



⑩ ES ⑪ 466294 ⑩ AI  
⑫  
⑬ FECHA DE PRESENTACION

**PATENTE DE INVENCION**

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

⑭ PRIORIDADES: ⑮ NUMERO 77 01 937			⑯ FECHA 24 Enero 1977			⑰ PAIS Francia		
⑱ FECHA DE PUBLICIDAD			⑲ CLASIFICACION INTERNACIONAL F01N.			⑳ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA		
㉔ TITULO DE LA INVENCION  "PROCEDIMIENTO PARA AMORTIGUAR LAS OSCILACIONES DE PRESION EN UN COLECTOR DE ESCAPE DE UN MOTOR Y EL COLECTOR CORRESPONDIENTE".								
㉕ SOLICITANTE (S) La Sociedad Francesa de Responsabilidad Limitada: SOCIETE D'ETUDES DE MACHINES THERMIQUES S.E.M.T.								
DOMICILIO DEL SOLICITANTE 2, Quai de Sine 93202 SAINT-DENIS (Francia)								
㉖ INVENTOR (ES) Remi Curtil, francés.								
㉗ TITULAR (ES)								
㉘ REPRESENTANTE D. FRANCISCO GARCIA CABRERIZO S/Ref.: 32491 DR/MDU/CB. N/Ref.: O.G. 33.718/AV/PP								

La invención se refiere generalmente a un procedimiento y un dispositivo de acondicionamiento de la salida de los gases en un colector de escape de un motor de combustión interna, y tiene más particularmente por objeto un procedimiento y un dispositivo de amortiguamiento de las oscilaciones de presión en un colector de escape de varios y con preferencia de cuatro a diez cilindros por hilera de cilindros, de un motor de combustión interna, por ejemplo sobrealimentado.

5. Previamente, es importante definir los diferentes sistemas de escape para un motor de combustión interna con una etapa de sobrealimentación del tipo con turbo-compresor de los gases de escape, a saber:

- los sistemas de escape por ondas de presión,
- 15. - los sistemas de escape de presión sensiblemente constantes,
- los sistemas de escape con convertidor de impulsos.

En un sistema de escape por ondas de presión, al motor está equipado con varios colectores de escape para una misma hilera de cilindros con varias entradas de turbinas. Con este tipo de sobrealimentación, se alía un mínimo de pérdidas de energía, en el curso del transporte de los gases de los cilindros a la turbina, con un buen barrido de los cilindros, lo que es interesante para todas las cargas pero sobre todo con las cargas débiles en que ello es aún más necesario. En cambio, la energía llega a la turbina bajo forma de bocanadas, y ello conduce a un rendimiento tanto más limitado de la turbina cuanto más parcial sea su alimentación.

30. Por el contrario, en un sistema de escape del tipo

de presión constante, el colector está equipado con un colector único para por lo menos una hilera de cilindros, lo que permite obtener un rendimiento óptimo de la utilización de la energía de los gases de escape en la turbina, pero a costa de una pérdida importante de energía en el curso de su transporte y de un nivel de barrido limitado, fenómeno particularmente sensible y desfavorable a las cargas parciales.

En un sistema de escape del tipo con convertidor de impulsos, el motor está equipado con varios colectores que desembocan por eyectores en un tubo mezclador que se comunica por su parte con un difusor intercalar antes de la entrada de la turbina. Este sistema permite tener una buena alimentación de la turbina, sin deteriorar excesivamente el barrido de los cilindros. Así pues, tal sistema constituye el término medio entre los otros dos sistemas de escape antes mencionados, pero a costa de una pérdida de energía en el curso del transporte de los gases de escape. Tal sistema presenta sin embargo los mismo problemas de reflexión de las ondas que con los sistemas de escape con ondas de presión, ya que el compromiso a hallar sobre la restricción de sección de cada eyector colocado en el extremo de cada colector (lado de la turbina) para el aislamiento de un colector con relación a otro, conduce a unas ondas reflejadas que perturban sobre todo el vaciado de los cilindros más alejados. Por esta razón, a las cargas débiles y por lo tanto en aceleración, este sistema no aporta ganancia alguna con relación a un colector de presión constante. Hay que destacar además que la presencia del difusor intercalar puede presentar problemas al nivel del espacio realmente libre del que se puede disponer en tal sistema de escape para su implantación.

Se ha tratado de mejorar la salida de los gases en un colector de escape de presión sensiblemente constante de un motor sobrealimentado, creando un efecto de eyección en la confluencia de cada boca de empalme con las culatas de los cilindros asociados con el colector único para por lo menos una hilera de cilindros. Para ello, cada boca de empalme está concebida para que la velocidad axial de los gases en el colector y la velocidad de los gases en la boca al nivel de su confluencia tengan sensiblemente la misma dirección, tal como se describe principalmente en la Patente americana nº 3.380.246.

Además, en esta solución, con el fin de limitar al máximo las pérdidas de carga y el despegue de la vena fluida en las bocas de empalme, cada boca tiene una superficie en sección transversal que disminuye de manera continua en la dirección de la corriente de los gases.

No obstante, hay que destacar que esta disminución continua de la superficie en sección transversal de cada boca da finalmente una longitud de tubería de empalme relativamente importante.

Además, la utilización de un colector único por hilera de cilindros, en el caso de grandes motores, a la vez que aporta una ganancia de tamaño apreciable con relación a un colector múltiple, presenta problemas relativos a su sustentación, al alineamiento de los diferentes trozos empalmados por fuelles de dilatación, y a su desplazamiento axial bajo las tensiones térmicas.

La invención tiene por objeto suprimir estos inconvenientes creando un sistema de escape independiente del número de cilindros a la vez que alía las ventajas de un colector

tor de ondas de presión y de un colector clásico de presión sensiblemente constante.

- Con tal objeto, la invención propone un procedimiento de amortiguamiento de las oscilaciones de presión en
5. un colector de escape de varios, y con preferencia de cuatro a diez cilindros por hilera de cilindros, de un motor de combustión interna, por ejemplo sobrealimentado, con efecto de eyección de los gases a la entrada de los mismos en el colector, caracterizado porque consiste, a la apertura de la válvula de escape hasta la proximidad del punto muerto inferior del pistón, en conservar al máximo la energía potencial residual de los gases del cilindro en el curso de su paso por la boca de empalme, hacia el final del tiempo de expansión, para reducir por tanto el incremento de entropía de los mismos
  10. estrangulando la corriente de los gases en la proximidad máxima o en la proximidad inmediata de la salida del cilindro, aumentando después el efecto de eyección, acelerando el paso de dichos gases por el colector por transformación de la energía de presión en energía de velocidad comunicada a los
  15. gases presentes en el colector, reduciendo la sección uniforme de la corriente en el colector a un valor inferior al del calibre del cilindro, con el fin de obtener la mayor velocidad posible de la corriente de los gases por recuperación de energía potencial normalmente perdida de cada bocanada de gas
  20. en un momento que hace respectivamente máximo el trabajo de expansión proporcionado al pistón y mínimo el trabajo de impulsión proporcionado por el pistón.

La invención propone igualmente un colector de escape para la puesta en práctica del procedimiento, caracterizado porque cada boca de empalme está conformada formando

una tobera cuyas superficies en sección transversal en la salida (lado del colector) y en la entrada (lado del cilindro) se encuentran en una relación comprendida entre 0,3 y 0,8 y con preferencia entre 0,4 y 0,5.

5. Según otra característica del colector de escape - de acuerdo con la invención, la relación entre el diámetro interior del colector y el calibre de los cilindros está comprendida entre 0,30 y 0,75.

10. Según otra característica de la invención, cada boca de empalme antes mencionada, hacia su confluencia con el colector, presenta una sección de paso ya sea anular, ya sea parcialmente anular, o bien total.

15. Según otra característica de la invención, cada boca de empalme tiene una longitud reducida, de modo que cada trozo de colector, en el caso de un colector de gran longitud, asociado con un cilindro, esté soportado de manera rígida directamente por la culata asociada con dicho cilindro.

20. Según otra característica de la invención, el último trozo de colector antes de la entrada de la turbina está unido a un difusor, lo que es facilitado por los diámetros diferentes entre el colector y la turbina, debido a la disminución de las dimensiones del colector.

25. Según una ventaja de la invención, se aumenta entre la abertura de escape y el punto muerto inferior del pistón de un cilindro, la contrapresión inicial en cada boca de empalme, lo que es favorable para disminuir considerablemente las pérdidas inevitables por laminado entre cada cilindro y cada boca de empalme al nivel del paso de la válvula de escape.

30. Según otra ventaja de la invención, se disminuye la

temperatura de los gases de escape a la salida del cilindro y a la entrada de la turbina, en 30 a 40° con relación a un colector clásico.

Según otra ventaja de la invención, se reduce la -  
5. temperatura de las válvulas de escape en 50 a 60° aproximada-  
mente con relación a un colector clásico.

Según otra ventaja de la invención, se obtiene un  
mejor vaciado, que además es sensiblemente idéntico para to-  
des los cilindros, mejor vaciado que permite reducir el con-  
10. sumo específico del motor del orden del 2 al 3% sin utiliza-  
ción de un difusor, y del 5 al 6% con un difusor.

Según otra ventaja de la invención, la utilización  
de un difusor permite rebajar la presión estática media en -  
el colector aproximadamente en un 10%, lo que da todavía un  
15. mejor vaciado de los cilindros.

Según otra característica de la invención, se ob-  
tiene un mejor barrido de los cilindros a las cargas reduci-  
das, por lo tanto una aptitud a las tomas de cargas compara-  
ble a la del colector con convertidor de impulsos y superior  
20. a la del colector de presión sensiblemente constante, con -  
menores riesgos de ensuciamiento.

Según otra ventaja de la invención, tal colector de  
escape permite una utilización de la turbosoplante a las ve-  
locidades elevadas.

Según otra ventaja de la invención, la utilización  
de toberas con fuerte restricción de sección permite dismi-  
nuir la longitud de las tuberías de empalme, y por consiguien-  
te mejorar al efecto de eyección de los gases en su confluen-  
cia con el colector.

30. Según otra ventaja de la invención, la utilización

de toberas con fuerte restricción de sección permite atenuar las oscilaciones de presión inducidas en el colector después de la transferencia de la energía cinética de los gases que salen de cada tobera a los gases que se encuentran en el colector.

Según otra ventaja de la invención, se hace posible la optimización de la abertura en el escape debido a que todos los cilindros tienen el mismo vaciado.

Según otra ventaja de la invención, en el caso de la segmentación de un colector de gran longitud, los trozos de colector asociados cada uno con una boca de empalme son con preferencia sensiblemente idénticos, lo que facilita la puesta en práctica de tal colector de escape. Además, la reducción de las dimensiones de las bocas de empalme y del colector permiten una ganancia de tamaño y de precio de coste apreciable.

Otras ventajas, características y detalles aparecerán más claramente con ayuda de la descripción explicativa que va a seguir, hecha con referencia a los dibujos anexos dados únicamente a título de ejemplo y en los que:

- la figura 1 es una vista en corte longitudinal de una fracción de un colector de acuerdo con la invención, con un primer modo de realización de las bocas de empalme,

- la figura 2 es una vista en corte según la línea II-II de la figura 1,

- la figura 3 es una vista parcial en alzado de un colector de acuerdo con la invención para un motor de combustión interna sobrealimentado,

- la figura 4 es una vista parcial en alzado de un trozo de colector con toberas de empalme según un segundo mo

do de realización,

- la figura 5 es una vista en corte longitudinal - de un trozo de colector con una boca de empalme según un tercer modo de realización,

5. - la figura 6 es una vista de frente según la flecha VI de la figura 5 que ilustra el modo de empalme de cada boca con el colector,

- la figura 7 es una vista en corte según la línea VII-VII de la figura 5,

10. - la figura 8 es una vista de frente al nivel de - un trozo de colector con una boca de empalme según un cuarto modo de realización de la invención,

- la figura 9 es una vista esquemática de un conjunto de colector de escape, con una realización más simple,

15. - la figura 10 es una vista esquemática en corte - transversal de otro modo de realización perfeccionado de un trozo de colector de escape,

- la figura 11 es una vista de frente de otro modo de realización de un trozo de colector de escape,

20. - la figura 12 es una vista en corte transversal - de este trozo, según la línea XII-XII de la figura 11,

- la figura 13 es una vista parcial en corte de este trozo según la línea XIII-XIII de la figura 12,

- la figura 14 representa gráficamente diferentes  
25. curvas que ilustran las características de presión en un cilindro, de presión en su boca de empalme, de la presión de sobrealimentación para un colector de acuerdo con la invención no equipado con un difusor, en función de la posición - del pistón en el cilindro señalada según los ángulos del árbol manivela,  
30.

- la figura 15 representa las mismas curvas que la figura 14, pero para un colector de escape de ondas de presión,
- 5. - la figura 16 representa gráficamente el ciclo de baja presión de un motor de combustión interna equipado con un colector de escape de acuerdo con la invención, con las características de las curvas de la figura 14,
- 10. - la figura 17 representa gráficamente el ciclo de baja presión de un motor de combustión interna con colector de escape con ondas de presión que tiene las características representada en la figura 15,
- 15. - la figura 18 es una vista esquemática de frente de un primer modo de realización de una voluta de empalme de la salida del colector de escape con la turbina de sobrealimentación,
- la figura 19 es una vista esquemática en corte transversal de esta voluta montada sobre la turbina,
- la figura 20 es una vista desarrollada de la voluta representada en las figuras 18 y 19,
- 20. - la figura 21 representa esquemáticamente otro modo de realización de esta voluta de empalme, formada por dos semi-volutas acoladas y aisladas una de otra,
- la figura 22 es una vista esquemática desarrollada de la voluta de la figura 21,
- 25. - la figura 23 representa esquemáticamente otro modo de realización de la voluta de empalme, formada por dos semi-volutas acoladas y en comunicación una con otra,
- la figura 24 es una vista esquemática desarrollada de la voluta de la figura 23,
- 30. - la figura 25 es una vista esquemática en corte -

transversal de otro modo de realización del empalme de la salida del colector de escape con la turbina, y

- la figura 26 es una vista esquemática en corte - según la línea XXVI-XXVI de la figura 25.

5. De acuerdo con la invención, se considera un motor de combustión interna equipado con un colector único para -- por lo menos una hilera de cilindros, con una sobrealimentación del tipo por turbo-compresor de los gases de escape.

10. Con referencia a las figura 1 a 3, el colector de escape 1, según un primer modo de realización, comprende por ejemplo varios trozos intermedios 2 idénticos, salvo el primero (no representado) en la extremidad opuesta a la turbosoplante 3, y que está provisto de una capa de cierre. Entre -- el último trozo 2 y la turbosoplante 3, se ha provisto un racor 4 que puede ser ventajosamente un difusor, cuya implanta-  
15. ción no presenta dificultad alguna dada la ganancia de sitio ofrecida por un colector de escape de acuerdo con la invención. Los diferentes trozos 2 del colector, a razón de uno por cilindro están axialmente alineados y empalmados dos a dos por  
20. cajas de segmento 5 o por fuelles de dilatación clásicos.

