



Memoria descriptiva que se acompaña á la Solicitud de Patente de Invención por VEINTE años á favor de I v a r D r o l s h a m m e r, Ingeniero, residente en Drammer (Noruega), por "Un freno de aire comprimido para diversas presiones en la tubería", presentada en el Ministerio de Trabajo, Industria y Comercio.

94784

En los frenos usuales: Kunze-Knorr, Knorr y Westinghouse puede el maquinista marchar á voluntad con presión en la tubería menor que la normal fijada de ordinario en 5 atmósferas pues el freno, al reducir la presión reinante en todo momento en la tubería, funciona. Depende, por consiguiente, en absoluto del maquinista el que exista ó no la necesaria presión en la tubería ó la fuerza necesaria de frenaje. Por abandono, por trabajo defectuoso del compresor de aire ó por fugas en ciertas circunstancias solo se obtiene una presión reducida en la tubería, de suerte que para frenar y soltar repetidas veces, no se dispone de aire.

El invento se refiere á un nuevo freno, que puede utilizarse con cualquiera presión en la tubería, pero que para ello puede regularse á voluntad hacia arriba ó abajo y es inagotable y en el que además la presión del cilindro es independiente de la magnitud de la carrera del momento del pistón, de las fugas que pudiesen existir y de otros factores análogos, antes viene determinada inequívocamente por el valor de la presión en la tubería. En esto durante el frenaje el depósito de aire auxiliar, bordeando las partes de maniobra de la válvula del freno, se realimenta automática y directamente por la tubería, cuando la presión en dicho depósito hubiese descendido por bajo de la presión de la tubería. Con el nuevo freno se pueden también combinar, por otra parte, los dispositivos conocidos para la rápida propagación de la reducción de presión en la tubería, para el frenaje de la carga



existente en los vagones, para el influjo de la forma de la curva de carga, la regulación de los tiempos de esta y similares.

Esto se consigue por el hecho de que el pistón de maniobra de la válvula del freno se halla de tal suerte bajo el influjo de 1) La presión del cilindro de frenaje 2) La presión de la tubería y 3) La presión de un depósito especial (que estando suelto el freno coincide con cualquiera presión inicial de la tubería), que el pistón de maniobra independientemente del valor de la presión inicial se mueve en cualquier reducción de la presión á las posiciones subordinadas inequívocamente en la tubería principal. Además con la intercalación de un muelle arrastra consigo al órgano de maniobra para la admisión y escape, de suerte que este aire comprimido puede penetrar en el cilindro del freno y, al alcanzarse una presión determinada en el cilindro, vuelve á empujar al órgano de maniobra construido como órgano de presión (pistón, membrana) ó unido con él, á su posición de cierre, con lo que se consigue la posición de equilibrio.

El dibujo adjunto presenta en la figura 1 una sección longitudinal de un ejemplo de ejecución de un freno de aire comprimido de esta clase y las figuras 2 y 3 las correspondientes modificaciones.

El pistón K provisto de un rebajo 4 lleva mediante la varilla de pistón a el platillo T<sup>1</sup>, sobre el que se apoya el muelle F<sup>1</sup>, que arrastra por otro lado á la corredera B del pistón de maniobra, provista del rebajo a y de los canales de paso z, que por lo demás se guía suelta sobre la varilla d del pistón. La varilla d se une de alguna forma con el pistón de maniobra K<sup>1</sup>, sobre el que actúa, por un lado, la presión del depósito R y, por otro, la presión existente en la tubería, y el muelle de tracción F<sup>2</sup>. La caja D del cilindro está provista del enchufe g para el cilindro de frenaje C no dibujado y para el depósito de aire auxiliar



B indicado cortado, con los canales de admisión E, E<sup>1</sup> y el canal de escape y. Además la caja D posee el orificio de escape i, los enchufes x<sup>1</sup>, x<sup>2</sup>, los rebajos k<sup>1</sup>, k<sup>2</sup>, y además la caja l está provista de los canales de admisión g, k, x<sup>1</sup>, x<sup>2</sup>, 3 y de los de escape h. La llave de detención H presenta los canales w<sup>1</sup>, w<sup>2</sup>.

