realizar trabajos de soldadura ni trabajos mecánicos!

– Peligro de explosión al realizar trabajos de soldadura.
– Peligro de reventamiento y pérdida del permiso de explotación en caso de mecanización

No cargar los acumuladores con oxígeno o con aire. ¡Peligro de explosión!

Antes de realizar trabajos en equipos hidráulicos, dejar el sistema sin presión y protegerlo contra reconexión!

¡Un montaje inadecuado puede causar accidentes graves!
La puesta en marcha solamente debe ser efectuada por personal técnico cualificado.

Disposiciones legales

Los acumuladores hidráulicos son recipientes a presión y están sujetos a las disposiciones y reglamentos nacionales vigentes en el sitio de montaje.

En Alemania vale el Reglamento de seguridad de servicio (BetriebsV).

En la construcción naval, aeronáutica, minera, etc. se deben observar las disposiciones respectivas vigentes.



¡Atención!

Todas las clases de recipientes se deben asegurar con una válvula limitadora de presión de conformidad con la Directiva 97/23/CE.

Dispositivos de seguridad

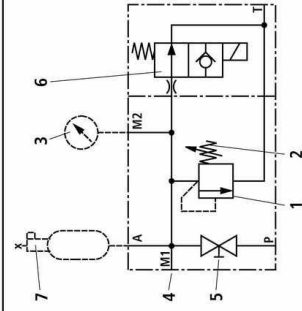
En Alemania se requiere el siguiente equipamiento de seguridad:

- 1 Dispositivo contra exceso de presión (con diseño homologado)
- 2 Dispositivo de descarga
- 3 Dispositivo de medición de presión
- 4 Conexión para manómetro de prueba
- 5 Dispositivo de bloqueo

Opción:

- 6 Dispositivo de descarga con accionamiento electromagnético
- 7 Dispositivo de seguridad contra exceso de temperatura

Estos dispositivos de seguridad están reunidos en bloque de seguridad para acumuladores Bosch Rexroth (ver RS 50128).





ANEXO 4, HOJA EXCEL PARA CALCULO DE MUELLES DE ARANDELAS:

Material Data for Disk Springs

Temperature in Application: **20.0** °C

choose Material-No: 1.1231 **Ck 67** -20 ... +60 **206.000** **206.000**

Mat. No.	Characteristic	Name	Temperature-Range [°C]	Youngs-Modulus [N/mm ²] at 20°C	Youngs-Modulus [N/mm ²]
1.1231	Ck 67	-	-20 ... +60	206.000	206.000
1.1248	Ck 75	-	-20 ... +60	206.000	206.000
1.8159	51CrV4	-	-50 ... +100	206.000	206.000
1.7701	51CrMoV4	-	-50 ... +100	206.000	206.000

Spring Steel

Standard Disc Springs - Dimensions and Parameters

De [mm]	Di [mm]	t [mm]	t' [mm]	l ₀ [mm]	δ [°]	h ₀ (h ₀ ') [mm]	h ₀ /t [mm]	K _s *(h ₀ /t') [mm]	F(0,75h ₀) [N]	cb-Part No.
6,00	3,20	0,30		0,45	1,88	0,15	0,50		116,90	104 298
8,00	3,20	0,20		0,40	2,50	0,20	1,00		25,80	104 299
8,00	3,20	0,30		0,55	2,50	0,25	0,83		105,30	104 301
8,00	3,20	0,40		0,60	2,50	0,20	0,50		185,50	104 302
8,00	3,20	0,50		0,70	2,50	0,20	0,40		357,40	104 306

23,00	10,20	1,00		1,70	2,25	0,70	0,70		1325,00	104 522
-------	-------	------	--	------	------	------	------	--	---------	---------

Calculation of Disc Springs according to DIN 2092

Spring Material: Number 1.1231, Specification Ck 67, Name -20 ... +60, Y-Modul 206.000, T = 20 °C, Application Temperature for SPRINGSTEEL

Spring Dimensions: De [mm] 23,00, Di [mm] 8,20, t [mm] 1,00, t' [mm] 1,70, l₀ [mm] 1,70

Deflection more than flat Position! Spring Characteristic: Force [N] vs Deflection [mm] graph showing a linear relationship.

s-Stack i 30, p-Stack n 2, h₀/t 0,70, E_s = 206.000 N/mm²

Life Time at des. Spring Loading between 1 and 2: Edge 3, σ₁ [N/mm²] 16,6, σ₂ [N/mm²] 55,0, No. of Cycles N 1,1E+10

Load Point 1: s₁ [mm] 0,21, F₁ [N] 45,5; Load Point 2: s₂ [mm] 0,70, F₂ [N] 150,1; Load Point 3: F₃ [N] 17.000,0, s₃ [mm] 42,00; Load Point 4: F₄ [N] Input, s₄ [mm] Input

Stress values: σ_{0M} -1466,4 N/mm²; σ₁ -3312,7 N/mm²; σ₂ 1819,8 N/mm²; σ₃ 0,0 N/mm²; σ₄ 0,0 N/mm²



Force vs. Deflection Data of Disc Spring

De [mm]	Di [mm]	t [mm]	t' [mm]	l ₀ [mm]
23,00	8,20	1,00		1,70

h ₀ / t	K _s * h ₀ / t	s-Stack i	p-Stack n	L ₀
0,70		30	2	81,00

Deflection more than flat Position?

Data Reset with <Strg>+L

s/h ₀	Deflection [mm]	Height [mm]	Force [N]
0.00	0.000	81.000	0.0
0.05	1.050	79.950	223.3
0.10	2.100	78.900	435.8
0.15	3.150	77.850	638.2
0.20	4.200	76.800	831.0
0.25	5.250	75.750	1.014.7
0.30	6.300	74.700	1.190.0
0.35	7.350	73.650	1.357.4
0.40	8.400	72.600	1.517.5
0.45	9.450	71.550	1.670.8
0.50	10.500	70.500	1.817.8
0.55	11.550	69.450	1.959.3
0.60	12.600	68.400	2.095.6
0.65	13.650	67.350	2.227.5
0.70	14.700	66.300	2.355.3
0.75	15.750	65.250	2.479.8
0.80	16.800	64.200	2.601.5
0.85	17.850	63.150	2.720.9
0.90	18.900	62.100	2.838.7
0.95	19.950	61.050	2.955.3
1.00	21.000	60.000	3.071.3

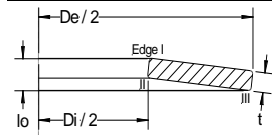
special Data Points (User Input)

Angle before flat Pos. [°]	Height [mm]	Deflection [mm]	Force [N]
	0.000		
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?
Deflection?			Data?

Spring Stack Configuration of Stack (part of)

Calculation of Disc Springs acc. to DIN 2092 / 2093

27/01/2010



all data given on this sheet are without any guarantee regarding the correctness of data

only disc springs according to DIN 2093 guarantee compliance with parameters shown



Your Partner for Disc Springs and High Precision Parts
Christian Bauer
Germany, UK and USA

Phone (+49) 7182 12 0 Fax +49 7182 12 315

Disc Spring 23,00 x 8,20 x 1,00 () l₀ = 1,70

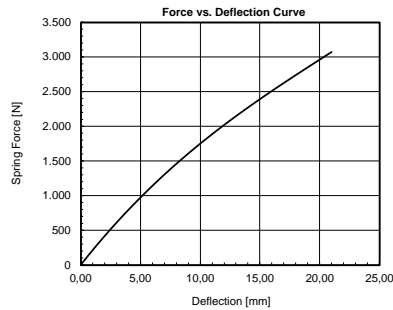
Material	1.1231	Spring Dimensions		
Number	Ck 67	Outer Diameter	23.00 mm	De
Specification	-	Inner Diameter	8.20 mm	Di
Name		Thickness	1.00 mm	t
Temperature of Use	20 °C	reduced Thickness	mm	t'
Youngs Modulus	206.000 N/mm ²	unloaded Height	1.70 mm	l ₀
Poisson Ratio	0,3			

s / h ₀	Deflect. [mm]	Height [mm]	Spring Force [N]
0.00	0.00	81.00	0.0
0.10	2.10	78.90	435.8
0.20	4.20	76.80	831.0
0.30	6.30	74.70	1.190.0
0.40	8.40	72.60	1.517.5
0.50	10.50	70.50	1.817.8
0.60	12.60	68.40	2.095.6
0.70	14.70	66.30	2.355.3
0.80	16.80	64.20	2.601.5
0.90	18.90	62.10	2.838.7
1.00	21.00	60.00	3.071.3

h₀ / t 0,70
K_s * h₀ / t
E₁

Spring Stack

Series	30	i	Number of Springs
Parallel	2	n	in the Spring
Total Height (unloaded)	81.00 mm	L ₀	Stack 60



Test Load F(0.75*h₀) acc. to DIN 2093 (single disk spring)

s/h ₀	h _{test} [mm]	s [mm]	F _{test} [N]
0.75	1.18	0.53	1.239.9



ANEXO 5: CATALOGO MUELLES ONLINE.

Registro: Contraseña: [Registro](#) [Nuevo usuario](#)

Vanel

extension

german hooks

unicef

Muelles > Muelles de compresión > **Búsqueda avanzada**

Muelles

- Muelles de compresión
- Búsqueda simple
- Búsqueda avanzada
- Muelles de extensión
- Muelles de torsión
- Muelles cónicos
- Universal Answer
- Present. lista de precios
- Acerca de la empresa
- Contacto
- FAQ
- Descarga
- Spring Terminology
- Su compra

Referencia: Unidad: **mm / N / g**

% significa cualquier parte de la referencia

Elija un material

- Cable de piano
- Acero inoxidable
- Acero Cr-Si
- Acero recubierto de zinc

Índ. rigidez [N/mm] Aprox.

Esmerilado

Orificio [mm] Máx.

Árbol [mm] Min.

Núm. de espiras Aprox.

Diám hilo [mm] Aprox.

Peso [g] Aprox.

ISO 9001: 2000, obtenido de TUV!