Cada trozo 2 de colector comprende un conducto -- principal 6 terminado en una extremidad por una brida de empalme 7 (por ejemplo en el lado opuesto a la turbosoplante 3).

25. Al nivel de cada trozo 2 de colector está asociada una boca de empalme 8 con la culata 9 del cilindro asociado. Cada boca de empalme 8 está constituida por un elemento cilíndrico 10 montado concéntrica y exteriormente al conducto principal 6 hacia su extremidad opuesta a la brida de empalme 7. Más precisamente, este elemento cilíndrico 10 tiene su  
30. superficie de extremidad (en el lado de la brida 7 del conduc

to principal 6) empalmada con el conducto 6, mientras que su otra superficie de extremidad es libre y se extiende ligeramente más allá de la superficie de extremidad libre de dicho conducto. En este elemento cilíndrico 10, desemboca perpendicularmente a su eje otro elemento cilíndrico 11 muy corto, y que está empalmado a su vez, de una manera en sí conocida, - con la culata 9 del cilindro asociado.

Para asegurar el ampalme de dos trozos 2 de colector, se ha previsto una pieza anular 12 formando eyector, de la que una extremidad está provista de una brida 13 destinada a cooperar con la brida 7 del trozo 2 del colector adyacente por medio de una caja de segmento 5. Hacia su otra extremidad, la pieza 12 está provista de un asiento cilíndrico 14 cuya superficie periférica está aterrajada, y se rosca en el interior de la extremidad libre del cilindro 10.

La pieza 12 formando eyector una vez posicionada, es tal que la extremidad libre del conducto principal 6 penetra en parte en el interior de la pieza 12 sin estar en contacto con ella. De este modo, se define en el sentido del paso de los gases, una sección de paso anular 15, seguida de una sección de paso total al nivel de la pieza 12.

Según los casos, la pieza 12 puede presentar un perfil interior diferente, en el sentido que se puede aumentar o disminuir la sección de paso anular 15 por la que van a pasar los gases de escape. Además, su perfil interior permite igualmente hacer variar el ángulo de incidencia de la corriente de los gases de escape con relación al eje del colector, siendo este eje con preferencia próximo a los 0°.

Haciendo referencia a la figura 4, se ha representado un trozo 2 de un colector 1 de acuerdo con un segundo

modo de realización. En un mismo trozo 2 desemboca por ejemplo dos bocas de empalme 20 en forma de toberas curvas con restricción de sección y que tienen una longitud muy reducida. En este modo de realización, cada boca es acoplada por

5. soldadura sobre el colector y desemboca más o menos por una extremidad en el interior del conducto principal 6 del trozo. Evidentemente, la curvatura de cada tobera es tal que se trate de disminuir el ángulo de incidencia entre los gases del colector y los gases provenientes de cada boca de

10. empalme. Hay que destacar, que en este caso se tiene una sección de paso total de los gases en la confluencia de cada boca de empalme con el colector.

Con referencia a las figuras 5 a 7, se ha representado un trozo 2 de un colector de escape con una boca de empalme 30 según un tercer modo de realización.

15.

La boca de empalme 30 igualmente en forma de tobera se aproxima a la del primer modo de realización (figura 1) pero en este caso la pieza formando eyector 12 es directamente solidaria o está incorporada en la boca de empalme. En

20. el sentido de salida de los gases, se define alrededor del conducto principal 6 del trozo de colector, una sección de paso anular 33 estrechada en el lado opuesto a la entrada de la tobera, una sección de paso anular 31 progresivamente decreciente, y por último una sección de paso total 32 en

25. la confluencia de la boca con el colector. Cada boca de empalme 33 y el conducto principal 6 del colector son unidos no por soldadura sino a rosca por medio de un soporte 34 y tornillos 35.

Con referencia a la figura 8, se ha representado esquemáticamente una vista de frente de un trozo 2 de colec-

30.

tor, con una boca de empalme 40 según un cuarto modo de realización, y que se distingue principalmente de los otros modos de realización, en el sentido de que la sección de paso 41 entre cada boca de empalme y el colector no es más que par-  
 5. cialmente anular.

En cada uno de los modos de realización, se ha con-  
 formado por consiguiente cada boca de empalme (8, 20, 30, 40)  
 a modo de tobera en la que la restricción de sección definida  
 por la relación de la superficie en sección transversal (la-  
 10. do del colector) y la superficie en sección transversal (la-  
 do del cilindro) está comprendida entre 0,3 y 0,8 y con pre-  
 ferencia entre 0,4 y 0,5.

Con un colector de escape de acuerdo con la inven-  
 ción, se puede reducir el diámetro interior del colector de  
 15. una manera importante con relación a un colector de presión  
 sensiblemente constante de tipo clásico, y se le elige de ma-  
 nera que la relación entre su diámetro y el calibre de los -  
 cilindros esté comprendida entre 0,30 y 0,75.

Hay que destacar igualmente, que en todos los mo-  
 20. dos de realización, la longitud de las bocas de empalme es -  
 pequeña, lo que permite de una parte evitar la utilización -  
 de fuelles de dilatación, y por consiguiente permite a esta  
 boca unida con la culata del motor soportar directamente al  
 trozo de colector asociado. Esto último es además facilitado  
 25. por el hecho de que se ha reducido considerablemente el diá-  
 metro interior del colector.

Se va a describir ahora, con referencia a las figu-  
 ras 9 a 13, diversos modos de realización simplificados y me-  
 jorados de este colector de escape.

30. En la figura 9, se ha representado el conjunto de

los dos colectores de escape 70 asociados cada uno con una de las dos hileras de cilindros en V de un motor de combustión interna que comprende al menos cuatro cilindros por hilera. Cada colector de escape 70 está constituido por un - -

5. cierto número de trozos independientes 71, 72, 73 y 74, que están alineados extremo con extremo y unidos entre sí por medio de piezas de empalme 75, que pueden ser cajas de segmento o juntas de dilatación, estando unida cada extremidad de un trozo de colector con la extremidad correspondiente de la

10. pieza de empalme 75 por abrazaderas de apriete 76.

El primer trozo 72, que forma la extremidad cerrada del colector 70, está cerrado en una extremidad 77 y está unido en su extremidad opuesta con el trozo siguiente 71, por mediación de una pieza de empalme ya citada 75. El antepenúltimo trozo 73 del colector 70 tiene una forma acodada, para

15. permitir el cruce de los dos colectores de escape 70 como se ha representado en la figura 9, y el último trozo 74 que forma la salida del colector de escape está destinado a ser unido con la entrada de una turbina de sobrealimentación.

20. Cada trozo de colector 71, 72 y 73 está formado de una pieza, por fundición, con una boca 78 de empalme con el cilindro correspondiente.

Se observará que los diversos trozos de los colectores de escape 70 recuperan todas las características de la

25. invención, y que en particular cada boca de empalme 78 tiene la forma de una tobera cuyas superficies en sección transversal en la salida (lado del colector) y en la entrada (lado del cilindro) se encuentran en una relación comprendida entre 0,3 y 0,8 y con preferencia entre 0,4 y 0,5. La relación entre el diámetro interior del colector de escape 70 y el cali

30.

bre de los cilindros está comprendida entre 0,30 y 0,75. Se observará además que la sección de paso de los gases de escape en el interior de un colector 70 es constante y uniforme sobre toda la longitud del colector.

5. Ventajosamente, en estos colectores de escape 70, así como en los otros dos modos de realización descritos en las figuras 10 a 13, el ángulo que forma el eje longitudinal de un trozo de colector con el eje de la boca de empalme con un cilindro en su entrada en el colector, es del orden de --
10. 30° aproximadamente.

Los modos de realización particulares de trozos -- del colector de escape son descritos con más detalle en las figuras 10 a 13.

- El trozo de colector 80 representado en la figura
15. 10, está destinado a un motor con cilindros en V y es de forma sensiblemente cilíndrica de sección circular, y comprende de una sola pieza una boca de empalme 81 sensiblemente recta, de pequeña longitud. Como se ha indicado más arriba, el ángulo que forma el eje longitudinal 82 del trozo 80 del colector con el eje longitudinal 83 de la boca 81 a su entrada en
20. el colector, es de 30° aproximadamente. Cada extremidad del trozo 80 de colector comprende una primera brida circular -- 84, que permite el empalme a rosca o por medio de una abrazadera de apriete con el trozo adyacente de colector, y una --
25. segunda brida circular rematada 85. Las líneas 86 y 87 indican esquemáticamente la intersección de la extremidad de la boca 81 con el trozo cilíndrico 80 de colector.

- Las figuras 11 a 13 representan esquemáticamente -- otro modo de realización de tal trozo de colector, que está
30. destinado a un motor con cilindros en línea. El trozo 90 de

- colector es de forma sensiblemente cilíndrica de sección circular, y está formado en una pieza con la boca 91 de empalme con el cilindro correspondiente, que se termina por una brida 92 de fijación sobre la culata. Se ve en las figuras 5. 11 y 12 que la boca de empalme 91 no es sensiblemente rectilínea como en el caso de la figura 10, sino que es por el contrario encorvada de manera desviada y la figura 13 indica la forma de la sección transversal de la extremidad de esta boca de empalme en su desembocadura en el trozo 90 de colector. Al igual que antes, el trozo 90 comprende en cada una de sus extremidades una brida 93 que permite la unión con el trozo adyacente de colector o con una pieza intermedia de empalme, por una abrazadera de apriete.

- En la figura 14, se ha representado diferentes curvas de presión, limitadas a las bajas presiones, en función de los ángulos del árbol manivela, correspondiendo el punto muerto superior del pistón al ángulo de 0°. En el gráfico se ha señalado los instantes relativos a la apertura de la válvula de escape (OE), la apertura de la válvula de admisión (OA), el cierre de la válvula de escape (FE), y el cierre de la válvula de admisión (FA).

- Se ha representado por trazos continuos gruesos la presión medida en el cilindro (curva A), por trazos continuos menos acentuados la presión de escape de los gases medida en las bocas de empalme con la salida de los cilindros (curva B), por trazos interrumpidos la presión de sobrealimentación medida en el colector de admisión (curva C), y por trazos mixtos la presión de escape sin el efecto de eyección al nivel de las bocas de empalme (curva D).

- El estudio de las curvas de la figura 14 (sin uti-

lización de un difusor) muestra que después de la apertura de la válvula de escape ( $-240^\circ$ ), se empieza la fase de escape del ciclo y tiene lugar el nacimiento de una onda de presión o bocanada (curva B) en la boca de empalme del cilindro considerado. Esta onda de presión tiene una amplitud que aumenta de manera relativamente rápida (frente de subida bastante pendiente), y alcanza su máximo en la proximidad del punto muerto inferior ( $-80^\circ$ ) del pistón. Desde este instante, la onda decrece con un frente de descenso menos pendiente que el frente de subida, y va seguida entonces en su disminución por la presión (curva A) reinante en el cilindro. Esta disminución es suficientemente rápida para asegurar un buen vaciado del cilindro.

Seguidamente, la onda de presión (curva B) oscila ligeramente, y corresponde entonces a las bocanadas subsistentes en el colector y que provienen de los otros cilindros. En cuanto a la presión del cilindro (curva A), a partir del punto muerto inferior del pistón, comenzará a crecer progresivamente para pasar a la parte de alta presión del ciclo (no representado).

Hay que destacar que entre la apertura de la válvula de admisión y el cierre de la válvula de escape, la presión en la boca de empalme (curva B) tiene un valor suficientemente más bajo que la presión de sobrealimentación (curva C) para que tenga lugar un barrido correcto del cilindro (parte de trazos interrumpidos de la figura 14).

De este modo, entre la apertura de la válvula de escape y hasta la proximidad del punto muerto inferior del cilindro, se conserva al máximo la energía potencial de los gases del cilindro en el curso de su paso por la boca de em-

palme, lo que es conseguido por la fuerte restricción de sección de dicha boca. Ello equivale, en efecto, a aumentar la contrapresión inicial en la boca de empalme, lo que es muy favorable para disminuir de una parte las pérdidas por laminado en el paso de la válvula de escape, y de otra parte la temperatura de la válvula. De este modo se evita la transformación de una parte de la energía cinética en calor.

Es muy importante destacar que la conservación de energía al paso del cilindro en la boca de empalme entre la abertura de escape y el punto muerto inferior se realiza en un momento favorable del ciclo y permite mejorar el vaciado del cilindro en la fase siguiente.

A continuación, gracias al efecto de eyección de la tobera de empalme, se acelera la transferencia de los gases de la boca de empalme dentro del colector por transformación de la energía de presión en energía de velocidad, energía tomada de la bocanada misma y no producida por el trabajo del pistón.

Por la reducción de la sección uniforme de paso en el colector, se mantiene una velocidad de salida de los gases elevada, seguidamente esta energía de velocidad es transformada de nuevo en energía de presión por el difusor que está colocado ventajosamente a la entrada de la turbosoplante, y cuya utilización permite disminuir además la presión estática en el colector, y mejorar por consiguiente adicionalmente el vaciado de los cilindros que es sensiblemente el mismo para todos.

Haciendo de nuevo referencia a la figura 14, si se suprime el efecto de eyección producido por las bocas de empalme, se obtendría en el colector una curva oscilante --

(tal como la curva D) con fuertes bocanadas D1, D2... provenientes de los diferentes cilindros, lo que es totalmente nefasto para las características del motor.

Con referencia a la figura 15 se ha representado

5. los mismos tipos de curvas que en la figura 14, pero para un colector de escape con ondas de presión. Se observa que, en este tipo de colector, se obtiene un buen barrido de los cilindros (zona punteada), dado que entre la apertura de la válvula de admisión y el cierre de la válvula de escape, la
10. presión de sobrealimentación (curva C) es netamente superior a la presión en la boca de empalme (curva B).

- No obstante, se puede observar que la onda de presión (curva B) de la figura 14 para un colector de escape de acuerdo con la invención presenta una duración que es inferior a la de la onda de presión de la figura 15, es decir, -
15. que se tiene un vaciado más rápido y más completo de los cilindros en el caso de la invención.

- Con referencia a las figuras 16 y 17, se ha representado la parte de baja presión del ciclo motor correspondiente respectivamente a las figuras 14 y 15, estando representada la presión en el cilindro en función del volumen de dicho cilindro en tanto por ciento.
- 20.