La figura 1 presenta toda la disposición, presuponiendo suelto el muelle de una cámara. Se dispone para el servicio el muelle abriendo paulatinamente el maquinista la válvula del freno, con lo cual el aire comprimido desde el depósito de aire principal de la locomotora, mantenido á la presión constante por ejemplo de 8 atmósferas, llena la tubería y el depósito auxiliar B de aire por el canal E<sup>1</sup> á 5 atmósferas, por ejemplo. Además el aire corre por la llave H y el canal o á la cara superior del pistón de maniobra K, y por la ranura 8, reprimiendo el cuero 9, al depósito R, hasta que en este reina la misma presión que en la tubería. Disminuyendo la presión de esta, cesa inmediatamente la comunicación entre el depósito R y la tubería, pues el cuero 9 hace junta hermética contra la pared del cilindro. Esta disposición puede también adoptarse de forma que el aire pueda llegar detrás del pistón á través de un orificio de estrangulación, que se cierra inmediatamente por el cuero en el movimiento ascendente. El pistón de maniobra K<sup>1</sup> se mueve un poco hacia arriba y esto hasta tanto que la diferencia entre la presión el depósito R y la presión en la tubería se mantenga en equilibrio por la fuerza de tracción originada en el muelle F<sup>2</sup>. La posición en cada momento del pistón de maniobra K<sup>1</sup> es por tanto independiente de que la presión inicial en la tubería sea por ejemplo de 5 ó 3 atmósferas antes viene determinada solo por la diferencia existente entre la presión en el depósito R y la presión inicial de la tubería. Si se admite por ejemplo, como de ordinario, que la presión máxima en el cilindro se ha de alcanzar con una reducción de presión en la tubería de 1,25 atmósferas y se admite que el diámetro



del pistón de maniobra  $K^1$ , es de 100 milímetros y su carrera de 40 mm. entonces el muelle de tracción  $F^2$  se calculará de suerte que, al reducirse la presión, la fuerza del pistón de maniobra  $K^1$  tenga un valor de

$$10^2 \cdot \pi \cdot 1,25 = 98,5 \text{ Kg.}$$

-----  
4

con una elasticidad de 40 mm. Estando descargado el freno, el muelle se tensa previamente tanto que venza el rozamiento de las piezas de maniobra y las lleve á la posición dibujada.

Al reducirse la presión en la tubería, se impide primero, como se sabe, gracias á la válvula de retroceso que el aire vuelva desde el depósito auxiliar B á la tubería. El pistón de maniobra  $K^1$  y con él la varilla de pistón d con el platillo de muelle  $T^1$  y el pistón de maniobra K se desplaza algo hacia arriba, precisamente tanto que la diferencia existente de presión del aire sobre el pistón de maniobra  $K^1$  es igual á la tensión existente del muelle  $F^2$ . Al desplazar el pistón de maniobra  $K^1$  y el pistón K, se arrastra la corredera de maniobra s por la pequeña tensión originada en el muelle  $F^1$ , tensión que corresponde al rozamiento de la corredera descargada. Por este hecho se cierran los canales de escape h para el aire que sale del cilindro del freno C y se abren los canales de admisión k al cilindro del freno (posición de frenaje. El aire comprimido puede por tanto correr al cilindro de frenaje desde el depósito auxiliar de aire B á través del canal E rápidamente á través del ancho orificio  $w^1$  de la llave de detención, de los canales 1, 2, 3 del recorte 4 del pistón K, de otro orificio previsto en la caja de resbalamiento L á igual altura que el orificio 3 y de un canal existente en la caja D (no dibujada) y conducente al recorte  $k^3$  y además por los canales k, los recortes a de la corredera de maniobra s, los orificios g de la caja L y al mismo tiempo por los orificios z de la corredera de maniobra á la cámara entre la corredera de



maniobra s y el pistón K. Advertiremos aquí que estas particularidades ya conocidas nada tienen que ver con la idea del invento. Este recorrido del aire de frenaje posee secciones de paso relativamente grandes. Al mismo tiempo el aire comprimido ó corre desde el depósito auxiliar B por el canal R al orificio  $w^1$  y al estrecho agujero de estrangulación  $w^2$  lentamente hacia el recorte  $k^3$  y por el canal k, al recorte a de la corredera de maniobra s, los orificios  $g^1$  y la tubuladura g al cilindro de frenaje C; este recorrido presenta pequeñas secciones transversales.

Al mismo tiempo la corredera de maniobra s ha abierto el orificio  $x^1$  de la caja de resbalamiento L dispuesto á la misma altura que los canales k, con lo cual el aire de la tubería puede correr al cilindro de frenaje c á través del orificio  $x^3$ , el canal  $x^1$ , el recorte a, el orificio  $g^1$ , y la tubuladura g. Así se consigue que el descenso de presión se propague rapidísimamente y con uniformidad en la tubería extendida por todo el tren. De esta forma los frenos de los vagones traseros del tren se ponen en actividad casi con la misma rapidez y uniformidad que los frenos de los vagones delanteros.

Si el maquinista lleva la válvula de su freno á la posición de cierre para que la no pueda salir más aire de la tubería, entonces el pistón de maniobra  $K^1$  se colocará inmediatamente en la posición que le prescribe inequívocamente la reducción de presión en tanto que el aire comprimido solo puede correr desde el depósito auxiliar de aire y desde la tubería hacia el cilindro del freno, hasta tanto que la presión axial de retroceso del aire que llena el cilindro del freno sobre la corredera de maniobra s, sea igual á la tensión del muelle  $F^1$  originada por su desplazamiento. La corredera de maniobra retrocederá por tanto á una posición en la que incomunique nuevamente los canales k y x (posición de cierre).