Pedidos online

- Muelles de compresión
- Ganchos alemanes
- Ganchos ingleses
- Muelles de torsión
- Muelles cónicos

0.00 EUR

Información técnica

- Muelles de compresión
- Ganchos alemanes
- Ganchos ingleses
- Muelles de torsión
- Muelles cónicos

Mejores precios

Referencia

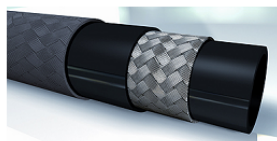
ANEXO 6, MANGUERAS FLEXIBLES:

MD 100

Manguera de presión media

HANSA FLEX

Características	
Campo de aplicación	Circuitos de baja y de media presión
Norma	SAE 100 R 5
Capa interna	Goma sintética resistente al aceite
Inserto	una capa trenzada textil y un trenzado de alambre de acero
Capa externa	una capa trenzada textil, incorporada en goma sintética
Color	negro
Temperatura min.	-40 °C
Temperatura max.	100 °C
Medios	Aceite mineral Aceite basado en poliglicol Agua (0 °C a + 70 °C) Emulsiones de agua y aceite



Artículo										
Denominación DN*	Tamaño Aduana	Ø interior min. (mm)	Ø interior max. (mm)	Ø exterior min. (mm)	Ø exterior max. (mm)	Presión de servicio (bar)	Presión de prueba (bar)	Presión de rotura (bar)	Radio de flexión mín. (mm)	
MD 104	5,0 3 3/16"	4,8	5,5	12,7	13,7	207	414	827	76	
MD 106	6,0 5 1/4"	6,4	7,2	14,3	15,3	207	414	827	95	
MD 108	8,0 6 5/16"	7,9	8,7	16,7	17,6	155	310	620	102	
MD 110	10,0 6 3/8"	10,3	11,1	18,9	20,0	138	276	552	117	
MD 113	12,0 8 1/2"	12,7	13,7	22,8	24,0	121	241	483	140	
MD 116	16,0 10 5/8"	15,9	17,0	26,8	28,0	103	207	414	165	
MD 120	19,0 12 3/4"	22,2	23,3	30,6	32,2	55	110	221	187	
MD 125	25,0 16 1"	28,6	29,8	37,3	38,9	43	86	172	229	
MD 132	31,0 20 1.1/4"	34,9	36,1	43,7	45,2	34	69	138	267	
MD 140	38,0 24 1.1/2"	46,0	47,2	55,2	57,6	24	48	97	337	
MD 160	60,0 40 2.1/2"	60,3	61,9	71,8	74,2	24	48	97	610	

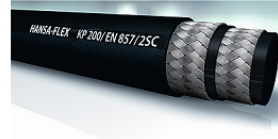
DN = Nenndurchmesser, Nennweite

KP 200 - 2 SC

Manguera HD de construcción compacta

HANSA FLEX

Características	
Campo de aplicación	Circuitos de presión media con espacios de instalación restringidos
Características especiales	Radio de flexión estrecho
Norma	EN 857 2 SC
Capa interna	Goma sintética resistente al aceite
Inserto	dos capas trenzadas de alambre de acero altamente resistente a la tracción
Capa externa	Goma sintética resistente al aceite y a la intemperie
Color	negro
Temperatura min.	-40 °C
Temperatura max.	100 °C
Modificación de longitud	+ 2 % a - 4 %
Medios	Aceite mineral Aceite basado en poliglicol Agua (0 °C a + 70 °C) Emulsiones de agua y aceite



Nota

La modificación de la longitud del tubo flexible se determina en la verificación según EN ISO 1402 con presión máx. de servicio.

Artículo

Denominación	DN*	Tamaño	Aduana	Ø interior min.	Ø interior max.	Diámetro inserto min.	Diámetro inserto max.	Ø exterior max.	Presión de servicio	Presión de prueba	Presión de rotura	Radio de flexión mín.
	(mm)			(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(bar)	(bar)	(bar)	(mm)
KP 206	6,0	4	1/4"	6,1	6,9	10,6	11,7	14,2	400	800	1600	75
KP 208	8,0	5	5/16"	7,7	8,5	12,1	13,3	16,0	350	700	1400	85
KP 210	10,0	6	3/8"	9,3	10,1	14,4	15,6	18,3	330	660	1320	90
KP 213	12,0	8	1/2"	12,3	13,5	17,5	19,1	21,5	275	550	1100	130
KP 216	16,0	10	5/8"	15,5	16,7	20,5	22,3	24,7	250	500	1000	170
KP 220	19,0	12	3/4"	18,6	19,8	24,6	26,4	28,6	215	430	860	200
KP 225	25,0	16	1"	25,0	26,4	32,5	34,3	36,6	165	330	660	250

DN = Nenndurchmesser, Nennweite

ANEXO 7: SELLADO DE ROSCAS, LOCTITE 243:

Hoja de Datos Técnicos

LOCTITE®

LOCTITE® 243™

Noviembre 2005

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

LOCTITE® 243™ presenta las siguientes características:

Tecnología	Acrílico
Tipo de Química	Éster de Dimetacrilato
Aspecto(sin curar)	Líquido azul ^{MS}
Fluorescencia	Positivo bajo luz UV ^{MS}
Componentes	Monocomponente-Sin mezclado
Viscosidad	Media, tixotrópico
Curado	Anaeróbico
Curado Secundario	Activador
Aplicaciones	Fijador de roscas
Resistencia	Media

LOCTITE® 243™ está diseñado para fijar y sellar componentes roscados, que requieran un desmontaje con herramientas manuales estándar. El producto cura en ausencia de aire, entre superficies metálicas ajustadas, evitando el aflojamiento y las fugas producidas por impactos y/o vibraciones. Especialmente adecuado para aplicaciones sobre sustratos poco activos, como el acero inoxidable y superficies revestidas, donde sea necesario el desmontaje con herramientas manuales para operaciones de mantenimiento. La naturaleza tixotrópica del LOCTITE® 243™ reduce la migración del producto líquido tras su aplicación sobre el sustrato.

NSF International
Certificado según ANSI/NSF Norma 61 para uso en sistemas de agua potable comerciales y domésticos que no superen los 82°C.

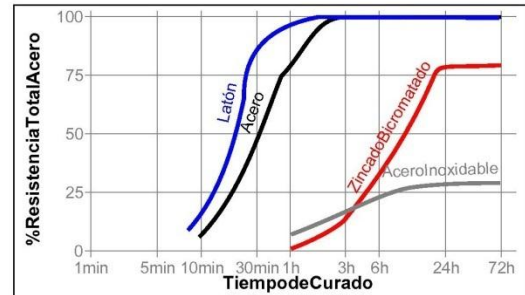
PROPIEDADES TÍPICAS DEL MATERIAL SIN CURAR

Peso específico @ 25 °C	1,08
Punto de inflamabilidad- Consultar la HS	
Viscosidad, Brookfield- RVT, 25 °C, mPa·s (cP):	
Husillo 3, velocidad 20 rpm	1.300 a 3.000 ^{MS}
Viscosidad DIN 54453 - MV, 25 °C, tras 180 s, mPa·s (cP):	
Velocidad de deformación tangencial 129 s ⁻¹	350

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DE CURADO

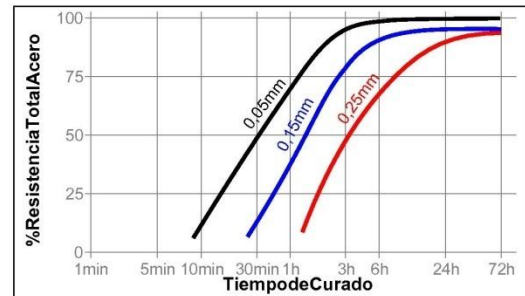
Velocidad de curado según el sustrato

La velocidad de curado dependerá del sustrato. El siguiente gráfico muestra la resistencia a rotura desarrollada en tuercas y tornillos de acero de M10, comparada con diferentes materiales, y ensayada según norma ISO 10964.



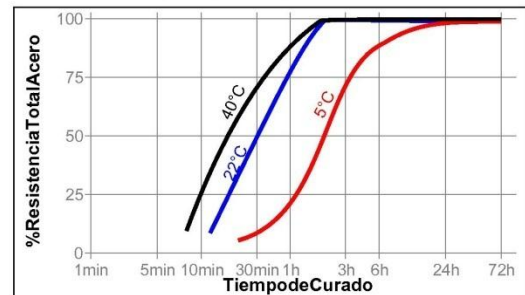
Velocidad de curado según la holgura

La velocidad de curado depende de la holgura. La holgura en piezas roscadas depende del tipo de rosca, de su calidad y de su tamaño. El siguiente gráfico muestra la resistencia a cortadura desarrollada con el tiempo en pasadores y anillos de acero, con diferentes holguras específicas, y ensayada según norma ISO 10123.



Velocidad de curado según la temperatura

La velocidad de curado depende de la temperatura. El siguiente gráfico muestra la resistencia a rotura desarrollada con el tiempo, a diferentes temperaturas, en tuercas y tornillos de acero de M10, y ensayada según norma ISO 10964.




HDT LOCTITE® 243™, Noviembre 2005

Velocidad de curado según el activador

Cuando el curado es excesivamente lento, o en caso de grandes holguras, la aplicación de un activador acelerará el curado. El siguiente gráfico muestra la resistencia a rotura desarrollada con el tiempo, con el uso de los Activadores 7471™ y 7649™, en tuercas y tornillos de acero zincado bicromatado de M10, y ensayada según norma ISO 10964.

**PROPIEDADES TÍPICAS DEL MATERIAL CURADO****Propiedades Físicas:**

Coefficiente de Dilatación Térmica, ASTM D 696, K^{-1} 80×10^{-6}
 Coeficiente de Conductividad Térmica, ASTM C 177, $W/(m \cdot K)$ 0,1
 Calor específico, $kJ/(kg \cdot K)$ 0,3

COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL CURADO**Propiedades del adhesivo**

Curado durante 24 horas @ 22 °C

Par de Rotura, ISO 10964:

Tornillería de acero de M10 N·m 20
(lb.in.) (180)

Par Residual, ISO 10964:

Tornillería de acero de M10 N·m 7
(lb.in.) (60)

Par de Desprendimiento, ISO 10964, Pre-tensado a 5 N·m:

Tornillería de acero de M10 N·m 24
(lb.in.) (210)

Par Residual máx., ISO 10964:

Tornillería de acero de M10 N·m 24
(lb.in.) (210)

Resistencia a cortadura bajo compresión, ISO 10123:

Pasadores y anillos de acero N/mm^2 $\geq 7,6^{M15}$
(psi) (≥ 1.100)

RESISTENCIA TÍPICA MEDIOAMBIENTAL

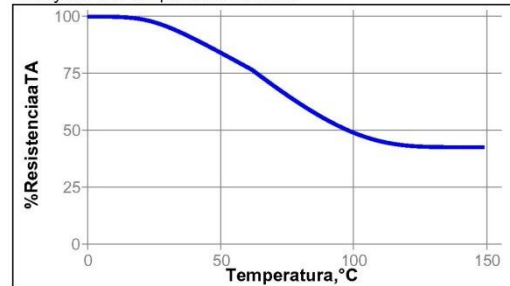
Curado durante 1 semana @ 22 °C.

Par de rotura, ISO 10964:

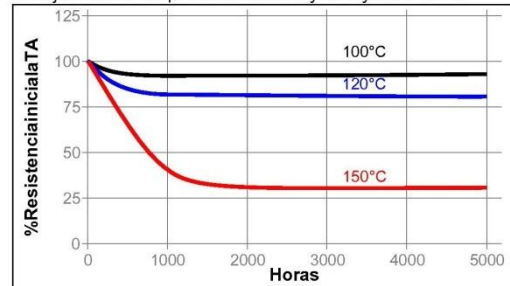
Tornillería zincada fosfatada de M10

Resistencia térmica

Ensayada a la temperatura indicada

**Envejecimiento a Temperatura**

Envejecido a la temperatura indicada y ensayado a 22 °C

**Resistencia a Productos Químicos/Disolventes**

Envejecido en las condiciones indicadas y ensayado a 22 °C.