- El estudio comparativo de estas dos curvas 16, 17, muestra que el trabajo negativo efectuado por cada pistón es
25. menor en el caso del colector de acuerdo con la invención (figura 16) que en el caso del colector con ondas de presión (figura 17). El trabajo negativo de cada pistón está representado sensiblemente por las superficies punteadas de las dos figuras.

30. Así, un colector de acuerdo con la invención presen

ta numerosas ventajas con relación a los colectores conocidos, y ello habiendo aumentado no solamente el efecto de eyección estrangulando la corriente de los gases, sino sobre todo colocando este efecto de eyección en la máxima proximidad de la salida del cilindro, mientras que por ejemplo en el colector con convertidor de impulsos, el efecto de eyección está situado hacia la extremidad del colector (lado de la turbosoplante).

La presencia de una presión sensiblemente constante a la salida del colector, puede permitir la utilización de tal colector en diferentes sistemas tal como el conocido bajo el nombre de "compres" que necesita una alimentación casi constante, sistemas que sustituyen a las turbosoplantes.

En el caso de un motor con doble sobrealimentación, un colector de acuerdo con la invención puede ser utilizado ventajosamente como etapa de alta presión de turbina.

El colector de acuerdo con la invención puede ser utilizado para motores no sobrealimentados con el fin de obtener un mejor vaciado y una mayor potencia.

Los colectores que acaban de ser descritos tienen principalmente como ventajas el ser realizados con un diámetro netamente más pequeño que el de los colectores generalmente utilizados, de lo que se deriva una ganancia de espacio, proporcionar una energía de velocidad de los gases de forma gratuita que puede ser transformada a la salida de estos colectores en energía de presión, y presentar una sección sensiblemente igual a la sección eficaz de la tobera de entrada de la turbina de sobrealimentación.

Las turbosoplantes de los motores sobrealimentados están concebidas y realizadas para ser conectadas, en el la-

do de su entrada de gas, con los colectores conocidos de la técnica anterior, teniendo por consiguiente un diámetro de entrada mayor que el del colector según la invención. Para conectar este colector a tal turbina, es preciso por tanto,

5. utilizar normalmente un difusor, cuyo ángulo de apertura, para asegurar una transformación eficaz en presión de la energía cinética de los gases presente en su entrada, debería tener un ángulo de apertura de 10 a 15°, lo que precisaría una longitud del orden de 500 mm. El espacio necesario para el

10. alojamiento de este difusor sería superior al espacio de que se dispone en general, tanto más cuanto que la entrada de la turbina es colocada a menudo lateralmente. La implantación de un difusor es pues difícil o imposible en general.

Además, el rendimiento de tal difusor es muy bajo.

15. La velocidad de los gases a la salida del colector no disminuye sino muy poco con la carga y la velocidad del motor, contrariamente a la tasa de expansión utilizable de los gases, de modo que la componente de energía cinética puede alcanzar por lo tanto una proporción importante de la componente de

20. presión con cargas parciales. Esta componente de energía cinética es en gran parte destruida y es transformada en calor entre la extremidad del colector y el punto situado delante del distribuidor de la turbina. En efecto, en este punto, la velocidad de los gases es de aproximadamente 3 a 4 veces más

25. débil (aproximadamente 0,1-0,2 Mach) que a la salida del colector, y no hay recuperación intermedia de energía, porque el difusor y la configuración del bastidor de entrada de gas de la turbina no permiten sino de manera muy imperfecta la

30. transformación de la velocidad en energía de presión. A causa de la degradación parcial en calor de la energía utiliza-

ble a la salida del colector al paso del difusor y del bastidor de entrada de gas de la turbina, ya no es posible obtener termodinámicamente por aceleración de los gases en el distribuidor, a su salida, sobre una sección eficaz de flujo

5. igual a la de la salida del colector, la velocidad que se tenía inicialmente a la salida del colector. Es pues ventajoso suprimir el conjunto difusor-bastidor de entrada de gas con distribuidor, poco eficaz, de manera que pueda utilizarse íntegramente la componente de velocidad inicial de los gases a

10. la salida del colector.

La invención propone pues igualmente la realización de una conexión que permita hacer llegar a la turbina gases cuya velocidad es conservada a un nivel máximo, para un máximo de energía, guardando a la vez una energía disponible poco dependiente de la carga del motor.

15.

Para ello, prevé ofrecer a los gases que salen del colector una sección de flujo constante o que disminuye progresivamente hasta la rueda de turbina, con el fin de crear las condiciones requeridas para el ataque de esta rueda, es decir lo contrario de lo que realiza un difusor ya descrito como poco favorable.

20.

Se conserva así, en la energía total disponible de los gases que salen del colector, la componente de velocidad o energía cinética de los gases, que se tenía a la salida del colector, y que no depende prácticamente de la carga ni del régimen del motor.

25.

Según otra característica de la invención, este procedimiento consiste en reducir de manera sensiblemente lineal dicha sección de flujo de los gases entre el colector y la

30. turbina.

- La invención propone igualmente un dispositivo para la ejecución de este procedimiento, que comprende un colector de escape del tipo descrito más arriba, unido a una turbina de un sistema de sobrealimentación del motor de combustión interna, en el que la salida del colector de escape está unida directamente con la turbina por un conducto, voluta o análogo, cuya sección de flujo de los gases es constante o disminuye progresivamente desde la salida del colector hasta la rueda de la turbina.
5. 10. Se va a describir ahora, con referencia a las figuras 18 a 20, un primer modo de realización de una voluta de empalme de la salida de un colector de escape según la invención, con la entrada de una turbina axial de sobrealimentación de un motor de combustión interna.
15. En este primer modo de realización, la conexión entre la salida del colector de escape y la turbina axial 50, utiliza un bastidor 51 de entrada de gas de la turbina, sin tobera, en forma de voluta, que está montado sobre el chasis de la turbina, con el fin de recubrir a la rueda 52 de la misma, llevando aletas radiales 53 de altura  $h$ . Esta voluta 51, tiene una forma tal que la sección de paso de los gases de escape disminuya progresivamente de tal modo que la velocidad de ataque de la rueda 52 de la turbina por los gases de escape sea constante sobre todo el contorno de esta rueda, —
20. 25. siendo esta sección de paso de los gases máxima en la entrada  $F$  de la voluta y nula en la salida  $F'$ , decreciendo de manera sensiblemente lineal a lo largo de la circunferencia de diámetro medio  $d$ .
30. En caso de que la sección de salida del colector de escape sea tal que no se alcance la velocidad exigida por la

turbina, se reduce entonces ligeramente la sección de entrada en F (siendo esta sección de entrada en F inferior o igual a la sección en G que es la sección de salida del colector de escape), disminuyendo también la sección de paso de los gases en la voluta progresivamente de manera sensiblemente lineal hasta la sección en F' a la entrada de la turbina.

En los empalmes clásicos entre un colector de escape y una turbina axial, el ángulo bajo el cual los gases atacan la rueda de la turbina y con el que se obtiene el rendimiento máximo, es obtenido por el valor de la inclinación de los conjuntos de álabes a la salida del distribuidor de la turbina. Según esta característica de la invención, en la que el empalme no comprende distribuidor, el ángulo óptimo de ataque de la rueda 52 por los gases de escape es obtenido por el ángulo  $\alpha$  que forma la cara exterior de apoyo de los gases sobre la voluta con un plano paralelo al plano de la rueda 52 de la turbina.

Para realizar la adaptación a varios caudales de gas, es necesario proceder de una manera diferente de la que es conocida para estas turbinas axiales clásicas, y que consiste, en la técnica anterior, en cambiar la sección eficaz y/o la incidencia del distribuidor, adaptándose el perfil de la rueda al triángulo de velocidad reinante desde el pie de la aleta de la rueda hasta su extremidad. Según la presente invención se realiza esta adaptación modificando el diámetro  $d_p$  a la entrada de la voluta 51 y/o haciendo variar la altura  $h$  de las aletas 53 de la rueda 52 de la turbina.

En el caso de un motor de combustión interna con dos hileras de cilindros en V, es interesante utilizar, para

el empalme con la turbina de las salidas de los dos colectores de escape asociados cada uno con una hilera de cilindros, una voluta de doble entrada, tal como la representada en las figuras 21 y 22 ó 23 y 24, recibiendo cada entrada -

5. de la voluta los gases de escape de un colector asociado con una hilera de cilindros. En función del orden de encendido de los cilindros y de su número, se utilizará ya sea -

10. dos semi-volutas acoladas y aisladas una de otra cada una de las cuales alimenta un semi-sector de rueda de turbina -

15. (caso de dos hileras de cilindros independientes cuando el motor comprende un número suficiente de cilindros, por ejemplo al menos cuatro cilindros por hilera cuyos encendidos se suceden regularmente) o bien dos semi-volutas acoladas y comunicadas entre sí (en caso por ejemplo de que los encendidos de los cilindros en las hileras no se sucedan regularmente).

En la figura 21, se ha representado esquemáticamente tal voluta de empalme 55 formada por dos semi-volutas 56 acoladas en círculo, y comprendiendo cada una una entrada -

20. 57, diametralmente opuesta a la entrada de la otra semi-voluta, y unida a un colector de escape asociado con los cilindros de una de las dos hileras en V. Las flechas de la figura 21 muestran el trayecto recorrido por los gases de escape dentro de cada semi-voluta, penetrando los mismos en una

25. entrada 57 y pasando por la semi-voluta 56 hasta su extremidad diametralmente opuesta. La figura 22 representa esquemáticamente el desarrollo de estas dos semi-volutas 56, y se ve claramente que están aisladas una de otra.

En el caso de la figura 23, la voluta 58 de empalme

30. entre la salida del colector de escape y la turbina axial es

tá constituida por dos semi-volutas 59 acoladas en círculo, que se comunican entre sí y comprenden cada una una entrada 60 asociada con un colector de escape de una hilera de cilindros, y se ve en la vista desarrollada de la figura 24 -  
 5. que cada semi-voluta 59 está unida con la otra semi-voluta 59 en su extremidad diametralmente opuesta a su entrada 60.

Las figuras 25 y 26 representan esquemáticamente otro modo de realización de la invención, igualmente aplicable más particularmente al empalme de la salida de un colector de escape con una turbina axial 50, del mismo tipo que la representada esquemáticamente en la figura 19. En el caso de las figuras 25 y 26, la conexión entre el colector de escape y la entrada de las aletas 53 de la rueda 52 de la turbina es realizada por un bastidor de empalme 61, de forma sensiblemente troncocónica, que está montado por una extremidad sobre el chasis de la turbina 50, recubriendo a la rueda 52 de la turbina y cuya extremidad 62 está unida con la salida del colector de escape. Este bastidor de empalme tiene por objeto mantener constante o reducir ligeramente la sección eficaz de paso ofrecida a los gases de escape, dándoles a la salida del bastidor la incidencia deseada  $\alpha$  para el ataque de las aletas 53 de la rueda de la turbina. Este fin es alcanzado por medio de una ojiva central 63, de forma sensiblemente cónica, que está dispuesta en el interior del bastidor 61 con el fin de recubrir, por su base mayor, sensiblemente al cubo de la rueda 52 como se ha representado en la figura 25, y por medio de conjuntos de álabes 64 - que están dispuestos de manera sensiblemente radial entre la ojiva 63 y el bastidor 61 y que determinan la incidencia perseguida para el ataque de la rueda 52. Este ángulo  $\alpha$  es  
 10.  
 15.  
 20.  
 25.  
 30.

el que forma la tangente en la cara del lado de gas del conjunto de álabes 64 en su extremidad del lado de salida de los gases, con un plano paralelo al plano de la rueda 52 de la turbina.

5. Los conjuntos de álabes 64, que se extienden hasta la proximidad inmediata de las aletas 53 de la rueda 52 de la turbina, pueden partir de diferentes puntos tales como a, b ó c. Estas diferentes longitudes del conjunto de álabes - permiten dar a la ojiva 63 la forma que mejor se adapte. La
10. ojiva 63 está fijada con el bastidor 61 por medio de los conjuntos de álabes 64, o bien se hace solidaria del bastidor de la turbina, pudiendo ser entonces los conjuntos de álabes 64 y el bastidor 61 de empalme solidarios o no solidarios.

- Como se ha indicado más arriba, los diferentes modos de empalme entre la salida del colector y la rueda de una turbina axial de sobrealimentación, que han sido descritos en las figuras 18 a 26, permiten conservar íntegramente la energía cinética de los gases de escape presente a la salida del colector de escape mientras que esta energía cinética se degrada parcialmente en calor en el caso de la técnica anterior, según la cual el empalme entre el colector y la turbina comprende un difusor y un distribuidor de entrada de los gases de escape.
- 15.
- 20.

- A título de ejemplo, se indicará que, en el caso de un motor que comprenda de 5 a 9 cilindros por hilera, la velocidad media de los gases de escape en el extremo de un colector de escape es del orden de 0,3 Mach en el caso de la técnica anterior, que está comprendida entre 0,3 y 0,45 Mach con el dispositivo descrito en las figuras 1 a 12, y -
- 25.
30. que está comprendida entre 0,45 y 0,7 Mach con los disposi-

tivos descritos en las figuras 18 a 26. Se comprende pues - que se puede conservar así e incluso mejorar las ventajas - obtenidas con relación a la técnica anterior por las disposiciones de las figuras 1 a 12.

5. Se observará por último que la invención es aplicable tanto a los motores de cuatro tiempos como a los motores de dos tiempos.

- Evidentemente, la invención no se limita en manera alguna a los modos de realización descritos y representa 10. dos que no han sido dados más que a título de ejemplo. En particular, comprende todos los medios que constituyan equivalentes técnicos de los medios descritos, así como sus combinaciones, si las mismas son ejecutadas según su espíritu y llevadas a la práctica dentro del marco de las reivindicaciones que siguen. 15.

N O T A

- La Patente de Invención que se solicita por veinte años para España, de acuerdo con la vigente Legislación, deberá recaer sobre: "PROCEDIMIENTO PARA AMORTIGUAR LAS OSCILACIONES DE PRESION EN UN COLECTOR DE ESCAPE DE UN MOTOR Y EL COLECTOR CORRESPONDIENTE", con Prioridad de la solicitud de Patente en Francia nº 77 01 937 de fecha 24 de Enero de 1977, según las características esenciales de las siguientes: 20.

25.

30.

.../...