Con otra pequeña reducción de presión en la tubería se repite el proceso, con lo que se alcanza una presión más elevada en el cilindro.

Si el maquinista quiere reducir un poco el efecto del frenaje, entonces aumenta un poco la presión del aire en la tubería. El pistón de maniobra  $K^1$  se mueve entonces de nuevo hacia abajo en conformidad con la elevación de presión en la tubería. La corredera de maniobra  $s$  sigue primero este movimiento, pues se mantiene en equilibrio sobre la varilla de pistón  $d$  por la presión  $e$  en el cilindro de freno  $C$  y la tensión del muelle  $F^1$ , hasta que se abre el orificio de escape  $h$  (posición de relajamiento) y el aire se deja escapar parcialmente del cilindro de freno  $C$ . Si la presión en la tubería no se aumenta más, entonces permanecerá fijo el pistón de maniobra  $k^1$  y el aire solo podrá escapar del cilindro del freno hasta que se venza la tensión reducida del muelle  $F^1$  á la presión sobre la corredera de maniobra ejercida por la presión reducida en el cilindro del freno y vuelva á impeler á la corredera á la posición de cierre. Si se inicia otra nueva elevación en la presión de la tubería entonces se repite el mismo proceso. Es, por tanto, posible apretar y aflojar el freno tan energicamente como se quiere y precisamente cada reducción de presión en la tubería determina una presión determinada en el cilindro del freno; esta presión es independiente de la carrera del momento del pistón y de las fugas que pudiese tener el pistón de frenaje, de la corredera de maniobra  $s$  etcetera. El freno se suelta totalmente solo cuando la tubería se vuelve á cargar á la presión inicial, que reinaba antes de empezar el frenaje. El depósito auxiliar de aire  $B$  se realimenta siempre automáticamente desde la tubería sobre las válvulas de retroceso, cuando la presión en el mismo desciende por bajo de la presión reinante en la tubería; estando el freno flojo, el depósito au-



xiliar de aire se vuelve á cargar completamente.

El depósito especial R se puede unir mediante una válvula de retroceso  $v^3$  con el depósito auxiliar de aire, de forma que el aire de este pueda correr al depósito R, caso de que por cualquier motivo la presión en este depósito R descendiese por bajo de la presión en el depósito auxiliar B. Asi en los frenajes rápidos ó en las separaciones de tren el pistón de maniobra  $K^1$  puede en todo caso, una vez desaparecida totalmente la presión en el cilindro, en el depósito auxiliar y en el depósito R, volver á su posición correspondiente al aflojamiento del freno.

La modificación representada en las figuras 2 y 3 se funda en las siguientes consideraciones: para cumplir los diversos cometidos de la maniobra, se necesita una corredera, pues para esto no sirven válvula. Además, la fuerza de desplazamiento es tan pequeña como es posible y por esto también debe utilizarse una corredera de pistón. Pero esta corredera deja siempre pasar un poco de aire en los bordes de maniobra de la admisión y por este motivo la presión en el cilindro se eleva poco á poco hasta que la corredera de pistón se empuja por la presión del cilindro tanto que abre un poco los canales de escape y así deja libre algún aire.

Segun el perfeccionamiento del invento la corredera de pistón, hasta ahora individual se divide por lo dicho en los órganos de maniobra separados para la admisión y el escape y acoplados por detrás nuevamente con el correspondiente juego, de suerte que á la corredera de maniobra en la posición de cierre pueda agregarse una junta especial al modo de una válvula. De esta forma pueden suprimirse las fugas indicadas, sin que por esto se impida nuevamente la maniobra del escape. En efecto á consecuencia del juego previsto, la corredera del pistón de escape puede seguir moviéndose libremente con independencia de la corredera del pis-



tón de admisión que permanece quieta, de suerte que abra los canales del escape, y así continúe siendo posible regular totalmente la presión en el cilindro.

Esta disgregación de la corredera de pistón individual en dos partes acopladas, sueltas entre sí, se puede aprovechar también en otro sentido ó sea en el de suprimir una varilla pasante de pistón por la que hasta ahora se centraban la corredera de pistón y el pistón que la maniobraba. En efecto, la varilla de pistón que atraviesa todas las piezas, provoca ciertos fenómenos secundarios tanto por lo que toca al rozamiento de la varilla contra la misma corredera de maniobra, como á la facilidad con que se dobla y agarra dicha varilla á consecuencia de los defectos de su fabricación. Estos pueden aumentarse aun más por la fuerza de los muelles más ó menos unilaterales que actúan sobre la varilla. Ahora bien como el acoplamiento de la corredera y del pistón de maniobra ó de los muelles intercalados entre ambos tiene lugar mediante articulaciones, se suprime la varilla pasante de pistón usada hasta ahora, en tanto que en las diversas partes de la válvula de maniobra, esto es, la corredera de admisión y la de escape y el pistón de maniobra propiamente tal, pueden adaptarse plenamente á sus guías solidarias indicadas por sus cajas de resbalamiento y así es posible un movimiento suave, aun cuando, por ejemplo, los ejes experimenten alguna ligera desviación angular.