Medio Operativo	°C	% de resistencia inicial			
		100 h	500 h	1000 h	5000 h
Aceite de motor	125	95	95	95	95
Gasolina	22	100	100	95	95
Líquido de frenos	22	100	100	100	100
Agua/glicol 50/50	87	95	80	80	80
Acetona	22	100	100	85	85
Etanol	22	100	85	85	85

INFORMACIÓN GENERAL

Este producto no está recomendado para uso con oxígeno puro y/o sistemas ricos en oxígeno, y no se debe elegir como sellador de cloro u otros oxidantes fuertes.

Para información sobre seguridad en la manipulación de este producto, consultar la Hoja de Seguridad (HS).

Cuando se utilicen soluciones acuosas para la limpieza de las superficies, antes de la adhesión, es importante comprobar la compatibilidad entre la solución limpiadora y el adhesivo. En algunos casos, estas soluciones acuosas podrían afectar al curado y comportamiento del adhesivo.

Normalmente, no se recomienda este producto para su uso en plásticos (particularmente los termoplásticos, sobre los que podrían producirse grietas por tensión). Se recomienda a los usuarios confirmar la compatibilidad de este producto con dichos sustratos.

Henkel Loctite Americas
+860.571.5100

Henkel Loctite Europe
+49.89.9268.0

Henkel Loctite Asia Pacific
+81.45.758.1810

Para acceso directo al dpto. comercial y servicio técnico locales, visite: www.loctite.com



HDT LOCTITE® 243™, Noviembre 2005

Modo de empleo**Para el montaje**

1. Para obtener los mejores resultados, limpiar todas las superficies (externas e internas) con un disolvente de limpieza, como el producto Loctite 7063, y dejar secar.
2. Si el material es un metal inactivo o desconocido, pulverizar todas las roscas con el Activador Loctite 7649 y dejar secar durante 30 segundos.
3. Agitar bien el producto antes de usar.
4. Para evitar que quede obturado el producto en la boquilla, no dejar que la punta toque superficies metálicas durante la aplicación.
5. **En Orificios Pasantes**, dosificar varias gotas de producto en el tornillo, en la zona de contacto con la tuerca.
6. **En Orificios Ciegos**, dosificar varias gotas en el interior de las roscas, en el fondo del orificio. A medida que se realiza el montaje, el aire atrapado fuerza el producto hacia arriba y hacia el interior de las roscas.
7. **Para aplicaciones de sellado**, dosificar un anillo de producto en las roscas de entrada de la conexión macho, dejando libre el primer filete de rosca. Forzar el material en las roscas a fin de que llene a fondo los huecos. En caso de roscas grandes o huecos, ajustar la cantidad de producto consecuentemente, y aplicar también un anillo de producto en la rosca hembra.
8. Ensambalar y apretar de la forma habitual. Cuando hay un par de montaje establecido, no es necesario un reajuste.

Para el desmontaje

1. Desmontar con herramientas manuales estándar.
2. En raras circunstancias, donde no funcionan las herramientas manuales debido a la excesiva longitud de contacto, calentar localmente la tuerca o el tornillo aproximadamente a 232°C. Desmontar mientras el montaje está caliente.

Para la limpieza

1. El producto curado puede eliminarse mediante una combinación de inmersión en disolvente y abrasión mecánica, por ejemplo con un cepillo de alambre.

Especificaciones de los productos Loctite^{MS}

LMS de fecha Septiembre 01, 1995. Se dispone de informes de ensayo para cada lote en particular, que incluyen las propiedades indicadas. A fin de ser usados por el cliente, los informes de ensayo LMS incluyen los parámetros de ensayo de control de calidad seleccionados, adecuados a las especificaciones. Asimismo, se realizan controles completos que aseguran la calidad y consistencia del producto. Determinados requisitos de especificaciones del cliente pueden coordinarse a través del Dpto. de Calidad Henkel Loctite.

Almacenamiento

Almacenar el producto en sus envases, cerrados y en lugar seco. La información sobre el almacenamiento puede estar indicada en el etiquetado del envase del producto.

Almacenamiento óptimo: 8 °C a 21 °C. El almacenamiento a temperatura inferior a 8 °C o superior a 28 °C puede afectar negativamente a las propiedades del producto. El material que se extraiga del envase puede resultar contaminado durante su uso. No retornar el producto sobrante al envase original. Henkel Corporation no puede asumir ninguna responsabilidad por el producto que haya sido contaminado o almacenado en otras condiciones distintas a las previamente indicadas. Si se necesita información adicional, por favor contactar con el Departamento Técnico o su Representante local.

Conversiones

(°C x 1,8) + 32 = °F
 kV/mm x 25,4 = V/mil
 mm / 25,4 = "
 μm / 25,4 = mil
 N x 0,225 = lb
 N/mm x 5,71 = lb/"
 N/mm² x 145 = psi
 MPa x 145 = psi
 N·mx8,851 = lb·"
 N·mmx 0,142 = oz·"
 mPa·s = cP

Nota

Los datos aquí contenidos se facilitan sólo para información, y se consideran fiables. No se pueden asumir responsabilidades de los resultados obtenidos por otros sobre cuyos métodos no se tiene control alguno. Es responsabilidad del usuario determinar la aptitud de los métodos de producción aquí mencionados para sus propios fines, y adoptar las precauciones que sean recomendables para proteger a toda persona o propiedad de los riesgos que pueda entrañar la manipulación y utilización de los productos. A la vista de lo anterior, Henkel Corporation declina específicamente todas las garantías explícitas o implícitas, incluyendo garantías de comercialización o instalación para un propósito en particular, producidas por la venta o uso de productos de Henkel Corporation. Henkel Corporation declina específicamente cualquier responsabilidad por daños de cualquier tipo, incidentales o derivados como consecuencia del uso de los productos, incluyendo la pérdida de ganancias. La exposición aquí ofrecida sobre procesos o composiciones, no debe interpretarse como una afirmación de que estos estén libres de patentes que obran en poder de otras firmas, o que son licencias de Henkel Corporation, que pueden cubrir dichos procesos o composiciones. Se recomienda a cada posible usuario que pruebe la aplicación propuesta antes de su utilización habitual, empleando estos datos como guía. Este producto puede estar cubierto por una o varias patentes estadounidenses o de otras nacionalidades, o por solicitudes.

Uso de la Marca Registrada

A no ser que se indique lo contrario, todas las marcas registradas de este documento son marcas de Henkel Corporation en EE.UU. y en cualquier otro lugar. ® indica una marca registrada en la Oficina de Patentes y Marcas de EE.UU.

Referencia 1.2

Henkel Loctite Americas
 +860.571.5100

Henkel Loctite Europe
 +49.89.9268.0

Henkel Loctite Asia Pacific
 +81.45.758.1810

Para acceso directo al dpto. comercial y servicio técnico locales, visite: www.loctite.com



ANEXO 8: CHAVETAS:

**CHAVETAS PARALELAS DIN 6885
MEDIDA NOMINAL DE 2x2 A 10x8**



Sección de la ángula de ajuste (Ángulo para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2		3		4		5		6		8		10		
		Altura h		2		3		4		5		4		5		6		
Pare diámetro del eje	d1 3)	más de		6		8		10		12		17		22		30		
		hasta		8		10		12		17		22		30		38		
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	6,988	7,985	8,985	9,985	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	
			Mínima b	1,966	2,966	3,968	4,968	5,968	6,968	7,949	8,949	9,949	9,949	9,949	9,949	9,949	9,949	
		asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	6,000	8,000	8,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
	Profundidad d11	con juego en el lado opuesto	Máxima	1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,7	4,7	3,7	4,7
			dif.fedm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
		asiento	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	6,988	7,985	8,985	9,985	9,985	9,985	9,985	9,985	9,985	9,985
Chavetero del tallo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	6,988	7,985	8,985	9,985	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	
			Mínima b	1,966	2,966	3,968	4,968	5,968	6,968	7,949	8,949	9,949	9,949	9,949	9,949	9,949	9,949	
		asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	6,015	8,018	8,018	10,018	10,018	10,018	10,018	10,018	10,018	10,018
	Profundidad d12 5)	con juego en el lado opuesto	Máxima	0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,3	3,3	2,3	3,3
			dif.fedm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
		con apriete	Máxima	0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	1,4	2,5	1,9	2,9	1,9	2,9	1,9	2,9
Redondeado de fondo del chavetero	dif.fedm.	Máxima	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
		Mínima	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	
longitud l (5) 6)	Dif.fedm.	Mécha	Peso para forma B								kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)							
		Hembra																
6			0,188															
8			0,251	0,565														
10			0,314	0,707	1,25													
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35											
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75											
16	-0,2	+0,2	0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52									
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09									
20			0,628	1,41	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8							
22				1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67							
25				1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,65	11,0	11,8	15,7					
28				1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5					
32				2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1					
36				2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6					
40					5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1					
45					5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	19,8	21,2	28,3					
50	-0,3	+0,2			5,99	5,61	9,42	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4					
56					6,59	6,19	11,0	10,8	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2					
63									11,9	17,8	19,8	27,7	38,6					
70									13,2	19,8	22,0	30,8	44,0					
80											25,1	35,2	50,2					
90											28,3	39,6	56,5					
100													47,1	62,8				
110														51,8	69,1			
125																		
140																		
160																		
180																		
200	-0,5	+0,5																
220																		
250																		
280																		
315																		
355																		
400																		
Peso a deducir para forma A			0,013	0,045	0,108	0,126	0,211	0,243	0,364	0,539	0,785	1,01	1,35					
Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión			Agujero de los machos								a2	5,9		5,9				
											a4	3,2		3,2				
											c	2,5		2,3				
Profundidad del agujero teledrado											7	8						
Tornillo de retención 10)											M3 x 6	M3 x 10						