R E I V I N D I C A C I O N E S

- 1.- Procedimiento para amortiguar las oscilaciones de presión en un colector de escape de un motor y el colector correspondiente, cuyo motor es por ejemplo sobrealimentado, con efecto de eyección de los gases a la entrada de los mismos en el colector, caracterizado dicho procedimiento porque consiste en la apertura de la válvula de escape hasta la proximidad del punto muerto inferior del pistón, en conservar al máximo la energía potencial residual de los gases del cilindro en el curso de su paso por la boca de empalme, hacia el final del tiempo de expansión, reduciendo por tanto el incremento de entropía de los mismos estrangulando la corriente de los gases en la proximidad máxima o en la proximidad inmediata de la salida del cilindro, aumentando después el efecto de eyección acelerando el paso de dichos gases por el colector por transformación de la energía de presión en energía de velocidad comunicada a los gases presentes en el colector, reduciendo la sección uniforme de paso por el colector a un valor sensiblemente inferior al del calibre del cilindro, con el fin de obtener la mayor velocidad posible de paso de los gases por recuperación de energía potencial normalmente perdida de cada bocanada de gas en un momento que hace respectivamente máximo el trabajo de expansión proporcionado al pistón y mínimo el trabajo de impulsión proporcionado por el pistón.

- 2.- Procedimiento para amortiguar las oscilaciones de presión en un colector de escape de un motor, según la reivindicación 1, caracterizado porque consiste por último en retransformar la energía de velocidad de los gases en energía de presión a la salida del colector.

3.- Procedimiento para amortiguar las oscilaciones de presión en un colector de escape de un motor, según la reivindicación 1, caracterizado porque consiste en mantener entre la salida del colector y la entrada de una turbina de sobrealimentación, la velocidad adquirida por los gases de escape en el colector, y para ello, en mantener constante o en reducir progresivamente la sección de paso de los gases entre la salida del colector y la rueda de la turbina.

10. 4.- Procedimiento para amortiguar las oscilaciones de presión en un colector de escape de un motor, según la reivindicación 3, caracterizado porque consiste en reducir de manera sensiblemente lineal dicha sección de paso de los gases entre el colector y la turbina.

15. 5.- Procedimiento para amortiguar las oscilaciones de presión en un colector de escape de un motor, según la reivindicación 3 ó 4, caracterizado porque, para obtener un rendimiento máximo de la turbina en función de los caudales de gas, consiste en regular la sección de paso de los gases a la salida del colector y ajustar la altura de las aletas de la rueda de la turbina.

20. 6.- Colector para la puesta en práctica del procedimiento tal como ha sido definido en una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque cada boca de empalme está conformada a modo de tobera cuyas superficies en sección transversal en la salida (lado del colector) y en la entrada (lado de los cilindros) se hallan en una relación comprendida entre 0,3 y 0,8 y con preferencia entre 0,4 y 0,5.

25. 7.- Colector según la reivindicación 6, caracterizado porque la relación entre el diámetro interior del co-

lector y el calibre de los cilindros está comprendida entre 0,30 y 0,75.

5. 8.- Colector según la reivindicación 6 ó 7, caracterizado porque el colector es un colector de sección constante.

9.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 8, caracterizado porque cada boca de empalme presenta al nivel de su confluencia con el colector, una sección de paso ya sea anular, ya sea parcialmente anular, o bien total.

10. 10.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 9, caracterizado porque el colector está soportado directamente por las bocas de empalme unidas con las culatas de los cilindros asociados.

15. 11.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 10, caracterizado porque cada boca de empalme está constituida por un elemento cilíndrico montado concéntrica y exteriormente al conducto principal de un trozo de colector, y una de cuyas superficies de extremidad está unida a dicho conducto, mientras que su otra superficie de extremidad es libre y se extiende ligeramente más allá de la superficie de extremidad libre de dicho conducto por un segundo elemento cilíndrico que desemboca perpendicularmente en el primer elemento cilíndrico y unido de una manera en sí conocida con la culata del cilindro asociado, y por una pizca anular formando eyector del que una extremidad está unida con el trozo de colector adyacente, y cuya otra extremidad está provista de un asiento cilíndrico, por ejemplo roscado en el interior de la extremidad libre del primer elemento cilíndrico.

30. 12.- Colector según la reivindicación 11, caracte

rizado porque la pieza anular antes citada posee un perfil interior variable.

5. 13.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 12, caracterizado porque está montado un difusor entre la salida del colector y la entrada de la etapa de sobrealimentación.

10. 14.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 12, unido a una turbina de un sistema de sobrealimentación del motor de combustión interna, caracterizado porque la salida del colector de escape está unida directamente con la turbina por un conducto, voluta o análogo en el que la sección de paso de los gases es constante o disminuye progresivamente desde la salida del colector hasta la rueda de la turbina.

15. 15.- Colector según la reivindicación 14, caracterizado porque dicha sección de paso disminuye de manera sensiblemente lineal.

20. 16.- Colector según la reivindicación 14 ó 15, caracterizado porque el conducto está constituido por un bastidor de entrada de gas de la turbina, en forma de voluta que se extiende sobre 360° aproximadamente, cuya sección en la entrada es sensiblemente igual a la sección de salida del colector y disminuye progresivamente hasta un valor sensiblemente nulo en la salida, de tal modo que la velocidad de ataque de la rueda de la turbina sea sensiblemente constante sobre todo el contorno de la rueda.

30. 17.- Colector según la reivindicación 14 ó 15, caracterizado porque el conducto está constituido por un bastidor de entrada de gas de la turbina en forma de dos semivoluntas acoladas una en prolongación de la otra, con doble

entrada, de las que una es alimentada por ejemplo con gases de escape por una línea de cilindros de un motor en V, y cuya otra entrada es alimentada por la otra línea de cilindros, alimentando cada una de las dos semi-volutas un sector de -  
 5. la rueda de turbina.

18.- Colector según la reivindicación 17, caracterizado porque las dos semi-volutas se comunican entre sí, - en particular en caso de que los encendidos de los cilindros por línea de la V no se sucedan regularmente.

10. 19.- Colector según la reivindicación 17, caracterizado porque las dos semi-volutas están aisladas una de otra, en particular para un motor con por lo menos 8 cilindros en V, en el que los encendidos de los cilindros por línea se suceden regularmente.

15. 20.- Colector según la reivindicación 14 ó 15, caracterizado porque el conducto está constituido por un bastidor de empalme de forma sensiblemente troncocónica, cuya base menor está unida con el colector y cuya base mayor recubre a la rueda de la turbina, conteniendo este bastidor -  
 20. una ojiva de forma correspondiente que recubre al cubo de la rueda de turbina, y unos conjuntos de álabes dispuestos sensiblemente en sentido radial entre la ojiva y el bastidor con el fin de conducir los gases de escape al ángulo de incidencia deseado sobre las aletas de la rueda de turbina.

25. 21.- Colector según una de las reivindicaciones 6 a 10, caracterizado porque está realizado bajo forma de varios trozos dispuestos extremo con extremo y unidos de manera fija uno con otro, estando realizado cada trozo de colector en una sola pieza con su boca de empalme con el cilindro correspondiente.  
 30.

22.- Colector según la reivindicación 21, caracterizado porque el eje de la boca de empalme en su desembocadura en el trozo de colector, forma un ángulo de aproximadamente  $30^\circ$  con el eje longitudinal de trozo de colector.

5. 23.- "PROCEDIMIENTO PARA AMORTIGUAR LAS OSCILACIONES DE PRESION EN UN COLECTOR DE ESCAPE DE UN MOTOR Y EL COLECTOR CORRESPONDIENTE".

Según queda sustancialmente descrito en la presente Memoria que consta de treinta y cuatro hojas, escritas a máquina por una sola cara y acompañada de dibujos.

Madrid, 24 FEB 1978

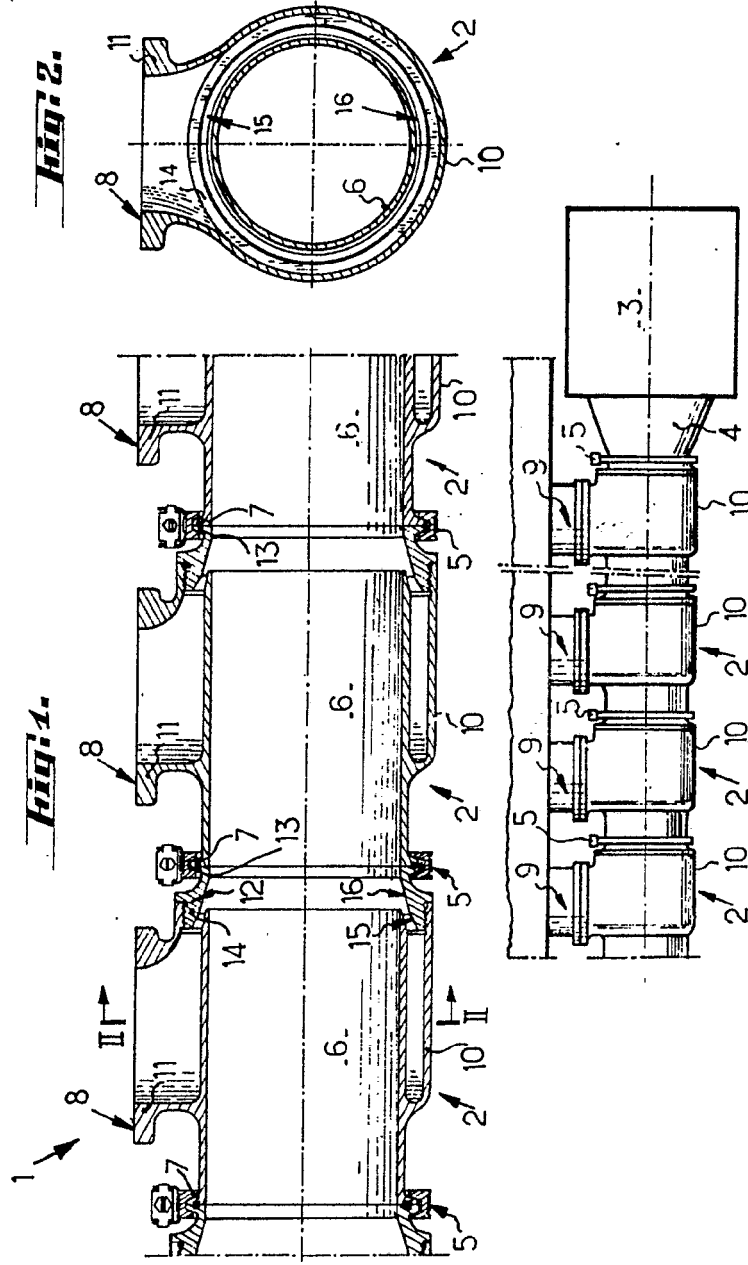
SOCIETE D'ETUDES DE MACHINES THERMIQUES

S.E.M.T.

P.P.

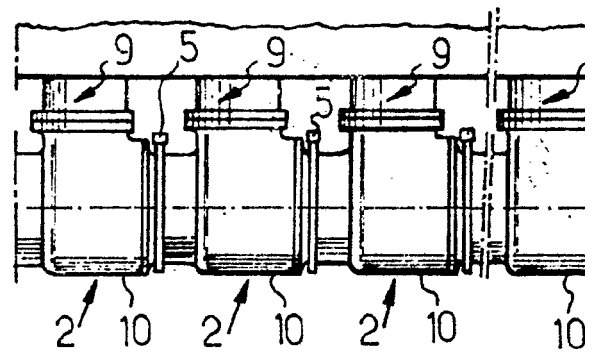
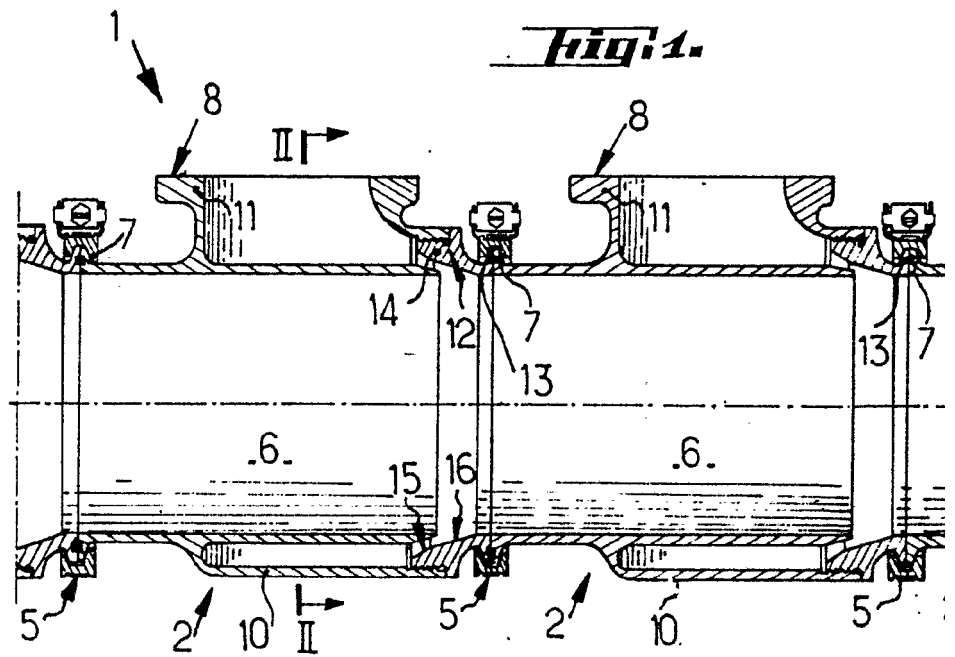
FRANCISCO GARCIA CARRERIZO  
P.P.

Firmado: M.<sup>a</sup> Dolores Torquera



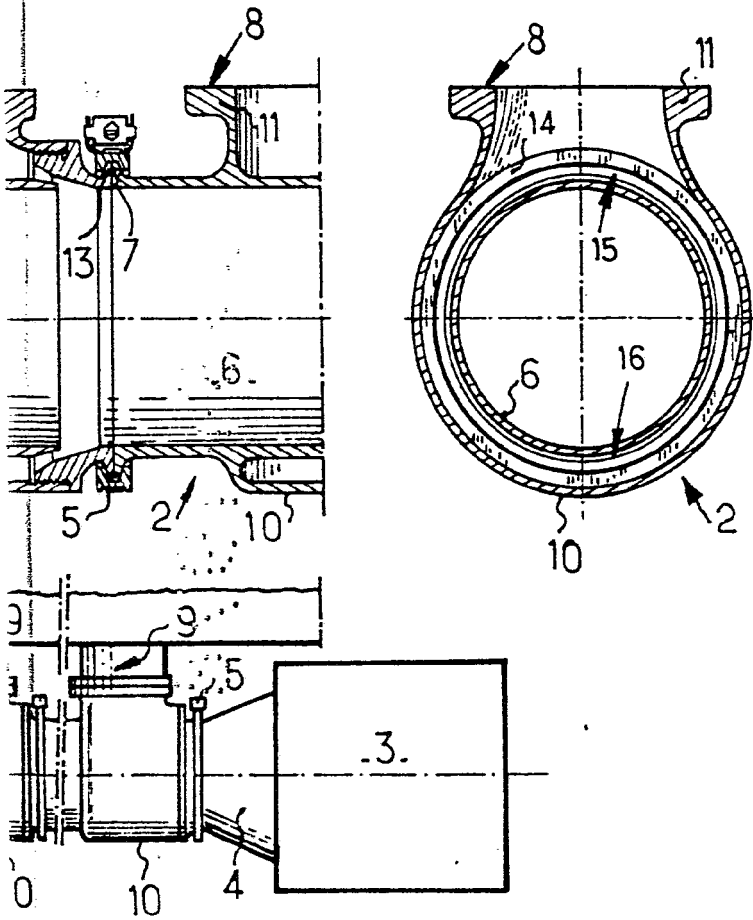
BREVETÉ

Madrid F 6 111 1978  
P.P.  
FRANCISCO GARCÍA CABRERIZO  
P.P.