La corredera individual de maniobra usada hasta ahora se divide según la figura 2 en las dos partes  $s^1$  y  $s^2$ , de las cuales la  $s^1$  como corredera de admisión regula el aire que del depósito auxiliar B va al cilindro C del freno, en tanto que la  $s^2$  como corredera de escape, regula el escape del aire que del cilindro C del freno sale al exterior. Las dos correderas de pistón  $s^1$  y  $s^2$  se acoplan entre sí mediante una varilla m, la cual permite



con una rosca  $n$  regular la distancia de ambas correderas. Gracias á la forma cónica de la cabeza  $m'$  de la varilla  $m$  dentro de la corredera  $s$  queda prevista cierta articulación para ambas partes en tanto que al mismo tiempo las correderas  $s^1$  y  $s^2$  pueden ejecutar cierto movimiento reciproco relativo de algunos milímetros. A la corredera  $s^2$  se une también articuladamente el platillo  $p$  contra el que se apoya el muelle  $F^1$ , que por otro lado se apoya contra el platillo  $q$ . Este platillo á su vez se apoya en el sentido de una articulación sobre la varilla corta  $d^1$  del pistón de maniobra  $K^1$ , que por un lado se halla bajo la presión de un depósito adicional  $K$ , que se mantiene siempre lleno con la presión inicial en la tuberia y por esto está provisto de los enchufes correspondientes de la figura 1. Sobre el platillo  $q$  se apoya al mismo tiempo el muelle  $F^2$  que actua sobre el pistón  $K^1$ , y por otro lado se apoya contra la caja.

Segun lo dicho, aqui se suprime el pistón de descarga  $K$  segun la primera ejecución (figura 1). En este caso segun esto la diferencia de presión sobre el pistón de maniobra  $K$ , se provoca por la presión en el depósito de maniobra  $K$  y por la presión reducida en la tuberia, y se mantiene en equilibrio por la suma de las correspondientes fuerzas del muelle  $F^2$  y del muelle  $F^1$  de la corredera, pues la fuerza del momento del muelle  $F^1$ , no se recibe ya por el pistón de descarga.

La cara interior de la corredera  $s^1$ , del pistón de admisión esté construida á modo de una válvula anular, que tiene un diámetro exterior el máximo posible (aproximadamente  $1/10$  mm. más pequeño que el diámetro de la corredera de pistón) y además se mantiene lo más delgado posible. Un muelle blando  $e$  oprime á las correderas  $s^1$  en su posición interior contra el disco de cuaro  $c$ , siendo necesario para esto en el muelle  $e$  una poca fuerza, especialmente porque, estando apretado el freno, la presión que en el momento reina en el cilindro puede llegar á actuar sobre la cara



superior de la corredera á través de la ranura de compensación  $f$  de la varilla  $m$ . Como la cara superior de la corredera es algo mayor que la cara inferior del anillo de válvula, queda siempre una pequeña sobrepresión, que auxilia al muelle  $e$ . El muelle  $e$  mantiene también al mismo tiempo acopladas entre si las dos correderas de pistón  $s^1$  y  $s^2$ , pues la cabeza  $m'$  del perno  $m$  se apoya contra la corredera de pistón  $s^2$ . Por consiguiente, si la corredera de admisión  $s$  corta la ulterior entrada de aire, la válvula anular  $b$  se apoya también contra el asiento  $c$  de válvula y origina aquí una junta adicional contra la ulterior corriente de aire del depósito auxiliar y contra el ascenso indebido de la presión del aire en el cilindro del freno. Para poder también maniobrar el escape con el pistón  $s^2$ , estando desde ahora quieta la corredera  $s^1$  de pistón, la corredera de pistón  $s^2$  puede moverse hacia abajo contra la corredera  $s^1$  en lo que permita su juego, con lo cual deja libres los canales de escape  $r, t, u$  acoplados en serie con el fin de obtener mejor junta.