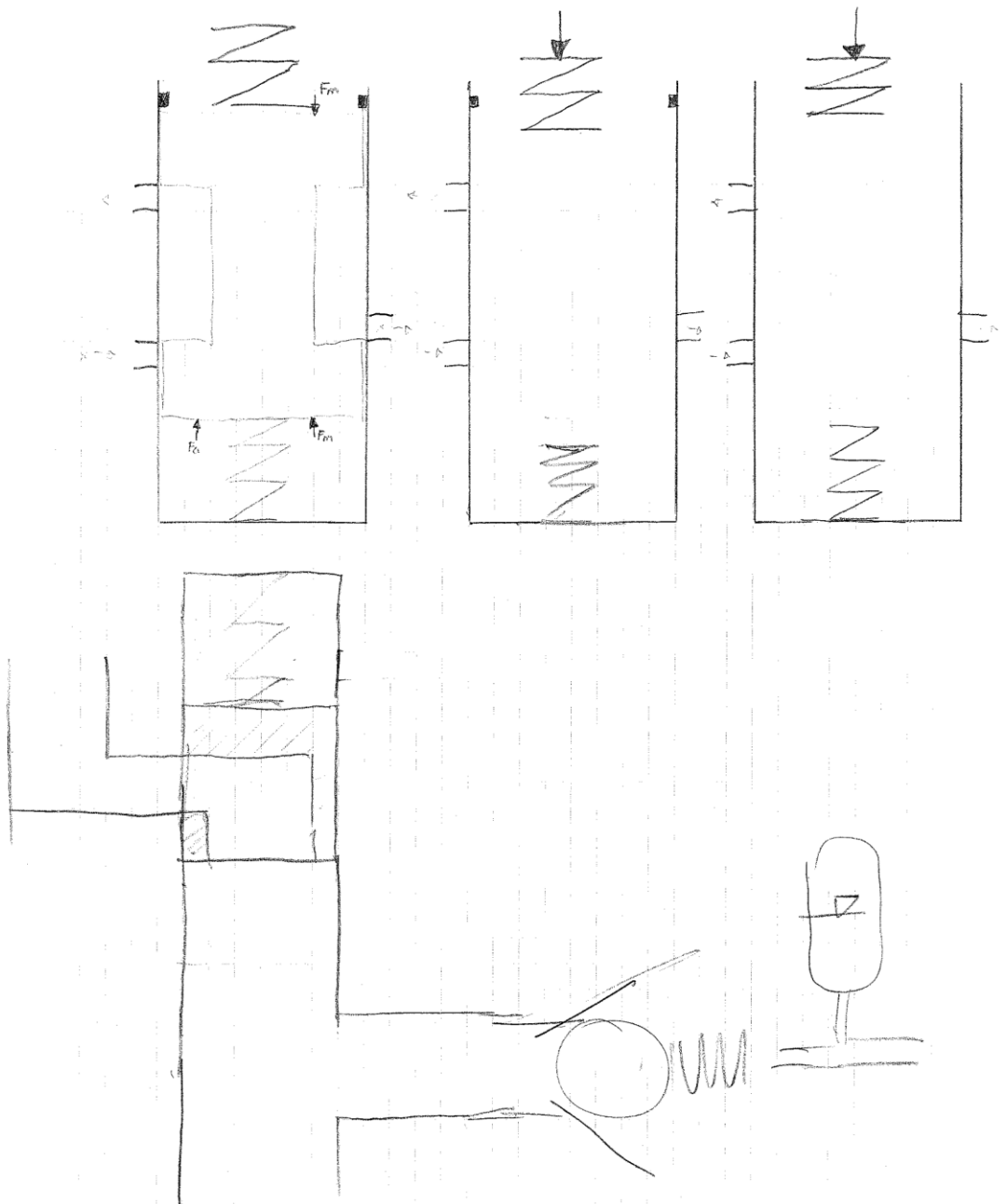
MEDIDA NOMINAL de 22x9 a 45x25

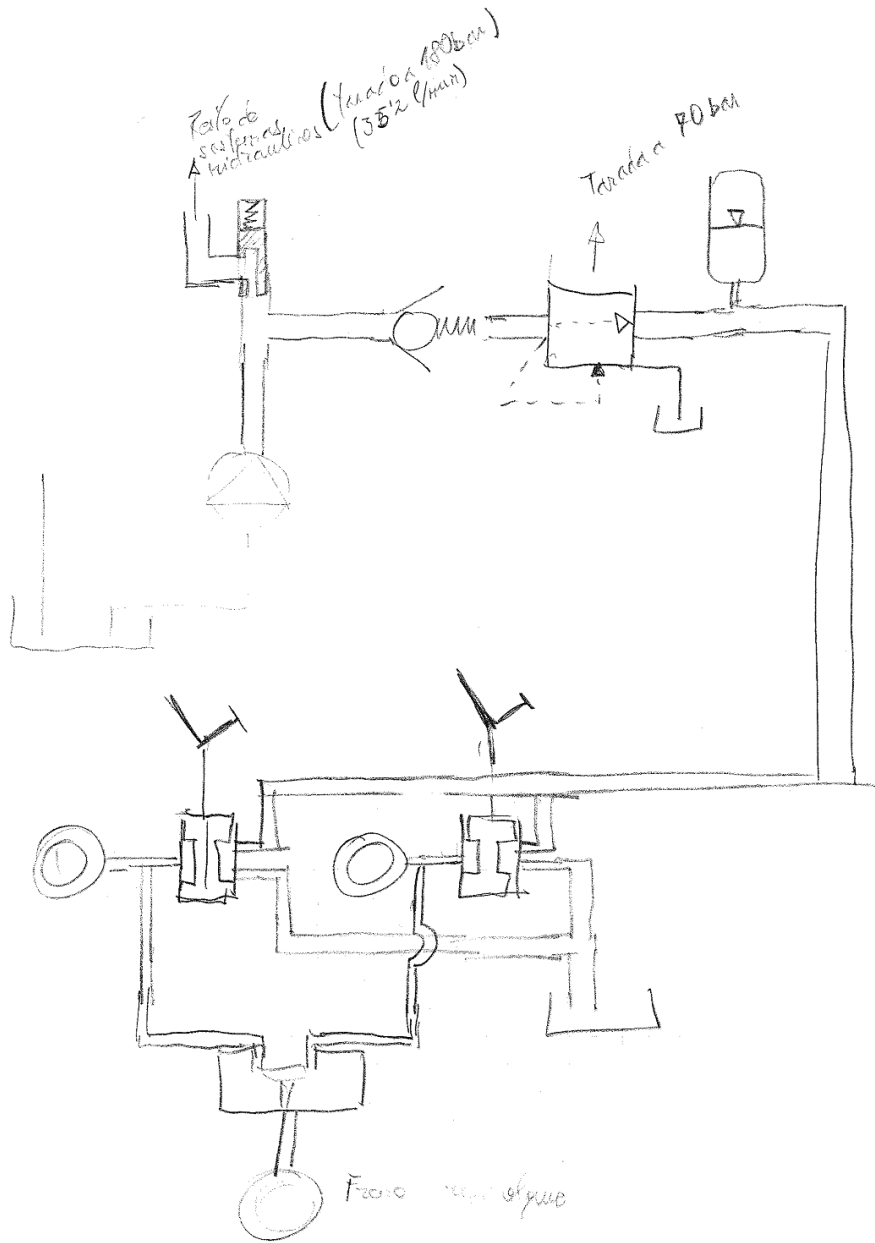
MEDIDA NOMINAL de 12x6 a 20x12

MEDIDA NOMINAL de 50x18 a 100x50



ANEXO 9, APUNTES, CONCEPTOS, IDEAS







COMPARATIVA BOMBAS CAUDALES Y PRESIONES DE DIFERENTES TRACTORES

Tractor Ebro Series 6000 y 7000

Bombas Grande: $Q = 45 \text{ l/min}$ a 2200 RPM y 175 bar max.

Pequeña: $Q = 10 \text{ l/min}$ a " y 40 bar max

Lo la pequeña tiene el freno a las otras cosas.

New-Holland Serie Winner

Bombas de engranajes

Grande: $Q = 35 \text{ l/min}$ a MAX RPM motor

Peque: $Q = ?$

John Deere

Deutz

Bomba a 175 bar max

Torre New Holland TS 120 (CRISLOGO)

Lo Bomba engranajes 352 l/min cuando a 180 bar

ACEITE EMPLEADO

Acite: HL CERSA HIDROSPIC HLP 46

$$1 \text{ STROKE} = \frac{1 \text{ cm}^2}{\text{s}^2} \quad \begin{array}{l} P_{15^\circ\text{C}} \rightarrow 0.877 \text{ Kg/l} \\ V_{40} \rightarrow 46.9 \text{ cSt} \\ V_{100} \rightarrow 6.9 \text{ cSt} \end{array}$$

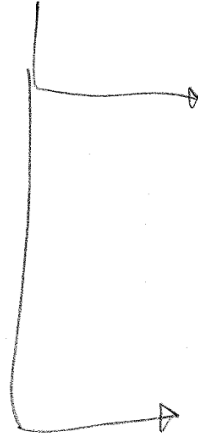
1 centistoke a (cSt) da viscosidad a 20°C

$$V_{40} \rightarrow 1 \text{ cSt} = 0.01 \text{ ST} = 0.01 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}^2} = 1 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}^2}$$

$$V_{40} = 46.9 \text{ cSt} = 46.9 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}^2}$$



Ø TUBO BOMBS TRACTOR





$$\text{Diámetro tuberías } Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$$

▼ Tubería aspiradora bomba (TABLAS 125)

con Veloc. 40'9 como una $v = 1'2 \text{ m/s}$

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \Rightarrow \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = d \quad (Q = 35'8 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 35'8 \frac{\text{dm}^3}{60} = \frac{0'0358 \text{ m}^3}{60 \cdot 5})$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 0'0358}{60 \cdot 1'2 \cdot \pi}} = 0'0132 \text{ m} = 13'2 \text{ mm} \quad \text{Ø}$$

$$0'0149 \text{ m} = 14'9 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

▼ Tubería presión aguas abajo bomba.

con 180 bar \Rightarrow Velocidad entre 5-6

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0'0358}{60 \cdot 6 \cdot \pi}} = 0'0111 \text{ m} = 11'15 \text{ mm} \quad \text{Ø}$$

Si pongo tubería de acero (No es recomendada para Tractores)

Para el Ø sería (TABLAS 126)

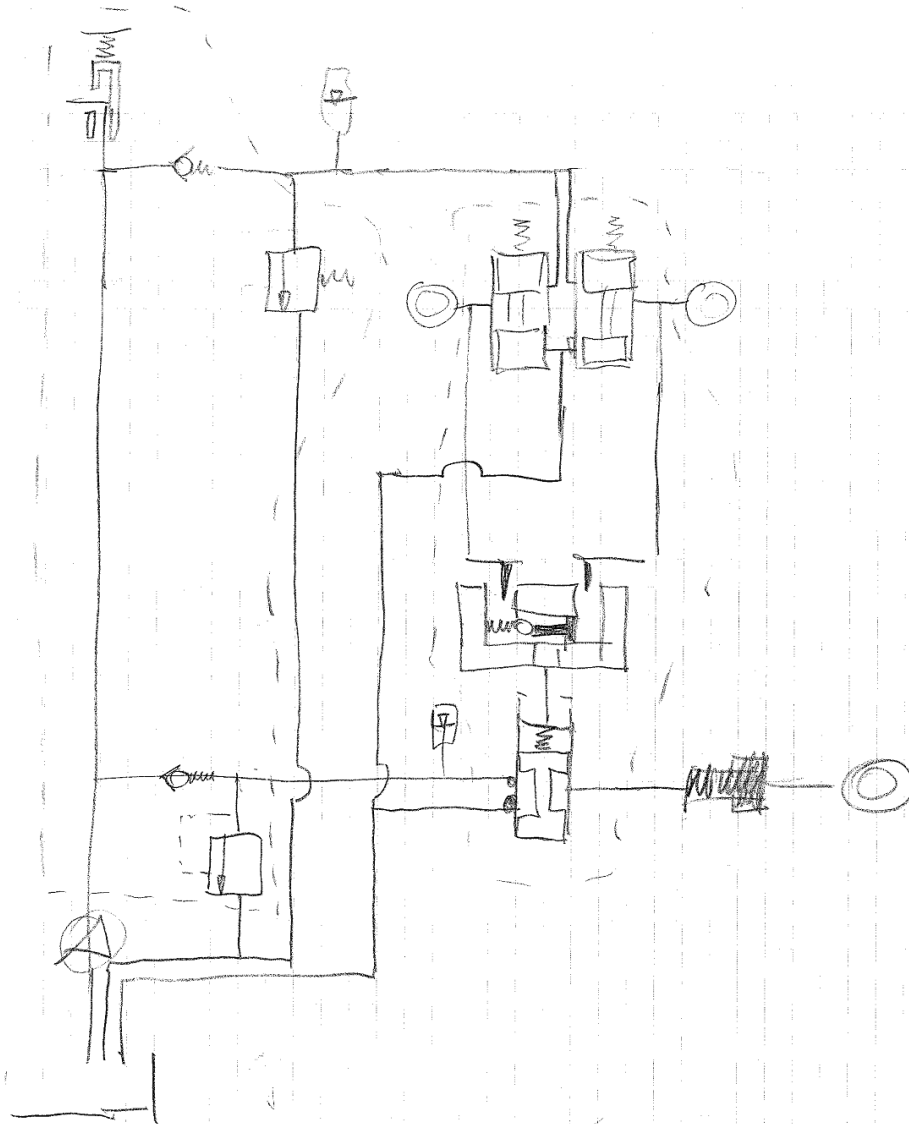
- Impulsión 180 bar \Rightarrow medida comercial Ø = 12 mm
para aspirarla 209 bar