**Fig. 3.**

**Fig. 2.**

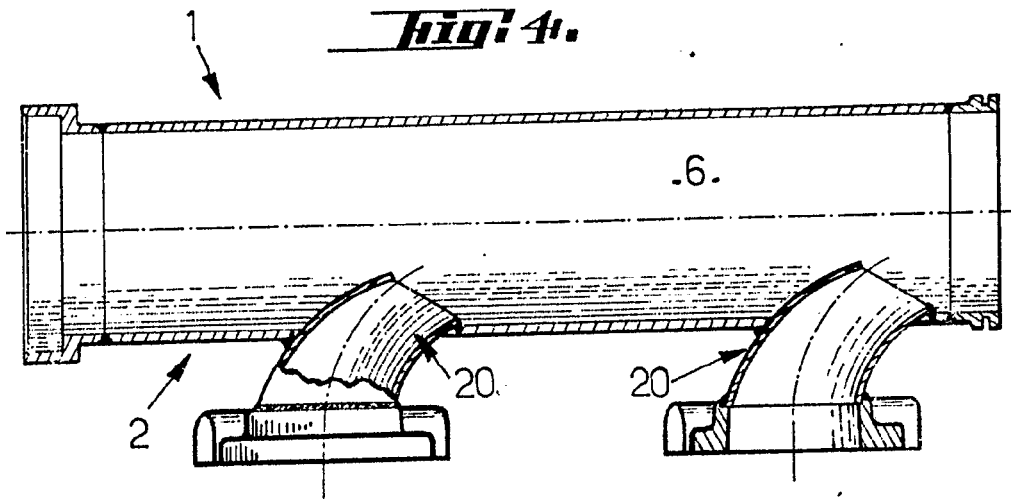


**Fig. 3.**

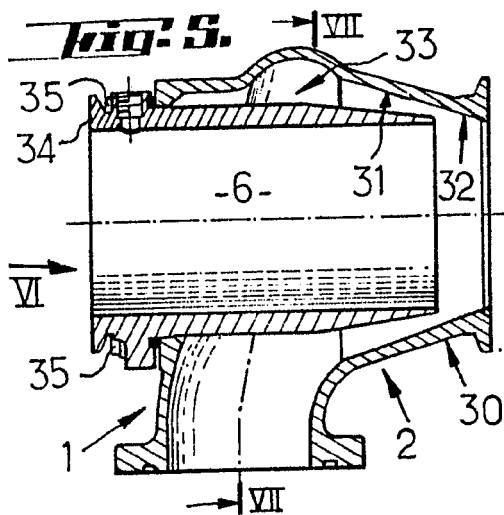
Madrid 6 MAR. 1978

P.P.  
FRANCISCO GARCIA CABRERIZO  
P.P.

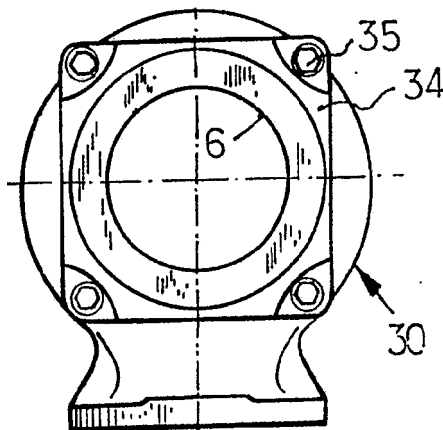
**Fig: 4.**



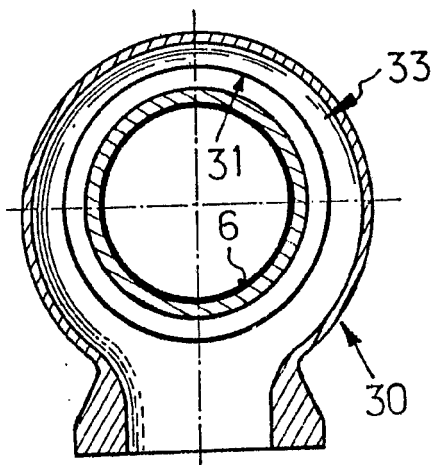
**Fig: 5.**



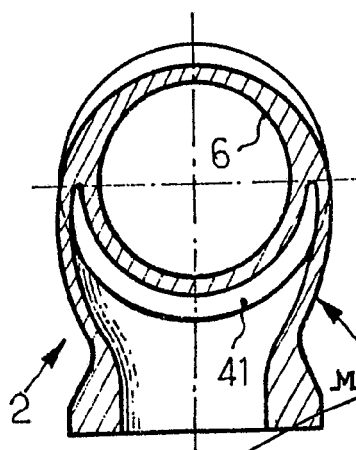
**Fig: 6.**



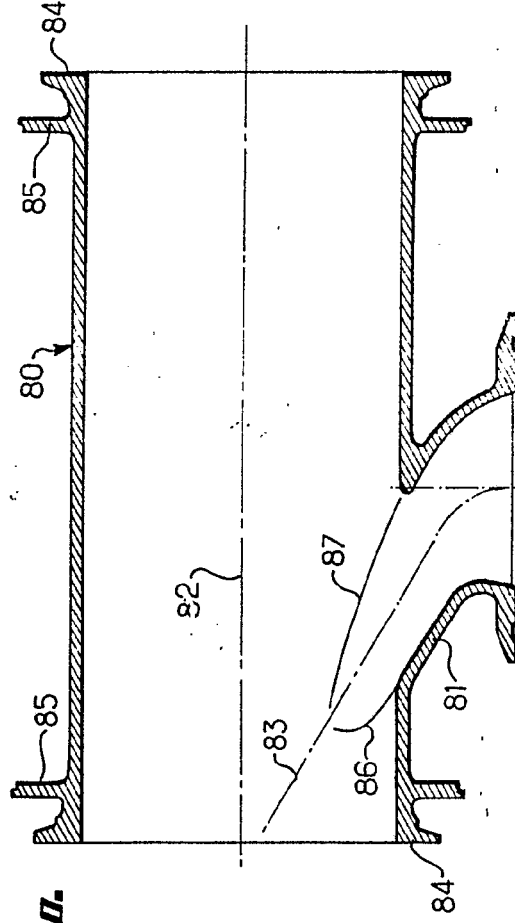
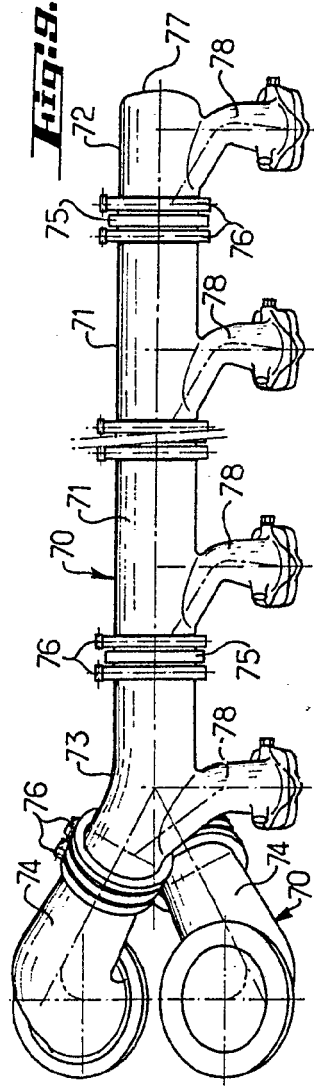
**Fig: 7.**



**Fig: 8.**



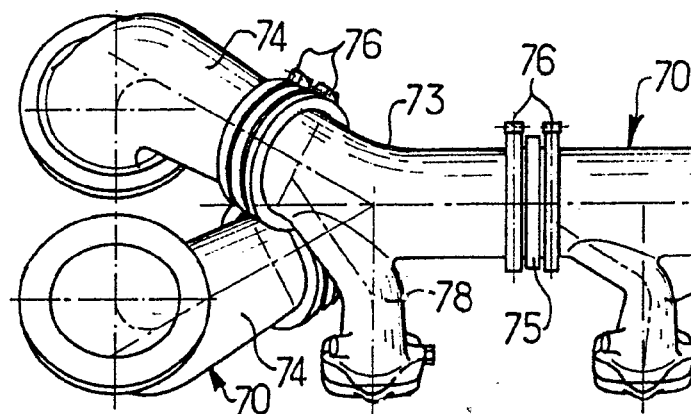
6172.1973  
 Madrid  
 P.P.  
 FRANCISCO GARCIA LAYO  
 P.P.  
 Ingeniero de la Industria del Hierro y Acero



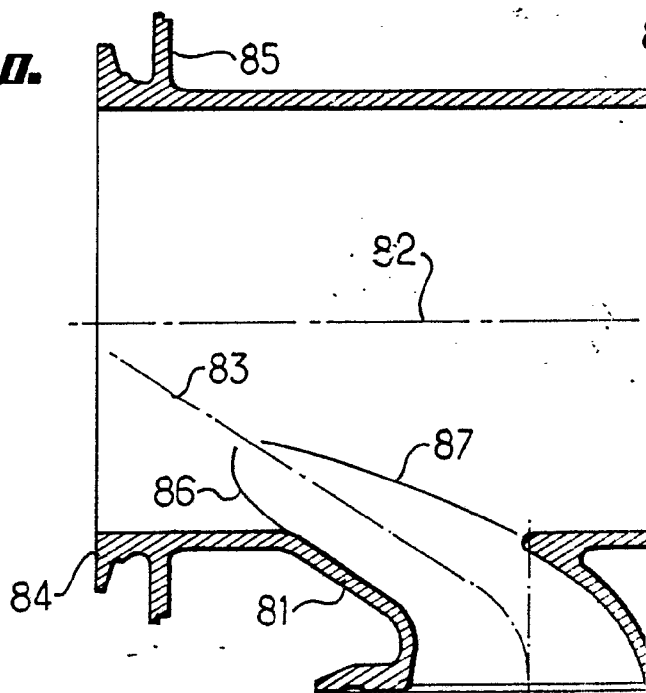
Madrid, 6 MAR 1978

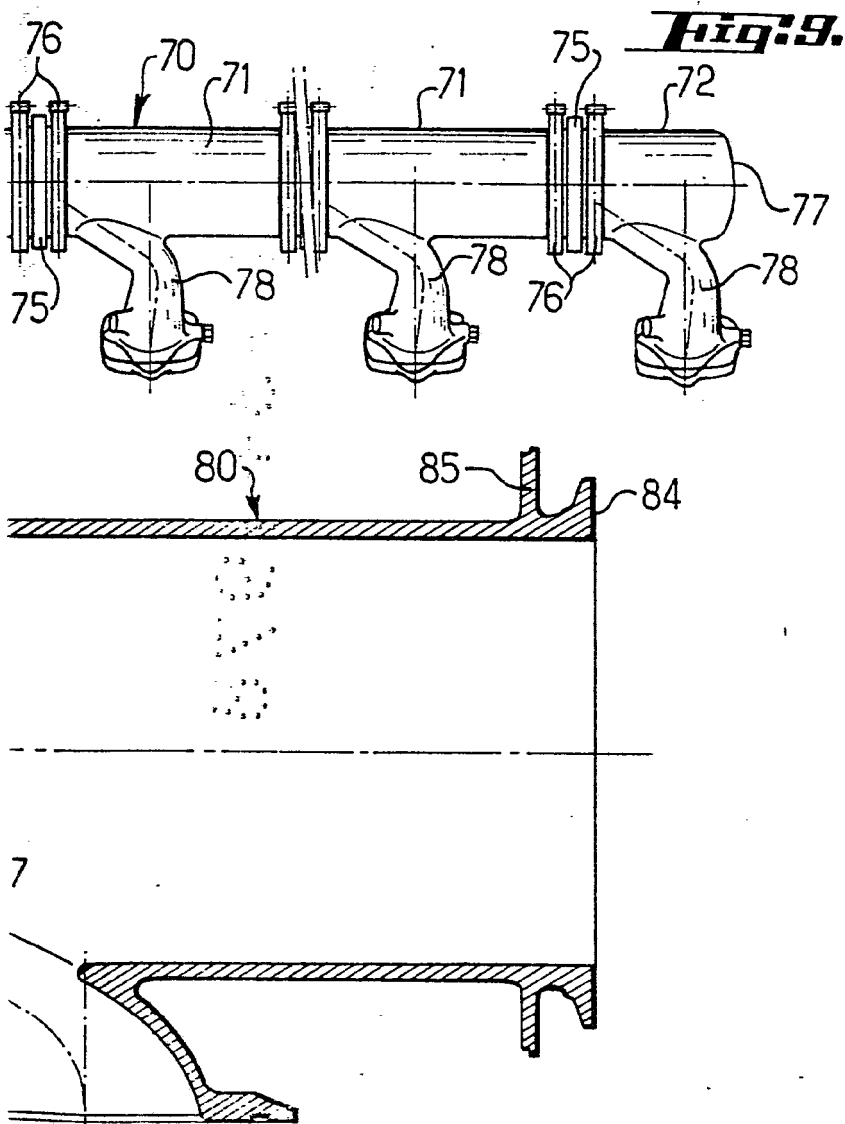
P.P.

FRANCISCO GARCIA CASERZI  
P.P.