El dividir en corredera de admisión  $s^1$  y en corredera de escape  $s^2$ , permite también reducir el diámetro de la corredera de admisión, con lo que también se reducen las pérdidas debidas á fugas. Por efecto de la ranura de compensación  $f$ , esta construcción escalonada de las correderas de pistón no tiene ninguna importancia por lo que respecta á los efectos de la presión. También se puede construir la corredera de escape según la figura 3 de manera que ofrezca solo un simple pistón  $s^2$  con junta de cuero  $l$  ó también una membrana, en el cual pistón se disponga la válvula  $10$  mantenida cerrada por la presión de un muelle  $11$  la cual se abra cuando la corredera de pistón  $s^2$  recorra el camino libre permitido por el juego hacia la carrera de pistón  $s^1$  y topando contra el disco  $12$ . Es conveniente que la corredera de escape  $s^2$  y el pistón de maniobra  $k^1$  puedan tener juntas terminales  $13$  y  $14$ , contra las que puedan aplicarse con independencia reciproca.



Gracias á una correspondiente relación entre el diámetro del pistón de maniobra  $K^1$  y del de la corredera de maniobra  $s^2$  se puede también suprimir totalmente el muelle  $F^2$ . Si por ejemplo se toma para el diámetro de  $K^1$  100 mm y para el de  $s$  60 mm, entonces reinando en el cilindro una presión máxima de 3,7 atmósferas alcanzada por un descenso de presión de 1,3 atmósferas en la tubería principal, entonces tendremos lo siguiente: La presión sobre el pistón  $K^1$  es

$$10^2 \cdot \pi \cdot 1,3 = 102 \text{ kg; la presión sobre la corredera de manio-}$$

$$\text{bra } s^2: \frac{6^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,7 = 105 \text{ kg. Ambas están por consiguiente, en}$$

equilibrio y, por tanto, el muelle  $F^2$  es realmente superfluo.

La nueva válvula de maniobra de freno puede también utilizarse para hacer, por ejemplo, regulable hacia atrás el freno Westinghouse. Para este objeto se suprime la válvula de admisión y la válvula misma se atornilla al agujero de escape de la válvula Westinghouse. La válvula maniobra entonces solo el escape y hace al freno regulable hacia atrás y utilizable cualquiera que sea la presión en la tubería.

:-:--:--:--:--:--:--: N O T A :-:--:--:--:--:--:--:

Se reivindica como nuevo y de propia invención:

1°- Un freno de aire comprimido para diversas presiones en la tubería, caracterizado porque el pistón de maniobra de la válvula del freno está bajo el influjo de 1) la presión del cilindro del freno, 2) la presión en la tubería y 3) la presión de un depósito auxiliar el cual coincide estando el freno flojo con la presión inicial en la tubería, de tal forma que el pistón de maniobra independientemente del valor de la presión inicial en la tubería, se mueve á posiciones prescritas inequívocamente por la reducción reinante de presión en la tubería principal, arrastran-



do consigo por la intercalación de un muelle al órgano de maniobra para la admisión y el escape, de tal forma que este aire comprimido puede penetrar en el cilindro del freno, en tanto que después de alcanzar una presión determinada en el cilindro, este empuja á la posición de cierre al órgano de maniobra construido por el mismo como órgano de presión (pistón, membrana) ó unido con él.

2°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en el punto 1, caracterizado por el empleo de un pistón ( $K^1$ ) que por un lado se encuentra en todo momento bajo la presión del depósito (R) lleno al cargar el freno con la presión inicial en la tubería y por otro lado bajo la presión en la tubería reducida en el momento del frenaje, en tanto que gracias al sobrante de presión se tensa correspondientemente un muelle ( $F^2$ ) y la fuerza del muelle ( $m^1$ ) de la corredera se recibe por un pistón de descarga (K).

3°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en el punto 1, caracterizado porque gracias á la compensación directa de la diferencia de presión sobre el pistón de maniobra provocada por efecto de la presión en el depósito de maniobra y de la presión reducida en la tubería, mediante la suma de las fuerzas existentes del muelle ( $F^2$ ) y del muelle ( $m^1$ ) de la corredera, se suprime un pistón especial de descarga.

4°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 y 3, caracterizado porque gracias á las dimensiones adecuadas de la relación del diámetro del pistón de maniobra y de la corredera de maniobra se suprime un muelle de contrapresión para el pistón de maniobra.

5°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 y 4, caracterizado porque el órgano de maniobra se divide en dos órganos separados para la admisión y el escape, los cuales se acoplan con juego entre sí, de forma que la corredera de admisión en su posición de cierre pueda recibir una junta adi-



cional á modo de válvula, sin que se impida el movimiento del órgano de escape con el fin de abrir este.

6°- Un freno de aire comprimido segun lo reivindicado en el punto 5, caracterizado porque los canales de escape que se han de abrir por la corredera del pistón de escape se acoplan de tal suerte que de esta forma se multiplica la junta.