- aspiración Ø 14 mm

Nuevas velocidades pueden:

$$v_i = \frac{4 \cdot 0'0358}{60 \cdot \pi \cdot (0'012)^2} = 5'187 \text{ m/s}$$

$$v_a = \frac{4 \cdot 0'0358}{60 \cdot \pi \cdot (0'014)^2} = 3'811 \text{ m/s}$$



7



◀ Tiempo de freno 0.2 seg da el var Q
minuto

$$Q = V \cdot S = V \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

↓
dia de tubla
↓
para 40 bar $v = 5 \text{ m/s}$

SUMAS DE CAUDALES

ELECCION DE ϕ TORBO FRENO TRACION →

" " " " " REMOLQUE





$$Of. \frac{352 \text{ l}}{\text{min}} = \frac{352 \text{ dm}^3}{\text{min}} = \frac{352 \cdot 1000 \text{ cm}^3}{60 \text{ s}} = 586 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_p = \frac{22 \text{ cm}^3}{0.25 \text{ seg}} = \frac{22 \cdot 5}{10 \cdot 5} = 110 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \quad (\text{cada } 4)$$

$$Q_{\text{sum}} = \text{total de } 50 \text{ cm}^3 \Rightarrow Q = \frac{Vol}{t} = \frac{50 \text{ cm}^3 \cdot 5}{(0.25 \text{ seg} \cdot 5)} = 450 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{max}} \text{ sería } 110 \cdot 2 + 250 = 470 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

• Diámetro tubería freno

Tubo de Presión con 70 bar 20 Viercomada de 4 m/s

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (0.22 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{4 \cdot \pi}} = 8.368 \cdot 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow \varnothing 8.36 \text{ mm}$$

TUBERIAS AWSS&PLEY, Presión media MD 110 $d_i = 10.3 \sim 11.1$ con Presión 758 bar. Corrección 3/8" $(D_n = 10 \text{ mm})$

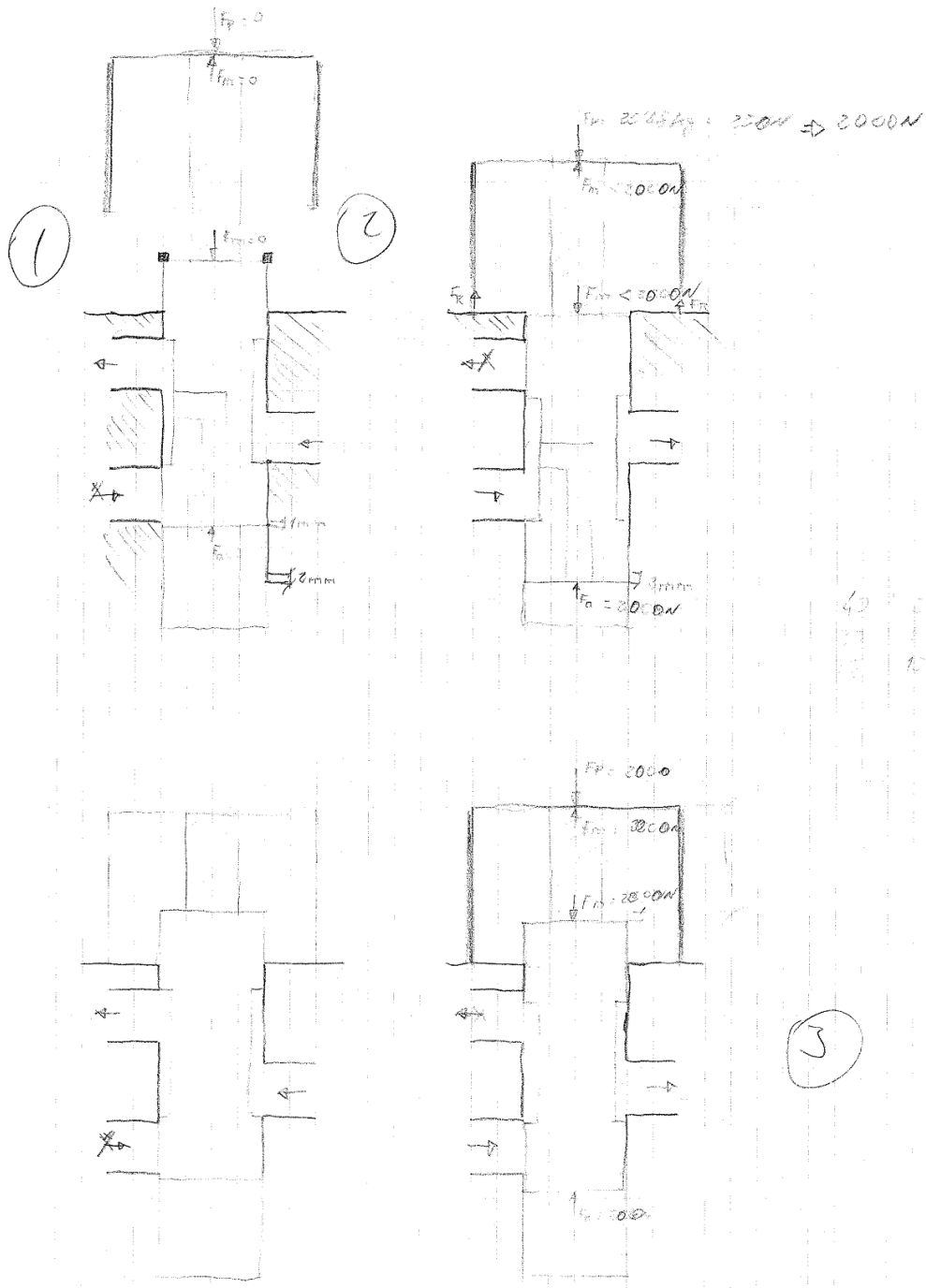
• Diámetro tubo freno retroceso

Tubo presión con 70 bar 20 Viercom = 4 m/s

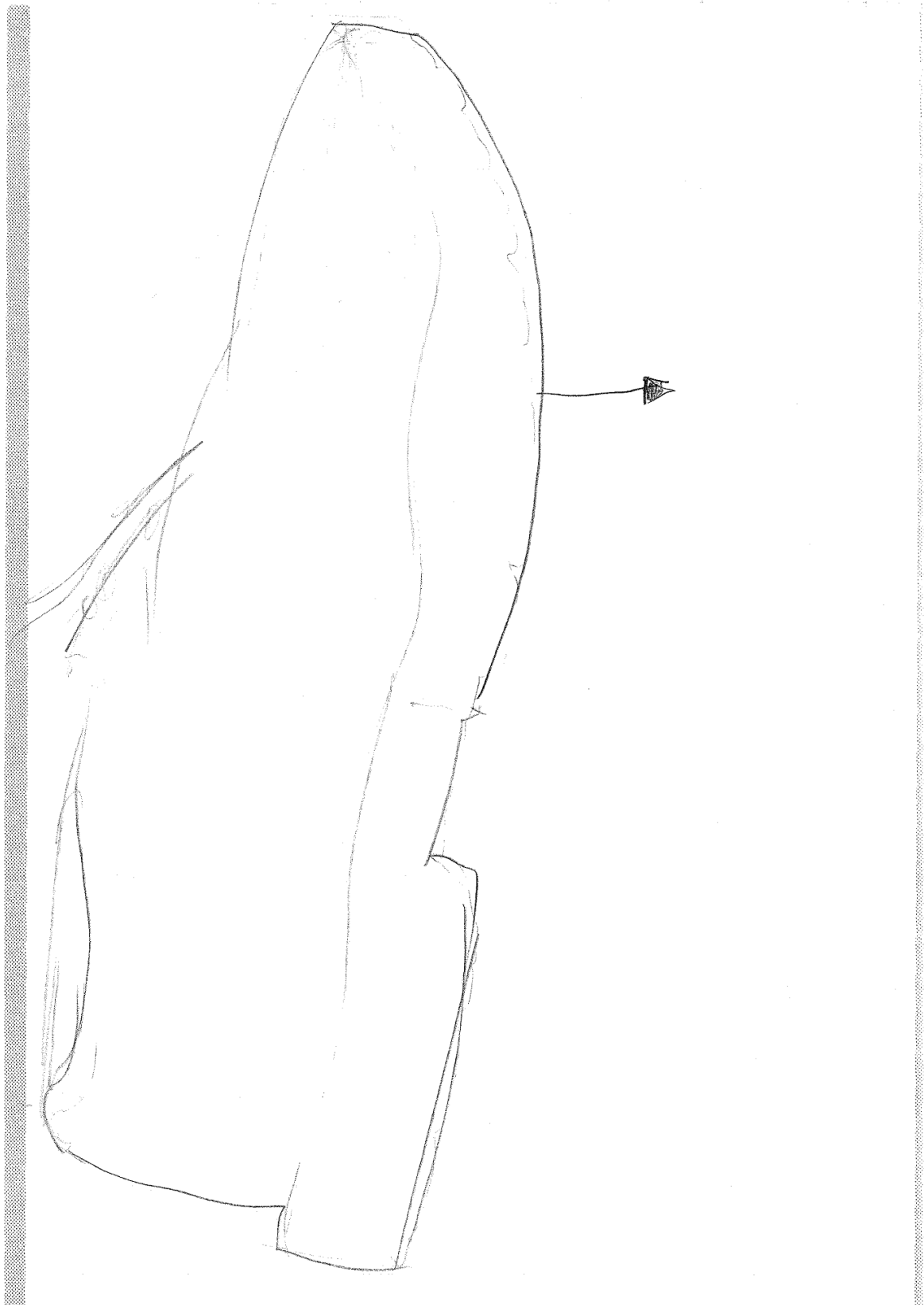
$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{v \cdot \pi}} \Rightarrow \sqrt{\frac{4 \cdot (0.25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{4 \cdot \pi}} = 8.92 \cdot 10^{-3} \text{ m} = \varnothing 8.92 \text{ mm}$$