**Fig:10.**





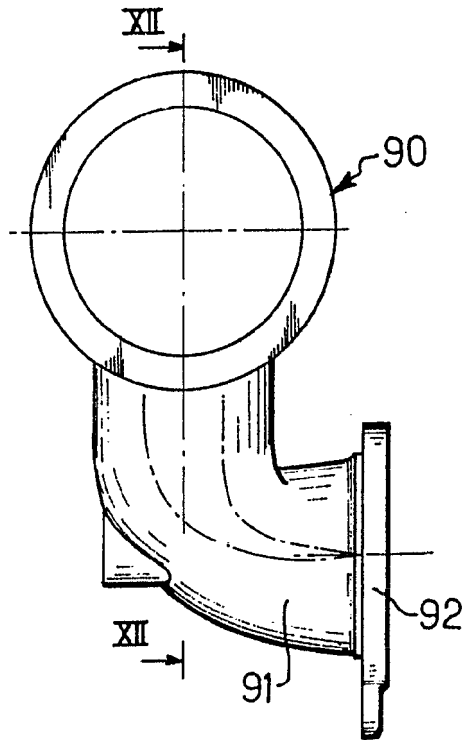
**Fig. 9.**

Madrid, 6 MAR 1978

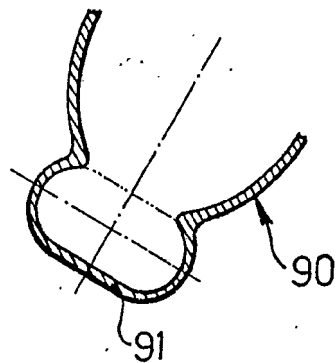
p.p.

FRANCISCO GARCIA CABRERIZO  
P.P.

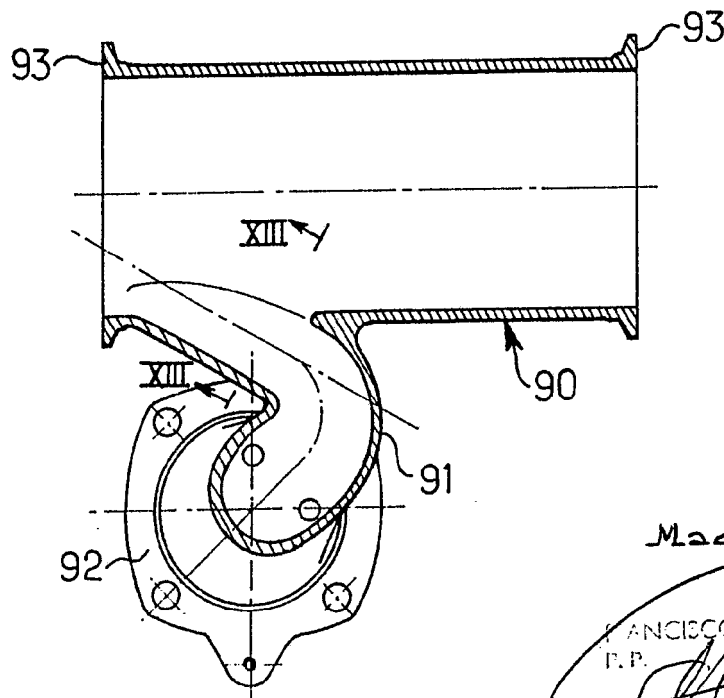
**Fig: 11.**



**Fig: 13.**



**Fig: 12.**



6 MAR. 1978

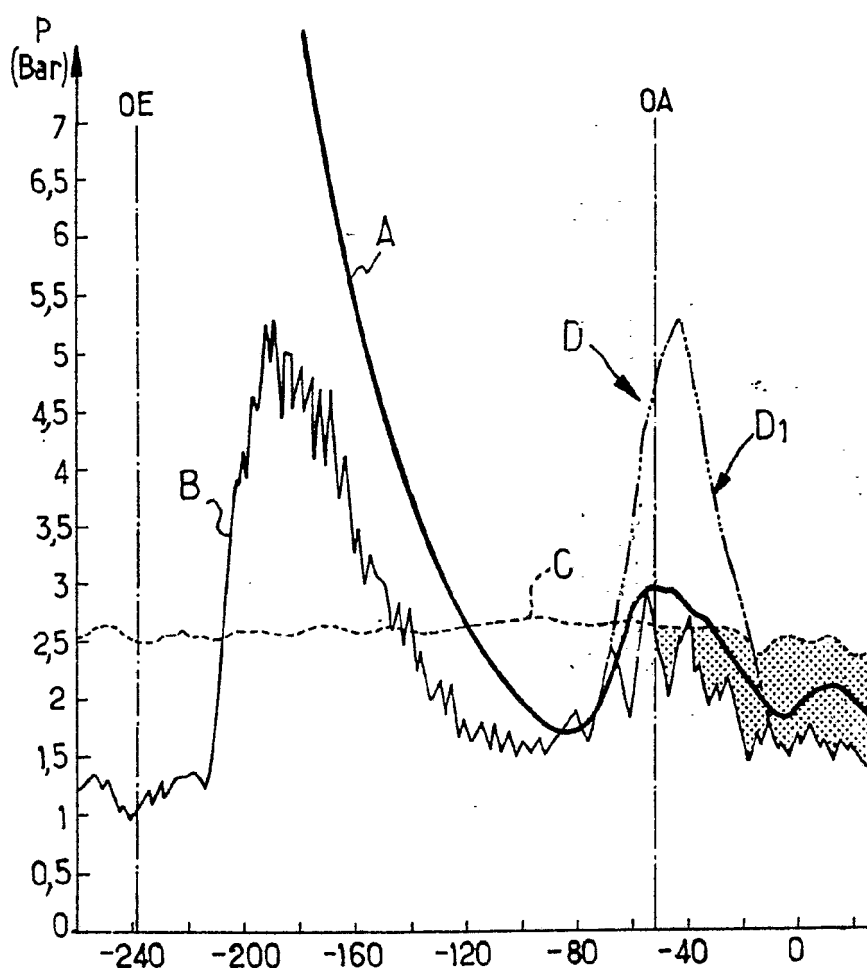
Madrid  
P.P.

FRANCISCO GARCIA SANCERIZO  
P.P.

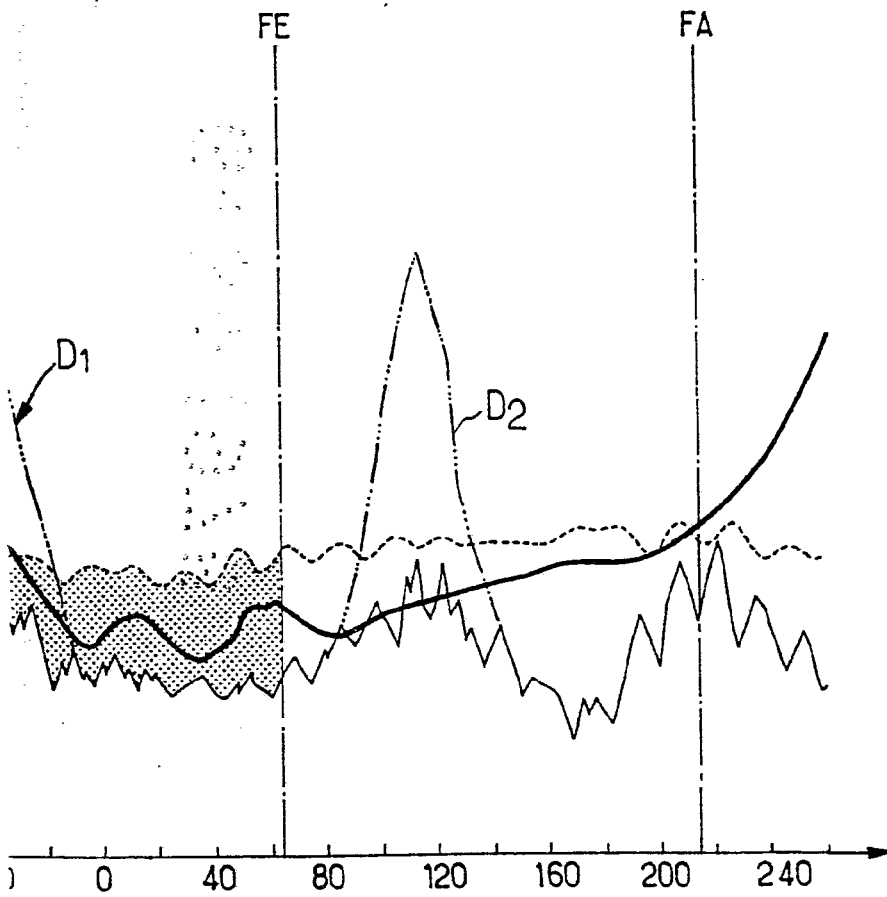
Madrid: M.ª Dolores Cordero



**Fig.**



**Fig: 14.**

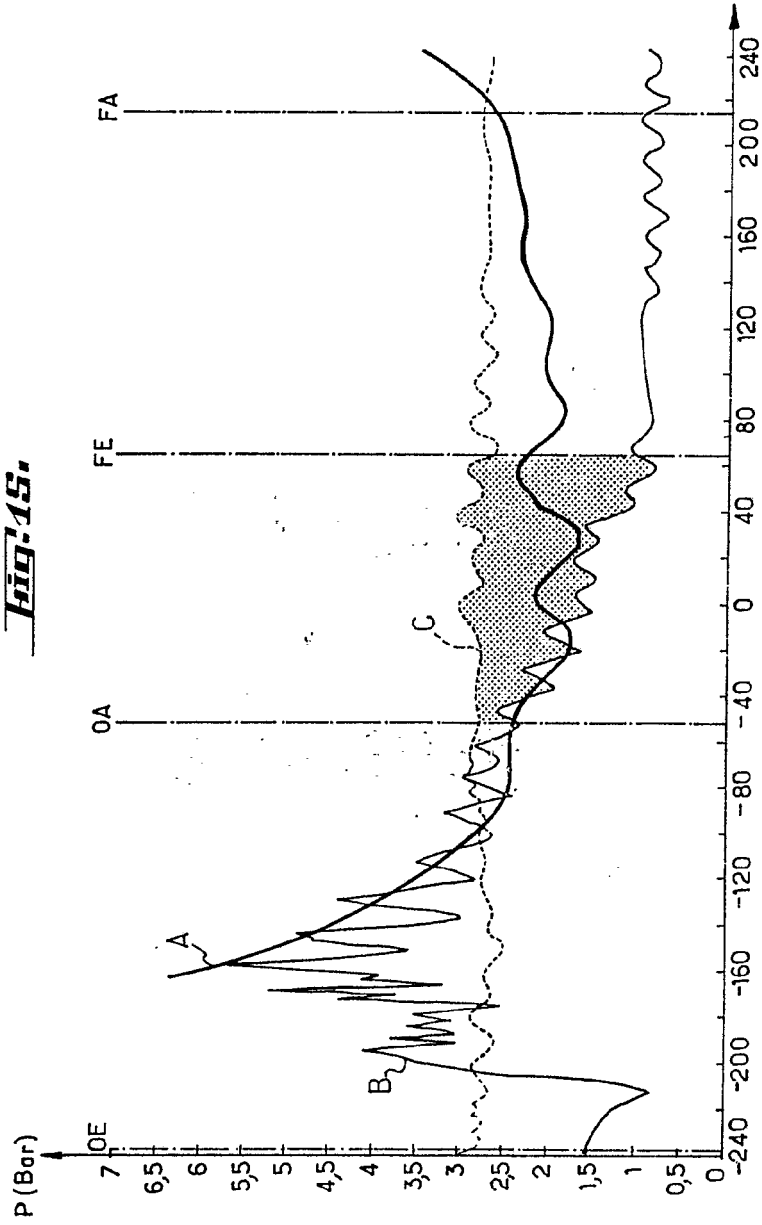


Madrid  
P.P.  
FRANCISCO GARCIA CABREZO  
F.P.

6 MAR 1978

negocio de guerra

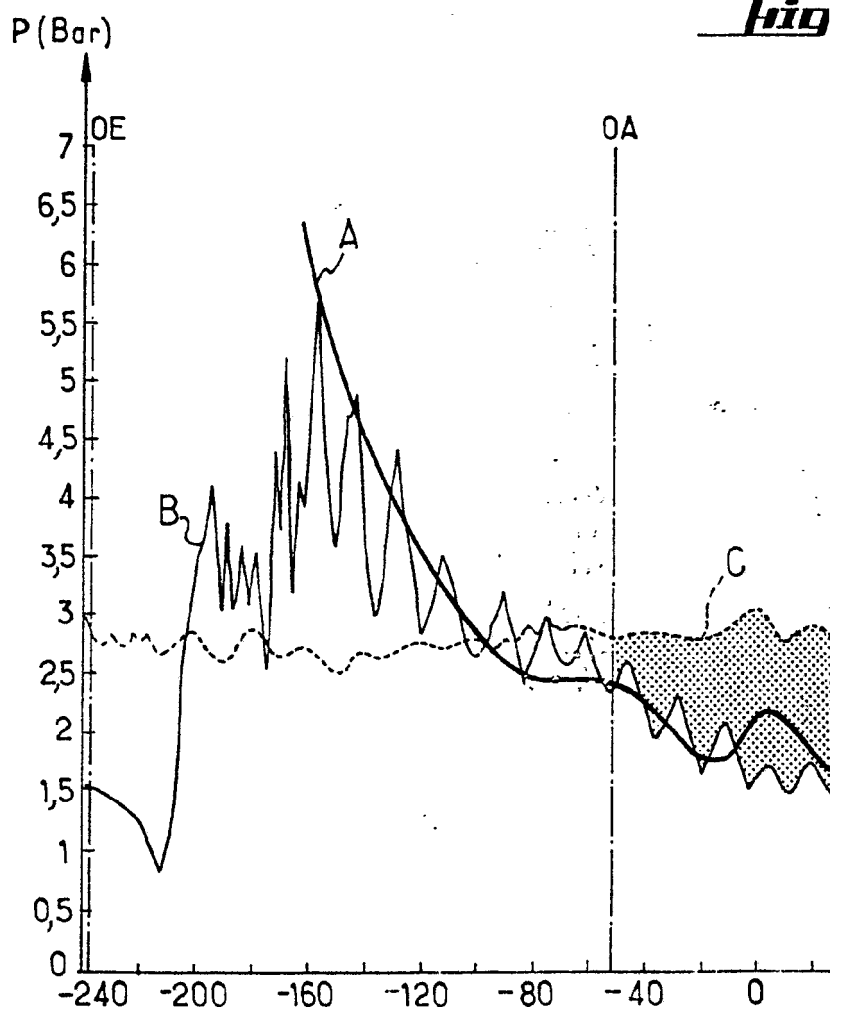
**Fig. 15.**



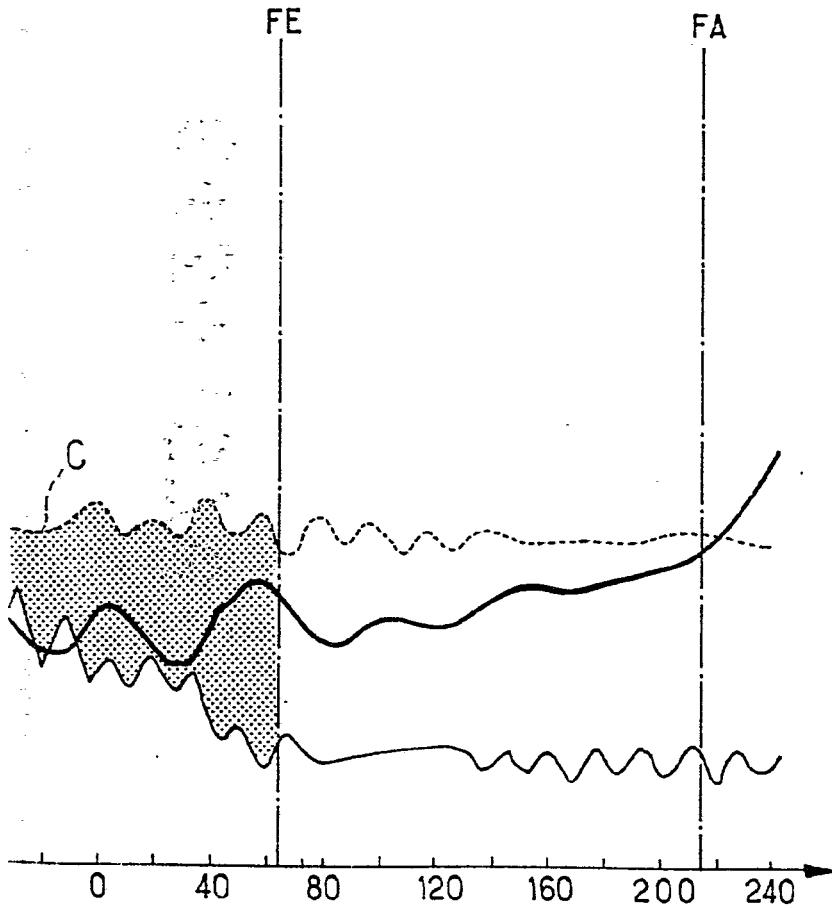
Madrid,

P.P.