7°- Un freno de aire comprimido segun lo reivindicado en el punto 5, caracterizado porque la maniobra del escape se realiza mediante una válvula inserta en el órgano de maniobra del mismo que puede construirse también comò membrana-válvula que bajo la presión de un muelle se mantiene cerrada hasta que en la posición extrema del órgano de maniobra del escape, se abre por un tope.

8°- Un freno de aire comprimido segun lo reivindicado en los puntos 1 á 5, caracterizado porque los órganos separados de maniobra de la admisión y del escape se acoplan con el pistón de maniobra intercalando un muelle y suprimiendo una varilla de pistón mediante uniones articuladas, de tal forma que los tres cuerpos pueden adaptarse libremente á los movimientos condicionados por la guia forzada de sus cajas de marcha.

9°- Un freno de aire comprimido segun lo reivindicado en los puntos 1 á 8, caracterizado porque el depósito auxiliar de aire (B) y el depósito adicional (R) se unen mediante un tubo provisto de válvula de retroceso ( $V^3$ ), de forma que en los frenajes rápidos y de peligro ó en las separaciones de tren puede correr el aire del depósito auxiliar al depósito (R) con el fin de que el pistón de maniobra ( $K^1$ ) pueda volver á la posición correspondiente al aflojamiento completo del freno, solo después de desaparecer totalmente la presión en el cilindro y en el depósito auxiliar.

10°- Un freno de aire comprimido segun lo reivindicado en los puntos 1 á 9, caracterizado porque en la carga el aire puede correr desde el espacio por delante del pistón ( $K^1$ ) á través de una rendija (canal, orificio) al depósito (R), en tanto que al disminuir la presión delante del pistón se incomunica el indicado



paso por un disco de cuero, de suerte que la presión en el depósito (R) puede actuar como sobrepresión.

11°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 á 10, caracterizado porque el órgano de maniobra del escape y el pistón de maniobra se aplica en sus posiciones extremas con independencia recíproca contra juntas blandas.

12°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 á 11, caracterizado porque la corredera del pistón de admisión se construye con menor diámetro que la corredera del escape.

13°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 á 12, caracterizado porque la corredera de admisión se dispone desplazable respecto á la del escape, en tanto que, mediante un canal (ranura ú orificio) se establece una compensación de presión á ambos lados de la corredera de admisión.

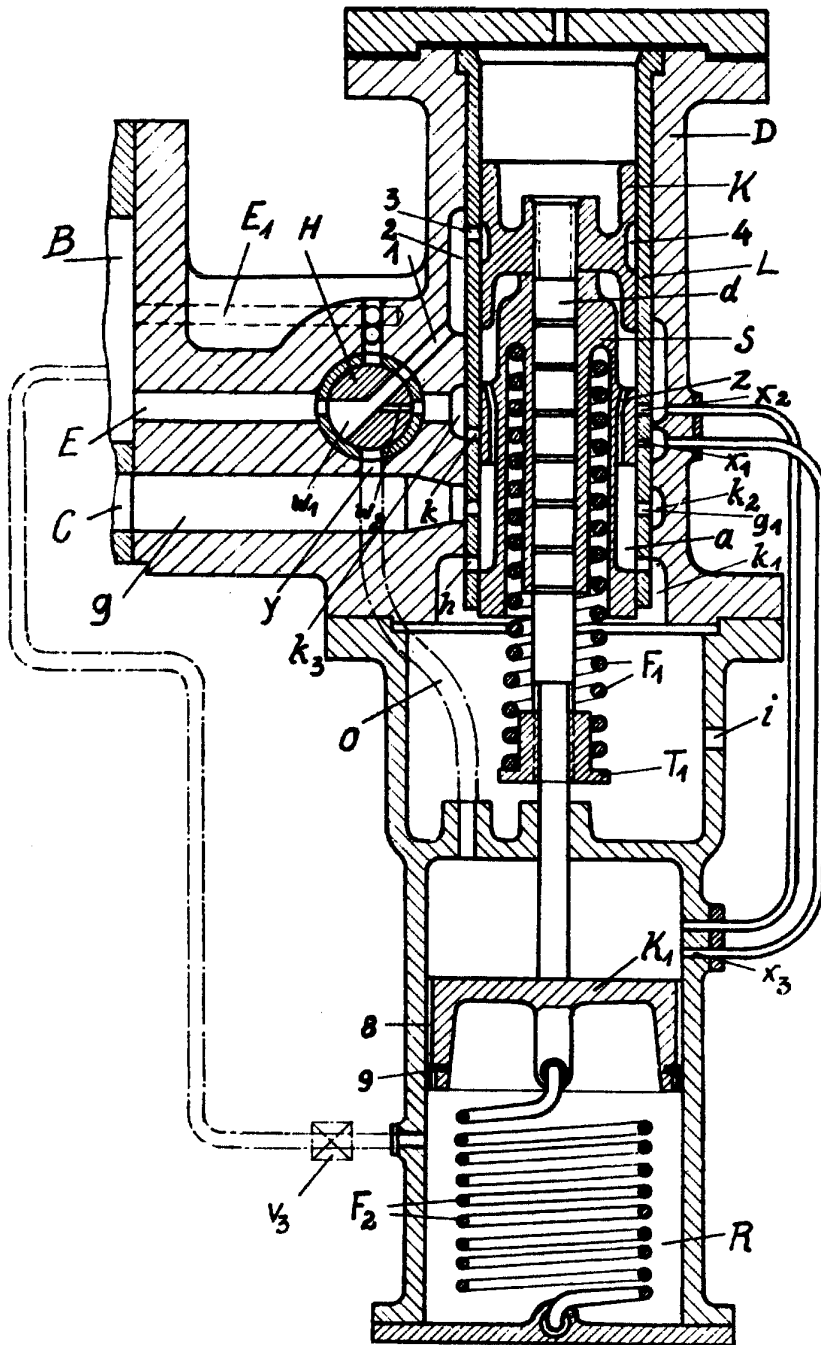
14°- Un freno de aire comprimido según lo reivindicado en los puntos 1 á 13, caracterizado porque el muelle de carga del pistón de maniobra está colocado alrededor del muelle intercalado entre el pistón y la corredera de maniobra y se apoya firmemente contra la caja.