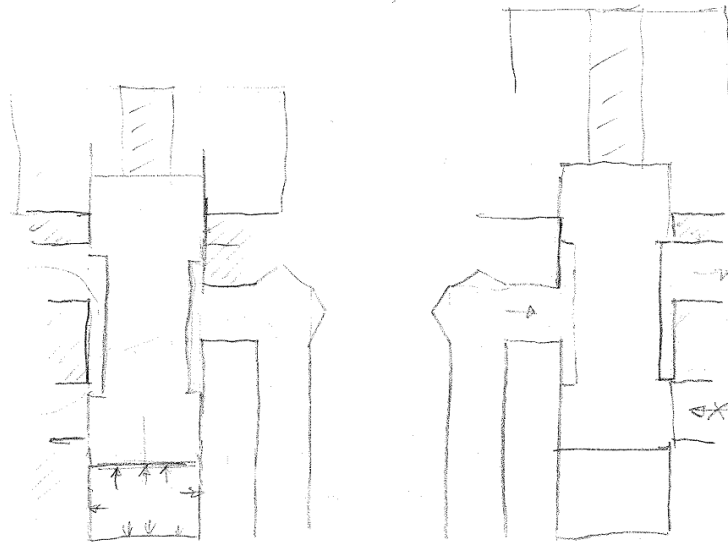
Misma tubería misma \varnothing $D_n = 10 \text{ mm}$

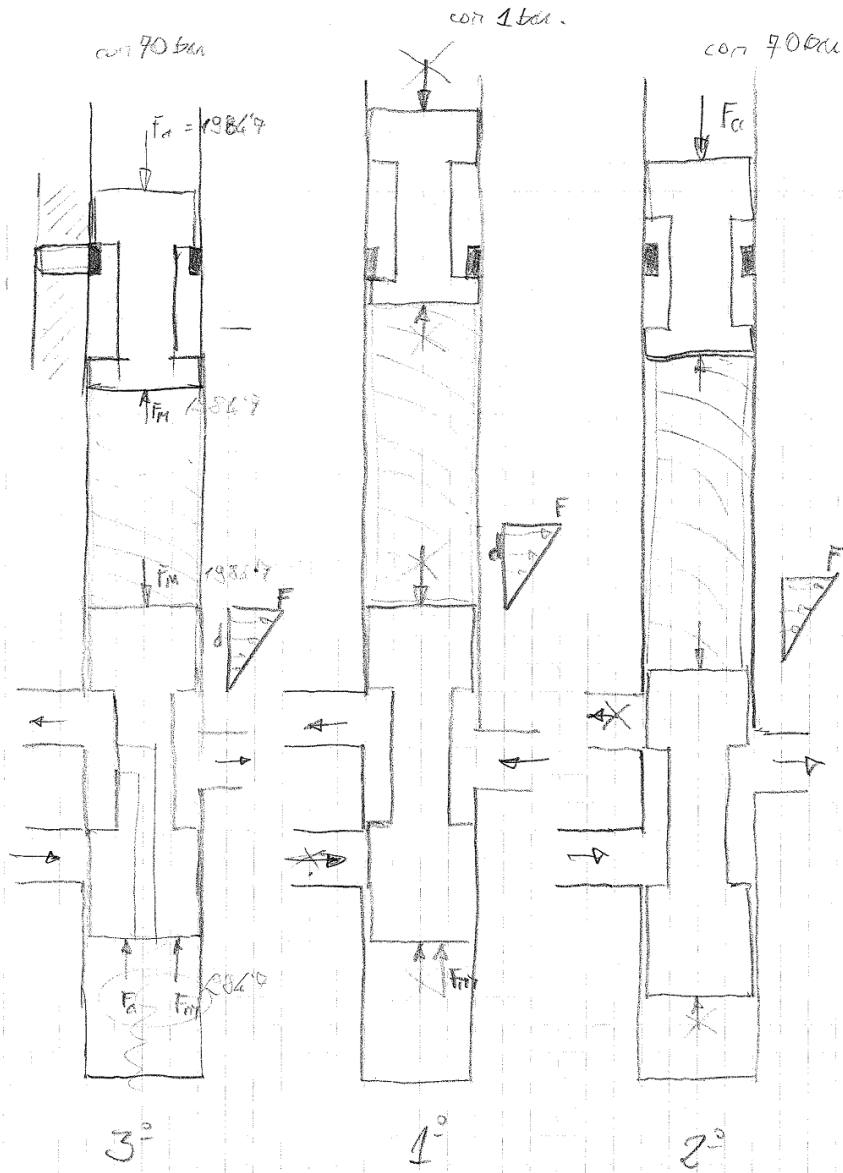
~~Reservorio, Amortiguador
5 presiones de freno $\Rightarrow 20 \cdot 12 + 50 = 34 \text{ m}^3$ cada presión $\cdot 5 \text{ veces} = 470 \text{ cm}^3$
 $\Rightarrow 0.47 \text{ cm}^3 \Rightarrow 0.47 \text{ cm}^3$ para 5 presiones~~



ESA PARTIDA NO SE SLEVENA NUNCA

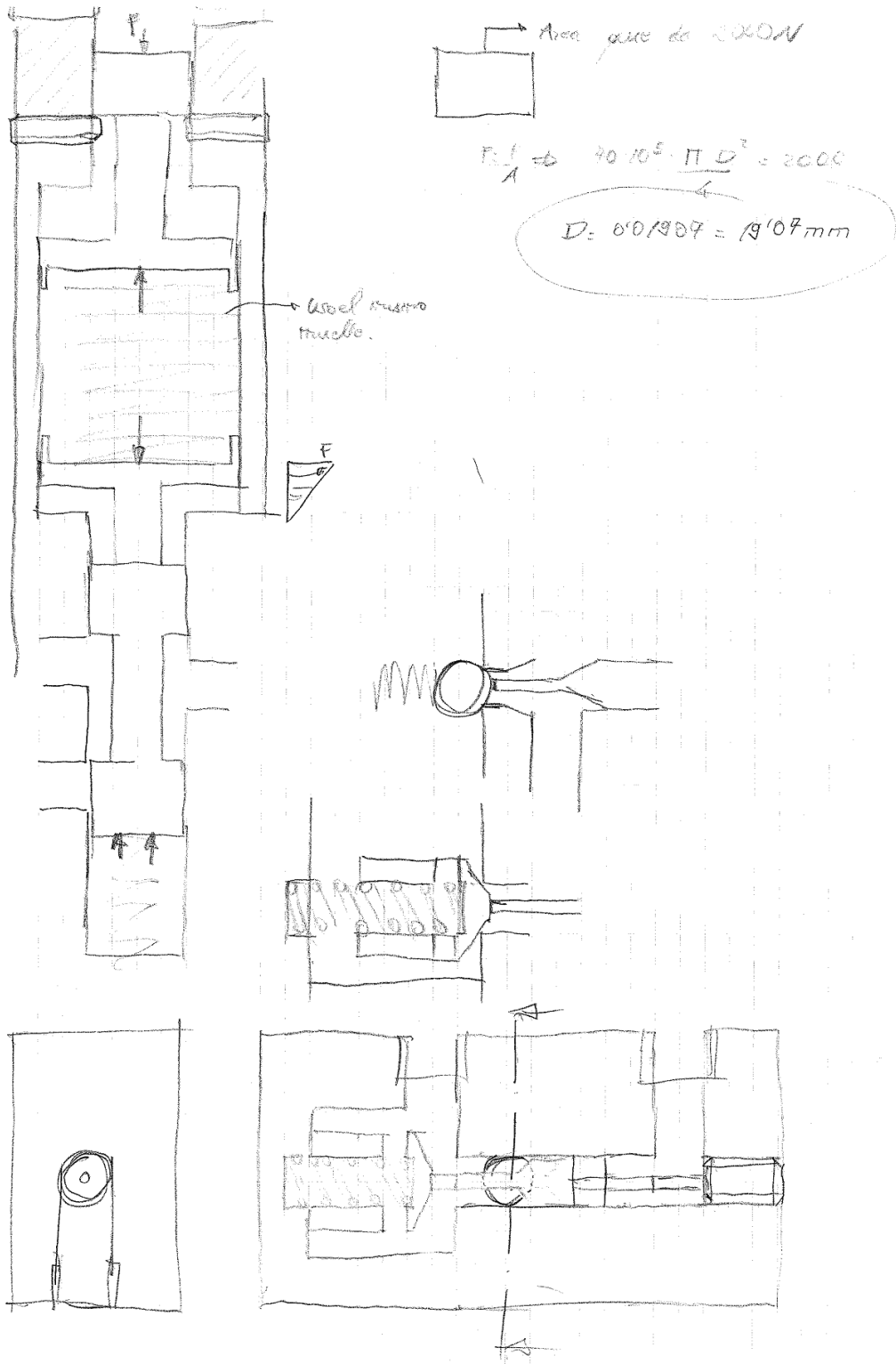






! No hay muchas gasas por la F necesaria!
 Si después de 15 No hay posible con ese p por valva
 Si después de 15 tampoco pp también bajo la F needed con el p
 No me vale la solución de lance agujero