INGENIERO CIVIL GABRIEL TO  
*[Signature]*



**Fig. 15.**

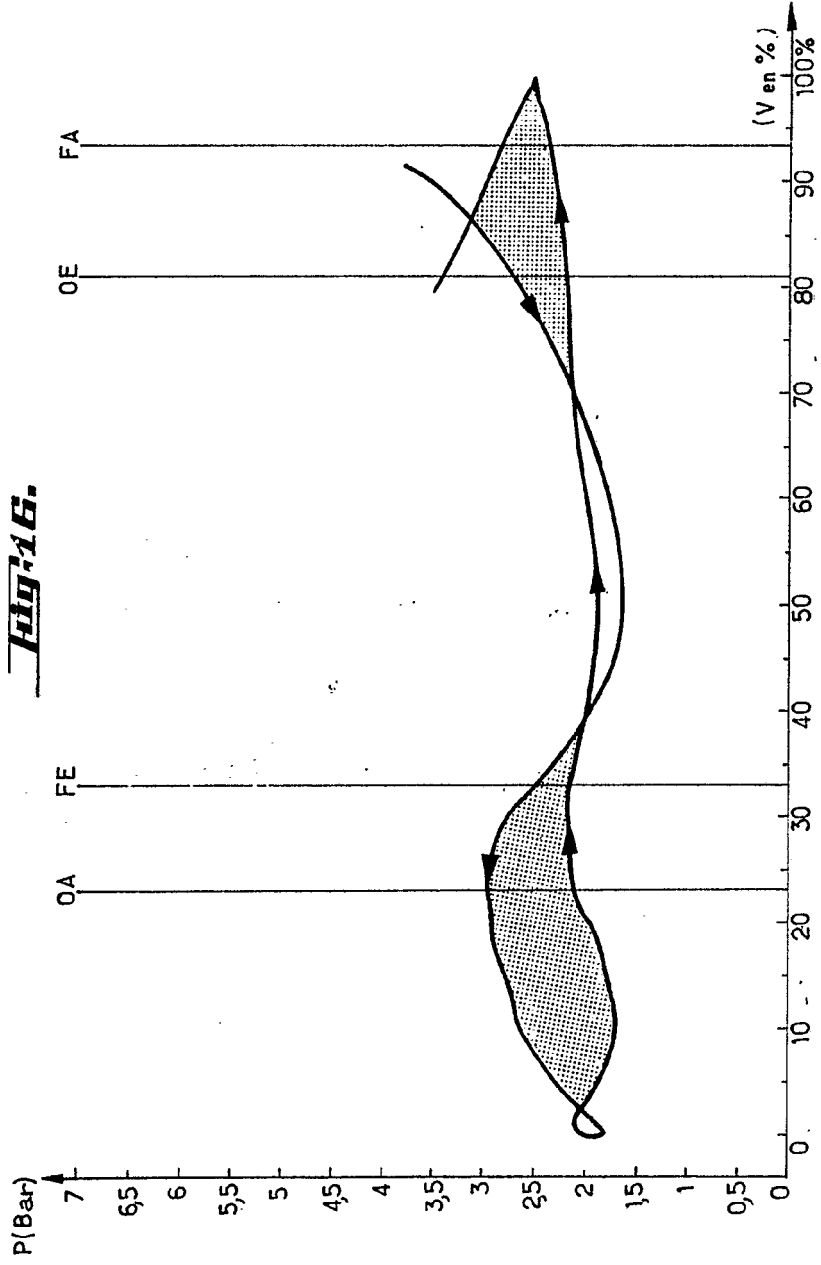


Madrid,

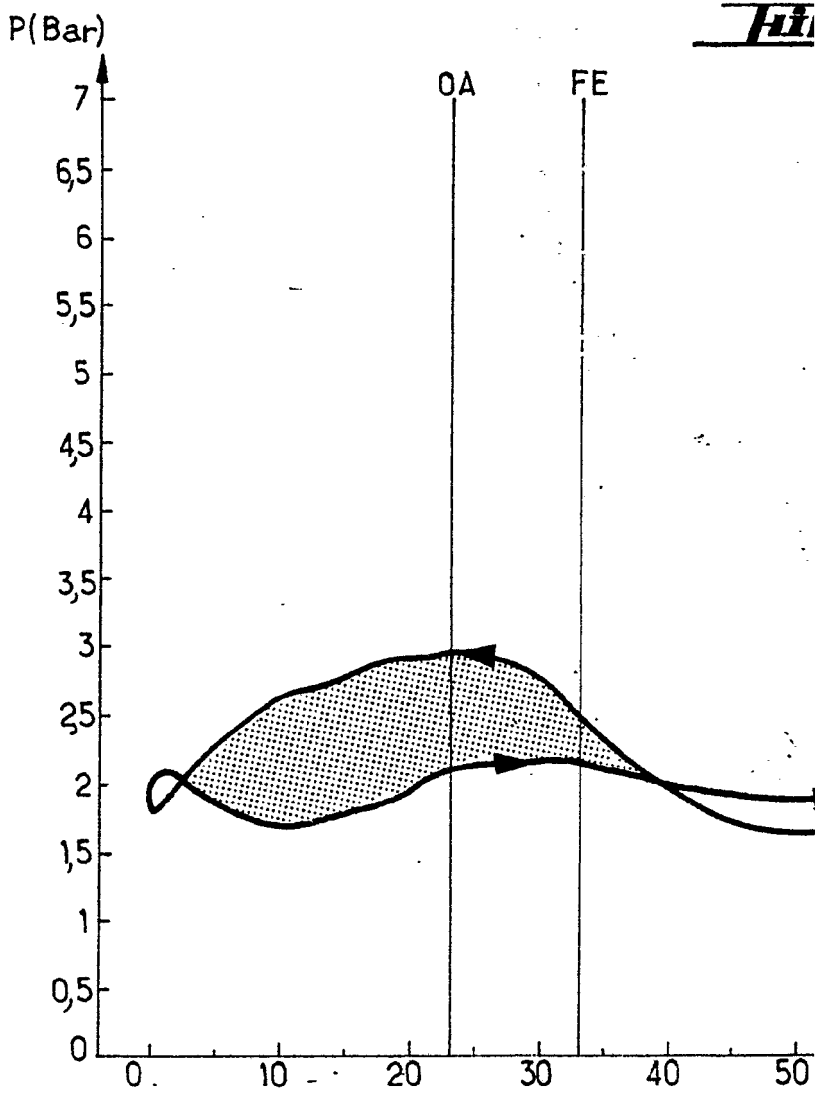
P.P.

FRANCISCO GARCÍA CABREZZO  
E.E.

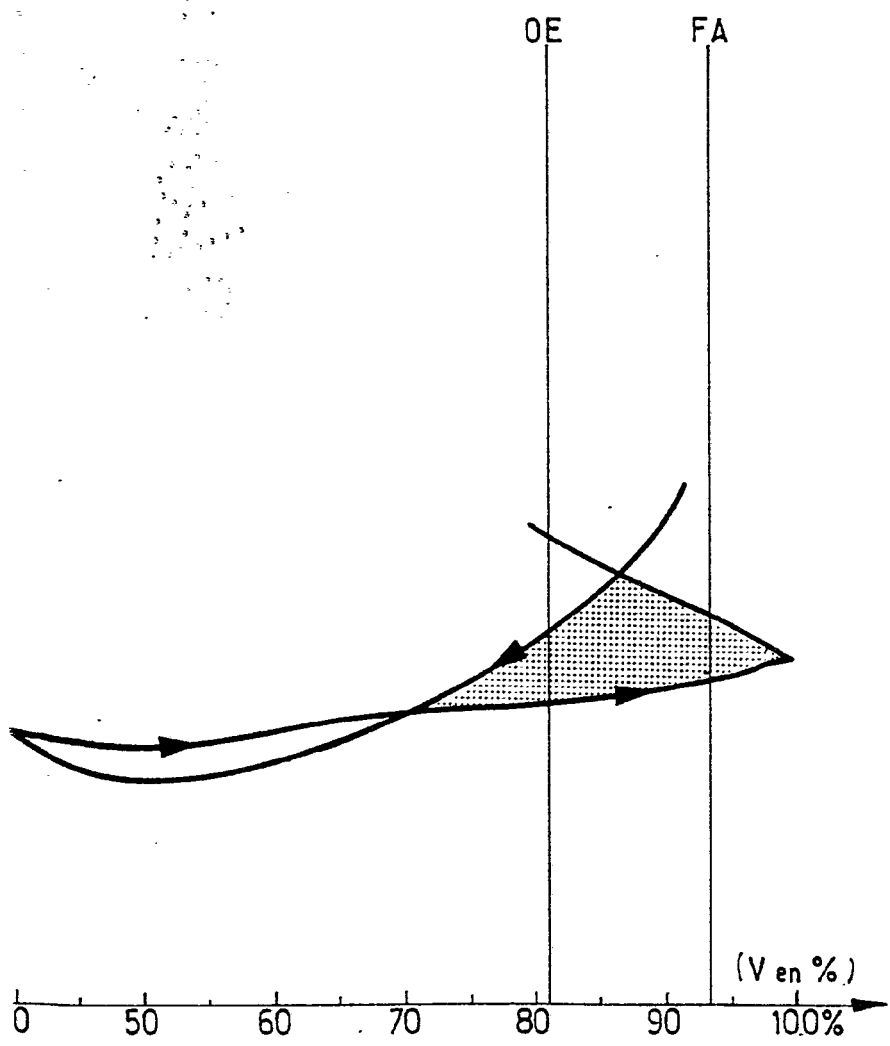
**Fig. 16.**



Madrid, 6 JUN 1953  
P.F.  
H.S.