Esta patente recae sobre "Un freno de aire comprimido para diversas presiones en la tubería", como queda descrito en la presente memoria, caracterizado en la anterior Nota y representado en los adjuntos dibujos.

Madrid 31 de Agosto de 1925.



Fig. 1.



*Ersta variabel  
för övrigt drolthugner  
Bomato*

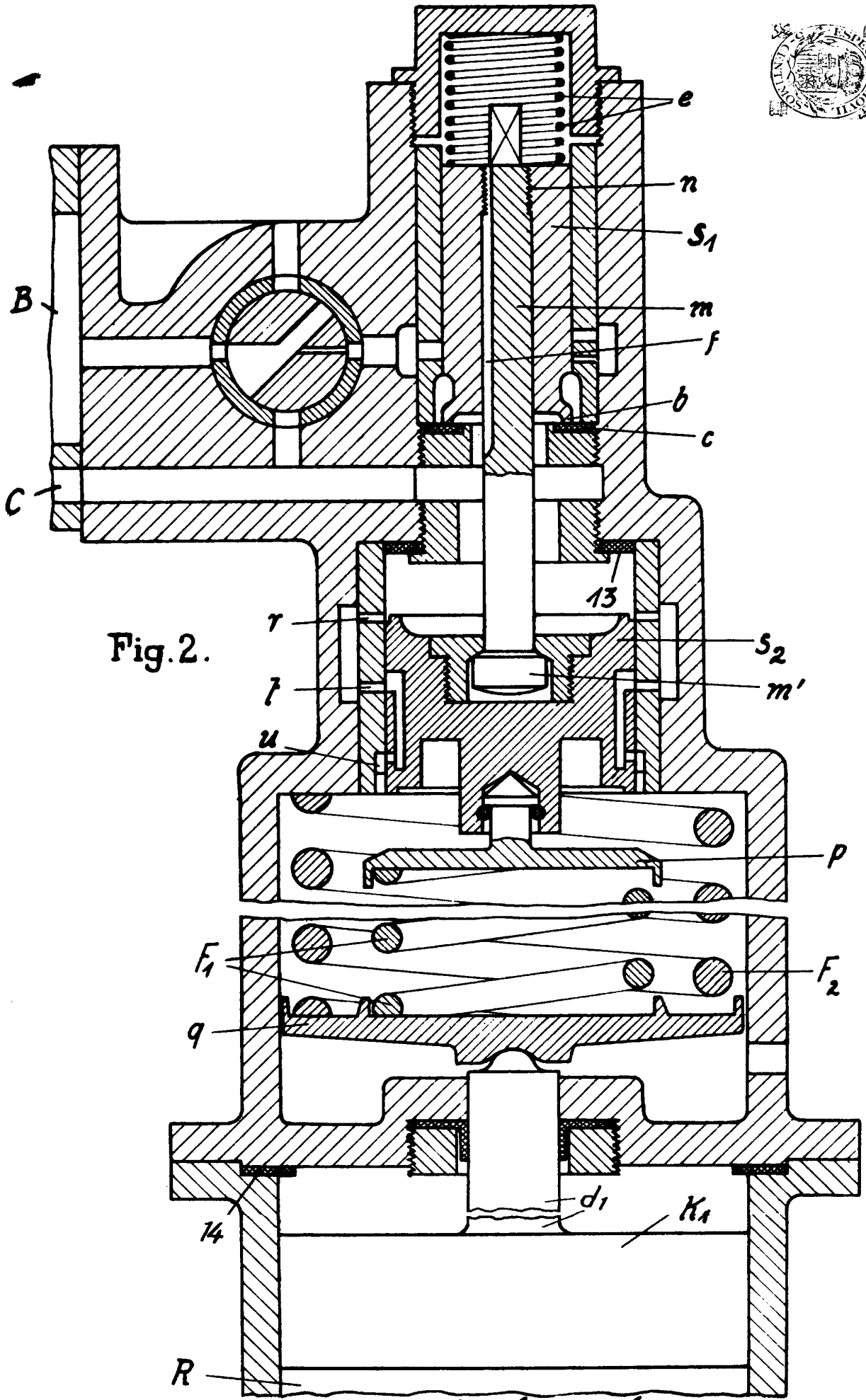
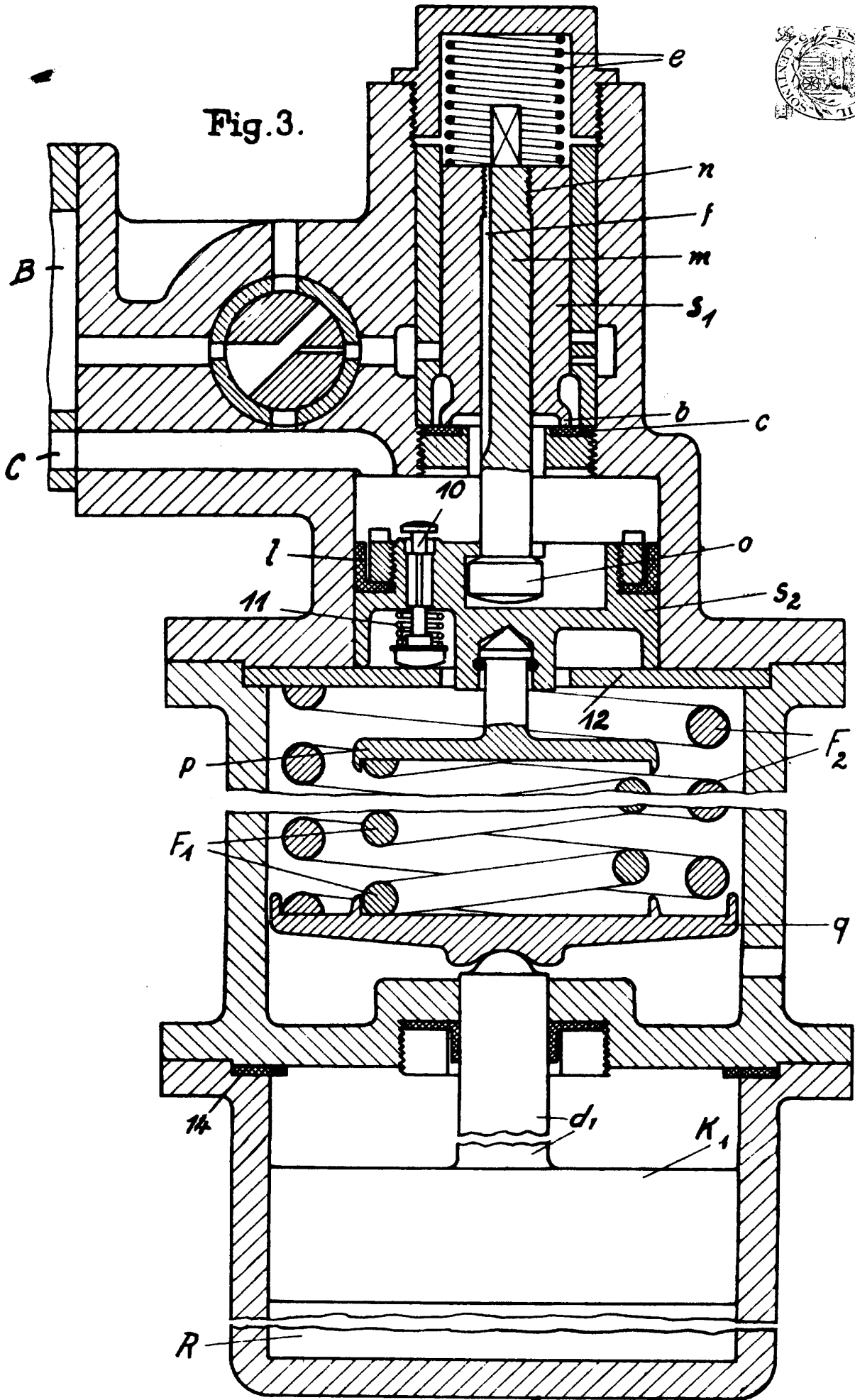


Fig. 2.

*Scale variable.  
for two valves  
W. Orsch*



Fig. 3.



*Scala variabile  
per due orologi  
Ponoko*