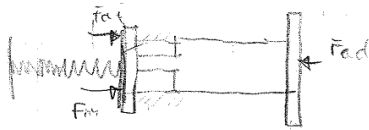






C056090 0320 A Ø 5'6

Con 4 bar en cada lado



$$F_{ci} + F_{cm} - F_{cd} = F_R$$

$$5'02 + 8'1 - 11'31 - F_R = 0$$

$$F_R = 1'91 \leftarrow \text{cálculo}$$

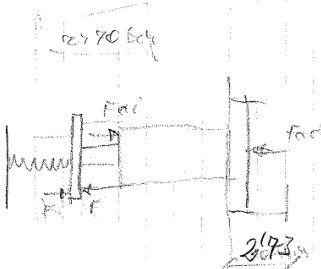
8 mm de compresión de:

$$[x] \cdot 3'51 = 8 \text{ mm} \rightarrow x = 227 \text{ mm de compresión}$$

Cuando llegue la presión tipo de ~~compresión~~ es 5 mmHg

$$F_{ci} \rightarrow F_{cm} = 3'51 \cdot 5 \text{ mmHg} = 17'55 \text{ mmHg}$$

17'55 mmHg

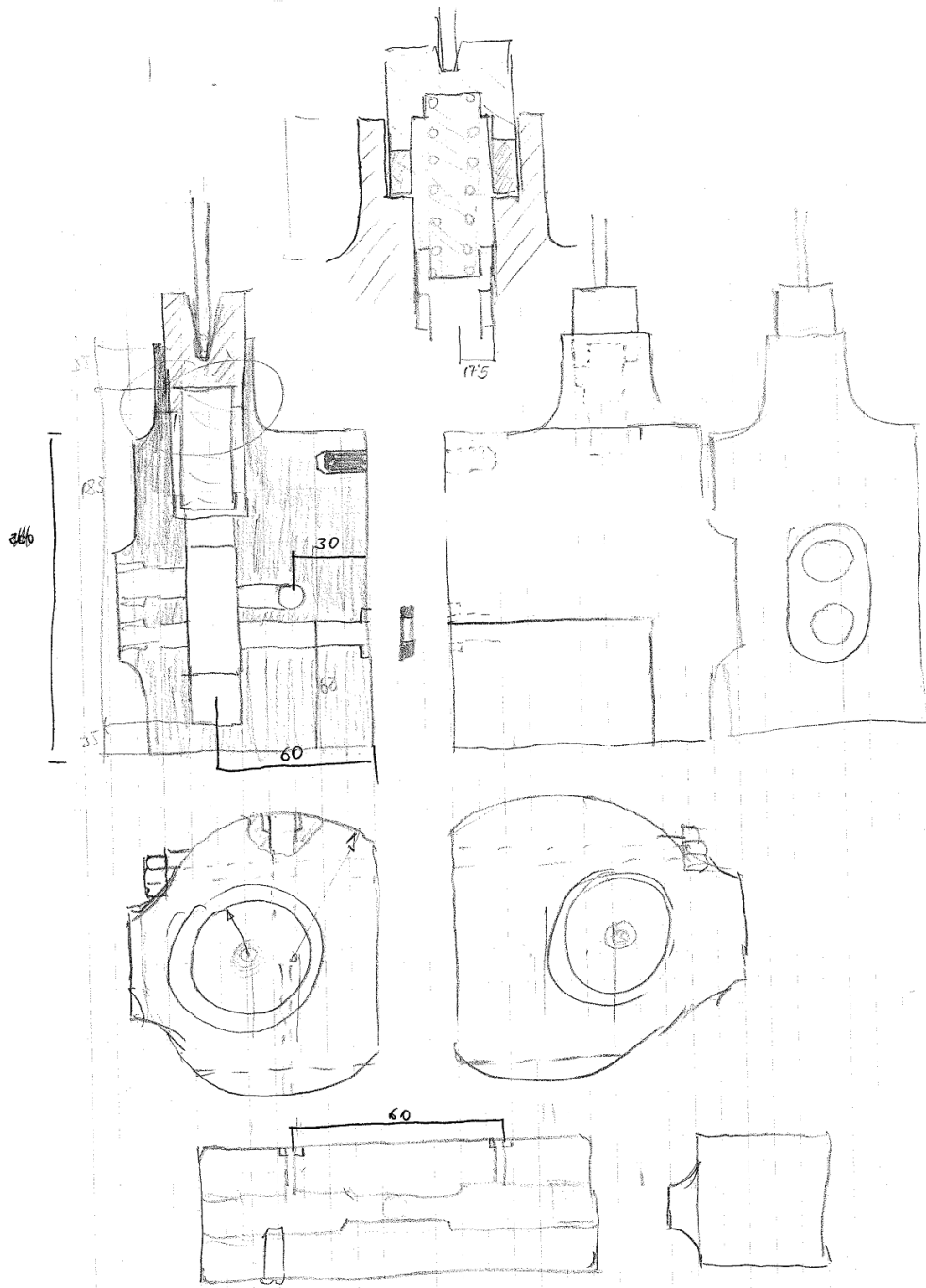


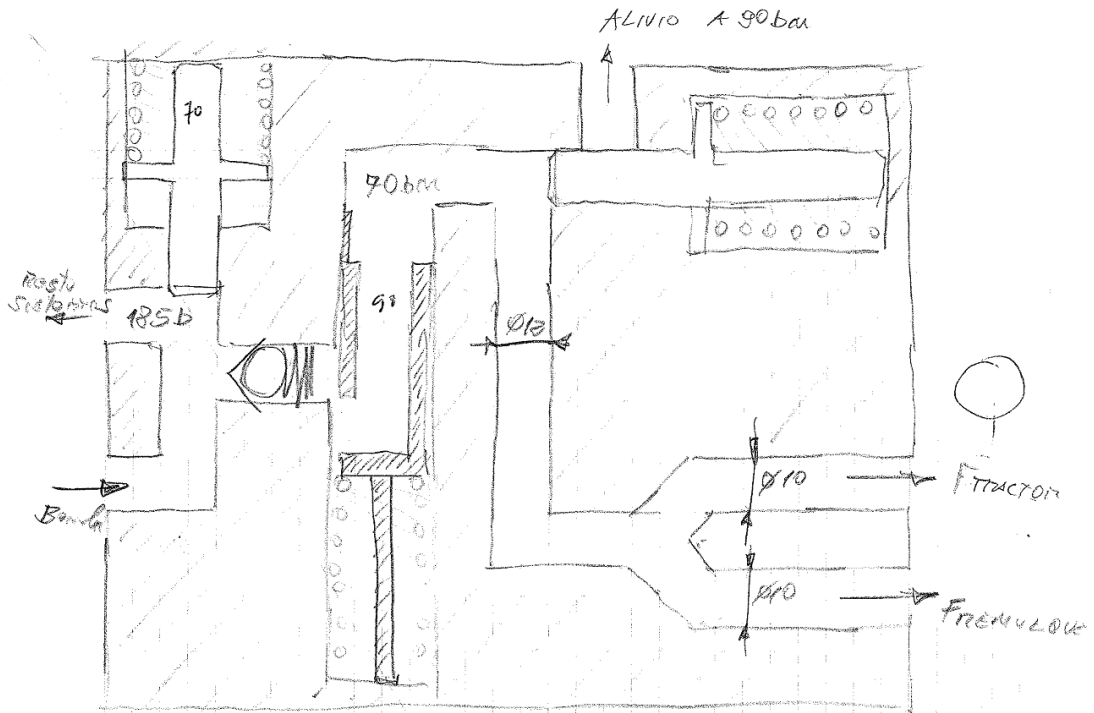
$$F_{ci} - F_{cm} - F_{cd} = F_R$$

$$3'51 \cdot 85 + 17'55 - 7'91 \cdot 65 = F_R$$

↳ presión máxima 229

En ~~este~~ la presión 0 y se comienza a mover a ~~una~~ ~~velocidad~~
127 bar ↑





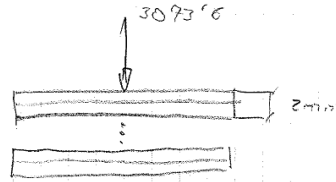
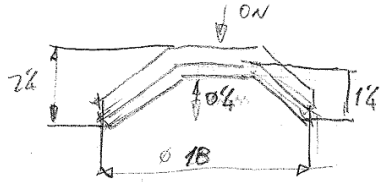
PROBLEMAS DE TRABAJO DE NUELLAS!



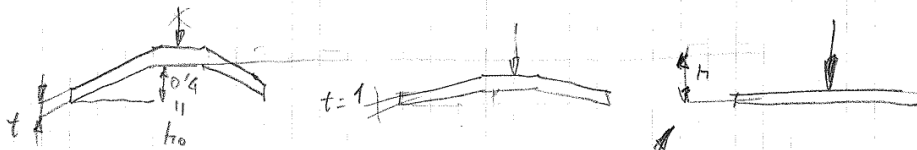
$$\frac{F}{A} = 0 \Rightarrow$$

ANÁLISIS ELÉCTICO

Peso propio 3093'6 N



$$24 - 2 = 0'4 \quad , \quad 0'4 \cdot 30 = 12 \text{ mm}$$



TABLAS $\Rightarrow \frac{h}{t} = 0'4 \Rightarrow \frac{h}{1} = 0'4 \Rightarrow h = 0'4$ $\rightarrow F_1 = 1181 \text{ N}$
 (PLANO) $\rightarrow F_2 = 14176'25 \text{ N}$

Contra-sar $\Rightarrow 2952 \text{ N}$ No llegará, pero con rozamiento:

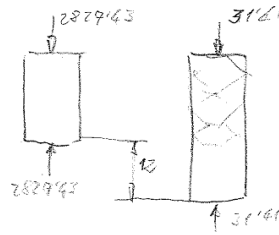
Segun programa pesada 3093'6 N ✓



$$1.10^5 \cdot \frac{1 \cdot 0.02^3}{4} = 31'6111$$

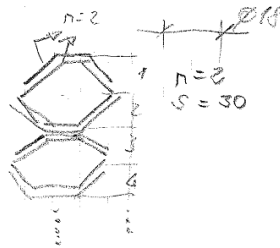
$$\Rightarrow P = \frac{E}{A} \Rightarrow T \cdot A = F \Rightarrow \frac{90 \cdot 10^5 \cdot 17 \cdot 0.02^2}{4} = 2829'43 \text{ N}$$