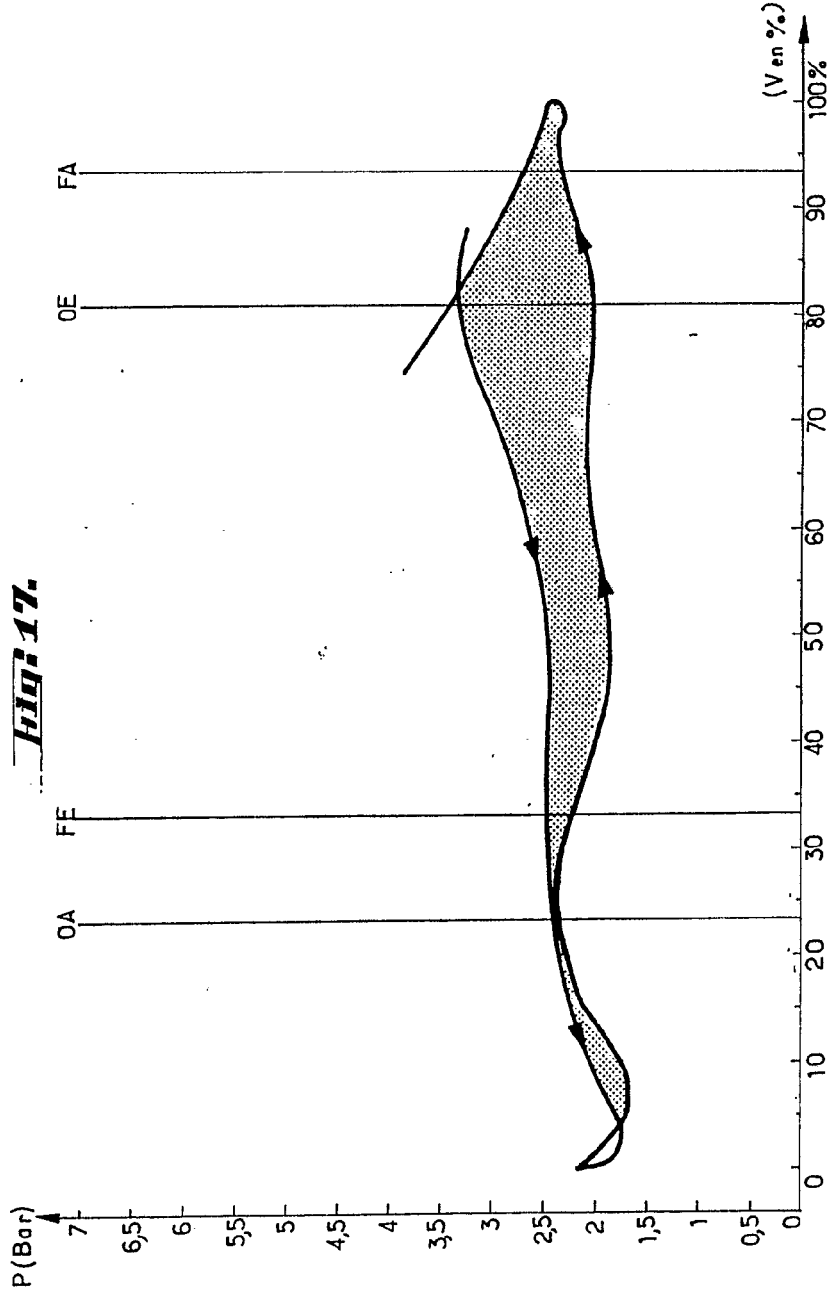


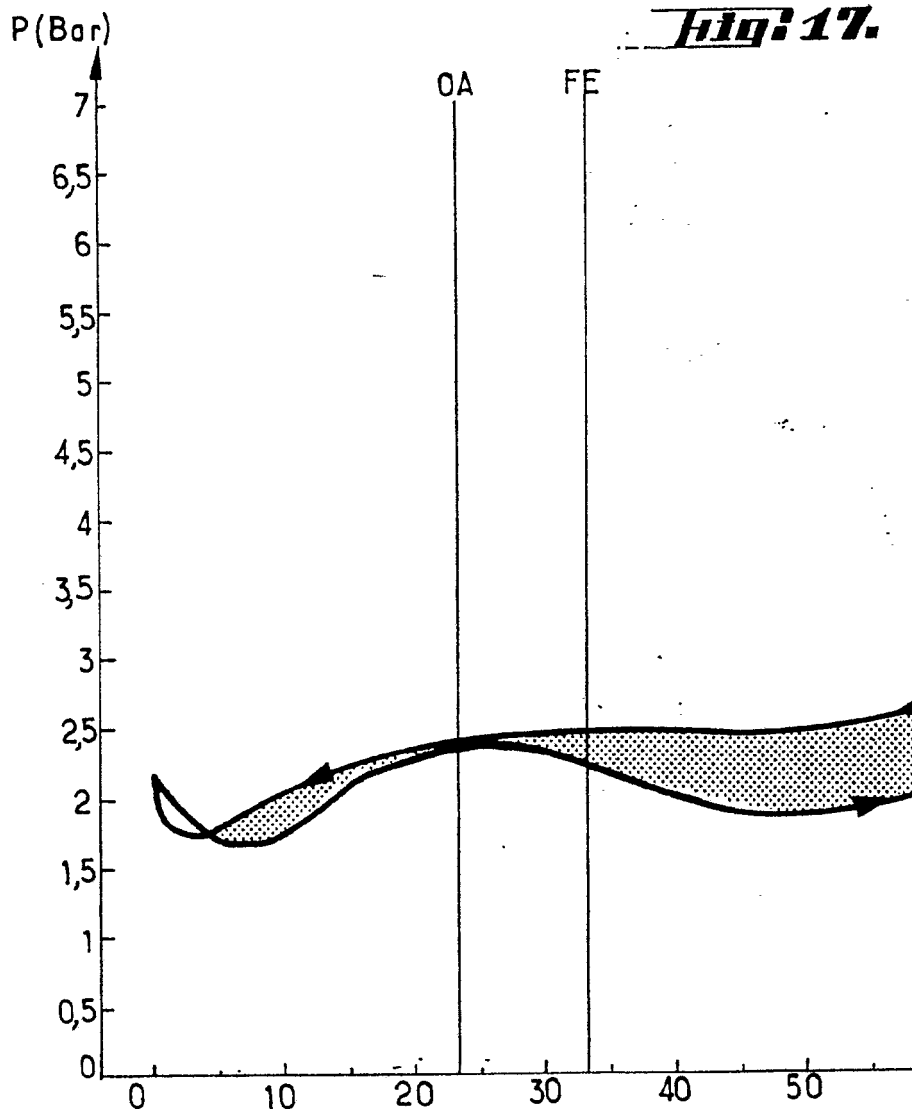
**Fig. 16.**



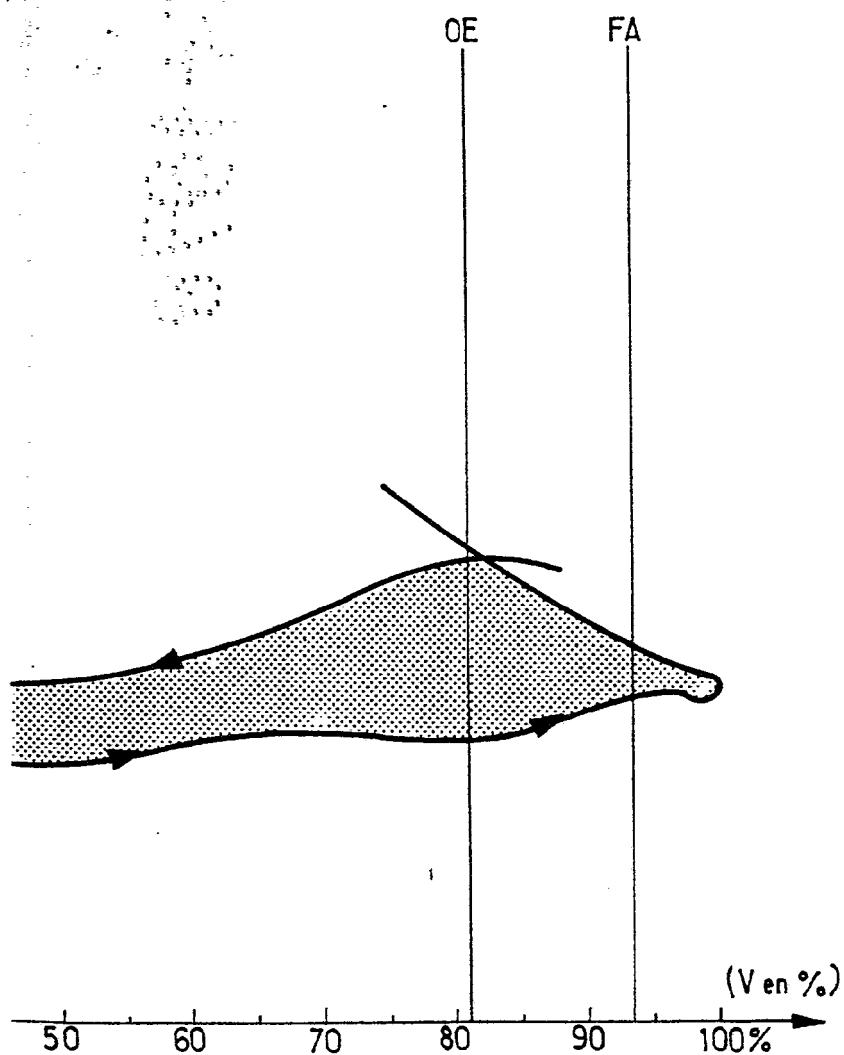
Madrid 6 MAR 1933  
P.P.

FRANCISCO VILLAR CABREZO  
D.P.





17.

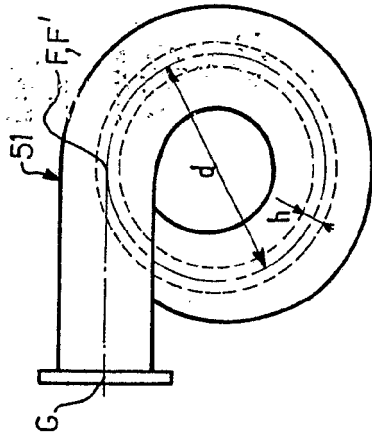


Madrid 6 MAR. 1978

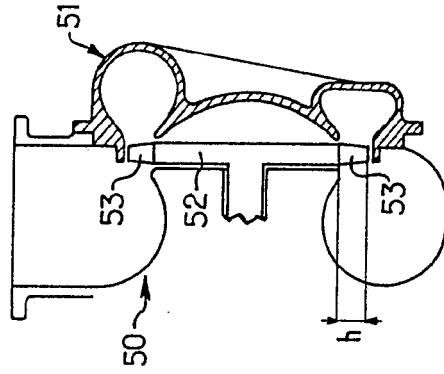
P.P.

FRANCISCO GARCIA CAZ...  
P.P.

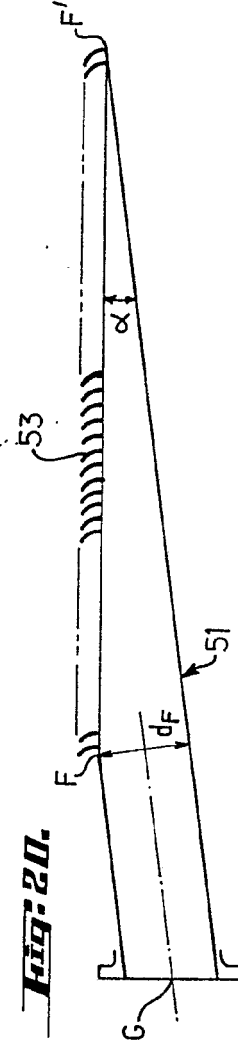
**Fig. 18.**



**Fig. 19.**

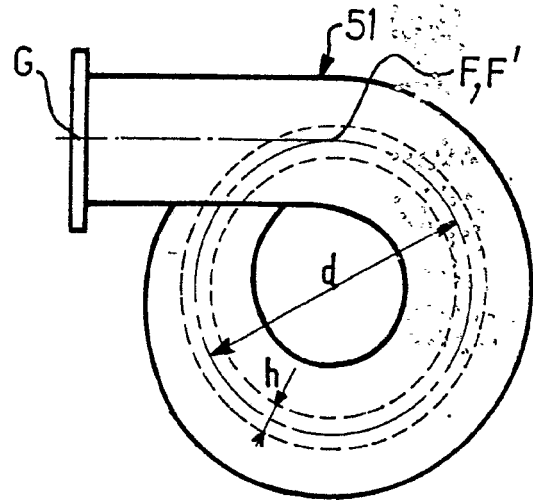


**Fig. 20.**

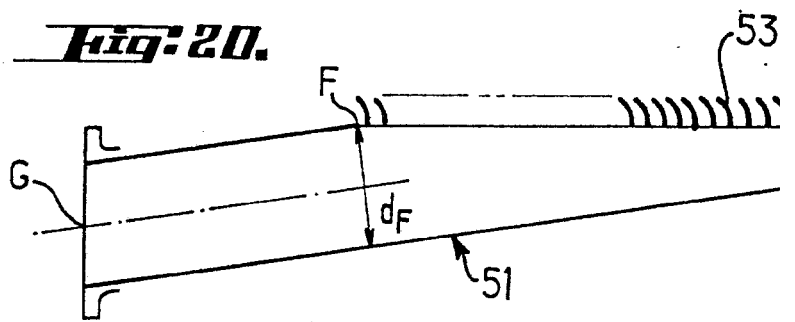


Madrid  
L. S. E. M. T.  
P. P.  
FRANCISCO GARCIA CABREZCO  
P. P.  
*[Signature]*

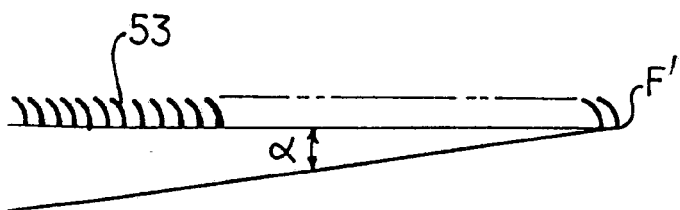
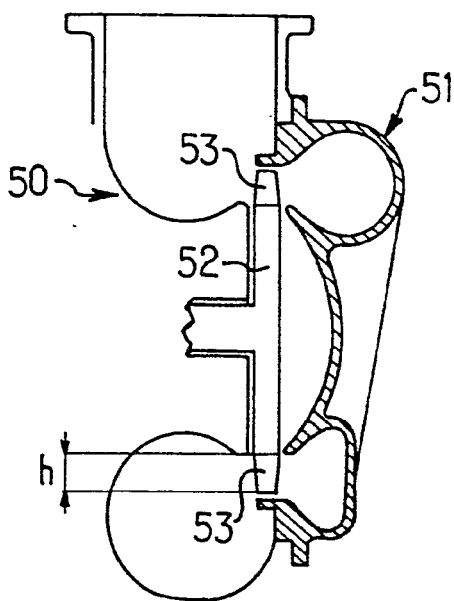
**Fig: 18.**



**Fig: 20.**



**Fig: 19.**



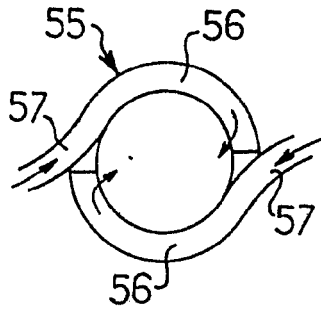
Madrid

16 MAR 1905

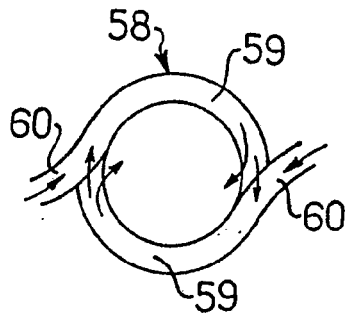
p.p.

FRANCISCO GARCIA CADREIZO  
P. P.

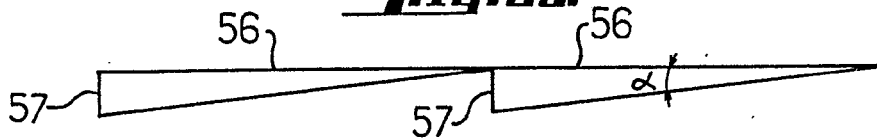
**Fig: 21.**



**Fig: 23.**



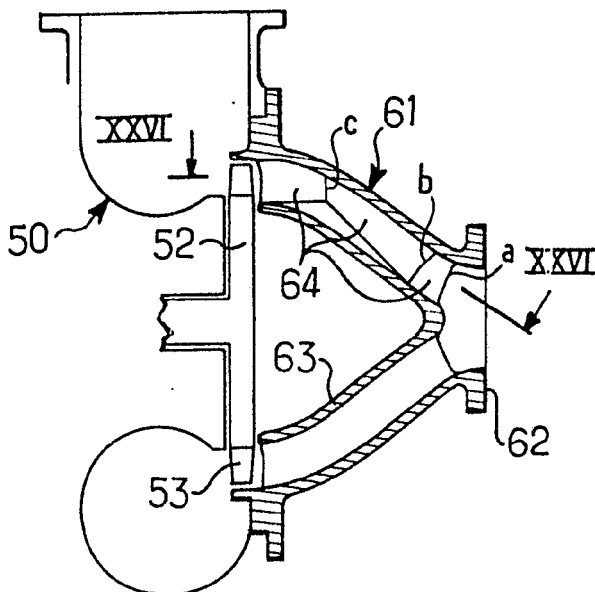
**Fig: 22.**



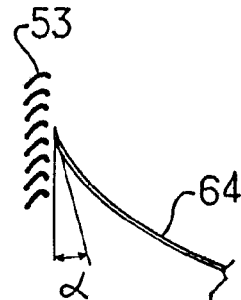
**Fig: 24.**



**Fig: 25.**



**Fig: 26.**



16 M. 1950  
Madrid  
P.P.

FRANCISCO GARCIA CABRENZO