Desplazamiento R_{mm}

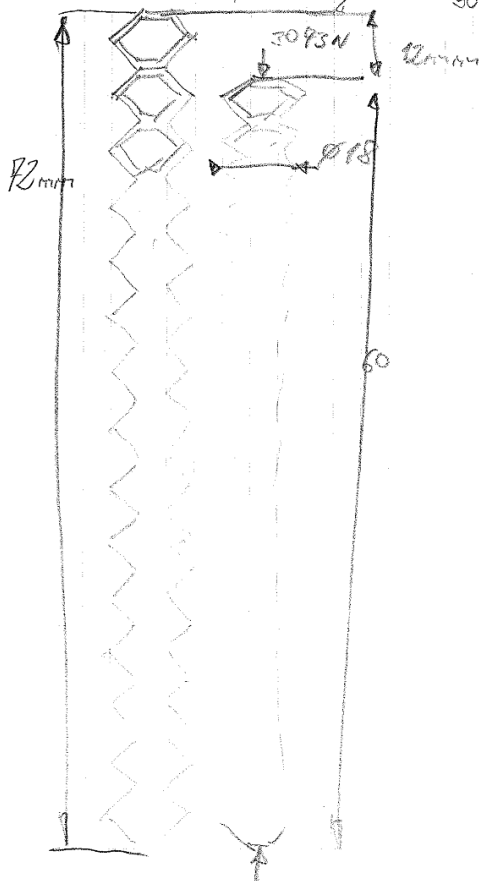


$$D_e = 18 \quad D_i = 820 \quad t = 1 \quad b = 14$$

Con R_{mm} $\Rightarrow F = 3093'6$

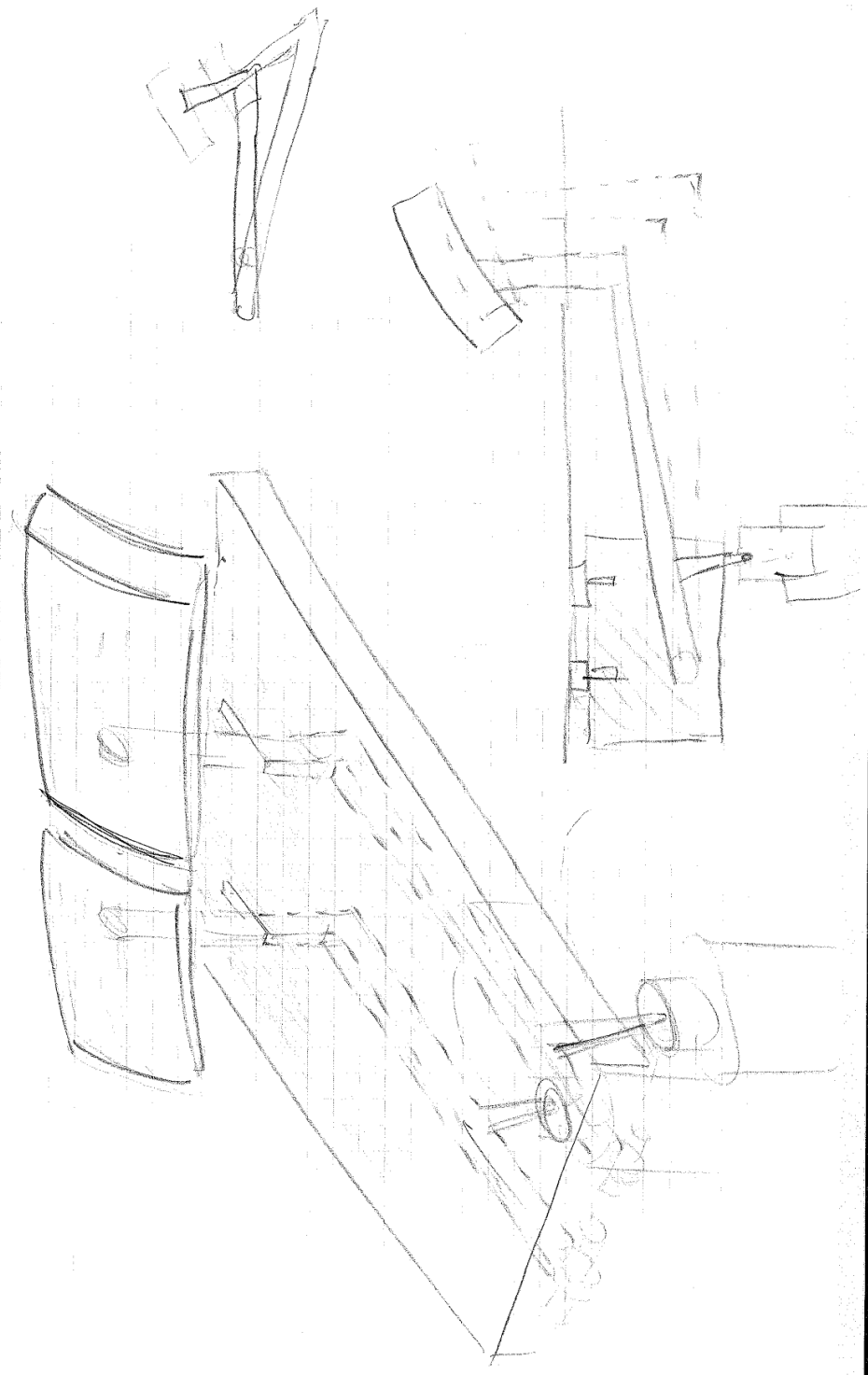


$$\sigma? \Rightarrow A = \frac{F}{P} \Rightarrow \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3093'6}{90 \cdot 10^5} \Rightarrow D = 0.02085 \text{ m} = 20.85 \text{ mm}$$





www.upna.es





CALCULO DEL ACUMULADOR

Condición de Presión entre 90 hasta 70 bar a lo largo de 5 puestas del freno, esto es en 0.5 lapsos

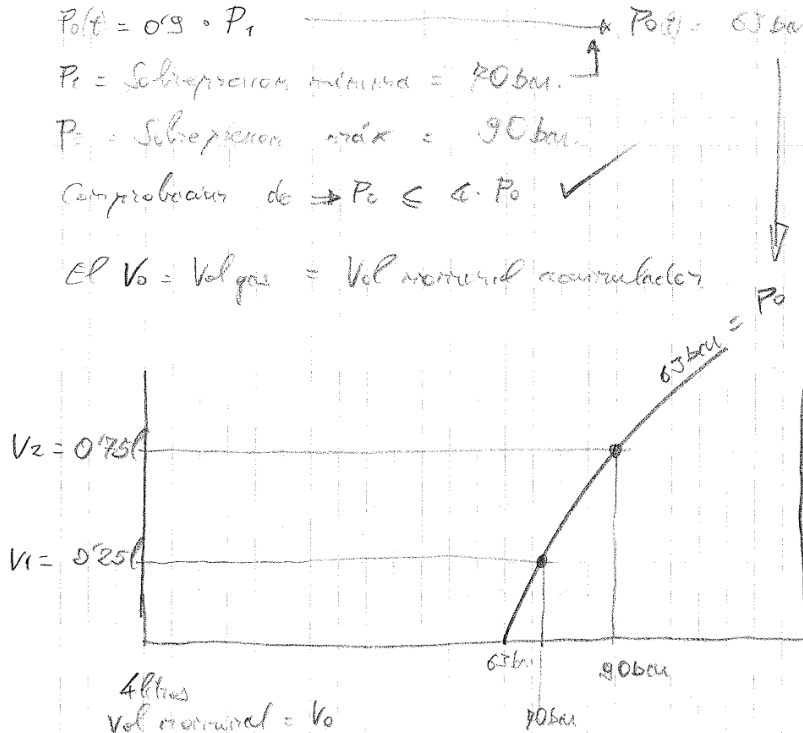
$P_{0.5} = 0.9 \cdot P_1$

$P_1 =$ Sobrepresión máxima = 90 bar

$P_2 =$ Sobrepresión máx = 90 bar

Comprobación de $\Rightarrow P_0 \leq 6 \cdot P_0$ ✓

El $V_0 =$ Vol gas = Vol nominal acumulador

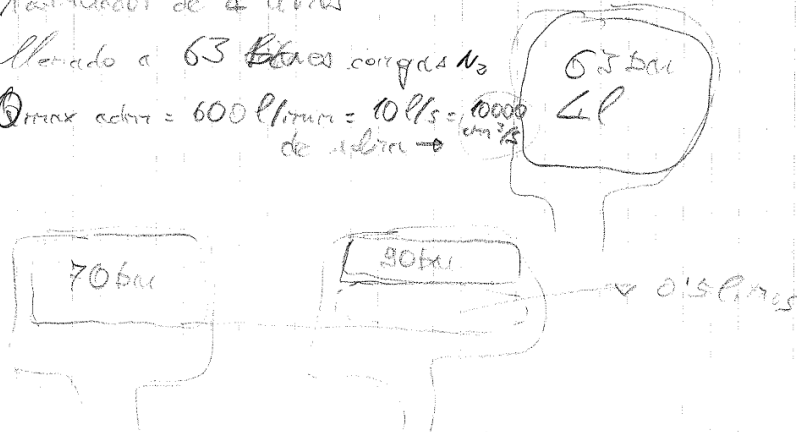


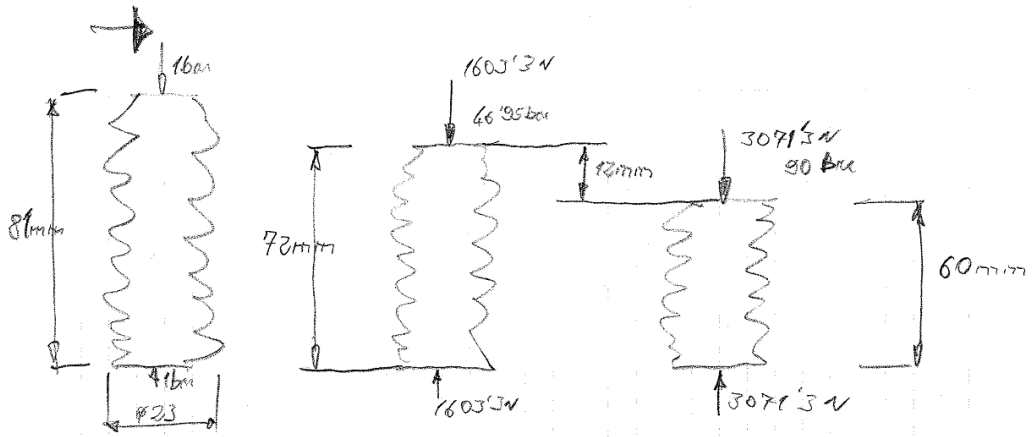
4 litros
Vol nominal = V_0

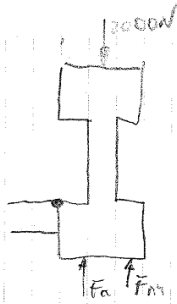
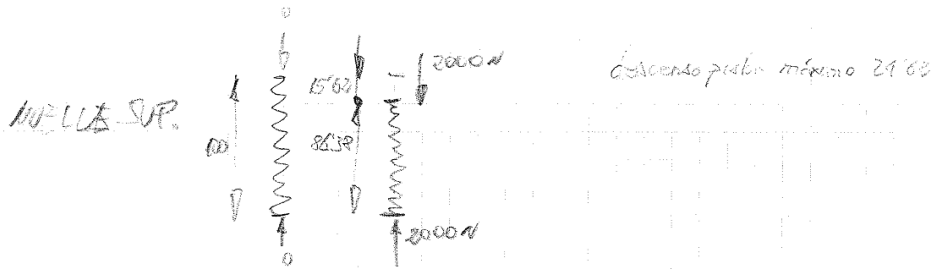
Acumulador de 4 litros

llamado a 63 ~~bar~~ con gas N_2

Q_{max} activ = 600 litros = 10 l/s = $\frac{10000}{60}$ de activ \rightarrow







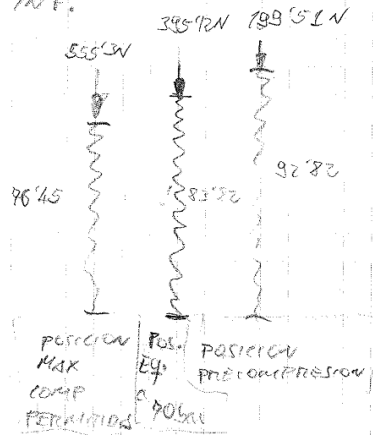
$$F_m = F_a + F_m$$

$$2000 = F_a + F_m$$

$$2000 = F_a + 395.12 \Rightarrow F_a = 1604.88$$

$$A \cdot D \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{4} = \frac{1604.88}{70 \cdot 10^5} \Rightarrow D = 0.017095 \Rightarrow 17.09 \text{ mm}$$

MUELLE INF.



155,310, 1020, I



Miércoles, 10 de marzo de 2010

.....

Diego Chaparro León

Tutor: Paulino Martínez Landa